Analyse multicritère des stratégies de ventilation en maisons individuelles

Juslin Koffi

▶ **To cite this version:**

Juslin Koffi. Analyse multicritère des stratégies de ventilation en maisons individuelles. Energie électrique. Université de La Rochelle, 2009. Français. NNT : . tel-00433348

HAL Id: tel-00433348
https://theses.hal.science/tel-00433348

Submitted on 19 Nov 2009

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.

THÈSE

présentée devant

l'Université de La Rochelle

UFR Sciences Fondamentales et Sciences pour l'Ingénieur

pour obtenir

LE GRADE DE DOCTEUR

Spécialité : GENIE CIVIL

Ecole doctorale Sciences pour l'Environnement et le Développement Durable (SEDD)

par

Juslin KOFFI

Ingénieur en Mécanique-Energétique

ANALYSE MULTICRITERE DES STRATEGIES DE VENTILATION EN MAISONS INDIVIDUELLES

Directeur de thèse : Francis ALLARD

Co-encadrants : Jean-Jacques AKOUA, Jacques RIBERON

Soutenue le 8 juillet 2009 devant la Commission d'Examen composée de :

MM.	**G.**	**ACHARD**	Professeur, Université de Savoie, France	Rapporteur
	J.-J.	**AKOUA**	Docteur, CSTB Marne-la-Vallée, France	Examinateur
	F.	**ALLARD**	Professeur, Université de La Rochelle, France	Examinateur
	C.	**INARD**	Professeur, Université de La Rochelle, France	Examinateur
	C.	**PELE**	Docteur, CSTB Marne-la-Vallée, France	Examinateur
	J.-J.	**ROUX**	Professeur, INSA de Lyon, France	Rapporteur
	J.-F.	**NOUVEL**	Directeur de recherche, ALDES, France	Invité
	J.	**RIBERON**	Docteur, CSTB Marne-la-Vallée, France	Invité

Centre Scientifique et Technique du Bâtiment (CSTB)

Laboratoire d'Étude des Phénomènes de Transfert et de l'Instantanéité : Agro-industrie et Bâtiment (LEPTIAB)

A ma famille

REMERCIEMENTS

Ce travail a été réalisé au Département Energie Santé Environnement du Centre Scientifique et Technique du Bâtiment (CSTB) à Marne-la-Vallée, en collaboration avec le Laboratoire d'Étude des Phénomènes de Transfert et de l'Instantanéité : Agro-industrie et Bâtiment (LEPTIAB) de l'Université de La Rochelle.

Je tiens tout d'abord à remercier les responsables de ces deux structures, Jean-Christophe VISIER et Francis ALLARD qui est également mon directeur de thèse. Grand Merci à Francis ALLARD pour avoir fait plus que le nécessaire pour moi pour que ce rapport puisse exister aujourd'hui.

Ma gratitude va également à Jean-Robert MILLET qui m'a accueilli au sein de la Division Energie du Département Energie Santé Environnement du CSTB mais aussi pour le suivi de mes travaux.

Pour m'avoir tout particulièrement suivi, soutenu et assisté, j'exprime ma vive reconnaissance à

Jean-Jacques AKOUA, Jacques RIBERON et Bernard COLLIGNAN du CSTB, et Ahmad HUSAUNNDEE qui ont dirigé, à tour de rôle, cette étude doctorale,

Charles PELE pour son soutien dès son arrivée.

Je tiens à associer à ces remerciements

Jean-Jacques ROUX, professeur à l'INSA de Lyon, et Gilbert ACHARD, professeur à l'Université de Savoie, qui m'ont fait l'honneur d'expertiser ce travail de thèse en tant que rapporteurs,

Christian INARD, professeur à l'Université de La Rochelle, et Jean-François NOUVEL d'ALDES qui m'ont également fait l'honneur de participer à mon jury de thèse.

Mes remerciements les plus sincères vont également à tout le personnel du CSTB, plus particulièrement à :

- Delphine BANGSITHIDETH pour de son énorme contribution dans les études expérimentales : suivi des commandes, installation des systèmes de ventilation et des modules d'acquisition de données, mesures, etc.

- Cristian MUSERAN et Fadi CHLELA, pour leur aide à la résolution des problèmes numériques,

- Jean-Georges VILLENAVE, pour avoir contribué à ma formation pendant le stage et pour les nombreux documents fournis,

- Patrick O'KELLY, pour la qualité de sa contribution lors de la prise en main des dispositifs de mesure,

- L'équipe de l'atelier pour la fabrication des supports des ventilateurs,

- Jean-Marie ALESSANDRINI et Olivier RAMALHO pour l'intérêt particulier accordé à mes travaux,

- Augustine FERY, Caterina JOURY, Abla KOUMASSI, Catherine HATTERER, Claudine SEIGNOLE et Chantal BODEAU, pour leur gentillesse, leur soutien et leurs conseils pratiques,

- Philippe TOURNIER, Patrick CORRALES, Emmanuel FLEURY, aux membres de l'équipe AGE : Mireille JANDON, Nicolas LANCIAUX, Nicolas COUILLAUD,

- Eric DEBO qui a eu à réparer maintes fois le chauffage de mon bureau,

- le service Informatique pour la promptitude dont ils ont fait preuve lors des bugs, le service déménagement,

- l'équipe de foot pour les moments de convivialités : Philippe PEREIRA, Xavier CAZENAVE, Emmanuel CAZENAVE, Fabrice ANDRUSIOW, Elias KADRI,…

Je n'oublie pas tout le personnel du LEPTIAB pour les derniers mois de la thèse passés dans ce laboratoire, notamment

- les doctorants et post- doctorants : Ramesh pour la relecture du résumé en anglais, Massy pour le covoiturage de nuit, Abdelkrim et Ameur pour les conseils et dépannages, Max, Adrien, Antoine… pour leur convivialité.

- les secrétaires Monique, Sandrine

- les stagiaires Antony et Salah pour la relecture de mon rapport, Elena.

Pour finir, je tiens à remercier mes parents, ma famille, mes amis d'ici et d'ailleurs et Carole, Sonan, Toutou Baïla, Magagi Daga, Jean-Marc, Olivier, Sébastien, Aimé, … pour leur soutien et leur écoute.

RESUME

Face à la multitude de polluants de l'air intérieur, la ventilation se doit de fournir un renouvellement d'air suffisant pour assurer une bonne qualité d'air. Cependant, les exigences de réduction de la facture énergétique des bâtiments ont entraîné l'adoption de diverses stratégies de ventilation visant de plus en plus à réduire les déperditions liées au renouvellement d'air, souvent au détriment de la qualité d'air. Nous proposons de faire une évaluation des performances des systèmes de ventilation au regard de ces deux critères. Ces tâches d'évaluation et de comparaison sont effectuées tant sur le plan expérimental que numérique.

Des scénarios de pollution réalisés dans la maison expérimentale MARIA à l'aide de la méthode des gaz traceurs ont permis d'évaluer en situation réelle les conditions de fonctionnement du principe de balayage des logements. Ainsi, avec la ventilation mécanique contrôlée double flux, l'air issu des chambres et du séjour est convenablement drainé vers les pièces humides pour y être extrait. La VMC simple flux et la ventilation naturelle permettent également d'obtenir des résultats assez satisfaisants. Cependant, ces échanges internes restent sujets à des perturbations, notamment aux infiltrations dues à la force du vent.

Au niveau numérique, l'évaluation des performances de la ventilation a nécessité le développement dans l'environnement Matlab/Simulink d'un outil de simulation thermo-aéraulique des bâtiments multizones. La maison expérimentale a ainsi été modélisée avec les caractéristiques aérauliques et thermiques de son enveloppe et les différents réseaux de ventilation qui y sont installés.

Des comparaisons ont été effectuées entre le modèle aéraulique et l'étude expérimentale du transfert de polluant entre les différentes pièces de la maison. Les résultats donnent une dynamique similaire en ce qui concerne l'évolution des concentrations en gaz traceur. Toutefois, les niveaux élevés de concentrations fournies par le modèle indiquent qu'une bonne représentation de la maison MARIA exige la connaissance avec plus de précision des liaisons aérauliques telles que la perméabilité à l'air par façade et la perméabilité entre pièces de la maison. Aussi, la maison est-elle simulée dans la présente étude avec le modèle obtenu en première approximation.

Les simulations effectuées sur une période de chauffage dans la météo de la zone H1a ont montré que les performances de la VMC double flux, en termes de qualité d'air et de dépenses énergétiques, semblent meilleures. La ventilation hygroréglable, bien que permettant de réduire de manière assez conséquente la facture énergétique, peine souvent à maintenir une qualité d'air convenable. La ventilation naturelle qui semblait surdimensionnée donne cependant des performances moyennes par rapport à la VMC simple flux. Enfin, l'étude de l'influence de l'efficacité des systèmes de ventilation a permis de souligner l'importance de ce facteur dans le maintien d'une bonne qualité d'air à l'intérieur des bâtiments.

Mots-clés : stratégies de ventilation, qualité d'air intérieur, échanges aérauliques interzones, expérimentations in situ, modélisation multizone.

ABSTRACT

Due to the large number of indoor air pollutants, ventilation aims at providing a sufficient air renewal in order to ensure a good indoor air quality (IAQ). Conversely, buildings energy requirements lead to adapting various ventilation strategies: these strategies aim at reducing the energy losses by air renewal, but at times fail to maintain good air quality. The objective of the present thesis is to make an evaluation of the performances of ventilation systems based on these two criteria. These tasks of evaluation and comparison are performed both experimentally and numerically.

Several pollution scenarios are investigated in the experimental house MARIA *(Mechanised house Advanced Research on Indoor Air)* by means of tracer gas methods. This experimental facility is a true representative of an actual living space. The experiments allow the estimation of airflow patterns within that dwelling. The results obtained show the best performance with mechanical balanced ventilation: airflows from the main rooms (i.e. living-room and bedrooms) are suitably drained towards the kitchen and the bathrooms. Mechanical exhaust ventilation, the reference system, and natural ventilation also yield rather satisfactory results. However, these internal airflow patterns are subjected to some disturbances due to air infiltrations by wind.

Numerically, the evaluation of the ventilation strategies requires the development of a multizone building model quite useful in simulating combined heat and mass transfer problems in buildings. A program with the multizone building model is implemented in Matlab/Simulink environment in order to simulate the experimental house MARIA coupled with several ventilation networks (fans, ducts).

Comparisons between the airflow model and the experimental study of pollutant spread within the dwelling are carried out. The results show similar dynamics in relevance to the tracer gas concentrations. Nevertheless, the high levels of concentrations provided by the model are an indication that a good modelling of MARIA requires a precise knowledge of airflow paths and connections, such as the façade air leakage and air leakage between rooms. Therefore, the house has been simulated in the present study with the model obtained to a first approximation.

The numerical investigations performed that model during a heating period show good performances of balanced ventilation in terms of IAQ and energy saving. Humidity controlled ventilation, although allows a reduction in energy costs, fails at times to ensure a good IAQ. Natural ventilation though seems oversized, yields a worse IAQ performance compared to the reference system. Finally, the influence of the ventilation system efficiency appears as one of the most important factors in maintaining good air quality in buildings.

Keywords : ventilation strategies, indoor air quality, inter-zonal airflows, full-scale experiments, multizone modelling.

TABLE DES MATIERES

INTRODUCTION GENERALE 15

CHAPITRE 1. VENTILATION DES LOGEMENTS ET CRITERES D'EVALUATION DE LA QUALITE DES AMBIANCES INTERIEURES 17

1.1 TYPOLOGIE DES POLLUANTS DE L'AIR INTERIEUR 18
1.1.1 Polluants métaboliques 18
1.1.2 Polluants liés aux activités domestiques 19
1.1.3 Polluants issus de l'équipement et des matériaux de construction 20
1.1.4 Les sources extérieures de pollution 21
1.1.5 Etat de la pollution dans les logements en France 23

1.2 ANALYSE DE LA QUALITE DE L'AIR INTERIEUR 25
1.2.1 Exposition à un polluant et valeurs guides 25
1.2.2 Exposition à un mélange de polluants 28
1.2.3 Synthèse 31

1.3 NOTIONS DE CONFORT THERMIQUE 32

1.4 TYPOLOGIE DES STRATEGIES DE VENTILATION DES LOGEMENTS 34
1.4.1 Fonctions de la ventilation 34
1.4.2 Les principes de ventilation 35
1.4.3 Les systèmes de ventilation 38
1.4.4 Stratégies de contrôle des systèmes de ventilation 45
1.4.5 Etat des systèmes de ventilation dans les logements en France 46

1.5 EVALUATION DES STRATEGIES DE VENTILATION 48
1.5.1 Efficacité du renouvellement d'air 48
1.5.2 Efficacité d'élimination des polluants 50
1.5.3 Impact de la ventilation sur la qualité de l'air intérieur 53
1.5.4 Impact énergétique de la ventilation 55

1.6 SYNTHESE 60

CHAPITRE 2. ETUDE EXPERIMENTALE DES STRATEGIES DE VENTILATION 61

2.1 DESCRIPTION DE LA MAISON EXPERIMENTALE MARIA 62
2.1.1 Présentation de la maison MARIA 62
2.1.2 Les systèmes de ventilation 64
2.1.3 Caractéristiques thermiques 67

2.2 CARACTERISATION DE LA PERMEABILITE A L'AIR DE L'ENVELOPPE 69
2.2.1 Etat de l'étanchéité à l'air de l'enveloppe 69
2.2.2 La métrologie 69
2.2.3 Le protocole expérimental 70
2.2.4 Résultats et analyse 71

2.3 ETUDES DES TRANSFERTS DE POLLUANTS : METROLOGIE ET PROTOCOLE 74
2.3.1 La métrologie 74
2.3.2 Le protocole expérimental 76

2.4 DISTRIBUTION DES CONCENTRATIONS ET EFFICACITE DE LA VENTILATION 79
2.4.1 Conditions d'essai 79
2.4.2 Analyse de l'homogénéité des concentrations 80
2.4.3 Analyse de l'efficacité des systèmes de ventilation 81

2.5 RESULTATS ET ANALYSES POUR LA VMC SIMPLE FLUX 83
2.5.1 Transferts de polluants à partir du séjour 83
2.5.2 Transferts de polluants à partir de la cuisine 88
2.5.3 Transferts de polluants à partir d'une chambre 90
2.5.4 Transferts de polluants à partir du sous-sol 92
2.5.5 Synthèse 93

2.6 RESULTATS ET ANALYSES POUR LA VMC DOUBLE FLUX 94
2.6.1 Caractérisation du système de ventilation étudié 94
2.6.2 Transferts de polluants à partir du séjour 95
2.6.3 Transferts de polluants à partir de la cuisine 98
2.6.4 Transferts de polluants à partir d'une chambre 99
2.6.5 Transferts de polluants à partir du sous-sol 101
2.6.6 Synthèse 102
2.7 RESULTATS ET ANALYSES POUR LA VENTILATION NATURELLE 103
2.7.1 Transferts de polluants à partir du séjour 103
2.7.2 Transferts de polluants à partir de la cuisine 106
2.7.3 Transferts de polluants à partir d'une chambre 108
2.7.4 Synthèse 109
2.8 DISCUSSION ET CONCLUSION 109

CHAPITRE 3. DEVELOPPEMENT D'UN MODELE THERMO-AERAULIQUE ET MULTIZONE DE BATIMENT 111
3.1 TYPOLOGIE DE LA MODELISATION DES BATIMENTS 111
3.1.1 Les codes de champs 111
3.1.2 La méthode zonale ou intermédiaire 111
3.1.3 La méthode nodale multizone 112
3.1.4 Choix du code de modélisation 113
3.2 MODELISATION DES COMPOSANTS AERAULIQUES 116
3.2.1 Modélisation de l'environnement du bâtiment 116
3.2.2 Modélisation des petites ouvertures 119
3.2.3 Modélisation des défauts d'étanchéité 121
3.2.4 Les composants de type entrées d'air 121
3.2.5 Les composants de type bouches d'extraction 123
3.2.6 Liaisons internes et grandes ouvertures verticales 124
3.2.7 Les conduits de ventilation 129
3.2.8 Les ventilateurs 130
3.2.9 L'échangeur de chaleur 131
3.3 DESCRIPTION DU MODELE THERMIQUE 132
3.3.1 Le modèle de paroi 132
3.3.2 Le modèle de fenêtre 134
3.3.3 Le modèle de radiateur électrique 134
3.3.4 Bilan enthalpique de l'air intérieur 134
3.4 RESOLUTION ET COUPLAGES DES MODELES 136
3.4.1 Résolution du modèle aéraulique 136
3.4.2 Comparaison avec les calculs analytiques 139
3.4.3 Confrontation avec le code CONTAM 141
3.4.4 Couplage thermo-aéraulique 143
3.5 MODELISATION DES TRANSFERTS DE POLLUANTS 145
3.5.1 Typologie des polluants modélisés 145
3.5.2 Transferts des polluants gazeux 145
3.5.3 Transferts hydriques 146
3.5.4 Modélisation des échanges particulaires 151
3.6 APPLICATION : MODELISATION DE LA MAISON MARIA 153
3.6.1 Représentation multizone de MARIA 153
3.6.2 Réseau de ventilation naturelle 154
3.6.3 Réseau de la VMC simple flux 155
3.6.4 Réseau de la VMC double flux 157
3.7 CONFRONTATION DES RESULTATS NUMERIQUES ET EXPERIMENTAUX 162
3.7.1 Conditions des simulations 162
3.7.2 Résultats préliminaires 163

3.7.3 Influence du débit de polluant 165
3.7.4 Influence du coefficient de pression 169
3.7.5 Influence de la perméabilité à l'air des parois internes et externes 170
3.7.6 Discussion 174
3.8 CONCLUSION 175

CHAPITRE 4. ETUDES NUMERIQUES DES PERFORMANCES DES STRATEGIES DE VENTILATION 177
4.1 DESCRIPTION DES SCENARIOS ETUDIES 178
4.1.1 Description des stratégies de ventilation 178
4.1.2 Description des scénarios de pollution 180
4.1.3 Gestion des apports de chaleur 183
4.2 ANALYSE DES PERFORMANCES AERAULIQUES DES SYSTEMES DE VENTILATION 187
4.2.1 Débits d'air extraits 187
4.2.2 Renouvellement d'air dans les pièces principales 190
4.2.3 Infiltrations d'air 192
4.3 ANALYSE DES CONSOMMATIONS ENERGETIQUES 193
4.3.1 Les consommations énergétiques 193
4.3.2 Analyse des niveaux de température 195
4.4 ANALYSE DE LA QUALITE DE L'AIR INTERIEUR 195
4.4.1 Exposition au dioxyde de carbone 195
4.4.2 Humidité et risques de condensation 199
4.4.3 Exposition à l'alpha-pinène 202
4.4.4 Exposition au polluant spécifique cuisine 203
4.5 INFLUENCE DE L'EFFICACITE DES SYSTEMES DE VENTILATION 204
4.5.1 Incidence dans les pièces de service 204
4.5.2 Incidence dans les pièces principales 205
4.5.3 Cas particulier de l'humidité 205
4.6 SYNTHESE DES ANALYSES 207

CONCLUSION GENERALE 209

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES 213

ANNEXES DE L'ETUDE EXPERIMENTALE 221
ANNEXE N°1 : VMC SIMPLE FLUX 221
ANNEXE N°2 : VMC DOUBLE FLUX 223
ANNEXE N°3 : VENTILATION NATURELLE 224

NOMENCLATURE

A	*section du conduit*	(m^2)
A_{eff}	*aire d'ouverture effective*	(m^2)
$A_{surf,j}$	*aire de la surface j*	(m^2)
C, C_0	*concentration dans le domaine respectivement aux instants t et t_0*	(mg/m^3)
C_D	*coefficient de décharge*	(-)
Ce	*concentration dans le conduit d'extraction d'air vicié*	(kg/m^3)
Ci	*concentration en polluant dans la zone i (peut aussi représenter un puits)*	(kg/m^3)
C_p	*coefficient de pression du vent*	(-)
c_p	*capacité thermique massique*	$(J.kg^{-1}.K^{-1})$
Cs	*concentration dans le conduit d'insufflation d'air frais (ou à l'extérieur)*	(kg/m^3)
$<C>$	*concentration moyenne spatiale dans le local*	(kg/m^3)
d	*distance entre le nœud de surface et le premier nœud interne de la paroi*	(m)
e	*épaisseur totale de la paroi*	(m)
H	*hauteur de l'ouverture*	(m)
h_a	*enthalpie de l'air*	(kJ/kg)
$h_{conduit}$	*hauteur du conduit*	(m)
h_{conv}	*coefficient d'échange par convection*	$(W.m^{-2}.K^{-1})$
HR	*humidité relative de l'air*	(%)
h_{rad}	*coefficient d'échange par rayonnement*	$(W.m^{-2}.K^{-1})$
K	*coefficient de l'orifice*	$(m^3/h/Pa^n)$
k_i	*coefficient de réactivité du polluant dans la zone i*	(kg/s)
L	*longueur*	(m)
M_a	*masse molaire de l'air sec*	(kg/mol)
$m_{air,i}$	*masse de l'air de la zone i*	(kg)
M_v	*masse molaire de la vapeur d'eau contenue dans l'air*	(kg/mol)
$\dot{m}_{inf}$	*débit d'infiltration d'air*	(kg/s)
$\dot{m}_{j,i,k}$	*débit d'air de la zone j à la zone i à travers l'orifice k*	(kg/s)
$\dot{m}_{mv}$	*débit d'air de la ventilation mécanique*	(kg/s)
n	*exposant de l'équation de l'écoulement à travers un orifice*	(-)
N	*taux de renouvellement d'air dans le domaine*	(Vol/h)
$Nk_{i,j}$	*nombre total de liens aérauliques entre les zones j et i*	(-)
$n_{surf,i}$	*nombre de surfaces internes de la zone i*	(-)
N_z	*nombre de zones du bâtiment*	(-)
P	*pression absolue de l'air*	(Pa)
P_v	*pression de vapeur d'eau*	(Pa)
P_{vs}	*pression de vapeur saturante*	(Pa)
Q_{conv}	*flux de chaleur radiatif*	(W)
$Q_{Em,i}$	*apport de chaleur par les équipements de chauffage, de climatisation*	(W)
$Q_{gain,i}$	*gain de chaleur interne : occupants, apports solaires, équipements*	(W)
Q_{rad}	*flux de chaleur par petite longueur d'onde traversant la fenêtre*	(W)
q_{v0}	*débit volume d'air de référence*	(m^3/h)
$Q_{vent,i}$	*déperditions ou gain énergétiques par renouvellement d'air*	(W)

Q_v	*débit volume d'air à travers l'orifice*	*(m^3/h)*
$\dot{Q}$	*énergie consommée*	*(W)*
Si, q_p	*débit de production de polluant*	*(kg/s)*
t	*temps*	*(s, h)*
T	*température de l'air*	*(K)*
t_0, t_f	*temps initial, temps final*	*(s, h)*
$T_{air,i}$	*température de l'air à l'intérieur de la zone i*	*(K)*
$T_{int,\,i}$	*température de l'air dans la zone i*	*(T)*
T_{rm}	*température radiante moyenne*	*(K)*
T_{rs}	*température résultante sèche de l'air*	*(K)*
T_{surf}	*température de la surface*	*(K)*
U	*coefficient de transmission thermique*	*($W.m^{-2}.K^{-1}$)*
U_{met}	*vitesse du vent mesurée par la station météorologique*	*(m/s)*
U_w	*vitesse du vent à proximité du bâtiment réel*	*(m/s)*
V_i	*volume de la zone i*	*(m^3)*
W	*largeur de l'ouverture*	*(m)*
z	*hauteur, altitude*	*(m)*
z_0, $z_{0,ref}$	*respectivement la rugosité sur site et la rugosité de référence*	*(m)*
z_{ext}	*altitude du débouché de conduit*	*(m)*
z_{ref}	*hauteur de référence (site météo)*	*(m)*
Δp	*différence de pression au niveau de l'orifice*	*(Pa)*
Δp_{ventil}	*différence de pression engendrée par le ventilateur*	*(Pa)*

SYMBOLES GRECS

α	*constante caractéristique du site d'implantation (loi puissance)*	*(-)*
ε_a	*efficacité de renouvellement d'air*	*(-)*
ε_c	*efficacité d'élimination de polluant*	*(-)*
ε_{ech}	*efficacité de l'échangeur de chaleur*	*(-)*
ζ	*coefficient de perte de charge singulière*	*(-)*
ζ_{ventil}	*coefficient de perte de charge singulière du ventilateur*	*(-)*
η_{ijk}	*coefficient de filtration du polluant à travers l'orifice k entre les zones j et i*	*(-)*
η_{ventil}	*rendement du ventilateur*	*(-)*
η_m	*rendement du moteur*	*(-)*
λ	*coefficient de perte de charge régulière*	*(-)*
λ_{th}	*conductivité thermique du matériau*	*(W/m.K)*
ρ	*masse volumique de l'air*	*(kg/m^3)*
ρ_0	*masse volumique de référence de l'air sec (P_0=101325 Pa ; T_0=273.15 K)*	*(kg/m^3)*
ρ_{ext}	*masse volumique de l'air extérieur*	*(kg/m^3)*
ρ_{int}	*masse volumique de l'air intérieur*	*(kg/m^3)*
$\bar{\tau}$	*âge de l'air*	*(s)*
τ_n	*temps nominal de l'air*	*(s)*
τ_r	*temps de résidence de l'air*	*(s)*
τ_{rl}	*temps résiduel de l'air*	*(s)*
ω	*humidité absolue de l'air*	*(kg/kg)*

INDICES ET EXPOSANTS

0, ref	*référence*
a, air	*relatif à l'air*
ah	*relatif à air humide*
c	*relatif au polluant*
cond	*conduit*
conv	*convection*
ext	*extérieur*
i	*zone i*
inf	*valeur inférieure*
int	*intérieur*
met	*météo*
rad	*radiation*
sup	*valeur supérieure*
surf	*surface*
tot	*total(e)*
ventil	*relatif au ventilateur*
v	*vapeur d'eau*
w	*vent*

ABREVIATIONS

Auto	*Autoréglable*
COV	*Composés organiques volatils*
CSTB	*Centre Scientifique et Technique du Bâtiment*
Hygro	*Hygroréglable*
KP	*Polluant généré dans la cuisine (kitchen pollutant)*
PMV	*Predicted Mean Vote (vote moyen prévisible)*
PPD	*Predicted Percentage of Dissatisfied (pourcentage prévisible d'insatisfaits)*
QAI	*Qualité d'air intérieur*
VMC	*Ventilation mécanique contrôlée*
VMCDF	*VMC double flux*
VMCSF	*VMC simple flux*
VNat	*Ventilation naturelle*

INTRODUCTION GENERALE

L'histoire de l'habitation est en grande partie celle des sociétés humaines. Elle est directement liée à leur développement et à la complexité croissante de leur organisation. L'évolution des modes de vie conduit les individus à passer la plus grande partie de leur temps à l'intérieur des locaux : à la maison, à l'école, dans les bureaux, les transports, les magasins, les salles de spectacle, etc. En France on estime à plus de 90% la présence d'une personne dans un local, soit une moyenne de 22 heures par jour. Aussi, la qualité de l'air intérieur doit-elle satisfaire à des exigences de confort et de santé.

L'air intérieur contient souvent des polluants de natures différentes et des sources aussi nombreuses que variées. La présence et les activités humaines à l'intérieur des bâtiments, les matériaux de construction, les produits utilisés quotidiennement et le sous-sol sont les sources principales de pollution de l'air intérieur. Si la plupart de ces polluants sont à des proportions infimes ou sans effets connus sur la santé, l'exposition des occupants à court, moyen ou long terme à certains d'entre eux peut avoir des effets néfastes voire irréversibles sur la santé. En outre, l'interaction de certains polluants avec les matériaux de construction est susceptible de causer des dommages à la structure du bâti.

Face à cette situation potentiellement dangereuse, la ventilation s'affiche comme l'une des solutions primordiales pour maintenir une bonne qualité de l'air intérieur. L'objectif est de produire un renouvellement d'air suffisant pour évacuer les polluants émis et d'introduire de l'air neuf non pollué dans les zones d'occupation. Cependant, les problématiques de réduction des coûts énergétiques du secteur du bâtiment poussent les professionnels de la ventilation à adopter différentes stratégies pour accomplir les différentes tâches afférées à la ventilation.

Différentes études ont été menées sur cette question par les scientifiques. Des systèmes innovants sont ainsi de plus en plus proposés sur le marché par les constructeurs, avec différents modes de gestion du renouvellement d'air en vue de répondre à la fois aux problématiques de confort et de santé des occupants et de réduction des consommations énergétiques.

Mais la qualité de l'air à l'intérieur des bâtiments, et en particulier dans les logements, dépend aussi bien des différentes sources de pollution intérieures, de la qualité de l'air extérieur et du taux de renouvellement d'air que de l'efficacité du système de ventilation. Elle dépend donc de la capacité du système à évacuer au plus vite et au mieux les polluants nuisibles à la santé et à la vie des occupants et à apporter de l'air neuf en quantité suffisante.

Cet apport d'air neuf est apprécié à travers l'efficacité de renouvellement de l'air, c'est-à-dire la rapidité avec laquelle l'air est remplacé. L'évacuation de polluant dépend de la distribution de polluants qui est elle-même beaucoup influencée par les mouvements d'air. Les travaux présentés dans la littérature mettent en évidence une série d'indices utilisés permettant d'évaluer les performances de la ventilation via ces deux concepts. En outre, les systèmes de ventilation peuvent également être évalués suivant le coût énergétique engendré par le renouvellement d'air et la consommation des auxiliaires de la ventilation.

Nous nous proposons, dans la présente étude, d'examiner les performances de différents systèmes de ventilation utilisés dans les bâtiments résidentiels et en particulier dans les maisons individuelles. Cet examen se subdivise en une partie expérimentale et une autre partie numérique.

On dispose pour cela de la maison expérimentale MARIA (Maison Automatisée pour des Recherches Innovantes sur l'Air Intérieur). Il s'agit d'une maison individuelle de type F5 située sur le site du Centre Scientifique et Technique du Bâtiment (CSTB) à Marne-la-Vallée. Des études ont été menées dans cette maison à l'aide de trois systèmes de ventilation et de différents scénarios de pollution.

L'objectif majeur de cette étude est d'appréhender les conditions de fonctionnement du principe de balayage des logements sur lequel est fondée la réglementation française en matière d'aération des logements. Ce principe établi en effet le cheminement de l'air à l'intérieur des logements, des pièces de vie (chambre, séjour) vers les pièces de service (cuisine, salle de bains, douche, toilettes). Le principe de balayage répond donc au besoin d'éviter les transferts d'air et par conséquent de polluants entre pièces principales.

Cette étude est présentée au CHAPITRE 2. Auparavant, un état de l'art concernant la ventilation et la qualité de l'air intérieur fait l'objet du CHAPITRE 1 de ce rapport de thèse.

Le CHAPITRE 3 concerne la modélisation de composants pour l'obtention d'un outil thermo-aéraulique des bâtiments. Cette modélisation a été effectuée dans l'environnement Matlab/Simulink et vient à la suite d'études antérieures effectuées au CSTB. Elle a consisté à élaborer des modèles de composants aérauliques dans la bibliothèque SIMBAD (SIMulateur de BAtiment et D'équipement) et à représenter de manière numérique la maison expérimentale MARIA à l'aide d'une approche multizone nodale.

Le modèle ainsi obtenu a servi de cadre à l'étude numérique des stratégies de ventilation, sur un exemple de maison individuelle, en vue de l'évaluation des performances de ces stratégies de ventilation. Cette dernière étude fait l'objet du CHAPITRE 4.

CHAPITRE 1.

VENTILATION DES LOGEMENTS ET CRITERES D'EVALUATION DE LA QUALITE DES AMBIANCES INTERIEURES

L'environnement intérieur d'un bâtiment est complexe et dépend de nombreux paramètres. Les facteurs de risques, identifiés par le biais d'études épidémiologiques sur les environnements intérieurs, sont associés au choix du site, à la conception du bâtiment et de ses équipements, au choix des matériaux de construction et de décoration, au mode de vie, usages et activités des occupants.

La qualité de l'air intérieur est le plus souvent déterminée par la présence ou non d'un certain nombre de polluants. L'air respiré dans les bâtiments contient en général un grand nombre de polluants à la nature et aux sources diverses. Ces sources sont d'intensité soit constante et continue dans le temps, soit discontinue avec de grandes variations. Les polluants de l'air intérieur peuvent ainsi être répertoriés en fonction de leur nature, de la nature des sources ou du mode d'émission.

1.1 TYPOLOGIE DES POLLUANTS DE L'AIR INTERIEUR

Les sources de pollution de l'air intérieur peuvent être regroupées en trois grandes catégories : les occupants à travers leur présence et leurs activités domestiques, les matériaux de construction ou de décoration et l'environnement extérieur. Le niveau de pollution dû aux occupants dépend du taux d'occupation du local, de l'activité physique et de l'hygiène corporelle des occupants ; elle est aussi fonction de leur mode de vie. La pollution dépend également du choix des matériaux de construction et de décoration, de l'adéquation du procédé constructif au site et du choix des équipements domestiques. Enfin, la pollution due à la dernière catégorie est fonction du site d'implantation du bâtiment.

1.1.1 Polluants métaboliques

Les réactions chimiques de synthèse et de dégradation qui conduisent à la production d'énergie mécanique et calorifique, à partir de la combustion des aliments, constituent le métabolisme énergétique du corps humain. Par la respiration, l'homme rejette dans son environnement non seulement de la chaleur latente, mais aussi de l'air saturé en vapeur d'eau et en gaz carbonique issus de l'oxydation des produits organiques. La production de ces deux composés augmente avec l'activité métabolique mais dépend également du confort thermique. On peut retenir qu'un adulte ayant une activité sédentaire produit environ 55 g/h de vapeur d'eau et 33 g/h (18 l/h) de CO_2 [Ribéron, 1991b].

Le corps humain produit également des micro-organismes et des molécules odorantes (bio-effluents) qui sont rejetés dans l'air ambiant par les phénomènes de transpiration. L'intensité et la nature des odeurs émises dépendent fortement de l'état de santé, du type d'alimentation et de l'activité. Ces polluants ne sont pas souvent pris en compte dans l'évaluation des émissions humaines.

La teneur dans l'air expiré est cependant très variable et, selon Fenske [Fenske, 1999], on a pour un individu en bonne santé :

- 12 à 580 ppb d'isopropène (10^3 ppb=1 ppm) ;
- 1,2 à 1880 ppb d'acétone ;
- 13 à 1000 ppb d'éthanol ;
- 160 à 2000 ppb de méthanol.

L'air expiré contient dans une moindre mesure des aldéhydes, des cétones, des méthyles, de l'ammoniac, de l'éthane, du méthane, etc. Fenske [Fenske, 1999] et Brown [Brown et al., 1994] et Norback [Norback, 1995] ont, par exemple, effectué des mesures de composés organiques volatils totaux dans des salles occupées : les concentrations varient respectivement entre 70 et 180 µg/m^3 et entre 70 et 420 µg/m^3.

Du fait de la diversité des composants et de la difficulté de leur identification, on retient souvent comme traceur de la pollution métabolique le dioxyde de carbone dont l'émission est proportionnelle à l'activité métabolique et qui est également fortement corrélé à l'intensité des odeurs corporelles {[Ribéron, 1991b], [Schell, 2002]}.

1.1.2 Polluants liés aux activités domestiques

Les activités domestiques génèrent des polluants de nature physique, chimique ou bactériologique.

- Vapeur d'eau

La vapeur d'eau est quotidiennement produite dans les bâtiments résidentiels par divers activités : cuisson des aliments, vaisselle, bain/douche, lessive, séchage et repassage du linge, nettoyage du sol. Cette production, souvent localisée et très variable dans le temps, peut atteindre en pointe des niveaux élevés de l'ordre de 1000 g/h [Ribéron, 1991b]. Dans les cuisines et les salles de bains, la production de vapeur d'eau est élevée mais de courte durée à l'exception d'une salle de bains utilisée comme séchoir.

L'Annexe 27 de l'AIE {[Millet, 1995], [Mansson, 2001]} a ainsi établi des scénarios de production de vapeur d'eau liée aux activités domestiques dont les valeurs sont les suivantes :

- activités de cuisine : respectivement 50 g/personne (petit déjeuner), 150 g/personne (déjeuner) et 300 g/personne (dîner) ;
- lessive : 200 g/lavage et 1000 g/séchage ;
- douche/bain : 300 g/personne.

La teneur en eau de l'air semble n'avoir une influence sur la santé que pour des valeurs faibles se manifestant notamment par le dessèchement des muqueuses. La limite inférieure recommandée est de l'ordre de 20% à 30% d'humidité relative [Ribéron, 2004a]. Si les valeurs élevées peuvent avoir des influences directes telles que l'inconfort thermique et le développement de bactéries, ce sont principalement les exigences de conservation du bâti (c'est-à-dire la limitation des condensations surfaciques) qui conduisent à imposer des seuils de l'ordre de 65 à 80%. Ces limites sont cependant fréquemment dépassées lors de forte production de vapeur d'eau conduisant à la condensation sur les parois, ce qui nécessite une adaptation des revêtements des parois du local.

- Produits de combustion et odeurs

Les produits de combustion sont générés dans les ambiances intérieures par les appareils de cuisson et par les chauffe-eau non raccordés à un système d'évacuation de fumées et parfois par des appareils de chauffage mal raccordés ou en cas de dysfonctionnement de celui-ci. Parmi ces produits, le monoxyde de carbone (CO) et le dioxyde d'azote (NO_2) sont considérés comme étant les plus dangereux pour la santé des occupants. Ils peuvent créer des troubles neurologiques, cardio-vasculaires ou respiratoires avec des effets variables selon les concentrations et le type de population exposée (enfants, personnes âgées). La combustion produit aussi du CO_2, des oxydes d'azote et de soufre, de la vapeur d'eau, etc.

Les activités culinaires dégagent aussi des composés odorants dont la perception est très subjective : par exemple, des mêmes odeurs de nourriture cuisinée peuvent être agréablement ou désagréablement ressenties suivant l'état de l'individu.

- COV, particules et micro-organismes

Les produits domestiques conditionnés sous forme de pulvérisateurs tels que les nettoyants, les désinfectants, les désodorisants, les rafraîchissants, les cires pour meubles,... génèrent des aérosols dont une partie est mise en suspension dans l'air. Ces aérosols contiennent divers composés organiques volatils (COV) dont les hydrocarbures aliphatiques, aromatiques ou chlorés, les alcools, les cétones, les esters. Des molécules de COV peuvent être identifiées dans les effluves des shampooings, des savons, des parfums. Même les vêtements émettent des COV lorsqu'ils sortent de la teinturerie, notamment des vapeurs de perchloréthylène résiduaires, solvant utilisé comme nettoyant. Les COV sont aussi présents dans les peintures, colles et vernis utilisés pour l'entretien et le bricolage.

Par ailleurs, des particules diverses (poussières, poils d'animaux domestiques, débris de micro-organismes) sont remises en suspension dans l'air ambiant lors des tâches ménagères. Les micro-organismes peuvent quant à eux se développer consécutivement à des activités culinaires soit dans les poubelles, soit dans les conduits de vide-ordures.

- Fumée de tabac

Des milliers de composants gazeux et particulaires ont été identifiés dans des fumées de cigarette. Quatre substances sont particulièrement à considérer : la nicotine, responsable de la toxicomanie tabagique, le monoxyde de carbone, les goudrons et les substances irritantes. Les fumeurs, ainsi que les non-fumeurs, sont également exposés à des concentrations élevées de particules en suspension, de nitrosamines, d'aldéhydes dont le formaldéhyde, de dioxydes d'azote, de dioxyde de carbone, d'acroléine, et d'un hydrocarbure aromatique polycyclique particulièrement redoutable, car cancérigène, le benzo (a) pyrène {[Ribéron, 2004a], [Limb, 2001]}.

L'inhalation des composés se manifeste par des risques élevés de cancers des voies respiratoires et des affections liées au tabac comme la bronchite chronique, les maladies cardio-vasculaires,... Le tabagisme passif est une réalité puisque des métabolites de la combustion du tabac sont retrouvés chez des non-fumeurs exposés au tabac de leur entourage. Chaque année, selon l'INPES [INPES, 2006], la consommation de tabac entraîne 66000 décès et le tabagisme passif provoque 5000 morts en France. Face à ce constat, une mesure de renforcement de l'interdiction de fumer dans les lieux affectés à un usage collectif (restaurants, cafés, bars, bureaux, hôtels, trains…) a été prise en 2006. Le problème demeure néanmoins dans les locaux d'habitation où ceux qui échappent à la fumée de cigarette dans les lieux publics peuvent encore y être confrontés.

1.1.3 Polluants issus de l'équipement et des matériaux de construction

Les matériaux de construction et de décoration intérieure des bâtiments émettent des polluants que l'on peut regrouper de la manière suivante : COV, fibres, biocides, radon.

- Les composés organiques volatils (COV)

Matériaux et équipements de bâtiments sont les principales sources de composés organiques volatils dans les habitations. Ces substances entrent en effet dans la composition de nombreux matériaux de construction et de décoration comme les peintures, les papiers peints, les vernis, les revêtements de sol et participent de façon non négligeable à la pollution de l'air intérieur.

Le formaldéhyde (HCHO) est l'un des COV les plus présents dans l'habitat. C'est un gaz incolore et odorant dont les émanations proviennent essentiellement des mousses isolantes à base d'urée-formol, des panneaux de bois agglomérés et de contre-plaqués, des revêtements plastiques, des tapis. Les processus de combustion incomplète (foyers ouverts, fumée de tabac) génèrent également du HCHO.

Les symptômes qui peuvent être attribués au formaldéhyde sont l'irritation des yeux, du nez et de la gorge (à partir de 0,12 mg/m^3), la toux, l'asthme, les maux de tête, l'irritation des voies pulmonaires (à partir de 2 mg/m^3). En outre, des effets à longs termes possibles à partir de 5 mg/m^3. On notera toutefois que, chez l'homme, les enquêtes épidémiologiques ne permettent pas d'accuser formellement le formaldéhyde d'être cancérigène.

L'impact des COV sur le confort et la santé vont de la gêne olfactive à des affections majeures telles que les cancers, l'irritation des muqueuses et voies respiratoires. Certains sont reconnus comme des neurotoxiques, mais leurs effets n'ont pu être montrés que pour des niveaux d'exposition élevés. A ce jour, il est reconnu que le benzène et le vinylchloride sont cancérigènes. L'effet des mélanges de ces composés est encore moins bien connu et l'on dispose de peu de données toxicologiques. L'évaluation des effets sur la santé de mélanges complexes de COV est difficile car l'effet d'un mélange peut être synergique, antagoniste, additif ou indépendant [Ribéron, 2004a].

Le Tableau 1.1 présente les principaux COV rencontrés dans les logements.

Famille chimique	Composés fréquemment détectés
Alcanes	n-hexane, n-décane
Cyclo-alcanes et alcènes	cyclohexane, méthyl-cyclohexane
Hydrocarbures aromatiques	benzène, toluène, xylènes, 1,2,4-triméthylbenzène
Hydrocarbures halogénés	dichlorométhane, 1,1,1-trichloroéthane, trichloroéthylène tétrachloroéthylène, 1,4-dichlorobenzène
Terpènes	limonène, alpha-pinène, 3-carène
Aldéhydes	formaldéhyde, acétaldéhyde, hexanal (ou hexanaldéhyde)
Cétones	acétone, méthylethylcétone
Alcools	isobutanol, éthoxyéthanol
Esters	éthylacétate, butylacétate, éthoxyéthylacétate

Tableau 1.1 : Familles de COV fréquemment détectés dans les ambiances intérieures.

- Les fibres

Les fibres en suspension dans l'air des logements proviennent des revêtements muraux, moquettes, linges de maison, literies et vêtements. En outre, les isolants à base de laine de verre, les matériaux de construction ainsi que certains meubles peuvent aussi être des sources d'émission de microfibres minérales. Ces particules sont mises en suspension lors des opérations d'entretien et par les déplacements des occupants.

Contrairement à l'amiante, dont les dangers sont bien connus, les fibres de laine de verre paraissent ne pas présenter un risque important pour la santé des occupants. On notera aussi que les revêtements à base d'amiante floquée sont très peu utilisés dans l'habitat.

1.1.4 Les sources extérieures de pollution

L'air atmosphérique contient des polluants produits en grande partie par les activités humaines. Ces polluants sont très nombreux et parfois à des concentrations très faibles. La qualité de l'air résulte d'un équilibre complexe entre les apports de polluants et les phénomènes de dispersion et de transformation dans l'environnement.

Deux familles peuvent être distinguées. Les polluants primaires sont d'origine industrielle ou automobile. Ce sont des particules ou des gaz tels que le CO_2, le SO_2, le NO_2, les hydrocarbures légers, les COV. Ils peuvent se transformer, sous l'action des rayons ultra-violets et de la chaleur, en polluants dits secondaires tels que l'ozone et les polluants photochimiques donnant naissance au smog qui stagne parfois au-dessus des villes en été.

L'industrie, l'incinération des déchets et le chauffage domestique sont des émetteurs de particules, mais le transport routier reste la principale source de particules de diamètre inférieur à 10 µm (PM_{10}). Historiquement, la pollution par les poussières a été très tôt ressentie et a fait l'objet de réglementations. Les particules solides servent de vecteurs à différentes substances toxiques voire cancérigènes ou mutagènes et sont de ce fait un sujet de préoccupation.

Ces polluants pénètrent dans les bâtiments à travers les orifices spécifiques de ventilation non protégés et les défauts d'étanchéité de l'enveloppe du bâtiment et les grandes ouvertures extérieures.

D'après une étude de Collignan [Collignan, 2001], le renouvellement d'air constitue la cause majeure de la pollution des ambiances intérieures par les polluants atmosphériques non réactifs comme le monoxyde de carbone. Ceux-ci sont en général de niveau inférieur ou égal à celui de l'extérieur. En revanche, les concentrations en espèces réactives comme l'ozone ou le dioxyde d'azote sont plus importantes à l'intérieur de l'appartement étudié qu'à l'extérieur. Un renouvellement d'air adéquat permet en effet à ces polluants de transiter par l'espace intérieur sans pouvoir y réagir.

La solution la plus efficace pour lutter contre l'intrusion des polluants extérieurs dans les bâtiments est de filtrer l'air avant son insufflation et de disposer d'une enveloppe étanche.

- Cas particulier du radon

Le radon est un gaz radioactif d'origine naturelle provenant de la désintégration de l'uranium et du radium présents dans la croûte terrestre. Il émane principalement des sous-sols granitiques et volcaniques. En outre, l'utilisation de matériaux de construction ayant une teneur en radium élevée peut contribuer à la concentration en radon.

L'afflux du radon dans les logements est favorisé par la dépression créée par la ventilation. Cette intrusion se fait à travers les fissures et défauts d'étanchéité, les joints, les matériaux poreux et les canalisations (voir Figure 1.1). Ce gaz peut ainsi s'accumuler dans les endroits clos tels que les caves, les vide-sanitaire ou même les pièces d'habitations. Les moyens pour diminuer la concentration de radon dans les maisons vont de l'aération régulière de ces pièces à l'amélioration de l'étanchéité des planchers bas [Collignan, 2001].

L'exposition au radon augmente fortement le risque de cancer des poumons. L'Union Européenne recommande par conséquent la mise en œuvre d'actions correctives lorsque la concentration moyenne annuelle dans un bâtiment dépasse 400 Becquerel/m^3. La valeur limite est de 200 Bq/m^3 dans les bâtiments neufs.

Selon l'IRSN [IRSN, 2006], les concentrations moyennes sont de l'ordre de 90 Bq/m^3 en France, de 20 Bq/m^3 au Royaume-Uni et de 108 Bq/m^3 en Suède. En France, les départements où elles excèdent 100 Bq/m^3 (Cf. Figure 1.2) sont particulièrement concernés par les différentes mesures préventives.

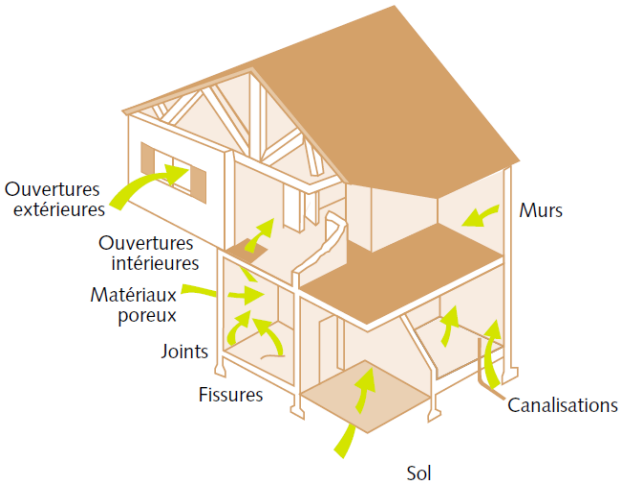


Figure 1.1 : Voies de pénétration du radon dans une maison individuelle [IPSN, 2002].

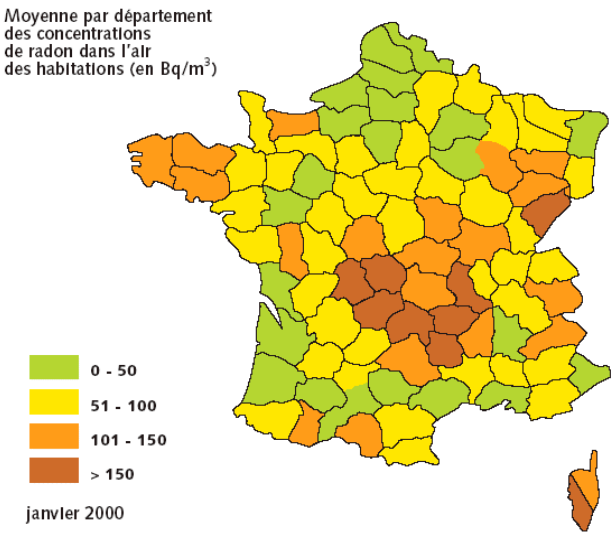


Figure 1.2 : Cartographie des niveaux de radon en France [IRSN, 2006].

1.1.5 Etat de la pollution dans les logements en France

Différentes enquêtes sur la qualité de l'air dans les logements français ont été menées depuis quelques années par l'Observatoire de la Qualité de l'Air Intérieur {[Kirchner, 2006a], [Mosqueron, 2001], [Mosqueron, 2004]}. Il ressort de la campagne 2006, concernant des mesures de concentration dans 567 résidences principales, divers résultats.

En résumé, seuls 9% des logements, ce qui représente une minorité, présentent des concentrations très élevées pour plusieurs polluants. A l'inverse 45% des logements présentent des niveaux de concentrations très faibles pour l'ensemble des polluants mesurés.

Les résultats sont présentés ci-après.

- Composés organiques volatils

Les composés organiques volatils sont présents dans l'ensemble des logements. En effet, 50% d'entre ces derniers ont des concentrations à 20 µg/m³, mais les maxima peuvent atteindre dans certains cas 100 voire 1000 µg/m³. On note, en outre, qu'au moins 68% des logements ont des niveaux de concentration supérieurs à ceux mesurés à l'extérieur des bâtiments. L'une des sources primordiales semble être les garages attenant et communiquant avec les logements, où les concentrations de COV mesurées sont parfois dix fois plus élevées que dans le reste du logement.

L'enquête montre que le formaldéhyde, l'acétaldéhyde et l'hexaldéhyde se retrouvent de l'ensemble des résidences soumises aux mesures. La moitié des logements atteignent ainsi des concentrations en formaldéhyde (COV le plus abondant) de 19,6 µg/m³. En outre le toluène, hydrocarbure le plus important, atteint des concentrations de 12,2 µg/m³ dans la moitié des logements.

Ces valeurs restent toutefois en dessous des valeurs-guides de l'OMS : celles-ci sont respectivement de 100 µg/m³ pour le HCHO et 260 µg/m³ pour le C_7H_8 [OMS, 2000] pour une exposition continue de 30 minutes.

- Monoxyde de carbone

En grande majorité, les niveaux de monoxyde de carbone sont voisins de zéro dans les différentes pièces des logements. Des valeurs plus élevées sont cependant ponctuellement observées. Selon les pièces considérées, les maxima observés vont de 130 à 233 ppm (sur 15 min), 90 à 174 ppm (sur 30 min), 53 à 120 ppm (sur 1h), 31 à 36 ppm (sur 8h). Les pièces de service (cuisines, salles de bain, WC) présentent les maxima les plus élevés sur les différentes durées d'observation.

Ces valeurs de concentrations permettent de conclure que seuls 2 à 6,4% des logements, selon la durée d'exposition considérée, dépassent les seuils recommandés par l'OMS qui sont respectivement de 87ppm sur 15 minutes, 52 ppm sur 30 minutes, 26 ppm sur 1 heure et 9 ppm sur 8 heures.

- Paramètres physiques

Les particules de l'air sont présentes dans la moitié des logements à des teneurs de 19,1 µg/m³ pour les particules de diamètre inférieur à 2,5 µm ($PM_{2,5}$) et de 31,3 µg/m³ pour celles de diamètre inférieur à 10 µm (PM_{10}). En outre, 5% des logements ont des concentrations supérieures à 133 µg/m³ ($PM_{2,5}$) et à 182 µg/m³ (PM_{10}).

La moitié des logements présentent des teneurs en radon supérieures à 31 Bq/m³ dans les pièces de sommeil et inférieures à 33 Bq/m³ dans les autres pièces. Dans 5% des cas, les concentrations corrigées de l'effet saison (les concentrations intérieures en radon étant sujettes à des variations intérieures) dépassent 220 Bq/m³ dans les pièces de sommeil.

- Paramètres de confort et de confinement

L'humidité relative est supérieure à 49% dans un logement sur deux et dépasse 63,1%, dans les pièces de sommeil pour 5% des logements.

La moitié des logements ont des concentrations en dioxyde de carbone dépassant 756 ppm pour les valeurs moyennes sur la semaine, 1688 ppm en considérant le maximum des valeurs moyennes glissantes sur 1 heure et 1193 ppm pour les valeurs mesurées la nuit.

En outre, dans 5% des logements, la concentration moyenne en CO_2 sur la semaine est supérieure à 1484 ppm, le maximum sur une heure dépasse 4450 ppm et les valeurs maximales durant la nuit excèdent 3244 ppm. Notons que la valeur guide de CO_2 est fixée à 1000 ppm en France [Limb, 2001].

La température ambiante est supérieure à 21°C dans un logement français sur deux ; 5% d'entre eux ont une température supérieure à 25,5°C dans les pièces de sommeil. L'amplitude est la plus importante dans ces mêmes pièces, soit 5,4 à 29,5°C.

- Polluants biologiques

La moitié des logements ont des teneurs en allergènes de chats et de chiens inférieures à la limite de quantification. 5% des logements ont des concentrations supérieures à 2,8 ng/m^3 pour les allergènes de chats et supérieures à 1,8 ng/m^3 pour les allergènes de chiens. De même, la moitié des logements ont des teneurs en allergènes d'acariens dans la poussière supérieures à 1,6 et 2,2 µg/g respectivement pour Derp1 (Dermatophagoïdes farinae) et Derf1 (Dermatophagoïdes pteronyssinus), les 2 allergènes mesurés. Les teneurs dépassent 86,3 µg/g pour Derf1 et 36,5 µg/g pour Derp1 dans 5% des cas.

Au final, la moitié des logements dépasse la valeur seuil de sensibilisation de 2 µg/g de poussière à partir de laquelle il existe un risque pour certaines personnes de produire des anticorps de l'allergie [Platts-Mills, 1997]. D'autres personnes deviennent sensibilisées aux acariens avec une concentration inférieure ; toutefois, l'exposition aux allergènes d'acariens ne pose pas de problème pour la majorité des cas.

Ces résultats permettent de faire l'état des lieux sur la pollution à l'intérieur des logements et mettent l'accent sur l'ampleur de la tâche qui incombe à la ventilation.

1.2 ANALYSE DE LA QUALITE DE L'AIR INTERIEUR

1.2.1 Exposition à un polluant et valeurs guides

L'analyse de l'exposition aux polluants permet d'apprécier la quantité de matière toxique susceptible d'être ingérée par les occupants d'un bâtiment pendant la durée de l'occupation. Elle repose sur la mise en relation de schémas d'activité des occupants avec les concentrations en polluants des ambiances où ils se déplacent. L'exposition se décline en différentes facettes.

L'exposition instantanée E_{inst} (mg/m³) est la concentration en polluant mesurée ou calculée à chaque instant et l'exposition de pointe E_{pointe} (mg/m³) correspond à la valeur maximale obtenue pendant une durée donnée. Ces indices ponctuels, utilisés surtout pour les gaz très toxiques, s'expriment par les relations :

$$E_{inst} = C(t)\,; \qquad E_{pointe} = max(E_{inst}) \tag{1.1}$$

L'exposition moyenne E_{moy} (mg/m³) ou concentration moyenne pondérée par le temps est l'une des grandeurs les plus utilisées pour caractériser l'exposition à un polluant. Elle intègre dans sa définition à la fois la durée et l'intensité par la relation :

$$E_{moy} = \frac{1}{t_2 - t_1} \int_{t_1}^{t_2} C(t)\ dt \tag{1.2}$$

Pour les polluants absorbés par voie respiratoire, le calcul des expositions instantanées et moyennes peut être personnalisé par l'introduction du taux de respiration b (nombre de respirations/heure) et du volume de respiration V_{resp} (m³) de l'individu :

$$E_{inst} = C(t) \times b \times V_{resp}\,; \qquad E_{moy} = \frac{1}{t_2 - t_1} \int_{t_1}^{t_2} E_{inst}\,(t)\ dt \tag{1.3}$$

Cependant, d'après Wilson [Wilson, 1990], le doublement de la concentration en un polluant pendant le même intervalle de temps génère davantage qu'un effet double sur les occupants. Aussi, propose-t-il d'utiliser comme critère de jugement de la qualité de l'air la charge toxique $L(mg^n.s.m^{-3n})$ définie par la relation :

$$L = \int_{t_1}^{t_2} C^n\ dt \tag{1.4}$$

L'exposant *n* est spécifique à chaque gaz et permet également de prendre en compte la sensibilité des individus soumis à la pollution ; pour *n*=1, la charge toxique correspond au modèle linéaire d'exposition intégrée.

L'analyse de la réponse d'un individu à l'exposition à un polluant fait souvent appel à la définition de valeurs limites de concentration par des réglementations nationales sur la qualité de l'air intérieur.

En France, il existe deux types de recommandations :

- la valeur à risques limités (VRL) en dessous de laquelle l'exposition au polluant a des effets limités ou inconnus sur la santé ;
- la valeur à risques importants (VRI) au delà de laquelle les risques concernant la santé sont prouvés et peuvent conduire à des lésions irréversibles.

L'indice pouvant être utilisé pour apprécier la QAI par rapport à un polluant et à son seuil d'acceptabilité est l'indice de qualité d'air I_{IAQ} défini par la relation :

$$I_{IAQ} = \frac{\langle C \rangle - C_s}{C_{seuil} - C_s} \quad \textbf{(1.5)}$$

C_{seuil} est la valeur limite de concentration en polluant au-dessus de laquelle l'exposition au polluant peut présenter des risques sanitaires. Une bonne qualité d'air requiert $I_{IAQ} < 1$.

Le Tableau 1.2 présente des valeurs guides pour les hydrocarbures rencontrés dans les logements dont certains sont nuisibles à la santé.

Hydrocarbures	Valeur guide	Durée d'exposition
Toluène	7,5 mg/m³	24 h
	1 mg/m³	30 mn
Dichlorométhane	3 mg/m³	24 h
Trichloréthylène	1 mg/m³	24 h
Tétrachloroéthylène	5 mg/m³	24 h
Formaldéhyde	0,1 mg/m³	30 mn

Tableau 1.2 : Valeurs guide de concentration de quelques COV.

Le Tableau 1.3 présente en outre des valeurs guides de concentrations de polluants pour satisfaire les exigences de qualité d'air en termes de santé, d'hygiène, ou de confort.

Ces valeurs guides sont des références ou souvent de simples indications proposées aux différents acteurs en vue de les aider à atteindre l'objectif d'une protection efficace contre des dangers sanitaires et environnementaux reconnus. Elles émanent d'organismes tels que l'Organisation Mondiale de la Santé (OMS), la Commission des Communautés Européennes (CCE) ou le Conseil Supérieur d'Hygiène Publique de France (CSHPF).

L'analyse de la qualité de l'air intérieur passe le plus souvent par l'analyse de l'exposition aux polluants mais reste complexe du fait de la multitude de ceux-ci. Des critères sont par conséquent élaborés pour tenir compte des espèces polluantes les plus rencontrées.

Polluant	Pays/Organisme	Valeurs guides	Durée d'exposition
Dioxyde de carbone (CO_2)	France	1000 ppm	-
		4500 mg/m³ (VRI)	1 à 24 h
		12000 mg/m³ (VRI)	1 à 24 h
	Etats-Unis	5000 ppm	
	Royaume-Uni	5000 ppm	8 h
		15000 ppm	15 min
Monoxyde de carbone (CO)	International	87 ppm	15 min
		50 ppm	30 min
		25 ppm	1 h
		10 ppm	8 h
	Etats-Unis	9 ppm	8 h
	Royaume-Uni	50 ppm	8 h
		300 ppm	15 min
Formaldéhyde (HCHO)	France	0,2 ppm (0,24mg/m³)	
	Etats-Unis	0,4 ppm	
	Etats-Unis (NC)	300 µg/m³	15 min
	Etats-Unis (NY)	2 µg/m³	1 h
	Royaume-Uni	2 ppm	8 h
		2 ppm	15 min
Ozone (O_3)	International	60 ppb	8 h
		180 ppb	1 h
Dioxyde d'azote (NO_2)	International	110 ppb	1 h
		21 ppb	1 an
	Royaume-Uni	5 ppm	15 min
		3 ppm	1 h
Dioxyde de soufre (SO_2)	International	175 ppb	1 h
		45 ppb	24 h
		17 ppb	1 an
Radon (Rn)	International	400 Bq/m³ (existant)	1 an
		200 Bq/m³ (neuf)	1 an
Particules lourdes PM_{10}	WHO	20 µg/m³	1 an
		50 µg/m³	24 h
Particules fines $PM_{2.5}$	WHO	10 µg/m³	1 an
		25 µg/m³	24 h
Amiante	France	< 5 fibres/l	
Allergènes d'acariens	France	2 µg Der pl/g de poussière	

Tableau 1.3 : Valeurs de référence de polluants {[Limb, 2001], [Ribéron, 2004a]}.

1.2.2 Exposition à un mélange de polluants

La principale difficulté de l'analyse de la réponse de l'être humain réside dans la détermination des risques sanitaires résultant d'une exposition à un mélange de polluants. Selon Blondeau [Blondeau, 1996] deux approches peuvent être envisagées. D'une part, on a la recherche de corrélation entre les caractéristiques d'un mélange de polluants et les symptômes observés sur un groupe d'individus ou d'animaux ; les conclusions ne sont toutefois pas extrapolables et la méthode reste limitée par la diversité des combinaisons possibles. D'autre part, la seconde approche consiste en une agrégation des rapports entre les concentrations en polluants et leurs limites respectives. Les indices ainsi construits permettent de prendre en compte différents aspects du mélange, notamment l'additivité, la compensation ou l'absence d'interactivité des effets.

- L'additivité des effets

L'additivité des effets provoqués par chaque polluant permet de traduire l'exposition et le risque encouru par les occupants d'un local sur la qualité sanitaire de l'air intérieur. Cet indice est donné par l'expression :

$$I_{QAI} = \sum_{p} \frac{C_s}{C_{lim,p}} \qquad \textbf{(1.6)}$$

L'exposition au mélange est considérée comme non dangereuse si la valeur de l'indice est inférieure à 1, autrement dit aucune concentration en polluant n'a dépassé sa valeur limite. L'inconvénient de cet indice est toutefois de ne pas tenir compte de l'effet d'une interaction entre les polluants qui pourrait être supérieur à l'addition des effets individuels.

- La compensation des effets

L'indice I_{LHVP}, mis au point par le Laboratoire d'Hygiène de la Ville de Paris, est fondé sur la possibilité d'une compensation des effets de chaque polluant. Cet indicateur ponctuel utilise les valeurs-seuils et les concentrations en ppm du CO, du CO_2 et le dénombrement total bactérien (DTB en parties donnant naissance à colonie par m^3) :

$$I_{LHVP} = \frac{C_{CO}}{5} + \frac{C_{CO2}}{1000} + \frac{DTB}{1000} \qquad \textbf{(1.7)}$$

$I_{LHVP} < 3$ traduit une bonne performance du système de ventilation par rapport aux polluants. En revanche, $I_{LHVP} > 3$ signifie que celui-ci est mal adapté. Selon les auteurs, les valeurs de référence des polluants gazeux, correspondant ici respectivement aux seuils de perception de la fumée de tabac et de confinement des locaux, peuvent être choisies suivant les besoins du site étudié et la sensibilité de la population. L'utilisation de l'indice I_{LHVP} se révèle difficilement acceptable si elle ne s'accompagne pas d'une analyse de l'exposition individuelle. En effet, la qualité de l'air peut être jugée satisfaisante tandis qu'une ou plusieurs valeurs limites ont été dépassées.

- Aucune interactivité entre les effets

L'indice $I_{CLIM,2000}$, élaboré par Electricité De France (EDF) et destiné à être intégré dans le logiciel CLIM2000, relie les concentrations moyennes pondérées (mg/m^3) du CO, du CO_2, du NO_2 et du formaldéhyde avec leurs valeurs à risques limités (VRL) respectives :

$$I_{CLIM,2000} = \frac{1}{4}\left(\frac{C_{moy}^{CO2}}{4500} + \frac{C_{moy}^{CO}}{30} + \frac{C_{moy}^{NO2}}{0{,}4} + \frac{C_{moy}^{HCHO}}{0{,}06}\right) \qquad \textbf{(1.8)}$$

De plus, pour éviter les compensations entre concentrations lorsqu'il existe au moins un polluant pour lequel $C_{moy}^{p} > VRL_p$, l'indice $I_{CLIM,2000}$ prend la valeur :

$$I_{CLIM,2000} = max\left(\frac{C_{moy}^{p}}{VRL_p}\right) \quad \textbf{(1.9)}$$

La qualité de l'air est interprétée comme suit :

- $I_{CLIM,2000} < 1$: l'air est jugé comme étant de bonne qualité, les VRL n'étant pas atteintes en moyenne.
- $1 < I_{CLIM,2000} < 2$: l'air est considéré comme étant pollué, les VRL sont en moyenne atteintes voire dépassées.
- $I_{CLIM,2000} > 2$: l'air est considéré comme étant dangereux, les concentrations dépassent en moyenne le double des VRL.

L'indice semi-empirique I_{BILGA} utilisé dans le logiciel BILGA est construit à partir des concentrations moyennes pondérées par le temps, des VRI et VRL [Cohas, 1994]. Pour un local i, il est calculé comme suit :

$$I_{BILGA} = max\left(I_{QAI}(p,t,i)\right) \quad \textbf{(1.10)}$$

où :

$$\begin{cases} I_{QAI}(p,t,i) = \dfrac{C_{moy}^{p} - VRL_p}{VRL_p} & si \quad C_{moy}^{p} < VRL_p \\ I_{QAI}(p,t,i) = \dfrac{C_{moy}^{p} - VRL_p}{VRI_p - VRL_p} & si \quad C_{moy}^{p} \geq VRL_p \end{cases} \quad \textbf{(1.11)}$$

L'interprétation des valeurs de l'indice I_{BILGA} définit les classes de qualité d'air suivantes :

- $I_{BILGA} < 0$: excellente qualité sanitaire de l'ambiance ;
- $I_{BILGA} = 0$: risque insignifiant dans le logement étudié ;
- $0 < I_{BILGA} < 1$: risque sanitaire limité ;
- $I_{BILGA} \geq 1$: risque inacceptable dans le logement.

L'indice I_{BILGA} utilise le polluant de plus forte concentration pour caractériser la qualité de l'air intérieur. Le dépassement d'au moins une valeur limite d'exposition fait état d'un risque sanitaire, ce qui est conforme à une logique d'investigation. Si aucune VRL n'est toutefois dépassée, l'indice a néanmoins l'avantage de préciser le niveau de la qualité de l'air.

L'indice I_{QAI} est un critère d'appréciation beaucoup plus sévère et restrictif : la qualité de l'air n'est considérée bonne que lorsque tous les polluants ont des concentrations inférieures à leurs seuils respectifs. En revanche, les indices I_{BILGA} et $I_{CLIM,2000}$ qui n'abordent pas le problème des effets sanitaires combinés peuvent ne pas être considérés comme de réels évaluateurs de la QAI au sens défini par Molhave. Une ambiance ne doit en effet présenter aucune concentration moyenne supérieure à sa valeur limite pour être jugée acceptable.

- L'indice IAPI

L'indice *IAPI (Indoor Air Pollution Index)* a été élaboré en 1999 aux Etats-Unis en vue d'apprécier l'environnement intérieur des bureaux par Moschandreas et Sofuoglu {[Moschandreas, 1999], [Sofuoglu, 2003], [Moschandreas, 2004]}. Il est calculé sur la base de huit polluants gazeux, particulaires et biologiques de l'air intérieur, à savoir le monoxyde de carbone, le dioxyde de carbone, les COV totaux, les $PM_{2.5}$, les PM_{10}, les bactéries et les champignons [Kirchner, 2006b]. Ces polluants sont regroupés en différentes familles donnant à l'indice la structure arborescente illustrée par la Figure 1.3.

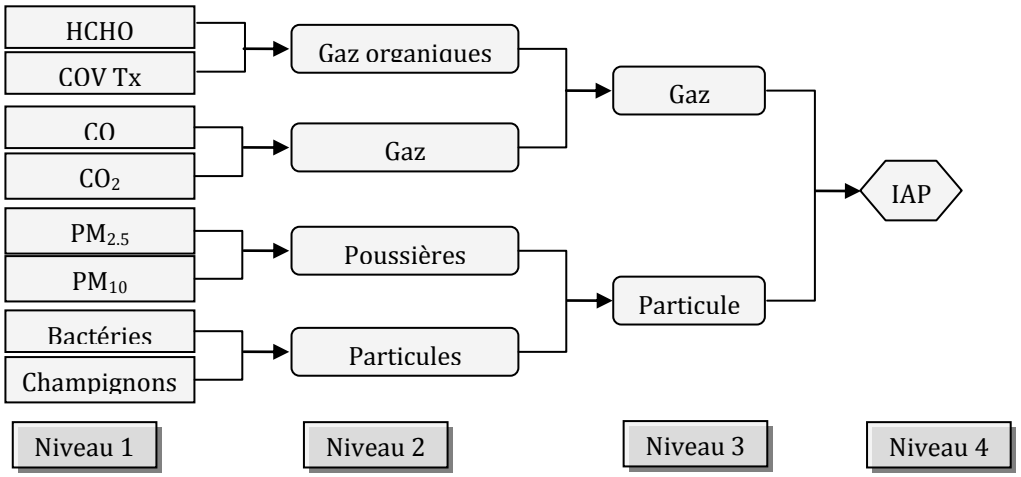


Figure 1.3 : Structure arborescence de l'indice IAPI.

La formulation de cet indice pour $C^{obs} \leq C^{max}$ et $C^{min} \leq C^{obs} \leq C^{dmc}$ est donnée par l'expression :

$$IAPI = \frac{1}{I}\sum_{i=1}^{I}\frac{1}{J}\sum_{j=1}^{J}\frac{1}{K}\sum_{k=1}^{K} 10 \times \left(1 - \frac{C_{ijk}^{max} - C_{ijk}^{obs}}{C_{ijk}^{max} - C_{ijk}^{min}} \times \frac{C_{ijk}^{dmc} - C_{ijk}^{obs}}{C_{ijk}^{dmc}}\right) \qquad \textbf{(1.12)}$$

La validité de l'indice est soumise à des contraintes relatives aux conditions limites :

- si $C^{obs} < C^{min}$, alors $C^{obs} = C^{min}$;
- si $C^{dmc} \leq C^{obs} \leq C^{max}$, alors $C^{obs} = C^{dmc}$;
- si $C^{obs} > C^{max}$, alors $C^{obs} = C^{max}$ et $C^{obs} = C^{dmc}$.

avec :

I	*nombre de groupes au niveau 3 (ici I=2)*	*(-)*
J	*nombre de groupes du niveau 2 dans chaque groupe du niveau 3 (ici J=2)*	*(-)*
K	*nombre de polluants (niveau 1) dans chaque groupe du niveau 2 (ici K=2)*	*(-)*
C^{max}	*concentrations maximales issues de l'étude BASE (Building Assessment Survey Evaluation)*	*(kg/m³)*
C^{min}	*concentrations minimales issues de l'étude BASE*	*(kg/m³)*
C^{obs}	*concentration mesurées dans le bâtiment*	*(kg/m³)*
C^{dmc}	*concentrations limites, valeurs guides ou standards*	*(kg/m³)*
C_{ijk}	*concentrations du polluant k du groupe j du niveau 2, inclus dans le groupe i du niveau 3*	*(kg/m³)*

L'étude BASE (*Building Assessment Survey Evaluation*) a été conduite aux Etats-Unis entre 1994 et 1998 dans des bâtiments de bureaux, représentatifs du parc de bureaux américains. Les concentrations des polluants, les conditions de travail et les symptômes ont été relevés suivant un protocole standardisé. Les limites de concentrations sont les valeurs guides de polluants associés à leurs effets sanitaires respectifs.

Ces valeurs guides sont répertoriées dans le Tableau 1.4.

Polluant	Valeurs limites C^{dmc}	Polluant	Valeurs limites C^{dmc}
Bactéries	500 ufc/m³	Monoxyde de carbone	10 mg/m³
Champignons	500 ufc/m³	Dioxyde de carbone	1000 ppm
Formaldéhyde	60 µg/m³	$PM_{2.5}$	40 µg/m³
COV totaux	200 µg/m³	PM_{10}	150 µg/m³

ufc : unités formant des colonies

Tableau 1.4 : Valeurs limites de concentration C^{dmc} [Kirchner, 2006b].

L'indice $IAPI$ varie de 0 pour une très faible pollution à 10 pour la pollution maximale et une très mauvaise qualité de l'air intérieur. En outre, la décomposition en sous-indices permet d'identifier les polluants dominants en termes de mauvaise QAI. Du fait du nombre de polluants mis en jeu, $IAPI$ présente aussi l'avantage de permettre une classification des bâtiments dans le cadre d'une enquête sur la QAI.

Cet indice est cependant lié à l'échantillon de bureau à partir duquel il a été construit car il intègre les concentrations maximales et minimales de celui-ci. On peut toutefois s'interroger sur sa validité dans d'autres bureaux ou même dans les logements car il n'a pas été testé dans les logements.

- "$Index_{norm}$"

L'indice de qualité d'air, présenté par Afshari [Afshari, 2005], est défini comme étant le rapport de la concentration moyenne d'un polluant mesurée durant 24 heures par la concentration moyenne journalière sur les périodes d'inoccupation. On peut en effet considérer que la qualité de l'air intérieur requiert une attention plus importante en présence de l'occupant. Pour la comparaison des stratégies de ventilation entre elles, l'indice est normalisé par rapport à l'indice d'un système de référence, ainsi :

$$\begin{cases} Index_k = \dfrac{\bar{C}_{24h,k}}{\bar{C}_{inocc\,,k}} \\ Index_{norm} = \dfrac{\bar{C}_{24h,k}/\bar{C}_{inocc\,,k}}{Index_{ref}} \end{cases} \quad \text{où} \quad Index_{ref} = \frac{\bar{C}_{24h,ref}}{\bar{C}_{inocc\,,ref}} \qquad \textbf{(1.13)}$$

Cet indice permet de comparer directement les performances des systèmes de ventilation par rapport à un système de référence, qui pourrait par exemple être la VMC simple flux. Il ne tient toutefois compte que d'un seul polluant.

1.2.3 Synthèse

Il existe ainsi une multitude d'indices pour l'évaluation de la qualité de l'air intérieur. Le choix ou l'élaboration d'un indice pour une étude particulière dépend par conséquent des polluants en présence mais aussi de l'effet du polluant que l'on souhaite étudier.

Pour la présente étude, où il s'agit de l'évaluation et de la comparaison des performances des stratégies de ventilation notamment en termes de qualité de l'air intérieur, nous proposons d'utiliser l'indice présenté en dernière position. Celui-ci permet justement d'évaluer d'une part le système lui-même, mais aussi de comparer la QAI produite à celle d'un système choisi comme référence. Il convient d'adapter cet indice sur la période d'étude globale et non sur une journée.

1.3 NOTIONS DE CONFORT THERMIQUE

Le confort d'une ambiance intérieure est une notion qui peut s'apprécier de diverses manières suivant différents senseurs du corps humain : il peut être thermique, olfactif (odeurs), acoustique (nuisances sonores), ou hygrométrique (humidité, dessèchement des muqueuses). Le confort thermique résulte des échanges de chaleur entre le corps humain et l'ambiance. En ambiance chaude, le corps réagit par une augmentation du flux sanguin et la sudation. En ambiance froide par la diminution du flux sanguin et dans des cas extrêmes par un tremblement générateur de chaleur. Le bilan thermique du corps s'écrit [Awbi, 2003] :

$$S = M - W + R + C + K - E - RES \quad \textbf{(1.14)}$$

où S (en watts) est la chaleur emmagasinée dans le corps, M le métabolisme, W l'effort physique, R la radiation, C la convection, K la conduction par les vêtements ; E et RES représentent respectivement les déperditions par l'évaporation et la respiration.

Le modèle de Fanger stipule trois exigences pour le confort thermique [Awbi, 2003] :

- le corps doit être en équilibre thermique avec l'environnement ;
- la sensation thermique est fonction de la température de peau qui doit être à un niveau approprié ;
- il doit y avoir un taux de transpiration préférentiel.

Le confort est obtenu quand ces mécanismes de thermorégulation sont peu ou pas sollicités, c'est-à-dire quand le corps est naturellement en équilibre avec son environnement : le sujet n'a alors ni chaud ni froid. L'équilibre dépend des paramètres de l'ambiance tels que la température et la vitesse de l'air, la température moyenne des parois, l'humidité relative ; il dépend aussi de paramètres propres au sujet comme l'activité métabolique, la vêture, etc.

Le métabolisme résulte de l'oxydation des aliments et s'exprime le plus souvent en met (1 met = 58,15 W/ m^2). Il augmente avec l'activité. Le Tableau 1.5 présente des valeurs du métabolisme en fonction de l'activité.

Activité	Métabolisme (M)	
Repos, allongé	46 (W/m^2)	0,8 (met)
Repos, assis, relaxé	58	1,0
Activité sédentaire : bureau, maison, école, laboratoire	70	1,2
Activité légère, debout : courses, laboratoire, industrie légère	93	1,6
Activité moyenne, debout : activité domestique, activité sur machine	116	2,0
Activité soutenue : activité sur machine lourde, bricolage	165	2,8

Tableau 1.5 : Métabolisme suivant l'activité.

- Les indices PMV et PPD

Le Vote Moyen Prévisible (PMV, *Predicted Mean Vote*), introduit par Fanger, est un indice de prédiction du confort thermique. C'est la valeur moyenne des votes d'un nombre important de personnes exposées à une même ambiance. La formulation du PMV inclue les facteurs d'activité, de vêture et les paramètres environnementaux.

Il est évaluée à l'aide d'une échelle à sept points, allant de la sensation de froid à la sensation de chaud (Tableau 1.6).

Froid	Frais	Légèrement frais	Neutre	Légèrement tiède	Tiède	Chaud
-3	-2	-1	0	+1	+2	+3

Tableau 1.6 : Echelle sensorielle du PMV

Le pourcentage prévisible d'insatisfaits (PPD, *Predicted Percentage of Dissatisfied*) est le pourcentage des personnes insatisfaites de l'environnement thermique. Il correspond à une valeur absolue du PMV supérieure ou égale à 2. Le PPD est corrélé au PMV comme illustré par La Figure 1.4.

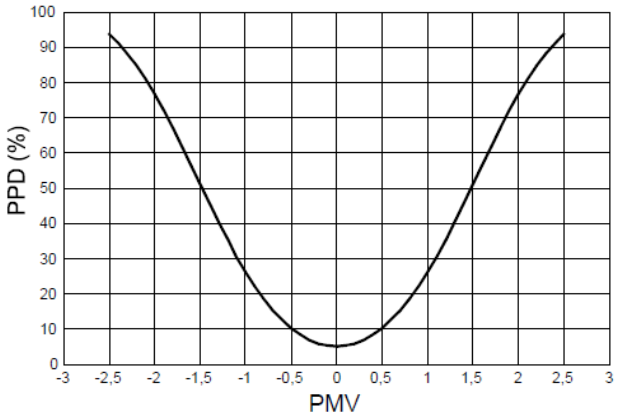


Figure 1.4 : Evolution de l'indice PPD en fonction de la valeur du PMV.

Un PMV nul, soit PPD=5%, correspond aux conditions optimales de neutralité thermique du corps humain. En termes d'exigence, la norme ISO 7730 [ISO7730, 1993] recommande un PPD inférieur à 10%, soit une ambiance dont le PMV est compris entre -0,5 et +0,5. Selon Awbi [Awbi, 2003], le critère de Fanger fournit de bons résultats pour les activités sédentaires et une vêture légère, mais il est moins satisfaisant à des conditions plus extrêmes d'activité et de vêture lourde et dans les ambiances moins bien maîtrisées.

- Inconfort et gênes locales

Une personne peut bien estimer qu'une ambiance thermique est neutre et globalement confortable tout en exprimant des gênes locales. Ces gênes peuvent être dues à divers facteurs [Maalej, 1984].

Les asymétries du rayonnement sont dues à la présence d'une paroi chaude ou froide telle qu'un plafond ou un plancher chauffant, un vitrage chaud ou froid. En outre, le gradient vertical de température est aussi une source d'inconfort. S'il est suffisamment élevé, il peut apparaître une sensation de chaud au niveau de la tête et/ou de froid au niveau des pieds, même si le corps est en état d'équilibre thermique.

Les courants d'air provoquent aussi une sensation de froid due à une convection assez importante entre la peau et l'air ambiant. Des courants d'air excessifs conduisent souvent les occupants à augmenter la température intérieure pour contrecarrer la sensation de froid, accroissant ainsi les dépenses énergétiques. Dans les cas extrêmes, les systèmes de ventilation et de conditionnement d'air sont entravés, provoquant une détérioration de qualité de l'ambiance intérieure.

Notons que la problématique du confort thermique ne sera pas abordée dans la présente étude.

1.4 TYPOLOGIE DES STRATEGIES DE VENTILATION DES LOGEMENTS

Ce paragraphe décrit les principes et les systèmes de ventilation ; il présente en premier lieu les différentes fonctions assignées à la ventilation.

1.4.1 Fonctions de la ventilation

Les systèmes de ventilation doivent satisfaire à des exigences d'hygiène, de confort, de respect de l'environnement et d'économie d'énergie. La ventilation est au service de trois fonctions principales.

Face à la multitude de polluants de l'air intérieur, la ventilation a d'abord un rôle hygiénique qui consiste à maintenir une bonne qualité de l'air intérieur. Cela exige le remplacement de l'air vicié par de l'air dit « neuf », c'est-à-dire supposé exempt de polluant. Il s'agit essentiellement de prévenir l'accumulation de polluants gazeux et d'odeurs désagréables générés au sein même du bâtiment.

En outre, pour préserver les structures du bâtiment et les revêtements intérieurs, il est primordial d'éviter ou d'éliminer la condensation de la vapeur d'eau sur les parois, surtout si celles-ci sont perméables à l'eau. Les condensations excessives et fréquentes peuvent en effet conduire au développement de moisissures susceptibles de nuire à la qualité de l'air intérieur et à la santé des occupants. Ce problème est récurrent dans les zones à fortes productions de vapeur d'eau telles que la cuisine et les salles d'eau ou dans les zones à taux d'occupation élevé.

La ventilation permet d'atteindre cet objectif de pérennité du bâti en remplaçant l'air humide par de l'air moins humide : on parle alors de ventilation d'entretien, mais on s'aperçoit que cette fonction est étroitement liée à la ventilation d'hygiène.

Le troisième rôle est l'obtention d'un confort d'été en favorisant les échanges thermiques convectifs et évaporatifs : c'est la ventilation dite de confort thermique. Celle-ci permet de lutter contre la gêne due à la sensation de chaleur ou de moiteur de la peau et s'applique surtout pour les régions où des problèmes d'inconfort peuvent se poser [Ribéron, 2004a]. L'augmentation du renouvellement d'air permet d'accroître les échanges avec l'air extérieur et de refroidir le bâtiment lorsque la température de l'air extérieur est inférieure à celle de l'air intérieur. En revanche, le renouvellement d'air doit être limité quand les températures s'inversent.

Pour remplir ses fonctions principales, la ventilation doit répondre à différentes contraintes. En effet, la ventilation ne doit pas être elle-même une source de pollution à travers le développement de germes bactériens ou microbiens, ou encore l'introduction de polluants provenant de l'air extérieur. Elle ne doit pas non plus être une source d'odeurs désagréables, de bruits ou d'inconfort thermique à travers les courants d'air.

De plus, la maîtrise des dépenses énergétiques liées aux bâtiments et la réduction des déperditions dues à la ventilation sont devenues des enjeux majeurs. Ces limitations s'inscrivent dans le cadre des exigences de la RT2005 mais ne doivent aucunement se faire au détriment de la qualité de l'air intérieur.

L'impact énergétique de la ventilation concerne à la fois les déperditions propres au système de ventilation, c'est-à-dire dues aux débits d'air spécifiques de ventilation et à la consommation électrique des auxiliaires, et celles induites par les débits d'infiltration d'air.

1.4.2 Les principes de ventilation

La ventilation a pour objectif de renouveler l'air intérieur des bâtiments. Elle doit permettre ainsi d'assurer une bonne qualité d'air intérieur et de garantir des ambiances intérieures confortables. Pour ce faire, on a recours en France aux principes de ventilation décrits ci-après {[JORF, 1982], [Villenave, 2000]}.

1.4.2.1 La ventilation par balayage

En France, la ventilation de locaux d'habitation est régie par l'Arrêté du 24 mars 1982 modifiée par l'arrêté du 28 octobre 1983 [JORF, 1982]. Celle-ci instaure le principe de ventilation générale et permanente par balayage ou principe de balayage.

Le principe de ventilation par balayage consiste à introduire, de manière permanente, naturellement ou mécaniquement de l'air neuf dans les pièces principales du logement et à l'extraire naturellement ou mécaniquement dans les pièces de service (Figure 1.5).

L'air neuf pénètre dans le séjour et les chambres par des entrées situées en traversée haute de fenêtre, en coffre de volets roulants ou en maçonnerie ; il peut également être directement insufflé dans ces pièces. Il transite dans le reste du logement via le détalonnage sous les portes intérieures ou les grilles de transit. L'air vicié est ensuite extrait dans la cuisine, les toilettes et les salles de bain à l'aide de bouches d'extraction ; il est enfin rejeté à l'extérieur au moyen de conduits collectifs ou individuels.

Le transfert de l'air s'effectue ainsi des zones les moins polluées vers les zones les plus polluées. Ce principe est admis pour tous les logements par l'Arrêté du 24 mars 1982 et est l'un des plus utilisés [Ribéron, 1996]. L'Article 3 de cet arrêté fixe des débits d'air extraits des pièces de service selon le type de logement considéré (Tableau 1.7).

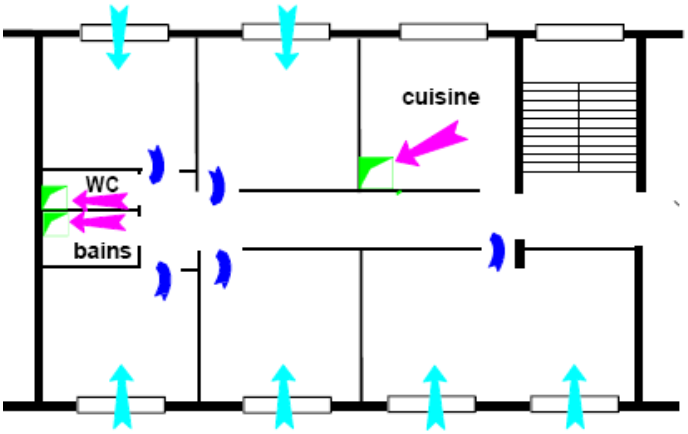


Figure 1.5 : Illustration de la ventilation par balayage dans l'habitat.

Nombre de pièces principales du logement	Débits extraits exprimés en m^3/h				
	Cuisine	Salle de bains ou de douches commune ou non avec un cabinet d'aisance	Autre salle d'eau	Cabinet unique	d'aisance multiple
1	75	15	15	15	15
2	90	15	15	15	15
3	105	30	15	15	15
4	120	30	15	30	15
5 et plus	135	30	15	30	15

Tableau 1.7 : Débits d'air réglementaires d'aération des logements [JORF, 1982].

En outre, lorsque des dispositifs individuels de réglage sont utilisés pour réduire les débits d'air définis ci-dessus, le débit total extrait et le débit réduit de cuisine sont au moins égaux aux valeurs données par l'Article 4 et consignées dans le Tableau 1.8.

De même, en cas de mise en œuvre d'un système mécanique de modulation automatique du renouvellement d'air (permettant de maintenir une bonne qualité de l'air intérieur et d'éviter les risques de condensation), les débits définis par le Tableau 1.8 peuvent être réduits aux débits totaux minimums présentés dans le Tableau 1.9.

Ces différents débits doivent être obtenus à l'aide des entrées d'air complétées par la perméabilité à l'air des ouvrants. Les débits réglementaires ainsi présentés sont utilisés pour l'étude expérimentale des systèmes de ventilation dans la maison MARIA (CHAPITRE 2), et pour les simulations comparatives des stratégies de ventilation (CHAPITRE 4).

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

Tableau 1.8 : Débits d'air minimaux dans le logement et en cuisine [JORF, 1982].

Nombre de pièces principales	1	2	3	4	5	6	7
Débit total minimal (m^3/h)	10	10	15	20	25	30	35

Tableau 1.9 : Débits minimaux pour la ventilation à modulation automatique [JORF, 1982].

1.4.2.2 La ventilation par balayage partiel

Dans le principe de la ventilation par pièces séparées illustré par la Figure 1.6, l'entrée et l'évacuation de l'air s'effectuent dans la même pièce,

- soit par un seul orifice de grande dimension tel que la fenêtre ;
- soit par deux orifices en façades, ou par un orifice en façade et un conduit à tirage naturel ;
- soit enfin par un système mécanique assurant dans la même pièce l'amenée d'air neuf et l'extraction d'air pollué (systèmes double flux).

La cuisine est munie d'une grille de ventilation en partie basse de la façade et d'un conduit d'extraction et/ou de fumée. Ce dernier peut être unitaire ou, depuis 1955, collectif à raccordement individuel de hauteur d'étage (conduit shunt). La cuisine est par ailleurs l'unique pièce ventilée en permanence, la salle de bains et le cabinet d'aisance ne disposent que d'ouvrants pour leur aération.

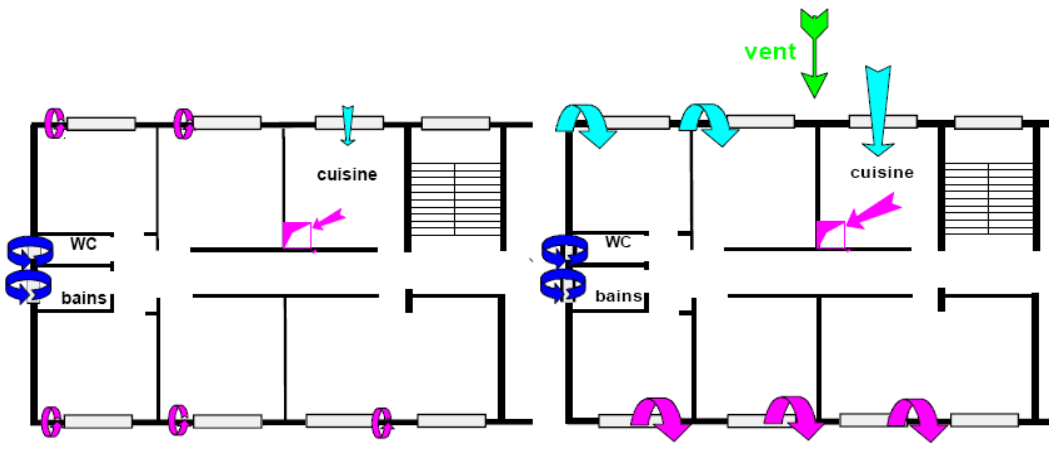


Figure 1.6 : Illustration du principe de ventilation par pièces séparées.

Les pièces principales ont des ouvrants perméables à l'air mais sont dépourvues d'entrées d'air spécifiques. L'air y pénètre lors de l'ouverture des fenêtres et à travers les défauts d'étanchéité des ouvrants sous les effets du vent et du tirage thermique dans une moindre mesure. En présence de vent, le logement est balayé par un vent traversant (Figure 1.6).

Le renouvellement d'air du logement est donc essentiellement assuré au travers des fenêtres et des défauts d'étanchéité de l'enveloppe. Toutefois, la circulation de l'air dans le logement n'est pas maîtrisée et des transferts inverses peuvent avoir lieu des pièces techniques vers les pièces principales.

1.4.2.3 La ventilation par pièces séparées

La ventilation par balayage partiel est un principe hybride entre la ventilation générale et la ventilation par pièces séparées. Les entrées d'air sont situées dans des pièces différentes de celles où a lieu l'évacuation de l'air mais le cheminement de l'air dans ce cas n'est pas réellement maîtrisé.

On peut par exemple avoir des entrées d'air dans les pièces principales et un système d'extraction en cuisine ; la salle de bains et le cabinet d'aisance sont ventilés séparément par ouvrants (Figure 1.7). Le renouvellement d'air de ces dernières pièces ne participe pas à la ventilation du reste du logement.

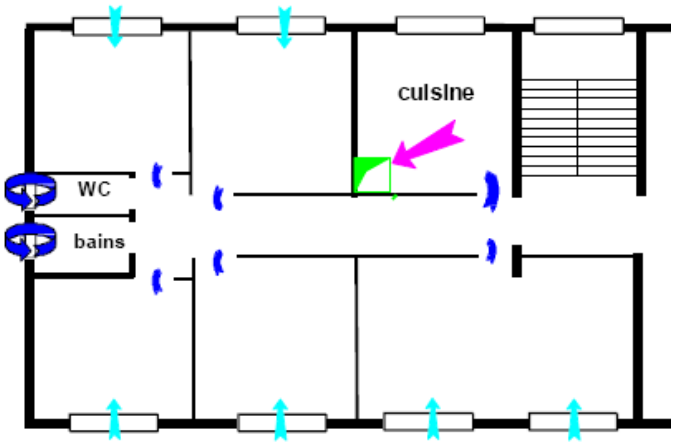


Figure 1.7 : Illustration de la ventilation par balayage partiel dans l'habitat.

1.4.3 Les systèmes de ventilation

On présente dans ce paragraphe les principaux systèmes de ventilation mis en œuvre dans les maisons individuelles, et basés en France sur le principe de balayage. On distingue en effet la ventilation naturelle, la ventilation mécanique et la ventilation hybride. Ces systèmes de ventilation peuvent être asservis pour un meilleur contrôle des débits d'aération et des ambiances intérieures.

1.4.3.1 La ventilation naturelle

- Moteurs de la ventilation naturelle

La ventilation naturelle est un système de ventilation permettant de renouveler l'air intérieur des bâtiments en reposant sur l'action de deux forces principales, le vent et l'écart de température entre l'air extérieur et l'air intérieur (Figure 1.8 et Figure 1.9). Ces deux moteurs sont variables dans le temps et suivant le site et rendent ainsi difficile le contrôle des débits d'air internes.

Le vent soufflant sur un bâtiment induit des pressions positives sur les façades face au vent, et des pressions négatives sur les façades sous le vent et sur le toit (Figure 1.8). L'air peut ainsi balayer le logement à travers les différentes ouvertures (défauts d'étanchéité, entrées d'air) des zones de haute pression vers celles de basse pression. Le vent agit également sur le débouché de conduit en augmentant les débits extraits.

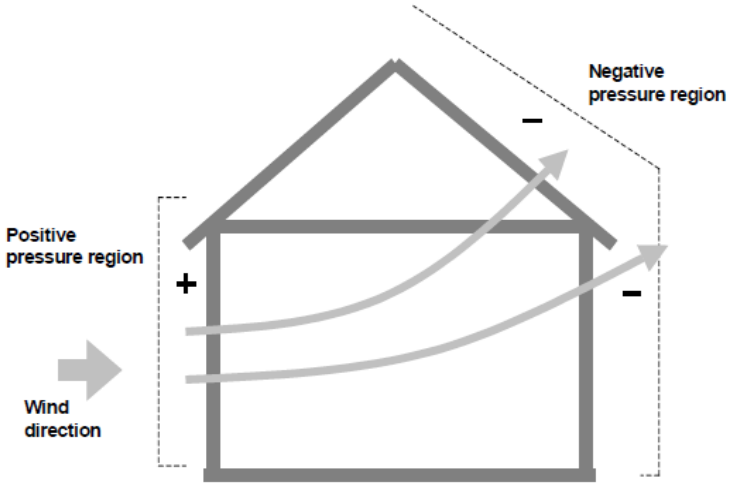


Figure 1.8 : Action du vent sur les bâtiments [Russel, 2005].

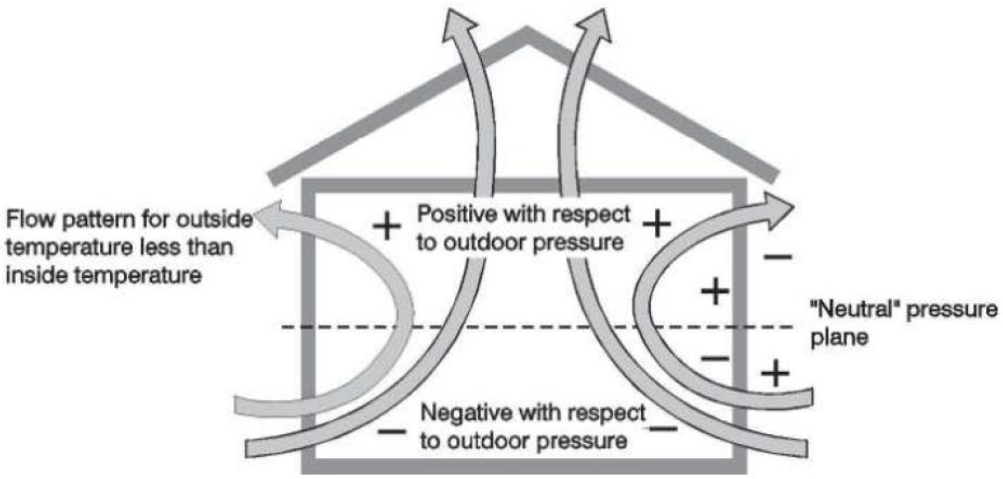


Figure 1.9 : Effet du tirage thermique dans les bâtiments [Concannon, 2002].

Le tirage thermique résulte la différence de température entre l'intérieur et l'extérieur. Celle-ci engendre une différence de densité de l'air résultant en un gradient de pression entre l'intérieur et l'extérieur du bâtiment. Cette différence de pression contribue à la circulation de l'air à l'intérieur du logement. Typiquement, l'air entre dans le bâtiment par le niveau bas et en ressort par le niveau haut ; il apparaît ainsi une zone plane dans laquelle la différence de pression est nulle, le plan neutre illustré par la Figure 1.9 [Allard, 1998].

En réalité les deux moteurs de la ventilation naturelle agissent simultanément (Figure 1.10).

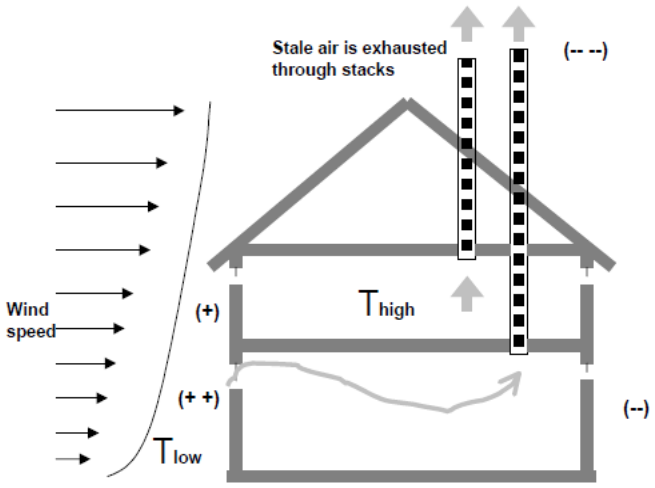


Figure 1.10 : Effets combinés du vent et du tirage thermique [Russel, 2005].

Ils peuvent agir soit de manière combinée, ce qui permet d'accroître les débits de ventilation, soit en opposition réduisant les débits d'aération. L'action du vent peut toutefois avoir des effets relativement plus importants que ceux du tirage thermique, notamment pour les bâtiments de faible hauteur. Ainsi, à partir d'une vitesse de 3 m/s, le vent devient dominant sur les autres forces des systèmes de ventilation naturelle [Concannon, 2002].

Les dépressions induites par ces "moteurs naturels" peuvent cependant être parfois faibles. Pour que les débits d'air nécessaires à la santé des occupants et à la pérennité du bâti soient atteints, les composants de ventilation doivent être dimensionnés de manière à vaincre les pertes de charge.

On distingue la ventilation naturelle par ouverture des fenêtres et la ventilation naturelle par conduits verticaux.

- La ventilation naturelle par ouverture des fenêtres

La ventilation naturelle par ouverture des fenêtres permet de réduire les infiltrations d'air par les défauts d'étanchéité de l'enveloppe et donne aux occupants la possibilité de contrôler les ouvertures des fenêtres et des entrées d'air en façade. C'est une méthode très simple et peu couteuse qui présente en revanche des inconvénients quant à la maîtrise des débits d'aération. Ceux-ci sont plus importants durant les périodes froides et ventées, ce qui augmente les déperditions énergétiques et accroît le risque d'inconfort dû au courant d'air froid. En période estivale, le renouvellement d'air peut être insuffisant, entraînant des températures élevées et une qualité d'air médiocre à l'intérieur.

L'efficacité de ce type de système de ventilation naturelle repose entièrement sur l'action des occupants, du niveau de pollution ou de confinement. Un moyen d'y pallier serait d'imposer un dispositif avertisseur basé par exemple sur la concentration en CO_2 ou l'humidité. La ventilation naturelle par ouverture des fenêtres est rarement mise en œuvre pour assurer les débits d'hygiène dans le résidentiel neuf, mais reste encore utilisée dans l'habitat existant [Villenave, 2000]. Elle est également souvent utilisée dans les écoles et les locaux d'accueil de la petite enfance.

- La ventilation naturelle par conduits verticaux

La ventilation naturelle par conduits verticaux à tirage naturel est largement utilisée en France dans le résidentiel collectif existant construit avant 1982 [Ribéron, 2008]. Le bâtiment doit être suffisamment étanche afin d'éviter des infiltrations d'air importantes qui sont nuisibles au bon fonctionnement du système.

La cuisine et les salles d'eau disposent d'une bouche d'extraction (à section constante, autoréglable ou hygroréglable) raccordée à un conduit d'évacuation par tirage naturel. Les pièces principales disposent d'entrées d'air généralement autoréglables ou hygroréglables. Les conduits peuvent être soit collectifs (conduits shunt), soit individuels (Figure 1.11).

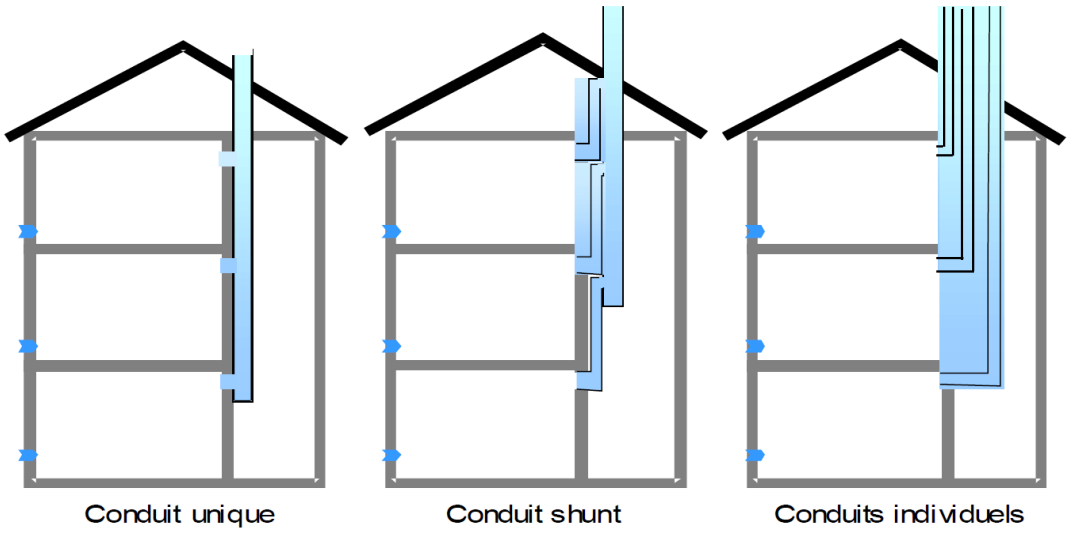


Figure 1.11 : Illustrations de la ventilation naturelle par conduits verticaux.

Les conduits débouchent en toiture, c'est-à-dire dans une région de pression négative, de manière à permettre la circulation de l'air de l'intérieur vers l'extérieur par la combinaison des effets du vent et du tirage thermique. Les forces motrices peuvent cependant être très faibles. Il importe donc de dimensionner convenablement les différents composants afin d'assurer au mieux les différents débits d'aération.

Dans certaines configurations, lorsque la dépression en toiture est inférieure à celle de la façade sous le vent, on assiste au refoulement de l'air vicié ou des produits de combustion dans les logements. Ce « dysfonctionnement » est évité par l'installation d'extracteurs aux débouchés des conduits. Un extracteur statique performant permet en effet de maintenir en permanence une dépression en toiture supérieure celle de la façade sous le vent quels que soient la configuration et l'environnement du bâtiment.

Les conduits métalliques couramment utilisés ont un coefficient de perte de charge linéique $\lambda \approx 0{,}02$. Pour les conduits métalliques flexibles, λ est compris entre 0,07 et 0,5 selon le degré de tension et la mise en œuvre. Pour les conduits souples tendus, λ est voisin de 0,5 mais pourrait atteindre 2,5 si l'installation est mal mise en œuvre ; ces conduits sont le plus souvent employés dans les installations individuelles de ventilation mécanique. Enfin, pour les conduits shunt en béton utilisés en ventilation naturelle, $0{,}03 < \lambda < 0{,}05$.

1.4.3.2 La ventilation mécanique contrôlée simple flux

La ventilation mécanique consiste à recourir à des systèmes mécaniques pour apporter et/ou extraire l'air des bâtiments. On distingue différents systèmes de ventilation mécanique simple flux.

- La VMC simple flux par extraction

On utilise des entrées d'air naturelles (fixes ou autoréglables) dans les pièces principales pour l'arrivée de l'air et des bouches d'extraction mécanique dans les pièces de service d'où l'air vicié est évacué au moyen d'un ventilateur généralement central (Figure 1.12). Ce système permet d'assurer une indépendance du débit de renouvellement d'air par rapport aux conditions extérieures. Il est largement utilisé dans le résidentiel neuf [Ribéron, 2008]. Il nécessite en revanche un dimensionnement et une mise en œuvre adéquats ainsi qu'une maintenance régulière.

La ventilation mécanique par extraction permet d'extraire les polluants à la source d'émission, généralement située dans les pièces de service. Le logement est mis en dépression par rapport à l'extérieur, réduisant ainsi les transferts d'humidité à travers les parois. Toutefois cette dépression accroît les infiltrations et le risque d'intrusion des polluants extérieurs et du sol.

La VMC simple flux par extraction constitue le système de base de la réglementation en matière de ventilation des logements en France.

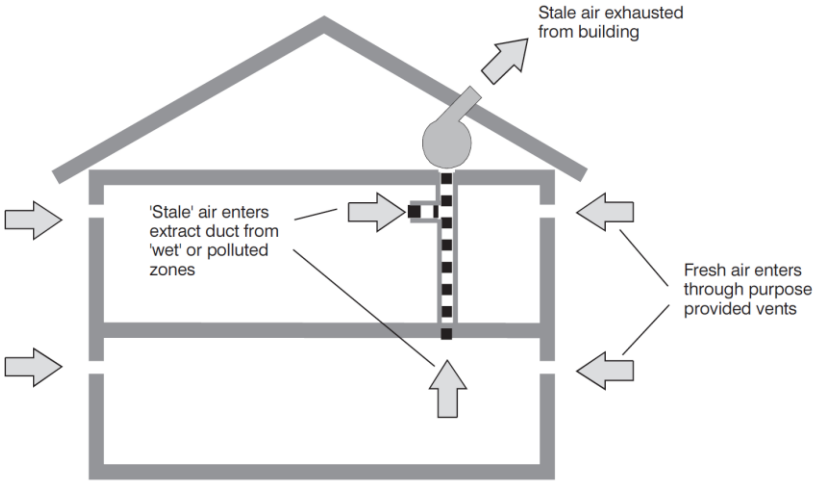


Figure 1.12 : Illustration de la VMC simple flux par extraction [Russel, 2005].

- La ventilation mécanique par soufflage seul

L'air neuf est mécaniquement insufflé dans les pièces principales. L'air vicié est évacué par des bouches d'extraction naturelles dans les pièces de service et à travers les défauts d'étanchéité de l'enveloppe. Ce système met le bâtiment en surpression par rapport à l'extérieur et limite ainsi le transfert des polluants de l'air extérieur et les infiltrations d'air par les défauts d'étanchéités. Il présente également l'intérêt de permettre le filtrage et le préchauffage de l'air neuf avant sa distribution dans les pièces.

En revanche, la ventilation mécanique par soufflage est généralement considérée comme étant inapproprié à l'usage résidentiel où son utilisation reste assez rare [Concannon, 2002]. En effet, la surpression augmente les risques de transfert de l'humidité et de condensation dans les parois, mettant ainsi en danger la pérennité de la structure du bâti. De plus, le soufflage seul ne permet pas d'extraire les polluants à la source d'émission.

- La ventilation mécanique répartie (VMR)

Dans ce système, l'air vicié est extrait dans les pièces de service par des ventilateurs individuels fonctionnant en continu ou commandés par hygrostat. Ces ventilateurs sont soit montés en façade, soit dotés d'un conduit individuel de rejet d'air. L'air neuf entre dans le bâtiment via des entrées d'air autoréglables.

1.4.3.3 La VMC double flux

- La ventilation mécanique double flux centralisée

La ventilation mécanique contrôlée double flux combine les systèmes d'insufflation et d'extraction mécaniques. Elle est composée de deux ventilateurs indépendants avec deux réseaux de conduits séparés, l'un pour insuffler de l'air neuf dans les pièces principales et l'autre pour extraire l'air vicié dans les pièces de service (Figure 1.13).

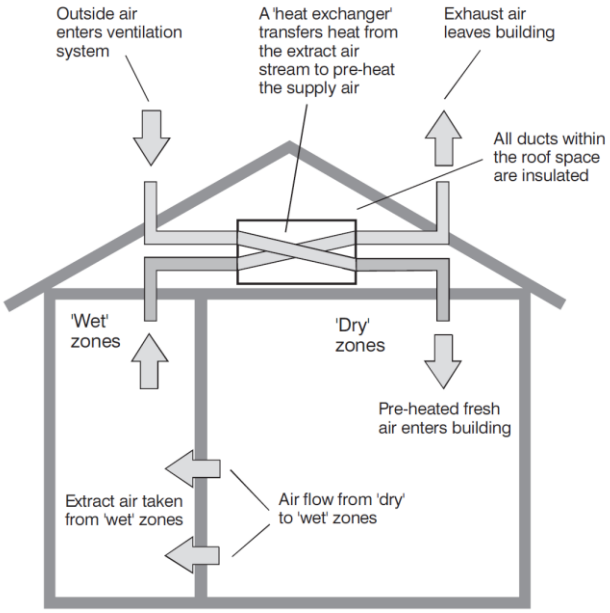


Figure 1.13 : Représentation de la VMC double flux [Liddament, 1996].

Ce dispositif permet une meilleure maîtrise des débits d'air neuf insufflés dans les pièces principales, ainsi que des risques de courants d'air froid par la possibilité de préchauffage de l'air neuf. La VMC double flux peut en effet intégrer un récupérateur de chaleur sur l'air extrait en vue du préchauffage de l'air neuf insufflé. Son utilisation est par conséquent répandue dans les pays froids. Il présente également l'avantage de permettre le filtrage de l'air neuf avant sa distribution dans les pièces. Les polluants sont en outre extraits à la source.

L'équilibre du système, c'est-à-dire entre le débit total extrait et le débit total insufflé, reste un atout majeur pour l'efficacité du système. Si le système est équilibré, son influence sur les infiltrations et/ou exfiltrations reste limité [Liddament, 1996]. En revanche, en cas de déséquilibre, une légère dépression dans le bâtiment est favorable à l'extraction des polluants et empêche l'humidité de pénétrer la structure du bâti, mais présente l'inconvénient de favoriser les infiltrations [Concannon, 2002]. En cas de surpression, les risques sont similaires à ceux d'un système à insufflation seule.

En plus, une très bonne étanchéité de l'enveloppe est requise afin de réduire les infiltrations d'air et de garantir l'efficacité du système. Ce système nécessite toutefois une maintenance régulière, en particulier par le désencrassement des filtres à particules et des plaques de l'échangeur de chaleur, pour assurer une bonne qualité de l'air soufflé et les performances énergétiques du système.

- La VMC double flux par pièces séparées

Elle se compose d'un ventilateur double flux individuel doté d'un échangeur de chaleur et monté en façade de chaque pièce principale. Un système identique ou un système d'extraction simple peut être installé dans les pièces de service. Dans le cas d'une extraction simple dans les pièces de service, ces dernières doivent être dotées d'orifices haut et bas pour l'arrivée de l'air neuf en vue de l'équilibre des débits d'air dans le bâtiment.

- La ventilation mécanique ponctuelle (VMP)

La ventilation mécanique « ponctuelle » double flux (VMP double flux) est une stratégie qui allie deux systèmes de ventilation que sont la VMC simple flux et la VMC double flux. Cette stratégie permet de créer un « déséquilibre » au sein du logement. Elle consiste à mettre en œuvre d'une part un système double flux dans un local à savoir l'insufflation d'air neuf et l'extraction d'air vicié du même local. D'autre part on réalise la VMC simple flux dans le reste du logement, c'est-à-dire des entrées d'air dans les pièces de vie et une extraction mécanique dans les pièces de service.

1.4.3.4 La ventilation hybride

Les systèmes de ventilation hybride sont des stratégies de ventilation qui combinent la ventilation naturelle et la ventilation mécanique. On en distingue trois principaux types.

- L'alternance entre la ventilation naturelle et la ventilation mécanique

Ce principe est basé sur deux systèmes totalement indépendants où la stratégie de contrôle permet d'alterner les deux systèmes, ou utiliser l'un ou l'autre pour des tâches spécifiques.

La ventilation naturelle peut ainsi être dimensionnée pour fonctionner durant les périodes intermédiaires, tandis que la ventilation mécanique fonctionnera pendant le mi-hiver ou le mi-été. Une autre possibilité est la mise en œuvre de la ventilation mécanique pendant les heures d'occupation, et de la ventilation naturelle pour le rafraîchissement nocturne.

- La ventilation naturelle assistée

Le principe est basé sur un système de ventilation naturelle combiné avec un ou plusieurs ventilateurs basse pression fonctionnant en extraction ou en insufflation. C'est le cas, par exemple, des systèmes de ventilation naturelle qui, durant la période où les moteurs naturels sont assez faibles ou pendant les périodes de forte demande, peuvent accroître la différence de pression grâce à l'assistance par un ventilateur basse pression. Les ventilateurs sont mis en marche lorsque les forces du tirage thermique et du vent ne sont plus suffisantes pour assurer les débits d'air requis.

- La ventilation mécanique assistée

Ce principe est basé sur un système de ventilation mécanique qui optimise l'utilisation des moteurs naturels. Il s'agit, entre autres, des systèmes de ventilation mécanique à très basse pression, où le vent et le tirage thermique peuvent avoir une part considérable dans la dépression nécessaire aux différents débits d'air.

Pour ces systèmes hybrides, un mécanisme de régulation gère le passage d'un mode de ventilation à l'autre afin de minimiser les dépenses énergétiques mais aussi de garantir une bonne qualité des ambiances intérieures.

Le fonctionnement mécanique peut ainsi être asservi à une horloge, à la température extérieure ou à ces deux paramètres combinés. Dans ce dernier cas, le ventilateur est en régime maximal pendant les heures d'occupation avec des activités de type cuisine ; en dehors de ces plages horaires, il fonctionne à vitesse normale ou est mis à l'arrêt suivant la température de consigne.

1.4.3.5 La ventilation hygroréglable

La ventilation hygroréglable est un système de ventilation modulant les débits en fonction de l'humidité. Ce système a été conçu pour répondre à deux objectifs majeurs [CSTB, 2008] :

- moduler les débits d'air en fonction du taux d'humidité en vue de réduire les déperditions énergétiques due à une ventilation excessive ou inutile ;
- éviter les risques de condensation dans le logement.

Afshari [Afshari, 2005] a ainsi montré que la régulation des débits d'air par l'humidité relative (dans un appartement de type F2) permet de réduire les dépenses énergétiques de 20 à 30% par rapport à la ventilation mécanique classique (extraction permanente) tout en maintenant une bonne qualité de l'air intérieur.

Le système de ventilation hygroréglable comporte, simultanément, au moins les éléments suivants [CSTB, 2008] :

- des entrées d'air fixes, autoréglables ou hygroréglables ;
- un dispositif d'air extrait en cuisine à modulation hygrométrique à débit nominal temporisé ;
- un dispositif modulant le débit extrait en fonction de l'hygrométrie en salle de bains ;
- un dispositif à débit nominal extrait temporisé en WC. À partir du F5, les bouches peuvent être non temporisées en WC ;
- un dispositif modulant le débit extrait en fonction de l'hygrométrie et/ou ayant un débit nominal temporisé en salle d'eau (ou autres pièces humides).

Les dispositifs temporisés doivent comporter un système automatique de limitation temporelle de fonctionnement au débit nominal. On distingue deux types de ventilation hygroréglable :

- type Hygro A : toutes les entrées d'air sont autoréglables ou fixes ;
- type Hygro B : au moins une entrée d'air est hygroréglable pour chacune des pièces principales à l'exception des logements de type F1 où elles peuvent être autoréglables ou fixes.

La ventilation Hygro B a pour caractéristique de tenir à la fois compte de l'humidité relative à l'intérieur des pièces principales et des pièces de service, tandis que l'Hygro A ne module les débits d'air qu'en fonction de l'humidité relative des pièces de service. Par ailleurs, lorsque le conduit d'évacuation des fumées de combustion est raccordé au système d'extraction, on parle de ventilation hygroréglable de type Hygro Gaz. Ce système comporte en cuisine un dispositif supplémentaire d'extraction d'air à modulation thermique conforme à la norme NF E 51-711.

La mise en œuvre de la ventilation hygroréglable obéit à diverses réglementations, notamment l'arrêté du 24 mars 1982 (modifié par l'arrêté du 28 octobre 1983) [JORF, 1982] et les avis techniques. La réduction des déperditions énergétiques ne doit en effet pas induire des risques sanitaires à l'intérieur du bâtiment ventilé.

A ce titre, la réglementation française impose, d'une part, un débit minimum de 5 m^3/h pour chaque composant fonctionnant à sa pression de référence et, d'autre part, le respect des débits minimums relatifs aux systèmes de ventilation modulée [CSTB, 2008].

1.4.4 Stratégies de contrôle des systèmes de ventilation

Les systèmes de ventilation, dans leur mise en œuvre, peuvent être soumis à la variation de paramètres environnementaux tant intérieurs qu'extérieurs. La modulation des débits d'air a pour objectif de réduire les déperditions énergétiques tout en maintenant une bonne qualité de l'air intérieur. Pour ce faire, il existe différentes technologies qui sont résumées par le Tableau 1.10.

Capteur	Caractéristiques	Intérêts	Faiblesses
Sondes de température	Les sondes de température ambiante intègrent un élément sensible qui peut être une résistance métallique ou une thermistance	Bonne sensibilité	
Sondes de CO_2	Basés sur deux principes de détection infrarouge (photo-acoustique et photométrique).	CO_2 traceur de la pollution humaine. Bonne sensibilité.	Temps de réponse de 10 minutes environ. Précision : 10 à 100 ppm
Sondes d'humidité relative	Hygromètre à changement de dimension (hygrostat, …) ou hygromètre à impédance variable		Valeurs d'hystérésis importantes (jusqu'à 15% HR). Temps de réponse longs
Sondes de COV	Variation de la conductivité d'une couche d'oxydes métalliques avec la concentration en COV	Sensibilité forte à la fumée de tabac	
Détecteurs de présence	Détection du rayonnement infrarouge émis par les occupants	Pas d'entretien spécifique	L'emplacement du capteur. Pas d'information sur le nombre d'occupants.
Détecteurs de mouvement	Détection infrarouge passive et réaction aux modifications du rayonnement infrarouge produites par le déplacement des personnes	Zones de détection élargies	

Tableau 1.10 : Caractéristiques de capteurs utilisés pour le contrôle des systèmes de ventilation.

La modulation des débits d'air des systèmes de ventilation peut se faire à l'aide de :

- la température
- la QAI à travers la concentration d'un polluant : CO_2, humidité relative, COV ;
- la pression dans les conduits d'extraction ou de soufflage ;
- le débit d'air fourni par le ventilateur ou à une bouche ;
- la détection de présence ;
- la détection de mouvement.

Les principaux organes de régulation sont alors les registres, les entrées d'air, les bouches de soufflage, les bouches d'extraction, les ventilateurs, les fenêtres.

L'utilisation du dioxyde de carbone pour le contrôle des systèmes de ventilation répond au fait que le CO_2 est un bon traceur de la pollution humaine et de l'occupation. La concentration en CO_2 quantifie de manière assez bonne les émissions bio-effluents humains : elle varie avec l'activité métabolique et est également proportionnelle à l'occupation. En effet, chaque individu, selon l'âge et l'activité, exhale une quantité prédictible de dioxyde de carbone [Schell, 2001].

En revanche, la concentration en CO_2 ne donne pas d'information sur la concentration des polluants non liés aux activités, notamment les émissions de COV par les matériaux de construction et les équipements intérieurs et en particuliers dans les bâtiments nouvellement peints ou avec de nouveaux matériaux {[Vaculik, 1993], [Persily, 1996]}. Le contrôle par la concentration en CO_2 est par conséquent valide pour les situations où les autres polluants sont en quantité limitée.

Différentes études ont été menées concernant le contrôle des systèmes de ventilation par la concentration en dioxyde de carbone.

Jreijiry [Jreijiry, 2004] a numériquement comparé à la VMC simple flux, dans un appartement de type F3, deux stratégies de ventilation hybride définies comme suivent :

- stratégie VH1 : asservissement des débits d'air extrait à la présence d'occupants dans les chambres à coucher et dans les toilettes, à la détection de mouvements dans la salle de séjour, et à l'humidité relative dans la cuisine et la salle de bain ;
- VH2 : contrôle des débits d'air extrait à la concentration en CO_2 dans les pièces principales, au taux d'humidité relative dans les pièces de service, à la température de l'air extérieur et à la température de l'air extrait.

Les conclusions de l'étude montrent que l'exposition des occupants à la concentration en dioxyde de carbone dans le bâtiment est réduite comme suit :

- l'exposition à des concentrations supérieures à 1050 ppm est réduite de 40 % à 55% pour le système VH1 et de 60 % à 85 % pour le système VH2 ;
- pour l'exposition à des concentrations supérieures à 1750 ppm, ces réductions sont de 60 % à 85 % pour la stratégie VH1 et de 85 % à 100 % pour la stratégie VH2.

En outre, Cron (réf. [Cron et al, 2002] citée par [Jreijiry, 2004]), a comparé numériquement différents systèmes de ventilation pour une salle de classe. L'auteur a montré que la qualité de l'air intérieur est meilleure avec un système de ventilation hybride dont les entrées d'air et le ventilateur sont contrôlés par le CO_2, étant donné que les périodes d'exposition à une concentration en CO_2 supérieure à 1000 ppm étaient réduites, et ceci pour les différents sites considérés dans l'étude.

1.4.5 Etat des systèmes de ventilation dans les logements en France

Une enquête récente menée par l'Observation de la Qualité de l'Air Intérieur (OQAI) dans le cadre de la Campagne Nationale Logement (CNL) a permis de faire une répartition des différents systèmes de ventilation dans les logements français. Le Tableau 1.11 indique la proportion (en %) des logements parmi les 24,7 millions de résidences principales suivant leurs systèmes de ventilation et leur année de fin de construction.

Fin de construction	Aucun système	Moteur	VMC	Ventilation naturelle	Total
avant 1871	2,1	1,3	0,5	1,7	5,6
1871-1914	5,5	1,5	2,1	5,2	14,3
1915-1948	5,7	1,9	1,7	3,9	13,2
1949-1961	2,6	1,1	1,7	5,5	10,9
1962-1967	1	0,3	1,7	4,1	7,1
1968-1974	1	0,9	4,4	7,6	13,9
1975-1981	1,3	0,9	6,4	3,6	12,2
1982-1989	1,2	0,7	5,9	2,6	10,4
1990 ou après	1	0,4	10,7	0,3	12,4
Total	21,4	9	35,1	34,5	100

Tableau 1.11 : Répartition des systèmes de ventilation dans les logements français [Ribéron, 2008].

Le descriptif des systèmes de ventilation du parc de logements français du Tableau 1.11 a permis de faire différents constats [Ribéron, 2008].

La ventilation mécanique contrôlée et la ventilation naturelle équipent à eux deux près de 70% des logements. La distribution des systèmes de ventilation sur l'ensemble du parc est la suivante :

- ventilation mécanique contrôlée : 35,1% ;
- ventilation naturelle : 34,5% ;
- 21,4% des logements ne disposent d'aucun système de ventilation ;
- 9% sont équipées de systèmes de ventilation partielle.

La ventilation naturelle équipe en particulier des logements anciens et/ou réhabilités. En effet, depuis 1990, la ventilation naturelle a quasiment disparu des constructions neuves de logements. Quant à la VMC, elle est beaucoup plus utilisée dans les logements neufs.

Les logements collectifs sont équipés en majeure partie par la ventilation naturelle, 41,2% contre 34% pour la VMC. En revanche, la VMC équipe en grande partie les maisons individuelles, 35,7% contre 29,2% pour la ventilation naturelle.

Le Tableau 1.11 permet également de relever que les logements construits après 1990 et ayant une VMC constituent la classe la plus fréquente du parc national (10,7%).

On peut aussi noter qu'une proportion de 5,5% de logements du parc national ont été construits après 1974 et ne comprennent aucun système de ventilation spécifique, ni VMC ni un système de ventilation naturelle. Ils sont ventilés par ouverture de fenêtre ou grâce à des moteurs. Ces dispositifs ne sont toutefois pas conformes aux règlementations de 1969 et 1982 qui préconisent l'obligation d'un système spécifique de ventilation (naturelle par conduits ou mécanique).

1.5 EVALUATION DES STRATEGIES DE VENTILATION

L'efficacité de la ventilation se conçoit comme étant une série de d'indices ou de paramètres caractérisant le mélange de l'air et la distribution de polluants à l'intérieur d'un local : elle se subdivise en deux branches que sont l'efficacité du renouvellement d'air et l'efficacité d'élimination des polluants [Liddament, 1996]. L'efficacité du renouvellement d'air caractérise le mélange de l'air entrant dans le bâtiment à celui qui y est déjà présent tandis que l'efficacité d'élimination des polluants quantifie la dilution et l'extraction des contaminants d'un local.

L'efficacité d'un système de ventilation se détermine le plus souvent à l'aide de méthodes expérimentales telles que les méthodes des gaz traceurs par exemple (Cf. CHAPITRE 2), mais également à l'aide des codes de champs comme la CFD permettant le calcul de ce paramètre lors de la phase de conception de la ventilation. L'application du concept d'efficacité reste cependant difficile pour la ventilation naturelle ou pour les bâtiments très perméables du fait de la variation du renouvellement d'air avec les forces naturelles.

Le concept d'efficacité de la ventilation peut s'appliquer au bâtiment dans son ensemble, à une enceinte ou à un point particulier d'une zone. Certains indices d'efficacité sont basés sur des valeurs moyennes par pièce et permettent ainsi une évaluation globale de la performance du système, tandis que d'autres se réfèrent à des points spécifiques dans le local en vue de la détermination des zone mortes [Liddament, 1996].

1.5.1 Efficacité du renouvellement d'air

Les indices d'efficacité du renouvellement d'air sont indépendants des caractéristiques d'émission et de distribution des polluants à l'intérieur des enceintes. Ils représentent la capacité des systèmes de ventilation à apporter de l'air neuf dans un domaine ventilé. Une description complète des termes et des mesures associés à l'efficacité du renouvellement est récapitulée par Sutcliffe [Sutcliffe, 1990]. Les indices ci-après sont construits à partir des temps caractéristiques de l'air.

1.5.1.1 Temps caractéristiques de l'air

Les temps caractéristiques de l'air sont constitués de plusieurs paramètres.

L'âge de l'air *(« age of air » ou « internal age »)* est le temps écoulé depuis l'entrée dans un local d'une particule de l'air. Il caractérise la « fraîcheur de l'air » et est donné, suivant les différentes méthodes des gaz traceurs, par le Tableau 1.12.

méthode	âge local de l'air	âge moyen de l'air
injection par impulsion	$\bar{\tau}_{ap} = \frac{\int_{t_0}^{\infty} t \times C_p(t)\ dt}{\int_{t_0}^{\infty} C_p(t)\ dt}$	$\langle \bar{\tau}_a \rangle = \frac{\int_{t_0}^{\infty} t \times \langle C(t) \rangle\ dt}{\int_{t_0}^{\infty} \langle C(t) \rangle\ dt}$
injection constante	$\bar{\tau}_{ap} = \int_{t_0}^{\infty} \left(1 - \frac{C_p(t)}{C_S}\right) dt$	$\langle \bar{\tau}_a \rangle = \int_{t_0}^{\infty} \left(1 - \frac{\langle C(t) \rangle}{C_S}\right) dt$
décroissance de la concentration	$\bar{\tau}_{ap} = \int_{t_0}^{\infty} \frac{C_p(t)}{C_p(t_0)} dt$	$\langle \bar{\tau}_a \rangle = \int_{t_0}^{\infty} \frac{\langle C(t) \rangle}{\langle C(t_0) \rangle} dt$

Tableau 1.12 : Age local et âge moyen de l'air selon la méthode de gaz traceur [Akoua, 2004].

Ces équations permettent de connaître l'âge local de l'air, dans des zones d'intérêt telles que les zones de respiration. Il est parfois utile de connaître l'âge moyen de l'air dans une enceinte ; celui-ci est déterminé en utilisant les concentrations moyennes spatiales (Tableau 1.12).

Le temps résiduel *(« residual life time »)* est le temps mis par une molécule d'air quittant un point P donné du domaine étudié pour atteindre la sortie d'air. Il est donné par l'équation :

$$\bar{\tau}_{rlp} = \frac{\int_{t_0}^{\infty} \left(C_e(\infty) - C_e(t)\right)\, dt}{C_e(\infty)} \quad \textbf{(1.15)}$$

Le temps de résidence *(« residence time »)* représente le temps que met une molécule d'air venant du soufflage (ou de l'extérieur) et passant un point P donné du domaine étudié pour atteindre la bouche d'extraction de ce domaine. C'est la somme de l'âge de l'air et du temps résiduel de l'air :

$$\bar{\tau}_{rp} = \bar{\tau}_{ap} + \bar{\tau}_{rlp} \quad \textbf{(1.16)}$$

En outre, quel que soit le système de ventilation, le temps de résidence correspond au double de l'âge moyen de l'air {[Sandberg, 1983], [Sandberg, 1992], [Sutcliffe, 1990]} :

$$\bar{\tau}_r = 2 \times \langle \bar{\tau}_a \rangle \quad \textbf{(1.17)}$$

Une présence prolongée peut être associée à un risque important de mauvaise qualité de l'air intérieur. Par ailleurs, on définit le temps de résidence minimum de l'air ou temps nominal qui est indépendant des débits internes, comme suit :

$$\tau_n = \frac{V}{Q} = \frac{1}{N} \quad \textbf{(1.18)}$$

Le temps nominal est l'inverse du taux de renouvellement d'air.

1.5.1.2 Efficacité du renouvellement d'air

L'efficacité du renouvellement *(Air Change Efficiency)* d'air permet d'évaluer la capacité d'un système de ventilation à renouveler tout l'air d'un domaine ventilé. C'est le rapport entre la constante de temps nominal τ_n et le temps de résidence de l'air $\bar{\tau}_r$ [Sutcliffe, 1990] :

$$\varepsilon_a = \frac{\tau_n}{\bar{\tau}_r} \quad \textbf{(1.19)}$$

Cet indice est inférieur ou égal à 1 du fait que τ_n correspond au minimum de $\bar{\tau}_r$.

Pour une ventilation à effet piston, l'air soufflé ne se mélangeant pas à l'air de la pièce, le temps de résidence égal à la constante de temps nominale. On a alors $\bar{\tau}_r = \tau_n$ et $\varepsilon_a = 1$.

Pour une ventilation par mélange, le temps de résidence de l'air dans le domaine est égal au double du temps nominal de renouvellement d'air : $\bar{\tau}_r = 2 \times \tau_n$ et $\varepsilon_a = 0{,}5$.

Lorsqu'un système de ventilation génère des mouvements d'air compris entre les deux situations idéales présentées ci-dessus, on dit qu'il est efficace : dans un tel cas $\varepsilon_a > 0{,}5$.

En revanche, si le système de ventilation génère des mouvements d'air avec des zones mortes, des phénomènes de recirculation et des courts-circuits, on obtient $\varepsilon_a < 0{,}5$.

On note par ailleurs que les phénomènes de court-circuit ou les zones mortes (où les vitesses d'air sont presque nulles) sont fréquemment rencontrés à l'intérieur des bâtiments. En réalité, les personnes n'occupent pas tout l'espace d'un bâtiment ; on définit donc une zone d'occupation qui est la région réellement occupée. Mais comme ε_a évalue l'efficacité de renouvellement de l'air de tout le domaine ventilé, on peut utiliser pour une zone d'occupation l'indice local de renouvellement d'air proposé par l'AIE [Sutcliffe, 1990].

1.5.1.3 Indice local de renouvellement d'air

L'indice local de renouvellement d'air (*Local Air Change Index*) correspond au rapport du temps nominal par l'âge de l'air en un point P donné du domaine ventilé. Il quantifie la fraîcheur de l'air parvenant à ce point. L'indice moyen de renouvellement d'air « *Mean Air Change Index* » est donné par la relation [Sutcliffe, 1990] :

$$\varepsilon_{ap} = \frac{\tau_n}{\langle \bar{\tau}_a \rangle} \quad \Rightarrow \quad \varepsilon_{ap} = 2 \times \varepsilon_a \qquad \textbf{(1.20)}$$

ε_{ap} équivaut par ailleurs au double de l'indice d'efficacité de renouvellement et correspond à la définition « *air change efficiency* » de la norme américaine ASHRAE Standard 62-1989 [ASHRAE, 1989]. Le Tableau 1.13 présente les points d'intérêt et les limites des indices d'appréciation de l'efficacité d'un système de ventilation en termes de renouvellement d'air.

Indice	Intérêts	Limites éventuelles
ε_a	Quantification de la capacité d'un système de ventilation à renouveler l'air de tout un domaine ventilé. Mise en œuvre expérimentale ou numérique simple.	Pas défini pour analyser l'efficacité d'un système de ventilation à renouveler l'air d'une zone d'occupation. Comment calculer le temps de résidence de l'air dans une zone d'occupation ?
ε_{ap}	Apprécier la fraîcheur de l'air en un point ou dans la zone d'occupation du domaine ventilé. Mise en œuvre simple via des mesures expérimentales ou des simulations.	Pas d'indication sur la « vitesse » de renouvellement de l'air.

Tableau 1.13 : Intérêts et limites des indices d'efficacité de renouvellement d'air [Akoua, 2004].

1.5.2 Efficacité d'élimination des polluants

L'efficacité d'élimination des polluants concerne la distribution et la dilution des polluants dans une enceinte. Les indices d'efficacité d'élimination des polluants dépendent à la fois des caractéristiques de l'efficacité du renouvellement d'air et de celles des polluants. La description des indices et des méthodes d'évaluation est fourni par [Brouns, 1991].

1.5.2.1 Indice d'efficacité d'élimination de polluants

L'indice d'efficacité d'élimination de polluants permet d'apprécier la capacité du système de ventilation à éliminer les polluants présents dans un domaine ventilé. Il est défini, en régime établi, comme étant le ratio de la différence de concentration entre l'air extrait (Ce) et l'air insufflé (Cs) par la différence de concentration entre l'air intérieur ($\langle CC \rangle$) et l'air insufflé {[Yaglou et al., 1937], [Roulet, 1991]} :

$$\varepsilon_c = \frac{C_e - C_s}{\langle C \rangle - C_s} \qquad \textbf{(1.21)}$$

Le système de ventilation est d'autant plus efficace que l'indice ε_c a une valeur élevée :

- $0 < \varepsilon_c < 1$: le polluant s'accumule dans le domaine étudié, la qualité de l'air y est donc moins bonne qu'en sortie. Un tel système est considéré comme peu efficace.
- $\varepsilon_c = 1$: la concentration en polluant dans le domaine ventilé est équivalente à celle obtenue à l'extraction. L'indice indique alors que la distribution de polluant obéit à l'hypothèse de mélange parfait. C'est souvent le cas pour les systèmes de ventilation par mélange.
- $\varepsilon_c \geq 1$ pour la ventilation à effet de piston (ventilation par déplacement). Le polluant de l'air est mieux dilué dans le domaine étudié que dans l'air extrait. La qualité de l'air est meilleure dans le domaine qu'en sortie et le système de ventilation est considéré comme étant efficace.

ε_c est l'indice le plus couramment utilisé pour l'appréciation de l'efficacité d'un système de ventilation à éliminer les polluants intérieurs [Brouns, 1991]. Toutefois, selon Sandberg [Sandberg, 1981], ε_c est une mesure de la dispersion par rapport à l'hypothèse du mélange parfait et ne tient pas compte en absolu du niveau de concentration en polluant. Une variante de cet indice est le degré de contamination [Collignan, 2000], inverse de l'indice d'efficacité d'élimination du polluant :

$$\mu_c = \frac{1}{\varepsilon_c} \qquad \textbf{(1.22)}$$

Une faible valeur de μ_c indique une bonne qualité d'air intérieur, tandis qu'une valeur élevée indique que le système de ventilation est peu efficace. A partir de l'indice d'efficacité d'élimination de polluants, on définit également un « *rendement* » de l'efficacité d'élimination du polluant par la relation :

$$\eta_c = \frac{\varepsilon_c}{1 + \varepsilon_c} \qquad \textbf{(1.23)}$$

Les valeurs pour différents types de ventilation sont alors :

- court-circuit : $0 \leq \eta_c \leq 0{,}5$;
- mélange parfait : $\eta_c = 0{,}5$;
- effet piston : $0{,}5 \leq \eta_c \leq 1$.

Pour comparer des systèmes de ventilation fonctionnant à des débits d'aération différents, Akoua [Akoua, 2004] suggère de tenir compte du débit nominal de ventilation. Il propose par conséquent la formulation suivante de ε_c :

$$\varepsilon_c^{nom} = \frac{\left(\frac{Q_v}{Q_{nom}}\right) \times C_e - C_s}{\langle C \rangle - C_s} = \frac{\left(\frac{S_p}{Q_{nom}}\right) - C_s}{\langle C \rangle - C_s} \qquad \textbf{(1.24)}$$

Cet indice compare la concentration moyenne en polluants gazeux obtenue avec le système de ventilation étudié à celle qu'on obtiendrait avec l'hypothèse du mélange parfait si ce système utilisait le débit nominal de ventilation. Il s'est révélé pertinent dans l'appréciation de l'efficacité d'élimination de polluants quel que soit le débit de ventilation utilisé [Akoua, 2004]. Le rapport des valeurs pour deux systèmes de ventilation différents correspond à l'inverse du rapport des concentrations moyennes, lui donnant ainsi tout son sens physique.

L'analyse couplée de ε_c^{nom} et du ratio Q_v/Q_{nom} permet d'évaluer l'efficacité d'élimination de polluants tout en tenant compte du coût énergétique d'une sur-ventilation éventuelle ou du gain énergétique réalisé par une sous-ventilation.

1.5.2.2 Efficacité de captation de polluant

Cet indice permet d'évaluer la capacité d'un système d'extraction mécanique à capter et à extraire les polluants d'un local ventilé (hotte de cuisine par exemple) :

$$\varepsilon_c^{nom} = \frac{1}{3600}\frac{Q_v(C_e - \langle C \rangle)}{S_p} \quad \textbf{(1.25)}$$

Cet indice est généralement utilisé pour apprécier l'efficacité de captation des hottes des salles blanches des laboratoires, mais aussi pour évaluer la capacité des hottes de cuisine à extraire les vapeurs de cuisson et les gaz de combustion. Il représente de plus une mesure de la dispersion par rapport à l'hypothèse du mélange parfait [Akoua, 2004].

1.5.2.3 Débit de purge

Le concept de débit de purge, utilisé pour l'étude de concentrations en d'espèces chimiques ou biologiques de réacteurs chimiques, a été introduit en ventilation par Sandberg et Sjöberg [Sandberg, 1983]. Appliqué à un local ventilé, il permet de caractériser la capacité du système de ventilation à purger localement un polluant émis par des sources ponctuelles. Le système de ventilation est d'autant plus efficace que son débit de purge élevé. Le débit de purge local est souvent défini comme le débit net auquel l'air est injecté en un point ou une région d'une enceinte. Autrement dit, ce concept sert à quantifier la vitesse à laquelle un polluant passif est purgé d'un point ou d'un domaine, ou la vitesse à laquelle l'air neuf est injecté en de point ou dans cette région. Sa formulation est la suivante :

$$U_p = \frac{S_p}{C_p(\infty)} \quad \textbf{(1.26)}$$

avec :

S_P	*débit de production de polluant*	*(kg/s)*
$C_P(\infty)$	*concentration en régime établi dans la pièce considérée*	*(kg/m³)*

En principe, le débit de purge local doit être déterminé à l'aide d'une injection par impulsion d'une masse m de gaz traceur en un point et la mesure de la concentration, ainsi :

$$U_p = \frac{m}{\int_0^\infty C_p(t)dt} \quad \textbf{(1.27)}$$

Cependant dans la pratique, la mesure U_p reste difficilement applicable à un domaine multizone. Dans une enceinte monozone, on peut injecter un gaz traceur à un débit $\dot{m}$ et en mesurer la concentration en divers points. Le débit moyen $\langle U \rangle$ est alors déterminé à l'aide de la concentration moyenne $\langle C \rangle$:

$$\langle U \rangle = \frac{\dot{m}}{\langle C \rangle} \quad \textbf{(1.28)}$$

La précision de la valeur de $\langle U \rangle$ dépend alors de la dispersion de la pollution dans la zone et de la précision de la mesure de la concentration moyenne dans le zone [Awbi, 2003].

La détermination du débit de purge peut en outre s'effectuer grâce à des méthodes numériques {[Davidson, 1987], [Peng, 1997] cités par [Awbi, 2003]}. Celles-ci nécessitent cependant une modélisation tridimensionnelle et sont coûteuses en ressources informatiques.

1.5.2.4 Nombre de qualité d'air

Le nombre de qualité d'air met en relation l'efficacité d'élimination de polluants et la qualité d'air ressentie par les occupants à travers le pourcentage de personnes insatisfaites de la qualité de l'air PD_c [Awbi, 1993] :

$$N_c = \frac{\varepsilon_c}{PD_c} \quad \textbf{(1.29)}$$

PD_c est le pourcentage de personnes insatisfaites de la qualité de l'air [Fanger, 1988].
En outre, Akoua [Akoua, 2004] estime que, bien que l'indice N_c permette d'apprécier correctement l'efficacité d'élimination de polluants quel que soit le débit de ventilation, l'utilisation de résultats d'enquête et la non-additivité des odeurs en limitent l'application.

1.5.3 Impact de la ventilation sur la qualité de l'air intérieur

Les systèmes de ventilation sont par essence destinés à assurer le renouvellement de l'air des locaux et contribuent ainsi au maintien de la qualité de l'air intérieur. Pour répondre à cet objectif, la ventilation doit être conçue de telle manière que le système ventilation proprement dit ne soit pas en contradiction avec l'objectif fixé : le système ne doit pas lui-même être une source de pollution ou un vecteur favorisant le transport de la pollution vers les locaux ventilés, pollution pouvant venir de l'extérieur ou de l'intérieur du bâtiment.

L'impact des systèmes de ventilation sur la qualité de l'air intérieur dépend essentiellement de la nature du système. Les composants des systèmes de ventilation par extraction n'ont qu'un faible impact sur la qualité de l'air intérieur, seules les entrées d'air peuvent contribuer à la dégrader [Ribéron, 2004b]. Toutefois ces systèmes de ventilation ne permettent pas la maîtrise des débits d'air neufs dans les pièces de vie. En revanche, les systèmes de ventilation mécanique double flux ou les systèmes de climatisation ont un impact important puisque que chaque composant du réseau d'insufflation d'air peut impacter sur la qualité de l'air à l'intérieur des locaux.

On présente dans le Tableau 1.14 les impacts sur la qualité de l'air des différents composants et les recommandations pour en éliminer ou réduire les effets néfastes. Ces recommandations sont édictées dans les guides et documents, notamment dans la norme EN 13779 [EN13779, 2007].

Le Tableau 1.14 ne présente que les impacts sur la qualité de l'air et ne traite pas les autres aspects tels que le confort, l'efficacité énergétique,... qu'il convient de ne pas négliger.

Ainsi, un mauvais dimensionnement des batteries chaudes et froides (puissance à fournir, surface d'échange, vitesse) servant à refroidir ou chauffer l'air soufflé ou une mauvaise qualité de l'échange thermique, n'aura pas un impact direct sur la qualité de l'air intérieur, mais affectera sensiblement les performances thermiques attendues et risque de poser des problèmes de confort thermique pour les locaux climatisés.

De même, l'encrassement de ces composants nuit aux performances, notamment par la diminution des échanges thermiques, l'hétérogénéité des températures, etc.

Composants	Impacts ou risques	Recommandations
Prise d'air extérieur	Pénétration dans le bâtiment des polluants atmosphériques	Conception adaptée à la nature et l'intensité de la pollution extérieure. Localisation en partie haute du bâtiment, loin des rejets d'air vicié, des tours de refroidissement,…. Grille de protection (insectes, feuilles,…). Distances minimales entre prise d'air neuf et rejets d'air vicié.
Caisson de ventilation	En cas de mauvais dimensionnement du ventilateur, débit d'air hygiénique inadéquat.	Choix et dimensionnement du ventilateur sur sa plage de fonctionnement. Étanchéité du caisson pour limiter les fuites et les infiltrations. Graissage des paliers, tension des courroies, nettoyage de la roue, des pales. Entretien du silencieux, accessibilité pour nettoyage.
Caisson de mélange (recyclage)	Recyclage des polluants intérieurs du bâtiment (matériaux, activité, fumée de tabac,..).	Adapter le recyclage dans des locaux en fonction de la qualité de l'air à recycler. Position correcte du volet d'air neuf pour éviter la sous-ventilation. Étanchéité du caisson. Registres motorisés en cas de débit variable. Inspection annuelle des registres.
Récupérateur de chaleur	En cas de défaut d'étanchéité, pollution de l'air neuf par l'air extrait	Veiller au réglage du secteur de purge des échangeurs rotatifs pour éviter qu'une partie de l'air extrait passe dans l'air neuf. Soigner l'étanchéité des échangeurs de chaleur. Positionner les ventilateurs de façon à maintenir l'air neuf en surpression par rapport à l'air extrait. Prévoir une évacuation des condensats. Nettoyage au moins 1 fois/an des échangeurs.
Réseau de conduits	Risques de pollution olfactive, chimique, microbiologique.	Éviter les matériaux et produits émissifs : COV en conduits plastiques, résidus huileux,… Eviter les pièges à poussières et humidité en préférant les parois internes lisses. Éviter les vitesses d'air élevées dans les conduits en fibres. Etanchéité et accessibilité des conduits pour nettoyage. Protéger les conduits sur chantier. Pour éviter la croissance des micro-organismes, l'humidité dans le réseau doit être inférieure à 80% HR.
Filtre particulaire	Risques de pollution olfactive, chimique, microbiologique.	Le filtre ne doit pas être une source de pollution : utiliser des matériaux peu émissifs, dégazer les filtres neufs avant usage, les maintenir secs et propres. Adapter les étages de filtration aux poussières et pollutions locales. Montage étanche des filtres. Remplacer le filtre dès que la perte de charge limite est atteinte pour maintenir un débit d'air hygiénique suffisant.

Tableau 1.14 : Impacts des composants de ventilation sur la qualité de l'air intérieur et recommandations [Ribéron, 2004b].

1.5.4 Impact énergétique de la ventilation

1.5.4.1 Consommations énergétiques des bâtiments

La facture énergétique liée aux bâtiments représente 43,5% des consommations énergétiques en France [ADEME, 2008]. En 2007, la consommation d'énergie finale dans les bâtiments résidentiels et tertiaires a atteint en effet 70,6 Mtep (mégatonne équivalent pétrole) sur un total de 162,1 Mtep.

La part des bâtiments résidentiels est de 42,7 Mtep, soit 60,5% de la consommation du parc. La répartition des consommations du secteur résidentiel par usage est donnée par la Figure 1.14 ; les consommations dues au chauffage sont de l'ordre de 70%.

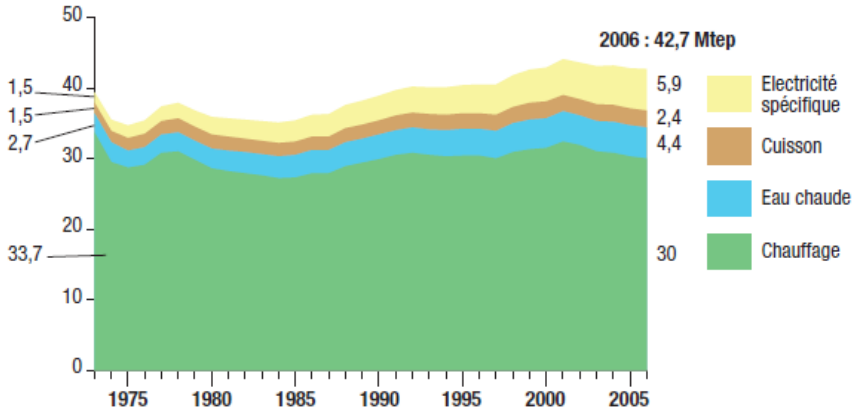


Figure 1.14 : Répartition par usage des consommations énergétiques dans le secteur résidentiel français [ADEME, 2008].

La consommation d'énergie des bâtiments a augmenté de 30% au cours des 30 dernières années du fait de l'accroissement du parc des bâtiments (+41% de logements en 30 ans) et de la surface moyenne des logements, de l'augmentation du confort et de l'apparition de nouveaux besoins. Ces différents facteurs ont contribué à une forte augmentation de la consommation d'électricité utilisée pour l'électroménager, l'éclairage, la bureautique, le refroidissement, le renouvellement et le traitement de l'air, la cuisson, le séchage.

La réduction de la facture énergétique des bâtiments passe aussi bien par la rénovation des bâtiments existants que par des politiques et réglementations pour les constructions neuves.

La Réglementation Thermique 2005 [RT2005 Th-CE] vise à réduire les consommations d'énergie dans les bâtiments et à améliorer le confort thermique d'été dans les locaux non rafraîchis. Elle concerne les bâtiments résidentiels et tertiaires et impose des exigences à satisfaire sur la consommation d'énergie, la température atteinte en été et des performances pour l'isolation, la ventilation, le système de chauffage, etc. L'objectif visé est l'amélioration de la performance énergétique des bâtiments neufs d'au moins 15% par rapport à la RT2000, et 40% en 2020, l'une des priorités étant la limitation du recours à la climatisation.

En outre, le Grenelle de l'environnement, organisé en octobre 2007, a permis de fixer différents objectifs en vue de la lutte contre le réchauffement climatique. Les mesures relatives au secteur du bâtiment sont les suivantes [Grenelle, 2007] :

- lancement d'un chantier de rénovation énergétique des bâtiments existants en vue de réduire les consommations d'énergie d'environ 20% dans le tertiaire et 12% dans le résidentiel en 5 ans, et de plus d'un tiers à l'horizon 2020 ;
- généralisation des bâtiments à énergie positive (qui produisent plus d'énergie qu'ils n'en consomment) en 2020 avec un objectif, en 5 ans, d'au moins un tiers des bâtiments neufs à basse consommation ou à énergie positive ;

- augmentation de 9 à 20% (voire 25%) de la part des énergies renouvelables dans la consommation finale d'énergie en 2020.

Enfin, de nouveaux labels de bâtiments ont vu le jour dans plusieurs pays, avec pour objectif majeur une réduction significative des dépenses énergétiques. Il s'agit même de produire une partie ou la totalité de l'énergie consommée (Tableau 1.15).

Label	Pays	Dénomination	Exigences
BBC Effinergie	France	Bâtiment Basse Consommation	Consommation <50 kWhep/m² SHON/an. Perméabilité à l'air < 0,6 m³/h.m² en maison individuelle et 1 m³/h.m² pour les immeubles collectifs [Effinergie, 2008]
Passivhaus	Allemagne	Bâtiment passif ou très performant	Besoin de chauffage <15 kWhep/m²/an. Demande d'énergie primaire <120 kWhep/m²/an [Chlela, 2008].
MINERGIE-P®	Suisse	Bâtiment passif ou très performant	Consommation <30 kWhep/m²/an pour le résidentiel et 25 kWhep/m²/an l'administration. Perméabilité à l'air <0,6 vol/h sous 50 Pa [Chlela, 2008].
MINERGIE®	Suisse	Bâtiment basse énergie ou performant	Neuf : Consommation <42 kWhep/m²/an pour le résidentiel et 40 à 45 kWhep/m²/an suivant le secteur tertiaire considéré. Rénové : moins de 80 kWhep/m²/an pour le résidentiel et 70 à 85 kWhep/m²/an suivant le secteur tertiaire considéré [Chlela, 2008].

Tableau 1.15 : Description de labels de performance énergétique des bâtiments.

En France, le concept de bâtiment Basse consommation (BBC) exige une consommation inférieure à 50 kWh/m²/an. Cela passe d'abord par l'amélioration de l'isolation thermique et de l'étanchéité à l'air de l'enveloppe des bâtiments. La Figure 1.15 présente une comparaison des consommations énergétiques selon le type de bâtiment.

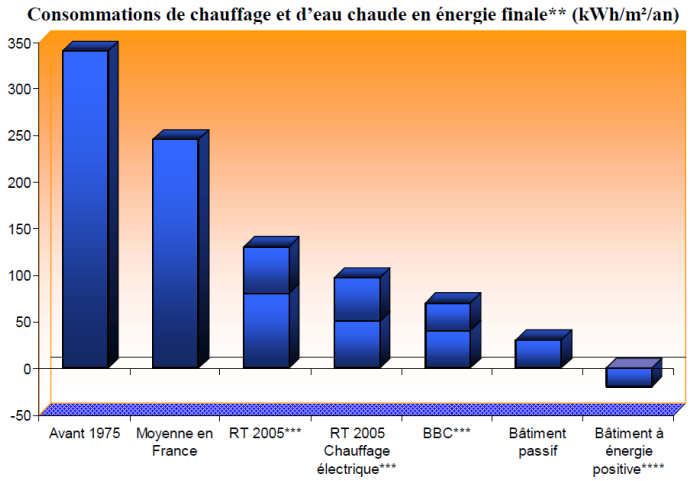


Figure 1.15 : Illustration de quelques consommations énergétiques des bâtiments [AGEDEN, 2008].

Les technologies mises en œuvre dans ces types de bâtiments concernent la production d'énergies renouvelables (éolienne, capteurs solaires thermiques, photovoltaïques…), l'amélioration de l'isolation et de la perméabilité à l'air de l'enveloppe. On a également recours aux protections solaires, aux puits géo-climatiques, mais aussi à la (sur)ventilation naturelle à travers le rafraichissement nocturne et la récupération de chaleur sur l'air extrait par la mise en œuvre des systèmes de ventilation mécanique double flux.

1.5.4.2 Déperditions par renouvellement d'air

L'évaluation des systèmes de ventilation doit intégrer l'aspect énergétique. Une ventilation excessive et au-delà des minima requis induit des déperditions énergétiques inutiles. En effet, dans les consommations énergétiques des bâtiments résidentiels, les déperditions énergétiques dues à la ventilation et aux infiltrations d'air à travers l'enveloppe des bâtiments détiennent une part importante.

Selon Liddament [Liddament, 1996], cette part se situe entre 30 et 50% des consommations totales. En outre, Orme [Orme, 1998] estime cette consommation d'énergie pour les bâtiments non industriels dans 13 pays à 48% de la consommation totale. Ce taux assez élevé s'explique, entre autres, par les récentes améliorations de l'isolation thermique de l'enveloppe des bâtiments [TIP-Vent, 2001].

Le potentiel de réduction de débits de ventilation en vue de la réduction des déperditions dues au renouvellement d'air dépend des exigences de qualité de l'air intérieur. Une ventilation à un débit élevé permet de maintenir une bonne qualité de l'air intérieur mais accroît les dépenses énergétiques.

En revanche, une forte diminution des débits de ventilation réduit de manière conséquente les consommations et peut cependant se traduire par une mauvaise qualité de l'air intérieur. Il convient par conséquent trouver un compromis pour la résolution de ce dilemme (Figure 1.16). On utilise en général le seuil d'acceptabilité du polluant dominant comme référence pour la définition des débits d'air minimaux.

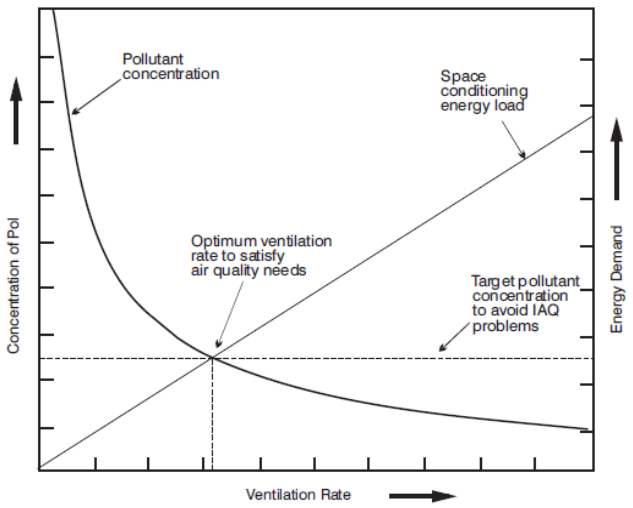


Figure 1.16 : Illustration du compromis entre réduction des dépenses énergétiques et maintien de la qualité de l'air intérieur [Concannon, 2002].

En outre, Concannon [Concannon, 2002] évoque la possibilité d'un gain d'énergie de 2,8 EJ (2,8 10^{12} MJ) si l'ensemble des systèmes de ventilation étaient des systèmes de ventilation mécanique double flux et intégraient un récupérateur de chaleur d'une efficacité de 70%. Or, aujourd'hui, l'efficacité des récupérateurs de chaleur atteint 90%.

La réduction de l'impact énergétique de la ventilation passe par la mise en œuvre de systèmes de ventilation intermittente. Différentes études ont montré le potentiel d'économies réalisables. Pavlovas [Pavlovas, 2004] a comparé numériquement quatre stratégies de ventilation dans un appartement de type F2 disposant d'une cuisine et d'une salle de bain utilisée comme laverie. Il estime la réduction des consommations énergétiques annuelles à plus de 50% pour les systèmes asservis à la concentration en CO_2 et à l'humidité par rapport à la ventilation mécanique permanente. La réduction est d'environ 20% pour la détection de présence.

L'énergie dépensée via la ventilation peut être divisée en trois catégories, à savoir :

- les pertes dues au renouvellement d'air à travers le conditionnement d'air, la ventilation et l'infiltration d'air ;
- les pertes issues des équipements de conditionnement d'air, notamment dues aux défauts d'étanchéité des conduits, des moteurs, etc.
- l'énergie électrique utilisée pour le transport de l'air à l'intérieur et à l'extérieur des bâtiments. Il s'agit de la consommation des auxiliaires tels que les ventilateurs et les échangeurs de chaleur.

L'énergie consommée par les ventilateurs et les auxiliaires est un facteur d'intérêt grandissant. Le dimensionnement du système de ventilation a un effet notable sur la performance énergétique globale. La puissance consommée est donnée par l'équation :

$$\dot{Q}_{ventil} = \frac{\dot{m}_{tot} \times \Delta p_{ventil}}{\rho \times \eta_{tot}} = \frac{1}{\eta_{tot}} \times \frac{\dot{m}_{tot}^3}{\rho \times K^2} \qquad (W) \qquad \textbf{(1.30)}$$

où η_{tot} est le rendement total du ventilateur.

Cette équation montre que la consommation du ventilateur peut être rapidement réduite en minimisant le débit d'air. La valeur du débit doit toutefois permettre de garantir une bonne qualité de l'air intérieur.

Les infiltrations d'air constituent un facteur de performance de la ventilation naturelle au point de vue qualité de l'air intérieur. Toutefois, la récupération d'énergie sur ces débits est impossible du fait de leur nature aléatoire (incontrôlable et dissipée). Une infiltration importante conduit par conséquent à des dissipations pouvant sévèrement affecter l'efficacité de la récupération de chaleur sur l'air vicié dans le cas des systèmes de ventilation double flux.

La Figure 1.17 présente les niveaux d'étanchéité à l'air (sous 50 Pa) de l'enveloppe d'un bâtiment pouvant être suggérés pour différents systèmes de ventilation. On constate qu'aucun système n'est adapté aux fortes perméabilités.

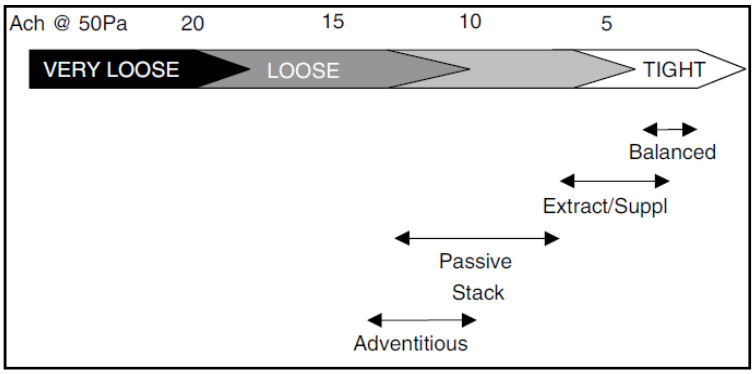


Figure 1.17 : Niveaux d'étanchéité à l'air suggérée pour différents systèmes de ventilation [Concannon, 2002].

Le type de climat dont peuvent dépendre les infiltrations a aussi un impact notable sur les dépenses énergétiques liées à la ventilation. En effet, pour un renouvellement d'air identique, le besoin de chauffage est plus important dans un climat froid que dans un climat légèrement plus chaud.

L'influence du climat peut être évaluée à travers la méthode des degrés-jours qui s'applique au besoin de chauffage mais aussi à la climatisation. Les degrés-jours concernant le chauffage représentent le nombre de degrés de différence de température, évalué sur une journée, où la température moyenne extérieure est inférieure à une température de référence.

Les degrés-jours relatifs à la climatisation ont une définition similaire, mais permettent de quantifier l'enthalpie de l'air au-delà d'une température et d'une humidité de référence. L'inconvénient majeur de cette méthode reste la définition de la température de référence ; en France on utilise une valeur de 18°C.

L'énergie dépensée par le renouvellement d'air dépend de la différence d'enthalpie entre l'air intérieur l'air intérieur et l'air extérieur. Elle peut être déterminée à l'aide de la relation :

$$\dot{Q}_{tot} = \dot{m}_{air} \times (h_{int} - h_{ext}) \quad \textbf{(1.31)}$$

Cette énergie totale se décompose en chaleur sensible et en chaleur latente. L'énergie sensible est donnée par l'expression :

$$\dot{Q}_{sensible} = \dot{m}_{air} \times c_p \times (T_{int} - T_{ext}) \quad \textbf{(1.32)}$$

L'enthalpie latente est calculée par la différence entre $\dot{Q}_{tot}$ et $\dot{Q}_{sensible}$ ou par l'expression :

$$\dot{Q}_{latente} = \dot{m}_{air} \times h_{fg} \times (\omega_{int} - \omega_{ext}) \quad \textbf{(1.33)}$$

L'impact énergétique du renouvellement d'air tient à la fois compte de l'effet du système de ventilation et de celui des infiltrations d'air.

Pour un système de ventilation simple flux (par extraction ou par insufflation), les déperditions énergétiques sont déterminées comme suivent :

$$\dot{Q}_{SF} = \left(\dot{m}_{inf} - \dot{m}_{mv}\right) \times c_p \times (T_{int} - T_{ext}) \quad \textbf{(1.34)}$$

Ainsi, pour les faibles infiltrations, les déperditions par renouvellement d'air sont essentiellement dues à la ventilation mécanique.

Les systèmes de ventilation mécanique double flux ont, en revanche, moins d'influence sur les débits d'infiltration. Ainsi, les déperditions énergétiques dues au renouvellement d'air d'un système de ventilation mécanique double flux, ayant une efficacité de récupération de chaleur sur l'air vicié égale à ε_{ech}, sont formulées comme suit :

$$\dot{Q}_{DF} = \left(\dot{m}_{inf} + (1 - \varepsilon_{ech}) \times \dot{m}_{mv}\right) \times c_p \times (T_{int} - T_{ext}) \quad \textbf{(1.35)}$$

Cette équation illustre l'importance de la minimisation des infiltrations d'air dans le cas d'un système de ventilation double flux avec récupération de chaleur. Pour un fonctionnement adéquat et efficace, il est essentiel d'avoir :

$$\dot{m}_{inf} \ll \dot{m}_{mv} \quad \textbf{(1.36)}$$

avec :

$\dot{m}_{mv}$	*débit total d'air de la ventilation mécanique*	*(kg/s)*
$\dot{m}_{inf}$	*débit total d'infiltration d'air*	*(kg/s)*
ω_{int}, ω_{ext}	*respectivement humidités spécifiques de l'air intérieur et de l'air extérieur*	*(kg/kg)*
h_{int}, h_{ext}	*respectivement enthalpies de l'air intérieur et de l'air extérieur*	*(kJ/kg)*
h_{fg}	*enthalpie spécifique d'évaporation de l'eau*	*(kJ/kg)*

1.6 SYNTHESE

On a présenté dans ce chapitre les différents polluants de l'air intérieur et leurs sources, ainsi que les effets sur la santé de l'occupant et la conservation du bâti. Les indices d'évaluation de la qualité de l'air intérieur et de confort permettent, chacun à son niveau, de donner une indication sur la qualité de l'ambiance à l'intérieur du bâtiment.

La ventilation s'affiche comme la première réponse permettant de maintenir une bonne qualité de l'air à l'intérieur des bâtiments. Les débits réglementaires permettent d'adapter chaque situation suivant le type de bâtiment dont on dispose.

Par ailleurs, les problématiques énergétiques apparues depuis quelques décennies et la part colossale des bâtiments résidentiels et tertiaires dans les consommations d'énergie finale dans les pays de l'OCDE (Organisation de Coopération et de Développement Economiques), conduisent les acteurs à définir de nouvelles stratégies de ventilation modulables.

La ventilation peut ainsi être contrôlée par divers paramètres tels que l'humidité relative de l'air intérieur, les concentrations en polluant (notamment le dioxyde de carbone), la température intérieure, ou la température extérieure. Différents types de capteurs sont donc élaborés pour ce fait. Le contrôle de la ventilation peut également dépendre, dans certains cas, de l'action de l'action de l'occupant sur le système.

Les stratégies de ventilation se doivent d'être plus performantes du point de vue énergétique afin de réduire les déperditions liées au renouvellement d'air et au fonctionnement des équipements de ventilation. Elles se doivent également de remplir le rôle premier de la ventilation qui est de maintenir une bonne qualité de l'air intérieur. Cette problématique constitue la raison principale de la présente étude.

Nous avons donc retenus différents critères parmi ceux présentés dans ce chapitre pour évaluer les performances des systèmes de ventilation (CHAPITRE 4). Ces indices sont référencés dans le Tableau 1.16.

Domaine	Paramètres/Indices	Référence/Valeur
Qualité d'air intérieur	Exposition moyenne	Eq. (1.2), VRL du CO_2
	Valeurs limites de %HR	>80%, >100%HR
	$Index_{norm}$	Eq. (1.13)
	Efficacité de la ventilation	Eq. (1.21)
Performances aérauliques	Débits réglementaires	Tableaux § 0
	Taux de renouvellement d'air	Eq. (1.18)
Déperditions énergétiques	Besoins de chauffage	§ 3.3
	Déperditions par renouvellement d'air	Eq. (1.32) et (1.35)
	Consommation des auxiliaires	Eq. (1.30)

Tableau 1.16 : Paramètres et indices retenus pour l'évaluation des systèmes de ventilation.

Dans le CHAPITRE 2 ci-après, on présente les résultats de l'étude expérimentale de la performance des stratégies de ventilation effectuée dans la maison expérimentale MARIA. Trois systèmes de ventilation ont été dimensionnés et installés dans cette maison, la variation de différents paramètres a permis d'évaluer les conditions de dispersion des polluants entre les différentes pièces d'un bâtiment résidentiel.

CHAPITRE 2.

ETUDE EXPERIMENTALE DES STRATEGIES DE VENTILATION

L'objectif de cette étude est de tester expérimentalement des stratégies de ventilation et d'en évaluer les performances en termes de transferts de polluants entre les différentes pièces d'un logement. Il s'agit, en particulier, de vérifier les conditions de fonctionnement du principe de balayage tel que décrit par l'arrêté du 24 mars 1982 relatif à l'aération des logements [JORF, 1982].

L'étude vise également à déterminer les paramètres susceptibles de mettre en défaut le cheminement théorique de l'air. Pour rappel, le principe de balayage qui est utilisé dans la conception des systèmes de ventilation des logements français, établit le cheminement de l'air comme allant des pièces principales (moins polluées) vers les pièces de service (plus polluées) en transitant par le couloir. L'air balaie ainsi l'ensemble du logement.

L'étude a été réalisée à l'aide de trois systèmes de ventilation installés dans la maison expérimentale MARIA. Chaque système a été mis en œuvre avec différents scénarios de pollution, de chauffage et différentes configurations des ouvrants. L'objectif était de simuler des séquences d'occupation, de pollution de la maison et de comportement des occupants.

On présente d'abord dans ce chapitre la maison expérimentale MARIA, puis les résultats des tests de caractérisation de la perméabilité à l'air de son enveloppe. En outre, des tests ont été réalisés pour évaluer la distribution des concentrations et l'efficacité de la ventilation dans différentes pièces. Enfin, sont présentés, pour chaque système de ventilation étudié, les résultats concernant les transferts de polluant à l'intérieur de la maison.

2.1 DESCRIPTION DE LA MAISON EXPERIMENTALE MARIA

2.1.1 Présentation de la maison MARIA

La maison expérimentale MARIA, *Maison Automatisée pour des Recherches Innovantes sur l'Air,* est une maison de type F5 à trois niveaux construite en 2001 sur le site de Champs-sur-Marne du *Centre Scientifique et Technique du Bâtiment* CSTB (Figure 2.1, Figure 2.2). La maison MARIA comporte cinq pièces principales, à savoir un séjour et quatre chambres, et quatre pièces techniques qui sont la cuisine, la salle de bain WC, la douche et le cabinet d'aisance. Les chambres, la salle de bain WC et la douche se trouvent à l'étage. Le séjour, la cuisine, le cabinet d'aisance et le cellier sont situés au niveau jardin.

La configuration de ces deux niveaux habitables est illustrée par la Figure 2.3 et la Figure 2.4. Enfin, la Figure 2.5 présente le plan du « sous-sol » de MARIA situé au rez-de-chaussée. Ce niveau comporte un garage et une salle de commande ; il est en partie enterré et ne dispose que d'une seule façade, orientée Est.

Figure 2.1 : Vue de la maison MARIA.

Figure 2.2 : Le séjour de la maison MARIA.

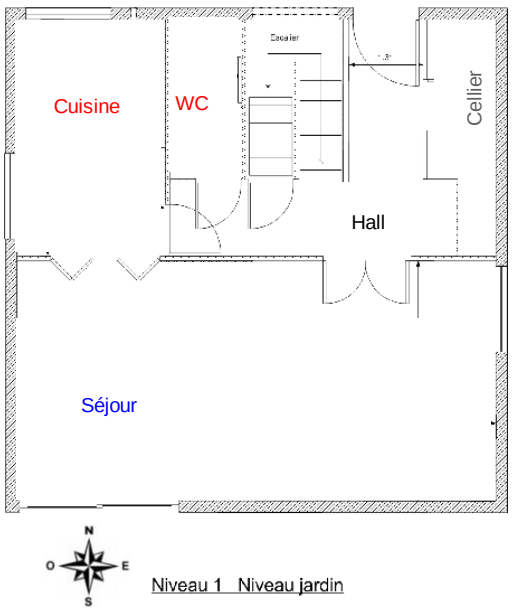


Figure 2.3 : Le niveau jardin de la maison MARIA.

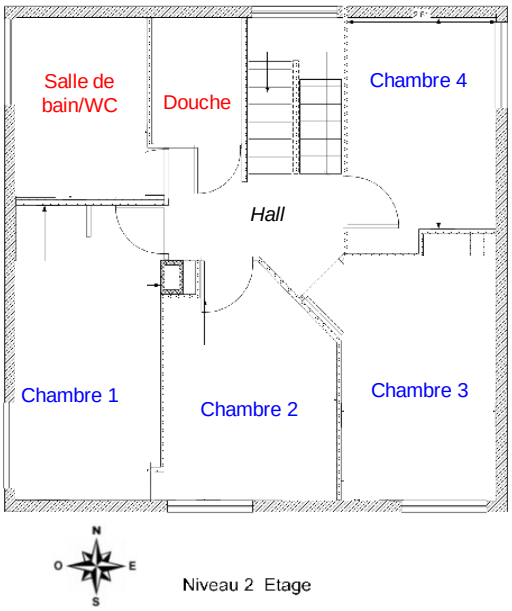


Figure 2.4 : Le niveau étage de la maison MARIA.

MARIA est un bâtiment à base carrée de côté extérieur 9,10 m et de hauteur totale, toiture comprise, d'environ 10,90 m. Le volume est 656 m^3 (sans la toiture), et la surface habitable (niveau jardin et étage) est d'environ 142 m^2. Les différentes dimensions figurent dans le Tableau 2.1.

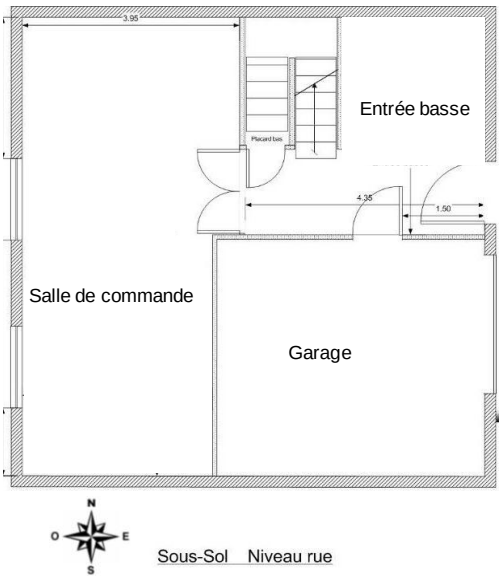


Figure 2.5 : Plan du sous-sol de la maison MARIA.

Niveau	Pièce	H (m)	W (m)	L (m)
Etage	Chambre 1	2,5	2,53	5,15
	Chambre 2	2,5	3,02	3,52
	Chambre 3	2,5	2,7	4,47
	Chambre 4	2,5	2,61	3,95
	Salle de bain WC	2,5	2,3	3,17
	Douche	2,5	1,3	2,2
Jardin	Séjour	2,5	8,41	4,21
	Cuisine	2,5	2,6	4,15
	Cabinet d'aisance	2,5	1,27	2,5
	Cellier	2,5	1,3	3,1
	Hall+escalier	5	2	4,5
Sous-sol	Sous-sol	2,14	8,41	8,41
	Garage seul	2,14	4,34	4,34

Tableau 2.1 : Dimensions des pièces de MARIA

Cet outil de recherche dédié à des études sur des thèmes variés, notamment [Ribéron, 2002] :

- la qualité des ambiances intérieures [Akoua, 2004],
- la diffusion et les transferts de polluants pour différentes séquences de vie,
- l'étude de systèmes et stratégies de ventilation [Koffi, 2005],
- le cadrage des méthodes de terrain et le calage de modèles de calcul.

MARIA est par ailleurs une maison automatisée : l'ouverture et la fermeture des portes intérieures et des fenêtres, la production d'eau et le fonctionnement des appareils ménagers peuvent être gérés depuis un poste de commande. La maison peut ainsi être instrumentée suivant des scénarios-types de fonctionnement qui reproduisent les paramètres liés à la présence et au comportement des occupants, notamment les émissions de polluants et les apports de chaleur.

L'instrumentation est faite de façon à pouvoir mesurer en continu les paramètres environnementaux à l'aide de la station météorologique située sur le même site : température et humidité relative de l'air extérieur, vitesse et direction du vent, pression atmosphérique, ensoleillement, pluviométrie. La température et l'humidité relative dans chaque pièce sont mesurées à l'aide d'un réseau de capteurs de température et d'humidité.

Enfin, MARIA dispose d'autres équipements d'intérêt tels qu'un système de récupération d'eau pluviale à usage sanitaire, et des puits à radon destinés à l'étude des émissions de ce gaz radioactif.

2.1.2 Les systèmes de ventilation

La maison MARIA dispose de trois systèmes de ventilation. Pour les essais, nous avons installé les systèmes de ventilation mécanique contrôlée simple et double flux décrits ci-après.

2.1.2.1 La VMC simple flux

Les pièces principales sont équipées d'entrées d'air autoréglables de module 30 m^3/h sous 20 Pa : deux entrées d'air sont installées dans le séjour, une dans chaque chambre. Ces composants sont montés sur les coffres de volets roulants à une hauteur de 2,3 m du plancher.

L'extraction de l'air vicié est faite à l'aide de bouches d'extraction fixes de diamètre 125 mm dans la cuisine et 80 mm dans la salle de bains/WC, la douche et les toilettes (Figure 2.6). Le réseau est ensuite composé de 4 conduits souples individuels directement connectés au ventilateur. La valeur du coefficient de pertes de charge linéique des conduits souples utilisés varie de 0,03 à 0,11 [I.E IDEL'CIK, 1969]. Le Tableau 2.2 présente les dimensions des bouches d'extraction et des conduits ainsi que les coudes associés à ces derniers.

Figure 2.6 : Ventilateur de la VMC simple flux.

	Bouches d'extraction		Conduits			
	Φ (mm)	H (m)	Φ (mm)	H (m)	L (m)	Coude (90°)
Salle de bains/WC	80	2,5	80	3,5	8,5	3
Douche	80	2,5	80	3,5	8,5	2
Cuisine	125	2,3	125	6,5	11,5	3
Toilettes	80	2,3	80	6,5	11,5	3
Refoulement	-	-	125	2,5	4	2

Tableau 2.2 : Caractéristiques du réseau de la VMC simple flux.

2.1.2.2 La VMC double flux

Le réseau d'insufflation de la VMC double flux comporte une bouche de soufflage de diamètre 80 mm dans chaque chambre et deux dans le séjour. Des conduits même diamètre relient ces bouches à un caisson de distribution qui est connecté au groupe moteur. Le réseau d'extraction est composé de conduits et de bouches de diamètres 125 mm. Ces conduits sont connectés au conduit principal à l'aide de deux raccords, l'un de type culotte et l'autre de type fourche.

Les caractéristiques des bouches d'extraction autoréglables utilisées sont comme suivent :

- salle de bains/WC : 30 m^3/h sous 50-160 Pa ;
- douche : 30 m^3/h sous 50-200 Pa ;
- cuisine : 45/135 m^3/h dans la plage 50-160 Pa ;
- toilettes : 15/30 sous 50-150 Pa.

Le système est muni d'un échangeur à plaques de type courants croisés permettant de préchauffer l'air neuf. L'efficacité de l'échangeur fournie par le constructeur est de 90%. Il est toutefois possible d'éviter le préchauffage en actionnant la fonction by-pass. La Figure 2.7 présente le groupe de ventilation et l'échangeur de chaleur.

Figure 2.7 : Groupe de ventilation de la VMC double flux.

2.1.2.3 La ventilation naturelle

La ventilation naturelle dans MARIA est réalisée par des conduits verticaux individuels à tirage naturel. Chaque pièce de service est équipée d'un conduit en acier galvanisé de hauteur 3,25 m à l'étage (salle de bain/WC, douche) et 6,25 m au niveau jardin (cuisine, toilettes), et de diamètre 160 mm. Les conduits sont disposés dans des gaines réalisées en boisseaux de section de 20 cm x 40 cm présentés par la Figure 2.8. Ils aboutissent dans les pièces par des grilles d'extraction de section équivalente 100 cm^2 situées à 2,3 m du plancher.

Les débouchés en toiture sont des extracteurs statiques en béton (Figure 2.9) d'altitude 11 m par rapport au plancher du sous-sol. Pour les pertes de charge, la hauteur des aspérités des conduits en acier galvanisés utilisés est comprise entre 0,07 et 0,15 mm [I.E IDEL'CIK, 1969].

Par ailleurs, les façades de la maison sont équipées de colonnes de trous calibrés de diamètre 5 cm chacun (Cf. Figure 2.10 et Tableau 2.3). Les hauteurs par rapport aux différents planchers sont respectivement de 40, 82, 125, 168 et 210 centimètres. Ces trous sont destinés à reproduire différents niveaux de perméabilité à l'air de l'enveloppe. Lorsqu'ils sont tous fermés, on obtient la configuration la plus étanche de la maison MARIA. L'ouverture de ces trous permet d'atteindre une perméabilité à l'air de 2,1 $m^3/h/m^2$ sous 4 Pa pour les niveaux habitables [Koffi, 2005].

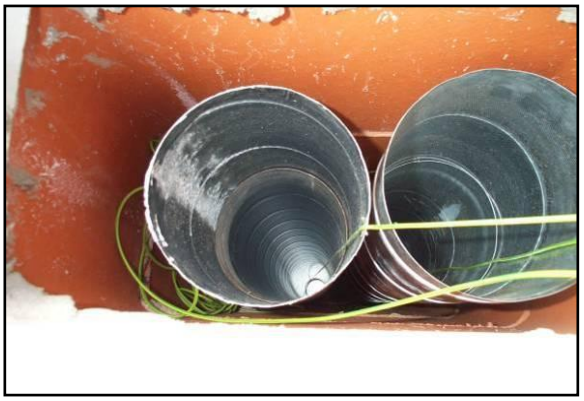


Figure 2.8 : Débouchés dans les pièces techniques et en toiture des conduits à tirage naturel.

Figure 2.9 : Extracteurs statiques et grille d'extraction dans une pièce technique.

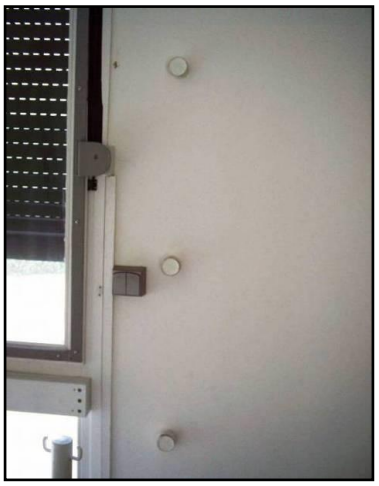


Figure 2.10 : Colonnes de trous calibrés sur les façades.

Niveau	Pièce	Façade Nord	Façade Sud	Façade Est	Façade Ouest
Etage	Chambre 1				5
	Chambre 2		5		
	Chambre 3		5		
	Chambre 4			5	
Jardin	Séjour		5	5	
	Cabinet d'aisance	5			
	Cellier	5		5	

Tableau 2.3 : Répartition des trous calibrés de l'enveloppe de MARIA.

2.1.3 Caractéristiques thermiques

2.1.3.1 Les systèmes de chauffage

MARIA dispose de deux systèmes de chauffage différents : convecteurs électriques et plancher chauffant à eau. Les puissances nominales des convecteurs électriques sont les suivantes :

- chambre 1 : 1500 W ;
- chambre 2, 3 et 4 : 1250 W respectivement ;
- salle de bain WC, cabinet d'aisance et hall : 750 W ;
- douche : 500 W ;
- séjour : 1000 W et 1750 W ;
- cuisine : 1000 W ;
- sous-sol : 2 x750 W.

Le chauffage via le plancher chauffant hydraulique ainsi que la production d'eau chaude sanitaire sont assurés par une chaudière à gaz installée dans la cuisine. La chaudière dispose d'un échangeur de chaleur d'efficacité de combustion de 92 % et d'un brûleur gaz modulant entre 10 et 24 kW en mode chauffage et entre 8 et 24 kW en mode sanitaire.

2.1.3.2 La structure thermique de l'enveloppe

Les façades de MARIA sont en parpaings d'épaisseur 20 cm. A l'extérieur, ils sont enduits et protégés par des bardages en aluminium. L'isolation intérieure est assurée par du polystyrène expansé d'épaisseur de 90 mm et de résistance thermique de 2,15 m^2.K/W. Les murs extérieurs, les planchers et les plafonds ont une épaisseur de 26 cm, et les cloisons de 80 mm.

Les cloisons du garage sont de type PLACOSTYL 100 mm : on a deux plaques de plâtre de 12,5 mm d'épaisseur chacune de type BA 13 de part et d'autre de l'isolant intérieur en laine minérale (75 mm, K=0,60 W/ m2°C). Les façades du garage et le plancher sur terre-plein ne sont pas isolés, ils présentent un aspect béton brut.

L'isolation du plancher du niveau jardin est assurée par une dalle THERMACOME liée au concept de plancher chauffant. Le plancher est ainsi constitué de 35 mm de polystyrène expansé, 35 mm de chape béton, 20 cm de dalle de béton, et 75 mm d'isolation en sous-face du plancher par du FIBRASTYRENE FYE 75 (polystyrène expansé+ fibre de bois agglomérée). Ces données sont également valables pour le plancher de l'étage.

Le plafond sous comble est constitué par des matelas de laine de verre d'épaisseur 200 mm et de résistance thermique 5 m^2.K/W, d'une ossature en fibre de bois agglomérée (e=2x25 mm) et de plâtre (e=12,5 mm). En revanche, le toit en tôle métallique n'est pas isolé.

En outre, les fenêtres sont constituées de baies vitrées de type DV4/12/4 menuiserie PCV REHAU PLUS à double vitrage et de stores pour le confort d'été de type Velux bois DV 4/6/4. Enfin, les portes intérieures sont des portes en bois à âme alvéolaire non isolante ; les portes extérieures sont à ossature métallique.

Le Tableau 2.4 donne les caractéristiques thermiques des portes et des parois vitrées de la maison expérimentale MARIA.

Parois	e (mm)	$1/h_i+1/h_e$ ($m^2.K/W$)	K ou U ($W/m^2.K$)
Murs extérieurs	290	0,17	0,40
Plancher chambre	415	0,34	0,31
Plancher escalier	175	0,34	0,48
Cloison garage	120	0,22	0,60
Plafond sous comble	263	0,14	0,19
Cloison	173	0,17	0,24
Rampant toit	173	0,14	0,24

Tableau 2.4 : Résistance globale superficielle et coefficient U des différentes parois.

Le Tableau 2.5 donne les propriétés des matériaux utilisés (présentés pour chaque paroi de l'intérieur vers l'extérieur de la zone considérée).

Parois	Couches de matériau (de l'intérieur vers l'extérieur)	e (mm)	λ (W/m.K)	R ($m^2.K/W$)	ρ (kg/m^3)	c_p (J/kg.K)	a x 10^7 (m^2/s)
Murs extérieurs e=290 mm	Polystyrène expansé (Placomur TH 38 80+10)	90	0,042	2,15	19	1450	15,25
	Bloc creux béton 3 parois (parpaings 20 cm)	200	1,053	0,19	950	1000	12,4
Plancher chambres e=415 mm	Polystyrène expansé + fibre de bois agglomérée (Fibrastyrène E FYE 75)	75	0,045	1,67	19	1450	16,33
	Dalle béton surface	55	1,15	0,048	1800	1000	7,19
	Dalle polystyrène (Thermacome)	35	0,035	1	40	1450	60
	Hourdis entrevous Béton lourd 20+5	250	1,38	0,18	2400	1000	6,9
Plancher escalier e=175 mm	Polystyrène expansé + fibre de bois agglomérée (Fibrastyrène E FYE 75)	075	0,045	1,67	19	1450	16,33
	Dalle béton surface	100	1,75	0,057	2300	1000	8,75
Cloison garage e=120 mm	Cloison Placostyl 100 mm : plaques de plâtre BA13 (2x12,5 mm) + isolation laine minérale 75 mm	120	0,083	1,45			
Plafond sous comble e=263 mm	Plâtre (Placo BA13)	13	0,35	0,037	1000	1000	3,5
	Bois aggloméré	25					
	Laine de verre (Feutre IBR)	200	0,04	5	120	1030	3,24
	Bois aggloméré	25					
Cloison e=173 mm	Plâtre (Placo BA13)	13	0,35	0,037	1000	1000	3,5
	Laine de verre (Feutre IBR)	160	0,04	4	120	1030	3,24

Avec : e : épaisseur de la couche de matériau (mm).
λ : conductivité thermique (W/m.K).
R : résistance thermique de la couche ($m^2.K/W$) ; R=e/λ.
c_p : capacité thermique massique (J/kg.K).
a : diffusivité thermique (m^2/s) ; a=λ/c_v.
ρ : masse volumique (kg/m^3).

Tableau 2.5 : Propriétés des matériaux de construction de MARIA (parois opaques).

2.2 CARACTERISATION DE LA PERMEABILITE A L'AIR DE L'ENVELOPPE

2.2.1 Etat de l'étanchéité à l'air de l'enveloppe

L'enveloppe de MARIA a été particulièrement soignée par des travaux de renforcement de son étanchéité. Une campagne de mesure menée en 2005 [Koffi, 2005] a donné une perméabilité à l'air de 0,9 $m^3/h/m^2$ sous une dépression de 4 Pa pour les niveaux habitables (c'est-à-dire le volume chauffé) ; ceci correspond à un débit de fuite 285 m^3/h pour 318 m^2 de surface d'enveloppe. Toutefois les différents travaux effectués depuis cette étude, entre autres les puits à radon et les passages de câbles et de tuyaux, peuvent avoir modifié l'étanchéité de la maison. Par conséquent, de nouvelles mesures de perméabilité à l'air de l'enveloppe sont nécessaires.

2.2.2 La métrologie

Le dispositif de mesure utilisé pour évaluer la perméabilité à l'air de l'enveloppe de MARIA est la « fausse porte » ou « *Blower Door* » présentée par la Figure 2.11. Il est composé :

- d'une armature rigide ajustable aux dormants d'une porte et d'une toile hermétique en nylon couvrant cette ouverture ;
- d'un ventilateur axial fixé au centre de la toile et permettant de créer une différence de pression entre l'extérieur et l'intérieur du bâtiment ;
- d'un régulateur de vitesse pour le ventilateur ;
- de diaphragmes permettant d'obtenir différentes plages de vitesses et de débit d'air ;
- de capteurs de pression connectés à une centrale d'acquisition.

L'ensemble du dispositif est piloté par ordinateur, ce qui permet d'entrer les consignes de différences de pression, de températures interne et externe et ainsi que les dimensions du bâtiment. Ce système permet ainsi d'imposer des débits compris entre 200 et 11000 m^3/h. Chaque point de la courbe débit-pression est le résultat moyenné d'un nombre important d'acquisitions instantanées. La précision de mesure est de ±5% sur le débit et ±0,5 Pa sur la pression. On notera que ces précisions sont meilleures comparées aux exigences de la norme NF EN 13829 : ±7% pour le débit, ±2 Pa pour la pression et ±1 K pour la température [CEN, 2001].

Figure 2.11 : Dispositif de mesure de la perméabilité à l'air.

2.2.3 Le protocole expérimental

Pour cette étude, on a utilisé la méthode statique de pressurisation couramment utilisée en Europe et en Amérique du Nord. Cette méthode est définie par les normes ISO/DIS 9972 [ISO, 2003] et NF EN 13829 [CEN, 2001]. Elle a également fait l'objet d'un guide méthodologique [Ribéron, 1991a].

La méthode statique de pressurisation consiste à mettre le logement en dépression (ou en surpression), après avoir obturé les passages d'air spécifiques des systèmes de ventilation, à savoir les entrées d'air et les bouches d'extraction ou éventuellement les bouches de soufflage. On mesure alors le débit d'air de fuite qui en résulte. La mise en dépression est réalisée grâce au dispositif de la « fausse porte » qui se substitue à une porte.

Cette méthode permet de mesurer la perméabilité à l'air totale d'un bâtiment, mais également la perméabilité à l'air des composants (portes, fenêtres, parois, ou faux-plafond). Elle a été utilisée initialement pour la mesure de la perméabilité à l'air des logements mais est de plus en plus étendue aux grands bâtiments [Ribéron, 2001].

Il existe par ailleurs d'autres procédés tels que la méthode dynamique de pressurisation qui consiste à réaliser, grâce à un piston, des variations alternatives du volume de l'air du local à basse fréquence et à mesurer les variations de la pression. Elle permet de s'affranchir des inconvénients de la méthode classique, mais avec une mise en œuvre moins aisée.

Il existe aussi des techniques récentes comme la pressurisation par effet de cheminée, les méthodes acoustiques, les méthodes indirectes d'évaluation de renouvellement d'air par les gaz traceurs, etc.

Dans tous les cas, le protocole expérimental est le suivant :

- arrêter la ventilation mécanique,
- fermer et étancher toutes les ouvertures dédiées à la ventilation mécanique et naturelle : entrées d'air, bouches d'extraction, bouches de soufflage,
- fermer les portes extérieures et les fenêtres,
- maintenir ouvertes les portes intérieures pour avoir le minimum de pertes de charge,
- remplir les siphons d'eau pour éviter une remontée d'air,
- vérifier que la vitesse du vent n'excède pas 2 m/s [Ribéron, 1991a],
- vérifier que la différence de pression à débit nul entre l'intérieur et l'extérieur du bâtiment est inférieure à 5 Pa [CEN, 2001].

En outre, la préservation du bâti (revêtement, fenêtres…) exige que la différence de pression ne soit pas trop élevée. Dans le présent cas, les écarts de pression sont limités à 50 Pa.

La perméabilité à l'air de l'enveloppe de la maison MARIA a été étudiée de deux manières :

- d'une part, il s'agit d'évaluer la perméabilité à l'air de l'enveloppe des niveaux habitables ; la « fausse porte » est montée dans la porte de l'escalier (couloir) ;
- et d'autre part, celle de toute la maison (excepté le garage) : la « fausse porte » est alors disposée dans la porte reliant le garage à la salle de commande au sous-sol.

Cette différenciation se justifie par la présence d'orifices autour de la canalisation, des câbles électriques et de la tuyauterie entre le sous-sol et le reste de la maison MARIA.

2.2.4 Résultats et analyse

Les défauts d'étanchéité de l'enveloppe d'un bâtiment sont caractérisés par l'équation d'écoulement d'air à travers les orifices et fissures (voir CHAPITRE 3) :

$$Q_v = K \times \Delta p^n \quad \textbf{(2.1)}$$

L'exposant n tendant vers 1 signifie que l'écoulement devient laminaire alors que n proche de ½ correspond à un écoulement turbulent. Les résultats des essais sont illustrés par la Figure 2.12 : les tests 1 à 3 ont été effectués pour les niveaux habitables, et les tests 4 et 5 pour la maison entière. Ces courbes sont obtenues par la linéarisation de l'équation (2.1), à savoir :

$$ln(Q_v) = ln(K) + n \times ln(\Delta p) \quad \textbf{(2.2)}$$

Le Tableau 2.6 donne les valeurs des paramètres K et n caractéristiques des fuites d'air à travers les défauts d'étanchéité de l'enveloppe, ainsi que les incertitudes de mesure. L'analyse montre une bonne concordance des résultats dans les deux types de cas étudiés comme l'attestent également les coefficients de corrélation du Tableau 2.6. En effet, hormis quelques points isolés, notamment aux basses pressions qui sont difficiles à imposer, la plupart des points sont alignés et donnent des droites de pente n et de coordonnées à l'origine ln(K) d'après l'équation (2.2).

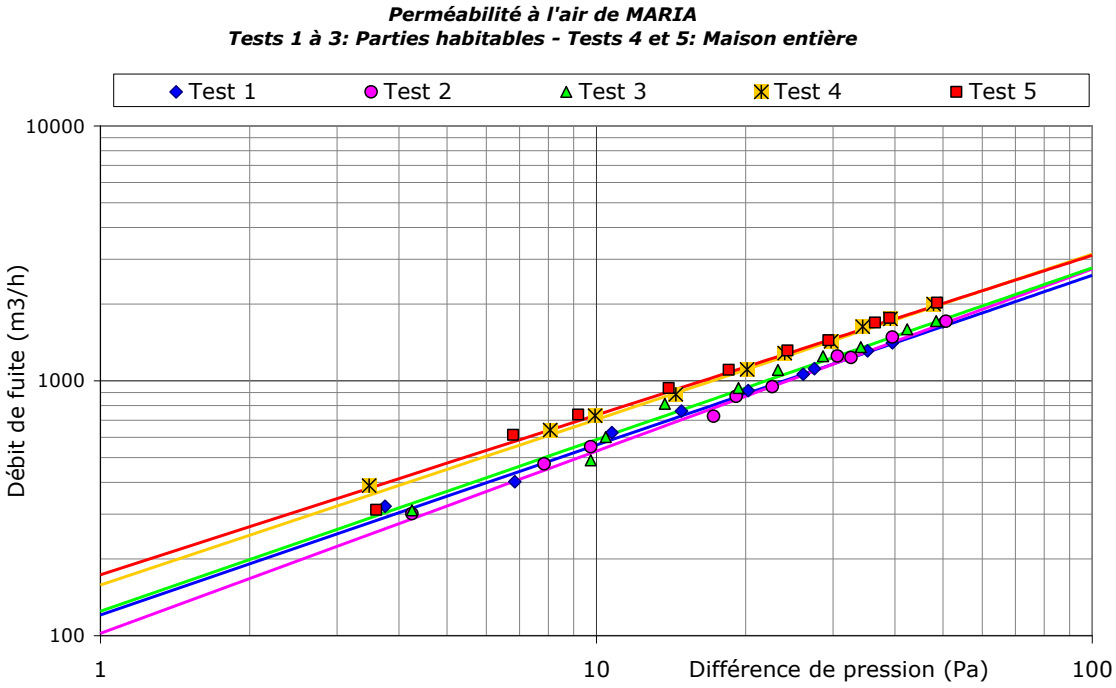


Figure 2.12 : Perméabilité à l'air de l'enveloppe de la maison MARIA.

Paramètres	Niveaux habitables			Maison entière	
	Test 1	Test 2	Test 3	Test 4	Test 5
K	121 ± 5,6%	102 ± 8,1%	125 ± 10,1%	158 ± 4,2%	173 ± 5,3%
n	0,666 ± 0,016	0,715 ± 0,023	0,674 ± 0,029	0,649 ± 0,012	0,627 ± 0,015
R^2	0,99766	0,99585	0,99257	0,99860	0,99757

Tableau 2.6 : Caractéristiques de fuite de l'enveloppe de la maison MARIA.

On constate en outre que les droites obtenues pour les tests avec la *maison entière* sont décalées vers le haut par rapport à celles résultant des *niveaux habitables*, synonyme d'un débit de fuite supplémentaire. Ceci confirme que le sous-sol est beaucoup plus perméable que le reste du logement comme évoqué précédemment.

Pour les niveaux habitables, K est compris entre 102 et 125 $m^3/h/Pa^n$, avec des incertitudes de 5,6 à 10,1% sur les mesures. L'exposant n est compris entre 0,666 et 0,715 et les incertitudes vont de 0,016 à 0,029. Ces résultats restent globalement proches.

Les essais ont été effectués durant la même journée dans des conditions similaires : on a mesuré respectivement 22°C à l'intérieur de la maison et 9°C à l'extérieur, tandis que la vitesse du vent fluctuait entre 2,6 et 3,2 m/s. Les erreurs de mesure observées sont en général plus élevées en valeurs absolues aux basses dépressions qu'aux dépressions élevées. Les basses pressions sont en effet difficiles à imposer du fait d'une plus grande sensibilité aux fluctuations du vent. Cependant, dans le test 2, les erreurs sont assez élevées pour les grandes dépressions du fait d'un vent plus important. Ceci explique en partie la faible valeur de coefficient K comparée aux deux autres tests.

On note par ailleurs que le test 1, avec un meilleur coefficient de corrélation, donne des résultats de meilleure précision à la fois sur K et n que les deux autres. On peut donc retenir les résultats du test 1 qui sont en outre une bonne approximation de l'ensemble des résultats : ainsi K≈120 $m^3/h/Pa^n$ et n≈2/3. Pour la maison entière, des constats similaires peuvent être faits. On retient les résultats du test 4 qui ont une meilleure précision : K≈160 $m^3/h/Pa^n$ et n≈0,65. Ainsi, dans les deux cas, l'exposant n est très proche de la valeur 2/3 caractéristique de l'écoulement d'air à travers l'enveloppe de bâtiments.

Les défauts d'étanchéité de l'enveloppe d'un bâtiment peuvent également être caractérisés par deux paramètres : l'aire de fuite équivalente et le module de perméabilité à l'air. L'aire de fuite d'air équivalente A_L (m^2) correspond à l'aire totale des fissures à l'origine des fuites d'air. Elle s'évalue à l'aide de l'équation (2.1) et de l'équation (2.3) donnant le débit d'air à travers un orifice à partir du théorème de Bernoulli :

$$Q_v = C_d \times A_L \times \sqrt{\frac{2 \times \Delta p}{\rho}} \qquad \textbf{(2.3)}$$

d'où :

$$A_L = \frac{1}{C_d} \times \frac{K}{3600} \times \sqrt{\frac{\rho}{2}} \times \Delta p^{n-\frac{1}{2}} \qquad \textbf{(2.4)}$$

ρ (kg/m^3) est la masse volumique de l'air pendant les essais.

C_d est le coefficient de décharge ; dans le cadre des tests de perméabilité à l'air de l'enveloppe d'un bâtiment, il s'évalue comme suit [Orme, 1994] :

- C_d=1 sous 4 Pa, référence utilisée aux Etats-Unis ;
- C_d=0,61 sous 10 Pa, référence utilisée au Canada.

La perméabilité à l'air de l'enveloppe du bâtiment, représentant les fuites d'air par unité de surface sous une dépression Δp donnée, se calcule à l'aide de la formule :

$$P_{\Delta p} = I_{\Delta p} = \frac{Q_v}{A_E} \qquad (m^3/h/m^2) \qquad \textbf{(2.5)}$$

A_E (m^2), l'aire de l'enveloppe du bâtiment, est évaluée selon la norme NF EN 13829 [CEN, 2001].

Cette norme considère l'aire totale de tous les sols, murs et plafonds limitant le volume intérieur soumis à l'essai, y compris les murs et les planchers situé au-dessous du niveau du sol extérieur. On obtient ainsi A_E=318 m² pour les niveaux habitables de la maison MARIA et A_E=399 m² pour la maison entière.

Les valeurs de l'aire de fuite équivalente et de la perméabilité à l'air obtenues pour les différents tests sont consignées dans le Tableau 2.7.

Pression de base	Paramètres	Niveaux habitables			Maison entière	
		Test 1	Test 2	Test 3	Test 4	Test 5
10 Pa	$Q_{v\ 10\ Pa}$ (m³/h)	559	529	587	704	733
	$A_{L\ 10\ Pa}$ (cm²)	624	591	656	786	818
4 Pa	$Q_{v\ 4\ Pa}$ (m³/h)	304	275	317	388	413
	$A_{L\ 4\ Pa}$ (cm²)	327	296	341	418	445
	$P_{4\ NF}$ Pa (m³/h/m²)	0,95	0,86	1,00	0,97	1,04
	$I_{4\ RT}$ Pa (m³/h/m²)	1,23	1,11	1,28	1,18	1,26

Tableau 2.7 : Aire de fuite et perméabilité à l'air de l'enveloppe de MARIA.

Pour les niveaux habitables, la perméabilité à l'air de l'enveloppe sous 4 Pa est comprise entre 0,86 et 1 m³/h/m², mais on peut l'estimer à P_4=0,95 m³/h/m². L'aire de fuite équivalente est en moyenne de 320 cm² sous 4 Pa contre 624 cm² sous 10 Pa. La valeur de P_4 est légèrement supérieure à celle préconisée par la norme NF EN 13829. Celle-ci décrit trois niveaux d'étanchéité pour les maisons individuelles.

Une enveloppe est considérée :

- étanche si $P_4 < 0,9$ m³/h/m² ;
- moyennement étanche si $0,9 \leq P_4 \leq 2,3$ m³/h/m² ;
- (totalement) perméable si $P_4 > 2,3$ m³/h/m².

Pour la maison entière, les aires de fuite équivalentes sont environ de 430 cm² sous 4 Pa et 800 cm² Pa sous 10 Pa. La perméabilité à l'air de l'enveloppe est de P_4=1,0 m³/h/m². L'inclusion du sous-sol rend donc la maison légèrement plus perméable. Toutefois, l'ensemble des résultats indiquent que la maison MARIA reste moyennement étanche.

A titre indicatif, l'aire de l'enveloppe peut également se calculer selon la RT2005 en excluant les planchers bas, soit $A_{E,RT}$=247 m² pour les niveaux habitables et $A_{E,RT}$=328 m² pour la maison entière. En revanche, la RT2005 n'établit pas de hiérarchisation des bâtiments concernant la perméabilité à l'air. Elle indique toutefois des valeurs de I_4 par défaut pour le calcul des débits d'air d'infiltration et des déperditions énergétiques liées aux défauts d'étanchéité (utilisables en absence de valeurs expérimentales). La perméabilité est bien évidemment plus élevée avec la RT2005 dans les deux types d'essais : I_4=1,2 m³/h/m².

Ces dernières valeurs ne sont données qu'à titre indicatif. On retiendra, pour les simulations des systèmes de ventilation, la perméabilité à l'air obtenue par le calcul normatif.

2.3 ETUDES DES TRANSFERTS DE POLLUANTS : METROLOGIE ET PROTOCOLE

On présente dans ce paragraphe les résultats de l'étude des performances des stratégies de ventilation dans la maison expérimentale MARIA. On a étudié en particulier l'impact de différents scénarios sur les transferts de polluants gazeux.

Les systèmes de ventilation sont en effet indispensables au renouvellement d'air dans les bâtiments. Ils favorisent l'extraction des polluants émis par l'occupation et l'activité humaine, les matériaux de construction et l'équipement. Dans un logement, certaines pièces peuvent être plus polluées que d'autres, notamment la cuisine, les toilettes et les salles de bains, de par les activités qui s'y déroulent. L'air dans les chambres et le séjour est (en général) ou doit être moins pollué. Aussi, l'Arrêté du 24 mars 1982 modifié relatif à l'aération des logements a-t-il établi le principe de balayage décrit au paragraphe 0 : l'air doit circuler des pièces de vie vers les pièces de service.

Les essais présentés ci-après ont pour objectif de déterminer les conditions dans lesquelles ce principe fonctionne correctement et dans quels cas il pourrait être mis en défaut. Pour cela, trois systèmes de ventilation, décrits au paragraphe 2.1.2, ont été installés dans la maison MARIA. Les transferts de polluants ont été étudiés suivants des scénarios relatifs à l'emplacement d'une source ponctuelle de polluant dans la maison, à la pratique des portes intérieures et au chauffage tout en tenant compte des conditions météorologiques.

2.3.1 La métrologie

2.3.1.1 Dosage et mesure des concentrations de polluants

Le dosage et l'émission du gaz traceur dans les pièces sont réalisés à l'aide d'un doseur VIVO® présenté par la Figure 2.13. Cet appareil est destiné à émettre en continu durant plusieurs heures de l'hexafluorure de soufre ou du protoxyde d'azote. La plage d'émission est de 1 à 50 ml/s (6 à 300 mg/s) pour le SF_6 avec une erreur de 2 à 5% de la quantité mesurée. On dispose en outre d'un programme de contrôle et d'acquisition permettant de récupérer les données du dosage et de les comparer à la consigne.

Les concentrations en gaz traceur sont mesurées à l'aide d'un dispositif composé de l'échantillonneur multipoint et de l'analyseur multigaz Brüel & Kjaer® (B&K) présentés par la Figure 2.14. L'analyseur multigaz B&K est un analyseur quantitatif de gaz dont le principe de mesure repose sur la méthode photoacoustique de détection infrarouge. Il dispose à cet effet de filtres optiques permettant de mesurer de manière sélective les concentrations de la vapeur d'eau et de cinq gaz (CH_4, CO, CO_2, N_2O, SF_6) contenus dans un échantillon d'air [Brüel&Kjaer, 1991].

Figure 2.13 : Le doseur Dantec VIVO®.

Figure 2.14 : L'échantillonneur et l'analyseur.

Les caractéristiques de mesure sont les suivantes :

- plage de mesure : 0,005 à 500 ppm dans une ambiance de 5 à 40°C pour le SF_6 ;
- dérive : environ ±8% de la valeur mesurée ;
- répétabilité des résultats à 1% près.

L'échantillonneur multipoint dispose de six voies de prélèvement d'échantillons d'air dans un rayon de 50 mètres. L'échantillon d'air ainsi prélevé est dirigé par une valve vers l'analyseur. Le cycle de mesure, qui dure jusqu'à 6 mn selon le nombre de voies en utilisation, se déroule comme suit [Brüel&Kjaer, 1992] :

- aspiration d'un échantillon d'air par une pompe interne à travers deux filtres en direction de la cellule d'analyse ;
- émission d'une onde lumineuse infrarouge dirigée par un miroir sur le filtre optique correspondant au gaz à analyser ;
- absorption sélective de la lumière par le gaz analysé ;
- mesure de l'onde de pression générée qui est proportionnelle à la concentration ;
- purge vers l'extérieur de l'échantillon d'air.

Enfin, ce dispositif permet l'acquisition et la visualisation des résultats en temps réel.

2.3.1.2 Mesure de température et d'humidité

Des sondes PT100 ont servi à effectuer les mesures de températures et d'humidité relative de l'air à l'intérieur des pièces. Ces instruments permettent de mesurer des températures d'air comprises entre -30 et +70°C, et l'humidité relative de 0 à 100%.

En outre, les données météorologiques sont mesurées par une station installée au CSTB dans l'environnement proche de la maison MARIA. On enregistre ainsi chaque minute la température et l'humidité relative de l'air extérieur, la vitesse et la direction du vent. Toutes ces données sont récupérées à l'aide de modules d'acquisition Labview®.

2.3.1.3 Mesure de vitesses et de débits d'air

Les débits d'air extraits et les débits d'air neuf ont été mesurés à l'aide du *Swemaflow*® 233 présenté par la Figure 2.15. Le principe de mesure de cet appareil est basé sur le principe du fil chaud. Les caractéristiques de mesure sont les suivantes :

- gamme de mesure : 2-65 l/s (3-233 m^3/h) ;
- précision : ±4% de la valeur lue lorsque celle-ci est comprise entre 2 et 65 l/s pour une température variant de 18 à 25°C, ou bien entre 2 et 30 l/s de -10 à +40°C.

En outre, les débits passant par les entrées d'air ont été mesurés grâce à un anémomètre à fil chaud muni d'un cône s'adaptant aux entrées d'air (Cf. Figure 2.16). Les caractéristiques de l'anémomètre sont les suivantes :

- gamme de mesure : 0 à 65000 m^3/h ;
- précision : ±3% de la lecture ±10 m^3/h, avec une résolution de 1 m^3/h ;
- conditions de mesure : 0 à 50°C.

Par ailleurs, en vue d'évaluer les débits d'air dans les conduits verticaux de ventilation naturelle et dans les gaines principales de la VMC double flux, les vitesses d'air y ont été mesurées à l'aide de micro-moulinets de type MiniAir64 4-20 mA (Figure 2.17).

Ces appareils se positionnent face à l'écoulement dont ils mesurent la vitesse. Le flux d'air traversant la section de l'instrument génère, par rotation de l'hélice, un courant électrique d'intensité pouvant atteindre 20 mA, soit des vitesses d'air atteignant 20 m/s. Ce dispositif s'utilise pour des températures de -10 à 80°C. L'incertitude de mesure est de ±1,5%.

Enfin, les températures d'air ont été également mesurées dans les conduits de la ventilation naturelle et de la VMC double flux à l'aide de thermocouples (Figure 2.17).

Figure 2.15 : Le Swemaflow® 233 utilisé pour la mesure des débits aux bouches.

Figure 2.16 : Le cône de mesure de débits aux entrées d'air.

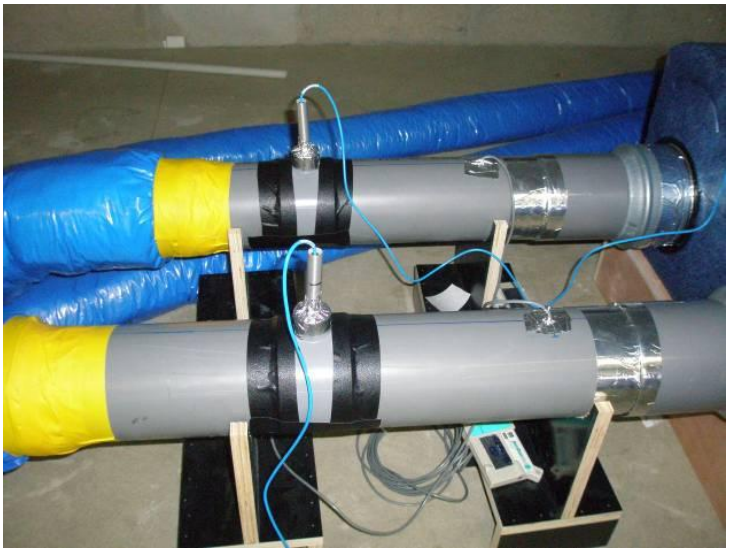


Figure 2.17 : Mesure de vitesse et de température d'air dans les gaines principales de la VMC double flux.

2.3.2 Le protocole expérimental

Il existe différentes méthodes de gaz traceurs pour étudier les transferts de polluant à l'intérieur des bâtiments. Ces méthodes ont été décrites par Roulet [Roulet, 1991] :

- la méthode de décroissance : pour une quantité de traceur injectée dans un local, on observe la décroissance de cette quantité sous l'effet de la ventilation ;
- l'injection constante : l'émission est faite à débit constant dans une pièce et on mesure la croissance de la concentration jusqu'au régime établi. Cette méthode est appropriée pour les zones non étanches, on la couple généralement à la précédente ;
- la méthode de la concentration constante : le débit de gaz traceur est régulé par une boucle d'asservissement rétroactive afin de maintenir la concentration constante ;
- l'injection par impulsion : on émet par impulsion une quantité connue de gaz de traceur au niveau de l'approvisionnement d'air. Les mesures de concentration sont faites en des points relativement distants du point d'injection.

Différents gaz peuvent être utilisés comme gaz traceurs pour étudier la problématique de pollution à partir d'une source ponctuelle dans les bâtiments, notamment le dioxyde de carbone, le méthane, du protoxyde d'azote, mais aussi l'hexafluorure de soufre (SF_6) qui a servi dans la présente étude.

Le SF_6 est en effet un gaz de synthèse incolore et inodore qui a l'avantage d'être absent de l'air ambiant. Il est aussi utilisé comme isolant dans des applications électriques et électroniques. Sa densité est égale à cinq fois celle de l'air : $\rho_{SF6} = 6{,}075\ kg/m^3$ (à 20°C, sous 101325 Pa). Les concentrations doivent par conséquent être réduites pour limiter les phénomènes de diffusion et valider l'hypothèse du transfert de polluants par les seuls échanges convectifs. Une telle démarche permettrait en outre de considérer ce polluant comme un gaz passif. Sa distribution serait alors essentiellement dépendante des champs thermo-aérauliques.

Par ailleurs, le potentiel de réchauffement global (PRG) du SF_6 est 23900 fois supérieur à celui du CO_2 : autrement dit, chaque kilogramme de SF_6 libéré dans l'atmosphère a le même impact sur l'effet de serre global à long terme que 23900 kg de CO_2 [CITEPA, 2008]. Sa contribution à l'effet de serre est cependant inférieure à 0,3 % en raison de sa faible concentration par rapport au CO_2. Ces raisons ont poussé à limiter le débit d'injection de SF_6 tout en émettant cependant une quantité permettant d'apprécier convenablement les échanges aérauliques internes.

Pour l'étude de la performance des systèmes de ventilation dans la maison MARIA, deux méthodes des gaz traceurs, illustrées par la Figure 2.18, ont été sont mises en œuvre l'une à la suite de l'autre. Dans un premier temps, le SF_6 est injecté dans la pièce à un débit constant de 2 ml/s (soit 12 mg/s) pendant une durée $\Delta t_{em} = 5\ heures$. A l'issue de cette phase d'émission, on laisse décroître la concentration dans l'ensemble du bâtiment. La durée de la phase de décroissance dépend du taux de renouvellement d'air de la zone étudiée.

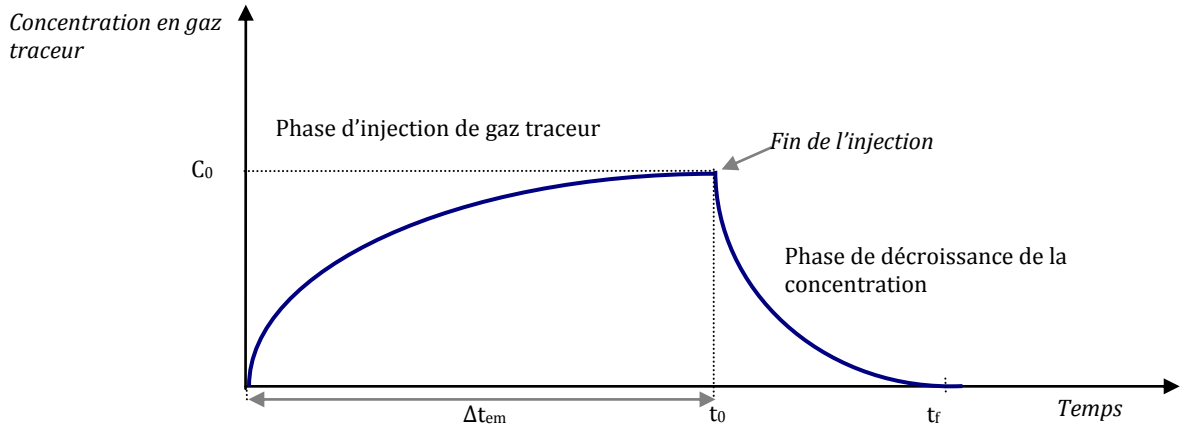


Figure 2.18 : Illustration des méthodes de gaz traceur utilisées.

On a respectivement étudié la VMC simple flux, la VMC double flux et la ventilation naturelle à l'aide de quatre scénarios de pollution ponctuelle :

- *cas n°1* : la source d'émission se trouve dans le séjour situé en rez-de-jardin. Cette source de pollution ponctuelle dans cette pièce de vie vise à représenter une pollution relative à l'occupation (CO_2 métabolique, fumée de cigarette …) ;
- *cas n°2* : l'émission de SF_6 se fait dans la cuisine et vise ainsi à représenter notamment les émanations de polluants dues aux activités de cuisson des aliments ;
- *cas n°3* : l'émission s'effectue dans la chambre n°3 située à l'étage. La problématique est la même que pour le séjour, mais il s'agit aussi d'évaluer les transferts de l'étage vers les niveaux inférieurs ;
- *cas n°4* : il s'agit d'une injection de SF_6 au sous-sol pour représenter, entre autres, des émanations de radon ou de COV d'hydrocarbures issus du garage.

On notera qu'une source ponctuelle de pollution caractérise l'activité tandis qu'une source répartie représente les matériaux de construction ou l'entretien.

Pour chaque scénario de pollution, la sensibilité du transfert de polluant :

- aux pertes de charge intérieures (à travers l'ouverture ou la fermeture des portes intérieures) ;
- et au tirage thermique (par la mise en marche ou l'arrêt du chauffage dans les pièces principales) a été étudiée.

Les concentrations en gaz traceur ont été mesurées à mi-hauteur (1,25 m) et au centre des pièces. L'appareil ne dispose que de 6 voies de mesure. On a donc choisi les 6 pièces suivantes pour y étudier le transfert de polluant : le séjour et la cuisine au niveau jardin, les chambres 3 et 4 et la salle de bain/WC à l'étage, et le hall. Les mesures dans les chambres visent à analyser le principe de balayage comme évoqué plus haut. La concentration en gaz traceur est en outre mesurée au sous-sol lorsque l'émission de polluant y a lieu.

Le Tableau 2.8 récapitule l'ensemble des configurations étudiées.

Système de ventilation	Portes	Chauffage	Pièces d'émission
VMC simple flux	Fermées	Arrêt	Séjour ; Cuisine ; Chambre 3 ; Sous-sol
		Marche	Séjour ; Cuisine ; Chambre 3
	Ouvertes	Arrêt	Séjour ; Cuisine
		Marche	Séjour
VMC double flux	Fermées	Arrêt	Séjour ; Cuisine ; Chambre 3 ; Sous-sol
		Marche	Séjour ; Cuisine ; Chambre 3
	Ouvertes	Arrêt	Séjour ; Cuisine ; Chambre 3
Ventilation naturelle	Fermées	Arrêt	Séjour ; Cuisine ; Chambre 3
		Marche	Séjour ; Cuisine ; Chambre 3 ; Sous-sol
	Ouvertes	Arrêt	Séjour

Tableau 2.8 : Scénarios d'étude des performances des systèmes de ventilation.

Les mesures sont précédées par des tests à débit d'injection nul en vue de connaître les concentrations initiales de gaz traceur. Par ailleurs, l'échantillon d'air analysé est rejeté à l'extérieur loin des entrées d'air ou de la prise d'air neuf. Enfin, après chaque test, la maison est aérée par ouverture des portes et fenêtres pour éliminer les résidus de polluants.

Lors des essais, les débits d'air extraits et, le cas échéant, insufflé ont été mesurés. La température et l'humidité relative dans chaque pièce ainsi que la température et l'humidité relative de l'air extérieur, la vitesse et la direction du vent ont été aussi mesurées.

2.4 DISTRIBUTION DES CONCENTRATIONS ET EFFICACITE DE LA VENTILATION

Préalablement à la campagne d'essais, on présente ci-après les tests réalisés pour évaluer la distribution des concentrations dans la pièce d'injection et l'efficacité des systèmes de ventilation.

2.4.1 Conditions d'essai

Pour l'analyse de la distribution des concentrations en SF_6, on dispose verticalement les points de mesure de hauteurs variables sur deux cannes situées dans la pièce d'injection. Pour l'efficacité de la ventilation, un prélèvement supplémentaire est effectué dans le conduit d'extraction. Seules la cuisine et la salle de bain, qui disposent de bouches d'extraction, ont fait l'objet de l'étude de l'efficacité de la ventilation. L'étude des champs de concentration a, quant à elle, eu lieu dans le séjour, la cuisine et la chambre 3. La Figure 2.19 illustre les mesures dans le séjour puis dans la cuisine. La Figure 2.20 présente les mesures dans la salle de bain/WC puis dans la chambre 3.

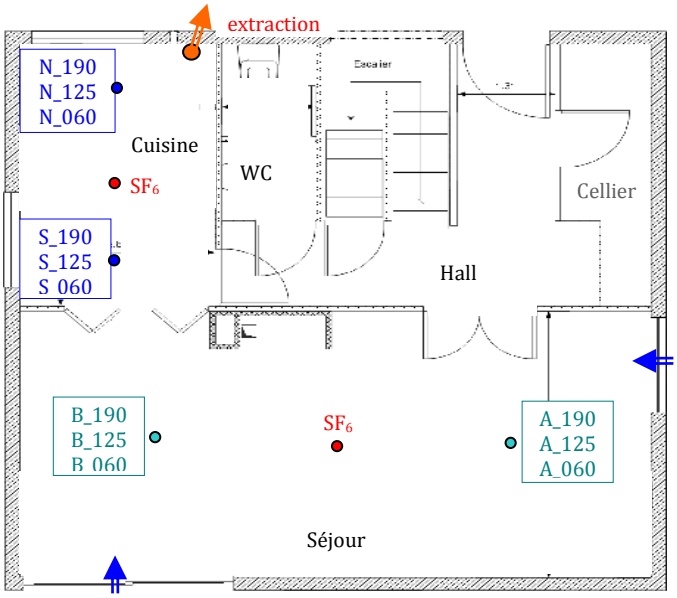


Figure 2.19 : Points de mesure dans le séjour et dans la cuisine.

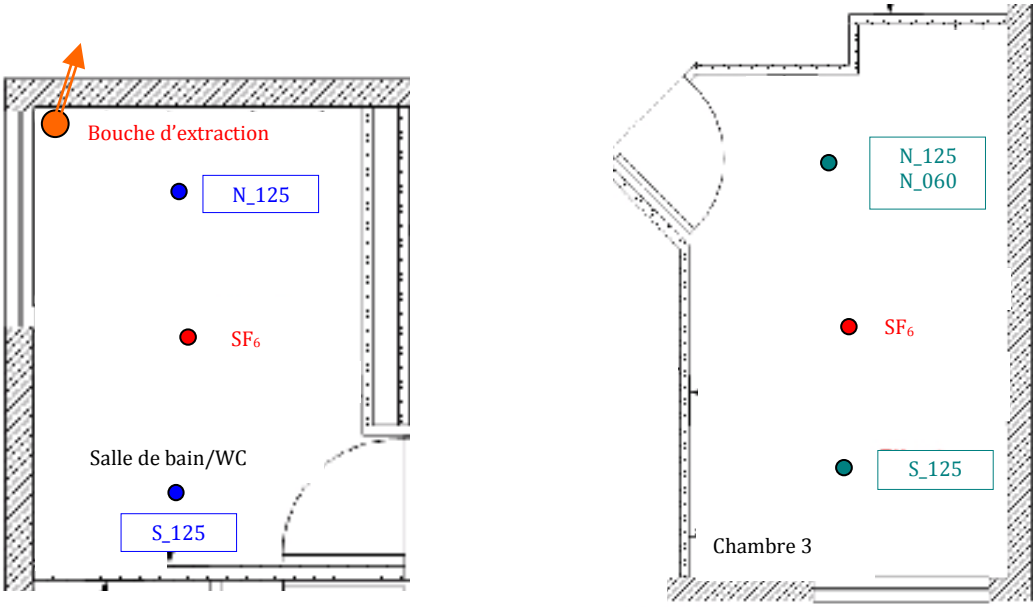


Figure 2.20 : Points de mesure dans la salle de bain/WC et dans la chambre 3.

Le Tableau 2.9 résume les différentes configurations étudiées.

Système	Emission	Positions des points de mesure
VMC simple flux	Séjour	Séjour : 2 cannes de 3 points verticaux chacun à des hauteurs respectives de 0,60 m, 1,25 m et 1,90 m du plancher
	Chambre 3	Chambre 1 : 2 points à h=1,25 m Chambre 2 et 3 : 1 point à h=1,25 m Salle de bain : 2 points à h=1,25 m et h=1,90m
	Séjour	Hall : 3 points de mesure, sur le palier à l'étage, dans l'escalier et dans le couloir du niveau jardin (h=1,25 m) Chambres 1, 2 et 3 (h=1,25 m)
	Cuisine	Cuisine : 2 cannes de 3 points verticaux chacun à des hauteurs respectives de 0,60 m, 1,25 m et 1,90 m du plancher
VMC double flux	Séjour	Séjour : 2 cannes de 3 points verticaux chacun à des hauteurs respectives de 0,60 m, 1,25 m et 1,90 m du plancher

Tableau 2.9 : Configurations d'étude du renouvellement d'air et des distributions de concentrations.

2.4.2 Analyse de l'homogénéité des concentrations

La Figure 2.21 et la Figure 2.22 présentent la distribution des concentrations mesurées respectivement dans le séjour et dans la chambre 3 avec la VMC simple flux.

Les concentrations mesurées dans le séjour sont quelque peu perturbées par l'écoulement interne. Les résultats montrent cependant une assez bonne dispersion spatiale du polluant dans l'ensemble de la pièce. On note toutefois qu'à hauteur égale, la concentration est plus élevée au niveau des points « B », plus proches de la cuisine, pendant la phase d'injection.

Dans la chambre 3, les deux points situés à mi-hauteur donnent des concentrations quasi-similaires. Cependant, il semble que la concentration est d'autant plus élevée que la mesure est effectuée assez proche de la porte. L'air qui circule de la chambre vers le hall via le détalonnage sous la porte entraîne une grande quantité de gaz traceur, aidé en cela par la densité élevée de ce gaz.

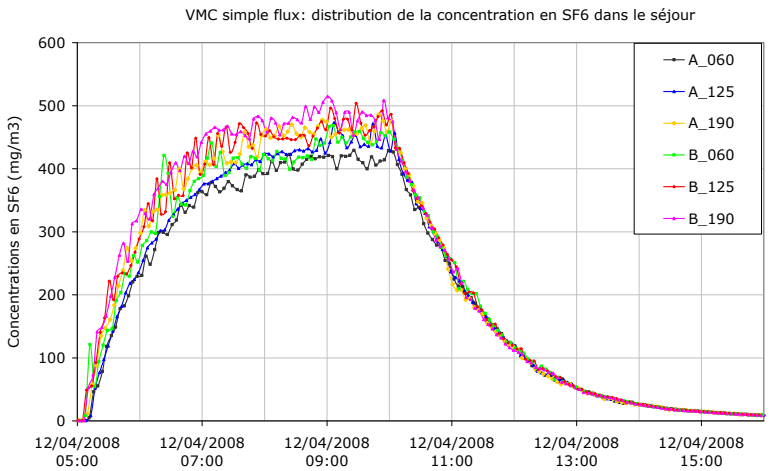


Figure 2.21 : Distribution de concentrations dans le séjour avec la VMC simple flux.

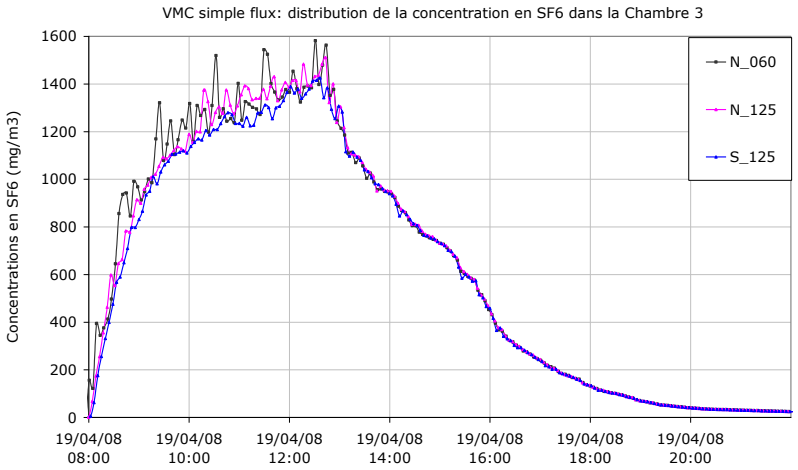


Figure 2.22 : Distribution de concentrations dans la chambre 3 avec la VMC simple flux.

Dans la cuisine, les concentrations sont beaucoup plus perturbées et instables lors de la phase d'émission. La dispersion du polluant y est très perturbée par la présence de l'extraction mécanique. Les fluctuations sont plus importantes pour les points de mesure proches de la bouche d'extraction tandis que les points les plus éloignés montrent une plus grande stabilité des concentrations.

Ces résultats permettent de considérer que les concentrations en SF_6 sont globalement uniformes, particulièrement pendant la phase de décroissance. En revanche, durant la phase d'émission, on observe des fluctuations des concentrations et une relative hétérogénéité d'un point à l'autre. Ceci peut s'expliquer par la régulation de l'émission de gaz par le doseur. Le processus de mélange dans la pièce d'injection est cependant perturbé au niveau des bouches d'extraction et des orifices de transit où l'écoulement d'air est plus important. Il conviendra par conséquent de disposer l'unique point de mesure de la pièce assez éloigné de ces zones de perturbation lors de l'étude des performances des systèmes de ventilation.

2.4.3 Analyse de l'efficacité des systèmes de ventilation

L'efficacité du système de ventilation a été étudiée pour les systèmes mécaniques ; pour la ventilation naturelle dont les performances dépendent sensiblement des conditions extérieures qui ne sont pas elles-mêmes constantes, il est plus difficile d'appliquer la méthode des gaz traceurs, particulièrement pour évaluer l'efficacité de renouvellement d'air. Les concentrations en polluant ont ainsi été mesurées dans le domaine et dans le conduit d'extraction d'air.

L'efficacité d'élimination des polluants est évaluée par la relation (1.21) {[Yaglou et al., 1937], [Roulet, 1991]}. L'évaluation du renouvellement d'air se fait par la linéarisation de l'équation de l'évolution de la concentration en phase décroissante (concentration nulle à l'extérieur) :

$$C(t) = C_0 exp\left(-\frac{Q_v}{V}(t - t_0)\right) \quad \textbf{(2.6)}$$

Si le débit d'air constant, le taux de renouvellement N d'air est égal à la pente de la droite d'équation :

$$\frac{Q_v}{V} \times (t - t_0) + ln\left(\frac{C(t)}{C(t_0)}\right) = 0, \quad soit \quad N = \frac{Q_v}{V} \quad \textbf{(2.7)}$$

avec : t_0(h) l'instant de fin d'émission de SF_6 et de début de décroissance de la concentration.

Le Tableau 2.10 présente les taux de renouvellement d'air évalués dans les pièces principales pour les deux systèmes de ventilation mécanique étudiés. Le Tableau 2.11 donne l'efficacité de renouvellement d'air évaluée dans les pièces humides de la maison pour les deux systèmes de ventilation mécanique étudiés.

Système de ventilation	Pièce	V (m^3)	$N_{calculé}$ (vol/h)	$Q_{v_calculé}=NV$ (m^3/h)
VMC Simple flux	Séjour	88	0,77	68
	Chambre 3	30	0,52	17
VMC double flux	Séjour	88	0,55	48

Tableau 2.10 : Taux de renouvellement d'air dans les pièces de vie.

Système de ventilation	Pièce	V (m^3)	$N_{calculé}$ (vol/h)	$Q_{v_calculé}=NV$ (m^3/h)	ε_C
VMC Simple flux	SDB/WC	18	1,60	29	1,029
	Cuisine (Test 1)	27	2,05	55	-
	Cuisine (Test 2)	27	2,28	61	0,951
VMC double flux	Cuisine	27	1,94	52	1,006

Tableau 2.11 : Efficacité des systèmes de ventilation mécanique étudiés.

Les calculs faits à partir des résultats expérimentaux donnent des taux de renouvellement d'air supérieurs à 0,5 vol/h dans les pièces principales. En outre, pour les systèmes de ventilation mécaniques étudiés, le renouvellement d'air dans le séjour est plus important en simple flux qu'en double flux.

Cependant ces valeurs sont également dépendantes des conditions extérieures. En effet, hormis les infiltrations, les débits d'air insufflés dans les pièces de vie sont mieux maîtrisés dans le cas de la VMC double flux, ils ne sont pas soumis aux conditions extérieures. Pour ce système, le débit d'air d'insufflation dans le séjour est de 48 m^3/h, soit 24 m^3/h par bouche d'insufflation, ce qui correspond aux mesures.

Les valeurs du Tableau 2.11 montrent que les débits d'air évalués à partir de la méthode des gaz traceurs (renouvellement d'air) sont très proches des mesures directes effectuées aux bouches d'extraction. Par exemple, N=1,60 vol/h dans la salle de bain pour la VMC simple flux : le débit extrait estimé, 29 m^3/h.

En outre, dans l'ensemble des cas, le facteur ε_C est proche de 1. Cela signifie que la distribution de polluant obéit à l'hypothèse de mélange parfait qui stipule que le polluant gazeux est parfaitement mélangé à l'air du domaine. Dans ce cas, les systèmes de ventilation évacuent correctement le polluant émis et peuvent être considérés comme étant efficaces.

2.5 RESULTATS ET ANALYSES POUR LA VMC SIMPLE FLUX

On présente dans ce paragraphe les résultats et analyses des expérimentations effectuées avec la VMC simple flux dans la maison MARIA. Les débits d'air mesurés aux bouches d'extraction pendant les différents tests sont consignés dans le Tableau 2.12. Le débit d'air total extrait par la VMC simple flux, en moyenne de 121 m³/h, est conforme à l'arrêté du 24 mars 1982 [JORF, 1982] relatif à l'aération des logements de type F6. Bien qu'elle comporte 5 pièces principales, MARIA est considérée dans cette étude comme un F6 du fait de son grand séjour.

Pièce	Salle de bain/WC	Douche	Cuisine	Toilettes	Total
Débit réglementaire (m³/h)	30	30	45	15	120
Débit mesuré (m³/h)	30±1	15±1	62±1	14±1	121±4

Tableau 2.12 : Débits d'air extraits dans les pièces techniques.

2.5.1 Transferts de polluants à partir du séjour

Le gaz traceur est émis dans le séjour à un débit de 2 ml/s (12 mg/s) pendant une durée de 5 heures. Dans un premier temps, les portes intérieures sont fermées et on étudie l'influence du chauffage sur les transferts de polluant ; puis, elles sont ouvertes pour déterminer l'impact de l'ouverture/fermeture des ouvrants. Les concentrations sont mesurées dans 6 pièces : séjour, cuisine, hall, chambres 3 et 4, salle de bain/WC. On s'intéresse également à la décroissance de la concentration à la fin de l'injection pour l'évaluation du taux de renouvellement d'air.

2.5.1.1 Configuration 1 : émission dans le séjour, portes fermées

- **Chauffage éteint**

Dans cette configuration, les portes intérieures restent fermées et le chauffage arrêté. La configuration « portes fermées » peut être considérée comme la configuration de base car elle est utilisée pour le dimensionnement des systèmes de ventilation. La Figure 2.23 présente l'évolution temporelle des concentrations mesurées dans les pièces étudiées.

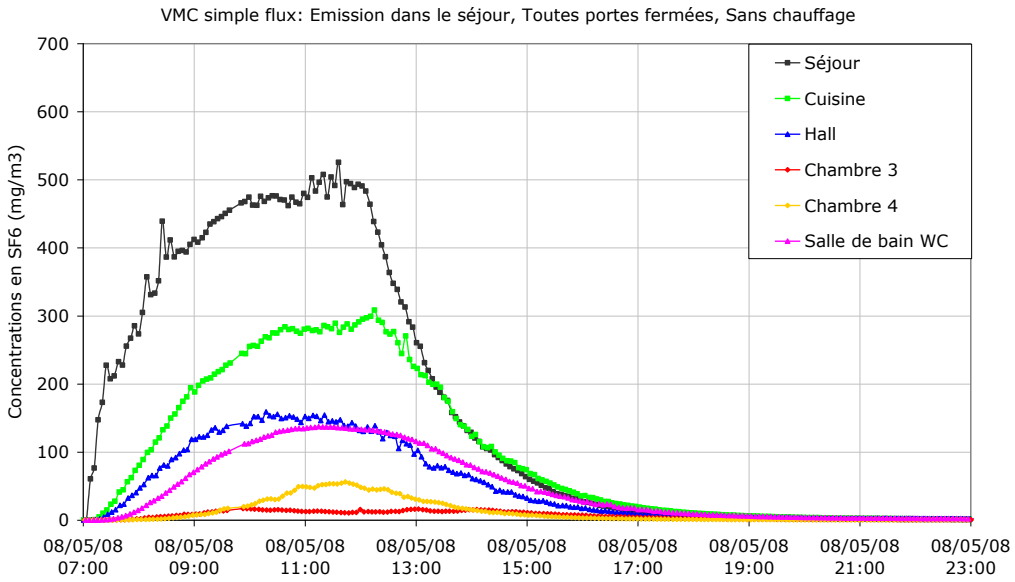


Figure 2.23 : Concentrations pour une injection dans le séjour – portes fermées, chauffage arrêté.

Les résultats indiquent que la concentration en gaz traceur atteint 500 mg/m³ dans le séjour et 300 mg/m³ dans la cuisine. Elle avoisine en outre 150 mg/m³ dans le hall qui constitue une zone de transit d'air, et 135 mg/m³ dans la salle de bain/WC. Enfin, elle s'élève à des valeurs de 15 mg/m³ et 55 mg/m³ respectivement dans les chambres 3 et 4.

Une importante partie du gaz traceur émis dans le séjour est extraite dans la cuisine. Cela s'explique par la présence de la porte de communication séparant ces deux pièces. Cette porte représente un chemin privilégié de l'air issu du séjour vers la cuisine, d'autant plus que le détalonnage est plus important que celui de la porte séparant la cuisine du hall. En outre, une partie de l'air pollué issu du séjour transite par le hall avant d'être extrait dans la cuisine, les toilettes et à l'étage.

Les concentrations mesurées à l'étage sont inférieures à la moitié de la valeur obtenue dans la cuisine. L'extraction s'effectue en effet dans la salle de bain/WC et dans la douche. Les mesures n'ont pas été réalisées dans la douche du fait du nombre limité de voies du dispositif de mesure. Cependant, une étude antérieure a montré que les concentrations dans les pièces de service à l'étage sont similaires à débit d'extraction égal [Koffi, 2005]. La configuration expérimentale a toutefois changé : en effet, les débits d'air extraits dans la douche et la salle de bain/WC étaient de 30 m³/h chacun, l'extraction dans les toilettes ayant été supprimée.

Dans le présent cas, on extrait respectivement 15 m³/h dans la douche et dans les toilettes, et 30 m³/h dans la salle de bain/WC. Il faut par conséquent tenir compte dans l'analyse de la part de polluant extraite dans ces deux pièces de service.

Dans les deux chambres, les concentrations sont relativement faibles par rapport à celles mesurées dans le séjour et la cuisine. Il reste toutefois que cette pollution ne peut être négligée, en particulier dans la chambre 4. Il faut aussi considérer, dans cette analyse, les concentrations dans les chambres 1 et 2 où les mesures n'ont pu non plus être faites ; la pollution est susceptible d'y être similaire à celle des deux autres chambres. Cela permet d'affirmer que le principe de balayage est quelque peu perturbé, son fonctionnement n'est donc pas parfait dans le présent cas.

Parmi les raisons qui pourraient expliquer ce « dysfonctionnement », on note l'action du vent et le tirage thermique. L'évolution des températures d'air mesurées et les caractéristiques du vent sont présentées en Annexes en vue d'alléger l'analyse des résultats. L'écart de température entre l'extérieur et le logement diminue constamment du fait de l'élévation de la température extérieure. Cependant, la différence de température reste quasiment constante, 12°C environ, dans la chambre 4 pendant la phase d'injection.

En outre, sur les parties de l'essai où le polluant est correctement évacué dans les pièces de service, le vent est de direction Sud-est (135°) et sa vitesse varie de 2 à 5 m/s. La hausse de la concentration dans la chambre 4 semble coïncider avec un changement de la direction du vent, passant d'Est à Sud, mais aussi avec une intensité de vent plus importante (jusqu'à 8 m/s). La façade Est où se trouve l'entrée d'air est donc en dépression. On constate dans le même temps une légère baisse de la concentration dans la chambre 3 dont la façade comportant l'entrée d'air est orientée Sud.

Ces changements ainsi que l'important écart de température ont, semble-t-il, modifié le sens des flux d'air dans cette pièce, favorisant notamment des débits d'air traversants probablement à travers l'entrée d'air mais aussi les défauts d'étanchéité.

- **Chauffage de la maison**

La configuration de ce cas est similaire au premier, mais avec le chauffage (par plancher, puis électrique).en marche dans les pièces de vie. Les températures d'air mesurées sont quasi-uniformes dans le logement ; l'écart de température entre l'intérieur et l'extérieur de la maison est d'au moins 10°C sur la phase d'injection du polluant. La Figure 2.24 présente l'évolution des concentrations en SF_6 obtenues avec le chauffage par plancher. Les résultats obtenus sont comparables à ceux du test sans chauffage, avec néanmoins une élévation du niveau général de pollution dans la maison à l'exception de la chambre 3.

La pollution mesurée dans la chambre 4 passe en effet de 50 à 70 mg/m³, soit une hausse de 40%. La concentration dans la chambre 3 n'est plus que de 7 mg/m³. Elle reste néanmoins identique dans la cuisine à 300 mg/m³.

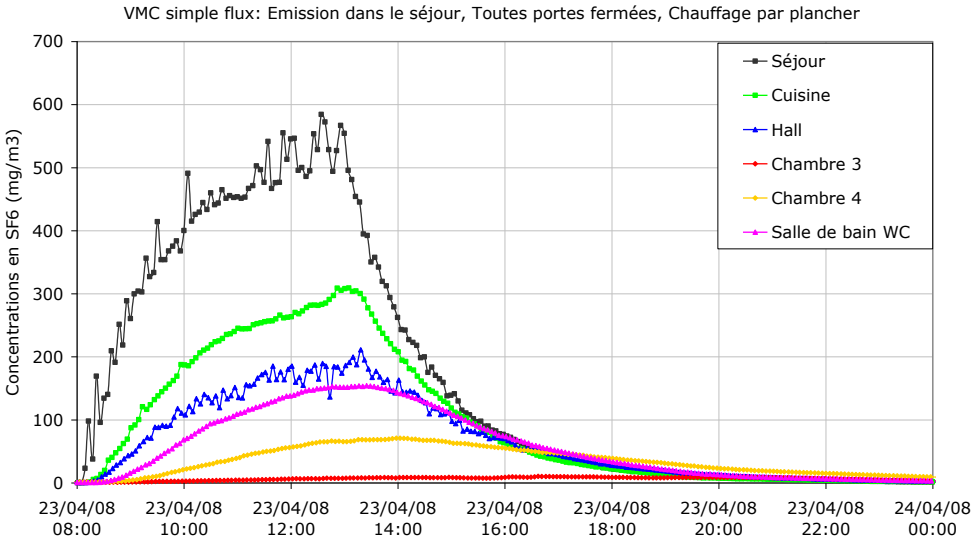


Figure 2.24 : Concentrations pour une injection dans le séjour – portes fermées, chauffage par plancher.

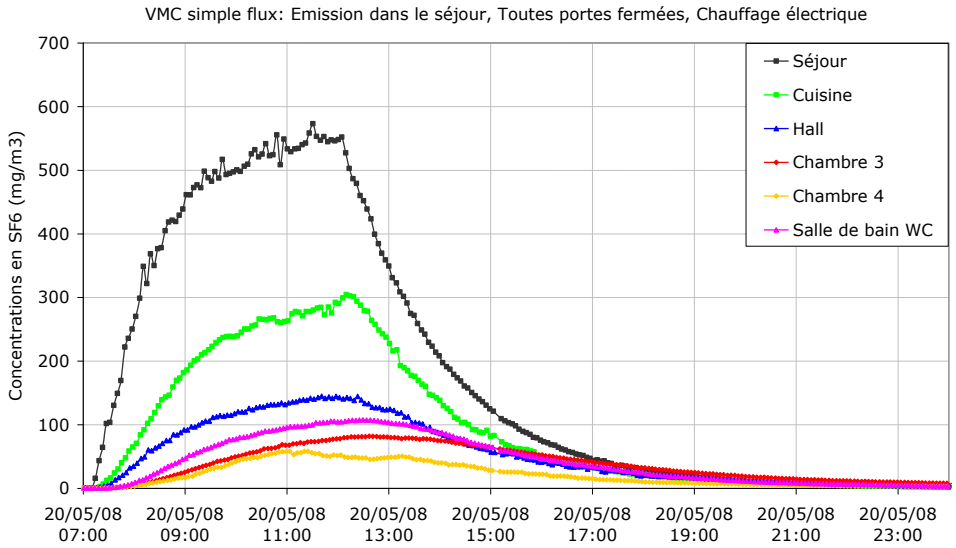


Figure 2.25 : Concentrations pour une injection dans le séjour – portes fermées, chauffage électrique activé.

En outre, pendant la phase d'injection de SF_6, le vent de direction Sud-ouest (225°) et de vitesse comprise entre 2 et 5 m/s met fortement la façade Est de la chambre 4 en dépression, la façade Sud de la chambre 3 étant quant à elle face au vent. Cette situation a pour conséquence de voir la chambre 4 fortement polluée contrairement à la chambre 3 adjacente. Il semble par conséquent que l'action du vent semble soit bien plus visible que celle du tirage thermique dans le présent cas.

Les résultats obtenus en chauffant avec le chauffage électrique la maison sont présentés par la Figure 2.25. Ceux-ci montrent que le système de ventilation est moins performant dans l'extraction du polluant. La comparaison avec le cas sans chauffage montre en effet que la concentration a baissé dans la salle de bain (110 mg/m³). Cela est dû à une accumulation du gaz traceur dans le séjour (avec une hausse de 50 mg/m³), et à la forte pollution des chambres, surtout dans la chambre 3 où la concentration passe de 15 à 80 mg/m³. Dans la chambre 4, on mesure 50 mg/m³ comme dans le cas de base mais sur une plus longue durée. En revanche, la pollution dans le hall et dans la cuisine reste identique avec des concentrations respectives d'environ 150 et 300 mg/m³.

L'inversion du cheminement de l'air ainsi constaté résulte des effets combinés du tirage thermique ΔT>10°C) et du vent de direction Nord. Dans cet essai, le vent a fortement contribué à la pollution des deux chambres, notamment la chambre 3 située sur la façade sous le vent. L'influence du vent se perçoit à travers les taux de renouvellement d'air dans le séjour obtenus par la méthode de la décroissance de la concentration suivant l'équation (2.7) et consignés dans le Tableau 2.13.

Le taux de renouvellement d'air dans le séjour varie de 0,5 à 0,73 vol/h, soit une différence de 21 m^3/h. On constate que la valeur la plus élevée intervient pour un vent de direction globalement Sud (cas sans chauffage) ; lorsque celui-ci provient du Nord, on obtient la valeur minimale. Ces différences s'expliquent par le fait que la plus grande façade du séjour est exposée côté Sud, les deux autres étant orientées Est et Ouest.

Cas	Direction du vent	U_{vent} (m/s)	N (vol/h)	Q_v (m^3/h)
Sans chauffage	Sud-est	2 à 5	0,73	65
Chauffage par plancher	Sud-ouest, Ouest, Nord-ouest	2 à 5	0,62	55
Chauffage électrique	Nord	2 à 7	0,50	44

Tableau 2.13 : Renouvellement d'air évalué dans le séjour.

2.5.1.2 Configuration 2 : émission dans le séjour, portes ouvertes

Dans cette configuration, toutes les portes intérieures restent ouvertes pendant l'essai. L'émission a toujours lieu dans le séjour. Dans un premier temps, le chauffage est à l'arrêt ; l'évolution des concentrations est illustrée par la Figure 2.26. Les résultats du second test où le chauffage en marche sont présentés par la Figure 2.27.

L'ouverture des portes engendre une très forte pollution de l'ensemble du logement et en particulier des chambres. De plus, il ressort de l'analyse des courbes deux groupes de pièces suivant l'évolution des concentrations.

D'une part, on a le séjour et la cuisine situés au niveau jardin, qui ont des concentrations similaires en particulier lorsque la maison est chauffée (pic moyen supérieur 230 mg/m^3). D'autre part, la dispersion du gaz traceur semble homogène à l'étage où les concentrations maximales mesurées avoisinent 200 mg/m^3. Cette différenciation est, entre autres, due à la configuration architecturale de la maison : le séjour et la cuisine sont séparés par une porte couvrant pratiquement la largeur de la cloison. Le reste des points de mesure est localisé à l'étage où les portes sont nettement moins grandes.

En outre, il est probable qu'une partie du polluant issue du séjour transite par la cuisine avant d'emprunter divers chemins : retour dans le séjour, extraction dans les toilettes situées au même niveau ou migration vers l'étage. De plus, l'extraction mécanique est favorable au niveau jardin : le débit total y est de 75 m^3/h contre 45 m^3/h à l'étage.

Par ailleurs, l'apport de chaleur par le chauffage a permis de maintenir presque constantes les températures intérieures alors qu'elles sont décroissantes en absence de chauffage. En présence de chauffage, les concentrations dans le séjour et la cuisine sont nettement plus basses. Toutefois, le brassage de l'air est plus important et l'effet de mélange est nettement plus visible à travers des concentrations proches dans ces pièces (Cf. Figure 2.27).

Dans les deux cas, l'air pollué qui parvient à l'étage est déjà bien brassé et ne rencontre pas d'obstacle à l'entrée des pièces, les portes étant ouvertes. Il est donc dirigé indifféremment vers toutes les pièces, donnant des concentrations identiques. L'ouverture des portes a donc complètement cassé le cheminement de l'air prescrit par le principe de balayage.

L'ouverture des portes favorise la dispersion du polluant entre les pièces de la maison. Cette dispersion résulte principalement de la convection engendrée par la ventilation mécanique, mais aussi dans certains cas par le tirage thermique et par la diffusion due à la différence de concentration entres les pièces.

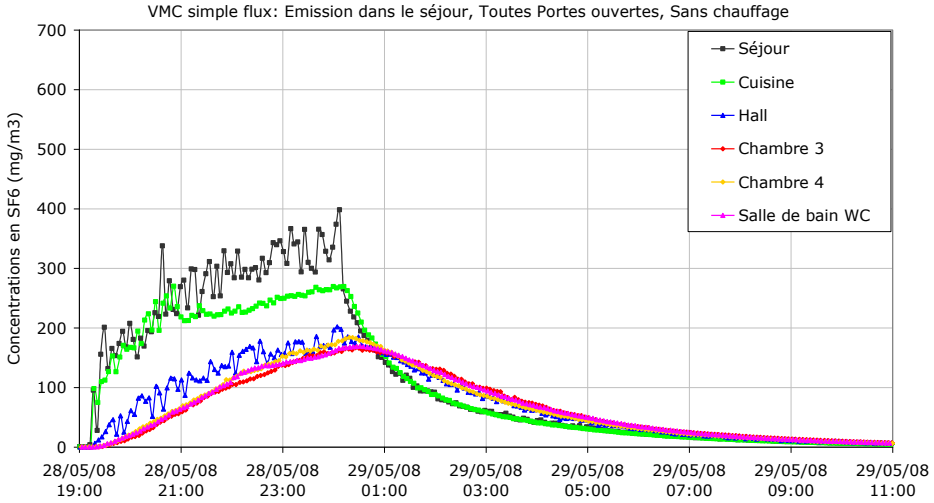


Figure 2.26 : Concentrations pour une injection dans le séjour – portes ouvertes, chauffage éteint.

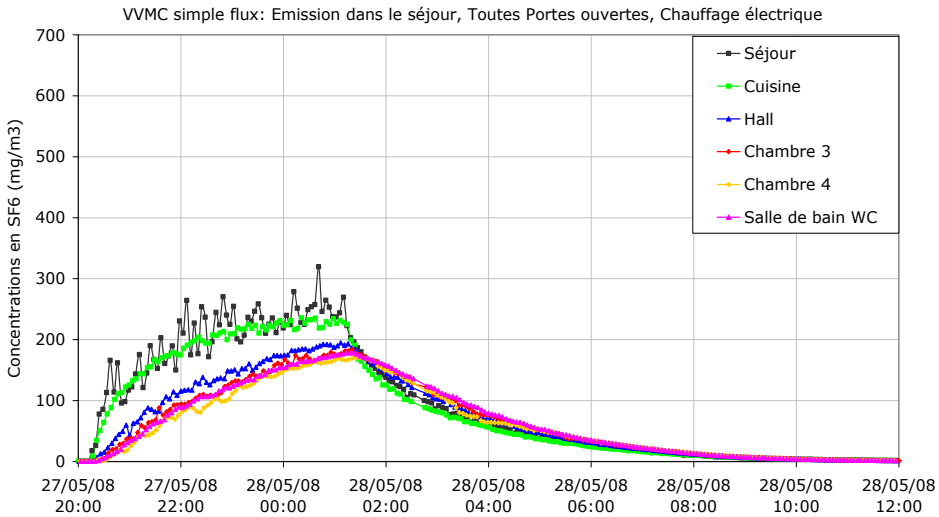


Figure 2.27 : Concentrations pour une injection dans le séjour – portes ouvertes, chauffage électrique.

La différence de température (ΔT) entre le séjour et la cuisine est légèrement supérieure à 1°C que la maison soit chauffée ou non. Ainsi, si pour simplifier, on considère l'existence d'un plan neutre situé à mi-hauteur de la porte, on peut estimer le débit d'air du séjour vers la cuisine à travers la grande ouverture à environ 0,34 kg/s. L'influence sur la dispersion du polluant de l'écoulement gravitationnel engendré par la différence de température ne peut par conséquent être négligée dans le présent cas.

En revanche, entre le séjour et l'étage, ΔT vaut environ 1°C si la maison est chauffée et est proche de 0 dans le cas contraire. Cependant, les courbes montrent que le transfert du gaz traceur est identique dans les deux situations. L'influence de la différence de température, bien qu'étant non négligeable notamment lorsque la maison est chauffée, n'apparaît pas clairement dans la présente configuration.

Enfin, il reste difficile de déterminer l'apport réel des paramètres météorologiques sur ces mouvements d'air du fait de la prépondérance de l'effet des grandes ouvertures intérieures.

2.5.2 Transferts de polluants à partir de la cuisine

Après avoir étudié le transfert de polluant à partir du séjour, on présente dans ce paragraphe les résultats pour une source située dans la cuisine. L'objectif est de représenter des polluants émis lors de la cuisson d'aliments. Le débit d'extraction par la VMC simple flux dans cette pièce est d'environ 60 m^3/h, soit 15 m^3/h de plus que le minimum réglementaire.

2.5.2.1 Configuration 3 : émission dans la cuisine, portes fermées

Comme dans le cas d'une émission dans le séjour, ce premier scénario se déroule les portes intérieures fermées : deux tests ont été réalisés, l'un sans apport de chaleur par chauffage et l'autre avec le chauffage actionné. La Figure 2.28 illustre les concentrations obtenues sans chauffage et la Figure 2.29 présente celles mesurées avec le chauffage en marche.

L'analyse des résultats aboutit aux mêmes conclusions, à savoir que, avec ou sans chauffage des pièces principales, la quasi-totalité du gaz traceur émis dans la cuisine y est extraite par le système de ventilation. Les concentrations sont quasiment nulles dans les chambres et dans le séjour. On n'a mesuré qu'une très légère pollution du hall et de la salle de bain, moins de 20 mg/m^3 de SF_6 contre plus de 500 mg/m^3 dans la pièce d'injection.

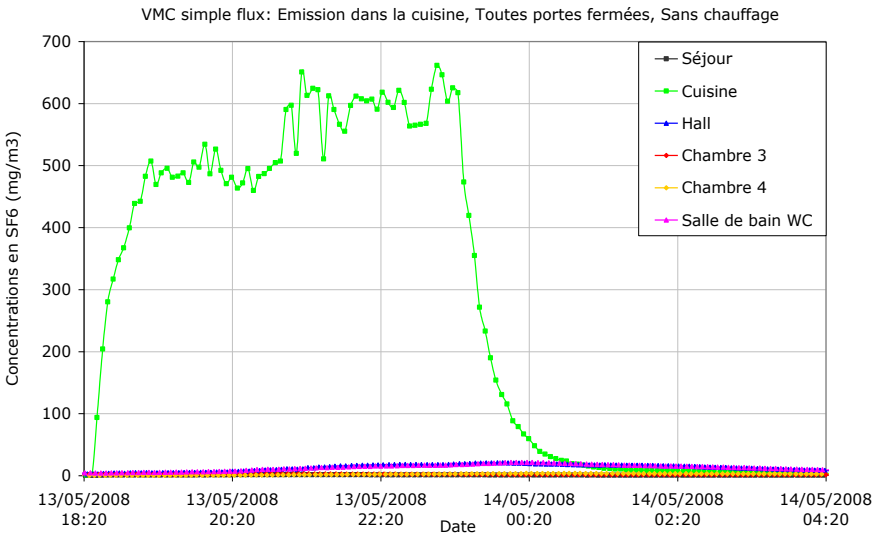


Figure 2.28 : Concentrations pour une injection dans la cuisine – portes fermées, chauffage arrêté.

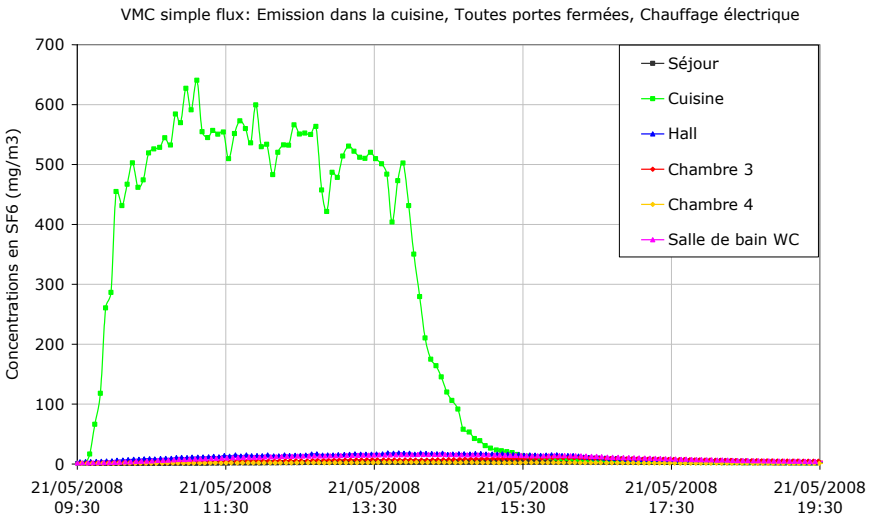


Figure 2.29 : Concentrations pour une injection dans la cuisine – portes fermées, chauffage électrique.

Le transfert du polluant à partir de la cuisine est ainsi plus important vers l'étage que vers le séjour adjacent quand les portes intérieures sont fermées, mais assez faible pour polluer les chambres. Ainsi, Le principe de balayage fonctionne correctement dans la présente configuration.

Par ailleurs, les paramètres environnementaux, bien qu'importants avec une vitesse de vent fluctuant entre 2 et 6 m/s et ΔT>7°C, semblent ne pas avoir d'effet visible sur le transfert de polluant à l'intérieur de la maison. Cependant, comme illustré par la Figure 2.28, l'évolution de la concentration dans la cuisine se fait en deux étapes : elle fluctue d'abord autour de 500 mg/m^3, puis autour de 600 mg/m^3.

L'évolution de la vitesse et de la direction du vent laisse penser que ces deux paramètres pourraient être à l'origine de ce brusque changement pendant la phase d'injection du SF_6. En effet, on peut constater que lors des trois premières heures de l'émission, le vent oscille autour de la direction Est alors que sa vitesse fluctue entre 2 et 6 m/s. A partir du changement de direction vers le Sud et de la réduction de la vitesse à 2 m/s, la concentration dans la cuisine a augmenté d'environ 100 mg/m^3. Il se trouve néanmoins que, dans les deux situations, les façades Nord et Ouest de la cuisine sont en dépression car étant à l'opposé du vent.

Ainsi, l'exfiltration d'air à travers les défauts d'étanchéité de la cuisine semble provoquée par les seules fluctuations de la vitesse du vent résultant en des concentrations plus faibles en début d'essai. Le taux de renouvellement d'air dans la cuisine est respectivement estimé à 3,15 vol/h (soit un débit de renouvellement de 85 m^3/h), puis à 2,59 vol/h (soit 70 m^3/h) : les débits d'infiltration décroissent donc de 25 à 10 m^3/h.

Cependant, même si le vent agit sur l'enveloppe du bâtiment et probablement sur les débits internes, son effet sur les transferts internes de polluant apparaît très limité dans la présente configuration. Cela est dû à la très bonne extraction du gaz traceur par la ventilation mécanique dans la cuisine où le débit est de 60 m^3/h.

2.5.2.2 Configuration 4 : émission dans la cuisine, portes ouvertes

Dans cet essai, toutes les portes intérieures sont ouvertes et le chauffage est en arrêt. L'évolution des concentrations est illustrée par la Figure 2.30. Comme dans le cas de l'émission dans le séjour, l'ouverture des portes accroît énormément les transferts vers l'ensemble des pièces, notamment le séjour et les chambres.

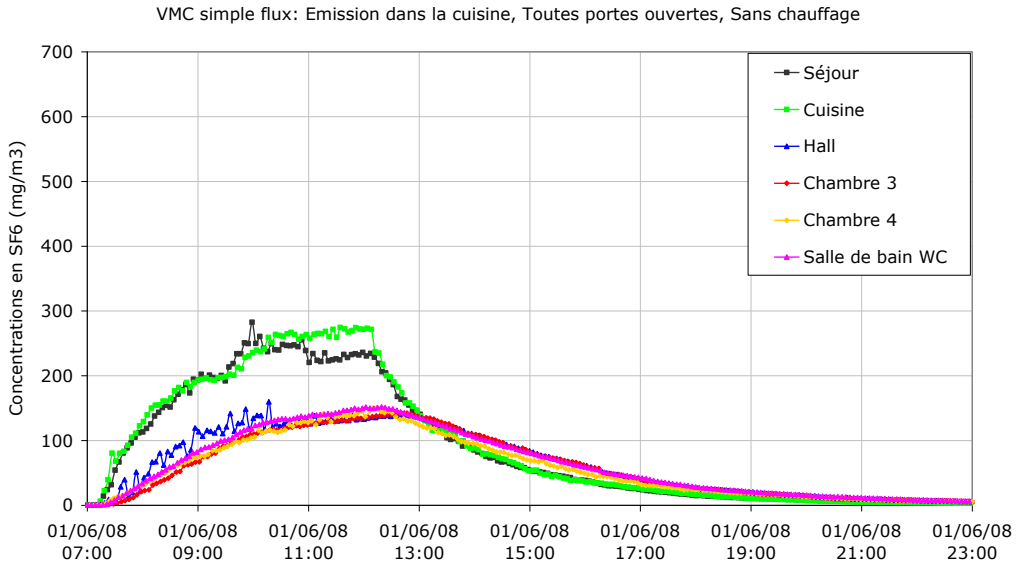


Figure 2.30 : Concentrations pour une injection dans la cuisine – portes ouvertes, chauffage arrêté.

La concentration dans le séjour est presque équivalente à celle mesurée dans la cuisine (240 à 270 mg/m³). La porte de communication entre ces deux pièces occupe en effet la totalité de la cloison. Son ouverture tend à homogénéiser les variables d'états telles que la température et les concentrations dans les deux pièces. L'écoulement de l'air à travers cette porte, mis en exergue précédemment, s'effectue également dans le sens inverse.

On constate de même que la distribution du gaz traceur est uniforme à l'étage, mais à un niveau plus bas que lors de l'émission dans le séjour (environ 140 mg/m³) : la source de gaz traceur est en effet plus proche de la bouche d'extraction dans le présent essai.

2.5.3 Transferts de polluants à partir d'une chambre

Les essais présentés dans ce paragraphe ont été réalisés pour étudier le cheminement d'un polluant émis dans la chambre 3 située à l'étage, et pouvant représenter des fumées de cigarette ou des polluants métaboliques. L'intérêt est également de connaître les conditions favorisant un transfert de polluant de l'étage vers les niveaux inférieurs. On rappelle que les chambres sont équipées d'une entrée d'air de module 30 m³/h sous 20 Pa.

2.5.3.1 Configuration 5 : portes fermées

La seule configuration étudiée est celle avec les portes fermées ainsi que l'influence du chauffage (la configuration avec les portes ouvertes n'ayant pas été étudiée). Les résultats ainsi obtenus dans le cas sans chauffage sont illustrés par la Figure 2.31 et le Tableau 2.14 les températures moyennes mesurées.

La concentration en gaz traceur dans la chambre 3 atteint un pic supérieur à 1700 mg/m³ : l'accumulation du polluant est plus importante dans cette pièce qui ne dispose que d'une entrée d'air unique et d'un volume moins important (30 m³) comparée au séjour par exemple (88 m³). Les concentrations maximales mesurées dans le hall, la salle de bain et la chambre 4 respectivement égales à 600, 460 et 150 mg/m³, sont les plus importantes observées jusque là à l'étage.

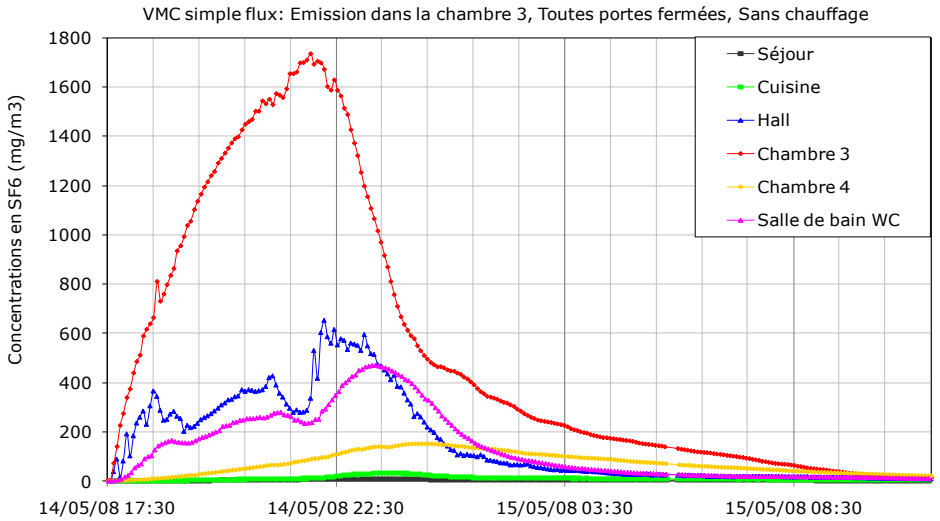


Figure 2.31 : Concentrations pour une injection dans la chambre 3 – portes fermées, chauffage arrêté.

Lieu	Chambre 3	Chambre 4	Séjour	Cuisine	Extérieur
T (°C)	27,7	27,6	27,6	26,0	16,8

Tableau 2.14 : Températures moyennes d'air intérieur et extérieur.

Cela indique que les transferts aérauliques de l'étage vers les niveaux inférieurs sont très limités d'autant plus que les concentrations mesurées dans le séjour et la cuisine sont inférieures à 30 mg/m³. On peut par conséquent estimer qu'il n'y a vraisemblablement pas de transfert aéraulique notable de l'étage vers les pièces du niveau inférieur.

En revanche, la forte pollution de la chambre 4 après la fin de l'injection est, semble-t-il, en partie liée à l'élévation de 7 à 13°C de la différence de température entre cette pièce et l'extérieur et à une vitesse plus importante du vent (jusqu'à 6m/s).

- **Chauffage électrique en marche**

Les deux essais réalisés avec le chauffage électrique en marche sont illustrés par les graphes de la Figure 2.32 et de la Figure 2.33.

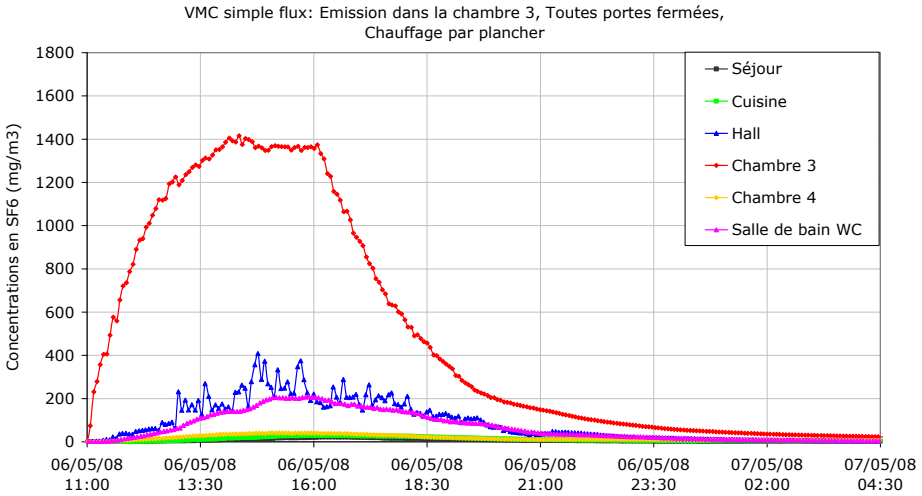


Figure 2.32 : Concentrations pour une injection dans la chambre 3 – portes fermées, chauffage par plancher.

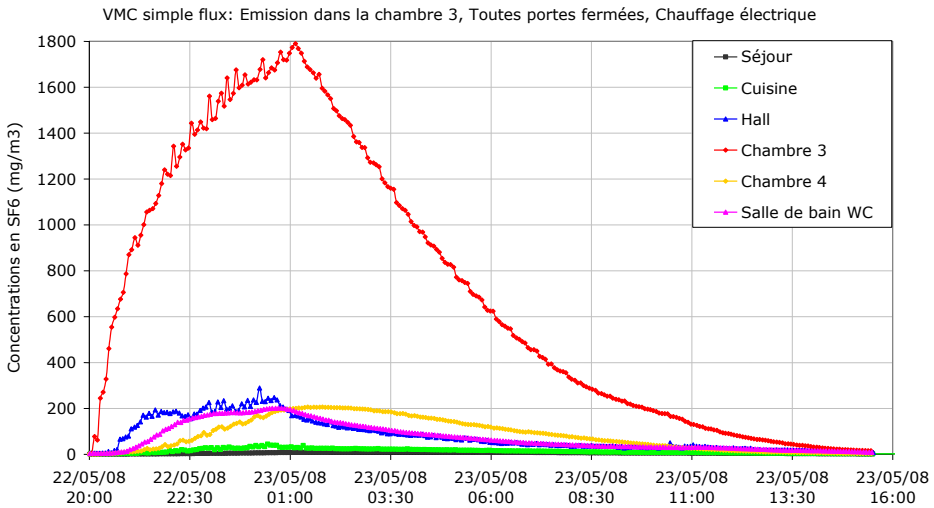


Figure 2.33 : Concentrations pour une injection dans la chambre 3 – portes fermées, chauffage électrique.

Les résultats du premier essai présenté par la Figure 2.32 permettent de constater une diminution de la concentration dans la pièce d'injection. La pollution est à un niveau largement inférieur dans la chambre 4 que précédemment (40 mg/m³). Le polluant émis dans la chambre 3 transite dans le hall pour être principalement extrait dans la salle de bain/WC. Toutefois on mesure respectivement des concentrations de 22 et 30 mg/m³ dans le séjour et la cuisine.

Au vu des caractéristiques du vent durant l'essai (direction Est et intensité atteignant parfois 6 m/s), on peut estimer que le vent, en mettant la façade de la chambre 4 en surpression, y a défavorisé le transfert du gaz traceur. De plus, comme dans le précédent cas où le chauffage était éteint, les concentrations dans le séjour et la cuisine restent à un niveau bas. Le principe de balayage fonctionne donc convenablement dans le présent cas.

Dans le second essai présenté par la Figure 2.33, le polluant transféré dans la chambre 4 atteint le même niveau de concentration que dans la salle de bain et le hall : 200 mg/m^3. Le polluant s'accumule fortement dans la pièce émettrice tandis que le niveau reste assez faible dans les pièces en dessous. Le transfert du SF_6 dans la chambre 4 est encore une fois lié aux conditions environnementales. La différence de température entre l'intérieur et l'extérieur, supérieure à 9°C, culmine à 16°C. En outre, la chambre 4 est entièrement sous dépression du fait du vent de direction Sud, favorisant ainsi des écoulements traversants.

On peut donc conclure que les transferts d'air et donc de polluant de l'étage vers les pièces du niveau jardin sont infimes. De même, les échanges entre les pièces principales à l'étage, qui se font via le hall, restent limités mais soumis à l'action du vent et du tirage thermique. L'influence du vent se perçoit également à travers les taux de renouvellement d'air dans le séjour consignés dans le Tableau 2.15.

Cas	Direction du vent	U_{vent} (m/s)	N (vol/h)	Q_v (m^3/h)
Sans chauffage	Sud, Sud-est	1,5 à 5	0,29	9
Chauffage par plancher	Est, Sud	2 à 7	0,36	11
Chauffage électrique	Sud-est, Sud, Est	1,5 à 4	0,31	9

Tableau 2.15 : Renouvellement d'air évalué dans la chambre 3.

Sur les trois cas étudiés, N varie de 0,29 à 0,36 vol/h : la chambre est ainsi aérée par un débit moyen de 10 m^3/h. Ces taux de renouvellement d'air sont principalement dus à la ventilation mécanique et à l'action du vent. Ils demeurent toutefois en dessous de la valeur préconisée pour l'aération d'une chambre, qui est de 18 m^3/h soit ici 0,56 vol/h

2.5.4 Transferts de polluants à partir du sous-sol

Pour évaluer les transferts aérauliques à partir du sous-sol, le gaz traceur est émis dans cette zone de la maison MARIA. Les portes sont fermées et le chauffage arrêté. Les concentrations ont été mesurées au sous-sol en lieu et place de la chambre 4, leur évolution est illustrée par la Figure 2.34.

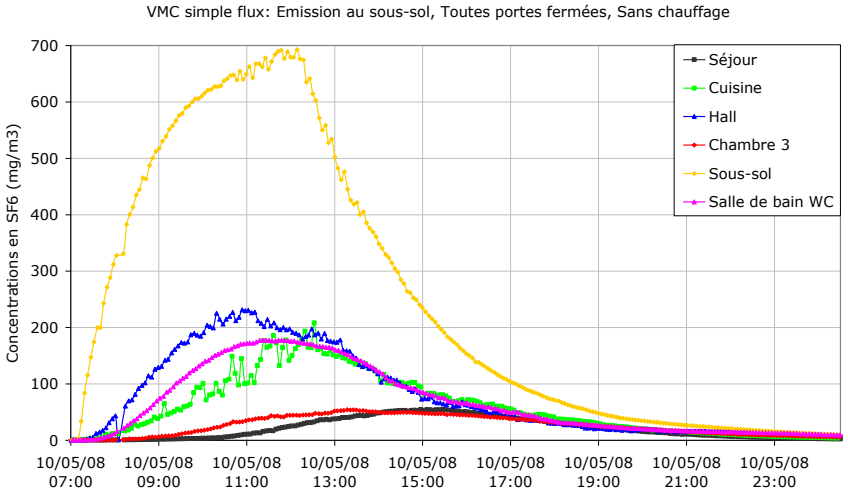


Figure 2.34 : Concentrations pour une injection au sous-sol – portes fermées, chauffage arrêté.

Le résultat majeur de cette configuration est la pollution relativement élevée des niveaux habitables d'autant plus que toutes les pièces expérimentées sont concernées. La concentration dans le hall culmine à plus de 230 mg/m^3, tandis qu'elle se situe autour de 180 mg/m^3 dans la cuisine (au niveau jardin) et dans la salle de bain (à l'étage). Ces valeurs sont similaires à celles mesurées lors des émissions dans le séjour. En outre, les concentrations mesurées dans le séjour et la chambre 3, environ 50 mg/m^3, sont en déphasage avec le reste des résultats.

Le profil du vent laisse penser que cette pollution peut être en partie due à l'action du vent sur la maison MARIA. En effet, durant la première heure de l'essai, le vent provient du Sud avec une vitesse proche de 2 m/s : les concentrations en SF_6 sont alors nulles dans le séjour et la chambre. Dès lors que le vent provient du Nord-est et que la vitesse augmente, les façades Sud de ces deux pièces (comportant les entrées d'air) sont soumises à des pressions négatives de vent, et les concentrations en gaz traceur y augmentent. On peut donc penser que cette situation a pu, par moment, engendrer des débits traversants à travers les entrées d'air et les défauts d'étanchéité de ces façades, ce qui s'est traduit par une inversion de l'écoulement entre le hall et ces pièces de vie et donc par la pollution de ces dernières.

Le chemin privilégié du transfert de polluant du sous-sol vers les niveaux supérieurs est certainement le transit par le hall à travers le détalonnage de la porte entre les deux pièces. Le gaz traceur est ensuite extrait dans les pièces de service. Ce cheminement est favorisé par la dépression créée par le système de ventilation dans l'ensemble de la maison, qui reste donc le principal moteur des transferts aérauliques.

Cependant, il est également possible que l'évacuation d'une partie du polluant ait pu se faire via le tirage thermique entre la pièce d'émission et les niveaux supérieurs, mais aussi à travers les défauts d'étanchéité. Les tests de caractérisation de la perméabilité à l'air de l'enveloppe de la maison MARIA ont en effet révélé l'existence de défauts d'étanchéité plus ou moins importants entre le sous-sol et les niveaux habitables, notamment à travers la colonne centrale dédiée aux conduits de ventilation et à la canalisation.

Le taux de renouvellement d'air du sous-sol évalué par la décroissance de la concentration est d'environ 0,37 vol/h (soit un débit d'aération de 41 m^3/h). Cette valeur élevée confirme l'existence d'importants défauts d'étanchéité au niveau de l'unique façade et du plafond de cette zone.

2.5.5 Synthèse

La mise en dépression du logement par l'extraction mécanique dans les pièces de service entraîne préférentiellement les flux d'air et de polluants vers ces pièces d'où ils sont évacués du bâtiment. Ce cheminement, prépondérant dans la majorité des situations étudiées, témoigne de l'efficacité d'extraction du système de ventilation et du bon fonctionnement du principe de balayage.

Le principe de balayage est cependant sensible à différents paramètres. L'ouverture des portes intérieures est de loin le facteur le plus influent. Celle-ci consacre une réduction conséquente des pertes de charges à l'intérieur du bâtiment et donc une circulation de l'air entre les différentes pièces avec moins de résistance. Ceci a pour conséquence majeure de contribuer fortement à la pollution des pièces principales quel que soit le scénario de pollution étudié.

Les essais menés avec les portes intérieures fermées ont permis de constater que le balayage pouvait également être mis en défaut par le tirage thermique et surtout par l'effet du vent. Ces deux phénomènes ont pour particularité de créer des infiltrations et/ou des exfiltrations à travers les défauts d'étanchéité de l'enveloppe de la maison, mais aussi via les ouvertures spécifiques à la ventilation.

Le vent s'illustre en outre par des débits traversant des façades en surpression vers celles situées sous le vent. Cela s'est le plus traduit à l'intérieur de la maison MARIA par des inversions du sens des flux d'air entre le hall et les chambres notamment, et le drainage du gaz traceur vers ces pièces.

2.6 RESULTATS ET ANALYSES POUR LA VMC DOUBLE FLUX

Après avoir analysé les performances de la VMC simple flux, on présente ci-après les résultats et analyses des expérimentations pour la VMC double flux. La mise en œuvre de la VMC double flux dans la maison MARIA a entraîné la suppression des entrées d'air dans les pièces principales par étanchement des ouvertures. Elles sont remplacées par des bouches d'insufflation fixes. L'extraction d'air dans les pièces de service est assurée par des bouches d'extraction autoréglables.

2.6.1 Caractérisation du système de ventilation étudié

Le groupe de ventilation double flux utilisé dispose de plusieurs modes de fonctionnement selon le type de logement à aérer. Le débit total pour aérer la maison MARIA est de 120 m³/h en extraction et en insufflation. Cette valeur correspond au débit réglementaire d'aération des logements F6. Les débits d'air insufflés et extraits ont été mesurés respectivement aux bouches d'extraction et de soufflage et sont consignés dans le Tableau 2.16.

Pièce principale	Qv_{ins} (m³/h)	Pièce de service	Qv_{rep} (m³/h)
Chambre 1	24±2	Salle de bain/WC	28±2
Chambre 2	25±2	Douche	29±2
Chambre 3	24±2	Cuisine	57±2
Chambre 4	25±2	Toilettes	23±2
Séjour : bouche 1	22±2	-	-
Séjour : bouche 2	23±2	-	-
Insufflation totale	143±12	Reprise totale	137±8

Tableau 2.16 : Débits d'air d'insufflation et de reprise mesurés aux bouches.

On constate un léger déséquilibre entre le débit total d'air neuf insufflé dans les pièces principales et le débit total d'air vicié repris dans les pièces de service. Ceci peut être, en partie attribué à la précision des instruments de mesure utilisés. En effet, d'une part, le Swemaflow® a été utilisé pour les débits extraits et, d'autre part, l'anémomètre à fil chaud pour les débits insufflés. La précision de mesure est plus importante à l'extraction car le Swemaflow® intègre sur toute une surface de mesure tandis que l'anémomètre à fil chaud ne mesure la vitesse d'air qu'au centre du cône.

Toutefois, en vue de vérifier les valeurs de débits mesurés aux différentes bouches, les débits totaux d'insufflation et d'extraction ont été mesurés aux bornes des ventilateurs dans les gaines principales. Les résultats obtenus sont illustrés par la Figure 2.35.

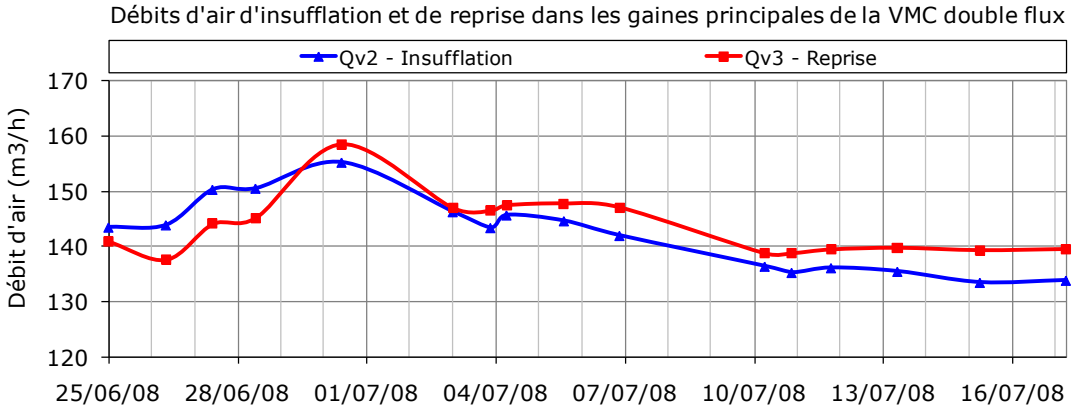


Figure 2.35 : Débits d'air insufflé et repris mesurés dans les gaines principales.

On constate que les deux courbes de débit ont une évolution globalement similaire. L'écart maximum est de 6 m³/h, ce qui est conforme aux mesures effectuées aux bouches. Les débits moyens calculés sur la période d'essai sont de 143 m³/h en extraction et 142 m³/h en insufflation. Ces valeurs sont finalement proches de celles obtenues aux bouches en tenant compte des incertitudes de mesure.

Par ailleurs, il résulte des mesures de températures et de débits d'air dans les gaines principales (Cf. Annexes n°2) que l'efficacité de l'échangeur sur l'air insufflé est en moyenne de 83%. Cette valeur est assez proche de l'efficacité maximale de 90% annoncée par le constructeur.

La vérification du fonctionnement du système de ventilation double flux étant faite, on présente dans les paragraphes qui suivent les résultats et analyses des scénarios de pollution. De même que dans le cas de la VMC simple flux, la pollution a lieu successivement dans le séjour, la cuisine, la chambre 3 et le sous-sol à un débit de 2 ml/s (12 mg/s) pendant 5 heures. Les impacts des ouvrants intérieurs et du chauffage sur les transferts aérauliques sont également étudiées. On s'intéresse également à la décroissance de la concentration à la fin de l'injection pour l'évaluation du taux de renouvellement d'air.

2.6.2 Transferts de polluants à partir du séjour

2.6.2.1 Configuration 1 : portes fermées

- **Chauffage éteint**

Dans cet essai, le polluant est émis dans le séjour, les portes intérieures sont fermées et le chauffage éteint. Les concentrations sont mesurées dans le séjour, la cuisine, le hall, les chambres 3 et 4 et la salle de bain/WC et sont illustrés par la Figure 2.36. Le profil du vent est présenté en Annexes n°2.

La concentration en SF_6 mesurée dans la pièce d'émission atteint 430 mg/m³. Une grande partie du polluant émis dans le séjour est dirigée vers la cuisine pour son extraction : le niveau de pollution y atteint 300 mg/m³. L'autre partie du polluant, drainé à l'étage par l'air, est presque entièrement éliminée dans les pièces de service où le débit total d'extraction avoisine 60 m³/h : la concentration en gaz traceur culmine ainsi à 160 mg/m³ dans le hall et 130 mg/m³ dans la salle de bain.

Finalement, seule une infime pollution, de l'ordre de 7 mg/m³, est détectée dans les chambres expérimentées. En considérant la situation similaire dans les deux autres chambres, on peut estimer que le principe de balayage fonctionne correctement dans le présent cas.

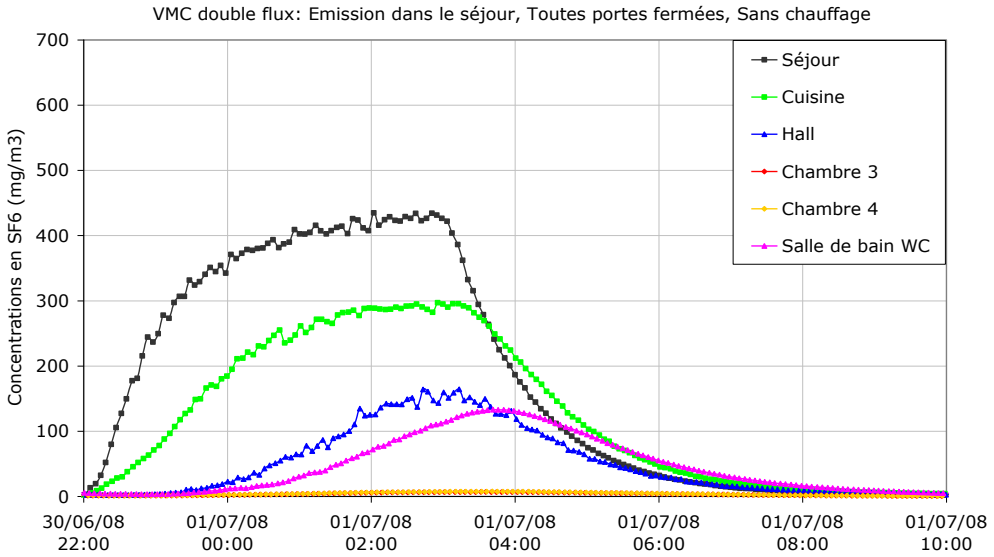


Figure 2.36 : Concentrations pour une injection dans le séjour – portes fermées, chauffage arrêté.

- **Chauffage de la maison**

Pour déterminer l'éventuel impact des flux thermiques, le chauffage est mis en marche dans le test dont les résultats sont présentés par la Figure 2.37. Les concentrations dans le séjour et dans la cuisine ont augmenté d'environ 100 mg/m³ comparées au cas précédent. Le polluant s'accumule un peu plus dans le séjour, mais il est évacué de préférence dans la cuisine. En effet, les concentrations ne dépassent guère 25 mg/m³ dans le hall et dans la salle de bain, et 5 mg/m³ dans les chambres. Le principe de balayage paraît également fonctionner correctement dans ce second test.

Il semble que le moteur principal des transferts aérauliques du niveau jardin vers l'étage ait été en partie neutralisé. L'analyse de l'évolution du vent et du taux de renouvellement d'air permet de donner des éléments de réponse. Le Tableau 2.17 présente les taux de renouvellement d'air évalués dans le séjour par la méthode de décroissance de la concentration de gaz traceur.

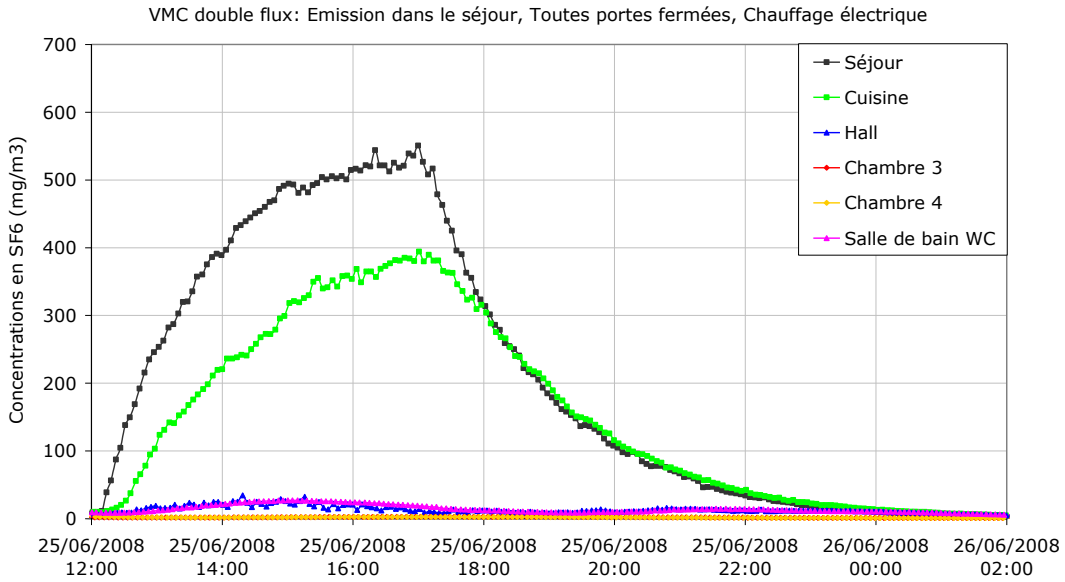


Figure 2.37 : Concentrations pour une injection dans le séjour, – portes fermées, chauffage électrique.

Cas	Direction du vent	U_{vent} (m/s)	N (vol/h)	Q_v (m³/h)
Chauffage arrêté	Sud	2	0,87	77
Chauffage électrique	Nord-ouest	2 à 6	0,56	49

Tableau 2.17 : Renouvellement d'air évalué dans le séjour avec la VMC double flux.

Le profil du vent (Cf. Annexes n°2) montre que, dans le cas de la Figure 2.36, la façade Sud du séjour est soumise à un vent relativement faible de 2 m/s. Cependant, le taux de renouvellement d'air y est élevé : N=0,87 vol/h, soit un débit d'aération d'environ 77 m³/h. Dans le second cas (Figure 2.37), le vent souffle à l'opposé du séjour, mais sa vitesse fluctue de 2 à 6 m/s ; le taux de renouvellement d'air est alors moins important : N=0,56 vol/h, soit 49 m³/h. L'impact du vent à l'intérieur du séjour est clairement visible dans le premier test où on a un débit supplémentaire de renouvellement d'air de 28 m³/h. Cette différence explique la différence du niveau de pollution observée.

Par ailleurs, le vent provenant du Nord-Ouest met l'unique façade du hall en surpression dans le second cas. Dès lors, les flux d'air internes vers l'étage sont court-circuités par les débits d'air infiltrés, ce qui explique en partie la faible pollution mesurée. L'absence d'un effet visible du tirage thermique conforte cette assertion car l'apport de chaleur par le chauffage a plutôt homogénéisé les températures internes.

Le contraire s'est, semble-t-il, produit dans le premier cas : la différence de température entre le séjour et l'étage qui a parfois atteint 2°C et le vent du Sud ont favorisé le renouvellement de l'air dans le séjour, poussant ainsi le polluant vers l'étage. Le vent s'est ainsi avéré complémentaire au système de ventilation pour l'évacuation du gaz émis dans le séjour. Cela confirme surtout la sensibilité particulière des systèmes de VMC double flux aux infiltrations d'air, car, pour un système équilibré, le bâtiment n'est ni en dépression ni en surpression.

Tout compte fait, ces deux tests permettent d'affirmer que le cheminement de l'air se déroule conformément à l'arrêté du 24 mars 1982. La dépression créée dans les pièces de service draine correctement l'air vers les bouches d'extraction. En outre, il est clairement apparu que la surpression générée par l'insufflation d'air neuf dans les chambres empêche l'air pollué du hall d'y pénétrer.

2.6.2.2 Configuration 2 : portes ouvertes

Dans cette configuration, les portes intérieures sont ouvertes et le chauffage arrêté. Les résultats des deux essais réalisés sont illustrés par la Figure 2.38 et la Figure 2.39.

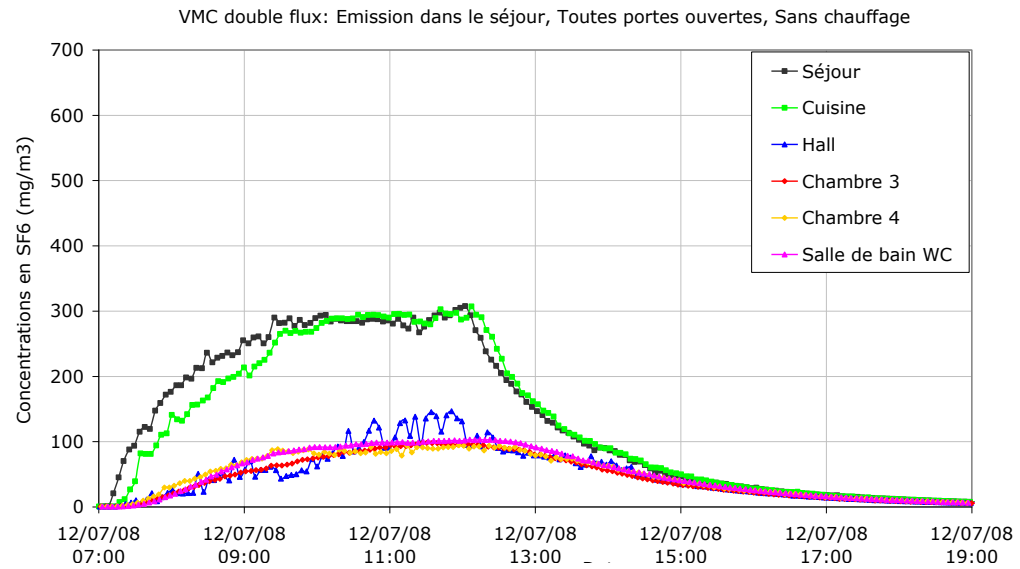


Figure 2.38 : Concentrations pour une injection dans le séjour, – portes ouvertes, chauffage éteint.

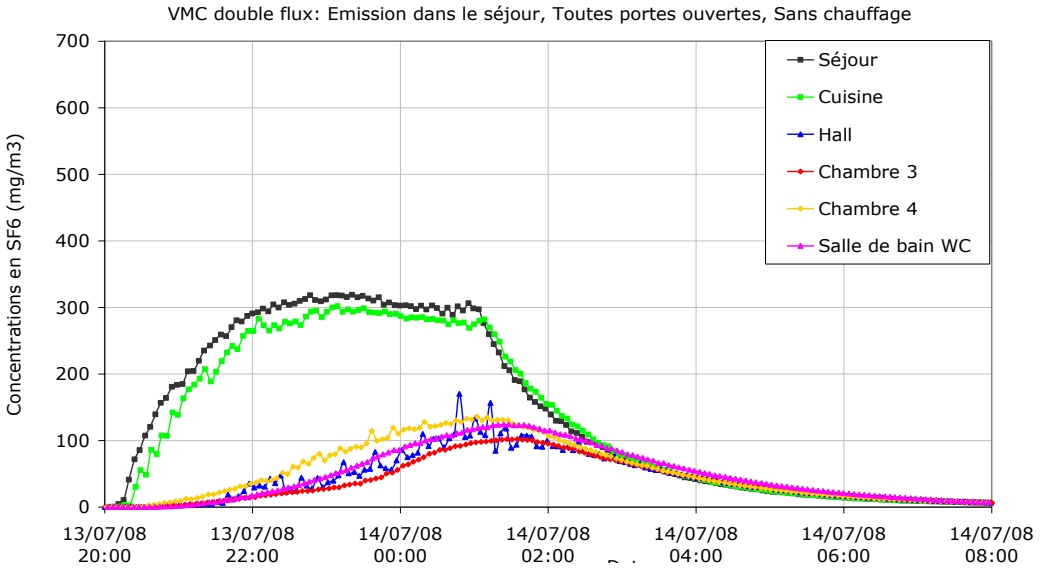


Figure 2.39 : Concentrations pour une injection dans le séjour, – portes ouvertes, chauffage éteint.

La dispersion du polluant est quasi-uniforme entre le séjour et la cuisine dans les deux cas comme dans l'étude de la VMC simple flux. Les concentrations se stabilisent autour de 300 mg/m³. Le transfert vers les pièces l'étage est de même quasi-uniforme avec des concentrations variant entre 90 et 120 mg/m³. Ces valeurs sont inférieures à celles obtenues lors de l'étude de la VMC simple flux (Cf. § 2.5.1.2).

L'analyse des graphes permet de noter une bonne répétabilité des résultats. Cependant, le second test fait état d'une différence de concentration entre les chambres contrairement au premier : on note en effet une hausse de 95 à 135 mg/m³ de la pollution dans la chambre 4.

On peut également noter un écart dans l'évolution des concentrations à l'étage. Par ailleurs, le retard dans la montée des concentrations constaté au début du second test (Figure 2.39) pourrait avoir pour origine des infiltrations à travers la façade Nord du hall ; ce phénomène a été évoqué dans le paragraphe précédent concernant les portes fermées.

En somme, l'ouverture des portes intérieures bouleverse complètement l'équilibre des pressions entre les différentes pièces de la maison et donc les sens des échanges aérauliques internes. Le principe de balayage est donc mis en défaut.

2.6.3 Transferts de polluants à partir de la cuisine

Dans les paragraphes ci-après, on présente les résultats pour une source située dans la cuisine permettant de représenter les émanations de polluants lors de la cuisson d'aliments.

2.6.3.1 Configuration 3 : portes fermées

Dans cette configuration, les portes intérieures sont fermées, le chauffage est arrêté dans le premier cas tandis qu'il est en marche dans le second. La Figure 2.40 présente l'évolution des concentrations mesurées en absence de chauffage, et le Tableau 2.18 les taux de renouvellement d'air.

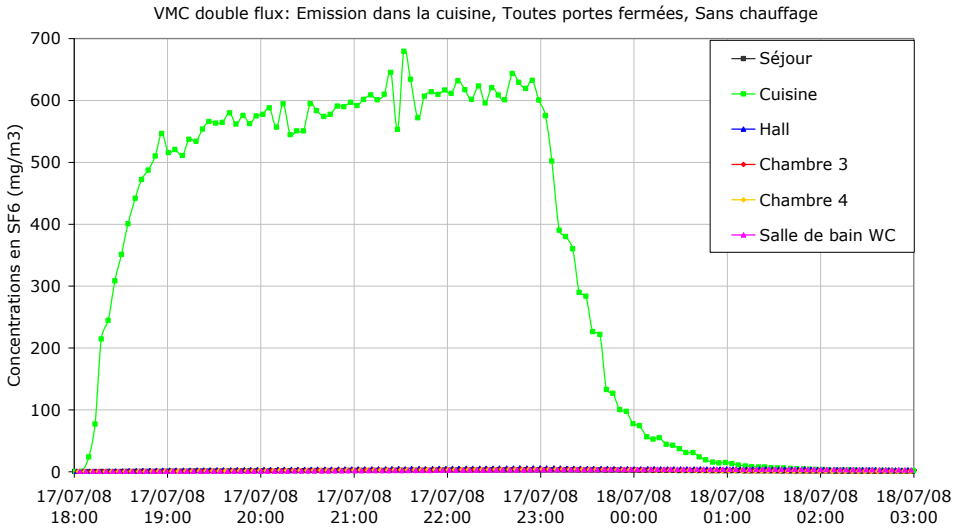


Figure 2.40 : Concentrations pour une injection dans la cuisine, – portes fermées, chauffage éteint.

Cas	Direction du vent	U_{vent} (m/s)	N (vol/h)	Q_v (m³/h)
Chauffage arrêté	Nord	2 à 5	1,92	52
Chauffage électrique	Est, Sud, Nord	1,5 à 6	1,92	52

Tableau 2.18 : Renouvellement d'air évalué dans la cuisine avec la VMC double flux.

La concentration dans la cuisine se stabilise quasiment autour de 600 mg/m³ dans le premier cas et 700 mg/m³ dans le second. En revanche, on mesure moins de 5 mg/m³ dans les autres pièces en absence de chauffage. Le transfert de polluant est légèrement plus important lorsque le chauffage est fonctionnel : on mesure 15 mg/m³ dans le hall. Ces deux valeurs restent toutefois négligeables comparées à celles mesurées dans la cuisine quel que soit l'état du chauffage.

L'effet du chauffage n'est ni visible sur les températures intérieures, ni sur le renouvellement d'air dans la cuisine. La température d'air dans la maison a certes augmenté de 5°C avec l'apport de chaleur, mais l'écart entre les différentes pièces se situe entre 1 et 2°C lors des deux essais. Néanmoins, les concentrations mesurées ne démontrent pas que cet écart ait pu provoquer un transfert du polluant de la cuisine vers l'étage.

Dans les deux cas étudiés, le taux de renouvellement d'air dans la cuisine (Tableau 2.18) est de 1,92 vol/h, soit un débit de 52 m³/h. Ce débit correspond approximativement au débit mesuré à la bouche d'extraction aux incertitudes de mesure près.

En définitive, le polluant émis est entièrement extrait dans la cuisine. Ceci résulte d'un bon drainage de l'air par le système de ventilation conformément au principe de balayage.

2.6.3.2 Configuration 4 : portes ouvertes

Dans cette configuration, l'injection ayant lieu dans la cuisine, les portes sont ouvertes et le chauffage éteint.

Les résultats montrent que le séjour est fortement pollué avec une concentration supérieure à 200 mg/m³ par le SF_6. La concentration dans la cuisine fluctue énormément autour de 300 mg/m³. L'ouverture des portes engendre une recirculation de l'air de la cuisine vers le séjour, ce qui a pour effet de diluer énormément la concentration dans la pièce d'injection. Cependant, le niveau de pollution à l'étage, 25 mg/m³, indique que les échanges aérauliques avec le séjour et la cuisine sont assez limités par rapport aux résultats obtenus dans la même configuration avec la VMC simple flux (Cf. § 2.5.2.2).

Les raisons plausibles de cette situation sont à rechercher, d'une part, au niveau d'une relative bonne performance de l'extraction d'air au niveau jardin via la cuisine mais aussi les toilettes. D'autre part, cela pourrait être lié à l'impact que peuvent avoir les infiltrations sur les flux d'air internes, en particulier l'impact des infiltrations liées à l'action du vent sur les bâtiments équipés de système de ventilation double flux.

2.6.4 Transferts de polluants à partir d'une chambre

On présente ci-après les résultats de l'étude effectuée dans la chambre n°3 de la maison MARIA équipée de la VMC double flux.

2.6.4.1 Configuration 5 : portes fermées

- **Chauffage éteint**

Dans cette configuration, l'injection du gaz traceur est faite dans la chambre 3. Les portes intérieures sont fermées et on étudie l'influence du chauffage. La Figure 2.41 présente l'évolution des concentrations mesurées en absence de chauffage.

Dans le cas où la maison n'est pas chauffée, les courbes des concentrations montrent différents niveaux de pollution. Tout d'abord, la chambre 3 est fortement polluée à plus de 1150 mg/m³ de gaz traceur. En outre, le transfert d'air de l'étage vers la cuisine et le séjour est quasi-inexistant car on n'y mesure respectivement que 12 et 6 mg/m³ de SF_6. La majeure partie du polluant est en fait extraite par le système de ventilation préférentiellement à l'étage comme l'indique les concentrations dans le hall et la salle de bain, respectivement supérieures à 500 et 300 mg/m³.

Cependant, la concentration mesurée dans la chambre 4 (50 mg/m^3) adjacente à la pièce d'émission laisse penser qu'il existe des flux d'air allant du hall vers la chambre 4. Ces flux semblent toutefois assez limités. Il n'est néanmoins pas exclu que l'air puisse directement passer d'une chambre à l'autre à travers les éventuels défauts d'étanchéité de la cloison et de la façade.

Le transfert du polluant vers la chambre 4 a semble-t-il été favorisé d'une part, par l'effet du vent d'Ouest mettant en dépression les façades de cette chambre. D'autre part, la différence de température avec l'extérieur (6 à 10°C) n'est certainement pas étrangère à cette pollution. Il faut cependant noter que la concentration mesurée est largement inférieure à celle obtenue dans les mêmes circonstances avec la VMC simple flux (Cf. § 2.5.3). Il y a donc un effet prépondérant de l'insufflation d'air dans ces transferts.

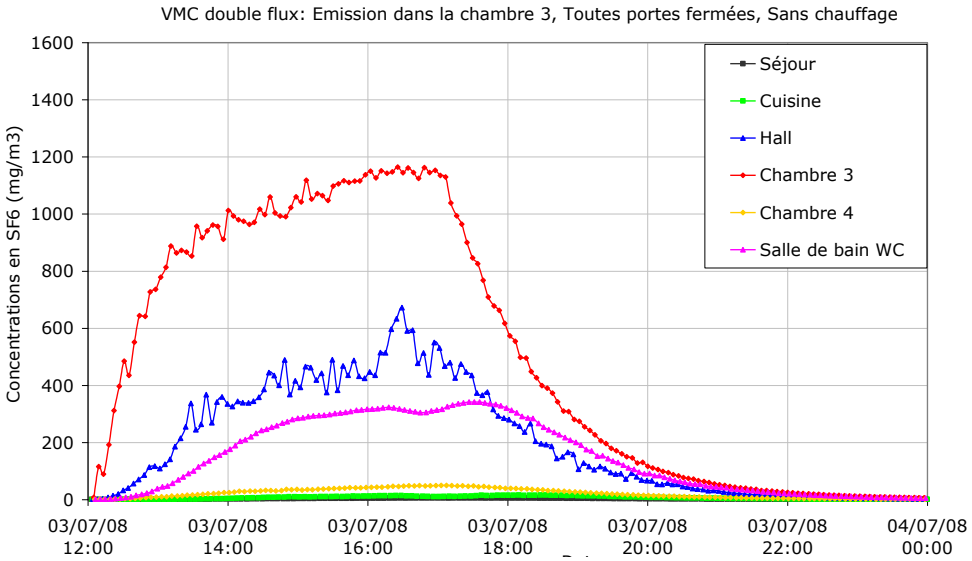


Figure 2.41 : Concentrations pour une injection dans la chambre 3 – portes fermées sans chauffage.

- **Chauffage de la maison**

Deux autres sont réalisés en mettant le chauffage électrique en marche. La Figure 2.42 présente l'évolution des concentrations mesurées pour l'un des cas.

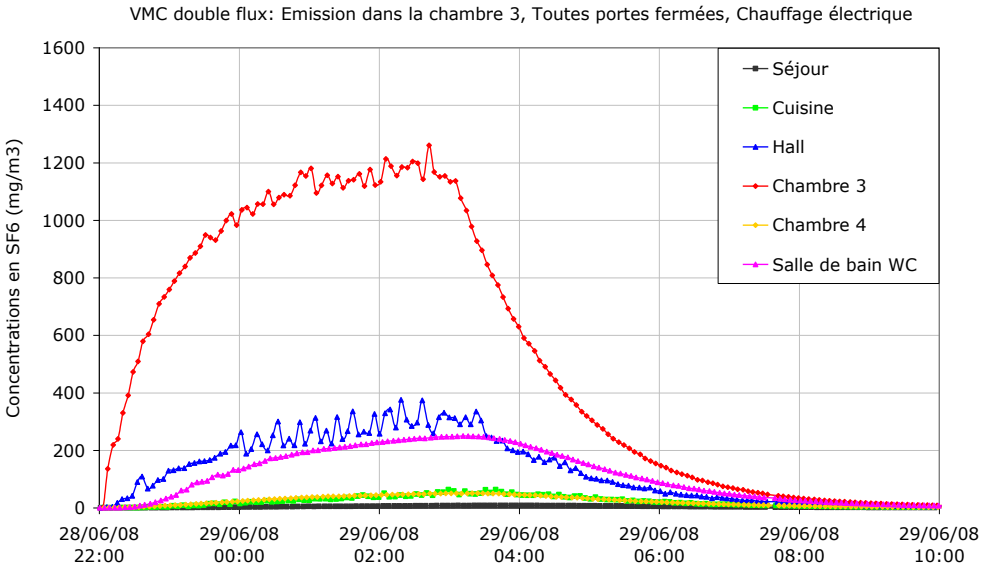


Figure 2.42 : Concentrations pour une injection dans la chambre 3 – portes fermées, chauffage électrique.

Les essais réalisés ont engendré une pollution identique dans la chambre 4 quelles que soient la vitesse et la direction du vent. Cependant, la différence de température entre cette pièce et l'extérieur, restée constante à 9°C pour ces essais, est peut-être à l'origine de la constance de la pollution observée dans cette pièce. Par ailleurs, le séjour, en permanence plus chaud de 2 ou 3°C que l'étage, est protégé de la pollution issue de la chambre 3, et ce d'autant plus qu'au moins une des trois façades de cette pièce est continuellement face au vent. Ceci explique en partie les faibles concentrations mesurées.

Il semble en revanche que la légère pollution de la cuisine dans les deux cas soit bien plus le fait de la convection due à l'extraction d'air qu'à celle résultant du tirage thermique : l'air relativement plus chaud dans le couloir a plutôt tendance à se diriger vers l'étage plus froid, la cuisine étant en permanence l'une des zones les plus froides.

Enfin, le taux de renouvellement d'air évalué dans la chambre 3 est légèrement plus élevé en absence de chauffage du fait de l'action du vent sur sa façade Sud : N=0,78 vol/h (24 m^3/h). Avec le chauffage, N=0,73 vol/h (22 m^3/h). Ce renouvellement d'air, prédominé par l'insufflation d'air neuf, est donc quasi-constant et conforme aux débits mesurés aux bouches d'insufflation.

2.6.4.2 Configuration 6 : portes ouvertes

Lorsque les portes intérieures sont ouvertes, les concentrations en gaz traceur sont énormément fluctuantes à l'étage ; elles fournissent néanmoins des informations sur les échanges aérauliques.

L'ensemble de la maison est en effet pollué par le gaz émis dans la chambre 3. En particulier, le niveau de pollution dans la chambre 4 adjacente est équivalent à celle de la pièce d'injection. En outre, la pollution est semblable dans le séjour et dans la cuisine qui sont séparées par une grande porte ouverte.

Ainsi, le principe de balayage est mis en défaut même avec une émission à l'étage.

2.6.5 Transferts de polluants à partir du sous-sol

Ce test est réalisé par injection du gaz traceur au sous-sol de la maison MARIA, les portes étant fermées et le chauffage arrêté. La concentration a été mesurée au sous-sol en lieu et place de la chambre 4, et les résultats sont présentés par la Figure 2.43.

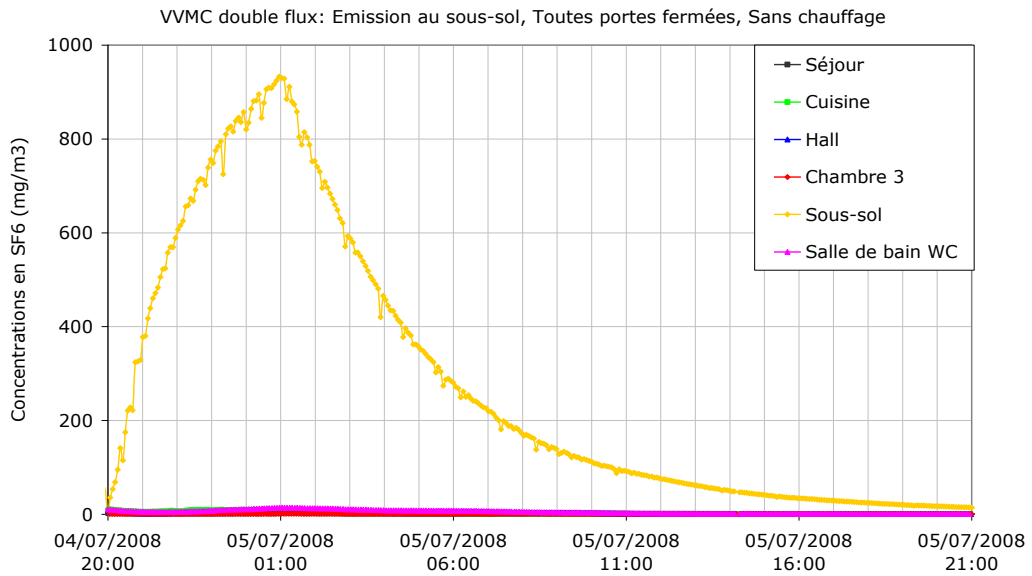


Figure 2.43 : Concentrations pour une injection au sous-sol – portes fermées, chauffage arrêté.

Il ressort de l'analyse des résultats que le polluant s'accumule au sous-sol : la concentration y atteint 930 mg/m^3. On mesure des concentrations de 55 mg/m^3 dans le hall, 45 mg/m^3 dans la cuisine et 20 mg/m^3 dans la salle de bain. Ces valeurs relativement basses indiquent que l'échange aéraulique du sous-sol vers le reste du logement (via le hall) est très faible. Le polluant parvenant dans le hall est cependant évacué par l'extraction mécanique et les concentrations mesurées dans la chambre 3 et le séjour sont inférieures à 5 mg/m^3.

Ce bon fonctionnement du principe de balayage résulte principalement du comportement de la VMC double flux. Les débits d'air mesurés dans les gaines principales montrent en effet que le système est équilibré en débit (146 m^3/h). La différence de pression entre le sous-sol et les niveaux supérieurs est ainsi proche de zéro et les échanges aérauliques très faibles.

Le sous-sol n'ayant qu'une seule façade qui est orientée Est, le vent en provenance du Sud-est n'a sans doute aucun effet direct sur le renouvellement d'air dans cette pièce. Par conséquent, l'évacuation du gaz traceur est favorisée par le tirage thermique qui apparaît comme le principal moteur des flux d'air à partir du sous-sol. La différence de température avec l'extérieur est en effet supérieure à 8°C. En outre, la colonne centrale de la maison, empruntée par les gaines de ventilation et la canalisation, débouche en toiture et présente des orifices au niveau du sous-sol. Elle constitue un énorme vecteur de transferts d'air.

2.6.6 Synthèse

Les tests réalisés dans la maison MARIA permettent de constater que la ventilation mécanique contrôlée double flux permet de mieux contrôler les débits d'air. Les flux d'air internes semblent ainsi respecter, dans la plupart des situations, le cheminement établi par le principe de balayage des logements. En effet, la dépression créée par l'extraction d'air vicié dans les pièces humides couplée à la surpression engendrée par l'insufflation d'air neuf dans les pièces principales permettent de drainer correctement l'air vers les bouches d'extraction.

L'efficacité du système de la VMC double flux a également été mise en exergue lors de la pollution de la cuisine où la quasi-totalité du gaz traceur injecté y a été évacuée. Pour une injection dans le séjour, aucune pollution majeure n'a été détectée dans les chambres. La porte de communication entre cette pièce et la cuisine offre en effet une ouverture privilégiée pour le passage de l'air. La part du polluant parvenant à l'étage est en outre évacuée dans les pièces humides.

Cependant, les débits d'air internes restent fortement soumis aux infiltrations à travers les défauts d'étanchéité de l'enveloppe. Cette influence est d'autant plus importante dans les zones de « pression nulle » comme le hall. Cette zone de transit aéraulique n'étant ni en surpression ni en dépression, les infiltrations dues notamment au vent agissent indépendamment du fonctionnement du système de ventilation du fait de l'équilibre entre les débits d'air extraits et insufflés et au gré du vent. Ils contribuent ainsi au renouvellement d'air dans l'ensemble du bâtiment. Pour un bon fonctionnement du système de VMC double flux, il convient d'améliorer l'étanchéité du bâtiment.

L'influence du tirage thermique n'a été réellement perceptible que lors de la pollution de la chambre 3. Et pour cause, la concentration assez élevée dans le hall a permis de mieux évaluer les transferts vers la chambre 4. Cependant, les données ont montré que cette inversion des flux résulte d'une action conjuguée avec le vent. La chambre 4 a ainsi été polluée dans quelques situations en dépit de l'insufflation d'air qui y crée normalement une pression positive par rapport au hall.

En revanche, l'ouverture des portes engendre une uniformisation des niveaux de polluant à chaque étage du bâtiment. Toutes les pièces sont fortement polluées dans tous les cas étudiés. La principale raison est que les écoulements internes rencontrent peu de résistance notamment à l'entrée des pièces. Le transfert de polluant se fait dans ce cas également de l'étage vers le niveau inférieur tandis qu'il est inexistant quand les ouvertures intérieures restent fermées. Ce résultat est le même obtenu avec l'extraction mécanique simple flux.

2.7 RESULTATS ET ANALYSES POUR LA VENTILATION NATURELLE

Pour l'étude de la ventilation naturelle, la maison MARIA est équipée de conduits individuels à tirage naturel, de grille d'extraction et d'entrées d'air autoréglables (Cf. § 2.1.2). En vue d'obtenir les débits d'air extraits dans les pièces humides, les vitesses d'air dans les conduits verticaux ont été mesurées à l'aide de micro-moulinets. Cependant, du fait de la grande sensibilité du dispositif à la position du point de mesure, mais aussi des faibles vitesses d'air dans les conduits, les mesures effectuées n'ont pu aboutir à des résultats satisfaisants. Par conséquent, les débits d'air extraits n'ont pu être obtenus par les mesures. Le renouvellement d'air a toutefois été évalué à l'aide de la méthode de la décroissance de la concentration.

2.7.1 Transferts de polluants à partir du séjour

Dans ce paragraphe, le polluant est émis dans le séjour toujours à un débit de 2 ml/s pendant 5 heures. On étudie l'influence des portes intérieures et du chauffage sur les transferts de polluant. Les concentrations sont mesurées dans le séjour, la cuisine, le hall, les chambres 3 et 4 et la salle de bain/WC.

2.7.1.1 Configuration 1 : portes fermées

- **Chauffage éteint**

Dans ce premier test, les portes intérieures sont fermées et le chauffage arrêté. La Figure 2.44 présente les résultats des mesures de concentrations.

Les courbes des concentrations indiquent que la ventilation naturelle ne permet pas de respecter le principe de balayage dans le présent cas. On constate en effet une pollution à divers degré de l'ensemble des pièces expérimentées de la maison. Si la concentration dans le séjour culmine à 650 mg/m³ dans la pièce d'émission, elle atteint 350 mg/m³ dans la cuisine adjacente. Cette dernière valeur est légèrement inférieure à celle mesurée dans le hall et supérieure à celle obtenue dans la salle de bain.

Les deux chambres sont également polluées à des niveaux comparables (ou supérieurs) à la pollution mesurée en cas d'ouvertures des portes avec les systèmes de ventilation mécaniques : on mesure respectivement 180 et 120 mg/m³ dans les chambres 3 et 4.

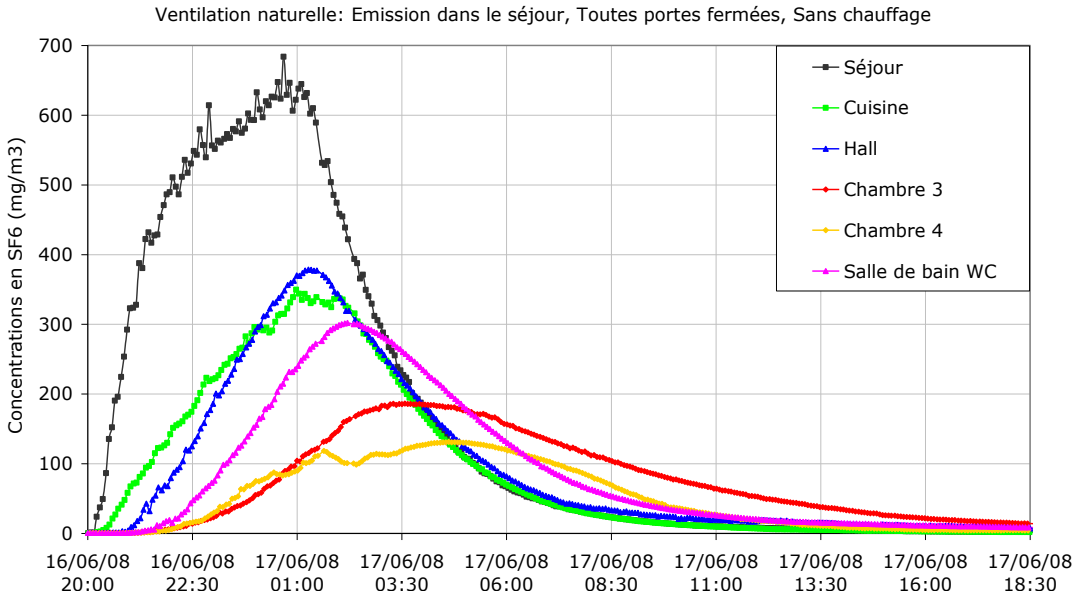


Figure 2.44 : Concentrations pour une pollution dans le séjour – portes fermées, maison non chauffée.

- **Chauffage de la maison**

Dans le second test réalisé avec le chauffage en marche dans la maison, les résultats présentés par la Figure 2.45 sont presque similaires à ceux obtenus lorsque la maison n'est pas chauffée. Il semble cependant que l'extraction soit privilégiée dans la cuisine, ce qui est dû entre autre à la présence de l'ouverture qui la sépare du séjour. La concentration atteint des pics de 620 mg/m^3 dans le séjour et 430 mg/m^3 dans la cuisine.

En absence d'un débit d'extraction permanent, il semble que la différence de température entre la cuisine non chauffée et le séjour ait pris une importance plus grande dans les transferts aérauliques entre les deux pièces. Ainsi, la pollution est légèrement moins importante à l'étage. Le hall et la salle de bain sont pollués au même niveau avec une concentration d'environ 250 mg/m^3. La pollution dans la chambre 3 s'établit à 170 mg/m^3 contre près de 85 mg/m^3 dans la chambre 4.

La forte pollution du logement et notamment des chambres a sans doute pour origine la forte dépendance des débits de ventilation naturelle vis-à-vis des conditions extérieures. On s'aperçoit également qu'une légère variation de la direction du vent a une influence sur la distribution du polluant, notamment dans la chambre 4.

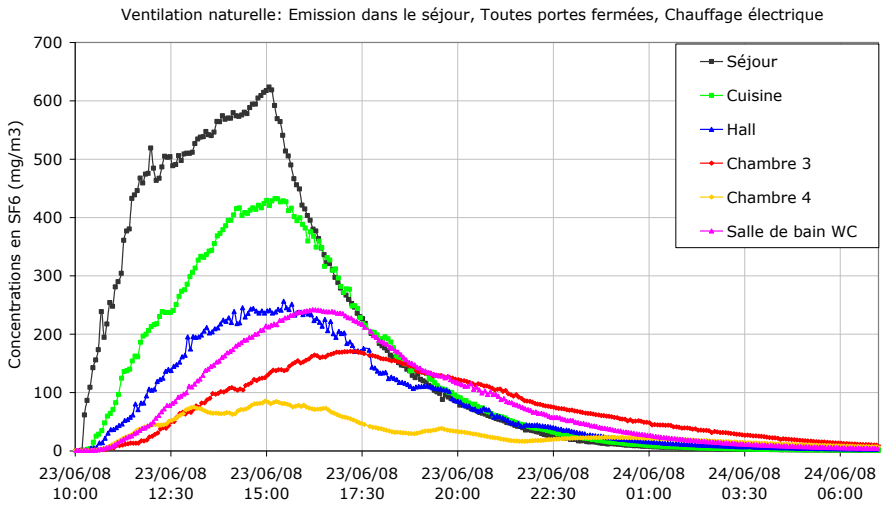


Figure 2.45 : Concentrations pour une pollution dans le séjour – portes fermées, maison chauffée.

L'effet du vent sur le renouvellement d'air s'illustre parfaitement par la Figure 2.46 représentant également les mesures consécutives à une pollution dans le séjour.

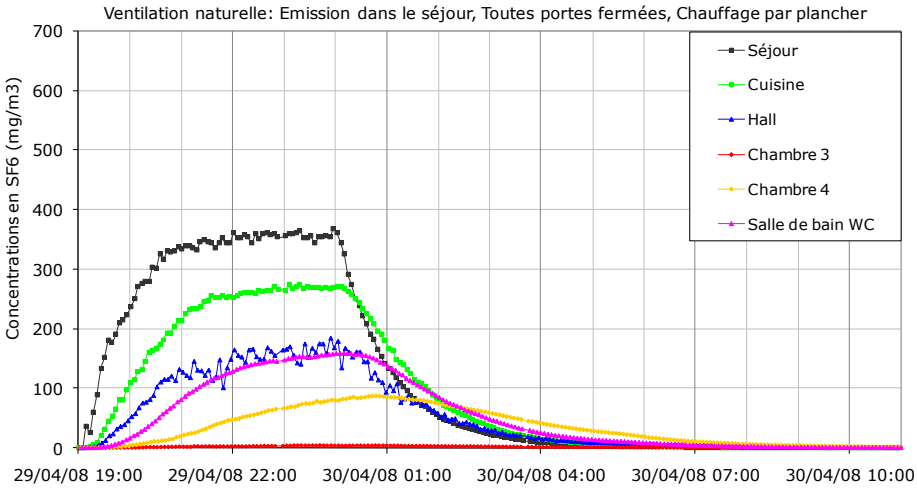


Figure 2.46 : Concentrations pour une pollution dans le séjour – portes fermées, maison chauffée.

Les concentrations dans ce cas test sont nettement inférieures à celles des cas précédents, notamment dans le séjour, la cuisine et la chambre 3. La principale raison de cette baisse est que, dans ce test, la façade Sud est soumise à un vent de vitesse variant de 2 à 6 m/s. En revanche, la pollution dans la chambre 4 reste similaire à celles des cas précédents.

Les débits de renouvellement d'air évalués à l'aide de la méthode de la décroissance de la concentration sont consignés dans le Tableau 2.19.

Le renouvellement d'air dans le séjour varie du simple au double (37 à 82 m³/h) sur l'ensemble des essais. La valeur maximale correspond à une exposition Sud au vent mais aussi aux vitesses plus importantes du vent. On peut cependant estimer qu'une part importante de ce renouvellement d'air se fait via les conduits verticaux. L'écart de température entre l'air à l'intérieur des pièces de service et l'air extérieur atteint dans le dernier cas 12°C.

Cas	Direction du vent	U_{vent} (m/s)	$\Delta T_{int-ext}$ (°C)	N (vol/h)	Q_v (m³/h)
Chauffage arrêté	Nord-est	2 à 4	5 à 9	0,46	41
Chauffage électrique	Est	1.5 à 4	6 à 11	0,42	37
Chauffage par plancher	Sud	3 à 6	11 à 14	0,92	82

Tableau 2.19 : Renouvellement d'air dû à la ventilation naturelle dans le séjour.

2.7.1.2 Configuration 2 : portes ouvertes

Dans cette configuration, on ouvre les portes intérieures de la maison où le chauffage est arrêté. L'évolution des concentrations mesurées est illustrée par la Figure 2.47.

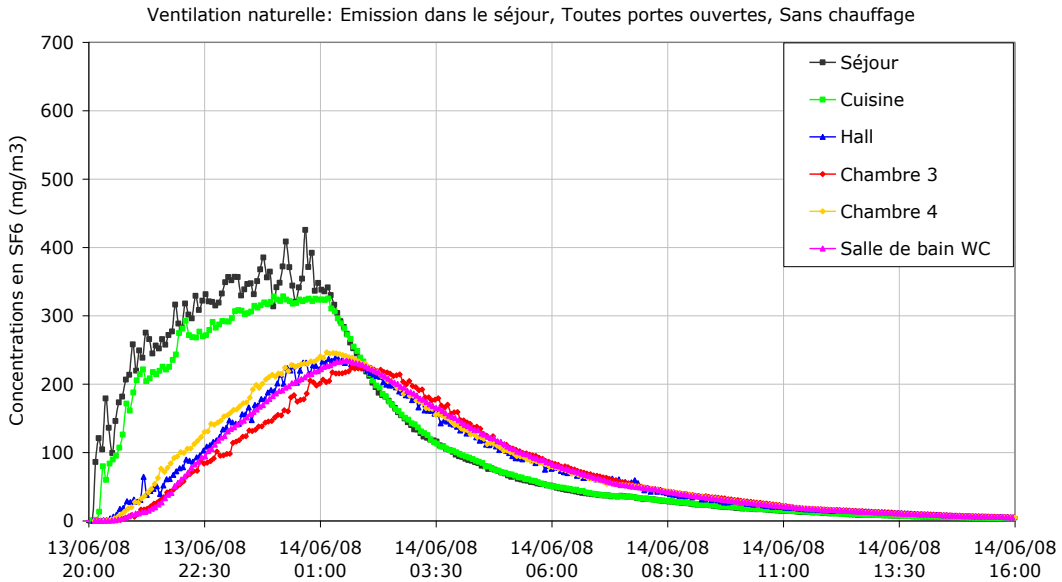


Figure 2.47 : Concentrations pour une pollution dans le séjour – portes ouvertes, maison non chauffée.

Comme dans le cas des systèmes de ventilation mécanique, l'ouverture des portes consacre la mise en défaut totale du principe de balayage pour une source de pollution située dans le séjour. Les concentrations mesurées sont assez proches, d'une part dans le séjour et la cuisine (plus de 300 mg/m³), et d'autre part, à l'étage où l'on mesure au moins 220 mg/m³. Les causes de cette distribution du polluant ont été évoquées précédemment.

2.7.2 Transferts de polluants à partir de la cuisine

2.7.2.1 Configuration 3 : portes fermées

Dans cette configuration, le gaz traceur est émis dans la cuisine, les portes fermées et le chauffage arrêté dans un premier temps. La Figure 2.48 présente les résultats obtenus.

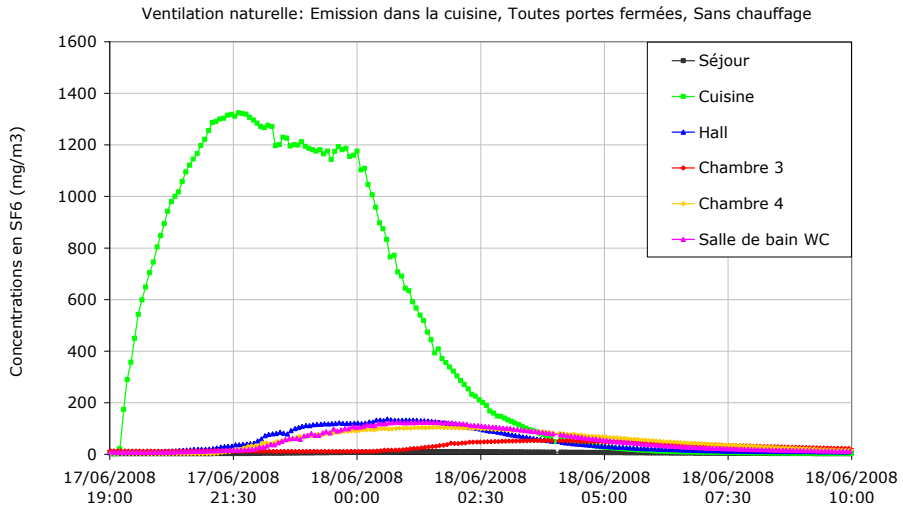


Figure 2.48 : Concentrations pour une pollution dans la cuisine – portes fermées, maison non chauffée.

L'émission dans la cuisine engendre une plus grande accumulation du polluant dans cette pièce qu'avec les systèmes mécaniques. La concentration y atteint 1300 mg/m³ alors qu'elle n'a jamais franchi le seuil de 800 mg/m³ pour la VMC. En revanche, il n'y a pratiquement pas de transfert du polluant vers le séjour (moins de 10 mg/m³). On note toutefois que les pièces expérimentées à l'étage sont polluées : la concentration dépasse 125 mg/m³ dans le hall et la salle de bain, et 100 mg/m³ dans la chambre 3. La chambre 4 est moins polluée avec un niveau de 50 mg/m³.

L'évolution de la concentration à l'étage affiche des déphasages avec celle de la cuisine. En effet, dans un premier temps le polluant reste uniquement dans la cuisine d'où il est extrait. Cette phase correspond à un vent de direction Est et de vitesse comprise entre 2 et 4 m/s. Ensuite, le vent provenant du Sud a contribué à polluer les pièces disposant d'une façade sous le vent, à savoir le hall, la salle de bain/WC et la chambre 4. La chambre 3, dont une façade est orientée Sud, n'est polluée en fin d'injection que pour la direction Nord du vent. Enfin, le séjour dont l'une des façades est constamment face au vent pendant l'émission du polluant reste protégé de la pollution.

Ainsi, comme constaté lors de l'essai dans le séjour, les transferts internes en ventilation naturelle sont fortement soumis aux conditions extérieures, notamment aux caractéristiques du vent. Deux autres tests ont été effectués pour vérifier les résultats précédents. Les concentrations mesurées sont illustrées par la Figure 2.49 et par la Figure 2.50.

Dans le « Test 2 » (Figure 2.49), la pollution dans la cuisine et dans la salle de bain atteint pratiquement le même niveau que précédemment. La chambre 3 et le séjour sont protégés des flux d'air pollué car, d'une part, le séjour dispose d'une façade face au vent d'Ouest, d'autre part, les façades (Sud et Est) de la chambre 3 sont n'est pas sous le vent. En revanche, du fait de sa position, la chambre 4 sous le vent est polluée par des effets traversants, mais dans une moindre mesure que dans le premier cas.

Dans le « Test 3 » réalisé avec le chauffage en marche (Figure 2.50), la concentration dans la pièce d'émission s'établit seulement à 850 mg/m³ et à moins de 45 mg/m³ dans le hall et dans la salle de bain. Les chambres sont très peu atteintes (respectivement 9 et 23 mg/m³) et la concentration est nulle dans le séjour, conséquences du vent de direction Sud.

Cependant, le Tableau 2.20 montre que cette bonne extraction dans la cuisine peut être attribuée au tirage thermique. En effet, les différences de température entre l'air intérieur et l'air extérieur est de 14°C pour la cuisine alors qu'elle n'est que de 6°C maximum lors des deux premiers tests. En outre, les taux de renouvellement d'air évalués par la méthode de décroissance de la concentration dans la cuisine montrent que le débit d'air dans le dernier cas est bien plus important. Ces débits d'air sont en-dessous du débit minimum requis en cuisine qui est de 45 m³/h. Ces valeurs relativement faibles sont dues au fait que, hormis le « Test 3 », les expérimentations ont été réalisées en début de la période chaude où les températures extérieures sont assez proches des températures intérieures. Un bon fonctionnement de l'extraction naturelle s'évaluerait mieux sur la période de chauffe où le tirage thermique est plus important. Malgré la faiblesse du renouvellement d'air, le transfert de polluant dans la maison à partir de la cuisine reste relativement faible, les flux d'air étant gouvernés par les seuls moteurs naturels.

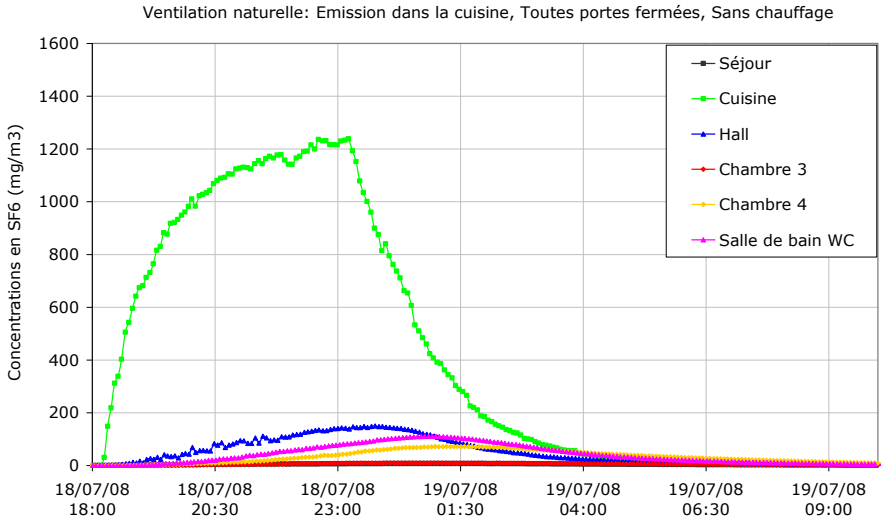


Figure 2.49 : Concentrations pour une pollution dans la cuisine – portes fermées, chauffage arrêté (Test 2).

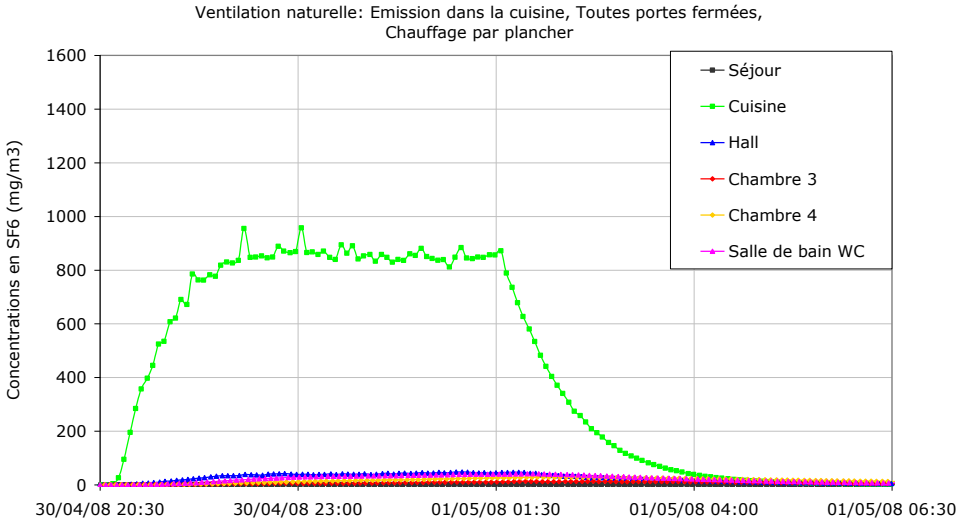


Figure 2.50 : Concentrations pour une pollution dans la cuisine – portes fermées, maison chauffée (Test 3).

Cas	Direction du vent	U_{vent} (m/s)	$\Delta T_{int-ext}$ (°C)	N (vol/h)	Q_v (m³/h)
1 : Chauffage arrêté	Est, Sud, Nord	1.5 à 4	5 à 8	0.77	21
2 : Chauffage arrêté	Ouest, Sud	2 à 5	5 à 7	0.72	19
3 : Chauffage par plancher	Sud	2 à 5	13 à 18	1.29	35

Tableau 2.20 : Renouvellement d'air dû à la ventilation naturelle dans la cuisine.

2.7.3 Transferts de polluants à partir d'une chambre

2.7.3.1 Configuration 5 : portes fermées

Dans cette configuration, l'émission est faite dans la chambre 3. Dans le test dont les résultats sont présentés par la Figure 2.51, le chauffage est en marche.

Les résultats de ce scénario montrent que la concentration du gaz traceur atteint un pic de 1580 mg/m³ dans la chambre source. Le polluant est entièrement évacué à l'étage : la concentration dans le séjour et la cuisine situés au niveau jardin est inférieure à 15 mg/m³. La chambre 4 sous le vent de Sud-ouest est fortement polluée avec une concentration de 200 mg/m³ qui est du reste supérieure à celle mesurée dans la salle de bain. Le vent modifie ainsi largement les flux d'air à l'étage.

Le taux de renouvellement d'air dans la chambre 3, présenté dans le Tableau 2.21, varie de 0,39 (pour un test non illustré ici) à 0,52 vol/h, soit des débits d'air de 12 à 16 m³/h. Ces valeurs, légèrement supérieures à celle obtenues dans le cas de la VMC simple flux, indiquent une prépondérance de l'action de vent par rapport au tirage thermique. Mais c'est surtout le vent de direction Sud qui permet d'obtenir un renouvellement d'air plus important dans le second cas alors que la différence de température est nettement inférieure.

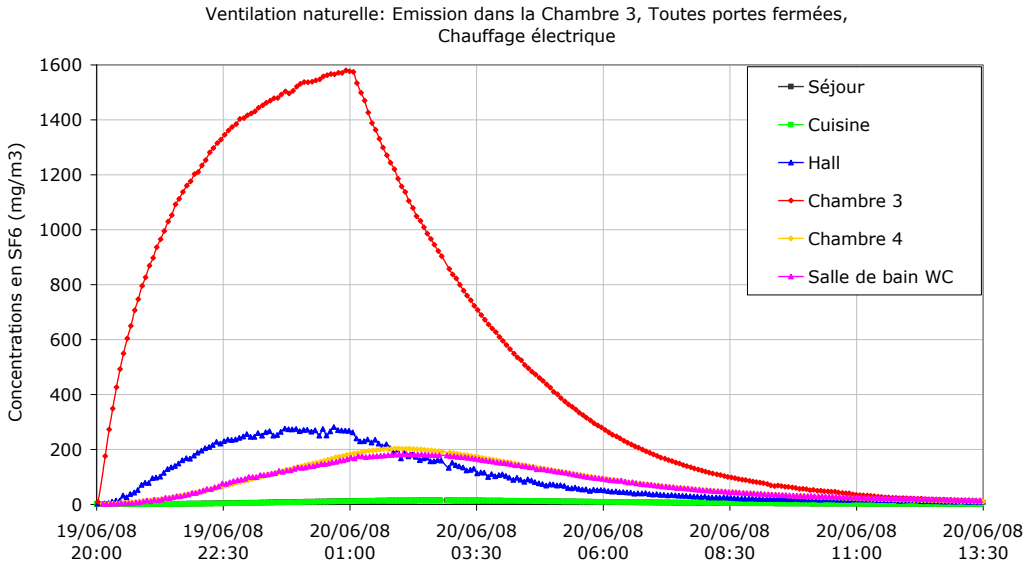


Figure 2.51 : Concentrations pour une pollution dans la chambre 3 – portes fermées, sans chauffage (cas 1).

Cas	Direction du vent	U_{vent} (m/s)	$\Delta T_{ch3-ext}$ (°C)	N (vol/h)	Q_v (m³/h)
1 : Chauffage électrique	Sud-ouest	2 à 3	12 à 17	0,39	12
2 : Chauffage arrêté	Sud, Sud-ouest	2 à 5	6 à 9	0,52	16

Tableau 2.21 : Renouvellement d'air dû à la ventilation naturelle dans la chambre 3.

2.7.4 Synthèse

Les résultats des essais montrent que le fonctionnement du principe de balayage avec la ventilation naturelle est fortement soumis à l'impact des deux moteurs de ce système de ventilation. D'une part, l'intensité et surtout la direction du vent peuvent permettre de protéger de la pollution une pièce face au vent. D'autre part, les pièces dont la façade est sous le vent subissent la pollution due aux débits traversants engendrés par le vent.

Au niveau du tirage thermique, les essais permettent de souligner une performance moyenne concernant l'extraction d'air et de l'élimination du polluant : ceci résulte en grand partie de l'insuffisance du tirage thermique dans les pièces de service.

Les essais ayant été conduits pour la plupart en début de la période chaude, les différences de température entre l'air intérieur et l'air extérieur ne sont pas assez élevées pour assurer les débits d'air requis par la réglementation. Néanmoins, ces tests permettent d'évaluer le potentiel et les limites de la ventilation naturelle par conduits en cette période de l'année.

2.8 DISCUSSION ET CONCLUSION

Dans ce chapitre, on a étudié expérimentalement dans la maison MARIA les performances de trois systèmes de ventilation en termes d'extraction de polluant, par des méthodes de gaz traceurs. Il s'agissait d'évaluer ces systèmes par rapport au fonctionnement du principe de balayage utilisé en France pour l'aération des bâtiments résidentiels. Ce principe préconise que le cheminement de l'air intérieur se fasse du séjour et des chambres vers la cuisine, la salle de bain, la douche et les toilettes. Différents scénarios de pollution ont ainsi été mis en œuvre en vue d'évaluer ces échanges aérauliques : la source a été successivement placée dans le séjour et la cuisine, dans la chambre 3 et enfin au sous-sol de la maison. On a en outre étudié l'influence que peuvent avoir la pratique des ouvrants intérieurs et les apports de chaleur.

Les résultats ont démontré que le principe de balayage fonctionne correctement dans plusieurs situations. La plupart des essais réalisés avec la VMC simple flux ont en effet montré que la mise en dépression du logement dans les pièces humides permet d'entraîner les flux d'air pollué vers ces pièces pour y être extraits. Le polluant émis dans la cuisine par exemple y est presque entièrement évacué.

Les résultats des études effectuées avec la VMC double flux sont particulièrement satisfaisants en termes de transferts aérauliques quel que soit l'emplacement de la source de polluant. La dépression créée dans les pièces techniques par l'extraction d'air vicié couplée à l'insufflation d'air neuf dans les pièces principales permet de drainer convenablement l'air vers les bouches d'extraction. Ainsi, en plus de permettre une récupération de chaleur sur l'air vicié pour le préchauffage de l'air neuf, la VMC double flux s'affiche comme un système de ventilation capable d'assurer une bonne protection des pièces principales contre les flux de polluant.

Pour les trois systèmes de ventilation étudiés, les résultats ont certes montré qu'il pouvait, dans certaines situations, exister des échanges d'air de l'étage vers les niveaux inférieurs. Mais ceux-ci sont très limités par l'influence du tirage thermique interne. En général, l'air chemine préférentiellement du bas vers le haut. Ce résultat est d'autant plus important que le potentiel d'extraction à l'étage était plus faible qu'au niveau jardin ; en outre, l'insufflation d'air neuf de la VMC double flux était deux fois plus importante à l'étage.

Cependant, le principe de balayage a été mis en défaut par différents paramètres. Le facteur ayant l'impact le plus important est assurément l'ouverture des portes intérieures. Celle-ci consacre le bouleversement total du sens des flux intérieurs. Les écoulements bidimensionnels qui s'établissent à travers ces grandes ouvertures permettent à l'air pollué de circuler sans grande résistance vers les pièces principales.

L'ouverture des portes a ainsi permis d'obtenir une distribution homogène du polluant à chaque niveau de la maison. Cette distribution implique que la diffusion peut être considérée dans certains cas pour l'évaluation des transferts de polluants à l'intérieur des bâtiments.

Les résultats ont également montré que le vent a un impact très visible sur les échanges aérauliques internes. Cette influence est particulièrement flagrante dans le cas de la ventilation naturelle dont il constitue l'un des moteurs de fonctionnement. Ainsi, les pièces disposant de façade sous le vent ont été polluées : soit très légèrement avec la VMC double flux, soit moyennement dans le cas de la VMC simple flux et fortement avec la ventilation naturelle. En revanche, le vent a aussi permis de protéger de la pollution les pièces disposant de façades face au vent.

Les résultats ont par ailleurs permis de souligner l'important effet traversant du vent dans le cas de la VMC double flux. En effet, du fait que ce système soit équilibré en débits d'insufflation et d'extraction, la ventilation double flux a peu d'influence sur les infiltrations d'air dans le bâtiment. Cela confirme la nécessité d'une très bonne étanchéité à l'air de l'enveloppe des bâtiments dans la mise en œuvre des systèmes de VMC double flux en vue de l'obtention de performances énergétiques optimales.

L'influence du tirage thermique sur les échanges aérauliques interzones a été difficilement perceptible du fait de la prépondérance de la ventilation mécanique et de l'action du vent, mais aussi des faibles écarts de température entre les zones. Cependant, certains tests ont permis de voir que la différence de température interne pouvait par moment contribuer à entraîner des débits d'air traversants.

En ce qui concerne la ventilation naturelle en particulier, les essais ayant été réalisés en début de la période chaude, les débits de renouvellement d'air calculés semblaient ne pas respecter les débits minimums requis notamment dans la cuisine. Cette faiblesse des débits d'extraction a conduit au non respect du principe de balayage dans la quasi-totalité des cas de ventilation naturelle. Néanmoins, dans les pièces principales, le renouvellement d'air a parfois été supérieur aux valeurs obtenues avec les systèmes mécaniques.

Enfin, les émissions de polluant effectuées dans le sous-sol de la maison ont permis de caractériser davantage les systèmes de ventilation. Ainsi, dans le cas de la VMC double flux, l'équilibre des débits d'air a empêché la pollution des zones habitables. En revanche, du fait de la dépression créée par la ventilation naturelle (résultats non présentés) et la VMC simple flux, le polluant a pu être transporté jusqu'à l'étage.

Ces résultats sont cependant à mettre en relation avec différents paramètres. Au niveau de l'architecture de la maison, l'existence d'une porte de communication entre le séjour et la cuisine a permis une bonne évacuation du polluant émis dans le séjour. Ensuite, les mesures n'ont pu être faites dans toutes les pièces du fait du nombre limité des voies de mesure ; il n'a donc pas été possible d'avoir une distribution plus complète de la pollution dans la maison. Notons par ailleurs que les résultats ont montré une répétitivité satisfaisante bien que les conditions extérieures ne soient pas contrôlables.

L'étude expérimentale des systèmes de ventilation réalisée dans la maison MARIA a permis de quantifier les échanges aérauliques interzones. Cependant, les résultats ne représentent globalement que des cas de pollution ponctuelle sur une journée. En vue de permettre une évaluation plus complète des systèmes de ventilation en termes de qualité d'air intérieur et d'impact énergétique, une étude est requise sur une durée plus étendue (période de chauffage, année complète…). Il faut pour cela disposer d'un outil thermo-aéraulique de simulation des bâtiments. Le développement de celui-ci constitue l'objet du CHAPITRE 3. Une fois le code validé, on procèdera (CHAPITRE 3) à la confrontation des résultats numériques et expérimentaux sur la base du modèle de la maison MARIA. Le code sera ensuite utilisé au CHAPITRE 4 pour l'étude numérique des performances des stratégies de ventilation.

CHAPITRE 3.

DEVELOPPEMENT D'UN MODELE THERMO-AERAULIQUE ET MULTIZONE DE BATIMENT

Ce chapitre présente la modélisation thermo-aéraulique du bâtiment effectuée en vue de l'étude des performances des systèmes de ventilation. Le bâtiment est représenté à l'aide de la modélisation nodale multizone. L'objectif est d'obtenir un modèle de la maison MARIA.

3.1 TYPOLOGIE DE LA MODELISATION DES BATIMENTS

Les différentes approches sur lesquelles reposent les outils de prédiction du comportement thermique et/ou aéraulique des bâtiments sont souvent classées en trois catégories selon le degré de complexité du problème : la méthode nodale, la méthode zonale et les codes CFD.

3.1.1 Les codes de champs

Pour étudier avec plus de précision les écoulements internes, on utilise les codes de champs ou CFD (*Computational Fluid Dynamics*). Ils visent à suppléer les expérimentations pour l'analyse des écoulements d'air à l'intérieur des bâtiments. En effet, ils présentent l'avantage d'être plus flexibles et moins onéreux 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 espèces polluantes, etc. Les codes CFD reposent sur des modes de résolution tels que les différences finies, les volumes finis, les éléments finis, ou les méthodes spectrales [Musy, 1999]. Ils calculent les paramètres d'état et de l'écoulement dans un maillage formant un réseau de volumes infinitésimaux auxquels on applique les équations de Navier-Stokes (masse, quantité de mouvement, énergie) et des modèles de turbulence.

Les codes de champs sont largement utilisés pour la simulation du comportement d'un local, mais plus rarement pour la modélisation d'un bâtiment dans son ensemble [Mora, 2003] car les ressources de calcul nécessaires dépassent en pratique les capacités des machines.

3.1.2 La méthode zonale ou intermédiaire

L'approche par des modèles zonaux intrazones fait un partitionnement à l'intérieur même d'une zone du bâtiment. Cette représentation répond à la nécessité de prédire de manière plus poussée les phénomènes physiques qui ont lieu à l'intérieur d'une enceinte, à savoir, une évaluation plus précise des mouvements d'air et des champs de température et de concentration. La finesse du maillage dépend alors de la précision recherchée au niveau des résultats. On résout, pour chaque sous-volume, le système d'équations couplées de conservation de la masse, de quantité de mouvement et de l'énergie. La méthode zonale permet de caractériser assez rapidement le comportement thermique d'un local en imposant les débits entre sous-volumes. Elle permet également d'estimer rapidement les écoulements et la distribution des champs scalaires dans le local en considérant les sous-volumes homogènes en température et en concentrations.

3.1.3 La méthode nodale multizone

La méthode de modélisation nodale consiste à représenter les zones d'un bâtiment par des nœuds représentant leur équilibre thermodynamique par les variables d'état que sont la température, la concentration de polluant, la pression de référence. La pression, quant à elle, varie de manière hydrostatique. On distingue le modèle monozone et le modèle multizone.

Le modèle monozone considère le bâtiment dans son ensemble comme une enceinte dont les caractéristiques internes sont parfaitement uniformes. Le comportement de l'ambiance est représenté par un seul jeu de variables d'état : température, pression de référence, concentration en polluant, etc. La prise en compte des phénomènes aérauliques se limite au calcul du renouvellement d'air global. Cependant, le rôle important des transferts interzones dans le comportement global du bâtiment a conduit les recherches vers une vision multizone des bâtiments.

Le modèle multizone découpe le bâtiment composé de plusieurs pièces en zones qui coïncident avec des pièces ou des groupements de pièces. Les zones sont idéalisées par un seul nœud de calcul (Figure 3.1).

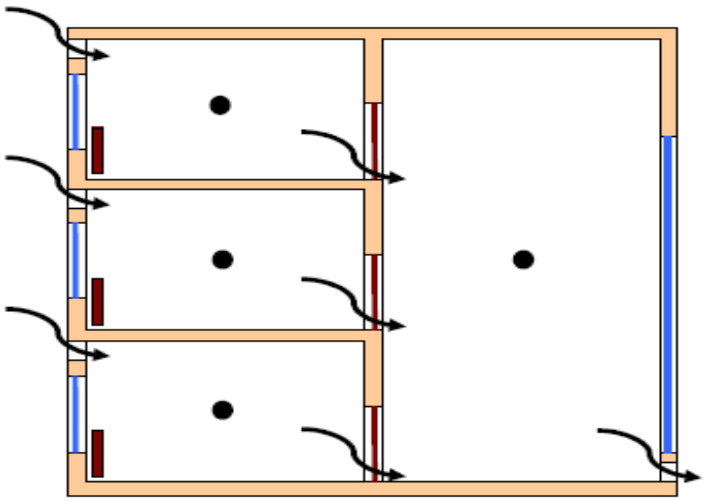


Figure 3.1 : Illustration de la modélisation multizone [Mora, 2003].

En effet, chaque zone est caractérisée par des paramètres d'état (température, pression, concentration) uniformes, l'hypothèse de mélange parfait et instantané au sein d'une zone étant également admise. En outre, l'enveloppe du bâtiment est décrite de façon détaillée afin de représenter les déperditions via les composants en façade. Les zones sont reliées entre elles par des éléments permettant la caractérisation des transferts interzones de masse et de chaleur. L'approche multizone permet ainsi de prendre en compte l'hétérogénéité de la température entre les pièces.

Selon les cas, les modèles multizones peuvent être dédiés au calcul des transferts interzones de masse, des consommations énergétiques du bâtiment, ou à l'évaluation de la qualité de l'air intérieur, l'appréciation de l'efficacité des systèmes de chauffage, de ventilation ou de climatisation. Ces évaluations peuvent se faire sur de longues périodes de temps, à savoir la saison de chauffage ou une année entière.

La présente étude porte sur l'évaluation des systèmes de ventilation dans les maisons individuelles. La modélisation porte par conséquent sur un bâtiment multizone. Elle vise à y étudier les transferts convectifs de masse et d'énergie sur des périodes longues. La modélisation multizone est donc mieux adaptée car elle offre plus de flexibilité au regard de la taille du bâtiment, des scénarios envisagés et des résultats attendus.

3.1.4 Choix du code de modélisation

3.1.4.1 Bilan des codes aérauliques

On dénombre une variété de codes de simulation aéraulique des bâtiments. Le Tableau 3.1 en présente une brève description.

Cependant, peu de codes proposent un modèle thermo-aéraulique. Le couplage de COMIS avec le code TRNSYS a permis d'obtenir un code thermo-aéraulique assez robuste pour la prise en compte à la fois des transferts aérauliques et de polluants dans le bâtiment et l'évaluation plus complète des dépenses énergétiques. Toutefois, la gestion de cet outil reste assez complexe, en particulier lorsqu'il s'agit d'inclure de nouveaux modules. Il s'agit pour nous de se doter d'un outil thermo-aéraulique robuste et malléable : il faut donc choisir l'environnement de modélisation convenable.

Modèle	Description
AIDA	modèle monozone pour l'évaluation des débits d'air à travers les orifices
AIRNET	modèle multizone disposant de modèles d'orifices et de grandes ouvertures
ASCOS	modèle multizone disposant de modèles d'orifices, de grandes ouvertures, de systèmes de ventilation, de chauffage et de conditionnement d'air et spécialisé dans la prédiction de la dispersion des fumées de tabac
BREEZE	modèle multizone disposant de modèles d'orifices, de grandes ouvertures et quelques systèmes HVAC
BREVENT	modèle monozone de représentation des défauts d'étanchéité
CBSAIR	modèle aéraulique multizone
COMIS	modèle aéraulique multizone : modélise les orifices, les grandes ouvertures (avec prise en compte de la turbulence), les ventilateurs, les contrôleurs de débits ; prédiction des échanges aérauliques et de la dispersion de polluants.
CONTAM	modèle aéraulique multizone : modélise les orifices, les grandes ouvertures et une représentation des débits d'air forcés. Conçu principalement pour la prédiction des dispersions de polluants.
ESP	prédiction de la performance globale de l'environnement des bâtiments incluant des modules de calcul des échanges d'air interzones ; prédiction des transferts de masse et de chaleur à l'intérieur des bâtiments ou du réseau
LBL MODEL	modèle monozone de représentation des défauts d'étanchéité
MZAP	modèle multizone disposant de modèles d'orifices et de grandes ouvertures
NORMA	modèle monozone dédié à l'étude de la performance énergétique des bâtiments
PASSPORT-AIR	modèle thermique incluant des modules pour la ventilation naturelle
TURBUL	modèle monozone incluant les effets de compressibilité et de turbulence du vent sur les échanges aérauliques à travers les ouvertures
VENCON	modèle multizone disposant de modèles d'orifices, de grandes ouvertures et quelques systèmes HVAC

Tableau 3.1 : Brève description de codes dédiés aux bâtiments [Warren, 2000].

3.1.4.2 Le code SIREN

Le code SIREN (*Simulation du RENouvellement d'air*) [Villenave, 2006] est un code développé par le CSTB pour l'appréciation des systèmes de ventilation, en particulier dans le cadre des avis techniques sur les systèmes de ventilation hygroréglables. Il a également été utilisé comme outil de simulation dans le cadre des travaux de l'annexe 27 [Millet, 1995].

Dans ce code, le bâtiment est considéré monozone en pression : cela revient à négliger les pertes de charge au niveau des portes intérieures. Les différences de pression intérieure sont donc dues à la masse volumique de l'air. Il est en outre possible de tenir compte de la stratification thermique entre zones, en particulier pour les logements à plusieurs niveaux naturellement ventilés. SIREN est cependant multizone du point de vue aéraulique et permet ainsi d'évaluer les débits d'air et les transferts de polluants interzones. Le renouvellement d'air est évalué par la résolution de l'équation de conservation de la masse appliquée au bâtiment entier. Une fois le débit d'air à travers chaque composant en façade connu, on en déduit, à l'aide du bilan de masse d'air dans chaque zone, le débit échangé entre la pièce considérée et le hall.

L'une des hypothèses majeures dans cette modélisation est que tous les débits d'air internes transitent par un hall : toutes les zones sont en liaison aéraulique avec cette zone de transit mais ne communiquent pas entre elles. Les autres hypothèses sont les suivantes :

- la pression intérieure est considérée hydrostatique ;
- le mélange est parfait et instantané ;
- chaque porte est supposée soit fermée, soit ouverte à un instant donné.

SIREN dispose de différents composants de ventilation définis par des lois débit-pression :

- la perméabilité à l'air qui représente les défauts d'étanchéité de l'enveloppe ;
- des entrées d'air et bouches d'extraction fixes, autoréglables ou hygroréglables ;
- des bouches d'extraction ou de soufflage à débit constant, à deux débits ou à section variable.

Certains composants comportent des dispositifs anti-retour pour éviter les effets traversants ou le refoulement, en particulier en ventilation naturelle. D'autres incorporent une minuterie pour la gestion des débits. On dispose enfin de modèles de fenêtre et de conduit de ventilation naturelle.

Le code SIREN fait appel, pour les simulations, à divers fichiers de données relatives à la météo, aux coefficients de pression, au système de ventilation, à la stratification (profil de température intérieure), aux scénarios d'occupation du logement et de production de polluants (humidité, dioxyde de carbone et trois polluants génériques). Les simulations sont ainsi conduites pour une saison complète de chauffage (1er septembre au 20 mai).

On peut en définitive estimer que le code SIREN présente des avantages qui serviront de point de départ à la modélisation aéraulique présentée dans les prochains paragraphes.

3.1.4.3 SIMBAD Building & HVAC Toolbox

La bibliothèque de simulation des bâtiments SIMBAD (*SIMulator of Building And Devices*) [SIMBAD, 2005] est un outil développé par le CSTB dans l'environnement Matlab/Simulink.

MATLAB [MATLAB, 2005] est un langage interprété, dit langage de programmation évolué où l'utilisateur est dispensé de la lourdeur syntaxique des langages classiques pour faciliter les calculs matriciels. Développé en langage C orienté objet, MATLAB peut fonctionner :

- en mode interactif : les instructions sont exécutées au fur et à mesure qu'elles sont données par l'usager,
- et/ou en mode exécutif : MATLAB exécute ligne par ligne un programme en langage MATLAB à partir d'un « fichier .m »

SIMULINK [SIMULINK, 2000] est quant à lui un environnement de simulation graphique qui utilise MATLAB comme solveur. Il permet de représenter les fonctions mathématiques et les systèmes sous forme de schémas blocs. Il dispose pour cela d'une bibliothèque de blocs de calcul élémentaire que l'utilisateur peut assembler pour créer des systèmes sans écrire des lignes de codes. Cet environnement interactif permet de modéliser, simuler et analyser des systèmes dynamiques (y compris les systèmes discrets), analogiques ou mixtes.

Du fait de sa convivialité, MATLAB/SIMULINK est de plus en plus utilisé pour différentes études, notamment dans le domaine du bâtiment, notamment le couplage MATLAB-TRNSYS pour l'optimisation des stratégies de contrôle [Kummert, 1997], l'étude des stratégies de contrôle de la ventilation hybride avec un modèle monozone [Cron et al, 2002].

Dans le même temps, le CSTB a développé dans l'environnement MATLAB/SIMULINK la bibliothèque de composants SIMBAD pour mener des études et des recherches sur la conception et la gestion des systèmes liés aux bâtiments. Il s'agit d'un outil de génie climatique qui contient des modèles de bâtiment (Mozart, Matisse, bureaux…), de systèmes de chauffage et de climatisation pour réaliser des simulations en régime dynamique. Il contient également des modèles de calcul liés à l'environnement du bâtiment et des interfaces de communication avec des actionneurs et des régulateurs réels (Figure 3.2).

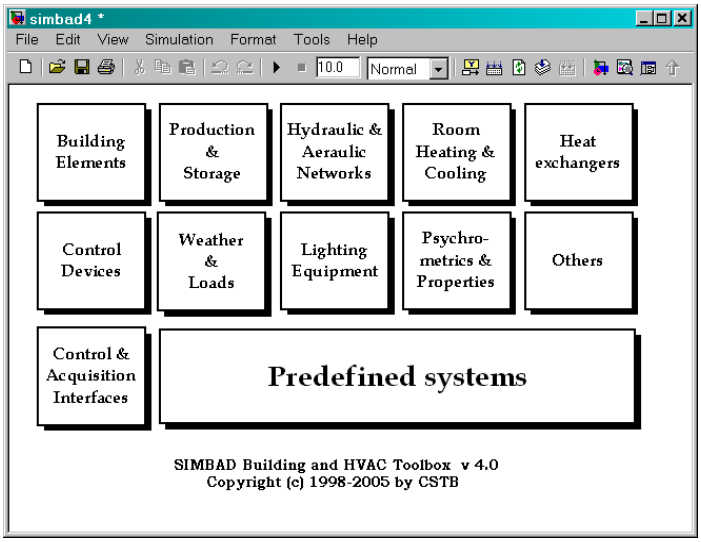


Figure 3.2 : La bibliothèque SIMBAD dans l'environnement Matlab/Simulink.

SIMBAD a été utilisé pour différents travaux, notamment :

- le contrôle de la ventilation hybride par Jreijiry [Jreijiry, 2004] ;
- l'optimisation des réseaux hydrauliques par Couillaud [Couillaud, 2006] ;
- l'étude de l'influence de l'humidité sur les interactions entre polluants gazeux et matériaux du bâtiment par Bouilly [Bouilly, 2007] ;
- le développement d'une méthodologie de conception de bâtiments à basse consommation d'énergie par Chlela [Chlela, 2008].

C'est dans cette logique de continuité que nous avons opté pour l'environnement Matlab/Simulink pour la modélisation et la simulation des stratégies de ventilation. Cependant, la bibliothèque SIMBAD ne dispose pas de modèles complets de simulation des systèmes de ventilation. Les premiers modèles aérauliques ont été introduits par Jréijiry [Jreijiry, 2004] lors d'une étude portant sur la ventilation hybride. Ces modèles ont été repris dans le cadre de nos travaux. Des composants aérauliques et systèmes de ventilation ont en outre été implémentés en vue de disposer d'une bibliothèque la plus complète possible pour la simulation et l'analyse des stratégies de ventilation. Ces modèles sont décrits dans les paragraphes ci-après.

3.2 MODELISATION DES COMPOSANTS AERAULIQUES

On présente dans ce paragraphe les composants modélisés pour la simulation des systèmes de ventilation dans les bâtiments. Le modèle aéraulique du bâtiment multizone développé dans le cadre de la présente étude est régi par les lois débit-pression représentatives des composants de ventilation : trous, fissures, entrées d'air, bouches d'extraction et de soufflage, détalonnage sous les portes, grandes ouvertures. Ceux-ci sont caractérisés par :

- des paramètres de référence qui peuvent être des données soit fournies par le constructeur (pression de référence, module d'entrée d'air, courbes du ventilateur), soit issues de l'expérimentation (perméabilité à l'air de l'enveloppe) ou du dimensionnement de la ventilation (sections de bouches d'extraction, de conduits) ;
- la hauteur par rapport au plancher des zones mises en relation pour le calcul de la différence de pression entre ces zones ;
- leur orientation lorsqu'il s'agit de composants en façade.

Le modèle comporte, suivant le cas considéré, des réseaux de conduits avec des calculs de pertes de charge. Un système de ventilation étant par définition une combinaison des différents composants requis pour fournir la ventilation, ces composants doivent être complémentaires de sorte que les débits de ventilation soient maîtrisés.

3.2.1 Modélisation de l'environnement du bâtiment

La modélisation du bâtiment requiert la prise en compte de son environnement. Cela concerne la modélisation de la masse volumique de l'air humide, les champs de pression, l'action du vent sur le bâtiment et le tirage thermique.

3.2.1.1 La masse volumique de l'air humide

La masse volumique de l'air dépend de la température de l'air et de la pression mais aussi des concentrations des différentes espèces gazeuses présentes dans l'air. Parmi les polluants les plus courants de l'air, l'humidité semble avoir une part prépondérante sur la masse volumique de l'air. Allard [Allard, 1992a] a ainsi montré que la force gravitationnelle d'une humidité absolue de 5 g/kg d'air sec est équivalente à l'effet d'une différence de température de 1°C. Nous avons par conséquent tenu compte de ce résultat dans la modélisation de la masse volumique de l'air humide qui est donnée par la relation :

$$\rho = \frac{\rho_0 T_0}{T} \times \frac{P}{P_0} \times \frac{1+\omega}{1+\omega \times (M_a/M_v)} \qquad \textbf{(3.1)}$$

avec :

ρ_0	*masse volumique de l'air sec dans les conditions de référence (P_0=101325 Pa ; T_0=273.15 K)*	*(kg/m³)*
ω	*humidité absolue de l'air*	*(kg/kg)*
M_a, M_v	*masses molaires respectives de l'air sec et de la vapeur d'eau contenue dans l'air*	*(kg/mol)*

3.2.1.2 Distribution de la pression

Les mouvements d'air à l'intérieur du bâtiment résultent des différences de pression entre les zones et des différences de pression entre l'intérieur et l'extérieur du bâtiment. Hormis l'effet des systèmes de ventilation, ces écarts de pression sont engendrés par l'effet du vent et par le tirage thermique.

Les écoulements d'air autour des bâtiments peuvent affecter le confort des occupants et le bon fonctionnement des systèmes couplés au bâtiment, notamment les systèmes de ventilation, de chauffage, de climatisation et de protection contre les nuisances des ambiances extérieures.

L'effet direct du vent sur un bâtiment est lié à la structure même des écoulements principaux et secondaires qui vont créer des champs de pression hétérogènes et variables autour des bâtiments.

Afin de tenir compte des perturbations aérodynamiques du milieu bâti et des conditions topographiques du site, le modèle implémenté ajuste la vitesse extraite du fichier météo (mesurée à une station météorologique) en fonction des particularités du site d'implantation du bâtiment. Il existe, dans la littérature, différentes approches permettant de déduire la vitesse du vent sur site du vent en fonction de vitesse météo, notamment :

- la loi puissance [Brunt, 1952] :

$$\frac{U(z)}{U(z_{ref})} = \left(\frac{z}{z_{ref}}\right)^{\alpha} \quad \textbf{(3.2)}$$

- la loi logarithmique [Sutton, 1937] :

$$\frac{U(z)}{U(z_{ref})} = \frac{ln(z/z_0)}{ln(z_{ref}/z_{0,ref})} \quad \textbf{(3.3)}$$

avec :

z, z_{ref}	*respectivement hauteur sur site et hauteur de référence (site météo)*	*(m)*
$z_0, z_{0,ref}$	*respectivement la rugosité sur site et la rugosité de référence*	*(m)*
α	*constante caractéristique du site d'implantation (loi puissance)*	*(-)*

Une autre méthode d'ajustement, adoptée par la British Standards Institution [BS5925, 1991], est basée sur l'équation suivante {[Allard, 1998], [Awbi, 2003]} :

$$U_w = k_w \times z^{a_w} \times U_{met} \quad \textbf{(3.4)}$$

Cette méthode est très répandue et plusieurs bases de données existent. Les valeurs coefficients k_w et a_w qui dépendent de la rugosité du terrain figurent dans le Tableau 3.2.

Description du terrain	k_w	a_w
Terrain plat exposé	0,68	0,17
Région rurale avec des brise-vent dispersés	0,52	0,20
Milieu urbain	0,35	0,25
Centre-ville	0,21	0,33

Tableau 3.2 : Constantes des caractéristiques du site d'implantation du bâtiment {[BS5925, 1991], [Allard, 1998], [Awbi, 2003]}.

Par ailleurs, la pression du vent sur l'enveloppe du bâtiment est déterminée par l'équation :

$$p_w = C_p \times \frac{1}{2} \times \rho_{ext} \times U_w^2 \quad \textbf{(3.5)}$$

Le coefficient de pression (C_p) décrit la distribution de pression du vent sur l'enveloppe des bâtiments : c'est le rapport de la pression dynamique de surface par la pression dynamique dans l'écoulement non perturbé, mesurée à une hauteur de référence. Il est négatif sur les façades sous le vent (en dépression) et positif sur celles face au vent (en surpression). Cette distribution est illustrée par la Figure 3.3.

Le coefficient de pression dépend de la vitesse et la direction du vent relative au bâtiment, de l'exposition du bâtiment, c'est-à-dire sa localisation par rapport aux autres bâtiments, la topographie et la rugosité du terrain, et de la géométrie du bâtiment lui-même.

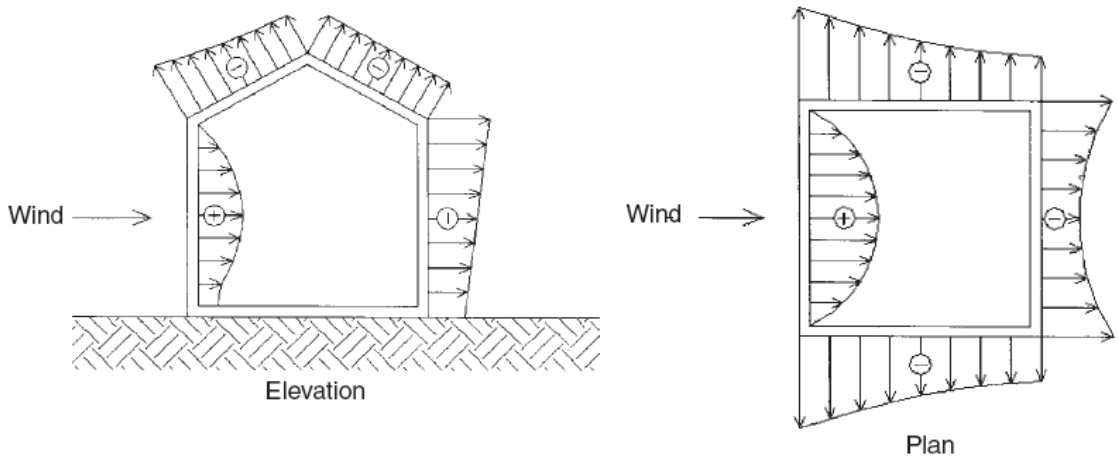


Figure 3.3 : Distribution de la pression autour d'un bâtiment [Awbi, 2003].

La détermination du coefficient de pression fait appel à différentes méthodes. Selon Grosso [Grosso, 1992], les évaluations les plus complètes prenant en considération la distribution de C_p sur l'enveloppe de bâtiments peuvent être faites par les approches suivantes :

- des mesures in situ, sur le bâtiment étudié à échelle réelle ;
- des mesures en soufflerie sur une maquette d'un bâtiment existant ou conçu ;
- la génération de valeurs de C_p par des modèles aérauliques numériques 3D ;
- la génération de valeurs de C_p par des modèles numériques basés sur l'analyse paramétrique des résultats de tests en soufflerie.

La première approche reste difficile à suivre car elle nécessite la mobilisation de moyens économiques importants et de temps de travail conséquent. La deuxième possibilité dépend de la disponibilité d'équipement d'essai et de personnel qualifié. La troisième implique des calculs complexes et s'avère coûteuse en temps. Quant à la dernière approche, elle semble assurer un accès aisé aux données de C_p disponibles en utilisant un algorithme simple.

Plusieurs auteurs se sont intéressés aux effets du vent sur les distributions de pression pour alimenter les codes de transfert aérauliques. Cela a abouti à des méthodes de détermination ou de banques de données. Ainsi, Allen [Allen, 1984] a proposé une représentation de la dépendance du C_p vis-à-vis de l'angle d'incidence du vent par des séries de Fourier. Malgré ses limites, cette méthode montre la nécessité d'intégrer d'autres paramètres caractéristiques de l'environnement et du bâtiment pour prétendre à une approche générale.

Le code CPBANK proposé par Bala [Bala, 1987] inclut des données de C_p prédéterminées pour plusieurs géométries de bâtiments et types d'exposition au vent. Il recherche, à partir de ces données issues d'études en soufflerie, les valeurs de C_p correspondant le mieux aux caractéristiques du vent et du bâtiment réel.

Durant les projets COMIS et PASCOOL, une analyse de régression des C_p a été effectuée et le code CPCALC+ [Grosso, 1994] a été développé en utilisant des données issues de la littérature et d'expérimentations spécifiques faites à cet effet. L'analyse des données a permis de définir les paramètres de corrélation étudiés, leur variation, la reproductibilité des tests. La régression a conduit à une formulation permettant de fournir des coefficients de pression pour une large gamme de configurations. Cependant, ces travaux n'étant pas exhaustifs et dans des circonstances spécifiques, les C_p ne peuvent bien souvent être obtenus que par des essais en soufflerie.

Un autre phénomène physique qui influence les infiltrations et les transferts aérauliques entre zones d'un bâtiment est le tirage thermique dû aux différences de densité de l'air entre deux zones voisines liées à leur différence de température ou de teneur en eau. Le phénomène physique de base est ici la pression hydrostatique de l'air qui s'écrit :

$$p_i = p_{i,0} - \rho_i \times g \times h_i \quad \textbf{(3.6)}$$

La différence de pression hydrostatique de part et d'autre de l'orifice de la Figure 3.4,

$$\Delta p_{21} = \left(p_{2,0} - p_{1,0}\right) - g \times \left[\rho_2\left(z_2 - z_{2,0}\right) - \rho_1\left(z_1 - z_{1,0}\right)\right] \quad \textbf{(3.7)}$$

permet de déterminer la dépression créée par le tirage thermique par l'équation :

$$\Delta p_{therm} = -g \times \left[\rho_2\left(z_2 - z_{2,0}\right) - \rho_1\left(z_1 - z_{1,0}\right)\right] = -g \times (\rho_2 h_2 - \rho_1 h_1) \quad \textbf{(3.8)}$$

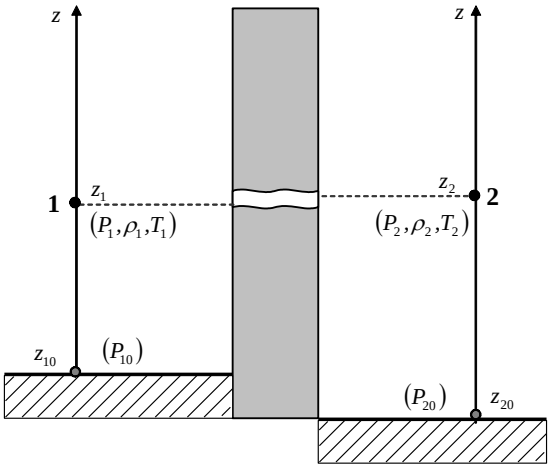


Figure 3.4 : Tirage thermique entre deux milieux à travers un orifice.

La différence de pression totale entre l'intérieur et l'extérieur du bâtiment résulte des effets combinés du vent, du tirage thermique et de la pression intérieure de référence :

$$\Delta p_{tot} + p_{i,0} = p_w + \Delta p_{therm} \quad \textbf{(3.9)}$$

L'objectif de la résolution est la détermination de la pression intérieure de référence $p_{i,0}$. Les calculs s'effectuent en pression relative, la pression extérieure au sol est considérée nulle. Les composants de ventilation modélisés sont présentés dans les paragraphes suivants.

3.2.2 Modélisation des petites ouvertures

Dans le cas d'un orifice théorique ne perturbant pas l'écoulement, c'est-à-dire un petit orifice à travers lequel l'air ne peut circuler que dans un seul sens (tube de courant en état stationnaire), la chute de pression est proportionnelle au carré de la vitesse V du fluide :

$$p_i - p_j = \frac{1}{2} \times \rho \times V^2 \quad \textbf{(3.10)}$$

L'expression du débit théorique à travers un orifice de section A est donc :

$$\dot{m}_{théorique} = \rho \times A \times \sqrt{\frac{2 \times \Delta p}{\rho}} \quad \textbf{(3.11)}$$

En réalité, le débit est objectivement affecté par les caractéristiques géométriques de l'orifice et par la viscosité du fluide. On introduit le coefficient de décharge, C_d, qui permet d'obtenir le débit réel traversant l'orifice à partir du débit théorique qui passerait à travers un tube de courant théorique de même section que l'orifice réel :

$$\dot{m} = C_d \times A \times \sqrt{2 \times \rho \times \Delta p} \qquad tel\ que \qquad C_d = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_{théorique}} \quad \textbf{(3.12)}$$

Par ailleurs, pour les fissures et les orifices de géométrie complexe (ou pour des groupes de fissures), la dépendance du débit à la chute de pression est encore plus complexe. Cette dépendance se représente par une loi empirique en puissance de la chute de pression :

$$\dot{m} = K \times \Delta p^n \quad \textbf{(3.13)}$$

L'exposant *n* varie entre 0,5 pour les écoulements turbulents et 1 pour les écoulements laminaires. Le coefficient *K* inclut les caractéristiques géométriques de l'orifice, les pertes de charge ainsi que la modification des lignes de courant au passage de celui-ci. Il peut être interprété physiquement comme le débit dû à une chute de pression unitaire. Toutefois, une correction a été apportée au coefficient *K* dans le code COMIS pour tenir compte de l'influence de la température sur le coefficient de décharge [Feustel, 1990] :

$$\dot{m} = \rho \times K_Q C_Q \times \Delta p^n \quad \textbf{(3.14)}$$

Le coefficient C_Q est déterminé pour des conditions standard de température et de pression (293,15 K ; 101325 Pa). Le facteur de température K_Q permet d'ajuster les valeurs des débits à travers les petites ouvertures pour les différents états de l'air :

$$K_Q = \left(\frac{\rho_0}{\rho}\right)^n \left(\frac{V_0}{V}\right)^{2n-1} \cong \left(\frac{T}{T_0}\right)^n \left(\frac{T_0 - 136}{T - 136}\right)^{2n-1} \quad \textbf{(3.15)}$$

Le facteur K_Q est nécessaire lorsque n est différent de $2/3$: en dessous de cette valeur, il croit avec la différence de température et inversement [Feustel, 1990]. On considère l'écoulement turbulent à travers les composants de ventilation, $n = 1/2$, d'où :

$$K_Q = \sqrt{\rho_0/\rho} \qquad et \qquad C_Q = q_{v0}/\sqrt{\Delta p_0} \quad \textbf{(3.16)}$$

Cette correction a été également prise en compte dans le code SIREN [Villenave, 2006] qui est la base du modèle actuel. Finalement, le débit d'air à travers l'orifice s'écrit :

$$\dot{m} = \frac{\rho_0 q_{v0}}{\sqrt{\Delta p_0}} \times \sqrt{\frac{\rho}{\rho_0}|\Delta p|} = C_K \times \sqrt{\frac{\rho}{\rho_0}|\Delta p|} \quad \textbf{(3.17)}$$

3.2.3 Modélisation des défauts d'étanchéité

La perméabilité à l'air est traitée dans le modèle comme un composant de ventilation. Ce composant représente les défauts d'étanchéité de l'enveloppe du bâtiment à l'aide d'un orifice ou d'une fissure. Ce modèle permet de quantifier les infiltrations et les exfiltrations d'air à travers l'enveloppe du bâtiment car il est directement soumis à l'action du vent.

Les paramètres K et n de l'équation des orifices (3.13) ont été expérimentalement évalués pour les défauts d'étanchéité de l'enveloppe de la maison MARIA (voir CHAPITRE 2). Ils peuvent ainsi être utilisés dans le modèle. La relation suivante permet de représenter la perméabilité d'une façade :

$$\dot{m} = signe(\Delta p) \times \frac{A_{façade}}{A_E} \times \rho K |\Delta p|^n \qquad \text{où :} \quad \rho = \begin{cases} \rho_{int} & si \quad \Delta p < 0 \\ \rho_{ext} & si \quad \Delta p \geq 0 \end{cases} \qquad \textbf{(3.18)}$$

Lorsqu'on ne dispose pas de mesure, on peut considérer un débit d'air q_{v0} correspondant au débit à travers les défauts d'étanchéité à la pression de référence Δp_0, d'où la formulation :

$$\dot{m} = signe(\Delta p) \times P_{\Delta p} \times A_{façade} \times \rho \times \left(\frac{|\Delta p|}{\Delta p_0}\right)^n \qquad \textbf{(3.19)}$$

Les valeurs de la perméabilité à l'air, $P_{\Delta p}$ ($m^3/h/m^2$), sont généralement déterminées $\Delta p_0 = 4$ Pa correspondant à la dépression la plus couramment rencontrée dans les bâtiments résidentiels. En outre, l'exposant n est pris égal à 2/3 comme l'ont montré les résultats des essais (Cf. CHAPITRE 2). Dans la présente étude, les deux possibilités ont été mises en œuvre.

3.2.4 Les composants de type entrées d'air

L'air neuf entre dans le logement via des entrées d'air situées en façade des pièces principales.

- **Entrée d'air fixe ou grille**

La section de passage d'une entrée d'air fixe ne peut être modifiée. Le débit les traversant dépend des masses volumiques et de la différence de pression :

$$\dot{m} = signe(\Delta p) \times \frac{\rho_0 q_{v0}}{\sqrt{\Delta p_0}} \sqrt{\frac{\rho}{\rho_0} |\Delta p|} \qquad \text{où :} \quad \rho = \begin{cases} \rho_{int} & si \quad \Delta p < 0 \\ \rho_{ext} & si \quad \Delta p \geq 0 \end{cases} \qquad \textbf{(3.20)}$$

Ce modèle permet également de représenter les bouches de soufflage dans le cadre des systèmes de ventilation à insufflation d'air.

- **Entrée d'air autoréglable**

La section de passage se modifie automatiquement pour maintenir le débit d'air constant quelle que soit la différence de pression au niveau de l'entrée d'air. Elle présente l'avantage de limiter les débits en présence de vent et de protéger ainsi l'usager des courants d'air froid. Il existe des entrées d'air autoréglables de type passif et ceux de type actif muni de régulateur à moteur [De Gids, 1997].

Le débit d'air à travers des entrées d'air autoréglables passives varie :

- quadratiquement si $\Delta p \leq \Delta p_{\text{inf}}$;
- linéairement de $q_{v,inf}$ à $q_{v,sup}$ pour $\Delta p_{\text{inf}} \leq \Delta p \leq \Delta p_{\text{sup}}$;
- quadratiquement lorsque $\Delta p > \Delta p_{\text{sup}}$.

Le débit d'air est déterminé par les expressions suivantes en fonction de la plage de pression :

$$\dot{m} = \begin{cases} -\dfrac{\rho_0 q_{v,inf}}{\sqrt{\Delta p_{inf}}}\sqrt{\dfrac{\rho_{int}}{\rho_0}|\Delta p|} & si \quad \Delta p < 0 \\ +\dfrac{\rho_0 q_{v,inf}}{\sqrt{\Delta p_{inf}}}\sqrt{\dfrac{\rho_{ext}}{\rho_0}\Delta p} & si \quad 0 \le \Delta p < \Delta p_{inf} \\ +\sqrt{\rho_0 \rho_{ext}}\,(a \times \Delta p + b\,) & si \quad \Delta p_{inf} \le \Delta p \le \Delta p_{sup} \\ +\dfrac{\rho_0 q_{v,sup}}{\sqrt{\Delta p_{sup}}}\sqrt{\dfrac{\rho_{ext}}{\rho_0}\Delta p} & si \quad \Delta p_{sup} < \Delta p \end{cases} \qquad \textbf{(3.21)}$$

$$avec: \qquad a = \frac{q_{v,sup} - q_{v,inf}}{\Delta p_{sup} - \Delta p_{inf}} \qquad b = q_{v,inf} - a \times \Delta p_{inf}$$

Cette formulation est utilisée en absence de données d'essais. Ces entrées d'air sont munies d'un module généralement de 15, 30 ou 45 m³/h sous une différence de pression de 20 Pa. La Figure 3.5 présente la caractéristique expérimentale débit-pression d'une entrée d'air autoréglable de module 30 m³/h sous une dépression de 20 Pa. L'évolution des courbes montre que les débits dans la plage de fonctionnement sont supérieurs à ceux de la formulation théorique.

Pour tenir compte de cette différence et avoir un nombre de choix élargi, le modèle implémenté propose à la fois la formulation théorique et une base de données de résultats expérimentaux relatifs à diverses entrées d'air autoréglables.

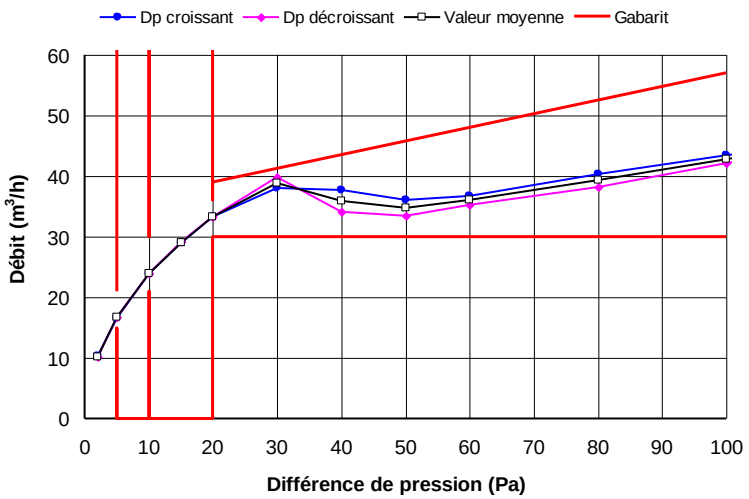


Figure 3.5 : Caractéristique expérimentale d'une entrée d'air autoréglable acoustique de module 30 m³/h sous 20 Pa [CSTB, 2005].

- **Entrée d'air hygroréglable**

Une entrée d'air hygroréglable a la particularité de voir sa section de passage se modifier automatiquement, faisant ainsi varier le débit d'air en fonction de l'humidité relative de l'air de la pièce desservie. Ce composant est en effet doté de membranes sensibles à l'humidité ambiante.

Il présente ainsi l'avantage de moduler le débit d'air neuf en fonction de l'occupation des pièces principales du logement, assurant ainsi une bonne qualité d'air intérieure et une limitation des déperditions énergétiques dues au renouvellement d'air.

La courbe caractéristique évolue de manière quadratique sur toute la plage de pression. Cependant, le débit d'air varie linéairement en fonction de l'humidité relative de $q_{v,inf}$ à $q_{v,sup}$ et entre HR_{inf} et HR_{sup} (Figure 3.6) :

$$\dot{m} = signe(\Delta p) \times C_k \sqrt{\frac{\rho}{\rho_0}|\Delta p|} \qquad \text{où :} \qquad \rho = \begin{cases} \rho_{int} & si \quad \Delta p < 0 \\ \rho_{ext} & si \quad \Delta p \geq 0 \end{cases} \tag{3.22}$$

où :

$$\begin{cases} HR < HR_{inf} & \Rightarrow C_k = \dfrac{\rho_0 q_{v,inf}}{\sqrt{\Delta p_0}} \\ HR_{inf} \leq HR \leq HR_{sup} & \Rightarrow C_k = \dfrac{\rho_0}{\sqrt{\Delta p_0}} \left[q_{v,inf} + \left(q_{v,sup} - q_{v,inf} \right) \dfrac{HR - HR_{inf}}{HR_{sup} - HR_{inf}} \right] \\ HR > HR_{sup} & \Rightarrow C_k = \dfrac{\rho_0 q_{v,sup}}{\sqrt{\Delta p_0}} \end{cases} \tag{3.23}$$

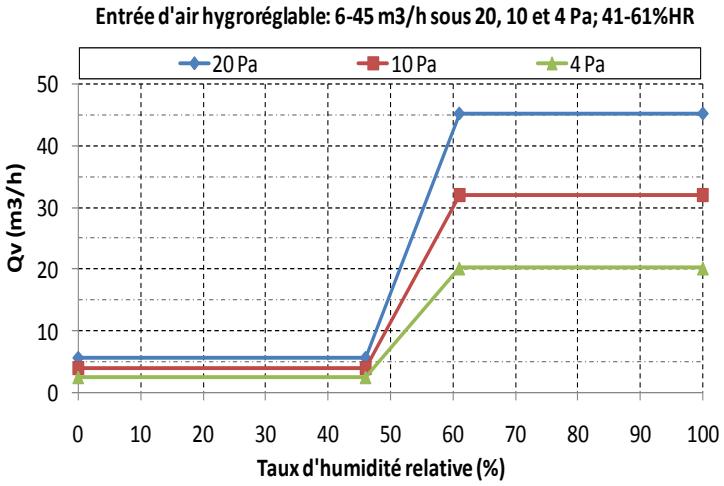


Figure 3.6 : Caractéristique d'une entrée d'air hygroréglable.

3.2.5 Les composants de type bouches d'extraction

L'air vicié est extrait du logement via des bouches d'extraction situées dans les pièces de service. Trois types de bouches d'extraction ont été modélisés.

- **Grille d'extraction fixe**

Elle est rencontrée presque exclusivement dans les systèmes à simple extraction : VMC, ventilation naturelle. La section de passage d'une grille d'extraction d'air fixe ne peut être modifiée. La formulation du débit la traversant est calculée de la même manière que pour une entrée d'air fixe.

- **Bouche d'extraction autoréglable**

Comme pour l'entrée d'air du même type, la section de passage d'une bouche d'extraction autoréglable se modifie automatiquement pour limiter les variations du débit d'air extrait indépendamment des variations de différence de pression de part et d'autre de la bouche. En cuisine, elle est munie d'un volet permettant l'extraction d'un débit de pointe au moment de la préparation des repas. Toutefois, l'expression générale du débit d'air est similaire à celle d'une entrée d'air autoréglable.

La Figure 3.7 présente les caractéristiques expérimentales d'une bouche d'extraction autoréglable de module 15/30 m³/h dans la plage 50-150 Pa pour les toilettes. La Figure 3.8 présente quant à elle les caractéristiques débit-pression réelles d'une bouche d'extraction autoréglable de module 45/135 m³/h (sous 50-150 Pa) destinée à une utilisation dans les cuisines des logements de type F6. Dans ces deux cas, les débits réels sont supérieurs aux débits nominaux pour chaque mode de fonctionnement. On a modélisé donc chaque bouche à l'aide de l'expression analytique du débit d'air et des caractéristiques expérimentales pour obtenir une large gamme de choix.

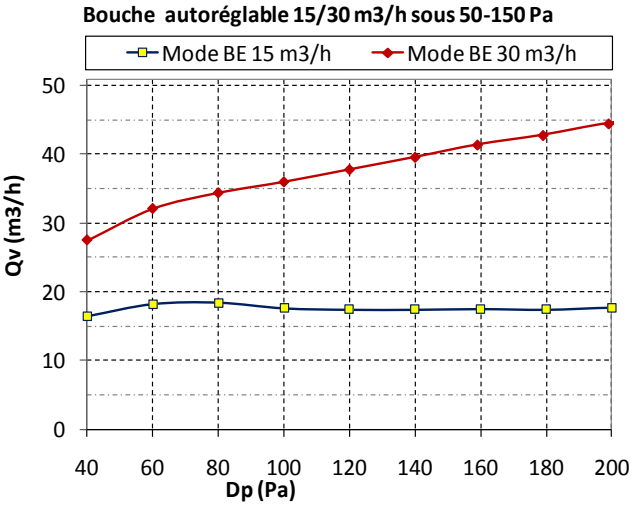


Figure 3.7 : Caractéristiques d'une bouche d'extraction autoréglable [CSTB, 2003].

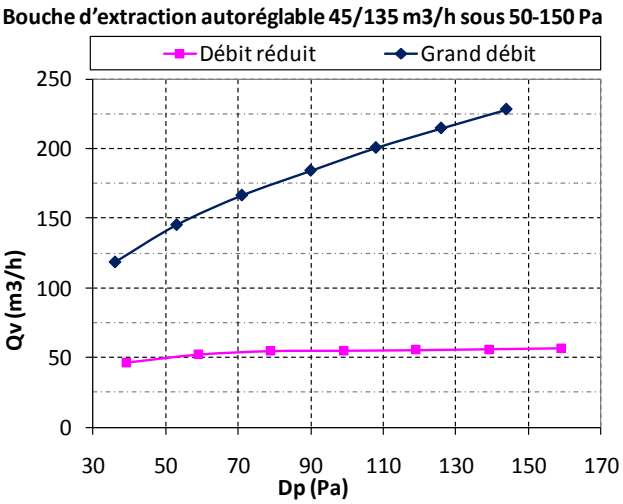


Figure 3.8 : Caractéristiques d'une bouche d'extraction autoréglable pour la cuisine [CSTB, 2003].

- **Bouche d'extraction hygroréglable**

C'est une bouche dont la section de passage se modifie automatiquement pour faire varier le débit en fonction de l'humidité de l'air qui la traverse. Elle présente l'avantage de s'adapter aux besoins des usagers : le débit croît lorsque le taux de vapeur d'eau augmente dans l'enceinte. Les débits nominaux sont en général donnés par les constructeurs pour une pression de 100 Pa ou 80 Pa. La formulation du débit d'air est identique à celle d'une entrée d'air hygroréglable. En outre, le modèle implémenté permet de prendre en compte un débit de pointe en cuisine au moment de la préparation des repas.

Il existe par ailleurs d'autres composants asservis à des paramètres intérieurs tels que la présence humaine, l'humidité relative ou la concentration en dioxyde de carbone grâce à des capteurs de présence, d'humidité ou de CO_2.

3.2.6 Liaisons internes et grandes ouvertures verticales

- **Détalonnage sous les portes**

Les échanges aérauliques entre les zones sont représentés par un modèle d'orifice représentant les pertes de charge à l'intérieur du bâtiment via le détalonnage sous les portes fermées. Le débit s'exprime alors comme suit :

$$\dot{m} = signe(\Delta p) \times C_D \times A\sqrt{2\rho|\Delta p|} \qquad \text{où :} \qquad \rho = \begin{cases} \rho_i & si \quad \Delta p < 0 \\ \rho_j & si \quad \Delta p \geq 0 \end{cases} \qquad \textbf{(3.24)}$$

Un modèle de grande ouverture verticale a été également inclus, avec la possibilité du choix entre la fermeture et l'ouverture de celle-ci. Ce modèle peut être utilisé comme une porte intérieure ou extérieure ou une fenêtre. Dans les deux derniers cas, la pression du vent doit être prise en compte.

- **Coefficient de décharge (grandes ouvertures)**

Le coefficient de décharge C_D rend compte de la contraction de l'écoulement due à l'ouverture. Il existe différentes formulations du C_D, notamment :

- le modèle de Kiel et Wilson [ASHRAE, 1993] avec une dépendance vis-à-vis de la différence de température :

$$C_D = 0{,}4 + 0{,}0045 \times |T_{int} - T_{ext}| \qquad pour \quad 0{,}5 < |T_{int} - T_{ext}| < 40 \qquad \textbf{(3.25)}$$

- le modèle établi par Pelletret [Pelletret, 1991] où C_D dépend alors de la hauteur H de l'ouverture et de celle de la pièce H_r :

$$C_D = 0{,}609 \times \frac{H}{H_r} - 0{,}066 \qquad pour \quad 0{,}2 \leq \frac{H}{H_r} \leq 0{,}9 \qquad \textbf{(3.26)}$$

- **Théorie des grandes ouvertures verticales**

De nombreux auteurs se sont ainsi intéressés aux échanges aérauliques à travers les grandes ouvertures, notamment [Allard, 1992a] et [Van der Maas, 1992]. Elles ont aussi fait l'objet de modélisation dans les codes COMIS {[Allard, 1992b], [Feustel, 1990]} et AIRNET [Walton, 1989]. La connaissance de phénomènes physiques régissant les écoulements d'air à travers les grandes ouvertures est en effet nécessaire à la prédiction du transport de polluant dans les bâtiments multizones. L'air peut en effet circuler dans différents sens à travers une porte.

Cet écoulement bidirectionnel, caractéristique des grandes ouvertures, a une variété de causes pouvant être réparties en deux principales catégories [Van der Maas, 1992]. D'une part, celles qui induisent un flux stationnaire en vertu de leur valeur moyenne : ce sont les effets de la vitesse moyenne du vent, les écoulements gravitationnels dus aux gradients de densité, les effets des écoulements en couches limites développées dans une cavité, et les effets induits par les systèmes de ventilation ou de chauffage. D'autre part, celles dont l'effet est dû à leur nature fluctuante : ce sont les flux d'air résultant des fluctuations de pressions. Ces fluctuations peuvent être provoquées par la turbulence du vent d'approche ou par celle induite par le bâtiment lui-même.

Lorsqu'un fluide traverse un orifice de petite dimension d'un grand réservoir stationnaire à un autre avec une densité différente, l'expression de l'écoulement peut être obtenue par application du théorème de Bernoulli. Le fluide entrant dans une pièce par une petite ouverture peut être traité comme un jet dans un réservoir.

Cette approximation des jets stipule que le champ de pression dans le jet est déterminé par la distribution de pression dans la zone réceptrice. En outre, du fait des grands volumes impliqués, il est raisonnable de supposer que loin de l'ouverture les vitesses sont nulles.

Quatre principales hypothèses sont faites en vue d'étendre cette approche de l'orifice aux grandes ouvertures [Etheridge, 1996] :

- à l'approche et dans l'ouverture, il n'y a ni mélange ni échange thermique entre les lignes de courant opposées ;
- à hauteur du plan neutre, la pression du fluide est identique de part et d'autre de l'ouverture ;
- les lignes de courant dans les grandes ouvertures verticales sont parallèles et horizontales ;
- la pression du fluide entrant dans une zone est égale à la pression hydrostatique.

Dans cette approche, l'air est considéré comme un fluide incompressible, non-visqueux et de densité constante. On suppose donc l'écoulement stationnaire et uniquement dépendant des gradients de pression de part et d'autre de l'ouverture.

Si l'on considère un domaine physique constitué de deux zones semi-infinies $T_1 > T_j$ séparées par une grande ouverture verticale (Cf. Figure 3.9), le long d'une ligne de courant (de la zone i au point E), l'équation de Bernoulli permet d'écrire :

$$p_i(z) + \rho_i g z = p_E(z) + \rho_i g z + \frac{1}{2}\rho_i U_E^2 \qquad \textbf{(3.27)}$$

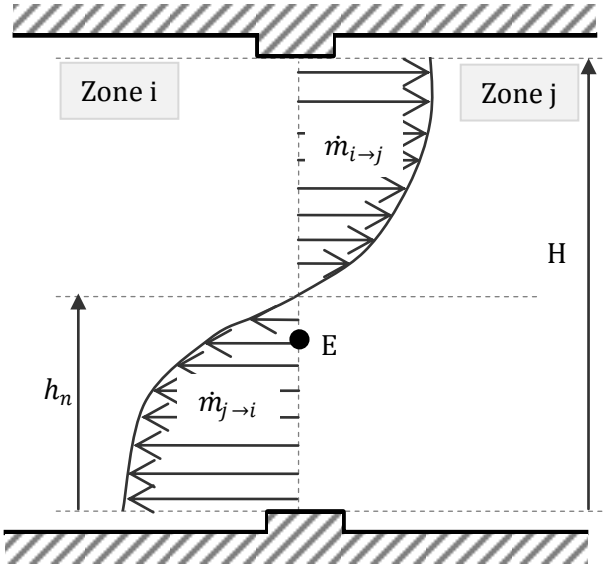


Figure 3.9 : Profil des vitesses d'air à travers une grande ouverture verticale [Allard, 1992a].

La pression hydrostatique dans la zone i étant donnée par l'équation (3.6), la vitesse d'air dans l'ouverture s'écrit à l'aide de la solution analytique de Brown et Solvasson [Brown, 1962] :

$$U(z) = signe(\Delta p) \times \sqrt{\frac{2 \times |\Delta p|}{\rho}} \qquad o\grave{u} : \quad \rho = \begin{cases} \rho_1 & si \quad \Delta p < 0 \\ \rho_2 & si \quad \Delta p \geq 0 \end{cases} \qquad \textbf{(3.28)}$$

On définit le plan neutre par la hauteur, notée z_n ou h_n, à laquelle la différence de pression de part et d'autre de l'ouverture est nulle :

$$z_n(z) = \frac{p_{2,0} - p_{1,0}}{g \times (\rho_2 - \rho_1)} \qquad \textbf{(3.29)}$$

Les débits dans les deux sens s'écrivent alors :

$$\begin{cases} \dot{m}_{1\to 2} = C_D W \int_{z_n}^{H} \rho_1 U(z) dz = \dfrac{C_D W}{3} \sqrt{8\rho_1 \Delta\rho \; g (H - z_n)^3} \\ \dot{m}_{2\to 1} = C_D W \int_{0}^{z_n} \rho_2 U(z) dz = \dfrac{C_D W}{3} \sqrt{8\rho_2 \Delta\rho \; g z_n^3} \end{cases} \qquad \textbf{(3.30)}$$

En outre, Allard [Allard, 1992a] propose de simuler l'effet de la turbulence en ajoutant un terme au calcul de la différence de pression qui varie linéairement avec la hauteur :

$$\Delta p_t = \Delta p_{t0} + b_t z \qquad \textbf{(3.31)}$$

Si l'on considère une variation linéaire de la masse volumique avec la hauteur telle que

$$\rho_i = \rho_{i,0} + b_i z \tag{3.32}$$

l'équation $U(z) = 0$ revient alors à résoudre l'expression :

$$\frac{1}{2}(b_1 - b_2)gz^2 + (\rho_{1,0} - \rho_{2,0})gz + (p_{2,0} - p_{1,0}) = 0 \tag{3.33}$$

Deux plans neutres de hauteurs respectives z_{n1} et z_{n2} peuvent ainsi apparaître (Figure 3.10). Les débits mis en jeu s'écrivent alors :

$$\begin{cases} \dot{m}_{0;Zn1} = C_D W \int_0^{Zn1} \rho_1 U(z) dz \\ \dot{m}_{Zn1;Zn2} = C_D W \int_{Zn1}^{Zn2} \rho_2 U(z) dz \\ \dot{m}_{Zn2;H} = C_D W \int_{Zn2}^{H} \rho_1 U(z) dz \end{cases} \tag{3.34}$$

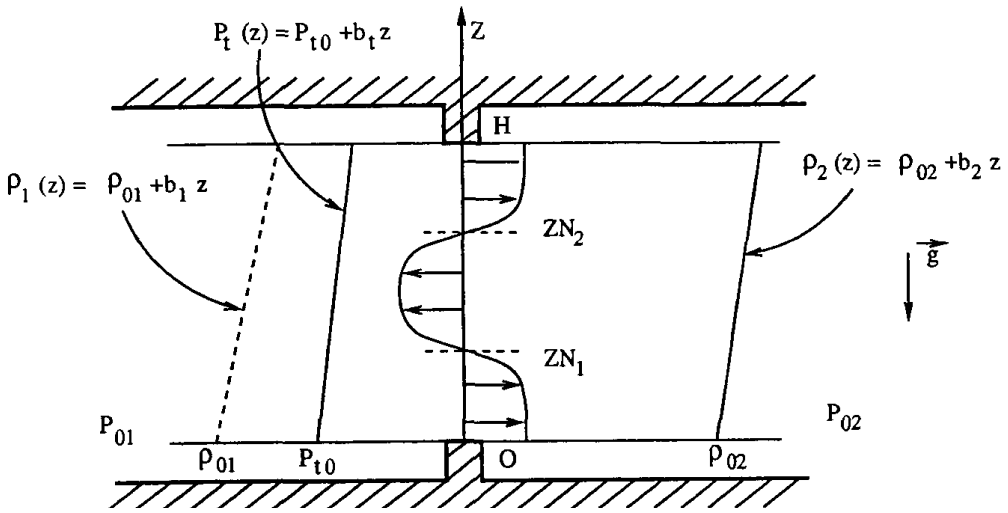


Figure 3.10 : Grande ouverture verticale avec deux plans neutres [Allard, 1992a].

Ces intégrales sont résolues par des méthodes numériques. La prise en compte de la turbulence et de la variation spatiale de la masse volumique est effective dans le code COMIS [Allard, 1992b], contrairement au code CONTAM. Toutefois, le modèle implémenté dans SIMULINK ne considère que la masse volumique spatialement constante.

- **Modèle de grande ouverture verticale**

Le modèle présenté ci-après est essentiellement inspiré du modèle d'AIRNET [Walton, 1989]. Ce modèle est détaillé comme suit. Lorsque les masses volumiques de l'air sont égales de part et d'autre de l'ouverture, la hauteur neutre ne peut être calculée : puisqu'il n'y pas de possibilité d'avoir un écoulement à double sens, la porte peut être représentée par le modèle d'orifice :

$$\dot{m} = signe(\Delta p) \times C_D \times W \times H\sqrt{2\rho|\Delta p|} \qquad \text{où :} \qquad \rho = \begin{cases} \rho_i & si \quad \Delta p < 0 \\ \rho_j & si \quad \Delta p \geq 0 \end{cases} \tag{3.35}$$

Dans le cas où les masses volumiques sont différentes, les situations sont les suivantes :

- si $h_n \leq 0$ ou $h_n \geq H$, la hauteur neutre ne se trouve pas dans l'ouverture et l'écoulement est à sens unique ; ce sens dépend alors du signe de $\Delta\rho$;
- si $0 \leq h_n \leq H$, la hauteur neutre est dans l'ouverture et l'écoulement à double sens.

L'intégration des équations de débit aboutit à différentes solutions selon l'évolution de h_n et le signe de $\Delta\rho = \rho_j - \rho_i$. En définissant les paramètres suivants :

$$\begin{cases} G = \frac{2}{3} C_D W \sqrt{2g|\Delta\rho|} & f_a = |H - h_n|^{3/2} \qquad f_b = |h_n|^{3/2} \\ G' = C_D W \sqrt{\frac{2}{g|\Delta\rho|}} & f_a' = |H - h_n|^{1/2} \qquad f_b' = |h_n|^{1/2} \end{cases} \tag{3.36}$$

Les différents cas possibles sont présentés ci-dessous pour $\Delta\rho \neq 0$:

(i) Cas 1 : $h_n \leq 0$, l'écoulement est à sens unique « au-dessus » du plan neutre :

$$\begin{cases} \Delta\rho > 0: & \dot{m} = -G\sqrt{\rho_i}|f_a - f_b| ; \qquad \partial\dot{m}/\partial P_j = G' \sqrt{\rho_i}|f_a' - f_b'| \\ \Delta\rho < 0: & \dot{m} = +G\sqrt{\rho_j}|f_a - f_b| ; \qquad \partial\dot{m}/\partial P_j = G' \sqrt{\rho_j}|f_a' - f_b'| \end{cases} \tag{3.37}$$

(ii) Cas 2 : $h_n \geq H$, l'écoulement est à sens unique « en dessous » du plan neutre :

$$\begin{cases} \Delta\rho > 0: & \dot{m} = +G\sqrt{\rho_j}|f_a - f_b| ; \qquad \partial\dot{m}/\partial P_j = G' \sqrt{\rho_j}|f_a' - f_b'| \\ \Delta\rho < 0: & \dot{m} = -G\sqrt{\rho_i}|f_a - f_b| ; \qquad \partial\dot{m}/\partial P_j = G' \sqrt{\rho_i}|f_a' - f_b'| \end{cases} \tag{3.38}$$

(iii) Cas 3 : $0 < h_n < H$, l'écoulement est à double sens :

$$\Delta\rho > 0: \begin{cases} \dot{m}_{above} = -G\sqrt{\rho_i} f_a ; & \partial\dot{m}/\partial P_j = G' \sqrt{\rho_i} f_a' \\ \dot{m}_{\mathrm{bottom}} = +G\sqrt{\rho_j} f_a ; & \partial\dot{m}/\partial P_j = G' \sqrt{\rho_i} f_b' \end{cases} \tag{3.39}$$

$$\Delta\rho < 0: \begin{cases} \dot{m}_{above} = +G\sqrt{\rho_j} f_a ; & \partial\dot{m}/\partial P_j = G' \sqrt{\rho_i} f_a' \\ \dot{m}_{bottom} = -G\sqrt{\rho_i} f_a ; & \partial\dot{m}/\partial P_j = G' \sqrt{\rho_i} f_b' \end{cases} \tag{3.40}$$

$$avec \quad \partial\dot{m}/\partial P_i = -\partial\dot{m}/\partial P_j$$

- **Modèle de fenêtre**

Phaff et De Gids [De Gids, 1997] ont proposé une corrélation empirique simple qui décrit la vitesse d'infiltration à travers une fenêtre ouverte en fonction de la température, de la vitesse du vent et des termes de fluctuation qui représentent l'infiltration turbulente additionnelle quand l'influence du vent et de la température est nulle.

Pour une vitesse moyenne nulle du vent, le terme fluctuant représente une chute de pression supplémentaire notée C_T qui dépend de l'exposant n de l'écoulement :

$$C_T = 0{,}01 \left(\frac{1-n}{n}\right)^4 \tag{3.41}$$

Pour un écoulement complètement turbulent, n=0,5 et $C_T = 0{,}01$ sont des valeurs communément utilisées. La vitesse de l'air à travers l'ouverture est donc :

$$V_{fen} = C_T + C_W U_w^2 + C_{ST} H |T_{int} - T_{ext}| \quad \textbf{(3.42)}$$

Le débit d'air traversant la fenêtre s'écrit alors :

$$\dot{m}_{fen} = \frac{1}{2} \rho C_D A_{eff} \sqrt{C_T + C_W U_w^2 + C_{ST} H |T_{int} - T_{ext}|} \quad \textbf{(3.43)}$$

avec :

C_T=0,01	*effet de la turbulence*	*(-)*
C_W=0,001	*effet du vent*	*(-)*
C_{ST}=0,0035	*effet du tirage thermique*	*(-)*
A_{eff}	*aire d'ouverture effective de la fenêtre*	*(m²)*

3.2.7 Les conduits de ventilation

Les conduits sont caractérisés par un coefficient de perte de charge singulière dépendant de la forme géométrique des singularités rencontrées, un coefficient de perte de charge linéique due à la rugosité des parois et par ses dimensions géométriques. Les pertes de charge par frottement s'expriment grâce au coefficient de perte de charge par frottement de l'unité de longueur :

$$\Delta p_{frot} = \lambda \frac{L}{D_H} \times \left(\frac{1}{2} \rho V^2 \right) \quad \textbf{(3.44)}$$

$D_H = 4S/\Pi$ est le diamètre hydraulique de la section S de la conduite considérée, Π le périmètre du conduit et V la vitesse de l'air.

Le modèle de conduit permet d'utiliser selon les cas des conduits à section circulaire, rectangulaire ou annulaire suivant le besoin. Cette différenciation intervient au niveau du diamètre hydraulique D_H dont les différentes formulations sont données dans le Tableau 3.3.

Section conduit	Diamètre hydraulique
Circulaire de diamètre D_0	$D_H = D_0$
Rectangulaire de côté a_0 et b_0	$D_H = 2a_0b_0/(a_0 + b_0)$
Annulaire de diamètres D_{int} et D_{ext}	$D_H = D_{ext} - D_{int}$

Tableau 3.3 : Calcul du diamètre hydraulique

Pour une valeur du rapport L/D_H le coefficient de perte de charge linéique λ dépend de la nature du conduit, du nombre de Reynolds (donc du régime de l'écoulement) et du degré de rugosité $\bar{\varepsilon} = \varepsilon/D_H$ des parois (où ε est la hauteur moyenne des aspérités de rugosité). Pour les conduits rugueux, parmi les formulations pour le calcul du coefficient λ (Colebrook, Nikuradse, Prandtl-Nikuradse), compte tenu du peu de différence sur le calcul final de perte de charge, on peut retenir la formulation simple de Prandtl-Nikuradse [I.E IDEL'CIK, 1969] :

$$\lambda = \frac{1}{\left(2 \times log\left(\frac{3{,}7}{\bar{\varepsilon}} \right) \right)^2} \quad \textbf{(3.45)}$$

En revanche, pour les conduits lisses, la loi de Blasius peut être utilisée :

$$\lambda = \frac{0{,}3164}{R_e^{0{,}25}} \quad \textbf{(3.46)}$$

La perte de charge produite par une singularité est donnée par l'expression :

$$\Delta p_{sing} = \zeta \times \left(\frac{1}{2}\rho V^2\right) \quad \textbf{(3.47)}$$

où ζ est le coefficient de perte de charge singulière dépendant du nombre de Reynolds R_e et du type de singularité considéré.

Dans le cas d'une installation constituée par une suite de conduits et de singularités placées en série, le principe de superposition permet de déterminer la perte de charge totale du réseau :

$$\Delta p_{tot} = \Delta p_{frot} + \Delta p_{sing} = \left(\lambda \frac{L}{D_H} + \sum_i \zeta_i\right) \times \frac{1}{2}\rho \left(\frac{\dot{m}}{\rho A}\right)^2 \quad \textbf{(3.48)}$$

Enfin, dans les modèles implémentés, les coefficients de pertes de charge régulières (λ) sont des paramètres à définir par l'utilisateur, tandis que les pertes de charge singulières (ζ) sont déterminées suivant la singularité et à l'aide de formulations contenues dans le catalogue I.E IDEL'CIK [I.E IDEL'CIK, 1969].

3.2.8 Les ventilateurs

Les systèmes mécaniques utilisés pour apporter et/ou extraire l'air de manière forcée contiennent généralement un ventilateur. Le ventilateur est caractérisé par sa courbe débit-pression, son rendement et son éventuel coefficient de perte de charge. Ce sont des données fournies par le constructeur à l'issue de tests dans des conditions particulières. La courbe de performance débit-pression du ventilateur est le plus souvent représentée par une fonction polynomiale du type $\Delta p_{ventil} = f(Q_v)$: les courbes des ventilateurs modélisés sont présentées au paragraphe 3.6.

Dans la présente modélisation, un ventilateur à l'arrêt est considéré comme un élément passif avec une perte de charge singulière proportionnelle à la vitesse de l'air suivante l'équation (3.47).

La puissance P_{arbre} disponible sur l'arbre du ventilateur, c'est-à-dire celle que le ventilateur doit fournir pour à la fois vaincre toutes les pertes de charge et imposer les débits aux bouches d'extraction ou d'insufflation, s'écrit à l'aide de l'expression :

$$P_{arbre} = \frac{1}{3600} \times \frac{Q_v \times \Delta p_{ventil}}{\eta_{tot}} \qquad (W) \quad \textbf{(3.49)}$$

Le débit volume du ventilateur est généralement connu. Mais on calcule la charge Δp_{ventil} pour les conditions de marche connaissant les débits requis aux bouches et les pertes de charge du réseau entier, ventilateur compris. Il faut toutefois rapporter ces grandeurs aux conditions pour lesquelles on donne les caractéristiques du générateur.

3.2.9 L'échangeur de chaleur

L'efficacité d'un échangeur mesure le rapport entre le flux de chaleur échangé par l'appareil réel et le flux maximal échangé par l'appareil supposé de longueur infinie fonctionnant avec les mêmes températures d'entrée. Du fait de la variation des débits extrait et insufflé, une correction est apportée au calcul de l'efficacité sur la température [Irving, 1994].

L'efficacité de l'échangeur de chaleur illustré par la Figure 3.11 s'écrit :

$$\varepsilon_{ech} = \frac{T_2 - T_1}{T_3 - T_1} \times \frac{\dot{m}_s}{min(\dot{m}_s, \dot{m}_e)} \quad \textbf{(3.50)}$$

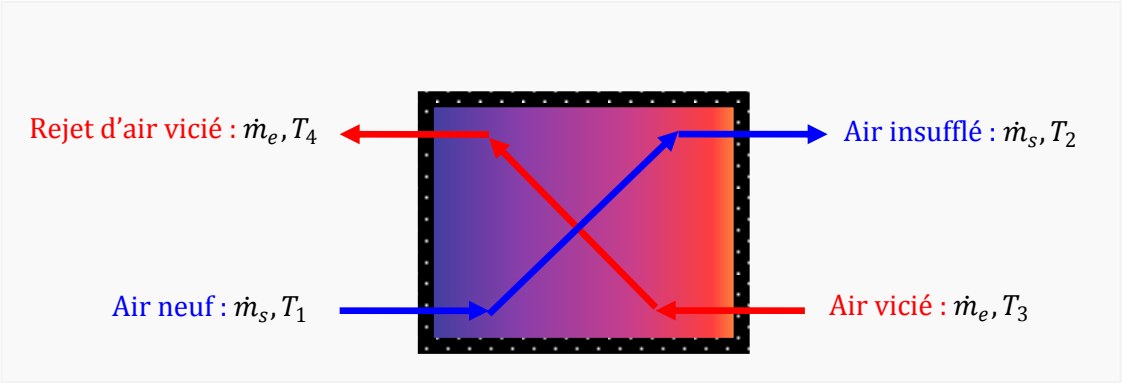


Figure 3.11 : Schéma de l'échangeur de chaleur.

L'objectif de la récupération de chaleur sur l'air extrait est de préchauffer l'air neuf insufflé dans les pièces principales afin de limiter les apports de chaleur par le système de chauffage.

La température de l'air insufflé dans les pièces s'écrit :

$$T_2 = T_1 + \varepsilon_{ech} \times (T_3 - T_1) \times \frac{min(\dot{m}_s, \dot{m}_e)}{\dot{m}_s} \quad \textbf{(3.51)}$$

Dans cette expression, la température de l'air repris est obtenue par une moyenne pondérée des températures de l'air issu des pièces de service où a lieu l'extraction :

$$T_3 = \frac{\sum_i \dot{m}_{e,i} \times T_{int,i}}{\sum_i \dot{m}_{e,i}} \quad \textbf{(3.52)}$$

Lorsque la température extérieure est supérieure à la température intérieure, la fonction by-pass permet d'éviter le préchauffage de l'air neuf, particulièrement pour la saison chaude. Cette fonction permet en outre de rafraîchir de nuit l'ambiance du bâtiment du fait de l'apport d'air frais directement dans les pièces de vie.

3.3 DESCRIPTION DU MODELE THERMIQUE

Ce paragraphe fait une description succincte du modèle thermique de zone préalablement inclus dans le code SIMBAD. On présente uniquement les composants utilisés dans le cadre de notre modélisation thermo-aéraulique. Le modèle thermique de zone est composé de sous-modèles de paroi (opaque), de fenêtre (paroi vitrée) et de radiateur électrique permettant de prendre en compte les flux de chaleur à l'intérieur d'un bâtiment. L'environnement intérieur d'une enceinte est en effet soumis à différents flux de chaleur illustrés par la Figure 3.12.

Les différentes sources de chaleur considérées par le modèle thermique de SIMBAD sont :

- les gains thermiques dus à l'occupant (chaleur métabolique), aux équipements et au chauffage, les apports solaires, les flux de chaleur dus au renouvellement d'air,
- les échanges thermiques entre l'air intérieur et les parois internes (rayonnement, convection) et le transfert conductif à travers les parois.

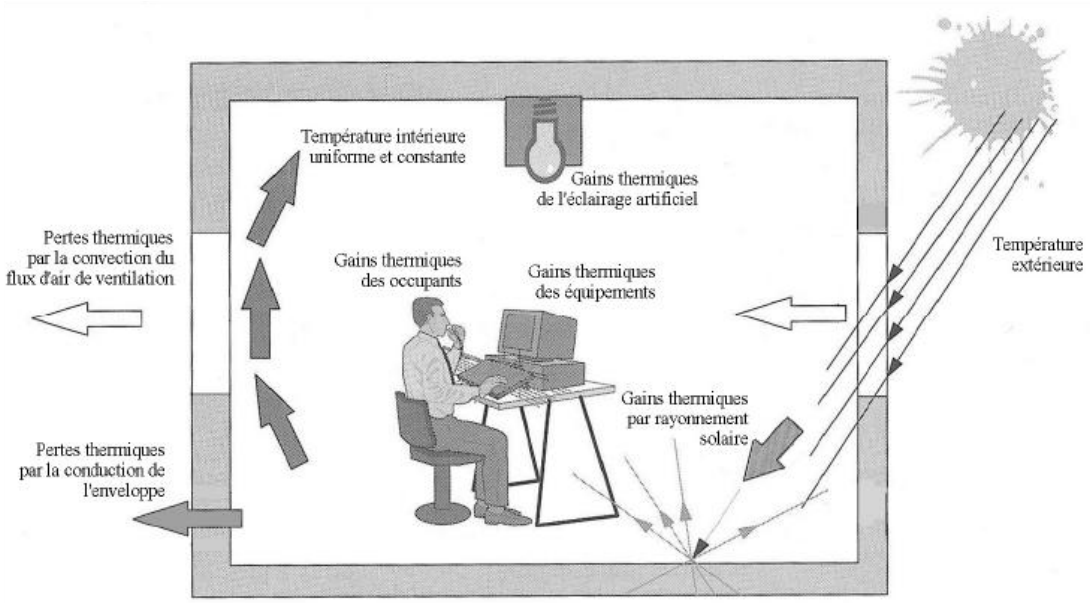


Figure 3.12 : Flux thermiques d'une enceinte [Allard, 1998].

3.3.1 Le modèle de paroi

Le modèle de paroi permet de déterminer les températures de surface et les températures internes d'une paroi soumise à deux conditions thermiques différentes : les échanges thermiques avec l'air intérieur et les échanges thermiques avec l'air extérieur le cas échéant. Les températures de paroi sont calculées à partir d'un système d'équations différentielles d'ordre variable en fonction du rayonnement, des températures extérieures et intérieures et des sources internes de chaleur dans la paroi.

Le modèle permet ainsi la modélisation d'une paroi constituée de 1 à 4 couches différentes de matériaux. La Figure 3.13 présente le schéma analogie électrique du modèle de paroi.

Les températures internes des parois sont influencées par la chaleur transmise par conduction dans la paroi et éventuellement par les sources internes de chaleur. Le bilan thermique pour une surface unitaire en régime transitoire s'écrit :

$$m_k c_{p,k} \frac{dT_k}{dt} = \frac{\lambda_{k-1,k}}{e_{k-1,k}} \times (T_{k-1} - T_k) + \frac{\lambda_{k,k+1}}{e_{k,k+1}} \times (T_{k+1} - T_k) \qquad \textbf{(3.53)}$$

Une paroi en contact avec un volume d'air intérieur est soumise :

- au rayonnement de courte longueur d'onde provenant des fenêtres, sous forme directe ou diffuse ;
- au rayonnement de grande longueur d'onde des différentes personnes, objets et personnes situés dans la pièce ;
- en outre, cette paroi échange de la chaleur par convection avec l'air intérieur.

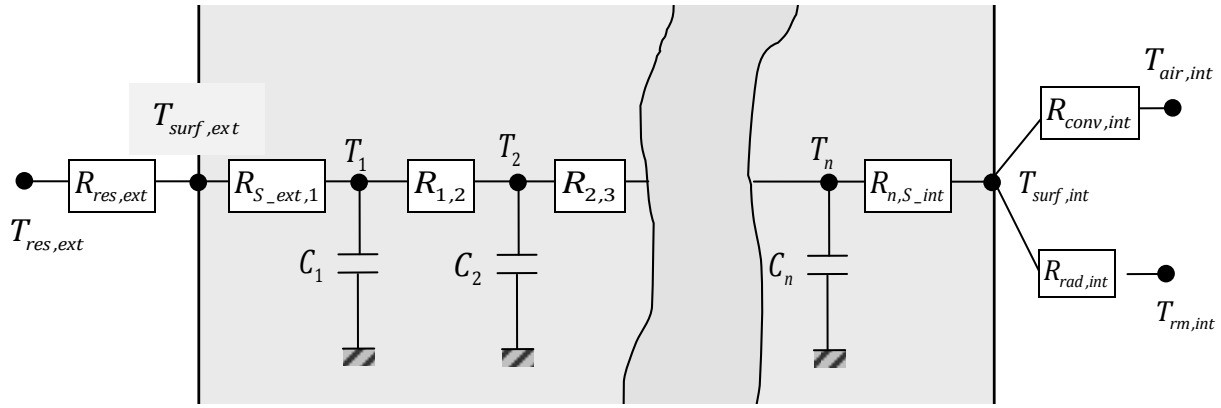


Figure 3.13 : Schéma d'analogie électrique du modèle de paroi multicouche.

La température de la surface interne de la paroi s'obtient par le bilan thermique en régime stationnaire sur celle-ci :

$$-\frac{\lambda_n}{e_n}\left(T_n - T_{surf,int}\right) = h_{conv}\left(T_{air,int} - T_{surf,int}\right) + h_{rad}\left(T_{rm,int} - T_{surf,int}\right) + \dot{Q}_{rad,int} \qquad \textbf{(3.54)}$$

Une paroi en contact avec l'extérieur est soumise :

- au rayonnement de courte longueur d'onde, sous forme directe ou diffuse ;
- au rayonnement de grande longueur d'onde de l'environnement extérieur (sol et voûte céleste). Une partie de ce rayonnement est réfléchie sous forme diffuse et le reste est absorbé par la paroi et contribue à l'équilibre thermique de la paroi.
- par ailleurs, cette paroi échange de la chaleur par convection avec l'air extérieur.

La température de la surface externe de la paroi s'obtient par le bilan en régime stationnaire :

$$-\frac{\lambda_1}{e_{ext,1}}\left(T_1 - T_{surf,ext}\right) = \left(h_{rad,ext} + h_{conv,ext}\right)\left(T_{rs,ext} - T_{surf,ext}\right) + +\dot{Q}_{rad,ext} \qquad \textbf{(3.55)}$$

En outre, un modèle de rayonnement simplifié permet de calculer la température radiante moyenne pour un ensemble de parois. Celle-ci est calculée à partir des températures de surface des parois et des flux de chaleur par rayonnement de grande longueur d'onde (émis par l'émetteur, l'occupant ou les équipements) en régime stationnaire :

$$\sum_{i=1}^{N_{surf}} h_{rad}\, A_{surf,i}\left(T_{surf,i} - T_{rm}\right) + \dot{Q}_{rad} = 0 \qquad \textbf{(3.56)}$$

3.3.2 Le modèle de fenêtre

Le modèle de fenêtre permet de déterminer la température de surface d'une paroi vitrée soumise à des sollicitations thermiques coté intérieur et coté extérieur. La température est calculée par résolution d'une équation en régime stationnaire. Le modèle calcule également le flux de chaleur transitant par la fenêtre par rayonnement de petite longueur d'onde.

La température de surface intérieure de la fenêtre pour une surface élémentaire de 1 m^2 avec n nœuds en régime stationnaire est donnée par l'expression :

$$-\frac{1}{R_{ew}}\left(T_{rs,ext} - T_{surf,int}\right) = h_{conv,int}\left(T_{air,int} - T_{surf,int}\right) + h_{rad}\left(T_{rm,int} - T_{surf,int}\right) + \dot{Q}_{rad,int} \quad \textbf{(3.57)}$$

où :

$$R_{ew} = R_{tot} - \frac{1}{h_{rad} + h_{conv,int}};\ R_{tot} = \frac{1}{U};\ T_{rs,ext} = \frac{h_{conv,ext}\,T_{air,ext} + h_{rad,ext}\,T_{rm,ext}}{h_{conv,ext} + h_{rad,ext}} \quad \textbf{(3.58)}$$

Le flux de chaleur par rayonnement de courte longueur d'onde pour toute la surface de la fenêtre est calculé (en régime stationnaire avec stores ouverts ou fermés) par l'expression :

$$\dot{Q}_{solar} = E_{vert}\,A_{fen}\left(s_0\delta_{store} + s_1(1-\delta_{store})\right) \quad \textbf{(3.59)}$$

3.3.3 Le modèle de radiateur électrique

Le chauffage est réalisé à l'aide d'un convecteur électrique du premier ordre muni d'un régulateur PID de température. La chaleur $\dot{Q}_{em}$ fournie au local par le convecteur électrique se détermine à l'aide de l'équation différentielle :

$$\tau_{const}\frac{d\dot{Q}_{em}}{dt} + \dot{Q}_{em} = P_{elec} \quad \text{où} \quad P_{elec} = com \times P_{nom} \quad \textbf{(3.60)}$$

La puissance électrique P_{elec} consommée par le convecteur électrique s'exprime en fonction de la puissance nominale P_{nom}.

La commande du régulateur, *com*, dépend de la température intérieure du local chauffé. Elle est nulle lorsque la température intérieure est supérieure à la consigne. Dans le cas contraire, sa valeur dépend de l'écart entre la consigne et la température intérieure.

3.3.4 Bilan enthalpique de l'air intérieur

Le modèle thermique de zone implémenté permet de déterminer la température moyenne de l'air d'un volume en contact avec jusqu'à 14 différentes parois. La température de l'air intérieur est calculée en régime transitoire à partir du bilan enthalpique de l'air intérieur en tenant compte des températures de surface et des apports de chaleur convectifs :

$$m_{air,i}\,c_{p,air,i}\frac{dT_{air,i}}{dt} = \sum_{j=1}^{N_{surf,i}} h_{conv,j}\,A_{surf,j}\left(T_{surf,j} - T_{air,i}\right) + \dot{Q}_{gain,i} + \dot{Q}_{em,i} + \dot{Q}_{ren,i} \quad \textbf{(3.61)}$$

Dans cette expression, les déperditions énergétiques dues au renouvellement d'air dans la zone i, $\dot{Q}_{ren,i}$, sont données par les équations (1.34) et (1.35). Les quantités de chaleur $\dot{Q}_{em,i}$ et $\dot{Q}_{gain,i}$ correspondent, d'une part, aux apports de chaleur par les équipements de chauffage et de climatisation et, d'autre part, aux apports énergétiques dus à la présence d'occupants, aux flux solaires et aux autres équipements.

avec :

$\dot{Q}_{solar}$	*flux de chaleur par petite longueur d'onde traversant la fenêtre*	*(W)*
$\dot{Q}_{rad,int}$	*chaleur de radiation interne*	*(W)*
$\dot{Q}_{rad,ext}$	*flux de chaleur radiatif extérieur*	*(W)*
$\dot{Q}_{rad}$	*flux total de chaleur radiatif (occupants, équipements, émetteur)*	*(W)*
A_{fen}	*aire de la fenêtre*	*(m^2)*
$A_{surf,i}$	*aire de la paroi i*	*(m^2)*
m_k	*masse surfacique de la paroi k*	*($kg.m^{-2}$)*
T_k	*température de la paroi au nœud k*	*(K)*
T_{rm}	*température radiante moyenne*	*(K)*
$T_{rs,ext}$	*température résultante sèche de l'air extérieur*	*(K)*
$T_{surf,i}$	*température de surface de la paroi i*	*(K)*
$e_{k,k+1}$	*épaisseur de la couche de matériau entre les nœuds k et k+1*	*(m)*
$\lambda_{k,k+1}$	*conductivité thermique de la couche de matériau entre les nœuds k et k+1*	*($W.m^{-1}.K^{-1}$)*
h_{conv}	*coefficient d'échange par convection*	*($W.m^{-2}.K^{-1}$)*
h_{rad}	*coefficient d'échange par rayonnement*	*($W.m^{-2}.K^{-1}$)*
U	*coefficient de transmission thermique de la fenêtre*	*($W.m^{-2}.K^{-1}$)*
$c_{p,k}$	*capacité thermique massique de la couche de matériau*	*($J.kg^{-1}.K^{-1}$)*
E_{vert}	*rayonnement petite longueur d'onde vertical à la surface de la fenêtre*	*($W.m^{-2}$)*
N_{surf}	*nombre de parois en contact avec la zone*	*(-)*
δ_{store}	*position du store : 0=fermé, 1=ouvert*	*(-)*
s_0	*facteur de transmission petite longueur d'onde de la fenêtre avec stores ouverts*	*(-)*
s_1	*facteur de transmission petite longueur d'onde de la fenêtre avec stores fermés*	*(-)*
com	*commande du régulateur PID*	*(-)*
τ_{const}	*temps de réponse du convecteur*	*(s)*

3.4 RESOLUTION ET COUPLAGES DES MODELES

On présente dans ce paragraphe les modes de résolution, la validation du modèle aéraulique et les couplages effectués pour l'obtention d'un modèle thermo-aéraulique de bâtiment.

3.4.1 Résolution du modèle aéraulique

Pour la résolution du problème aéraulique, on distingue le modèle aéraulique du bâtiment de son réseau de conduits de ventilation. Cette distinction permet d'éviter un nombre accru de blocs de résolution. En effet, la résolution des équations dans Matlab/Simulink est effectuée à l'aide d'un bloc de résolution algébrique (*Algebraic constraint*) [SIMULINK, 2000]. D'une part, le « modèle aéraulique du bâtiment » est composé de l'enveloppe du bâtiment et des pertes de charges intérieures, à savoir : les entrées d'air, les défauts d'étanchéité, les liaisons internes (portes, orifices), les fenêtres, les bouches d'extraction et/ou les bouches d'insufflation. Il permet de calculer la pression intérieure de référence de chaque zone. D'autre part, le « réseau de ventilation ou de conduits » est composé des conduits, des ventilateurs et éventuellement des filtres, des échangeurs de chaleur (aspect aéraulique). L'objectif de la résolution dans les réseaux de ventilation est d'accéder à la pression en aval des différentes bouches de ventilation.

3.4.1.1 Résolution du « modèle aéraulique bâtiment »

Soit un bâtiment composé de N_z zones. L'équation de conservation de la masse appliquée à la zone i comportant N_k liaisons aérauliques permet d'aboutir à l'expression suivante :

$$\frac{dm_i}{dt} = \left(\sum_{j=o}^{N_z} \sum_{k=o}^{Nk(i,j)} \dot{m}_{jik}(t) \right) - \left(\sum_{j=o}^{N_z} \sum_{k=o}^{Nk(i,j)} \dot{m}_{ijk}(t) \right) \qquad \textbf{(3.62)}$$

En écrivant ce bilan pour toutes les zones, on obtient un système de N_z équations non linéaires dont les N_z inconnues sont les pressions de référence $p_{i,0}$ des différentes zones :

$$\begin{cases} \left(\sum_{j=o}^{N_z} \sum_{k=o}^{Nk(1,j)} \dot{m}_{j,1,k}(t) \right) - \left(\sum_{j=o}^{N_z} \sum_{k=o}^{Nk(1,j)} \dot{m}_{1,j,k}(t) \right) = 0 \\ \left(\sum_{j=o}^{N_z} \sum_{k=o}^{Nk(Nz,j)} \dot{m}_{j,Nz,k}(t) \right) - \left(\sum_{j=o}^{N_z} \sum_{k=o}^{Nk(Nz,j)} \dot{m}_{Nz,j,k}(t) \right) = 0 \end{cases} \qquad \textbf{(3.63)}$$

Le « modèle aéraulique du bâtiment » est dit « modèle en pression » car il est décrit par des relations du type $\dot{m} = f(\Delta p^n)$ [Orme, 1999]. La méthode de Newton-Raphson est la plus utilisée pour résoudre ce type de problème [Feustel, 1990] :

$$P_k = P_{k-1} - \frac{f(P_{k-1})}{J(P_{k-1})} \qquad \textbf{(3.64)}$$

$J(P_k)$ étant le Jacobien du système et P_k le vecteur des pressions à l'itération k, le système s'écrit :

$$J(P_{k-1})D_k = -f(P_{k-1}) \qquad o\grave{u} \quad D_{k-1} = P_k - P_{k-1} \qquad \textbf{(3.65)}$$

Pour les différences de pression faibles, n étant inférieur à 1, la dérivée de la pression tend vers l'infini. Walton propose dans ces conditions d'utiliser une relation linéaire pour décrire le débit d'air à travers une ouverture, ce qui correspond physiquement au régime laminaire [Walton, 1989]. En outre, Walton propose une méthode d'initialisation du vecteur de pression par la linéarisation des équations de débit, la solution de ce système linéaire sera le vecteur initial. Ensuite, le vecteur de pression du pas de temps précédent sera considéré comme le vecteur initial afin de prendre en compte les variations de pression dues au vent et au tirage thermique [Walton, 1989].

Pour éviter les problèmes de convergence et diminuer les temps de calcul, diverses solutions sont proposées entre autres, l'introduction d'un coefficient de relaxation dans la méthode de Newton-Raphson {[Herrlin et al., 1992], [Feustel, 1990]} :

$$P_k = P_{k-1} - \lambda_r \frac{f(P_{k-1})}{J(P_{k-1})} \quad \textbf{(3.66)}$$

La résolution des équations dans Simulink se fait à l'aide du bloc « Algebraic constraint » qui utilise la méthode de Newton pour rechercher les zéros des paramètres d'entrée ; cette méthode est robuste sous réserve du bon choix de l'initialisation [SIMULINK, 2000].

3.4.1.2 Résolution du « modèle réseau de conduits »

Le réseau de conduits est dit « modèle en débit » car les composants sont décrits par des relations du type de l'équation (3.67) :

$$\Delta p = \left(\frac{\dot{m}}{\rho K}\right)^{\frac{1}{n}} \quad \textbf{(3.67)}$$

Cette formulation est également appelée «boucle d'équations» ou «solveur inverse» [Irvine et al, 1995]. Cette approche est utilisée pour le dimensionnement des systèmes de ventilation [Axley, 2001] et nécessite, en plus des conditions aux limites extérieures, un certain nombre de critères de conception (taux de renouvellement d'air requis, dimensions des composants aérauliques…).

Le principe de résolution dans les réseaux de ventilation est de partir de la pression extérieure (à la sortie du réseau de ventilation) et de calculer de proche en proche les pressions aux différents nœuds du réseau en supposant connu le débit d'air fourni par le modèle aéraulique.

Ensuite, on calcule la perte de charge totale du réseau comme étant égale à la somme des pertes de charge de chaque composant du réseau de conduits :

$$\Delta p_{totale} = \Delta p_1 + \ \ldots + \Delta p_{Nk} = p_{int} - p_{ext} \quad \textbf{(3.68)}$$

Cette perte de charge est en outre égale à la différence entre la pression d'entrée du réseau de conduits et la pression extérieure, soit :

$$\sum_{k=o}^{Nk(i,j)} f\left(\dot{m}_k^{1/n}\right) = p_{int} - p_{ext} \quad \textbf{(3.69)}$$

La pression intérieure p_{int} à l'entrée du réseau est calculée par le modèle aéraulique du bâtiment et la pression extérieure est supposée connue.

3.4.1.3 Couplage du bâtiment avec son réseau de conduits.

Le couplage du bâtiment et de son réseau de conduits s'effectue par le biais des pressions aux bouches. Ce couplage peut être fait à l'aide de la méthode couplée ou de la méthode découplée (Figure 3.14).

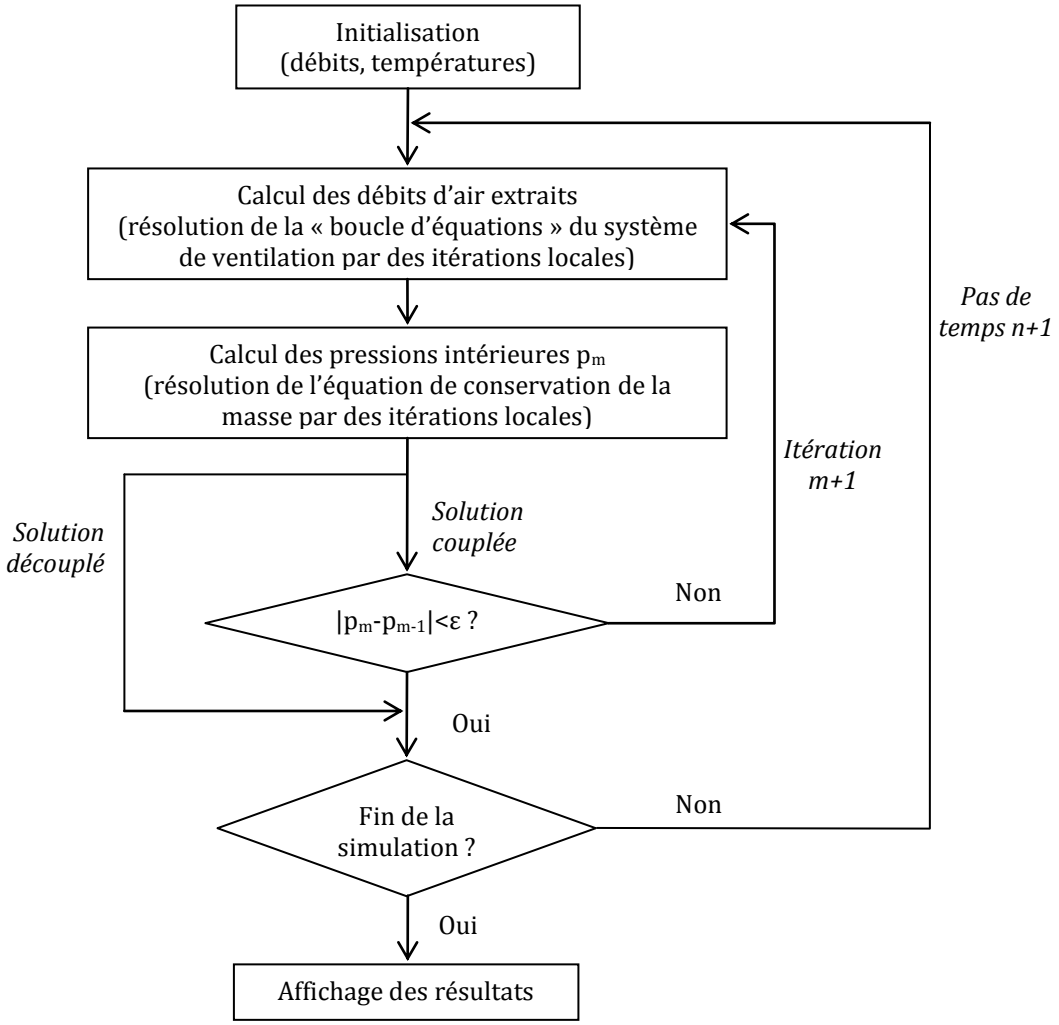


Figure 3.14 : Organigramme des méthodes de couplage du bâtiment et du réseau.

Dans la solution couplée, le solveur de Simulink détecte la boucle algébrique. Après l'initialisation de la pression intérieure pour chaque zone, il calcule le débit d'air extrait par itération en utilisant l'équation (3.13). L'équation de conservation de la masse est ensuite résolue pour cette zone, ce qui permet d'obtenir la pression intérieure de la zone. Si la pression intérieure ne satisfait pas un critère de convergence prédéfini ($|P_m - P_{m-1}| < \varepsilon$), ceci signifie que la valeur de la pression intérieure utilisée pour le calcul des débits d'air de la zone n'est pas la solution. Une nouvelle itération est alors effectuée avec la nouvelle valeur de la pression intérieure jusqu'à ce que le critère de convergence soit satisfait (voir Figure 3.14).

Dans la solution découplée, le modèle «réseau de conduits» utilise la pression intérieure de la zone du pas de temps précédent, la résolution étant ainsi plus rapide.

Les résultats obtenus avec les deux méthodes sont satisfaisants [Jreijiry, 2004] mais la méthode découplée nécessite une validation dans des configurations plus complexes comportant des systèmes de contrôle. La méthode dite «couplée» a donc été implémentée pour le couplage entre le bâtiment et son réseau.

3.4.2 Comparaison avec les calculs analytiques

La comparaison du code avec les résultats de calculs analytiques s'effectue à l'aide d'une série de trois tests. Le premier, le test « Monowind » issu de l'annexe 23 [Fübringer, 1996], permet de tester l'action du vent seul sur un bâtiment monozone muni de deux orifices de même hauteur, l'un étant face au vent et l'autre sous le vent (Figure 3.15).

Le second test est le test « Monostack » issu également de l'annexe 23 [Fübringer, 1996]. Il s'agit de mettre en exergue l'effet du tirage thermique seul dans un bâtiment monozone comportant deux orifices de hauteurs différentes (Figure 3.16). Les caractéristiques des orifices, ainsi que les conditions intérieures et extérieures pour chaque test sont consignées dans le Tableau 3.4.

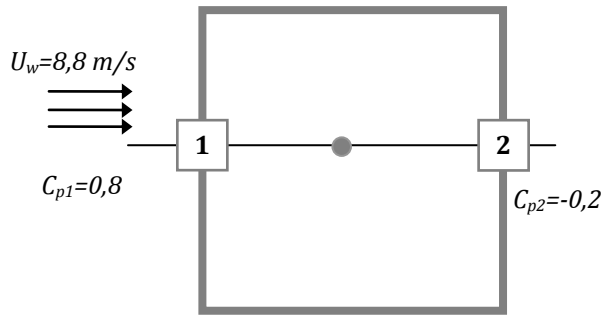


Figure 3.15 : Configuration du test « Monowind ».

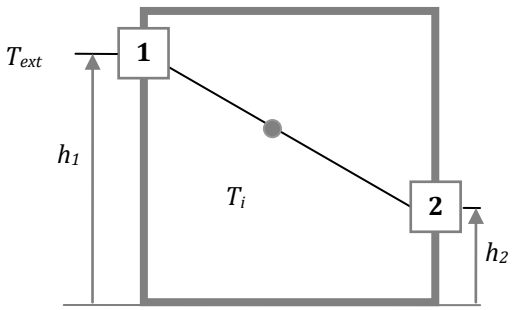


Figure 3.16 : Configuration du test « Monostack ».

	Monowind		**Monostack**	
	Orifice 1	**Orifice 2**	**Orifice 1**	**Orifice 2**
Coefficient	$K_1 = 20\ m^3/h/Pa^n$	$K_2 = 40\ m^3/h/Pa^n$	$K_1 = 20\ m^3/h/Pa^n$	$K_2 = 40\ m^3/h/Pa^n$
Hauteur			$h_1 = 1{,}7\ m$	$h_2 = 0{,}2\ m$
Coefficient de pression	$C_{p1} = 0{,}8$	$C_{p2} = -0{,}2$		
Exposant	n = 0,65		n = 0,65	
Masse volumique de l'air	$\rho = 1{,}2929\ kg/m^3$		$\rho_{ext} = 1{,}25\ kg/m^3$; $\rho_{int} = 1{,}20\ kg/m^3$	
Vitesse du vent	$U_w = 8{,}8\ m/s$			
Différence de pression	$\Delta p = \frac{1}{2}\rho C_p U_w^2 - p_{int}$		$\Delta p = p_{ext} - (p_{i,0} - \rho_i g h_i)$	

Tableau 3.4 : Conditions et paramètres des orifices respectifs des tests « Monowind » et « Monostack ».

Le troisième test, dénommé « Monows » [Fübringer, 1996], combine les deux tests précédents : il met en œuvre les actions combinées du vent et du tirage thermique sur le bâtiment (Figure 3.17).

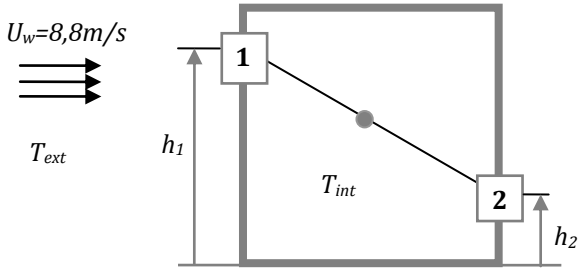


Figure 3.17 : Configuration du test « Monows ».

Le Tableau 3.5 présente les conditions aux limites et les caractéristiques des orifices.

Paramètre	**Orifice 1**	**Orifice 2**
Hauteur	$h_1 = 1{,}7\ m$	$h_2 = 0{,}2\ m$
Coefficient	$K_1 = 20\ m^3/h/Pa^n$	$K_2 = 40\ m^3/h/Pa^n$
Coefficient de pression	$C_{\mathrm{p1}} = 0{,}8$	$C_{\mathrm{p2}} = -0{,}2$
Exposant	$\mathrm{n} = 0{,}65$	
Vitesse du vent	$U_{\mathrm{w}} = 8{,}8\ m/s$	
Masse volumique de l'air	$\rho_{\mathrm{ext}} = 1{,}25\ kg/m^3$; $\rho_{\mathrm{int}} = 1{,}20\ kg/m^3$	
Différence de pression	$\Delta p = \left(0 - \rho_{\mathrm{ext}} g h_{\mathrm{ext}} + \frac{1}{2}\rho_{\mathrm{ext}} C_p U_w^2\right) - \left(p_{i,0} - \rho_i g h_i\right)$	

Tableau 3.5 : Conditions limites et paramètres des orifices du test « Monows ».

Le Tableau 3.6 présente, pour chaque test décrit plus haut, les pressions extérieures et intérieures ainsi que les débits d'air calculés pour chaque orifice. . Dans les trois cas étudiés, l'accord entre les solutions analytiques et les résultats numériques est excellent. Ce résultat nécessite toutefois que les calculs analytiques soient faits sans approximation intermédiaire.

Test	**Pression et débit**	**Analytique**	**Matlab/Simulink**	**Ecart (%)**
Monowind	$p_{\mathrm{ext},1}(Pa)$	40,049	40,049	0
	$p_{\mathrm{ext},2}(Pa)$	-10,012	-10,012	0
	$p_{1,0}(Pa)$	2,808	2,808	0
	$\dot{m}_1(kg/s)$	0,07541	0,07541	0
	$\dot{m}_2(kg/s)$	-0,07541	-0,07541	0
Monostack	$p_{1,0}(Pa)$	-0,278	-0,278	0
	$\Delta p_1(Pa)$	-0,556	-0,556	0
	$\Delta p_2(Pa)$	0,180	0,180	0
	$\dot{m}_1(kg/s)$	-0,00455	-0,00455	0
	$\dot{m}_2(kg/s)$	0,00455	0,00455	0
Monows	$p_{1,0}(Pa)$	3,007	3,007	0
	$\Delta p_1(Pa)$	34,879	34,879	0
	$\Delta p_2(Pa)$	-12,785	-12,785	0
	$\dot{m}_1(kg/s)$	0,06987	0,06987	0
	$\dot{m}_2(kg/s)$	-0,06987	-0,06987	0

Tableau 3.6 : Résultats des tests « Monowind », « Monostack » et « Monows ».

3.4.3 Confrontation avec le code CONTAM

On présente dans ce paragraphe des résultats comparatifs de tests réalisés sous Matlab/Simulink et CONTAM. On a utilisé, pour cela, le test d'évaluation du code COMIS décrit dans le rapport de synthèse technique de l'Annexe 23 [Warren, 2000]. Il s'agit d'un bâtiment à 4 zones sur trois niveaux, soumis à l'action du vent et au tirage thermique. Le bâtiment comporte des orifices en façade et des liaisons entre zones adjacentes. Le schéma du bâtiment simulé est illustré par la Figure 3.18. La différence de pression, au niveau d'une liaison interne entre les zones i et j, est donnée par l'expression :

$$\Delta p = \left(p_{j,0} - p_{i,0}\right) - g\left(\rho_j h_j - \rho_i h_i\right) \qquad \textbf{(3.70)}$$

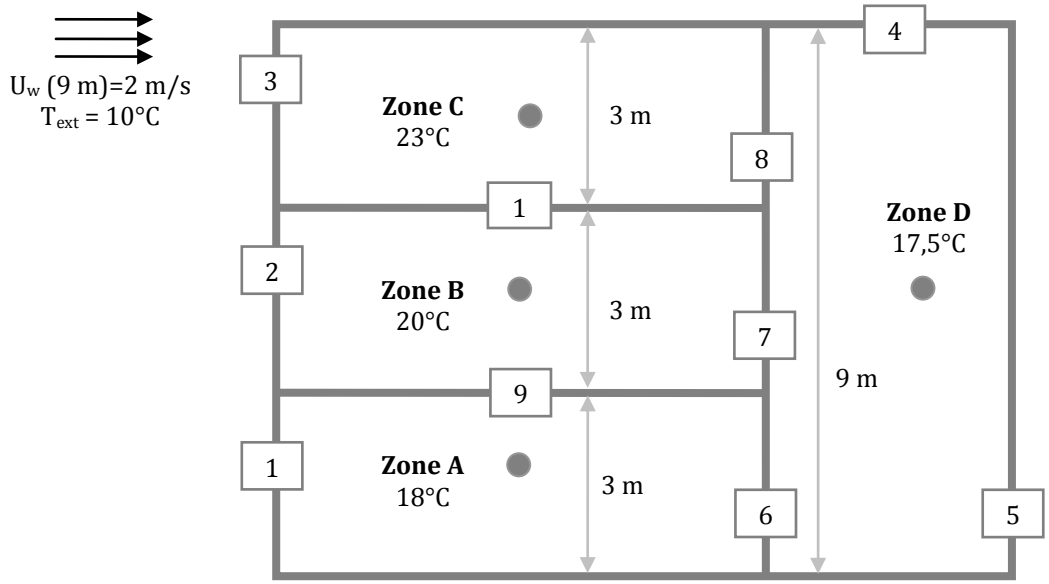


Figure 3.18 : Représentation du bâtiment simulé.

Les caractéristiques des différents liens aérauliques sont données dans le Tableau 3.7.

Type	Liaison	Zones connectées	H(m)	K (kg/s/Pa^n)	n	C_p
Liaison externe	1	A	2	0,02	0,66	0,2
	2	B	5	0,02	0,66	0,4
	3	C	8	0,02	0,66	0,5
	4	D	9	0,02	0,66	-0,4
	5	D	1	0,02	0,66	-0,3
Liaison interne	6	A et D	1	2,00	0,66	-
	7	B et D	4	0,04	0,66	-
	8	C et D	7	0,04	0,66	-
	9	A et B	3	0,004	0,66	-
	10	B et C	6	0,004	0,66	-

Tableau 3.7 : Caractéristiques des différents liens aérauliques du bâtiment simulé.

Les débits d'air calculés par les deux codes de simulation aéraulique sont consignés dans le Tableau 3.8 ; ces résultats donnent un écart maximal de ± 7,8% sur les débits d'air.

Liaison	Sens du flux	Qm_CONTAM (kg/s)	Qm_SIMULINK (kg/s)	Ecart (%)
1	A ← Extérieur	0,022060	0,022754	3,1
2	B ← Extérieur	0,012750	0,012963	1,7
3	C → Extérieur	-0,006009	-0,006289	4,7
4	D → Extérieur	-0,036830	-0,037458	1,7
5	D ← Extérieur	0,008024	0,008030	0,1
6	A → D	-0,021800	-0,022508	3,2
7	B → D	-0,010250	-0,010411	1,6
8	C ← D	0,003238	0,003491	7,8
9	A → B	-0,000267	-0,000246	-7,7
10	B → C	-0,002771	-0,002798	1,0

Tableau 3.8 : Comparaison des débits d'air avec CONTAM.

Le Tableau 3.9 montre que, pour les pressions intérieures calculées au niveau du plancher de chaque zone (pressions de référence), l'erreur entre les résultats obtenus à l'aide du modèle aéraulique développé et ceux de CONTAM ne dépasse par 3,8%.

Zone	p_{i0}_CONTAM (Pa)	p_{i0}_Simulink (Pa)	Ecart (%)
A	-1,3	-1,302	0,2
B	-36,02	-37,03	2,8
C	-70,41	-73,07	3,8
D	-1,3	-1,301	0,1

Tableau 3.9 : Comparaison des pressions intérieures au plancher (en Pa).

Les différences observées sont en grande partie liées au mode de calcul de la masse volumique de l'air. En effet, dans la modélisation sous Matlab/Simulink, la masse volumique dépend à la fois de la température, de l'humidité (non utilisée durant les tests) et des pressions intérieures. Par ailleurs, le coefficient de débit K (donné en kg/s) a dû être corrigé pour tenir compte de la masse volumique de l'air transporté, ce qui n'est pas le cas dans CONTAM.

Enfin, les références pour les hauteurs intérieures semblent avoir une part de ces erreurs puisque les résultats fournis par CONTAM ne tiennent pas compte du paramètre hydrostatique $-\rho_i g h_i$. En outre, dans le modèle développé sous Matlab/Simulink, chaque altitude de référence à partir du plancher de la zone correspondant à la pression calculée. Les pressions intérieures affichées dans le Tableau 3.9 comportent donc une correction par l'ajout de $-\rho_i g h_i$ à la valeur de la pression fournie par CONTAM.

Par conséquent, compte tenu des erreurs relativement faibles, on peut considérer que le modèle développé est convenable pour l'étude des systèmes aérauliques.

3.4.4 Couplage thermo-aéraulique

3.4.4.1 Approches du couplage

On rencontre généralement deux approches pour l'intégration ou le couplage d'un modèle thermique à un modèle aéraulique :

- soit le modèle thermique calcule les températures en considérant les débits d'air connus et le modèle aéraulique recalcule les débits avec les températures trouvées ;
- soit le modèle aéraulique calcule les débits en supposant les températures connues, puis le modèle thermique recalcule les températures en utilisant les débits trouvés.

Dans le cas où le modèle thermique et le modèle aéraulique sont des programmes réellement séparés qui fonctionnent en séquence, cette procédure ne peut pas être effectuée par pas de temps : ce couplage dit séquentiel a fait l'objet de description et d'études [Kendrick, 1993]. En revanche, si les deux modèles sont intégrés dans le même programme, la procédure devient possible pour chaque pas de temps et l'intégrité thermodynamique de la solution peut être garantie [Hensen, 1999] :

- soit par une approche découplée dite « ping-pong » dans laquelle le modèle thermique et le modèle aéraulique itèrent de manière séquentielle. Chaque modèle utilise les résultats de l'autre du pas de temps précédent ;
- ou par une approche couplée dite « oignon » dans laquelle les deux modèles itèrent dans le même pas de temps jusqu'à atteindre un critère supposé satisfaisant.

La Figure 3.19 illustre ces deux approches de couplage.

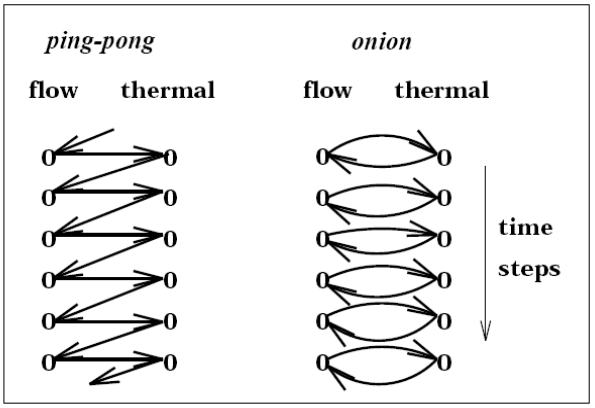


Figure 3.19 : Schématisation des couplages thermo-aérauliques [Hensen, 1999].

La méthode couplée (oignon) s'avère plus précise dès lors qu'on introduit dans le modèle les bonnes valeurs initiales, mais elle est plus coûteuse en temps et en ressource informatique. La méthode découplée (ping-pong) est plus rapide, mais peut donner dans certains cas des résultats moins précis.

3.4.4.2 Mis en œuvre dans Simulink

Le calcul des débits d'air dans une zone se fait suivant le schéma de la Figure 3.20.

Le modèle aéraulique utilise une température initiale de l'air intérieur et des débits initiaux. Il calcule ensuite la pression intérieure P_{m} de la zone à l'aide de l'équation de conservation de la masse d'air. Avec les débits d'air obtenus, le modèle thermique calcule la température de l'air intérieur en utilisant les équations du bilan enthalpique de l'air. Les calculs s'arrêtent à cette étape pour la méthode découplée (« ping-pong ») et on passe au pas de temps suivant. Pour la méthode couplée (« oignon »), le code vérifie si la température $T_{\mathrm{m}-1}$ utilisée pour l'obtention des débits d'air (calculés à partir de la pression P_{m}) satisfait le critère de convergence ($|T_m - T_{\mathrm{m}-1}| < \varepsilon$).

La comparaison des deux méthodes effectuée sans contrôle de la ventilation ni du chauffage montre que la méthode « oignon » peut générer des résultats précis, même avec des pas de temps d'une heure, alors que pour la méthode « ping-pong » le pas de temps doit être réduit pour garantir la précision des résultats [Hensen, 1999]. Dans le modèle implémenté avec Simulink, les modèles aéraulique et thermique sont couplés à l'aide d'une boucle algébrique illustrée par la Figure 3.21.

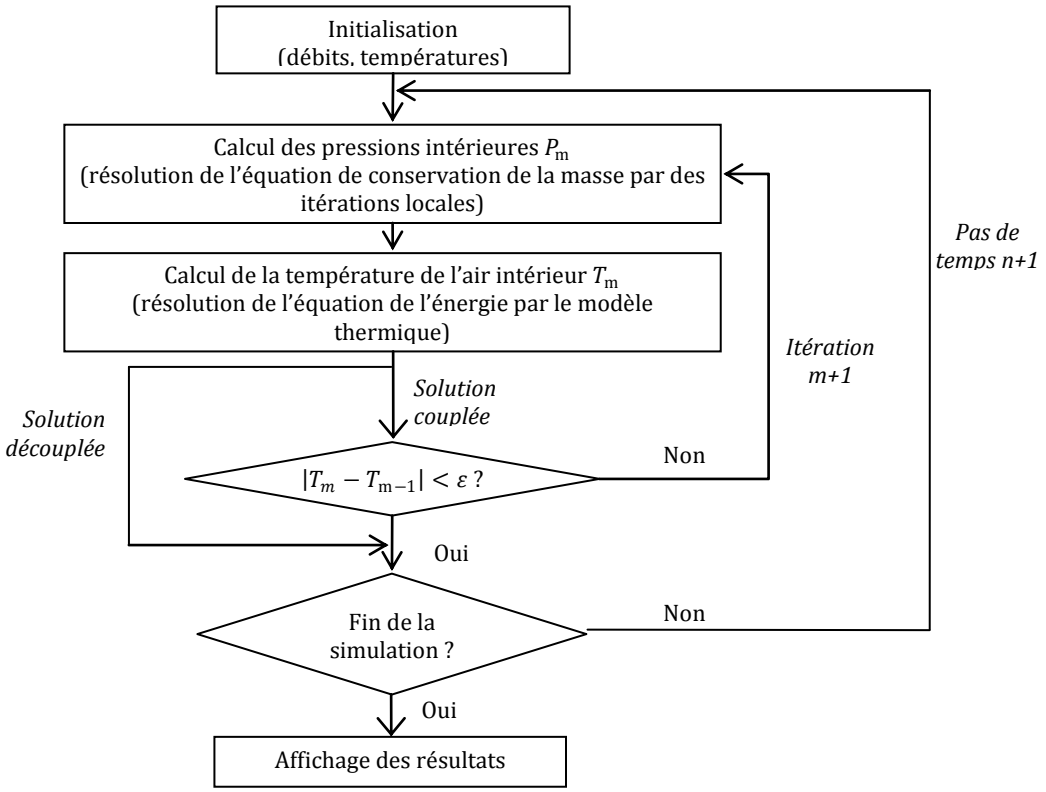


Figure 3.20 : Organigramme des méthodes de couplage thermo-aéraulique [Jreijiry, 2004].

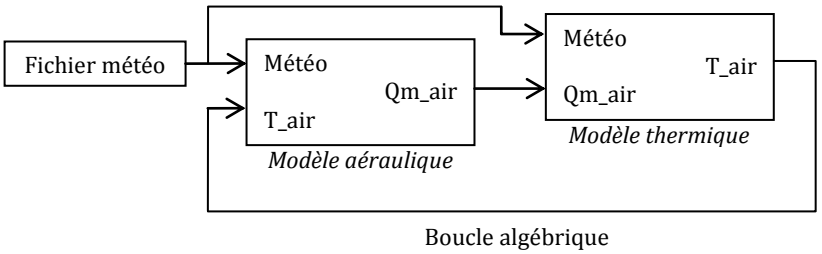


Figure 3.21 : Schématisation du couplage thermo-aéraulique dans Simulink.

Le solveur détecte la boucle algébrique et itère entre les deux modèles pour trouver les solutions vérifiant les équations de conservation de la masse et de l'énergie : cette résolution correspond à la méthode couplée. La méthode ping-pong est en revanche mise en œuvre par l'utilisation de la température du pas de temps précédent, l'intérêt étant de diminuer le temps de la simulation de manière notable.

Des tests comparatifs effectués par Jréijiry [Jreijiry, 2004] avec la régulation des systèmes de chauffage et de ventilation ont également montré une bonne cohérence des résultats avec la littérature. Par conséquent, la méthode découplée (« ping-pong ») déjà implémentée dans le code a été retenue pour les différentes simulations. En effet, en plus d'être moins coûteuse en ressources informatiques que la méthode couplée (« oignon »), les pas de temps réduits qu'elle exige restent adaptés à la régulation des systèmes de ventilation (présence, humidité, concentrations) et de la température.

3.5 MODELISATION DES TRANSFERTS DE POLLUANTS

3.5.1 Typologie des polluants modélisés

La qualité de l'air intérieur est l'un des critères les plus importants pour l'évaluation de la ventilation. Il est donc nécessaire dans notre démarche de connaître les transferts de polluants dans le logement. Pour cette évaluation, cinq polluants ont été retenus pour représenter les ambiances intérieures :

1°) l'humidité pour son impact sur le bâti (risque de condensation sur les parois) et sur le confort des occupants ;

2°) le dioxyde de carbone comme traceur de l'occupation. Il représente donc la pollution due aux bio-effluents humains (CO_2 métabolique) ;

3°) un polluant représentatif des composés organiques volatils (COV) pour les émissions des matériaux du bâtiment et dont la production est proportionnelle à la surface habitable (surface des parois) par exemple ;

4°) un polluant générique pour les activités en cuisine et dont la production est fonction des productions de vapeur d'eau, d'odeurs ou à l'émission de gaz en cuisine ;

5°) et un modèle de polluants particulaires de l'air intérieur intégrant des sources et les phénomènes de dépôt.

Dans la présente modélisation des transferts de polluants, les phénomènes de diffusion ne sont pas pris en compte, seul le transfert aéraulique est considéré. Les phénomènes de sorption par les parois ne sont pas non plus considérés. Il est en revanche possible de prendre en compte les réactions chimiques entre les polluants et d'effets de filtration de l'air à travers les différentes liaisons. En outre un modèle simplifié de transfert de polluants particulaire est inclus.

3.5.2 Transferts des polluants gazeux

Tout comme la conservation de la masse d'air, le bilan de chaque polluant s'effectue à l'échelle de chaque zone. Le bilan de conservation de la masse d'un polluant gazeux dans la zone i d'un bâtiment multizone est donné par l'expression :

$$\frac{dm_i}{dt} = S_i + \sum_{j=o}^{N_z} \sum_{k=o}^{Nk(i,j)} \dot{m}_{jik} \left(1 - \eta_{jik}\right) C_j / \rho_j - \sum_{j=o}^{N_z} \sum_{k=o}^{Nk(i,j)} \left(\dot{m}_{ijk} + k_{ip}\right) C_i / \rho_i \qquad \textbf{(3.71)}$$

avec :

N_z	*nombre total de zones du bâtiment*	*(-)*
$Nk(i,j)$	*nombre total de liens entre les zones j et i*	*(-)*
$\dot{m}_{jik}$	*débit d'air à travers l'orifice k de la pièce j à la pièce i*	*(kg/s)*
η_{jik}	*coefficient de filtration du polluant à travers l'orifice k entre les zones j et i*	*(-)*
k_{ip}	*coefficient de réactivité du polluant dans la zone i*	*(kg/s)*
ρ_i	*masse volumique de l'air dans la zone i*	*(kg/m³)*
C_i	*concentration en polluant dans la zone j (j=0 correspond à l'extérieur)*	*(kg/m³)*
S_i	*débit d'émission de la source de polluant dans la zone i*	*(kg/s)*

Les facteurs η_{jik} et k_{ip} ont été introduits par Allard [Allard, 1992b]. Le terme η_{jik} représente le filtrage de la concentration du polluant lors de son passage des zones j à i, à travers l'orifice k ; $\left(1 - \eta_{jik}\right)$ représente donc le ratio de concentration atteignant la zone i. Ce paramètre affecte donc la concentration en polluant transportée. Il peut représenter l'absorption par un matériau solide le long du trajet de l'air ou n'importe quelle autre réaction (réaction chimique, changement de phase, etc.) en raison du contact du polluant avec ce matériau solide lors de l'écoulement.

Le coefficient de réactivité du polluant, k_{ip}, est un terme général prenant en compte la réaction chimique du polluant étudié, mais aussi les phénomènes d'adsorption/désorption dans les matériaux solides, le changement de phase ou la réactivité nucléaire d'un polluant radioactif dans la zone considérée. Enfin, les paramètres η_{jik} et k_{ip} peuvent être définis comme des valeurs constantes ou des fonctions dépendant de variables d'état autres que les concentrations [Allard, 1992b].

3.5.3 Transferts hydriques

L'étude de la régulation des systèmes de type « plancher froid », surtout pour la ventilation hygroréglable, doit tenir compte des problèmes de condensation d'où l'intérêt d'intégrer dans les modèles de bâtiments un modèle d'hygrométrie. On propose ici un modèle de l'évolution de l'humidité à l'intérieur d'un local en décrivant les approches existantes.

3.5.3.1 Paramètres de l'humidité

L'humidité de l'air peut être représentée par plusieurs variables.

L'humidité spécifique ω (ou teneur en eau) d'un échantillon d'air humide est le rapport de la masse m_v de vapeur d'eau présente dans l'air par la masse de l'air sec m_a :

$$\omega = \frac{m_v}{m_a} \qquad (kg_{eau}/kg_{air\ sec}) \tag{3.72}$$

En considérant l'air humide comme un gaz parfait, on obtient l'expression :

$$\omega = \frac{M_v}{M_a} \times \frac{x_v}{x_a} = \frac{M_v}{M_a} \times \frac{P_v}{P - P_v} \tag{3.73}$$

L'humidité spécifique de saturation ω_{sat} d'un échantillon d'air humide est définie comme le taux d'humidité de l'air humide saturé par rapport à l'eau (ou à la glace) dans les mêmes conditions de température et de pression. Ce paramètre permet de définir le degré de saturation μ qui est le rapport de l'humidité spécifique ω par l'humidité spécifique de saturation ω_{sat} dans les mêmes conditions de température et de pression :

$$\mu = \left(\frac{\omega}{\omega_{sat}}\right)_{T,P} \tag{3.74}$$

L'humidité absolue d_v (ou densité de la vapeur d'eau) est le rapport de la masse m_v de la vapeur d'eau par le volume V total de l'échantillon :

$$d_v = \frac{m_v}{V} \qquad (kg_{eau}/m^3) \tag{3.75}$$

L'humidité relative φ (ou *degré d'hygrométrie*) est le rapport de la fraction molaire de la vapeur d'eau x_v dans un échantillon d'air humide donné par la fraction molaire $x_{v,sat}$ dans un échantillon d'air humide saturé dans les mêmes conditions de température et de pression :

$$\varphi = \left(\frac{x_v}{x_{v,sat}}\right)_{T,P} \qquad soit \qquad \varphi = \frac{\mu}{1 - (1 - \mu)\, x_{v,sat}} \tag{3.76}$$

L'humidité relative de l'air correspond aussi au rapport de la pression partielle de vapeur d'eau contenue dans l'air par la pression de vapeur saturante à la même température :

$$\varphi = \left(\frac{P_v}{P_{v,sat}}\right)_{T,P} \quad \textbf{(3.77)}$$

La pression de vapeur saturante ($P_{v,sat}$) est la pression partielle de vapeur d'eau contenue dans l'air saturé. C'est un paramètre nécessaire pour le calcul du ratio d'humidité de la vapeur d'eau et pour la description de la condensation de la vapeur d'eau. La pression de vapeur saturante est une fonction croissante de la température de l'air humide. Ainsi, pour une même quantité d'eau dans l'air, un air chaud a-t-il une humidité relative plus basse qu'un air froid.

Il existe de nombreuses formulations et tables pour le calcul de la pression de vapeur saturante, avec différentes approximations. L'ASHRAE Handbook Fundamentals 1985 [ASHRAE, 1985] donne les formulations suivantes en fonction des plages de température :

- de -100 à 0°C (par rapport à la glace) :

$$P_{v,sat} = exp\left(\frac{C_{inv}}{T} + C_0 + C_1 T + C_2 T^2 + C_3 T^3 + C_4 T^4 + C_{ln}\, ln(T)\right) \quad \textbf{(3.78)}$$

avec :

$$\begin{cases} C_{inv} = -5674{,}5359 \\ C_0 = 6{,}3925247 \\ C_1 = -0{,}9677843 \times 10^{-2} \\ C_2 = 0{,}62215701 \times 10^{-6} \end{cases} \qquad \begin{cases} C_3 = 0{,}20747825 \times 10^{-8} \\ C_4 = 0{,}9484024 \times 10^{-12} \\ C_{ln} = 4{,}1635019 \end{cases}$$

- de 0 à 200°C (par rapport à l'eau liquide) :

$$P_{v,sat} = exp\left(\frac{C_{inv}}{T} + C_0 + C_1 T + C_2 T^2 + C_3 T^3 + C_{ln}\, ln(T)\right) \quad \textbf{(3.79)}$$

avec :

$$\begin{cases} C_{inv} = -5800{,}2206 \\ C_0 = 1{,}3914993 \\ C_1 = -0{,}04860239 \end{cases} \qquad \begin{cases} C_2 = 0{,}4176478 \times 10^{-4} \\ C_3 = -0{,}14452093 \times 10^{-7} \\ C_{ln} = 6{,}5459673 \end{cases}$$

La température de rosée T_d est la température à laquelle il faut refroidir l'air humide pour atteindre la saturation et donc obtenir un début de condensation, le rapport de mélange restant constant pendant ce refroidissement. Lorsque T_d est atteinte, la pression partielle de la vapeur d'eau est égale à la pression de saturation et le taux d'humidité relative est de 100 %. Pour des températures de rosée inférieures à 0 °C, on parle plutôt de température de gelée car la vapeur saturée est alors en équilibre avec de la glace.

La température de rosée est également la solution de l'équation $\omega_{sat} = \omega(P, T_d)$.
Pour les gaz parfaits, cette équation est réduite à :

$$P_{v,sat}(T_d) = P_v = P \times \frac{\omega}{\omega + (M_v/M_a)} \quad \textbf{(3.80)}$$

Il existe des abaques pour la détermination du point de rosée. Par ailleurs, on peut exprimer la température de rosée en fonction de la pression de vapeur saturante avec la formule de Peppers souvent utilisée dans le domaine du conditionnement d'air [Crétinon, BE8025] :

- pour des valeurs de température de rosée comprises entre 0 et 93°C :

$$T_d(°C) = 6{,}54 + 14{,}526\,\alpha + 0{,}7389\,\alpha^2 + 0{,}09486\,\alpha^3 + 0{,}4569\,P_{v,sat}^{0{,}1984} \quad \textbf{(3.81)}$$

- pour des températures de rosée négatives :

$$T_d(°C) = 6{,}09 + 12{,}608\,\alpha + 0{,}4959\,\alpha^2 \quad \textbf{(3.82)}$$

avec : $\alpha = \ln(P_{v,sat})$ où $P_{v,sat}$ est exprimée en kPa.

Remarque : Parmi toutes ces définitions de l'humidité, seule la première, c'est-à-dire l'humidité spécifique (ω), représente une véritable mesure de concentration de vapeur d'eau, les autres étant des mesures relatives de concentration [Awbi, 2003].

3.5.3.2 La condensation surfacique

La condensation sur une paroi se produit dès lors que la température de surface de celle-ci devient inférieure à la température de rosée de l'air intérieur. Elle intervient à l'interface entre la paroi et le volume d'air. On utilise, pour la représenter, le modèle proposé dans l'Annexe 14 [Hens, 1991] dont les hypothèses sont les suivantes :

- le débit de vapeur condensée reste faible,
- les échanges convectifs et radiatifs ne sont pas modifiés,
- seule la phase liquide est prise en compte,
- le liquide reste à la température de surface de la paroi,
- le liquide reste à la surface de la paroi, jusqu'à sa complète évaporation,
- l'énergie de la condensation est libérée à la surface du mur.

La densité de flux de vapeur condensée, $\phi_{v,cond}$ (kg/s/m²), s'écrit [Woloszyn, 1999] :

$$\phi_{v,cond} = \beta(p_{v,i} - p_{v,surf}) = \beta(p_{v,i} - p_{v,sat,surf}) \quad \textbf{(3.83)}$$

$p_{v,i}$ et $p_{v,surf}$ sont respectivement les pressions partielles de la vapeur d'eau dans l'air et à la surface de la paroi,

$$P_{v,i} = \frac{HR}{100} \times P_{v,sat,i} \quad \textbf{(3.84)}$$

$\beta(s/m)$ est le coefficient décrivant la diffusion de vapeur d'eau entre l'air intérieur et la surface de la paroi. Il est approché par l'expression :

$$\beta = 7{,}4 \times 10^{-9}\, h_c \qquad \text{où} \quad h_c = \begin{cases} 1{,}079 \times \Delta T^{0{,}33} & \textit{pour les murs} \\ 1{,}135 \times \Delta T^{0{,}33} & \textit{pour les plafonds} \end{cases} \quad \textbf{(3.85)}$$

$h_c(W/K/m^2)$ est le coefficient d'échange convectif et $\Delta T(T)$ la différence de température entre le volume d'air et la surface de la paroi.

Ce modèle permet d'obtenir l'équation différentielle décrivant la masse d'eau condensée :

$$\frac{dm_{liq\,,surf}}{dt} = \dot{m}_{v,cond} \quad \textbf{(3.86)}$$

La condensation a lieu lorsque la pression de vapeur de l'air intérieur devient supérieure à la pression de vapeur saturante à la surface de la paroi. En outre, toute masse de vapeur d'eau condensée peut être évaporée. La procédure suivante permet alors de calculer le débit de vapeur condensée $\dot{m}_{v,cond}$ (kg/s) sur une surface froide d'aire A (m²) [Woloszyn, 1999] :

$$\Delta p_v = p_{v,i} - p_{v,sat\,,surf} = p_{v,i}\left(T_{surf}\right) - p_{v,sat}\left(T_{surf}\right) \quad \textbf{(3.87)}$$

i) Si $\Delta p_v > 0$ (condensation)

$$\dot{m}_{v,cond} = \beta \times A \times \Delta p_v \quad \textbf{(3.88)}$$

ii) Sinon $\Delta p_v < 0$ (évaporation potentielle)

Si $m_{liq} > 0$ (présence de liquide, donc évaporation) : $\dot{m}_{v,cond} = -\beta \times A \times \Delta p_v$ **(3.89)**

Sinon $m_{liq} = 0$ (absence de liquide, pas d'évaporation) : $\dot{m}_{v,cond} = 0$ **(3.90)**

3.5.3.3 La condensation dans le volume d'air

La condensation de la vapeur d'eau dans le volume d'air apparaît sous forme de brouillard dans le volume d'air lorsque la quantité de vapeur d'eau contenue dans l'air atteint le niveau de saturation. Cela peut se produire en cas de baisse brusque de la température ou d'augmentation brusque de la quantité de vapeur d'eau ; c'est, par exemple, le cas lors d'une douche. Ce phénomène reste toutefois rare dans les conditions habituellement rencontrées dans un bâtiment.

Les hypothèses pour la modélisation de ce type de condensation dans un bâtiment sont les suivantes :

- la quantité de vapeur d'eau condensée reste faible et la masse volumique de l'air inchangée ;
- on ne tient compte que de la phase liquide (l'apparition de la phase solide étant très improbable dans les bâtiments) ;
- la condensation se produit quand $p_{v,i} \geq p_{v,sat\,,i}$;
- l'équilibre liquide-vapeur est maintenu à la pression de saturation ;
- la vapeur condensée reste à l'intérieur de la zone jusqu'à son évaporation complète ;

La masse d'eau contenue dans l'air d'un local comporte une partie vapeur et éventuellement une partie liquide ; la masse de vapeur d'eau est toujours inférieure à celle de l'état de saturation. Le modèle de condensation de la vapeur d'eau dans le volume d'air est décrit comme suit :

$$m_{eau\ tot} = m_{v,i} + m_{liq} \qquad o\grave{u} \quad m_{v,i} \leq m_{sat} = \frac{P_{v,sat\,,i} \times V_{zone\,,i}}{r_{v,i} \times T} \quad \textbf{(3.91)}$$

i) Si $m_{eau\ tot} \leq m_{sat}$, alors $m_{liq} = 0$ **(3.92)**

ii) Sinon $m_{v,i} = m_{sat}$ et $m_{liq} = m_{eau\ tot} - m_{v,i}$ **(3.93)**

Avec : $r_{v,i} = R_v/M_v = 461{,}52\ J/kg/K$ la constante de la vapeur d'eau.

3.5.3.4 Comportement hygroscopique des matériaux

Le comportement hygroscopique des matériaux et leur influence sur l'humidité de l'air ont fait l'objet de plusieurs travaux. La pression de vapeur étant généralement plus importante à l'intérieur qu'à l'extérieur, il se produit un transfert de vapeur par diffusion de l'intérieur vers l'extérieur de l'enveloppe. Cependant, le phénomène est lent et n'influence que très peu la quantité de vapeur d'eau contenue dans les logements. Le mobilier peut jouer un rôle de régulateur de l'humidité dans un local. En effet, des études expérimentales montrent que l'humidité relative d'un local meublé peut être diminuée de 20 à 40 % par rapport à l'humidité dans un local vide [Monchoux, 1989].

Il existe deux principaux types de modèles pour caractériser l'influence du comportement hygroscopique des matériaux sur la teneur en humidité d'une pièce. Dans le modèle dit détaillé, la loi de Fick permet de calculer la diffusion de vapeur à travers les matériaux, la distance de pénétration de la vapeur dans l'enveloppe ainsi que le flux de la vapeur absorbé par chaque matériau. Ces modèles demandent une description détaillée des matériaux constituant le mobilier et l'enveloppe. Les modèles simplifiés utilisent quant à eux des coefficients globaux pour représenter l'inertie hygroscopique complète d'une pièce induite par tous les matériaux présents [Duforestel, 1994a]. Ces coefficients peuvent être basés sur le type de local ou identifiés pour un ensemble de mobilier donné [Millet, 1995].

Un modèle simplifié décrit par les équations Duforestel a été implémenté dans SIMBAD par Jreijiry [Jreijiry, 2004]. En outre, le modèle de Kusuda, utilisé dans le code SIREN [Villenave, 2006] et dans les travaux de l'annexe 27 [Millet, 1995] a été implémenté. Il établit le bilan des échanges d'humidité entre l'air d'une pièce et son mobilier : boiseries, meubles, moquettes, etc. La variation de la masse d'eau stockée dans le mobilier d'un local est donnée par l'équation :

$$\frac{dm_{mob}}{dt} = 0{,}035 \times A_{eq} \times \varphi - 0{,}018 \times m_{mob} \qquad \textbf{(3.94)}$$

avec :

m_{mob}	*masse d'eau stockée dans la structure et le mobilier d'une pièce*	*(kg)*
A_{eq}	*surface de contact équivalente*	*(m²)*
φ	*taux d'humidité relative dans la pièce [0…1]*	*(-)*

Ce modèle requiert toutefois la définition de surfaces équivalentes dans chaque pièce.

3.5.3.5 Bilan de la vapeur d'eau

Le taux d'humidité à l'intérieur d'un local est influencé par le renouvellement d'air, la production de vapeur d'eau à l'intérieur du local, la condensation surfacique de la vapeur d'eau et l'échange de vapeur d'eau entre l'air intérieur et le mobilier. La production interne de vapeur d'eau est due aux activités au métabolisme humain (une personne produit en moyenne 50 g/h de vapeur d'eau) et aux activités : douche, bain, cuisine, vaisselle, lessive, séchage du linge, nettoyage du sol, etc.

En outre, la vapeur d'eau de l'air extérieur pénètre dans le logement via les ouvertures dédiées à la ventilation et les défauts d'étanchéité. Le bilan de conservation de la masse de vapeur d'eau est donné par l'équation (3.95) tenant compte des sources, du transport aéraulique, de la condensation/évaporation sur les parois et dans le volume d'air, de l'échange avec le mobilier,…

$$\frac{dm_{v,i}}{dt} = S_i + \sum_{j=o}^{N_z} \sum_{k=o}^{Nk(i,j)} \left(\dot{m}_{jik}\,\omega_j + \dot{m}_{ijk}\,\omega_i\right) - \sum_{p=1}^{N_{parois}} A_p \beta_p \left(p_{v,surf\,,p} - p_{v,i}\right) + \eta_{hyg} V_{zone\,,i} \left(\rho_{v,in}(t) - \rho_{v,tamps}(t)\right) - \frac{dm_{liq\,,i}}{dt} \qquad \textbf{(3.95)}$$

3.5.4 Modélisation des échanges particulaires

On distingue deux types de particules :

- les grosses particules, de diamètre supérieur à 10 µm et d'origine naturelle, sont principalement issues de processus mécaniques et biologiques ;
- les fines particules, de diamètre inférieur à 10 µm, sont émises par des procédés de combustion et des procédés industriels.

Les particules ont un impact considérable sur la qualité de l'air intérieur, impact pouvant avoir des effets néfastes sur la santé des occupants, notamment par des allergies. Il parait donc nécessaire d'œuvrer à prédire leur mode de transport dans les logements.

Le parcours d'une particule qui pénètre à l'intérieur des bâtiments se fait en deux étapes principales : le transport dans l'air sous l'action de l'écoulement local et l'interaction avec les différentes surfaces. La Figure 3.22 illustre les échanges de particules à l'intérieur d'un bâtiment.

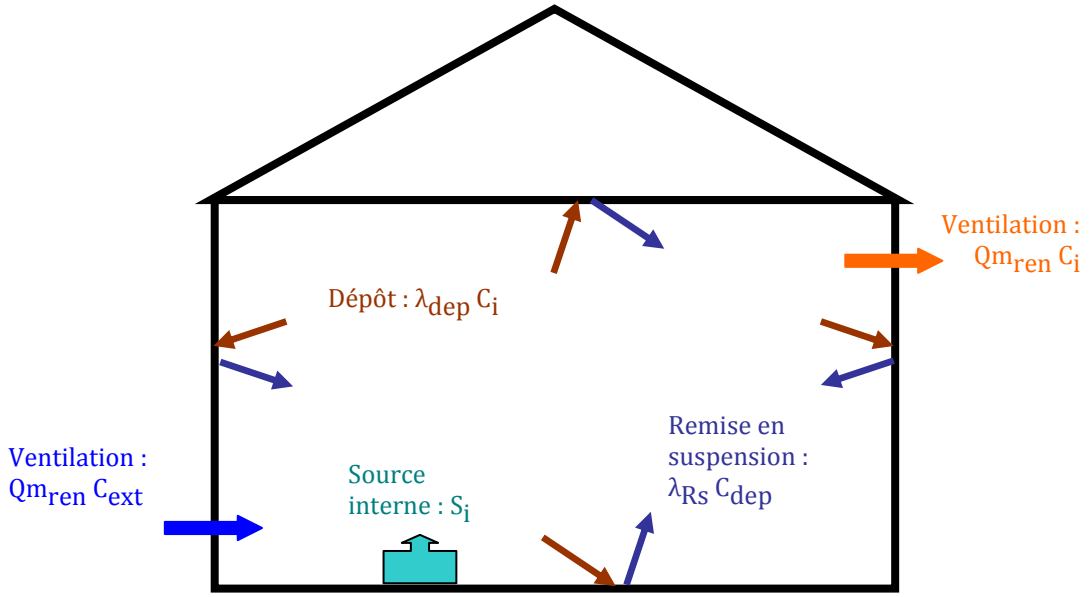


Figure 3.22 : Mouvements des particules dans une enceinte.

Le bilan de conservation de la masse de polluant particulaire peut être exprimé par la relation [Nazaroff, 1993] :

$$V_{zone,i}\frac{dC_i}{dt} = S_i + \sum_{j=o}^{N_z}\sum_{k=o}^{Nk(i,j)}\left(\eta_{ji}\frac{\dot{m}_{jik}\,C_j}{\rho_j} + \frac{\dot{m}_{ijk}\,C_i}{\rho_i}\right) - V_{zone,i}\times\left(\lambda_{dep,i}C_i - \lambda_{Rs,i}C_{dep,i}\right) \qquad \textbf{(3.96)}$$

avec :

C_i	*concentration en particules dans la zone i*	*(kg/m³)*
$C_{dep,i}$	*concentration déposée dans la zone i*	*(kg/m³)*
η_{ji}	*coefficient de pénétration des particules de la zone j vers la zone i*	*(-)*
$\lambda_{dep,i}$	*paramètre de dépôt dans la zone i*	*(s⁻¹)*
$\lambda_{Rs,i}$	*paramètre de remise en suspension dans la zone i*	*(s⁻¹)*

Le facteur η_{ji} représente la filtration des particules au passage d'un orifice. C'est le pourcentage de la concentration extérieure parvenant dans la pièce étudiée via cet orifice :

$$\eta_{ji} = \frac{C_j}{C_{ouverture}} \quad \textbf{(3.97)}$$

Ce coefficient est évalué entre 30% et 100% pour les particules de taille inférieure à 10 µm, cette dernière valeur étant communément admise [Allard et al., 2001]. Les pertes par dépôt sont obtenues grâce au rapport du produit de la vitesse de dépôt et de la surface de la paroi intérieur par le volume total de la zone :

$$\lambda_{dep,i} = \frac{S_{paroi} \times U_{dep,i}}{V_{zone,i}} \quad \textbf{(3.98)}$$

$U_{dep,i}$(m/s) est la vitesse globale de dépôt dans l'enceinte : c'est la vitesse à laquelle migre une particule vers une paroi pour s'y adhérer. Elle se définit comme le rapport de la densité de flux net J_i(kg ou nombre/m^2.s) d'une espèce vers une surface par la concentration de particules dans l'air intérieur :

$$U_{dep,i} = \frac{J_i}{C_i} \quad \textbf{(3.99)}$$

L'évaluation du dépôt reste difficile du fait de sa dépendance à la fois des caractéristiques des particules, de l'écoulement local, du type de revêtement et de l'orientation des parois (plafond, plancher, paroi verticale).

Par ailleurs, on distingue deux types de remise en suspension des particules déposées sur les parois [Allard et al., 2001] :

- celle générée par l'écoulement local de l'air : l'influence de la vitesse d'écoulement de l'air, de l'intensité de la turbulence, de l'humidité relative et de la température sur la remise en suspension des particules peut être négligée dans les conditions habituellement rencontrées dans les habitations ;
- celle due à l'activité des occupants : des études montrent que la concentration augmente en présence d'occupants pendant les mesures.

On représente le plus souvent la remise en suspension et le dépôt par un coefficient unique de « dépôt » $\lambda_{d,i}$ qui prend en compte leur effet global tel que :

$$\lambda_{dep,i} \times C_i + \lambda_{Rs,i} \times C_{dep,i} \approx \lambda_{d,i} \times C_i \quad \textbf{(3.100)}$$

Abadie [Abadie, 2000] a effectué divers travaux sur le dépôt particulaire ; il a notamment fait des expérimentations ayant permis de déterminer des constantes de dépôt sur différents types de revêtements en fonction de la taille des particules et de l'orientation des parois. Les constantes de dépôts de toutes les parois s'additionnent pour déterminer la constante globale dans la pièce. Ces valeurs sont incluses dans le modèle implémenté.

3.6 APPLICATION : MODELISATION DE LA MAISON MARIA

3.6.1 Représentation multizone de MARIA

Le modèle de la maison MARIA sous Matlab/Simulink est un modèle nodal multizone : la température et les concentrations des espèces polluantes sont considérées uniformes dans chaque zone, la pression ayant une évolution hydrostatique. La Figure 3.23 illustre une représentation du modèle de MARIA. La maison est divisée en 11 zones numérotées comme suivent :

- zones 1 à 4 : respectivement les chambres 1 à 4 (à l'étage)
- zones 5 et 6 : respectivement la salle de bain/WC et la douche ;
- zone 7 : le séjour ;
- zones 8 et 9 : respectivement la cuisine et les toilettes ;
- zone 10 : le sous-sol ;
- zone 11 : le hall qui représente l'ensemble composé du cellier, du couloir, de l'escalier menant à l'étage et du palier de l'étage ;

La référence des altitudes est le plancher de chaque zone. A l'extérieur, la référence des hauteurs est le plancher du sous-sol qui correspond au niveau général du sol sur le site. Cette zone a cependant une partie enterrée.

Le hall est une zone de transit. Il est en effet connecté à toutes les autres zones de la maison via des liaisons internes représentant le détalonnage sous les portes fermées. En outre, ces liaisons disposent d'un modèle de grandes ouvertures verticales pour l'étude de l'influence de l'ouverture des portes sur les échanges aérauliques interzones.

En revanche, aucune liaison aéraulique directe n'est considérée entre les différentes pièces à l'exception de la porte entre le séjour et la cuisine. Cette porte est également modélisée par un détalonnage en sa partie inférieure. On considère également deux détalonnages avec le sous-sol : l'un avec le hall et l'autre avec l'extérieur représentant la porte de communication avec le garage.

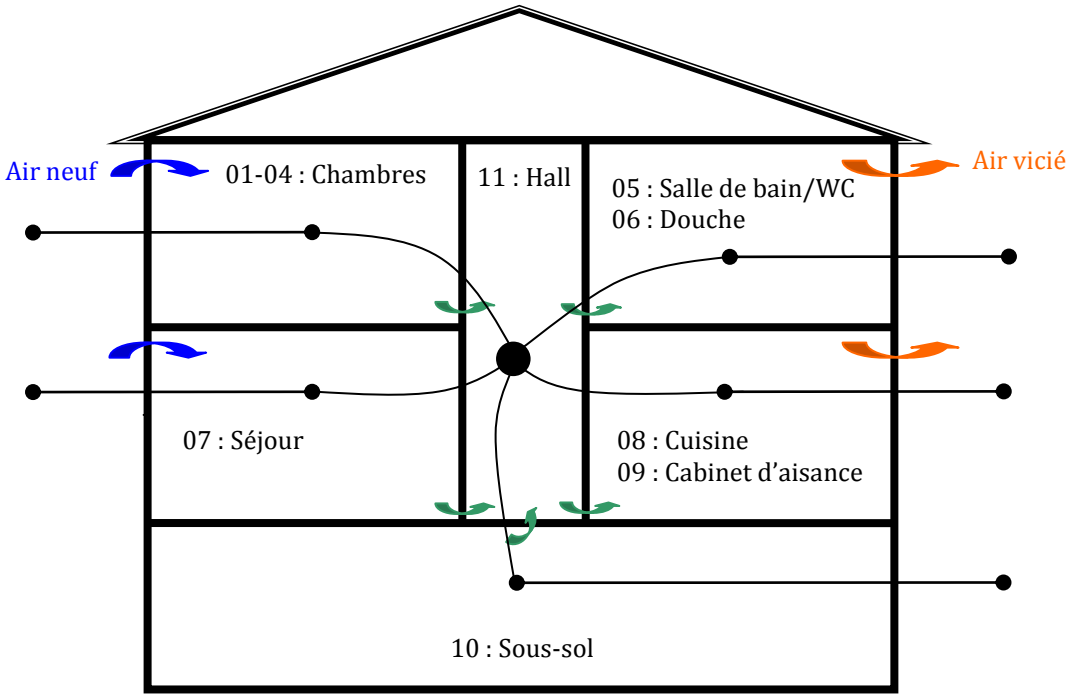


Figure 3.23 : Coupe du modèle et représentation nodale de la maison MARIA.

La hauteur du détalonnage est de 1 cm pour les pièces principales et de 2 cm pour les pièces de service. Les portes ont toute une largeur de 80 cm, à l'exception de celle entre le séjour et le hall (145 cm) et de celle entre le séjour et la cuisine (185 cm).

Par ailleurs, pour représenter les défauts d'étanchéité, chaque façade d'une zone de la maison est modélisée par deux orifices : l'un des orifices est placé à une hauteur correspondant au ¼ de la hauteur de la pièce, l'autre étant disposée à une hauteur égale au ¾ de la hauteur de la pièce. Cette distinction permet de prendre en compte l'existence d'un éventuel plan neutre au niveau de la façade. L'air extérieur pourrait en effet entrer dans le bâtiment par la « perméabilité basse » tandis que l'air intérieur en ressortirait par la « perméabilité haute » de la façade.

La valeur de la perméabilité à l'air de l'enveloppe utilisée est égale à 0,9 $m^3/h/m^2$ correspondant aux résultats des essais. Les défauts d'étanchéité sont uniformément répartis sur toutes les façades verticales. En revanche, la perméabilité des plafonds et des planchers n'est pas prise en compte dans le modèle. On ne dispose en effet pas de mesure de perméabilité par façade.

Enfin, les entrées d'air et les bouche d'extraction utilisées ont été décrites au CHAPITRE 2 et modélisées au CHAPITRE 3.

3.6.2 Réseau de ventilation naturelle

La ventilation naturelle est réalisée à l'aide de conduits verticaux individuels de diamètre 160 mm chacun. Les conduits débouchent en toiture par un extracteur statique. Le comportement dynamique de l'extracteur statique n'est pas modélisé, mais il est représenté par un coefficient de pression constant et égal à -0,4. Le modèle tient également compte de la présence d'un moteur dans le cas d'une mise en œuvre, par exemple, d'un système de ventilation naturelle assistée. La Figure 3.24 présente le schéma du réseau modélisé de la ventilation naturelle.

L'objectif des calculs dans le réseau est d'obtenir la pression p_{Bi} pour chaque bouche d'extraction en vue du calcul du débit d'air extrait. Ainsi, la pression p_i en amont de la bouche d'extraction s'obtient grâce à la pression de référence au plancher, $p_{i,0}$, qui est l'inconnue :

$$p_i = p_{i,0} - \rho_i g h_i \tag{3.101}$$

Le débit d'air extrait est fonction de la différence de pression à la bouche d'extraction, et donc des pressions p_i et p_{Bi}. Finalement, la pression p_{Bi} en aval de la bouche d'extraction s'obtient de l'action des moteurs de la ventilation naturelle, des pertes de charge du réseau et de la pression intérieure :

$$p_{Bi} - p_i = -(\rho_{ext} - \rho_i) g h - \Delta p_{moteur} + \frac{1}{2} \rho_{ext} C_p U_w^2 + \Delta p_{conduit} \tag{3.102}$$

Dans cette expression, les pertes de charge singulières et particulières sont données par l'équation (3.48). On ne considère ici que les pertes de charge régulières dues aux aspérités des conduits verticaux et dont la hauteur est comprise entre 0,07 et 0,15 mm pour les conduits en acier galvanisés utilisés [I.E IDEL'CIK, 1969].

Le coefficient de pression du vent au débouché de toiture tient compte de l'effet d'aspiration de l'extracteur ($C_{p,extracteur}$), de l'effet de la proximité du toit ($C_{p,toit,0}$) et d'une correction due à la hauteur de l'extracteur au-dessus du toit ($dC_{p,hauteur}$) [EN 15242, 2005] :

$$C_p = C_{p,extracteur} + \left(C_{p,toit,0} + dC_{p,hauteur} \right) \tag{3.103}$$

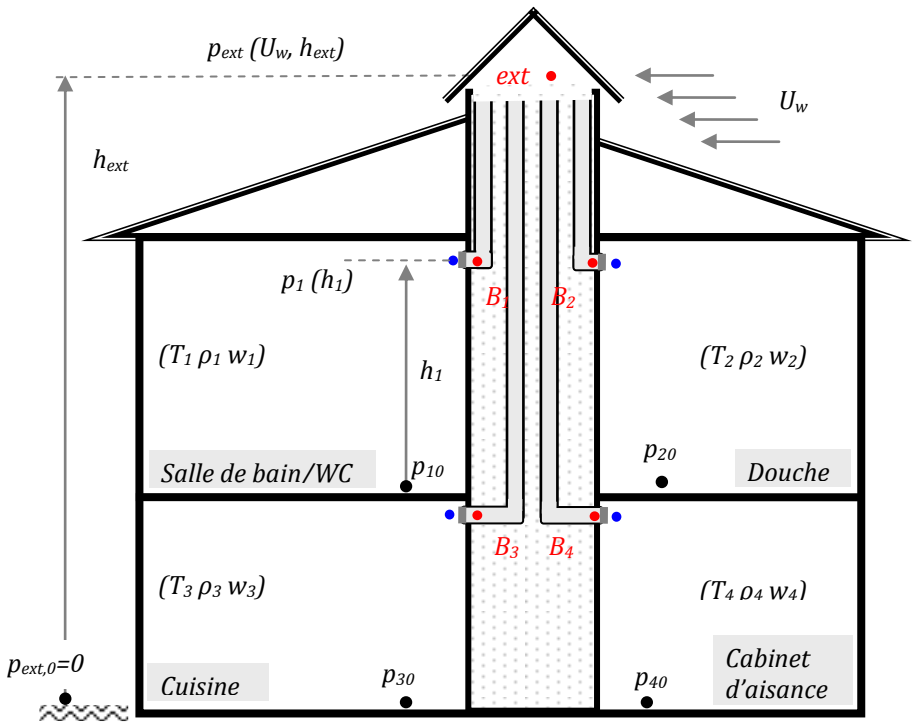


Figure 3.24 : Schéma du réseau de ventilation naturelle de la maison MARIA.

3.6.3 Réseau de la VMC simple flux

Le réseau de la VMC simple flux est composé de 4 conduits individuels d'extraction issus des pièces de service et d'un conduit de rejet de l'air vicié débouchant en toiture (Figure 3.25). La Figure 3.26 donne les caractéristiques aérauliques du ventilateur de la VMC simple flux autoréglable.

L'objectif est également de déterminer la pression p_{Bi} en aval de la bouche d'extraction de la pièce i. On part pour cela de la pression extérieure après avoir initialisé les débits. On fait l'hypothèse que la pression p_{k3} au débouché de conduit est égale à la pression extérieure :

$$p_{k3} = p_{ext} = 0 - \rho_{ext}\, g z_{ext} + \frac{1}{2}\rho_{ext}\, C_p\, U_w^2 \qquad \textbf{(3.104)}$$

Par ailleurs, la masse volumique de l'air dans le conduit de rejet est calculée à partir des valeurs moyennes de la température et de l'humidité de l'air issu des différentes pièces. La pression p_{k1} en amont du ventilateur s'obtient par la relation :

$$p_{k1} = -\Delta p_{ventil} + p_{k2} + \rho_{moy}\, g(z_{k2} - z_{k1}) + \frac{1}{2}\rho_{moy}\, \zeta_{ventil} \left(\frac{\dot{m}}{\rho_{moy}\, A}\right)^2 \qquad \textbf{(3.105)}$$

La dépression créée par le ventilateur permet de vaincre les pertes de charge du réseau : Δp_{ventil} est a priori positive et dépend du débit d'air. Le modèle prend également en compte une éventuelle perte de charge du ventilateur, ζ_{ventil}, lorsque celui-ci est à l'arrêt. Mais cette option n'est pas utilisée dans le cas de la VMC simple flux.

La pression p_{k2} en aval du ventilateur s'écrit :

$$p_{k2} = p_{k3} + \rho_{moy}\, g(z_{k3} - z_{k2}) + \Delta p_{conduit} \qquad \textbf{(3.106)}$$

$\Delta p_{conduit}$ est donnée par l'équation (3.48). Enfin, la pression p_{Bi} obtenue par application du théorème de Bernoulli dans le conduit :

$$p_{Bi} = p_{k1} + \rho_i g(z_{k1} - z_{Bi}) + \Delta p_{conduit} \quad \textbf{(3.107)}$$

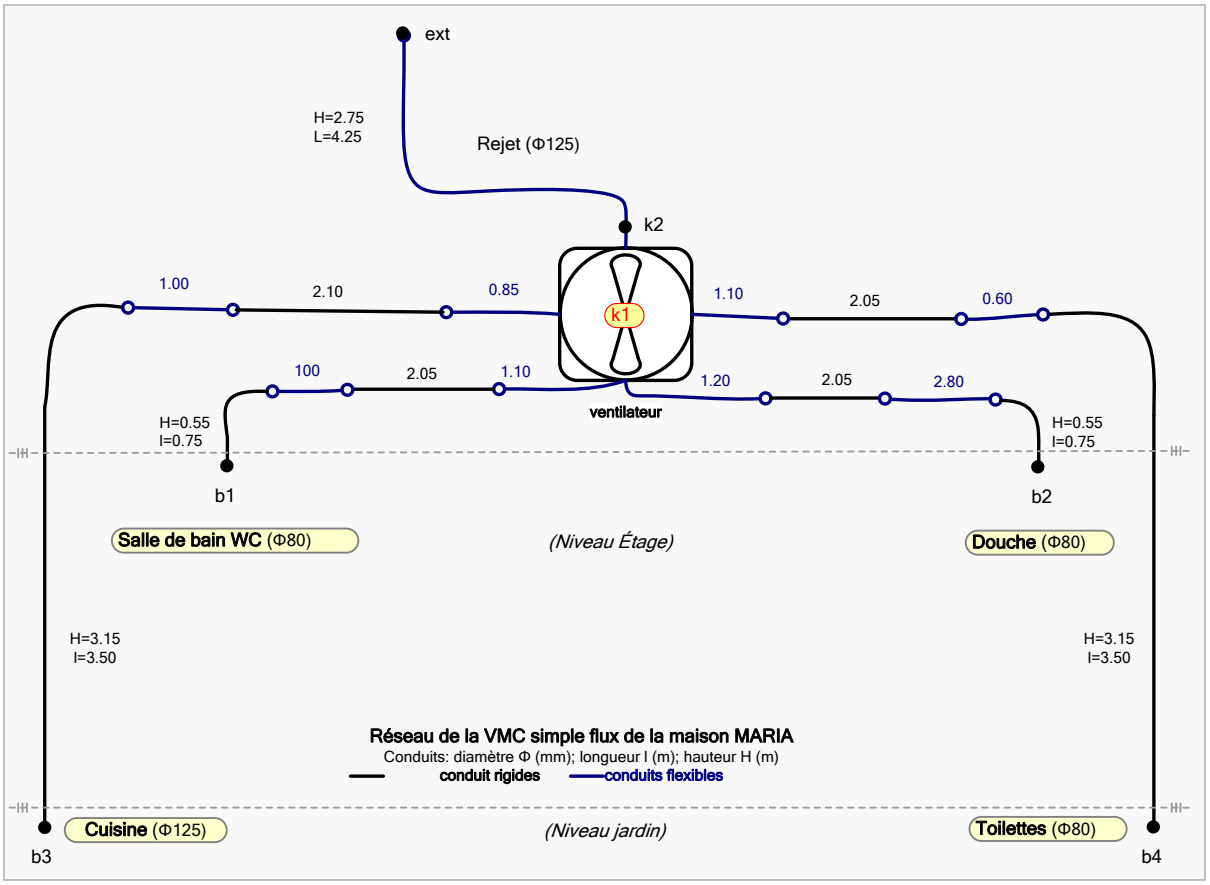


Figure 3.25 : Schéma du réseau aéraulique de la VMC simple flux de MARIA.

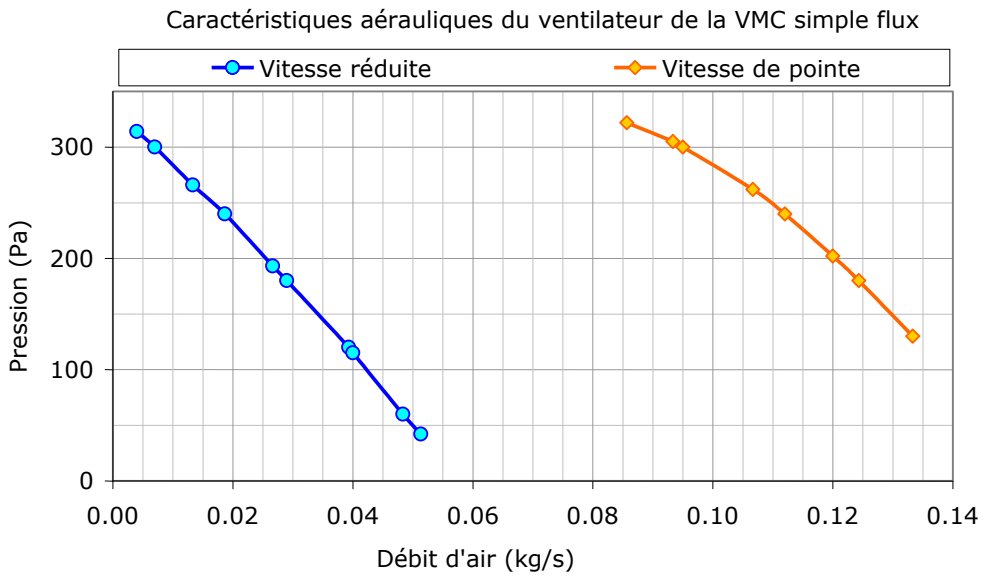


Figure 3.26 : Courbe d'un ventilateur pour la VMC simple flux.

La régression polynomiale d'ordre 2 permet d'obtenir les équations des courbes caractéristiques du ventilateur utilisé pour la VMC simple flux :

- en mode débit réduit :

$$\Delta p_{ventil} = -18721\,\dot{m}^2 + 4723\,\dot{m} + 333 \qquad (R^2 = 0{,}9999) \qquad \textbf{(3.108)}$$

- en mode débit de pointe utilisé lors de la cuisson des aliments :

$$\Delta p_{ventil} = -42755\,\dot{m}^2 + 5310\,\dot{m} + 181 \qquad (R^2 = 0{,}9999) \qquad \textbf{(3.109)}$$

La Figure 3.27 présente la courbe aéraulique et la courbe de consommation énergétique du ventilateur de la VMC simple flux hygroréglable. Le calcul de la consommation est fait à l'aide d'une interpolation linéaire suivant le débit. La régression polynomiale d'ordre 2 permet d'obtenir l'équation de la courbe aéraulique :

$$\Delta p_{ventil} = 352128\,\dot{m}^4 - 131488\,\dot{m}^3 + 7274\,\dot{m}^2 + 182\,\dot{m} + 102 \qquad (R^2 = 0{,}9991) \qquad \textbf{(3.110)}$$

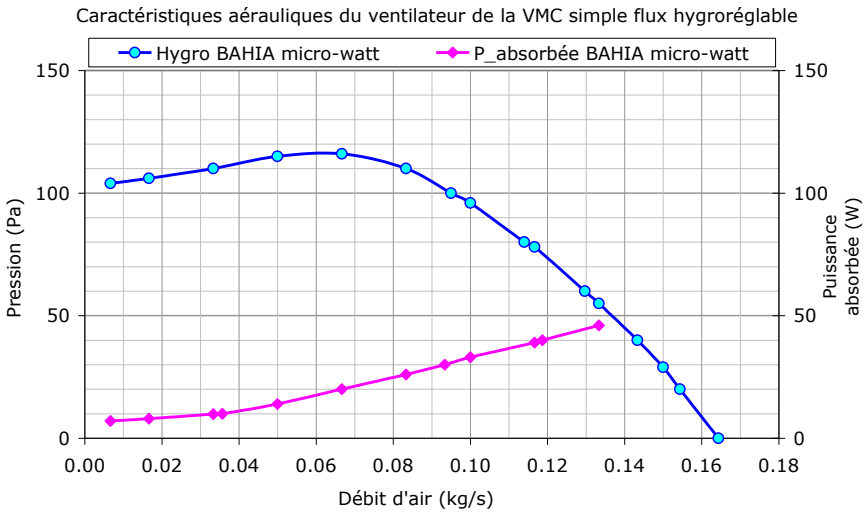


Figure 3.27 : Courbe d'un ventilateur pour la VMC simple flux hygroréglable.

3.6.4 Réseau de la VMC double flux

Le réseau de la VMC double flux est composé d'un ventilateur d'insufflation de l'air neuf, d'un ventilateur de reprise de l'air vicié et d'un échangeur de chaleur (Figure 3.28). Ce dernier, d'une efficacité de 90%, permet de préchauffer l'air neuf grâce à la chaleur récupérée sur l'air vicié repris. Le moteur dispose de 8 modes de fonctionnement correspondant chacun à un type de logement.

Les courbes de caractéristiques aérauliques correspondant à la maison MARIA sont présentées par la Figure 3.29. Elles comportent chacune une partie polynomiale et une partie linéaire. Pour un rendement optimum du système, le point de fonctionnement doit se situer dans la partie linéaire où le débit est constant quelle que soit la pression (soit de 0 à 250 Pa en mode réduit et de 0 à 200 Pa en mode de pointe). Une régression polynomiale d'ordre 4 permet d'obtenir les équations de la partie polynomiale dont les coefficients sont donnés par le Tableau 3.10.

L'échangeur de chaleur est également caractérisé par sa perte de charge. La structure des plaques internes constitue une résistance à l'écoulement. La Figure 3.29 illustre cette perte de charge en fonction du débit d'air. Cette caractéristique est fournie par le constructeur et elle inclut également l'influence du filtre à particules neuf intégré dans le groupe de ventilation.

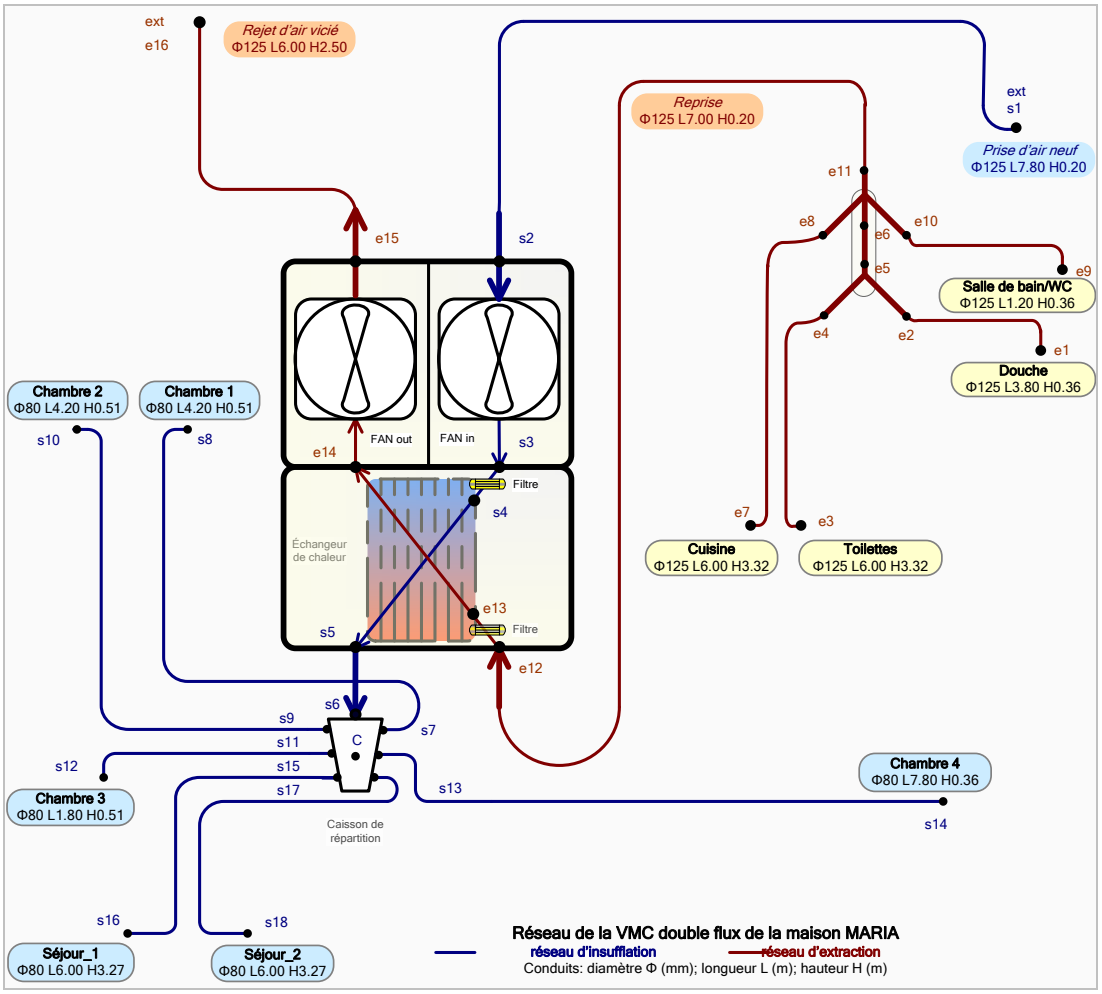


Figure 3.28 : Schéma du réseau aéraulique de la VMC double flux de MARIA.

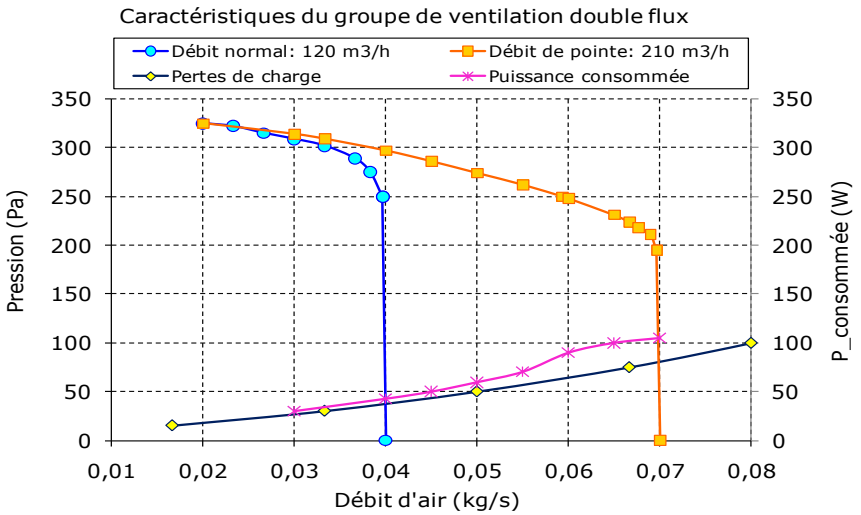


Figure 3.29 : Courbes caractéristiques du groupe de la VMC double flux.

$\Delta p_{ventil} = \sum_{k=0}^{4} a_k \dot{m}^k$	a_0	a_1	a_2	a_3	a_4	R^2
Débit réduit	-1612	$2{,}91.10^5$	$-1{,}6.10^7$	$3{,}86.10^8$	$-3{,}44.10^9$	0,9974
Débit de pointe	155	20234	$-8{,}21.10^5$	$1{,}32.10^7$	$-7{,}79.10^7$	0,9965

Tableau 3.10 : Coefficients des courbes caractéristiques du ventilateur de VMC double flux.

3.6.4.1 Calculs dans le réseau d'extraction

L'objectif est également de déterminer les pressions p_{e1}, p_{e3}, p_{e7}, et p_{e9} en aval des différentes bouches d'extraction. On considère que $p_{e16} = p_{ext}$, ainsi :

$$p_{e15} = p_{e16} + \rho_{moy\,2} g(z_{e16} - z_{e15}) + \Delta p_{conduit} \quad \textbf{(3.111)}$$

On calcule ensuite la pression p_{e14} en amont du ventilateur d'extraction :

$$p_{e14} = p_{e15} - \Delta p_{ventil} \qquad o\grave{u} \quad \Delta p_{ventil} > 0 \quad \textbf{(3.112)}$$

Les pertes de charge de l'échangeur de chaleur et du filtre à particules sont données par le constructeur en fonction de la plage de débit (Cf. Figure 3.29). On a donc :

$$p_{e12} = p_{e14} + \Delta p_{ech+filtre} \quad \textbf{(3.113)}$$

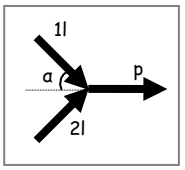
Pour le calcul de la pression p_{e11} au nœud e_{11} en aval de la fourche, on utilise le débit d'air total et la masse volumique du mélange, les deux nœuds étant à la même hauteur :

$$p_{e11} = p_{e12} + \Delta p_{conduit} \quad \textbf{(3.114)}$$

La perte de charge dans la jonction de type culotte, confluent à 3 branches (e_2_e_5; e_4_e_5) latérales d'un angle de 45° avec la branche principale, est donnée pour chaque branche par la relation :

$$\zeta_{p.l} = \frac{\Delta p_l}{\frac{1}{2}\rho\left(\frac{\dot{m}_p}{\rho F_p}\right)^2} = 4\left(\frac{\dot{m}_l}{\dot{m}_p}\right)(0{,}9 + cos^2\,\alpha) + \left(\frac{\dot{m}_l}{\dot{m}_p}\right)^4\left(1 + \left(1 - \frac{\dot{m}_p}{\dot{m}_l}\right)^4\right)(1 - cos^2\,\alpha)$$

$$-4\left(\frac{\dot{m}_l}{\dot{m}_p}\right)^2 cos^2\,\alpha - 4(0{,}2 + 0{,}5\,cos^2\,\alpha) \quad \textbf{(3.115)}$$

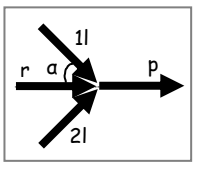


La perte de charge dans la jonction de type fourche, confluent à 4 branches (e_6_e_{11}, e_{10}_e_{11}, e_6_e_{11}), est calculée suivant les différentes branches, la vitesse de référence étant celle de la branche principale.

On a ainsi :

- pour la branche rectiligne e_6_e_{11} ($\alpha = 45°$ pour MARIA),

$$\zeta_{p.r} = 1 + \left(\frac{\dot{m}_r}{\dot{m}_p}\right)^2\left(1 - \frac{8\left(1 + \frac{\dot{m}_r}{\dot{m}_p}\right)}{\left(0{,}75 + 0{,}25\frac{\dot{m}_r}{\dot{m}_p}\right)^2} - 2\frac{F_p}{F_{1l}}\frac{1 + \left(\frac{\dot{m}_{2l}}{\dot{m}_{1l}}\right)^2}{\left(1 + \frac{\dot{m}_{2l}}{\dot{m}_{1l}}\right)^2}\left(1 - \frac{\dot{m}_p}{\dot{m}_r}\right)^2 cos\,\alpha\right) \quad \textbf{(3.116)}$$



- pour l'une des branches latérales $e_8_e_{11}$ ou $e_{10}_e_{11}$ ($\alpha = 45°$ pour MARIA),

$$\zeta_{p.1l} = \frac{\Delta p_{1l}}{\frac{1}{2}\rho\left(\frac{\dot{m}_p}{\rho F_p}\right)^2} = 1 + \left(\frac{\dot{m}_{1l}}{\dot{m}_p}\frac{F_p}{F_{1l}}\right)^2 - 8\left(\frac{\dot{m}_{1l}}{\dot{m}_p}\right)^2 \frac{\left(\frac{\dot{m}_p}{\dot{m}_{1l}} - \left(1 + \frac{\dot{m}_{2l}}{\dot{m}_{1l}}\right)\right)^2}{4 - \frac{\dot{m}_{1l}}{\dot{m}_p}\left(1 + \frac{\dot{m}_{2l}}{\dot{m}_{1l}}\right)}$$

$$-2\frac{F_p}{F_{1l}}\left(\frac{\dot{m}_{1l}}{\dot{m}_p}\right)^2\left(1 + \left(\frac{\dot{m}_{2l}}{\dot{m}_{1l}}\right)^2\right)cos\,\alpha \qquad \textbf{(3.117)}$$

Enfin, la pression p_{e1} en aval de la bouche d'extraction de la douche, par exemple, est :

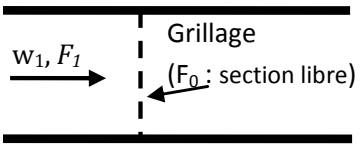
$$p_{e1} = p_{e2} + \rho_1 g(z_{e2} - z_{e1}) + \Delta p_{conduit} \qquad \textbf{(3.118)}$$

3.6.4.2 Calculs dans le réseau d'insufflation

On cherche ici à obtenir les pressions aux nœuds s_8, $s_{10}, s_{12}, s_{14}, s_{16}$ et s_{18} en amont des bouches d'insufflation (Figure 3.28). Le calcul part de la pression extérieure, mais ce sont les pressions en amont de l'écoulement qui sont recherchées. Les pertes de charge sont par conséquent affectées d'un signe négatif.

Le réseau d'insufflation dispose en son entrée au nœud de pression s_1 d'une grille d'entrée de réseau visant de filtration de l'air neuf. La perte de charge de cette grille peut se calculer comme suit [I.E IDEL'CIK, 1969] :

$$\zeta_{grille} = \frac{\Delta p_{grille}}{\frac{1}{2}\rho w_1^2} = k_0\left(1 - \frac{F_0}{F_1}\right)\left(1 - \frac{F_1}{F_0}\right)^2 \qquad \textbf{(3.119)}$$



Le facteur $k_0 = 1{,}3$ (données d'Adamov) pour les grillages en fils métalliques rond en cours d'utilisation et $k_0 = 1{,}0$ pour les grillages neufs utilisés dans le présent cas. Cependant, on ne tiendra pas compte de l'influence du nombre de Reynolds dans ce premier modèle.

Le détail du calcul des différentes pressions du réseau est comme suit :

- pression au nœud s_1 :

$$p_{s1} = p_{ext} - \Delta p_{grille} \qquad \textbf{(3.120)}$$

- pression au nœud s_2 (en amont du ventilateur d'insufflation) :

$$p_{s2} = p_{s1} - \Delta p_{conduit} \qquad \textbf{(3.121)}$$

- pression p_{s3} en aval du ventilateur d'insufflation :

$$p_{s3} = p_{s2} + \Delta p_{ventil} \qquad o\grave{u} \quad \Delta p_{ventil} > 0 \qquad \textbf{(3.122)}$$

- pression p_{s5} (les pertes de charge de l'échangeur de chaleur et du filtre sont données par le constructeur) :

$$p_{s5} = p_{s3} - \Delta p_{ech+filtre} \quad \textbf{(3.123)}$$

- pression p_{s6} :

$$p_{s6} = p_{s5} - \Delta p_{conduit} \quad \textbf{(3.124)}$$

- pression p_c dans le caisson de répartition de l'air neuf. On considère un élargissement brusque au nœud s_6 :

$$p_c = p_{s6} - \Delta p_{élargissement} \quad \textbf{(3.125)}$$

Le coefficient de perte de charge d'un élargissement brusque, pour $R_e \geq 3500$, est donné par la formule de Borda-Carnot :

$$\zeta_{élargissement} = \left(1 - \frac{F_{s6}}{F_C}\right)^2 \quad \textbf{(3.126)}$$

- pression p_{s7} au nœud s_7 (idem pour $s_9, s_{11}, s_{13}, s_{15}$ et s_{17}) ; il s'agit d'un rétrécissement brusque :

$$p_{s7} = p_C - \Delta p_{rétrécissement} \quad \textbf{(3.127)}$$

Le coefficient de perte de charge d'un rétrécissement brusque est donné par l'expression (la perte de charge du rétrécissement progressif du caisson de répartition ayant été négligée) :

$$\zeta_{rétrécissement} = \frac{1}{2}\left(1 - \frac{F_{s7}}{F_C}\right) \quad \textbf{(3.128)}$$

- pression p_{s8} au nœud s_8 (idem pour autres bouches d'insufflation) :

$$p_{s8} = p_{s7} + \rho_{moy\,2} g(z_{s7} - z_{s8}) - \Delta p_{conduit} \quad \textbf{(3.129)}$$

Enfin, le débit d'air neuf insufflé à la « bouche s_8 » (similaire pour les autres bouches) est donné par l'expression :

$$\dot{m}_{s8} = K(p_{s8} - p_i)^{\frac{1}{2}} = K\left(p_{s8} - \left(p_{i,0} - \rho_i g h_i\right)\right)^{\frac{1}{2}} \quad \textbf{(3.130)}$$

Cette dernière équation traduit le couplage du réseau de conduits avec le « modèle aéraulique du bâtiment » puisque la pression de référence, $p_{i,0}$, dans la zone y apparaît. Ce couplage a été décrit au chapitre précédent. Le modèle ainsi obtenu va servir à la comparaison avec l'étude expérimentale.

3.7 CONFRONTATION DES RESULTATS NUMERIQUES ET EXPERIMENTAUX

Ce paragraphe présente une confrontation entre les résultats expérimentaux et ceux des simulations. L'objectif est de vérifier l'adéquation entre le modèle aéraulique de MARIA et la maison réelle. Autrement dit, il s'agit de faire un "calage" du modèle sur la maison MARIA réelle en vue de l'utilisation du modèle pour l'étude des performances des stratégies de ventilation.

3.7.1 Conditions des simulations

Pour ces simulations comparatives comme pour les essais expérimentaux dans la maison MARIA, la source de pollution est représentée par une émission d'hexafluorure de soufre à un débit de 2 ml/s pendant une durée de 5 heures dans différentes pièces. Dans la mise en œuvre de ces simulations, le modèle utilise, pour chaque pièce et à chaque pas de temps, les paramètres physiques mesurés par lors des essais les différents capteurs de la maison réelle et la station météorologique.

Ainsi, les températures et l'humidité relative de l'air intérieur, la température et l'humidité relative de l'air extérieur, la vitesse et la direction du vent constituent des données d'entrée pour les calculs numériques. Seules les pressions à l'intérieur des zones et dans le réseau de ventilation, et donc les débits d'air, résultent de la résolution numérique ; il en va de même des concentrations en gaz traceur. De plus, la vitesse de vent mesurée par la station météorologique est directement utilisée comme vitesse de vent sur site lors de ces simulations : elle est en effet mesurée à une hauteur de 10,9 m à quelques mètres de la maison expérimentale MARIA.

Par ailleurs, les défauts d'étanchéité sont représentés comme décrits au paragraphe 3.6 de même que les liaisons internes. Les systèmes de ventilation sont décrits ci-après.

- **VMC simple flux**

Les conduits et les bouches d'extraction ont un diamètre de 125 mm dans la cuisine et 80 mm dans les autres pièces de service. Une entrée d'air autoréglable de module 30 m^3/h sous 20 Pa est utilisée dans chaque chambre et deux dans le séjour. Les débits d'air mesurés aux bouches d'extraction sont comparés aux débits simulés dans le Tableau 3.11 : on peut noter l'adéquation entre ces débits.

	Cuisine	Salle de bain/WC	Douche	Toilettes	Total
Débit mesuré (m^3/h)	62±1	30±1	15±1	14±1	121±4
Débit simulé (m^3/h)	60	30	15	15	120

Tableau 3.11 : Débits d'air extraits mesurés et simulés pour la VMC simple flux.

- **Ventilation naturelle**

La ventilation naturelle utilise les mêmes que la VMC simple flux. En revanche, l'extraction d'air dans les pièces de service est effectuée à l'aide de quatre conduits verticaux de diamètre 160 mm chacun. La section effective des grilles d'extraction situées est de 100 cm^2.

- **VMC double flux**

Les conduits du réseau d'extraction d'air vicié sont de diamètre 125 mm. Les caractéristiques des bouches d'extraction autoréglables sont modélisées pour atteindre les débits mesurés :

- cuisine : 60 m^3/h sous 50 à 200 Pa ;
- salle de bain WC : 30 m^3/h sous 50 à 150 Pa ;
- douche : 30 m^3/h sous 50 à 150 Pa ;
- toilettes : 20 m^3/h sous 50 à 150 Pa ;

Les conduits du réseau d'insufflation d'air neuf ont un diamètre de 80 mm. Une bouche d'insufflation est installée par chambre et deux dans le séjour. Les débits d'air mesurés et simulés sont consignés dans le Tableau 3.12. On constate un léger déséquilibre entre les débits insufflés et extraits mesurés ; numériquement, on a essayé d'obtenir un système mieux équilibré.

Pièce principale	Qv_{mes} (m^3/h)	Qv_{sim} (m^3/h)	Pièce de service	Qv_{mes} (m^3/h)	Qv_{sim} (m^3/h)
Chambre 1	24±2	23	Salle de bain/WC	28±2	30
Chambre 2	25±2	23	Douche	29±2	30
Chambre 3	24±2	24	Cuisine	57±2	60
Chambre 4	25±2	24	Toilettes	23±2	20
Séjour (1)	22±2	22	-	-	
Séjour (2)	23±2	22	-	-	
Insufflation totale	143±12	138	Reprise totale	137±8	139

Tableau 3.12 : Débits d'air mesurés et simulés pour les deux réseaux de la VMC double flux.

3.7.2 Résultats préliminaires

La Figure 3.30 compare les concentrations en SF_6 obtenues dans le séjour (pièce d'injection) respectivement par le modèle et les essais, la maison étant équipée de la VMC simple flux.

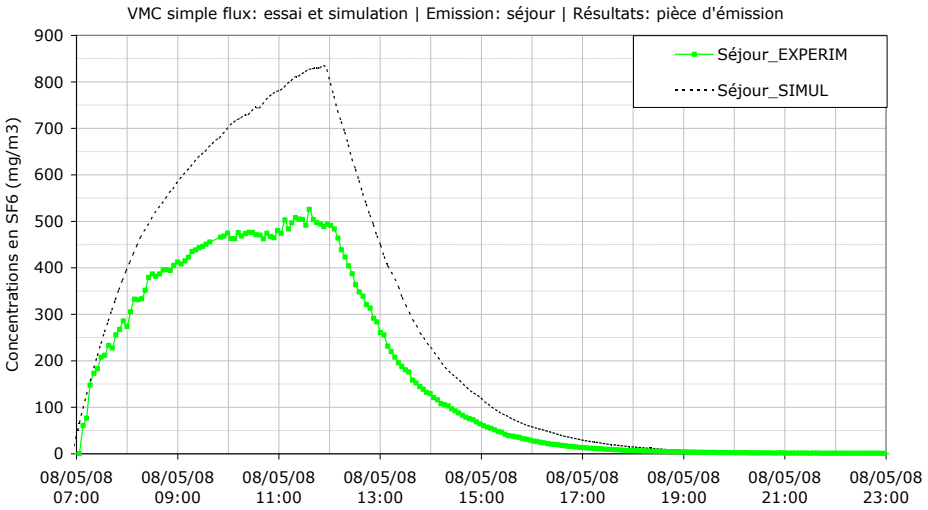


Figure 3.30 : VMC SF, émission dans le séjour – Comparaison des concentrations dans le séjour.

On constate que les résultats numériques sont largement décalés par rapport aux résultats expérimentaux. En effet, la pollution atteint 830 mg/m³ avec le modèle alors qu'elle ne dépasse guère 530 mg/m³ dans le cas expérimental. Ce décalage des résultats dans la pièce d'émission est répercuté sur le transfert de polluant vers les autres pièces (Figure 3.31.a). On constate une différence de 250 mg/m³ entre les concentrations numérique et expérimentale dans la cuisine.

Un constat similaire est fait dans la chambre 4 où la concentration atteint 55 mg/m³ expérimentalement tandis qu'elle est quasiment nulle avec le modèle. En revanche, les résultats dans le hall et la salle de bain plus proches des mesures (Figure 3.31b). La différence est d'environ 15 mg/m³ dans la chambre 3.

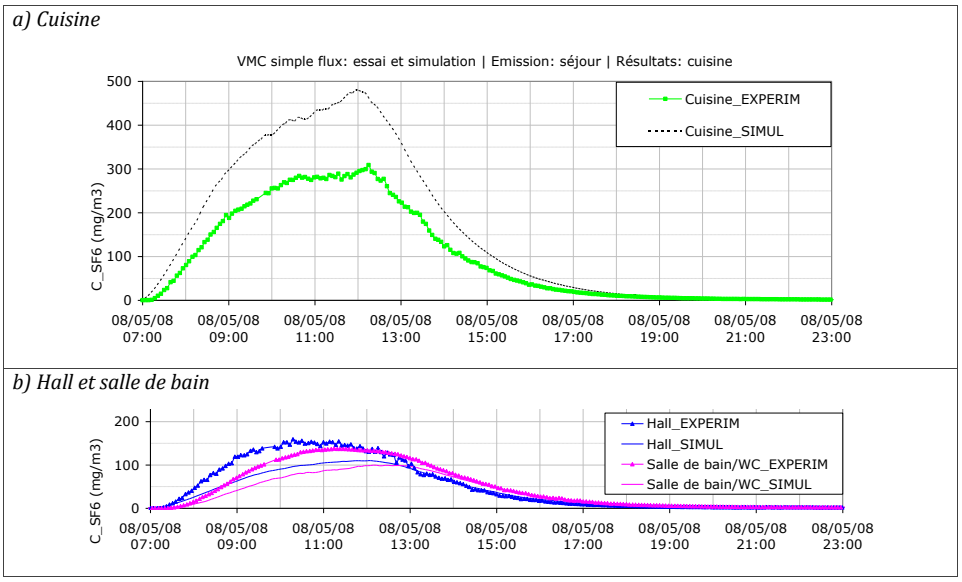


Figure 3.31 : VMC SF, émission dans le séjour – Transfert de polluant vers les autres pièces de la maison.

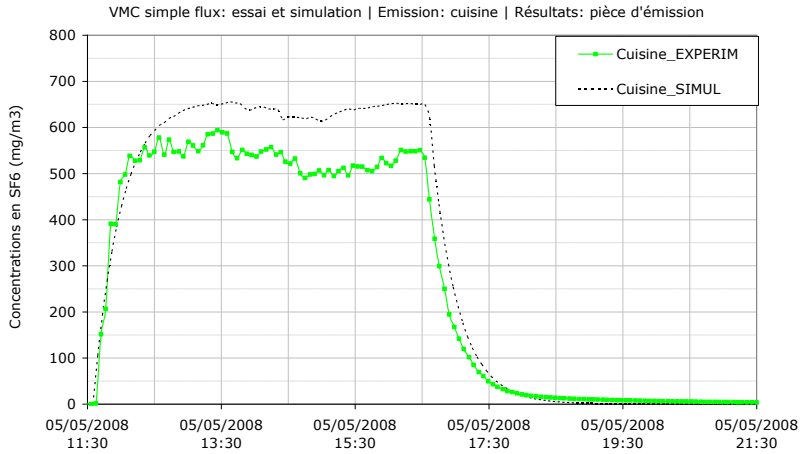


Figure 3.32 : VMC SF, émission dans la cuisine – Comparaison des concentrations dans la cuisine.

Pour vérifier ces résultats, une injection a été faite dans la cuisine, et les résultats sont illustrés par la Figure 3.32. La concentration obtenue avec le modèle est également supérieure à celle des essais. Cependant, la différence est plus faible que celle observée pour l'émission dans le séjour. De plus, le transfert de polluant vers les autres pièces semble concordant d'autant plus que les concentrations sont quasiment nulles en dehors de la cuisine.

Enfin, une comparaison faite pour une injection dans la chambre 3 aboutit à des résultats similaires à ceux obtenus dans le séjour, qui se répercutent pareillement sur le transfert vers les autres pièces.

Les résultats issus du modèle de MARIA montrent ainsi des disparités avec les mesures dans la maison réelle quelle que soit la localisation de la source de polluant. Le modèle tend donc à surestimer les niveaux de concentration dans la pièce d'émission. Les résultats indiquent toutefois une cohérence en ce qui concerne l'allure générale des courbes. On note en effet une bonne représentation par le modèle de la dynamique des concentrations et, dans une moindre mesure, du transfert de polluant à partir d'une source située dans la cuisine. Cela montre qu'il ne s'agit pas d'un problème de convergence numérique.

Ces disparités entre le modèle et l'étude expérimentale laisse entrevoir différentes hypothèses qui pourraient en être l'origine, à savoir : une éventuelle surestimation du débit d'injection de SF_6 par le doseur, l'absence de perméabilité interzone dans le modèle, la répartition uniforme de la

perméabilité à l'air sur les façades ou l'impact des coefficients de pressions utilisés.

Par conséquent, il est primordial de faire une étude de sensibilité en vue de déterminer l'influence de chacun de ces paramètres sur les niveaux de concentration, l'objectif étant d'essayer de rapprocher au mieux les résultats numériques des résultats expérimentaux.

3.7.3 Influence du débit de polluant

On a fait varier le débit d'émission de polluant jusqu'à ce que l'évolution de la concentration dans la pièce d'injection s'ajuste à celle des mesures. Les résultats sont présentés ci-après.

3.7.3.1 Cas de la VMC simple flux

- **Emission dans le séjour**

La figure 4.7 compare les concentrations obtenues expérimentalement et numériquement pour une injection dans le séjour. Le débit d'injection varie de 2,0 ml/s (débit expérimental) à 1,3 ml/s. Le transfert du polluant vers la cuisine est présenté par la Figure 3.34a.

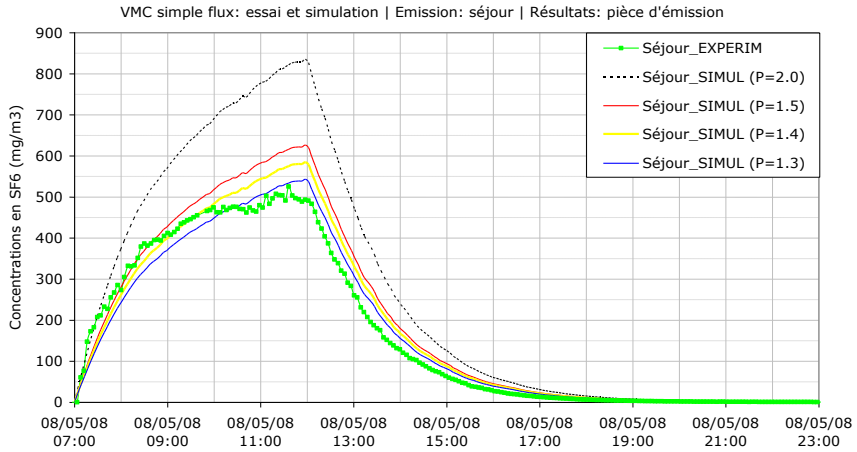


Figure 3.33 : VMC SF, émission dans le séjour – Influence du débit d'injection sur la concentration dans le séjour.

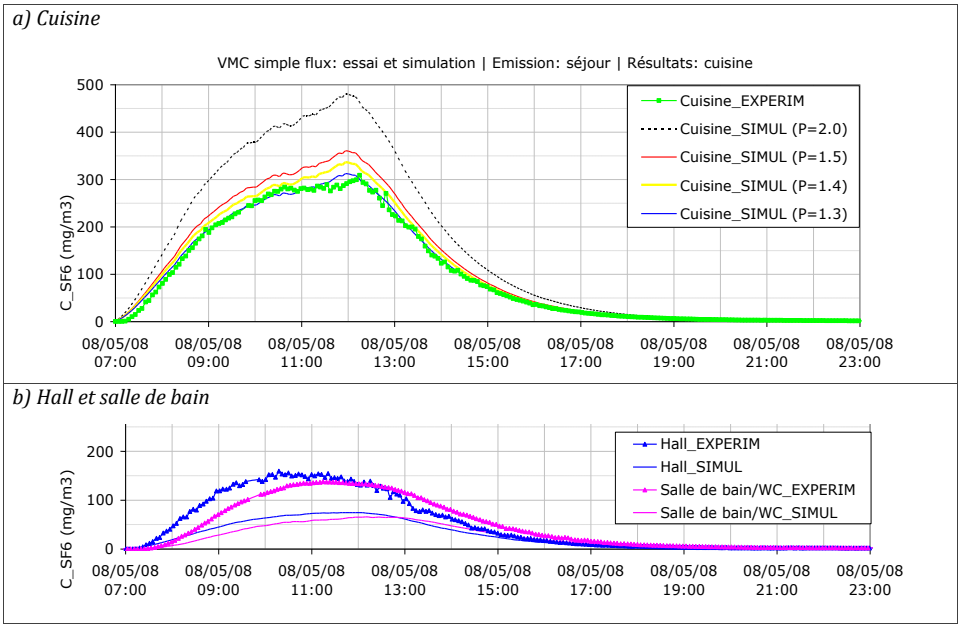


Figure 3.34 : VMC SF, émission dans le séjour – Transfert de polluant vers les autres pièces de la maison.

A l'analyse des différentes courbes de concentration, le modèle semble bien représenter les résultats expérimentaux pour un débit d'émission de 1,3 ml/s. Ceci se perçoit aussi bien dans le séjour que dans la cuisine. En revanche, comme l'indique la Figure 3.34b, le transfert vers le hall et la salle de bain est moins bien représenté par le modèle pour ce débit d'émission. En effet, la concentration obtenue à l'aide du modèle reste largement inférieure à celle des mesures même si l'évolution des courbes est similaire.

- **Emission dans la chambre 3**

L'analyse des résultats pour une émission dans la chambre 3 montre que le débit d'injection qui semble faire correspondre les résultats numériques et expérimentaux est égal à 1,35 ml/s, soit presqu'autant que dans le cas du séjour. Cependant, les deux courbes de concentration dans la chambre 3 s'écartent sur la phase de décroissance, ce qui traduit une différence de renouvellement d'air entre le modèle et les essais.

La réduction du débit d'injection conduit à une baisse du niveau général de pollution dans la maison, mais la concentration dans la cuisine demeure supérieure à celle obtenue expérimentalement. L'inverse se produit dans la chambre 4 et dans le séjour. En revanche, les concentrations dans le hall et la salle de bain paraissent nettement mieux représentées par le modèle que dans le cas précédent.

- **Emission dans la cuisine**

Les courbes de concentration obtenues lors d'une émission sont illustrées par la Figure 3.35. La quasi-totalité du polluant émis est extraite dans la cuisine ; le transfert de polluant de la cuisine vers l'ensemble du logement est très faible, voire négligeable devant le niveau obtenu dans la pièce d'émission, et ce tant au niveau numérique qu'expérimental. On peut considérer que le débit d'émission « convenable » est d'environ 1,7 ml/s. Ce débit d'injection dans la cuisine est nettement plus proche du débit expérimental que ceux obtenus dans les pièces principales. La cuisine se différencie en effet du séjour et de la chambre par son renouvellement d'air élevé, contrôlé et constant (débit d'air extrait mécaniquement et indépendant des conditions extérieures).

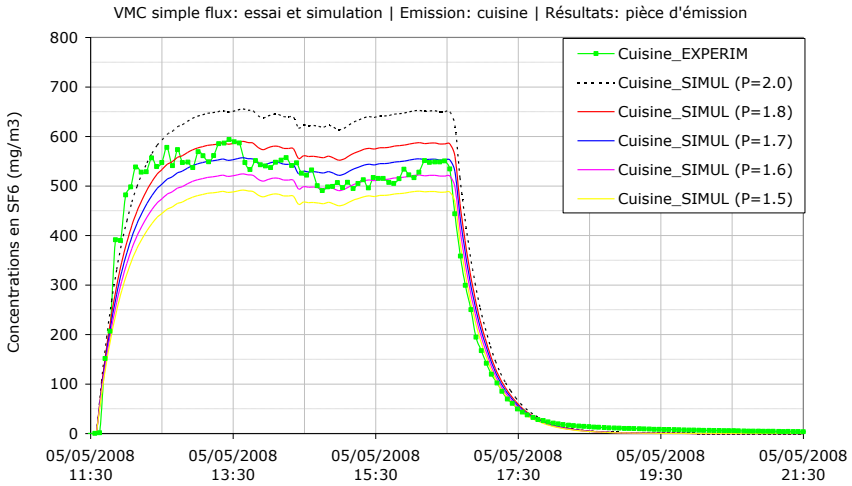


Figure 3.35 : VMC SF, émission dans la cuisine – Influence du débit d'injection sur la concentration dans la cuisine.

3.7.3.2 Cas de la VMC double flux

- **Emission dans le séjour**

La Figure 4.32 compare les concentrations en gaz traceur obtenues dans le séjour à l'aide du modèle pour différents débits d'injection dans cette pièce aux résultats des essais. La Figure 3.37 présente les concentrations correspondantes dans la cuisine.

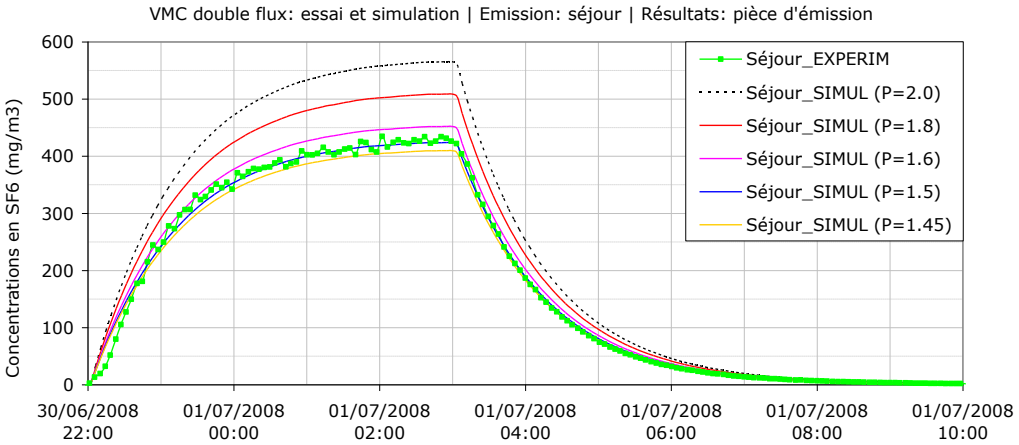


Figure 3.36 : VMC DF, émission dans le séjour – Influence du débit d'injection sur la concentration dans le séjour.

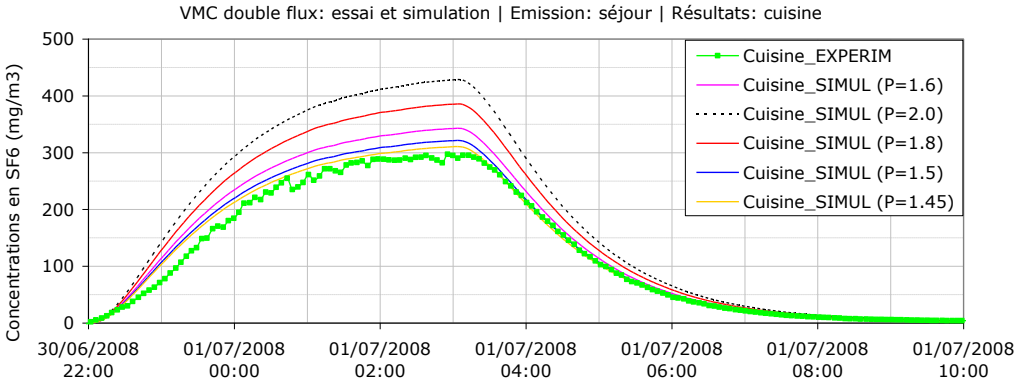


Figure 3.37 : VMC DF, émission dans le séjour – Influence du débit d'injection sur le transfert de polluant vers la cuisine.

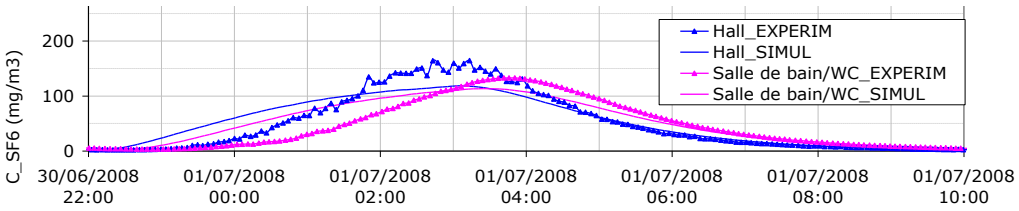


Figure 3.38 : VMC DF, émission dans le séjour – Confrontation des résultats expérimentaux et numériques du transfert de polluant pour P=1,5 ml/s.

Il ressort de l'analyse des différentes courbes qu'un débit de 1,5 ml/s permettrait de représenter correctement les résultats expérimentaux. Ce débit est supérieur à celui obtenu avec la VMC simple flux (1,3 ml/s). Il semble ainsi que mieux les débits d'air sont contrôlés dans la pièce d'injection, mieux le débit d'injection s'approche de la valeur expérimentale. Par ailleurs, on constate sur la Figure 3.37 que (pour 1,5 ml/s) la concentration dans la cuisine est légèrement supérieure à la concentration mesurée durant la phase d'injection.

Le transfert vers les deux chambres semble bien représenté par le modèle car les concentrations y sont quasiment nulles, tant au niveau expérimental que numérique. Ce n'est pas le cas du transfert vers le hall et la salle de bain/WC (Figure 3.38). En effet, bien que les amplitudes des concentrations soient assez proches des valeurs expérimentales, il apparaît un déphasage entre les courbes expérimentales et numériques. Celui-ci est dû à un retard dans l'établissement des flux d'air allant du séjour vers le hall au début de l'essai, retard probablement consécutif à un effet traversant d'air qui n'apparaît que légèrement avec le modèle.

En somme, même si le modèle paraît représenter de façon assez correcte le niveau de concentration dans le séjour, il demeure des disparités non négligeables lors du transfert de la pollution vers les autres zones. Cela laisse une fois de plus penser que le débit de SF_6 n'est pas le facteur à l'origine des écarts entre les résultats numériques et expérimentaux.

- **Emission dans la chambre 3**

La Figure 3.39 montre que P=1,7 ml/s permet de représenter convenablement l'émission dans la chambre 3. Cependant, le transfert vers le hall et la salle de bain (Figure 3.40) présente un important écart avec les résultats expérimentaux. Seules les concentrations dans le séjour et dans la cuisine semblent être en concordance avec les mesures.

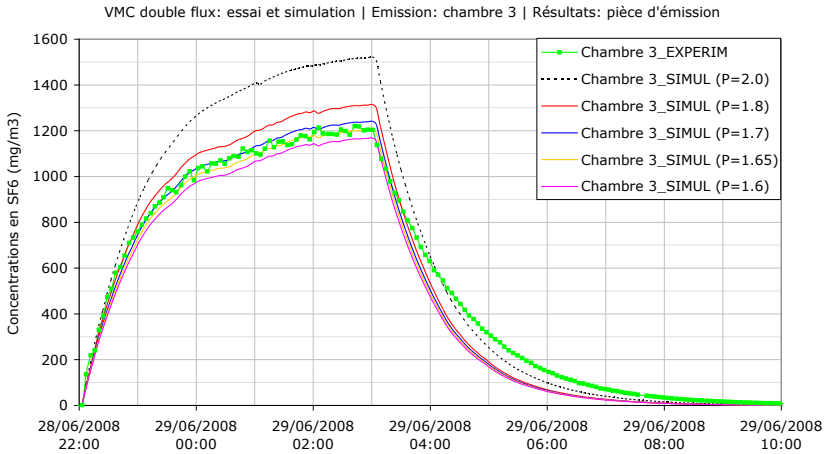


Figure 3.39 : VMC DF, émission dans la chambre 3 – Influence du débit d'injection sur la concentration dans la chambre 3.

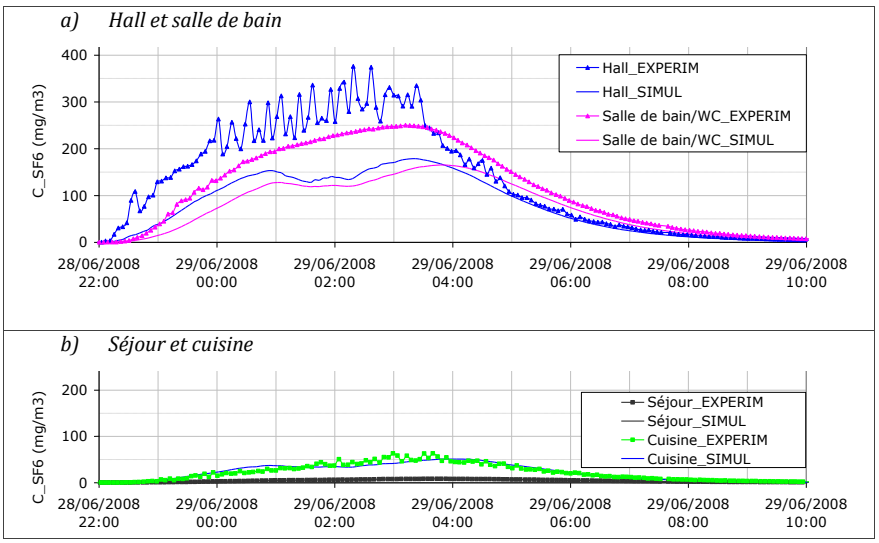


Figure 3.40 : VMC DF, émission dans la chambre 3 – Confrontation des résultats expérimentaux et numériques du transfert de polluant pour P=1,7 ml/s.

- **Emission dans la cuisine**

Ici également, le débit d'émission permettant d'atteindre les concentrations expérimentales dans la cuisine est de 1,7 ml/s (Figure 3.41). De même, il n'y pas de transfert vers le reste du logement.

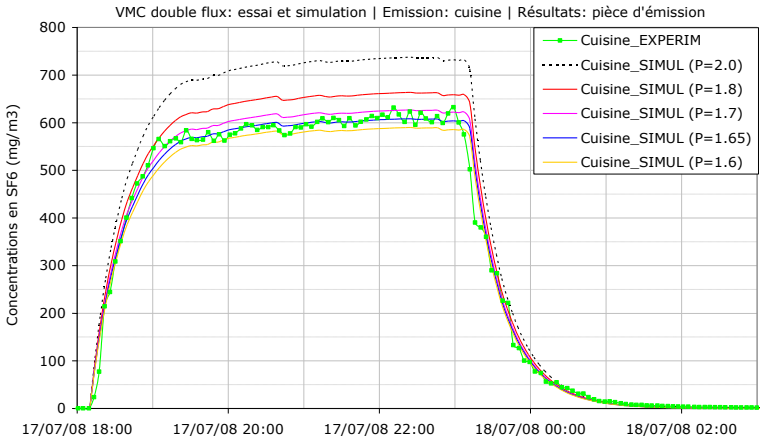


Figure 3.41 : VMC DF, émission dans la cuisine – Influence du débit d'injection sur la concentration dans la cuisine.

3.7.3.3 Synthèse

Le débit d'injection de SF_6 a certainement une influence sur les niveaux de concentrations atteints dans les différentes pièces. Cependant, le paramétrage du modèle aéraulique par le débit d'émission montre que celui-ci peut difficilement être considéré comme l'un des facteurs majeurs à l'origine des écarts entre les résultats numériques et expérimentaux.

En effet, si dans le cas d'une source de pollution localisée dans le séjour ou dans la chambre le débit correspondant semble être proche de 1,3 ml/s pour la VMC simple flux, il est d'environ 1,7 ml/s pour une émission dans la cuisine. Pour la VMC double flux, ces valeurs sont 1,5 ml/s pour une émission dans le séjour et 1,7 ml/s dans la chambre et la cuisine. Enfin, quelle que soit la localisation de la source, les débits d'injection obtenus pour la ventilation naturelle sont nettement inférieurs à toutes ces valeurs (0,9 à 1,6 ml/s). Ainsi, il semble que mieux les débits d'air sont maîtrisés, mieux le débit de polluant se rapproche du débit expérimental.

La différence de débit d'émission d'une pièce à l'autre indique que l'une des causes pourrait être une prise en compte insuffisante de probables liens aérauliques internes et/ou la répartition uniforme de la perméabilité à l'air de l'enveloppe du bâtiment. Ces orifices pourraient s'avérer déterminants sur les échanges aérauliques et le transfert de polluant.

3.7.4 Influence du coefficient de pression

Ne disposant pas de mesure de coefficients de pression relatifs à la maison MARIA, on a utilisé pour les simulations des valeurs issues de la littérature [Orme, 1998]. On y distingue trois types de Cp pour les maisons individuelles suivant l'exposition du bâtiment : exposé (Cp_1), partiellement exposé (Cp_2) ou non exposé (Cp_3) (Cf. Figure 4.6).

Des simulations ont été effectuées pour connaître l'effet du Cp sur les débits d'air internes, et donc sur les niveaux de concentrations en polluant dans les différentes pièces pour la ventilation naturelle. Il s'avère que les niveaux de concentration diffèrent selon le Cp utilisé : le bâtiment le plus exposé au vent (Cp_1) enregistre évidemment les concentrations les moins élevées. Toutefois, les différentes concentrations simulées (dans le séjour et la cuisine) pour une émission le séjour restent largement supérieures à celles fournies par les mesures in situ. En revanche, ces résultats sont plus proches pour une émission dans la cuisine (Figure 3.42).

Des constatations similaires ont été faites dans le cas des systèmes de ventilation mécanique, avec des écarts moins prononcés entre les résultats numériques des trois types de coefficient de pression. En outre, l'impact de la variation du Cp sur la distribution des concentrations à l'intérieur du bâtiment n'est que très minime. Il ne permet donc pas de résoudre le problème des amplitudes de concentrations en gaz traceur. Ainsi, ce paramètre bien qu'influent, ne peut entièrement justifier les disparités entre mesures et simulations.

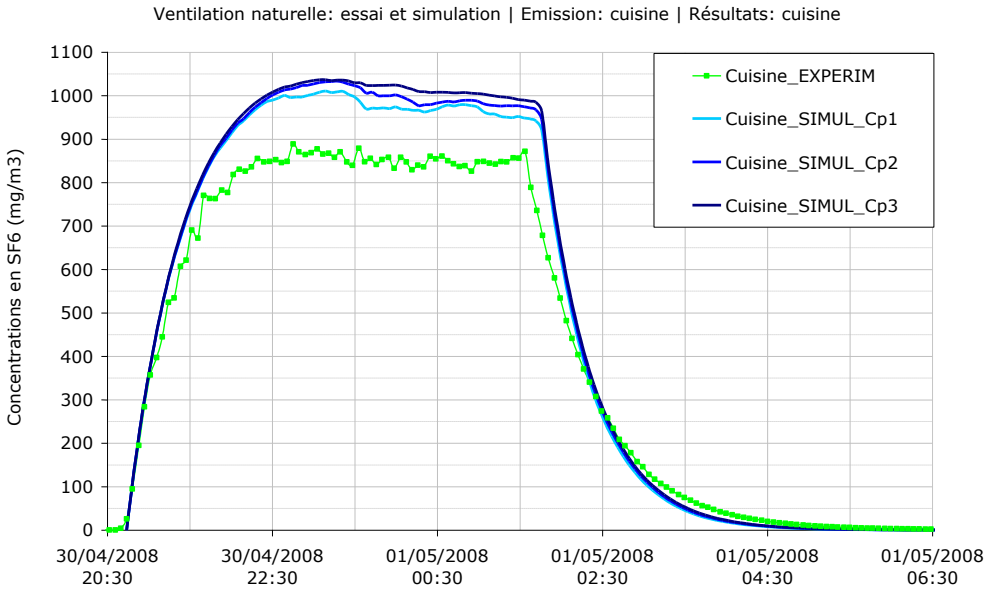


Figure 3.42 : Influence du Cp sur la concentration dans la cuisine (VNat, p=2 ml/s).

3.7.5 Influence de la perméabilité à l'air des parois internes et externes

3.7.5.1 Conditions d'étude

Les résultats précédents ont montré une insuffisance de la représentation des transferts de polluant entre les pièces de la maison. En vue d'expliquer ces incohérences, on a procédé à une augmentation des liaisons aérauliques internes. Cela répond à l'existence d'orifices supplémentaires au niveau des portes intérieures, mais aussi des prises électriques ou téléphoniques, des passages de tuyaux ou fils électriques, qui n'ont pu être évalués. Pour simplifier la modélisation, l'ensemble de ces orifices est ramené aux détalonnages sous les portes présentés par la Tableau 3.13.

En outre, on a utilisé une valeur globale de perméabilité à l'air de l'enveloppe issue des essais (Cf. §2.2). Ne disposant pas de mesure par façade ou par pièce, cette perméabilité a été uniformément répartie sur l'ensemble de l'enveloppe. On propose ici d'en faire une répartition hétérogène et d'en analyser les effets sur le transfert de polluant.

Cette redistribution des défauts d'étanchéité répond à différents critères qui dissocient les pièces de la maison comme suit :

- le séjour et les chambres qui disposent de fenêtres de grandes dimensions ;
- la cuisine qui dispose de fenêtres de taille moyenne :
- les pièces de service : salle de bain, douche, toilettes, cellier,
- le hall,
- le sous-sol.

La répartition est faite en fonction du nombre et des dimensions des fenêtres dont dispose chaque pièce tout en maintenant identique la perméabilité globale de l'enveloppe de la maison.

Les cas retenus pour cette étude sont présentés dans le Tableau 3.14.

Pièce n°1	Pièce n°2	Dét_initial (cm)	Dét_1 (cm)
Pièces de service	Hall	2,0	2,0
Chambres	Hall	1,0	1,5
Séjour	Hall	1,0	1,75
Séjour	Cuisine	1,0	1,5

Tableau 3.13 : Evolution des détalonnages sous les portes.

	Perméabilité à l'air de la façade $P_{4\ zone}$ ($m^3/h/m^2$)			
Pièce	Cas initial	Cas n°1	Cas n°2	Cas n°3
Chambres	0,9	0,99	1,035	1,035
Séjour	0,9	1,305	1,35	1,395
Cuisine	0,9	0,7	0,5	0,5
Salle de bain, Douche, WC	0,9	0,2	0,2	0,1
Hall	0,9	0,2	0,2	0,2
Sous-sol	0,9	0,9	0,9	0,9
$Q_{tot,\ 4\ Pa}$ (m^3/h)	151	150	151	151

Tableau 3.14 : Répartition des défauts d'étanchéité par façade.

3.7.5.2 Cas de la VMC simple flux

- **Emission dans le séjour**

La Figure 3.43 présente les concentrations dans le séjour résultant des différents cas. Les résultats combinent l'influence de la répartition de la perméabilité externe (Tableau 3.14) à celle des perméabilités internes (détalonnages *Dét_1,* Tableau 3.13). La courbe en pointillés noirs concerne le *« Cas initial »* qui inclut cependant la modification du détalonnage sous les portes.

La concentration maximale est inférieure à 750 mg/m³. Rappelons qu'auparavant, cette concentration atteignait 850 mg/m³ dans la même configuration avec les détalonnages initiaux du Tableau 3.13 (Cf. Figure 3.30). L'influence de ce facteur est donc nettement visible sur les concentrations. Par la suite, les résultats sont présentés avec le détalonnage modifié.

Avec une répartition hétérogène des défauts d'étanchéité, la pollution du séjour subit une baisse atteignant 100 mg/m³ en passant du *Cas initial* au *Cas n°1*. La nouvelle perméabilité du séjour rend en effet les façades de cette pièce moins étanches. Celles-ci sont soumises à des débits traversants plus importants entrainant une chute de la concentration. Cependant, les concentrations varient très peu du *Cas n°1* au *Cas n°3* car, comme le montre le Tableau 3.14, la marge de variation de la perméabilité est fine à partir du *Cas n°1*. L'écart entre les résultats expérimentaux et ceux fournis par le modèle reste en outre important.

Le transfert de polluant vers la cuisine, illustré par la Figure 3.44, est également en baisse et évolue suivant la perméabilité à l'air du séjour. Les concentrations obtenues avec le modèle restent cependant largement supérieures à celle obtenues expérimentalement.

Dans ces deux pièces, on constate toutefois une allure similaire des courbes issues des mesures et du modèle, seule l'amplitude des concentrations diffère. Cela montre que l'une des causes majeures des différences observées est sans doute l'insuffisance de la représentation des liaisons aérauliques entre les zones du bâtiment combinée à la répartition de la perméabilité des façades.

Enfin, le transfert de polluant vers le hall, la salle de bain et les chambres (cas n°3) donne des courbes aux allures semblables. Cependant, la quantité de polluant parvenant dans ces pièces reste insuffisante par rapport aux mesures expérimentales.

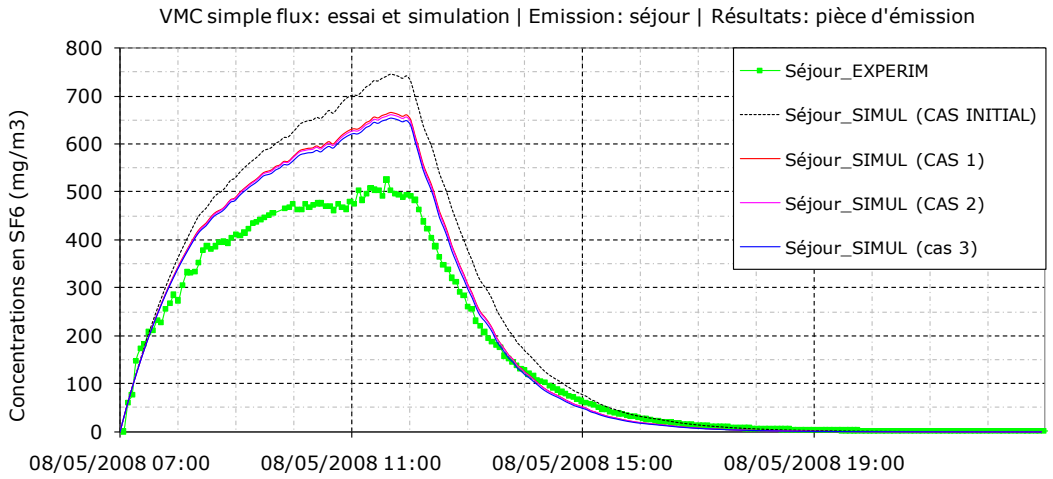


Figure 3.43 : VMC SF, émission dans le séjour – Influence de la perméabilité à l'air sur la concentration dans le séjour.

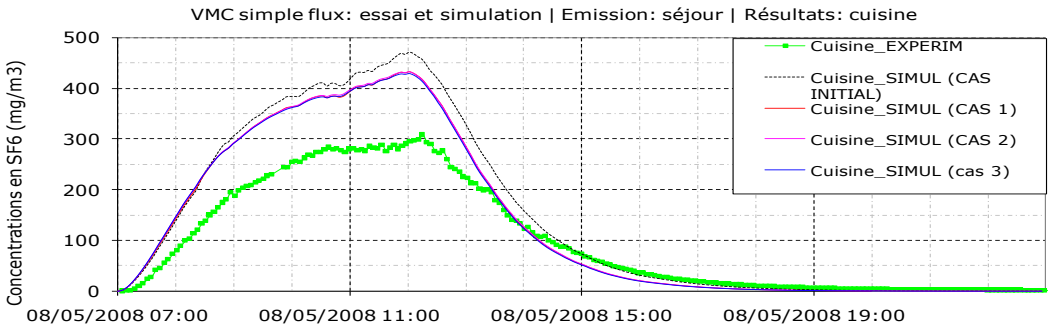


Figure 3.44 : VMC SF, émission dans le séjour – Influence de la perméabilité à l'air sur le transfert de polluant vers la cuisine.

- **Emission dans la cuisine**

La Figure 3.45 présente l'évolution des concentrations dans la cuisine lorsque l'injection de gaz traceur y est faite.

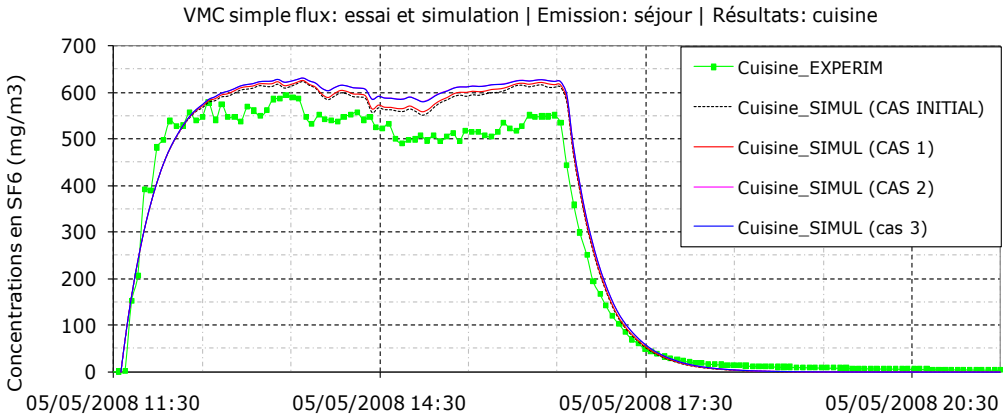


Figure 3.45 : VMC SF, émission dans la cuisine – Influence de la perméabilité à l'air sur la concentration dans la cuisine.

Contrairement à une injection dans le séjour, la variation de la concentration dans la cuisine semble peu sensible à la répartition de la perméabilité à l'air de l'enveloppe. Il semble même que la réduction de la perméabilité à l'air de cette pièce y entraine une légère accumulation du gaz traceur. En outre, ces concentrations restent assez proches de valeurs expérimentales car le débit d'air extrait égal au débit mesuré.

Cependant, le fait que les concentrations issues du modèle ne soient pas, en toute rigueur, égales à celles des mesures, pourrait résulter soit d'une légère différence des taux de renouvellement d'air, soit de débits d'air allant de la cuisine vers le hall dans le cas expérimental et qui sont nuls dans le cas numérique.

Cela peut également résulter des incertitudes sur les mesures de débits d'air (4%) et de concentrations en polluant (8%). Toutefois, la proximité des taux de renouvellement d'air permet d'affirmer que le débit d'air indiqué dans le modèle semble proche du débit réel.

3.7.5.3 Cas de la VMC double flux

- **Emission dans le séjour**

La Figure 3.46 et la Figure présentent les concentrations pour une émission dans le séjour.

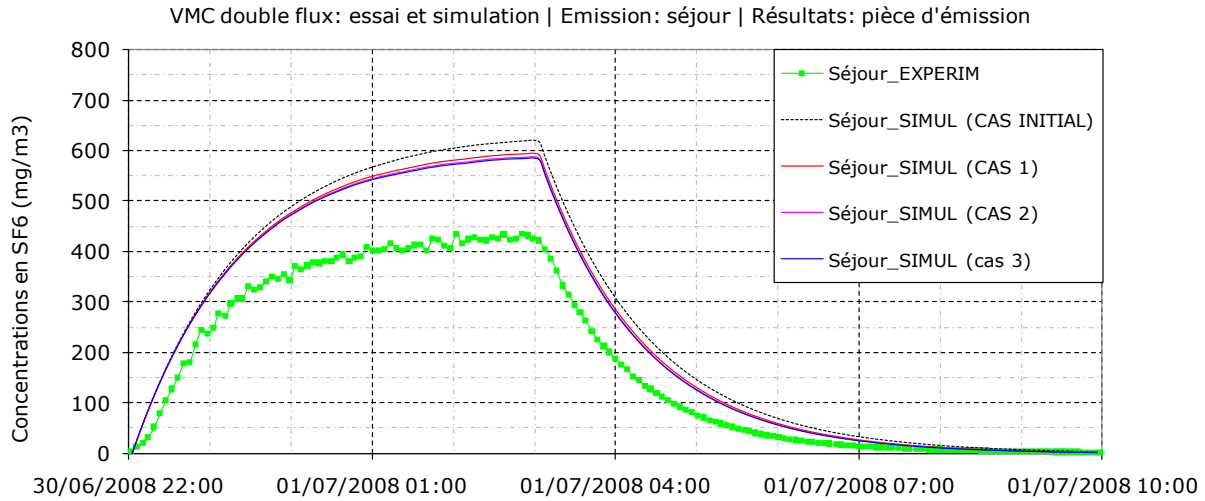


Figure 3.46 : VMC DF, émission dans le séjour – Influence de la perméabilité à l'air sur la concentration dans le séjour et dans la cuisine.

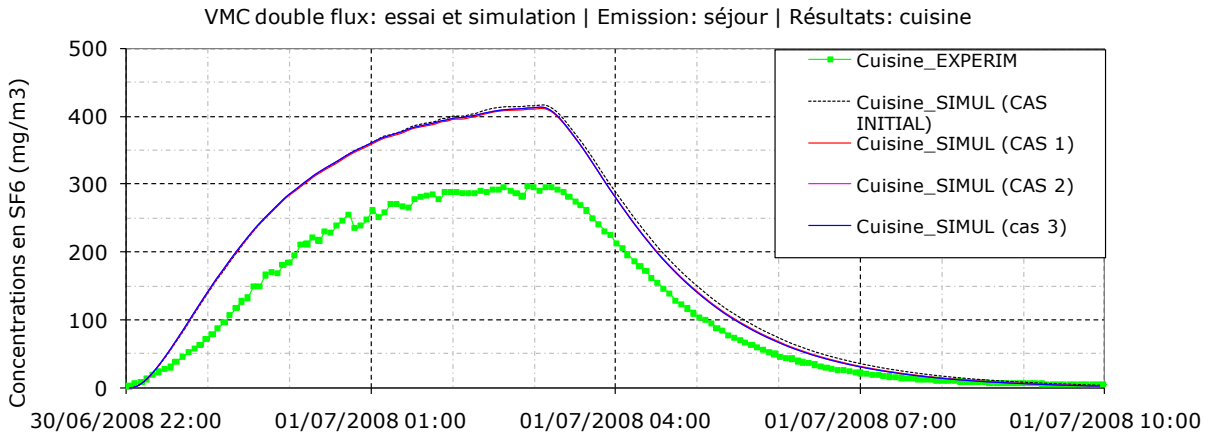


Figure 3.47 : VMC DF, émission dans le séjour – Influence de la perméabilité à l'air sur le transfert de polluant vers la cuisine.

Avec la VMC double flux, la concentration en polluant dans le séjour est moins sensible à la variation de la perméabilité. Les débits d'air de ventilation mécanique sont en effet bien plus importants qu'avec le système simple flux et indépendants des conditions extérieures.

Le transfert vers la cuisine, présenté par la Figure 3.47, est encore moins influencé par la répartition de la perméabilité à l'air : les concentrations y sont quasi-identiques et largement supérieures aux valeurs mesurées.

Enfin, les quantités de polluant transférées vers le hall, la salle de bain et les chambres (cas n°3) restent également insuffisantes comparées aux résultats des mesures, même si ces résultats semblent meilleurs à ceux obtenus dans le cas de la VMC simple flux.

- **Emission dans la cuisine**

La Figure 3.48 présente l'évolution des concentrations dans la cuisine lorsque l'injection de gaz traceur y est effectuée. Les résultats sont analogues au cas de la VMC simple flux : les concentrations sont peu sensibles à la variation de la perméabilité à l'air de cette pièce. Le modèle semble cependant mieux représenter les mesures. La phase de décroissance montre un taux de renouvellement d'air comparable. Les concentrations sont équivalentes si l'on tient compte des incertitudes de mesure (environ 8%).

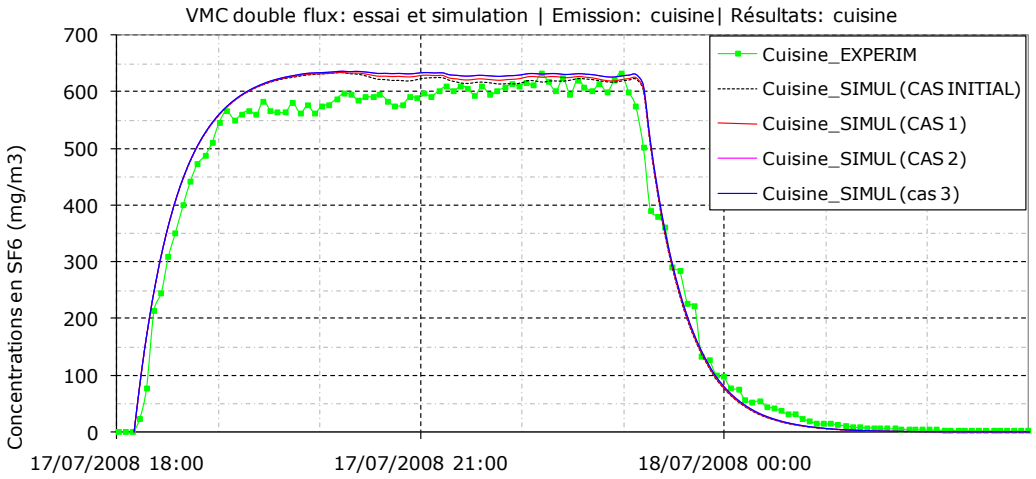


Figure 3.48 : VMC DF, émission dans la cuisine – Influence de la perméabilité à l'air sur la concentration dans la cuisine.

3.7.6 Discussion

Les résultats de comparaison entre les mesures expérimentales et les résultats numériques ont montré des disparités au niveau des concentrations en gaz traceur. Dans la modélisation de la maison MARIA, plusieurs paramètres n'ont pu être considérés.

En effet, par manque de mesures par façade, la perméabilité à l'air de l'enveloppe du bâtiment a été uniformément répartie sur l'ensemble des façades. Cependant, comme l'ont montré les résultats présentés dans ce paragraphe, une répartition plus hétérogène permet de mieux représenter les niveaux de pollution dans les différentes pièces, notamment dans le séjour. En outre, la difficulté d'évaluer avec certitude les liaisons aérauliques internes, y compris au niveau des portes intérieures, a engendré dans les résultats numériques des échanges aérauliques sous-estimés entre les pièces et donc des transferts de polluant différents par rapport aux mesures expérimentales.

Par ailleurs, bien que les données météorologiques proviennent des mesures sur site, des coefficients de pression issus de la littérature ont été utilisés pour représenter la pression du vent sur les façades de la maison MARIA, ce qui rend également la comparaison délicate.

De même, les incertitudes sur les mesures de concentrations et de débits peuvent avoir eu une importance non négligeable. Par exemple, pour une injection dans la cuisine où les résultats numériques et expérimentaux sont assez proches, il semble que soit le débit d'air mesuré est plus faible, soit les concentrations mesurées sont sous-estimées par les appareils. Cependant, les incertitudes de mesures ne peuvent expliquer à elles seules les décalages observés, notamment pour l'injection dans le séjour où les écarts sont plus grands.

La difficulté majeure de la modélisation aéraulique de la maison MARIA est sans doute le nombre considérable de paramètres influents sur les échanges aérauliques et les concentrations en polluant, et qui ne sont pas vraiment accessibles directement par la mesure. Cette pluralité d'inconnues empêche en effet d'établir avec précision l'impact de chaque paramètre mis en jeu.

Cependant, il résulte de cette étude paramétrique et de la comparaison avec les résultats expérimentaux qu'une meilleure représentation numérique de la maison expérimentale MARIA exige à la fois la connaissance de la perméabilité à l'air de chaque façade et une évaluation précise des liaisons aérauliques entre les différentes pièces de la maison. Aussi semble-t-il mieux indiqué, dans la suite de l'étude, de ne pas considérer ces liaisons dont on ignore les caractéristiques.

On utilisera par conséquent le modèle initial de la maison MARIA, à savoir, une enveloppe avec des défauts d'étanchéité uniformément répartis sur toutes les façades et uniquement les liaisons internes connues, c'est-à-dire les détalonnages sous les portes.

3.8 CONCLUSION

Dans ce chapitre, la modélisation des composants aérauliques du bâtiment effectuée sous Matlab/Simulink a été présentée. Ceux-ci sont, en général, basés sur l'équation des orifices. En outre, ces modèles prennent en compte les différents moteurs des échanges aérauliques à l'intérieur des bâtiments. La méthodologie utilisée pour cette modélisation a été également décrite, ainsi que le modèle thermique existant et le couplage entre ces deux modèles en vue de l'obtention d'un code thermo-aéraulique. Pour l'évaluation de la qualité de l'air intérieur, le modèle comporte 5 espèces polluantes de l'air intérieur : l'humidité, le CO_2, les COV, un polluant spécifique émis en cuisine et un polluant particulaire avec des constantes de dépôt variant en fonction du type et de l'orientation des parois.

Des simulations comparatives ont été réalisées à l'aide de cas différents, d'une part, entre le modèle aéraulique développé sous Matlab/Simulink et les calculs analytiques et, d'autre part, entre ce modèle et le code CONTAM. Ces études ont montré une très bonne cohérence des différents résultats ; les composants ainsi modélisés permettent de représenter correctement les échanges aérauliques dans les bâtiments.

Ces composants ont en outre servi à la modélisation de la maison expérimentale MARIA. La confrontation entre les résultats obtenus à l'aide de ce modèle de la maison MARIA et ceux issus des essais a montré que les niveaux de concentration sont plus élevés avec le modèle. Cela résulte du fait que la perméabilité des façades et la perméabilité interzone de la maison réelle n'ont pu être représentés avec certitude. L'étude paramétrique a également montré un impact notable des coefficients de pression utilisés.

Néanmoins, l'évolution des concentrations suit dans l'ensemble la même dynamique que dans le cas expérimental. On peut ainsi considérer ce modèle aéraulique, couplé au modèle thermique de SIMBAD, comme pouvant servir à l'étude des performances des stratégies de ventilation adaptées aux maisons individuelles.

CHAPITRE 4.

ETUDES NUMERIQUES DES PERFORMANCES DES STRATEGIES DE VENTILATION

L'étude numérique vient en complément à l'étude expérimentale présentée au CHAPITRE 2 et qui était focalisée sur l'analyse des échanges aérauliques internes suivants différents scénarios. Elle permettra d'évaluer les performances de la ventilation suivant davantage de critères. L'objectif de cette étude est de montrer que l'outil numérique développé permet de faire une discrimination entre les systèmes de ventilation utilisés dans les maisons individuelles (cas de la présente étude). Cela passe par une analyse multicritère des performances de ces stratégies de ventilation.

L'analyse porte premièrement sur la performance aérauliques des systèmes de ventilation, c'est-à-dire la capacité à ventiler convenablement un bâtiment donné. Cette analyse est basée sur le maintien des débits réglementaires aux bouches, mais aussi sur le renouvellement d'air global, et aboutit à une évaluation des dépenses énergétiques dues à la ventilation.

Au niveau de la qualité de l'air intérieur, on analysera la qualité de l'air restituée par chaque système et pour différents polluants de l'air intérieur : on a ainsi considéré la pollution issue de l'occupation, c'est-à-dire le métabolisme et l'activité des occupants. Un polluant spécifique est également émis dans la cuisine pour représenter les activités se déroulant uniquement dans cette pièce ; ce dernier permettra d'évaluer le principe de balayage comme ce fut le cas dans l'étude expérimentale. Enfin, un polluant représentant les émissions des matériaux est également considéré.

Enfin, on teste également la sensibilité de la qualité de l'air intérieur à l'efficacité des systèmes de ventilation, qualité intrinsèque à ces systèmes.

La démarche ainsi adoptée est appliquée à la maison expérimentale MARIA et à ses systèmes de ventilation modélisés et présentés au CHAPITRE 3. Aussi, ne vise-t-elle aucunement à remettre en cause le dimensionnement des différents systèmes de ventilation. Il s'agit de les évaluer tels qu'installés dans la maison réelle. Cela représentera tout simplement un exemple parmi d'autres d'études réalisables à l'aide de l'outil développé.

4.1 DESCRIPTION DES SCENARIOS ETUDIES

Ce paragraphe présente les hypothèses adoptées pour la simulation des stratégies de ventilation, effectuée grâce au modèle de la maison expérimentale MARIA.

4.1.1 Description des stratégies de ventilation

Les simulations ont été effectuées pour quatre systèmes de ventilation. On a d'une part les systèmes répondant au principe de ventilation générale et permanente, à savoir la VMC simple flux « autoréglable » et la VMC double flux. D'autre part les stratégies de ventilation générale et intermittente : la ventilation naturelle et la VMC simple flux hygroréglable.

4.1.1.1 La VMC simple flux : système de référence

Les stratégies de ventilation générale et permanente sont basées sur le principe de balayage : la circulation de l'air doit pouvoir se faire des pièces principales vers les pièces de service. L'extraction d'air dans les pièces de service est permanente de manière à respecter les débits réglementaires.

Le système de la VMC simple flux « autoréglable » modélisé dispose de bouches d'extraction autoréglables dans les pièces de service et d'entrées d'air autoréglables. Toutefois, dans la réalité, l'extraction d'air est faite via des gilles fixes ; le ventilateur adapte les débits en fonctions du nombre de pièces connectées. L'utilisation dans le modèle de bouches autoréglables permet de s'affranchir de la modélisation des registres de régulation du ventilateur et d'en n'utiliser que la courbe aéraulique.

Les débits d'extraction d'air sont les suivants :

- cuisine : 45 m^3/h et 135 m^3/h respectivement en mode « débit réduit » et « débit de pointe » lors de la cuisson des aliments ;
- salle de bain WC : 30 m^3/h ;
- douche : 30 m^3/h ;
- cabinet d'aisance : 15 m^3/h.

La VMC simple flux « autoréglable », système de base de la réglementation en matière d'aération, est ici considérée comme le système de référence pour les simulations.

4.1.1.2 La VMC double flux

La ventilation mécanique contrôlée double flux dispose également de bouches d'extraction autoréglables dans les pièces de service. L'air neuf est mécaniquement insufflé dans les pièces principales. L'ensemble du système doit être équilibré en débit. Les débits d'extraction précédents sont également appliqués à la VMC double flux. En outre, l'insufflation d'air est de 20 m^3/h par chambre et 2x20 m^3/h dans le séjour en mode « débit réduit », soit un débit total d'insufflation de 120 m^3/h. En mode « débit de pointe » utilisé pour la cuisson des aliments, le débit d'air passe à 35 m^3/h par bouche d'insufflation. Ces différents débits d'air appliqués à la VMC double flux sont consignés dans le Tableau 4.1.

Pièce de service	Débit d'air (m^3/h)	Pièce principale	Débit d'air (m^3/h)
Salle de bain/WC	30	Chambre 1	20/35
Douche	30	Chambre 2	20/35
Cuisine	45/135	Chambre 3	20/35
Cabinet d'aisance	15	Chambre 4	20/35
		Séjour	2 x 20/35
Total reprise	120/210	Total insufflation	120/210

Tableau 4.1 : Débits d'air appliqués à la VMC double flux.

4.1.1.3 La ventilation naturelle

Pour la ventilation naturelle par conduits verticaux individuels, chaque pièce de service dispose d'une grille d'extraction de section passage de 100 cm^2 et d'un conduit vertical de 160 mm de diamètre.

Les pièces principales sont dotées des mêmes entrées d'air autoréglables (module 30 m^3/h sous 20 Pa) utilisées pour la VMC simple flux ; deux entrées d'air sont également installées dans le séjour. La description de ce système a été faite au paragraphe 2.1.2.

4.1.1.4 La VMC simple flux hygroréglable

La ventilation hygroréglable permet de moduler les débits en fonction du taux d'humidité relative intérieure. Les deux types de VMC simple flux hygroréglable ont été modélisés et les entrées d'air ont les caractéristiques suivantes :

- type Hygro A : entrées d'air autoréglables de module 30 m^3/h sous 20 Pa (la somme des modules est donc de 180 m^3/h) ;
- type Hygro B : entrées d'air hygroréglables de module 6-45 m^3/h dans la plage 46-61% d'humidité relative et sous 20 Pa (36 à 270 m^3/h au total).

Dans ces deux cas les différentes bouches d'extraction sont décrites ci-dessous.

Une bouche d'extraction modulant le débit d'air extrait en fonction de la présence d'occupant est installée dans le cabinet d'aisance. Elle est dotée d'une temporisation de 20 minutes après le départ de l'occupant (fin de détection) pendant lesquelles le débit de présence est encore extrait.

En outre, la bouche d'extraction de la salle de bain/WC allie la modulation du débit en fonction de l'humidité relative et la modulation en fonction de la présence d'occupant ; la temporisation est également de 20 min pour le mode présence. Cette distinction permet de prendre en compte l'utilisation du WC de cette pièce sans prise de bain (ou de douche). En présence d'occupant ou pendant la temporisation, c'est le débit maximum des deux modes de régulation qui est extrait.

Dans la cuisine, le débit de pointe est de 135 m^3/h. La mise en route est faite par l'occupant. Ce débit est temporisé 1 heure après la fin de la cuisson. En dehors de cette période, le débit d'air extrait dépend du taux d'humidité relative dans cette pièce.

Enfin, seule la bouche d'extraction dans la douche fonctionne uniquement en fonction du taux d'humidité relative dans la pièce.

Les caractéristiques des différentes bouches d'extraction mises en œuvre pour la VMC simple flux hygroréglable sont présentées par le Tableau 4.2 (voir également § 3.2.5).

Pièce de service	Mode de régulation	$Qv_{nominal}$ (m^3/h)	Plage de %HR	Δp_{ref} (Pa)
Salle de bain/WC	Humidité relative	5-45	29-69	100
	Présence d'occupant	30	-	100
Douche	Humidité relative	5-45	29-69	100
Cuisine	Humidité relative	20-60	36-76	100
	Allure de pointe (cuissons)	135	-	80
Cabinet d'aisance	Absence/présence d'occupant	6/30	-	100
Total	*Humidité relative*	*36-180*	-	-
	Allure de pointe (cuissons)	*151-255*	-	-

Tableau 4.2 : Caractéristiques des bouches d'extraction hygroréglables utilisées.

Le débit nominal d'extraction de la VMC simple flux hygroréglable varie de 36 à 180 m^3/h en fonction de l'humidité relative contre 120 m^3/h pour le système de référence. En mode de pointe, il varie de 151 à 255 m^3/h contre 210 m^3/h pour le système de référence. Le débit minimum à extraire par les systèmes à modulation de débits, 30 m^3/h pour MARIA, est donc respecté.

Notons enfin que les valeurs du Tableau 4.2 et des entrées d'air sont fournies par différents constructeurs ayant fait l'objet d'Avis Technique.

4.1.2 Description des scénarios de pollution

Les scénarios d'occupation et de pollution décrits ci-après s'inspirent de ceux utilisés dans les travaux de l'Annexe 27 de l'AIE {[Millet, 1995], [Mansson, 2001]}. Ces scénarios sont appliqués aux stratégies de ventilation énumérées dans le paragraphe précédent.

La production de polluants est, d'une part, liées à l'occupation :

- la présence d'occupant dans une pièce se traduit par des productions métaboliques de vapeur d'eau et de CO_2 ;
- les activités des occupants telles que la cuisson des aliments, la douche/bain et la lessive génèrent de la vapeur d'eau et le polluant générique en cuisine.

D'autre part, on représente des émanations de COV liées aux équipements de la maison.

4.1.2.1 Scénarios d'occupation des pièces

La maison MARIA dispose de 4 chambres et d'un séjour. Elle peut donc être occupée par une famille de 4 ou 5 personnes voire plus. Ces familles-types ont été définies dans l'Annexe 27 de l'AIE [Millet, 1995]. Nous avons cependant retenu une occupation moyenne, à savoir par une famille de 5 personnes : un homme, une femme et 3 enfants âgés respectivement de 19, 16 et 13 ans.

Le Tableau 4.3 présente les scénarios hebdomadaires de présence dans la maison.

Occupant	Jours ouvrés	Week-end
Homme	0:00-7:00 18:00-24:00	0:00-10:00 12:00-24:00
Femme	0:00-8:00 17:00-24:00	0:00-13:00 15:00-24:00
Enfant 19	0:00-8:00 18:00-24:00	2:00-17:00
Enfant 16	0:00-8:00 17:00-24:00	0:00-15:00 17:00-20:00 23:00-24:00
Enfant 13	0:00-8:00 17:00-24:00	0:00-12:00 15:00-24:00

Tableau 4.3 : Scénarios de présence dans la maison.

Le Tableau 4.4 présente les scénarios hebdomadaires d'occupation des pièces principales et de la cuisine.

	Occupant	Cuisine	Séjour	Chambre 1	Chambre 2	Chambre 3	Chambre 4
Jours ouvrés	Homme		6:00-7:00 18:00-23:00				23:00-6:00 *dort 23:00-6:00*
	Femme	7:00-8:00 17:00-18:00	6:00-7:00 18:00-23:00				23:00-6:00 *dort 23:00-6:00*
	Enfant 19		7:00-8:00 18:00-19:00	19:00-7:00 *dort 23:00-7:00*			
	Enfant 16		7:00-8:00 18:00-20:00		17:00-18:00 20:00-7:00 *dort 22:00-7:00*		
	Enfant 13		7:00-8:00 18:00-21:00			17:00-18:00 21:00-7:00 *dort 22:00-7:00*	
Week-end	Homme		8:00-10:00 12:00-24:00				24:00-8:00 dort 24:00-8:00
	Femme	9:00-12:00 17:00-18:00	8:00-9:00 12:00-13:00 15:00-17:00 18:00-24:00				24:00-8:00 dort 24:00-8:00
	Enfant 19		12:00-13:00	*dort 2:00-12:00* 13:00-17:00 pas à la maison			
	Enfant 16		11:00-12:00 17:00-19:00 23:00-24:00		12:00-15:00 19:00-20:00 24:00-11:00 *dort 1:00-11:00*		
	Enfant 13		10:00-12:00 15:00-16:00 18:00-24:00			16:00-18:00 24:00-10:00 *dort 24:00-10:00*	

Tableau 4.4 : Scénarios d'occupation des pièces principales et de la cuisine.

Remarque : La nuit du vendredi est basée sur le scénario du week-end, de même que la nuit du dimanche est basée sur le scénario des jours ouvrables.

4.1.2.2 Scénarios de production de polluants liée à l'occupation

Le Tableau 4.5 indique les productions métaboliques de dioxyde de carbone et de vapeur d'eau de chaque occupant en fonction de l'âge et de l'activité (éveillé ou endormi). Par ailleurs, la concentration extérieure en CO_2 est égale à 350 ppm, soit 640 mg/m^3.

Occupant	Activité	CO_2 (l/h/pers)	H_2O vapeur (g/h/pers)
Adulte de plus de 15 ans	Eveillé	18	55
	Endormi	12	30
Enfants de 10 et 13 ans	Eveillé	12	45
	Endormi	8	15

Tableau 4.5 : Productions métaboliques de polluants suivant l'âge et l'activité.

La production de vapeur d'eau pour chaque prise de douche est de 300 g/personne, soit un débit de 0,5 g/s. La maison MARIA dispose à la fois d'une salle de bain munie d'un WC, d'une douche et d'un cabinet d'aisance. La salle de bain WC (SDB/WC) est réservée aux parents. Ceux-ci n'utilisent donc pas la douche et le cabinet d'aisance qui sont réservés aux enfants. Le Tableau 4.6 présente les scénarios hebdomadaires d'occupation des sanitaires.

	Occupant	WC (SDB/WC)	Bain (SDB/WC)	Douche	Cabinet d'aisance
Jours ouvrés	Homme	6:00 – 6:10	6:10 – 6:20		
	Femme	6:30 – 6:40	6:40 – 6:50		
	Enfant 19			7:10 – 7:20	7:00 – 7:10
	Enfant 16			7:25 – 7:35	7:15 – 7:25
	Enfant 13			7:40 – 7:50	7:30 – 7:40
Week-end	Homme	9:00 – 9:10	9:10 – 9:20		
	Femme	9:30 – 9:40	9:40 – 9:50		
	Enfant 19			Pas de douche	11:30 – 11:40
	Enfant 16			11:10 – 11:20	11:00 – 11:10
	Enfant 13			10:10 – 10:20	10:00 – 10:10

Tableau 4.6 : Scénario hebdomadaire d'occupation des sanitaires.

La lessive se déroule dans la salle de bain/WC une fois par jour. Les productions de vapeur d'eau pour chaque lessive sont indiquées dans le Tableau 4.7.

Activité	Production de vapeur d'eau	Durée et horaire
Lavage du linge	200 g/lavage	2 heures de 8h à 10h
Séchage du linge	1000 g/séchage	2 heures de 10h à 12h (avec sèche-linge)

Tableau 4.7 : Production de vapeur d'eau et scénario pour l'activité de lessive.

Au niveau de la cuisine, les productions de vapeur d'eau par personne sont les suivantes : 50 g pour le petit déjeuner, 150 g pour le déjeuner et 300 g lors du dîner. Le Tableau 4.8 donne les productions de vapeur d'eau liées aux l'activité dans la cuisine.

Repas	Jours ouvrables		Week-end	
	Production de vapeur d'eau (g)	Horaires	Production de vapeur d'eau (g)	Horaires
Petit déjeuner	50 200	6:30 – 7:00 7:00 – 8:00	100 100	9:00 – 10:00 10:00 – 11:00
Déjeuner	0	–	750	11:00 – 12:00
Dîner	1500	17:00 – 18:00	1500	17:00 – 18:00

Tableau 4.8 : Scénario de production de vapeur d'eau dans la cuisine.

La production du polluant représentatif des activités en cuisine (KP) est proportionnelle à la vapeur d'eau évaporée durant la cuisson des aliments. Elle peut également être liée à la production d'odeurs ou aux produits de la combustion dans le cas de l'utilisation d'une gazinière par exemple. Ce polluant est donc uniquement produit dans la cuisine à raison de 1 g/h de KP pour 2 g/h de H_2O émis en cuisine.

4.1.2.3 Scénarios de production de polluants liés à l'équipement

Le composé organique volatil pris en compte est l'alpha-pinène $(C_5H_8)_2$ qui émane du bois de pin utilisé comme parquet. Il s'agit d'un gaz passif dont la distribution est guidée par le champ thermo-aéraulique. Ce dernier est par ailleurs présent en des concentrations presque nulles dans l'air ambiant. En outre, la valeur-seuil de risque sanitaire est de 1000 mg/m³ [ECA/IAQ, 1997]. Les caractéristiques physiques de l'alpha-pinène sont présentées dans le Tableau 4.9.

Masse molaire M (g/mol)	Masse volumique ρ (kg/m³)	Diffusivité D (m²/s)	Expansion solutale $\rho_{air}\beta_c$
136	5,65	6.10^{-6}	-0,78

Tableau 4.9 : Caractéristiques de l'alpha-pinène à 20°C et 10^5 Pa.

Une étude menée par Akoua [Akoua, 2004] a permis de déterminer un débit d'émission en régime établi de 0,2 µg/s pour une superficie de 13 m² de parquet, soit 0,015 µg/s/m². L'alpha-pinène est donc émis dans les pièces principales à ce débit unitaire. L'étude consiste à évaluer l'exposition des occupants à ce polluant et les éventuels risques.

4.1.3 Gestion des apports de chaleur

4.1.3.1 Scénarios de production de chaleur

Plusieurs sources d'énergie sont considérées : métabolisme, chauffage, apports solaires, rayonnement, convection avec les parois. Le métabolisme humain émet de la chaleur sensible à l'air de la pièce occupée, dont les valeurs retenues sont présentées par le Tableau 4.10.

Occupant	Activité	Apport de chaleur sensible (W)
Adulte de plus de 15 ans	Eveillé	70
	Endormi	50
Enfants de 10 et 13 ans	Eveillé	40
	Endormi	35

Tableau 4.10 : Apport de chaleur sensible par l'occupant en fonction de l'âge.

Les stratégies de ventilation définies sont évaluées sur la période de chauffe. Ce choix permet de s'affranchir de l'effet de l'ouverture des fenêtres par les occupants pendant les périodes estivales. La RT2005 évalue la période de chauffe par le calcul de la moyenne glissante du besoin de chaud sur 4 semaines ; la période de chauffe s'arrête quand la moyenne glissante des besoins de chaud devient inférieure à la valeur limite et redémarre quand elle devient supérieure.

Dans un souci de faciliter l'étude, on a fixé la période de chauffage du 1er octobre au 20 mai inclus. Les simulations démarrent toutefois un mois à l'avance pour tenir compte de l'inertie du bâtiment.

Pour rappel, le système de chauffage de MARIA est constitué de convecteurs électriques dont les puissances nominales sont les suivantes :

- chambre 1 : 1500 W,
- chambre 2, 3 et 4 : 1250 W chacune,
- salle de bain WC, cabinet d'aisance et hall : 750 W,
- douche : 500 W,
- séjour : 1000 W et 1750 W,
- cuisine : 1000 W.

La consigne de température de chauffage dans l'ensemble des pièces est de 19°C, niveau moyen de température selon la Méthode Th-CE de la RT2005 [RT2005 Th-CE]. En revanche, le sous-sol n'est pas chauffé dans les simulations.

Dans le cas de la VMC double flux, on dispose d'un échangeur de chaleur d'efficacité 90% en vue de la récupération de chaleur sur l'air extrait et le préchauffage de l'air neuf. Une simulation supplémentaire a été effectuée avec un échangeur de chaleur d'efficacité 70%.

Le système double flux est en outre doté de la fonction by-pass pouvant contribuer au rafraîchissement nocturne pendant les périodes estivales ; cependant, cette dernière option ne sera pas utilisée dans cette étude qui ne se déroule que pendant la période de chauffage.

4.1.3.2 L'enveloppe et l'environnement du bâtiment

Les mesures réalisées dans la maison MARIA ont fourni une valeur de perméabilité à l'air de l'enveloppe de 0,90 $m^3/h/m^2$. Cette valeur est donc utilisée dans le modèle pour représenter les défauts d'étanchéité des façades. Par ailleurs, l'isolation des parois utilisée est décrite au CHAPITRE 2.

La RT2005 [RT2005 Th-CE] distingue 8 zones climatiques en France correspondant au type de climat local : Trappes (H1a), Nancy (H1b), Macon (H1c), Rennes (H2a), La Rochelle (H2b), Agen (H2c), Carpentras (H2d) et Nice (H3). Pour illustrer une comparaison des stratégies de ventilation, nous avons choisi la zone climatique de Trappes (H1a) qui correspond à un climat modéré.

Les fichiers de données météorologiques dont nous disposons contiennent :

- la température de l'air (°C),
- l'humidité relative (g/kg),
- l'irradiation solaire normale directe (*direct normal radiation*, W/m^2),
- l'irradiation solaire diffuse horizontale (*diffuse horizontal radiation*, W/m^2),
- la vitesse du vent (m/s),
- la direction du vent (°).

La Figure 4.1 et la Figure 4.2 présentent respectivement les fréquences cumulées d'humidité absolue et du taux d'humidité relative de la ville de Trappes sur la période de chauffage. L'humidité absolue est inférieure à 7 g/kg pendant 90% du temps. En revanche, étant donné que la température extérieure est basse (Figure 4.3), les valeurs d'humidité relative supérieures à 75%HR ont une occurrence de 75%.

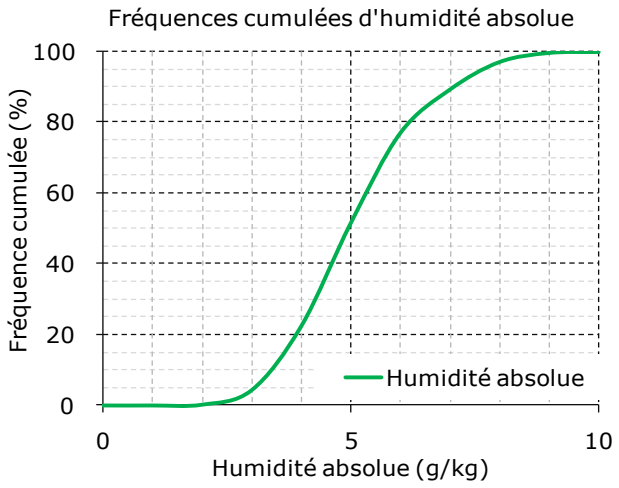


Figure 4.1 : Fréquences cumulées d'humidité absolue extérieure de Trappes.

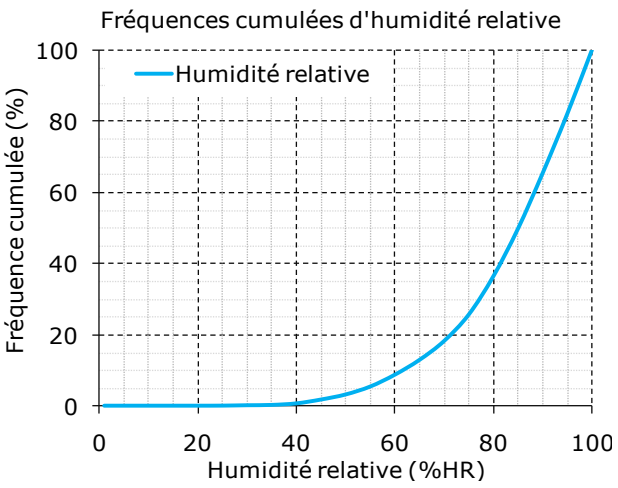


Figure 4.2 : Fréquences cumulées d'humidité relative extérieure de Trappes.

La Figure 4.3 et la Figure 4.4 présentent respectivement les fréquences cumulées de température extérieure et de la vitesse du vent sur la période de chauffage. Etant donné que l'on ne considère que la période de chauffage, les températures sont quasiment inférieures à 15°C, avec une fréquence cumulée de 40% pour les températures inférieures à 5°C. La vitesse du vent est inférieure à 6 m/s pendant plus de 90% du temps. Elle est de plus nulle pendant environ 9% du temps.

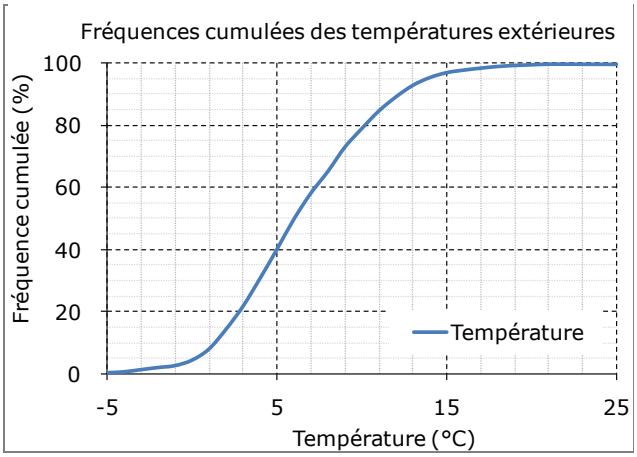


Figure 4.3 : Fréquences cumulées des températures extérieures de Trappes.

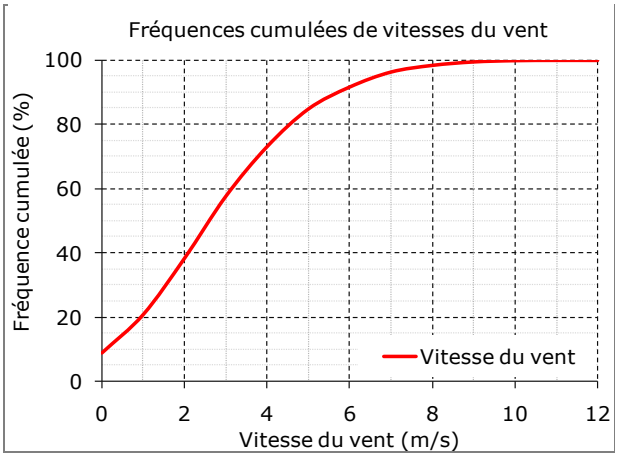


Figure 4.4 : Fréquences cumulées de la vitesse de vent de Trappes.

La Figure 4.5 montre la fréquence de la direction du vent sur la période de chauffage. La direction Sud-ouest est prédominante mais le profil présente quelques pics notables, notamment pour l'Ouest, le Nord-est et surtout le Nord.

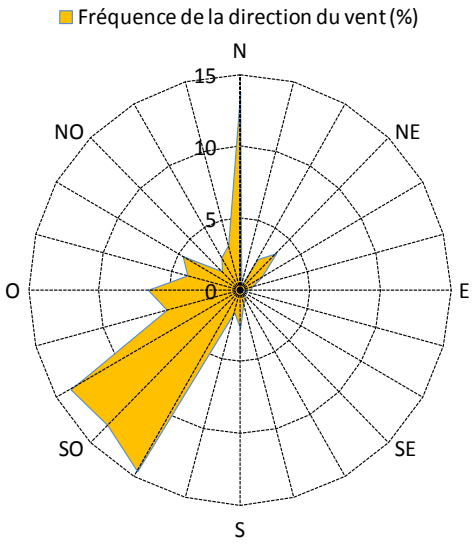


Figure 4.5 : Fréquences de la direction du vent (Trappes).

Parmi les méthodes de correction de la vitesse du vent décrites au CHAPITRE 3, nous avons choisi la méthode d'ajustement adoptée par la *British Standards Institution* basée sur l'équation suivante {[BS5925, 1991], [Allard, 1998], [Awbi, 2003]} :

$$U_w = k_w \times z^{a_w} \times U_{met} \quad avec:\ k_w = 0{,}35\ et\ a_w = 0{,}25 \qquad \textbf{(4.1)}$$

Cette méthode est très répandue et plusieurs bases de données existent. Les valeurs de k_w et a_w, dépendant de la rugosité du terrain, sont ceux d'un bâtiment en milieu urbain (cas de MARIA).

Le calcul de la pression du vent nécessite l'évaluation du coefficient de pression sur chaque façade. Les valeurs C_p dépendent de l'exposition et de l'orientation du bâtiment par rapport au vent mais aussi du type de construction. Pour notre étude, ne disposant pas de données de mesure de coefficients de pression pour la maison MARIA, des valeurs par défaut proposées par Orme [Orme, 1998] dans la Note Technique 44 de l'AIVC ont été incluses dans le code.

On dispose ainsi de trois profils de C_p pour les maisons individuelles en fonction de l'exposition au vent (Figure 4.6) :

- exposé : il s'agit d'un bâtiment complètement isolé (rase campagne) ;
- partiellement exposé : le bâtiment se trouve à proximité de quelques constructions ;
- non exposé : cas des centres-villes.

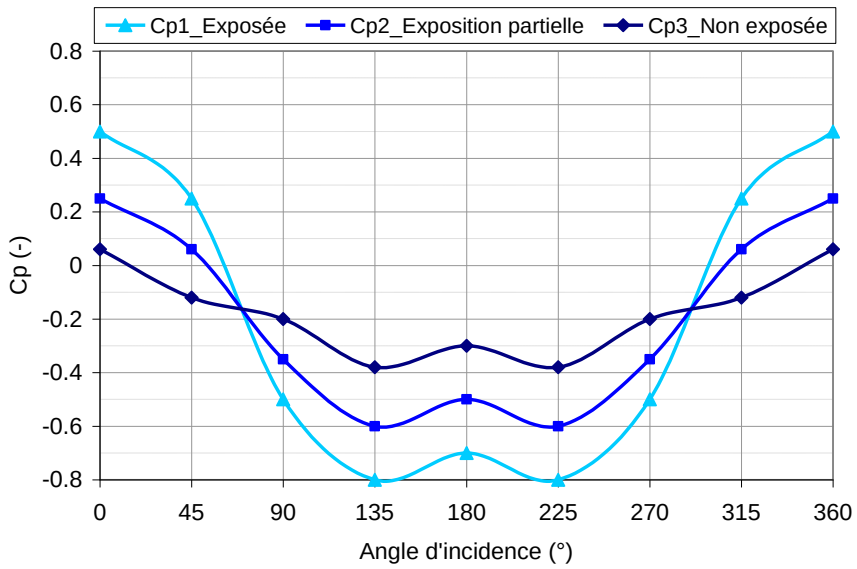


Figure 4.6 : Coefficients de pression pour les maisons individuelles [Orme, 1998].

Des simulations réalisées avec ces coefficients de pression ont montré une influence notable de ceux-ci sur les infiltrations, notamment pour les bâtiments exposés. Nous avons finalement opté pour une maison partiellement exposée, ce qui est le cas de MARIA.

Enfin, au débouché en toiture, on a considéré par défaut $C_{p,toit} = -0{,}4$.

4.2 ANALYSE DES PERFORMANCES AERAULIQUES DES SYSTEMES DE VENTILATION

Ce paragraphe présente une analyse des performances aérauliques des systèmes de ventilation étudiés : débits d'air extraits, renouvellement d'air et infiltration d'air.

4.2.1 Débits d'air extraits

La Figure 4.7 présente les fréquences des débits d'air extraits dans les pièces de service pour la VMC simple flux, le système de référence de cette étude.

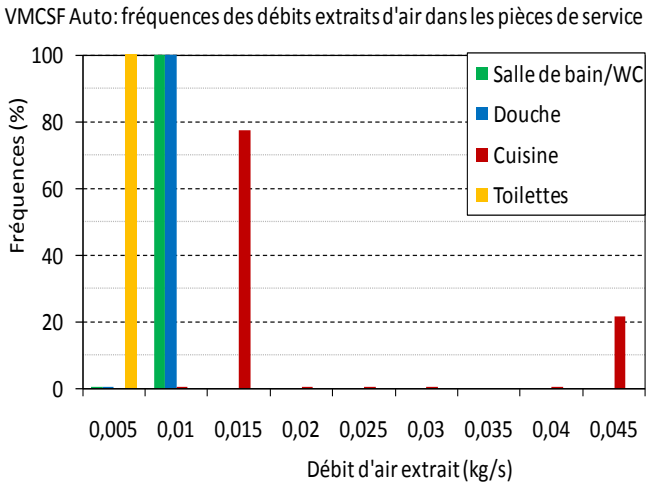


Figure 4.7 : VMCSF Auto - Fréquences des débits d'air extraits.

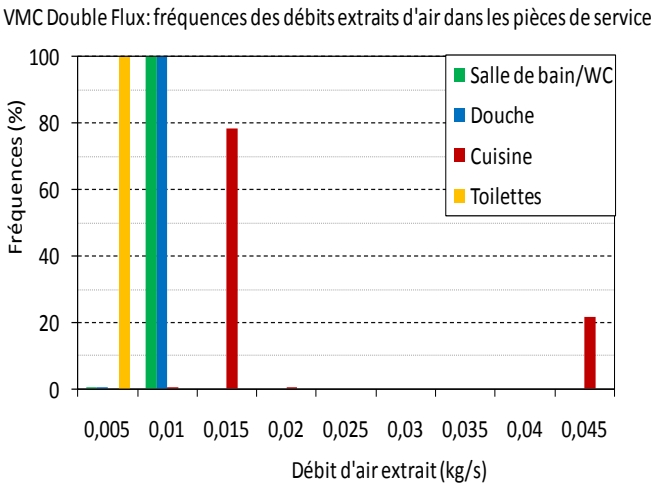


Figure 4.8 : VMC double flux - Fréquences des débits d'air extraits.

Il ressort que l'extraction d'air dans les pièces de service se fait conformément aux consignes et à la réglementation. Ainsi, pendant 99,3% du temps, les débits d'air extraits sont supérieurs ou égaux à leurs valeurs nominales respectives : 0,01 kg/s (30 m³/h) pour la salle de bain/WC et la douche, et 0,005 kg/s (15 m³/h) pour les toilettes.

Dans la cuisine, la fréquence du débit de base (0,015 kg/s soit 45 m³/h) est de 77,1% et celle du débit de pointe (0,045 kg/s soit 135 m³/h) de 21,4%. Ces fréquences sont conformes à celles issues des scenarios d'activités en cuisine (temporisation du débit comprise) qui sont respectivement de 79,5% et 20,5%.

Les légers écarts constatés (3 et 4,4% respectivement) sont vraisemblablement dus à des débits intermédiaires apparus sans doute pendant la mise en régime du ventilateur lors du changement de vitesse de celui-ci. Le débit moyen annuel d'air extrait dans la cuisine est ainsi d'environ 0,022 kg/s (66 m³/h). Dans la suite de ce paragraphe, les performances des quatre autres systèmes étudiées sont comparées à celles du système de référence.

Les histogrammes de la Figure 4.8 montrent que les fréquences des débits extraits avec la VMC double flux sont quasiment identiques à ceux du système de référence. L'extraction est constante dans la salle de bain/WC et la douche avec un débit moyen de 0,01 kg/s. il en est de même dans les toilettes où l'on extrait 0,005 kg/s. dans le cuisine la fréquence des débits obéit à celles du scénario de fonctionnement de cette pièce.

La Figure 4.9 et la Figure 4.10 illustrent les fréquences des débits extraits dans les pièces humides pour les systèmes Hygro A et B. Ces débits d'air sont largement inférieurs à ceux des deux systèmes précédents. Par conception, la ventilation hygroréglable est destinée à réduire le renouvellement d'air en vue d'effectuer des économies d'énergie. Dans le présent cas, l'Hygro A semble cependant plus performante que l'Hygro B en termes d'extraction d'air.

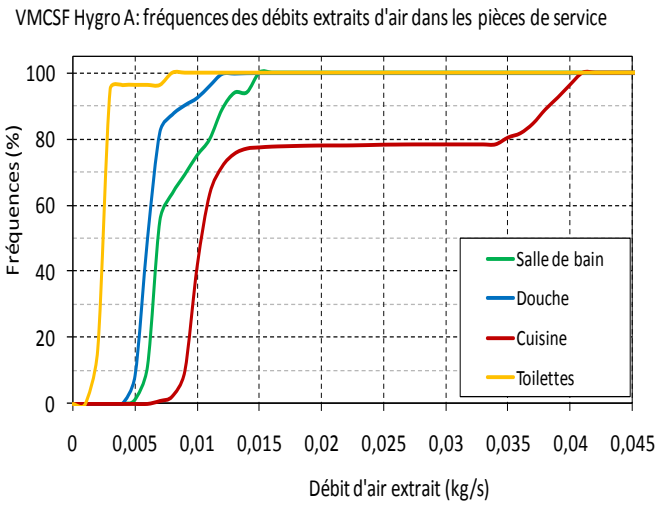


Figure 4.9 : Hygro A - Fréquences cumulées des débits d'air extraits.

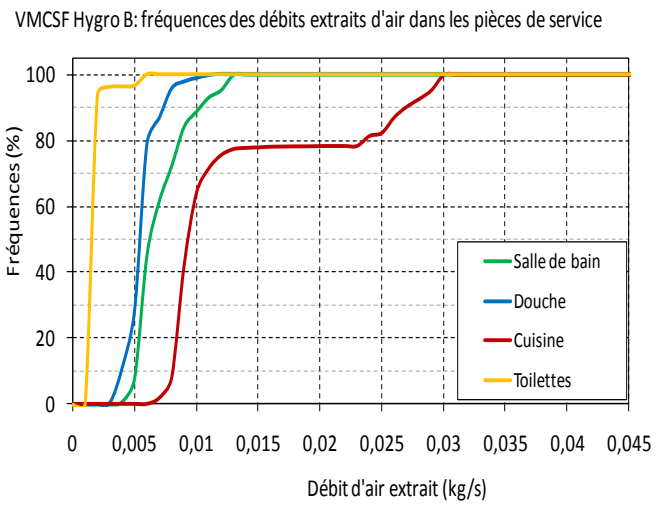


Figure 4.10 : Hygro B - Fréquences cumulées des débits d'air extraits.

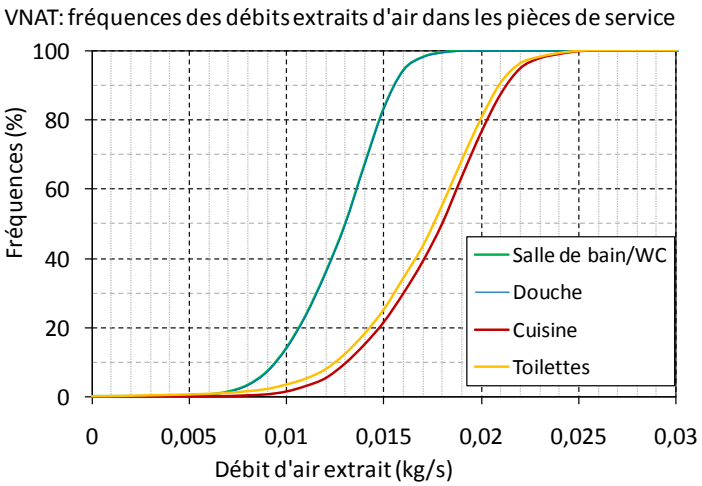


Figure 4.11 : VNat - Fréquences cumulées des débits d'air extraits.

Enfin, la Figure 4.11 présente les fréquences cumulées des débits extraits dans les pièces de service dans le cas de la ventilation naturelle. On constate que les débits sont presque identiques à chaque niveau de la maison MARIA. Ces débits sont supérieurs aux débits moyens extraits par la VMC simple flux. Ils sont supérieurs à 0,01 kg/s (30 m^3/h) pendant plus de 85% du temps à l'étage et pendant plus de 95% du temps au niveau jardin. En outre, bien qu'il n'existe pas d'extraction mécanique, les débits moyens extraits sont largement supérieurs à ceux de chacun des autres systèmes étudiés excepté dans la cuisine (Cf. Tableau 4.14).

Les valeurs élevées des débits de ventilation naturelle s'expliquent par le fait que les simulations ayant été effectuées sur la période de chauffage, la température extérieure est inférieure à 10°C pendant 80% du temps. On verra par la suite que l'écart de température entre le bâtiment et son environnement extérieur est toujours positif et dépasse très fréquemment les 10°C.

Par ailleurs, il semble que le système de ventilation naturelle soit sur dimensionné pour la maison MARIA, notamment par rapport au système de référence. Cela est illustré par les fréquences cumulées et les fréquences des débits extraits par les différents systèmes (Cf. Figure 4.12 et Figure 4.13). Le débit d'air total extrait par la ventilation naturelle dépasse en effet le débit de pointe du système de référence et de la VMC double flux pendant près de 35% de la période étudiée.

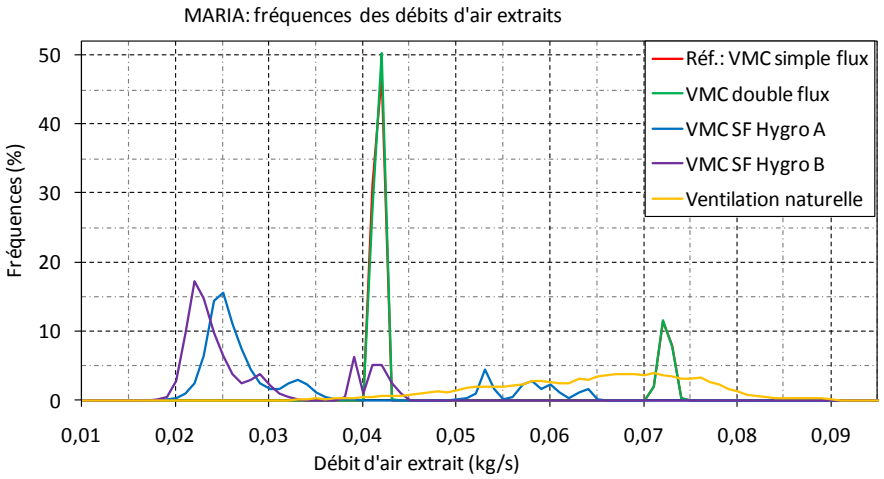


Figure 4.12 : MARIA - Fréquences des débits d'air extraits.

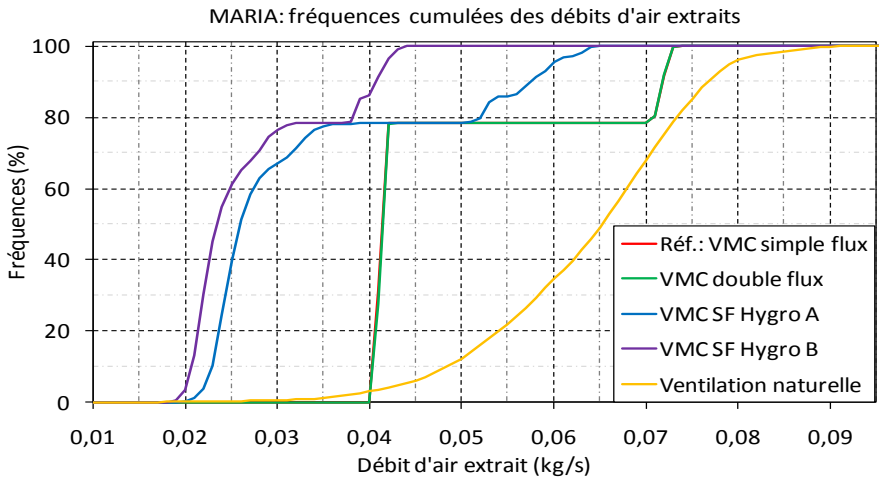


Figure 4.13 : MARIA - Fréquences cumulées des débits d'air extraits.

Système	Débit moyen d'air extrait (10^3 kg/s)				
	Salle de bain /WC	Douche	Cuisine	Toilettes	Total
Réf. : VMC simple flux	10,26	10,24	22,06	5,13	47,70
VMC double flux	10,27	10,27	22,07	5,14	47,76
VMC simple flux Hygro A	8,13	6,42	15,84	2,21	32,61
VMC simple flux Hygro B	6,97	5,50	12,69	1,86	27,02
Ventilation Naturelle	13,72	13,62	18,21	18,05	63,60

Tableau 4.11 : Débits moyens extraits de la maison MARIA.

De même, le Tableau 4.14 montre que le débit moyen total extrait par la ventilation naturelle est de 0,064 kg/s ; il est largement supérieur à ceux obtenus avec les autres systèmes de ventilation. Cette valeur élevée est en grande partie attribuable à l'extraction dans les toilettes, environ 0,018 kg/s, qui est en moyenne supérieure au triple du débit fourni par le système de référence dans la même pièce. En outre, le débit total moyen d'air extrait sur la période de chauffage est de 0,048 kg/s pour la VMC simple flux et la VMC double flux. L'extraction est cependant moins importante avec les systèmes de ventilation hygroréglable A (0,033 kg/s) et B (0,027 kg/s).

4.2.2 Renouvellement d'air dans les pièces principales

La Figure 4.14 et la Figure 4.15 présentent respectivement les fréquences cumulées des débits de renouvellement d'air dans les pièces principales pour le système de référence et la VMC double flux.

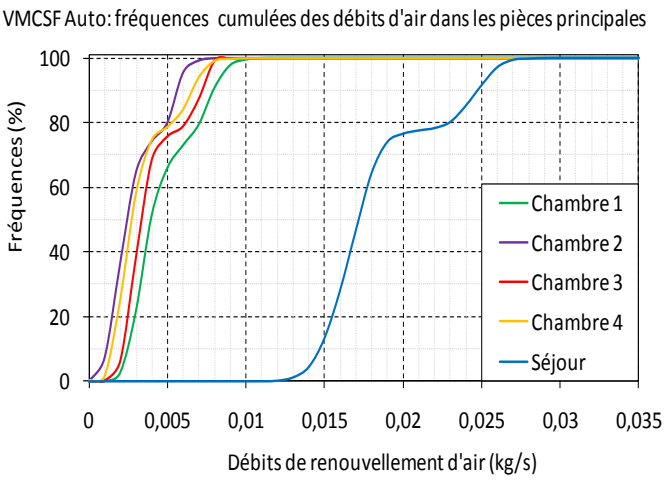


Figure 4.14 : VMCSF Auto - Débits de renouvellement d'air dans les pièces principales.

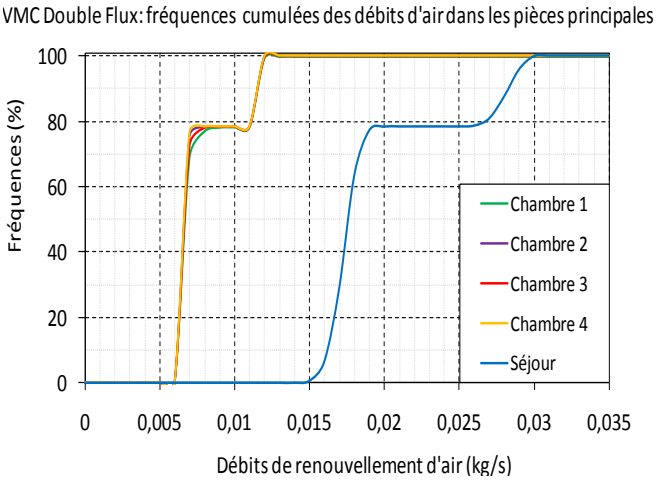


Figure 4.15 : VMC double flux - Débits de renouvellement d'air dans les pièces principales.

Dans les deux cas, il apparaît une distinction nette entre le séjour et les chambres.

Avec le simple flux, le débit de renouvellement d'air dans le séjour est compris entre 0,012 et 0,028 kg/s (soit 36 à 84 m^3/h). La classe la plus importante est la classe [0,015-0,020] kg/s (45-90 m^3/h) qui a une fréquence de 58%. Les débits supérieurs à 0,020 kg/s ont une occurrence de 21% correspondant aux activités en cuisine. Les débits de renouvellement d'air dans le séjour sont élevés car cette pièce dispose de deux entrées d'air et de deux façades sous le vent de direction prédominante est Sud-ouest.

Dans les chambres, le débit total est inférieur à 0,01 kg/s (30 m^3/h). La chambre 2 qui ne dispose que d'une façade et la chambre 4 sont moins bien ventilées que les autres : le renouvellement d'air y est inférieur à 0,005 kg/s pendant 80% du temps. En revanche, la chambre 1 dont les façades sont orientées Sud et Ouest est la mieux aérée : les débits sont supérieurs à 0,005 pendant 35% du temps contre 25% pour la chambre 3. On peut noter que les débits respectivement supérieurs à 0,005 kg/s (chambres 2 et 4), à 0,006 (chambre 3) et à 0,007 kg/s (chambre 1) correspondent en général à la période des activités en cuisine ; cela revient à environ 21% de la période d'étude.

Avec le système double flux, le renouvellement d'air dans les pièces principales est nettement meilleur et homogène dans les chambres car celui-ci garantit les débits d'air neuf par insufflation (Figure 4.15). Le débit moyen dans chaque chambre est proche de 0,0117 kg/s pendant le régime de pointe du ventilateur et de 0,0067 kg/s en dehors. Les débits de renouvellement d'air dans le séjour sont supérieurs aux doubles respectifs de ces valeurs à chaque régime du ventilateur.

Pour les deux cas de ventilation hygroréglable présentés par la Figure 4.16 et la Figure 4.17, on constate que le renouvellement d'air dans les chambres est presque toujours inférieur à 0,007 kg/s. Les débits d'air sont cependant moins importants avec le système Hygro B comparé à l'Hygro A du fait de la dépendance du débit d'air à l'humidité relative dans le cas B. Dans le séjour, le débit d'air est supérieur à 0,006 kg/s dans les deux cas ; il dépasse 0,02 kg/s avec l'Hygro A tandis qu'il n'excède pas 0,015 kg/s avec l'Hygro B. En outre, les courbes montrent que le système Hygro B est relativement moins sensible au débit de pointe appliqué dans la cuisine que l'Hygro A. Cependant, ces débits restent inférieurs à ceux du système de référence.

En ce qui concerne la ventilation naturelle (Figure 4.18), le débit maximum dans les chambres atteint 0,01 kg/s comme pour le système de référence. Cependant les débits minimaux sont plus importants avec la ventilation naturelle. En outre, le débit dans le séjour atteint un maximum de 0,03 kg/s contre 0,027 kg/s pour la VMC simple flux. Rappelons que, pour l'ensemble des systèmes étudiés, le renouvellement d'air élevé dans le séjour s'explique par une perméabilité à l'air élevée, l'orientation de ses façades face au vent et l'existence de deux entrées d'air ou bouches d'insufflation.

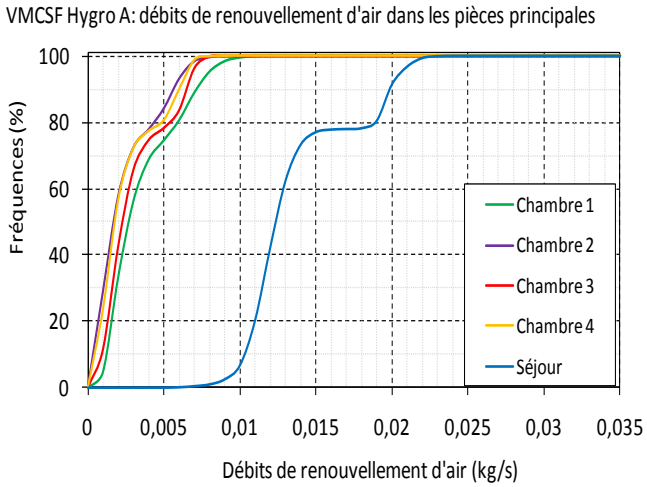


Figure 4.16 : Hygro A - Débits de renouvellement d'air dans les pièces principales.

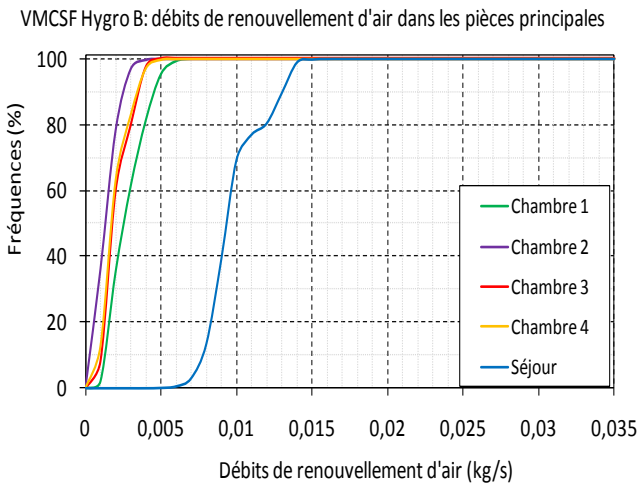


Figure 4.17 : Hygro B - Débits de renouvellement d'air dans les pièces principales.

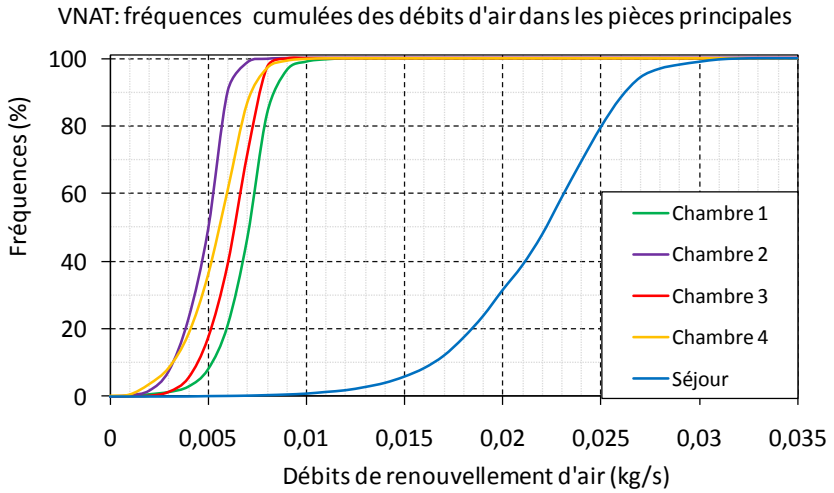


Figure 4.18 : VNat - Débits de renouvellement d'air dans les pièces principales.

Le Tableau 4.12 présente les taux moyens de renouvellement d'air respectifs suivant les systèmes.

Système	Taux de renouvellement d'air moyen (vol/h)					
	Chambre 1	Chambre 2	Chambre 3	Chambre 4	Séjour	*MARIA*
Réf. : VMC simple flux	0,43	0,34	0,40	0,39	0,62	*0,39*
VMC double flux	0,73	0,89	0,79	0,92	0,66	*0,45*
VMC simple flux Hygro A	0,32	0,27	0,30	0,30	0,46	*0,26*
VMC simple flux Hygro B	0,25	0,16	0,20	0,22	0,33	*0,22*
Ventilation Naturelle	0,62	0,53	0,60	0,61	0,72	*0,50*

Tableau 4.12 : Taux de renouvellement d'air moyens.

Pour chaque système, les taux de renouvellement d'air semblent uniformes dans les chambres, à l'exception de la chambre 2 moins exposée. Ce taux est nettement plus élevé dans le séjour du fait de la perméabilité de ses façades. Le taux de renouvellement d'air global de la maison (hors sous-sol, 380 m^3) est calculé à l'aide des débits totaux moyens d'air extrait et des exfiltrations d'air. Il est évidemment plus faible pour les systèmes hygroréglables A et B, respectivement 0,26 et 0,22 vol/h contre 0,39 vol/h pour le système de référence. En revanche, les maximaux sont atteint avec la ventilation naturelle (0,50 vol/h) et le double flux (0,45 vol/h). Ces valeurs sont toutes quasiment conformes aux taux usuellement de renouvellement d'air requis, à savoir entre 0,3 et 0,5 vol/h.

4.2.3 Infiltrations d'air

Les infiltrations et exfiltrations d'air semblent avoir une part importante dans les débits de renouvellement d'air de la maison, notamment dans les pièces principales. Le Tableau 4.13 présente les débits moyens d'air infiltrés et exfiltrés pendant la période de chauffage étudiée.

Système	Débit moyen d'air infiltré (10^3 kg/s)		
	Infiltration	Exfiltration	Total
Réf. : VMC simple flux	34,91	-0,17	34,74
VMC double flux	10,10	-9,76	0,35
VMC simple flux Hygro A	16,69	-0,14	16,55
VMC simple flux Hygro B	24,32	-0,57	23,75
Ventilation Naturelle	43,63	-0,03	43,59

Tableau 4.13 : Débits moyens d'infiltration d'air dans la maison MARIA.

On constate que les infiltrations d'air sont assez élevées. Cela est notamment dû à une valeur élevée de la perméabilité à l'air de l'enveloppe de MARIA : 0,9 $m^3/h/m^2$ mesurée lors des essais, soit 286 m^3/h (0,095 kg/s) sous une différence de pression de 4 Pa.

A l'exception de la VMC double flux, il n'y a quasiment pas d'exfiltration d'air. En effet, l'insufflation d'air dans les pièces principales crée une surpression dans ces pièces, favorisant l'exfiltration d'air à travers les parois. On note toutefois autant de débit d'air exfiltré que de débit d'air infiltré (*a priori* dans les pièces de service) car le système est équilibré. L'influence du système de ventilation double flux lui-même semble minime face aux infiltrations dans le présent cas. Cela dénote la nécessité d'avoir une enveloppe particulièrement étanche pour la mise œuvre des systèmes de ventilation double flux.

Comparé au système de référence qui met le logement en dépression, la VMC double flux semble avoir de meilleures performances. L'infiltration représente moins du tiers de la valeur moyenne obtenue avec la VMC simple flux.

Au niveau des systèmes de ventilation hygroréglable, l'utilisation d'entrées d'air hygroréglables (Hygro B) permet de réduire les débits de renouvellement d'air dans les pièces concernées par rapport au système utilisant des entrées autoréglables (Hygro A). En revanche, cette stratégie favorise les infiltrations d'air à travers les défauts d'étanchéité de l'enveloppe du bâtiment. Ainsi, le débit d'air infiltré est de 0,024 kg/s pour l'Hygro B contre 0,017 kg/s pour l'Hygro A. Ces valeurs sont cependant inférieures à celles du système de référence : la réduction des débits d'air extraits engendre en effet une dépression moins importante du bâtiment.

En ventilation naturelle, les infiltrations représentent environ 0,044 kg/s, soit 25% de plus qu'avec le système de référence : cela s'explique par une extraction plus importante quasiment dans la même proportion. Elles représentent surtout 2/3 du débit total moyen extrait aux bouches. Dans ce cas, l'interrogation principale est, sans remettre en cause le dimensionnement du système, de savoir s'il est possible d'obtenir un renouvellement d'air similaire avec une enveloppe plus étanche.

4.3 ANALYSE DES CONSOMMATIONS ENERGETIQUES

4.3.1 Les consommations énergétiques

Le Tableau 4.14 présente les consommations d'énergie électrique et les déperditions énergétiques dues au renouvellement d'air des différents systèmes de ventilation étudiés. Pour cette comparaison, on considère des systèmes double flux avec des échangeurs de chaleur d'efficacités respectives de 90% et 70%.

La Figure 4.19 illustre en outre ces différentes consommations d'énergie, normalisées par rapport à celles de la VMC simple flux, le système de référence.

Système de ventilation	Ventilateur (kWh)	Chauffage (kWh)	Renouvellement d'air (kWh)
VMC SF Auto (Ref.)	*224 (352)*	*7417*	*3467*
VMC DF Auto $\varepsilon_{ech} = 90\%$	309 (486)	5136	1107
VMC DF Auto $\varepsilon_{ech} = 70\%$	310 (488)	5795	1784
VMC SF Hygro A	49 (77)	6051	2133
VMC SF Hygro B	51 (80)	5796	1868
Ventilation Naturelle	-	8786	4854

Tableau 4.14 : Consommations énergétiques des systèmes étudiés.

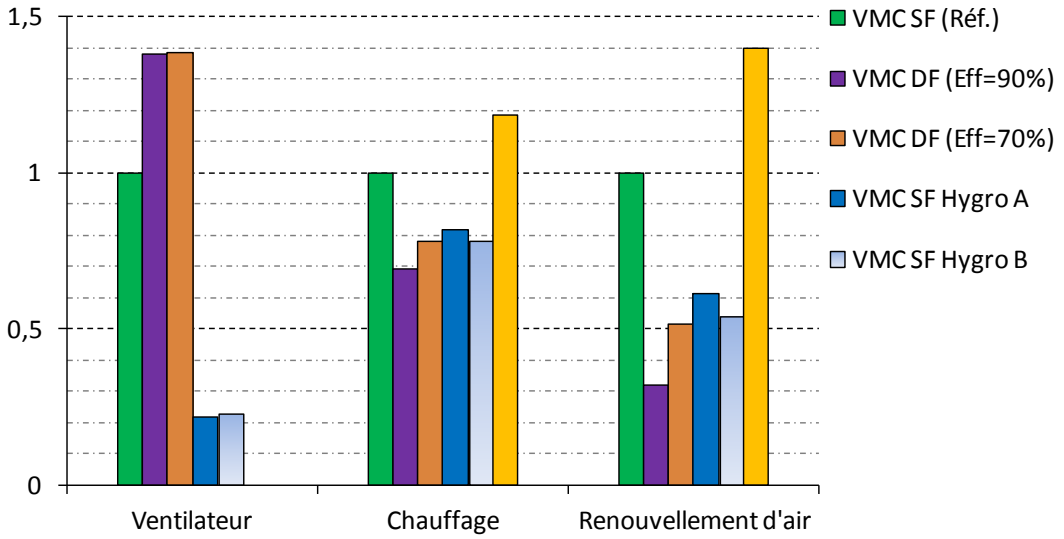


Figure 4.19 : Consommations énergétiques normalisées par rapport à système de référence.

La consommation d'énergie électrique du ventilateur du système de référence est de l'ordre de 252 kWh. Cette consommation est naturellement plus élevée pour la VMC double flux qui est dotée d'un échangeur et de deux ventilateurs : elle est de 348 kWh, soit 37,9% de consommation supplémentaire. En revanche, le ventilateur des systèmes hygroréglables a une consommation assez faible et presque identique dans les deux cas : 49 kWh pour l'Hygro A et 51 kWh pour l'Hygro B, soit globalement une économie d'énergie de plus de 77,2%. Puisqu'il s'agit du même ventilateur, la différence de 2 kWh peut être attribuée à la différence entre les débits d'air extraits dans les deux systèmes hygroréglables.

Les valeurs indiquées entre parenthèses dans le Tableau 4.14 représentent les consommations probables des ventilateurs au cas où ceux-ci fonctionneraient une année entière. Les estimations permettent d'obtenir des proportions de consommations du même ordre que sur la période de chauffage. Le fonctionnement des ventilateurs est en effet cyclique et continu quelle que soit la période d'étude.

Au niveau du chauffage, la plus grande consommation est celle de la ventilation naturelle qui est de 8786 kWh ; cela revient à une surconsommation de près de 18,5% par rapport à la VMC simple flux. Les trois autres systèmes ont des consommations inférieures à celui du système de référence, d'une part du fait du préchauffage de l'air neuf par le système double flux et, d'autre part, à cause de la réduction des débits d'air par la ventilation hygroréglable. Ainsi, à débits d'extraction égaux, la VMC double flux permet de faire une économie de 30,8% sur l'énergie du chauffage. Ce gain est quasiment identique pour les systèmes de ventilation hygroréglable, soit respectivement 18,4% pour l'Hygro A et 21,9% l'Hygro B.

Le Tableau 4.14 montre également qu'une grande partie de l'énergie du chauffage est perdue à travers le renouvellement d'air, et ce d'autant plus que la maison MARIA a une bonne isolation thermique. Le renouvellement d'air induit des déperditions énergétiques de l'ordre de 3467 kWh pour la VMC simple flux autoréglable. Les déperditions engendrées par la ventilation naturelle sont estimées à 4854 kWh, soit une consommation supplémentaire de 40% par rapport au système de référence.

En revanche, on réalise avec la ventilation hygroréglable des économies d'énergies comprises entre 38,4% (Hygro A) et 46,1% (Hygro B). La différence entre ces deux consommations se justifie évidemment un renouvellement d'air plus important dans le cas de l'Hygro A.

Enfin, l'économie d'énergie réalisée par la VMC double flux est de 68,1% par rapport à la référence. Ce gain particulièrement élevé se justifie par la très bonne efficacité de l'échangeur de chaleur qui est de 90%. Avec un échangeur d'efficacité de 70%, l'économie d'énergie de renouvellement d'air se réduit à 48,5%. Dans les deux cas, les performances énergétiques du système double flux sont supérieures à celles de la ventilation hygroréglable.

Les consommations et les économies d'énergie réalisables à l'échelle de la maison MARIA, respectivement sur la période de chauffage et sur l'année complète, sont présentées dans le Tableau 4.15. Ces chiffres prennent en compte les besoins de chauffage et les consommations des ventilateurs sur chaque période considérée.

Globalement, l'ordre des performances énergétiques reste inchangé entre la ventilation naturelle, le système de référence et la VMC double flux. Cependant, le système double flux d'efficacité 70% est légèrement moins performant que les systèmes hygroréglables. Ce résultat important est relatif au cas du modèle de la maison MARIA : il dépend bien évidemment du dimensionnement des trois systèmes mis en jeux ainsi que des hypothèses de simulation.

Système de ventilation	Période de chauffage		Année complète	
	E_consommée (kWh)	Gain (%)	E_consommée (kWh)	Gain (%)
VMC SF Auto (ref.)	*7641*	-	*7769*	-
VMC DF Auto $\varepsilon_{ech} = 90\%$	5445	-28,7	5622	-27,6
VMC DF Auto $\varepsilon_{ech} = 70\%$	6105	-20,1	6283	-19,1
VMC SF Hygro A	6100	-20,2	6128	-21,1
VMC SF Hygro B	5847	-23,5	5876	-24,4
Ventilation naturelle	8786	+15,0	8786	+13,1

Tableau 4.15 : Consommations et économies d'énergie réalisables avec les systèmes étudiés.

4.3.2 Analyse des niveaux de température

Les occupants ne sont pas soumis dans les ambiances intérieures à des températures excessives : la température moyenne est de 19,4°C. La température maximale atteinte est 24°C dans le séjour pendant 1% du temps seulement. De plus, la température maximale dépasse rarement 22°C dans les chambres. Ces valeurs sont obtenues avec l'ensemble des systèmes de ventilation. La chambre 4, plus exposée au vent, présente des fluctuations de température légèrement supérieures.

Les températures de l'air intérieur sont toutes supérieures à 18°C dans les pièces principales pour une consigne de température de 19°C. Si on considère une marge de 0,5°C par rapport à la consigne, les températures inférieures à 18,5°C dans les chambres ont une fréquence cumulée de 1,5% avec le système de référence et 0,5% avec le l'Hygro B ; ces valeurs varient de 3 à 7% pour la ventilation naturelle. Aucune température n'est toutefois inférieure à 18,5°C dans les chambres pour le système double flux et l'Hygro A. Dans le séjour en revanche, les températures inférieures à 18,5°C ont une fréquence de 4% avec la VMC double flux. Viennent ensuite les systèmes hygroréglables avec 6% pour l'Hygro B et 8% pour l'Hygro A. On constate enfin que le séjour est plus déperditif avec le système de référence (12%) et la ventilation naturelle (14%).

Ces valeurs se justifient par le taux de renouvellement d'air important, d'une part, dans le séjour et, d'autre part, avec la ventilation naturelle et le système de référence. Elles permettent ainsi de percevoir qualitativement l'influence du renouvellement d'air sur les consommations énergétiques. Plus le nouvellement d'air est important, plus les températures fluctuent et les déperditions s'accentuent. L'influence des différents systèmes sur la variation des températures intérieures s'apparente donc au renouvellement d'air produit.

4.4 ANALYSE DE LA QUALITE DE L'AIR INTERIEUR

Ce paragraphe analyse la ventilation à travers la qualité de l'air intérieur. Cette analyse est basée sur les fréquences de concentrations en polluant suivant différentes valeurs-guides. On utilise également un indice de qualité de l'air existant pour quantifier la performance des systèmes. Les polluants liés à l'occupation ne sont analysés que sur la période d'occupation. L'alpha-pinène, issu du parquet de pin, est considéré sur la période de chauffage. Le principe de balayage sont aussi analysées grâce au polluant spécifique KP émis dans la cuisine.

4.4.1 Exposition au dioxyde de carbone

La Figure 4.20 et la Figure 4.21 présentent respectivement les fréquences et les fréquences cumulées des concentrations en CO_2 (en mg/m^3) dans les pièces principales durant les heures d'occupation pour le système de référence. La Figure 4.22, la Figure 4.23, la Figure 4.24 et la Figure 4.25 présentent respectivement les fréquences des concentrations en CO_2 pour la VMC double flux, la ventilation naturelle et les systèmes Hygro A et B.

Avec l'ensemble des systèmes de ventilation étudiés, les concentrations en CO_2 montrent des disparités entre les pièces du logement. Cette distribution résulte de trois facteurs principaux, à savoir le renouvellement d'air, le taux d'occupation et le débit d'émission de polluant qui varient d'une zone à l'autre. Le débit d'émission de CO_2 est identique dans les chambres 1 et 2 qui sont chacune occupées par un adulte. Cependant, le taux de renouvellement d'air est plus important dans la chambre 1. En outre, le taux d'occupation cumulé est plus important dans la chambre 2 qui est ainsi plus polluée.

Quant à la chambre 4, la production de polluant métabolique y est double et le renouvellement d'air moins important que dans la chambre 1. Cela explique que les concentrations y atteignent les valeurs les plus élevées. La chambre 3, occupée par l'enfant de 13 ans dont les émissions sont inférieures à celles des adultes. Le renouvellement d'air dans cette pièce semble adapté, excepté pour les systèmes hygroréglables. Enfin, quel que soit le système, le séjour qui enregistre les taux d'occupation les plus élevés est en revanche l'une des pièces les moins polluées du fait d'un renouvellement d'air plus important. Cependant, la qualité d'air y est moins bonne avec les deux systèmes hygroréglables.

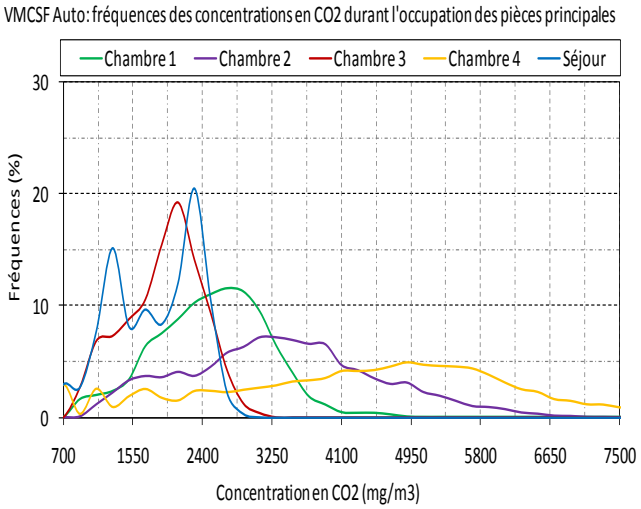


Figure 4.20 : VMCSF Auto - Concentrations en CO_2 dans les pièces principales occupées.

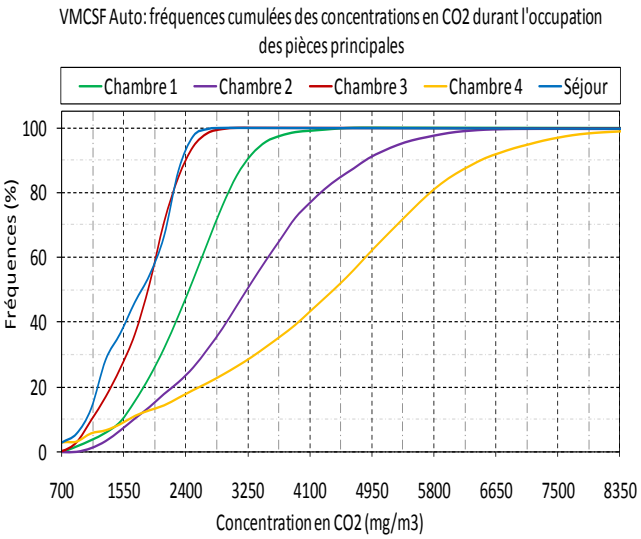


Figure 4.21 : VMCSF Auto - Concentrations cumulées en CO_2 dans les pièces principales occupées.

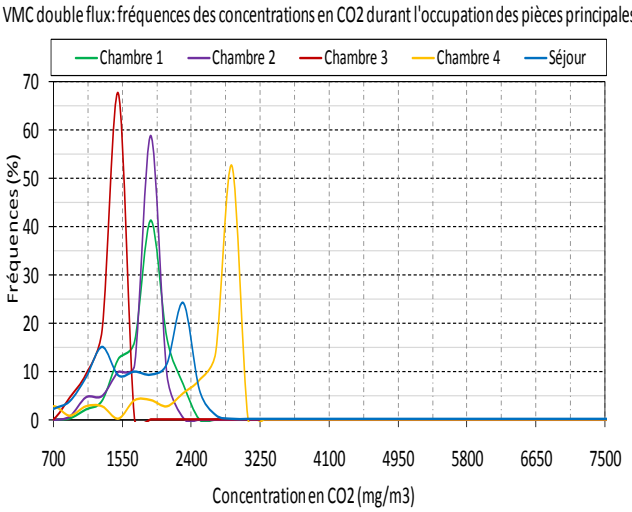


Figure 4.22 : VMC double flux - Concentrations en CO_2 dans les pièces principales occupées.

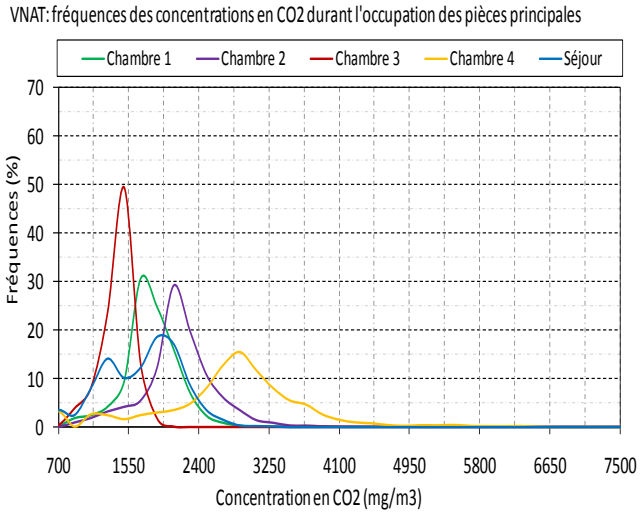


Figure 4.23 : VNat - Concentrations en CO_2 dans les pièces principales occupées.

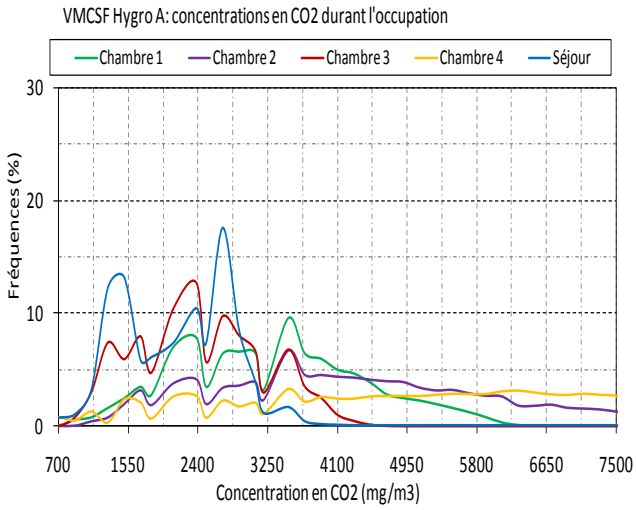


Figure 4.24 : Hygro A - Concentrations en CO_2 dans les pièces principales occupées.

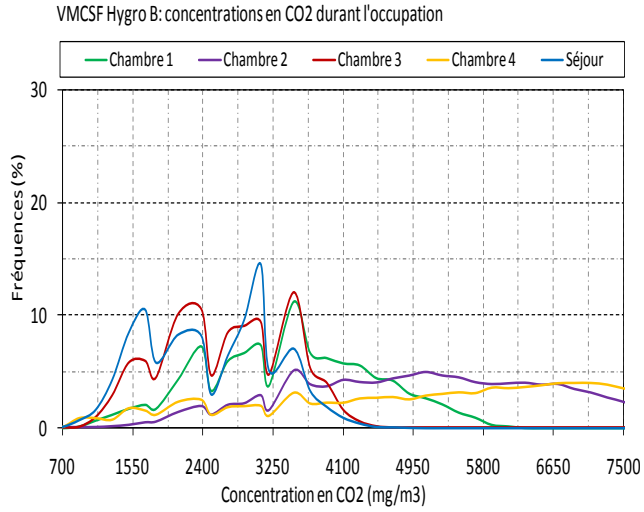


Figure 4.25 : Hygro B - Concentrations en CO_2 dans les pièces principales occupées.

Pour évaluer la qualité de l'air et les éventuels risques encourus par les occupants, on se sert des différentes valeurs guides du CO_2, à savoir : 1830 mg/m³ (1000 ppm), seuil de confinement plus une tolérance à 2380 mg/m³ (1300 ppm) ; 3200 mg/m³ (1750 ppm), seuil de confinement plus un dépassé de 2560 mg/m³ (1400 ppm) ; 4500 mg/m³ (2460 ppm), Valeur à Risque Limité (VRL).

Les fréquences cumulées de dépassement de ces valeurs-seuils sont respectivement illustrées par la Figure 4.26, la Figure 4.27, la Figure 4.28 et la Figure 4.29.

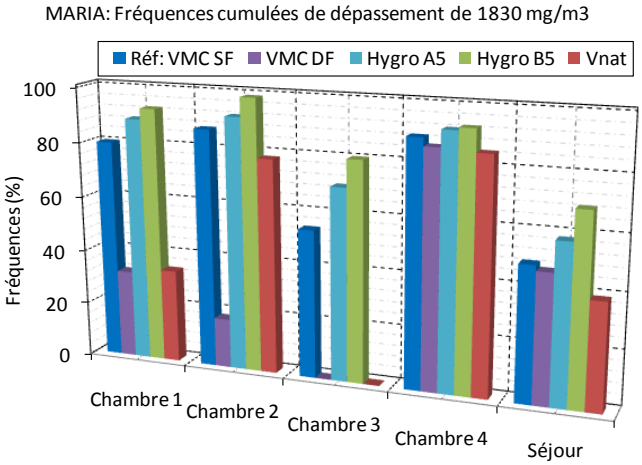


Figure 4.26 : Dépassement du seuil de confinement.

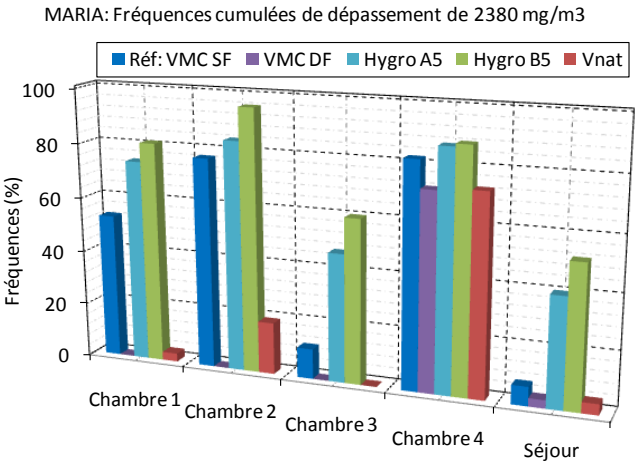


Figure 4.27 : Dépassement du confinement toléré.

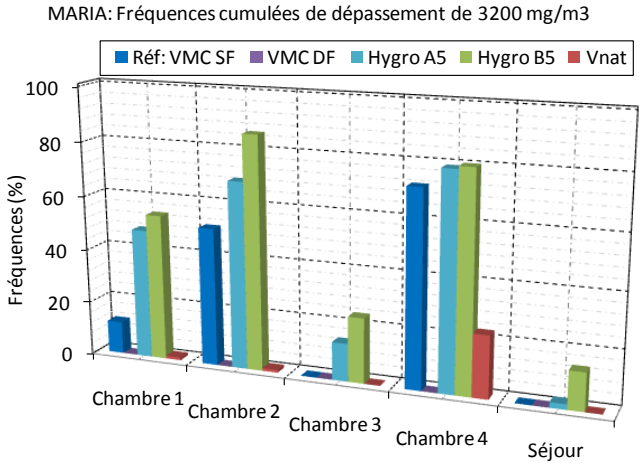


Figure 4.28 : Dépassement du seuil de 3200 mg/m³.

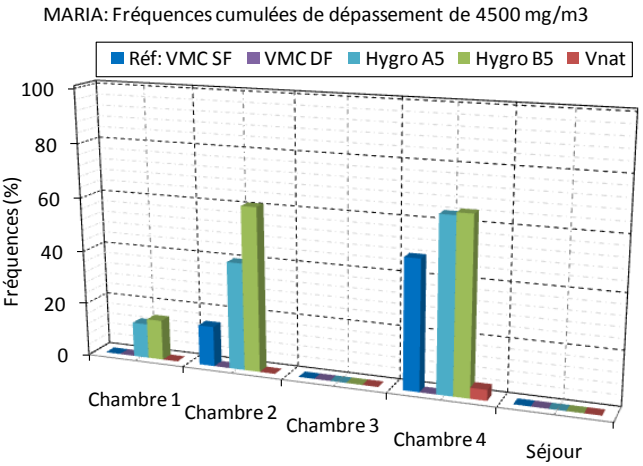


Figure 4.29 : Dépassement de la VRL (4500 mg/m³).

On constate qu'avec le système de référence, la chambre 3 et le séjour constituent les deux pièces les moins polluées. Malgré un taux d'occupation élevé, le grand renouvellement d'air dans le séjour permet d'y maintenir une meilleure qualité d'air comparée aux autres pièces. Le seuil de confinement n'y est atteint que pour environ 50% du temps d'occupation contre 80% pour les autres pièces principales. En outre, la concentration dans ces deux pièces ne dépasse guère 3000 mg/m³ : le seuil de 2380 mg/m³ n'est dépassé que pour 11 et 7% du temps respectivement.

En revanche, la chambre 4, occupée par deux adultes, enregistre les fréquences les plus hautes pour les concentrations élevées. On peut, par exemple, constater que la concentration y dépasse le seuil de confinement de 1830 mg/m³ pendant 89% du temps d'occupation. La chambre 2 présente en outre un dépassement de ce seuil pendant 15% du temps. Ces fortes pollutions s'expliquent, d'une part, par le taux d'occupation de la chambre 4 et, d'autre part, par un renouvellement d'air moins important dans ces deux pièces. Enfin, la chambre 1 qui est la mieux aérée présente des concentrations moins élevées.

La VMC double flux présente dans l'ensemble une qualité d'air meilleure, comparée à tous les autres systèmes. Excepté dans la chambre 4 et légèrement dans le séjour, aucune concentration ne dépasse le seuil de 2380 mg/m³. La concentration dans cette pièce reste cependant inférieure à 3200 mg/m³. Cette performance est due en grande partie à la maîtrise des débits d'air et, dans le présent cas, à une infiltration moindre comparée aux autres systèmes de ventilation.

La ventilation naturelle présente également une pollution moins importante que la VMC simple flux ; cependant, la qualité d'air obtenue est légèrement moins bonne qu'avec la VMC double flux dans l'ensemble des pièces principales. Le seuil de 2380 mg/m³ n'est dépassé que dans la chambre 4. La pollution est plus importante avec le système Hygro B qu'avec l'Hygro A. Ces deux systèmes régulent les débits d'air extraits en fonction du taux d'humidité relative, mais présentent cependant une pollution des pièces de vie plus prononcée qu'avec le système de référence. En particulier, les chambres 2 et 4 sont les plus polluées.

En ce qui concerne la VRL, celle-ci n'est dépassée qu'avec la ventilation hygroréglable et le système de référence. La concentration dépasse la VRL dans la chambre 4 pendant 48% du temps d'occupation avec la VMC simple flux. Ce dépassement est supérieur à 60% pour les systèmes hygroréglables. Un dépassement similaire est enregistré avec la VMC Hygro B dans la chambre 2 contre 40% pour l'Hygro A et environ 12% avec le système de référence. Enfin, la concentration dans la chambre 1 est supérieure à la VRL pour respectivement 13 et 15% du temps avec l'Hygro A et l'Hygro B.

Globalement, les résultats tendent à montrer que la ventilation hygroréglable fournit une moins bonne qualité d'air que les autres systèmes. Ces résultats sont directement attribuables au renouvellement d'air qui dépend du taux d'humidité relative. Or, comme on le verra par la suite, ce dernier ne semble pas suffisant pour assurer les débits de renouvellement convenables dans les pièces et notamment dans le cas de l'Hygro B.

Les performances des différents systèmes de ventilation au regard de la qualité de l'air sont également évaluées à l'aide de l'indice présenté plus haut dans ce document. Celui-ci met en rapport la concentration moyenne en polluant sur la période d'étude et la concentration moyenne pendant les périodes d'inoccupation ; il permet ainsi de quantifier l'apport de l'occupation sur les concentrations intérieures. Il est en outre adimensionné par rapport au système de référence ; les valeurs obtenues sont présentées dans le Tableau 4.16.

Cet indice est tel que le système est considéré performant si la valeur de son indice est proche de 1. Cela signifie que le polluant métabolique produit est correctement évacuée et que le niveau de pollution pendant les heures d'occupation est équivalent à la concentration résiduelle. L'indice normalisé compare le système considéré au système de référence. Les systèmes les plus performants ont un indice de valeur plus proche de 1. On constate ainsi que, pour chaque pièce considérée et pour la maison entière, la VMC double flux permet d'obtenir de meilleures performances comparées à la ventilation naturelle et aux systèmes hygroréglables. La ventilation naturelle donne, dans certains cas, de meilleurs indices par rapport à la VMC hygroréglable comme constaté précédemment.

		Indice normalisé de QAI pour le en CO_2					
		Ch. 1	Ch. 2	Ch. 3	Ch. 4	Séjour	MARIA
Réf : VMC simple flux	*C_inoc (mg/m³)*	*1034*	*1483*	*922*	*1424*	*932*	*1081*
	C_moy (mg/m³)	*1757*	*2442*	*1345*	*2282*	*1247*	*1630*
	Index_ref	1,70	1,65	1,46	1,60	1,34	1,51
VMC double flux	Index_nom	0,95	0,91	0,78	0,94	0,78	0,95
VMC Hygro A	Index_nom	1,08	1,08	0,94	0,99	0,79	1,06
VMC Hygro B	Index_nom	0,88	0,78	0,80	0,85	0,76	0,91
V. naturelle	Index_nom	0,89	0,86	0,75	0,90	0,80	0,93

Tableau 4.16 : Concentrations moyennes et indice de qualité d'air dans les pièces principales pendant les heures d'occupation.

4.4.2 Humidité et risques de condensation

La Figure 4.30, la Figure 4.31, la Figure 4.32 et la Figure 4.33 présentent les fréquences des taux d'humidité relative dans les pièces principales durant la période d'occupation respectivement pour le système de référence, la VMC double flux et les systèmes Hygro A et B.

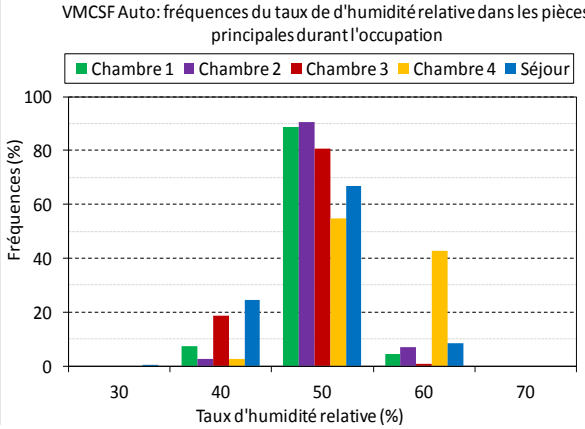


Figure 4.30 : VMCSF Auto – Taux d'humidité relative dans les pièces principales occupées.

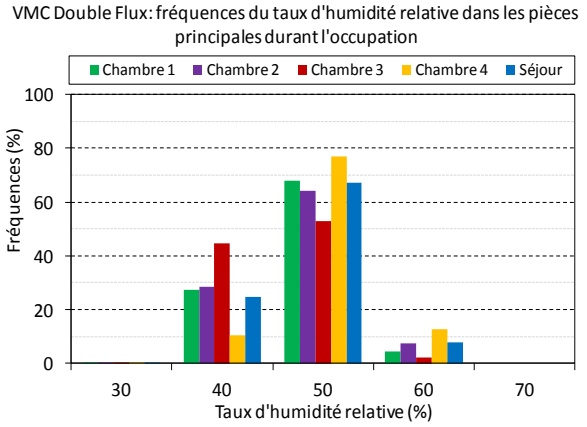


Figure 4.31 : VMCDF Auto – Taux d'humidité relative dans les pièces principales occupées.

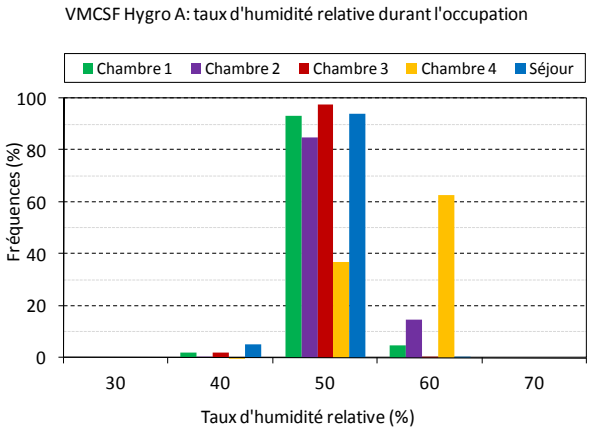


Figure 4.32 : Hygro A - Taux d'humidité relative dans les pièces principales occupées.

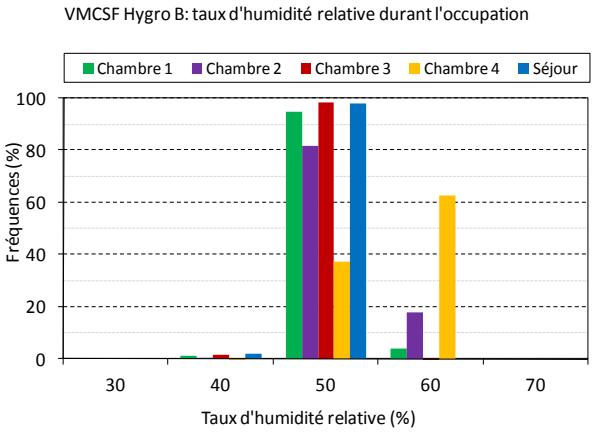


Figure 4.33 : Hygro B - Taux d'humidité relative dans les pièces principales occupées.

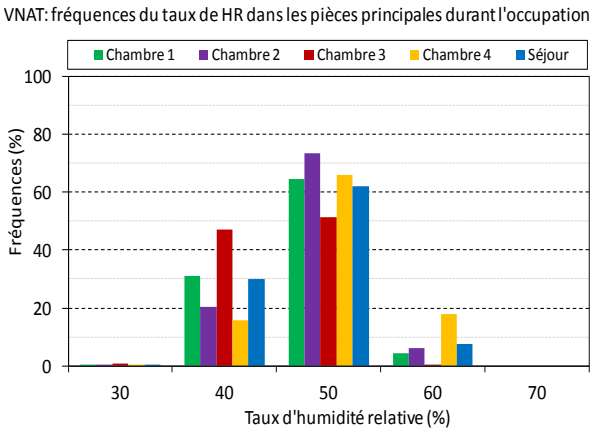


Figure 4.34 : VNAT - Fréquences d'humidité relative dans les pièces de service.

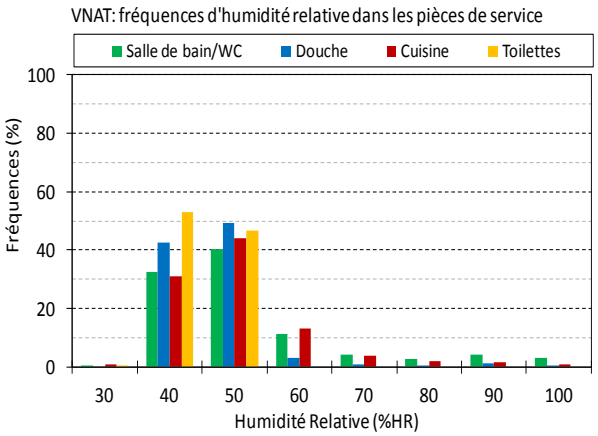


Figure 4.35 : VNAT - Fréquences d'humidité relative dans les pièces de service.

Pour le système de référence, le taux d'humidité maximal obtenu pendant l'occupation des pièces principales ne dépasse pas 60%HR. Ce maximum est atteint dans la chambre 4 occupée pas les deux adultes. Les valeurs minimales sont supérieures à 30%. Le renouvellement d'air élevé pour la VMC double permet de réduire légèrement l'humidité relative ; la classe [30-40%] est nettement plus fréquente qu'avec la VMC simple flux.

La chambre 4 est également plus humide avec les systèmes hygroréglables. La régulation hygroréglable a fortement réduit le renouvellement d'air dans la maison MARIA, ce qui explique l'augmentation légère de l'humidité : ceci est aussi justifié par le fait que les composants hygroréglables utilisés fonctionnent encore sur leur plage linéaire suivant l'humidité relative et non pas au régime maximal. En fait, l'humidité relative n'est pas assez élevée pour obtenir une dilatation maximale des membranes des bouches d'extraction et des entrées d'air. Comme avec les deux autres VMC, on ne dépasse cependant pas 60% HR.

La Figure 4.34 montre que la ventilation naturelle a des performances similaires à celles de la VMC double flux, aidée en cela par un renouvellement d'air plus important. Globalement, le taux d'humidité relative moyen obtenu pendant l'occupation des pièces principales sont assez proches les uns des autres d'un système à l'autre. On a 57%, 58% et 56% pour la VMC simple flux, le double flux et la ventilation naturelle. Il est toutefois légèrement inférieur pour les systèmes hygroréglables, soit 54%.

Dans les pièces de service, sièges de productions spécifiques, l'humidité relative atteint des valeurs plus élevées avec l'ensemble des systèmes de ventilation, à l'exception des toilettes sans production spécifique (Figure 4.35, Figure 4.36, Figure 4.37, Figure 4.38, Figure 4.39).

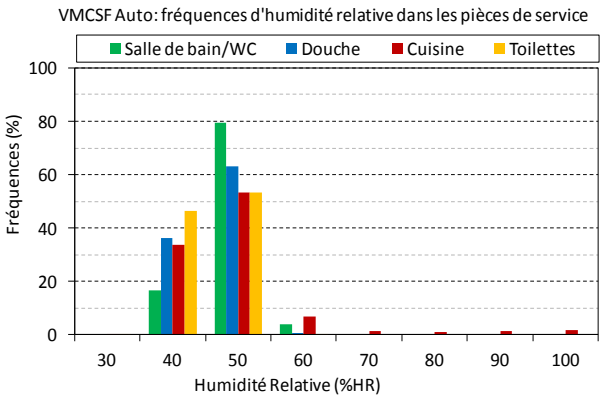


Figure 4.36 : VMCSF Auto - Taux d'humidité relative dans les pièces de service.

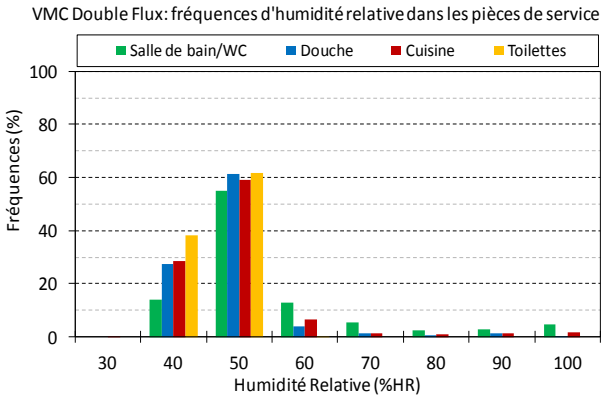


Figure 4.37 : VMCDF Auto - Taux d'humidité relative dans les pièces de service.

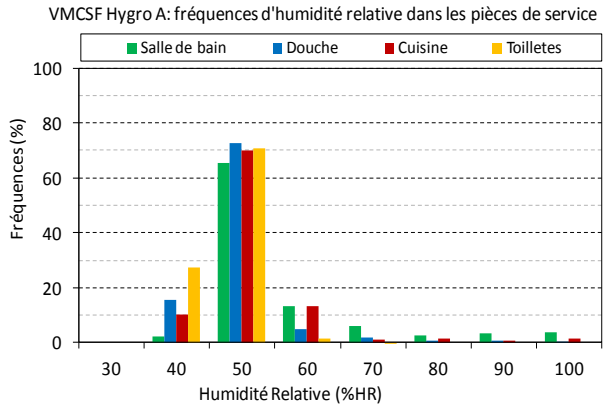


Figure 4.38 : Hygro A - Taux d'humidité relative dans les dans les pièces de service.

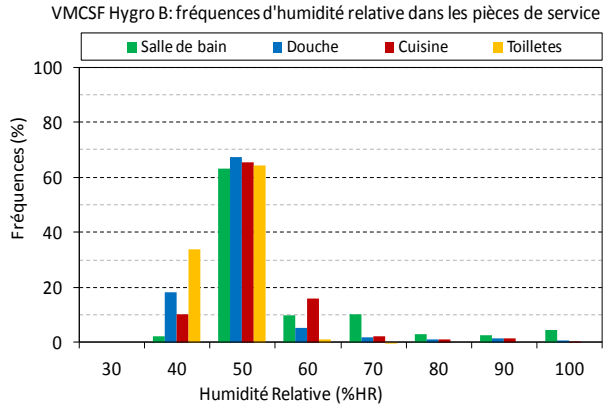


Figure 4.39 : Hygro B - Taux d'humidité relative dans les pièces de service.

Le taux d'humidité relative est compris entre 30 et 50%HR pendant plus de 87% du temps avec le système de référence. Pour la même plage d'humidité, les fréquences cumulées varient de 69 et 92% du temps pour la VMC double flux et la ventilation naturelle. Elles oscillent cependant entre 51 et 88% du temps avec les VMC hygroréglables A et B : cela montre l'impact de la régulation hygroréglable. On constate en outre que les valeurs élevées des taux d'humidité relative sont nettement plus fréquentes dans les pièces de service (que dans les pièces de vie) pour tous les systèmes et atteignent parfois 100% du fait des activités qui y ont lieu (cuisine, lessive, douche).

Le Tableau 4.17, qui présente les fréquences cumulées de dépassement des taux d'humidité relative de 80% et 100% dans les pièces de service, permet d'évaluer les risques de condensation sur les parois.

Systèmes de	Fréquences cumulées de dépassement de 80%HR (%)			Fréquences cumulées de dépassement de 100%HR (%)		
	Salle de bain	Douche	Cuisine	Salle de bain	Douche	Cuisine
Système de référence	*0*	*0*	*3*	*0*	*0*	*0*
VMC double flux	10	5	3	3	3	3
VMC Hygro A	10	4	4	3	3	1
VMC Hygro B	11	5	5	4	4	4
Ventilation naturelle	9	4	5	1	2	2

Tableau 4.17 : Fréquences cumulées de dépassement des seuils de 80% et 100%HR dans les pièces de service.

Le système de référence semble ne pas présenter de risque de condensation : l'humidité relative ne dépasse en effet le seuil de 80% HR que dans la cuisine et pendant 3% du temps sur les 10,7% qui représente la durée effective de production de vapeur d'eau dans la cuisine.

Le dépassement du seuil de 80% HR est d'ailleurs quasi-identique dans la cuisine et dans la douche avec tous les systèmes étudiés. En revanche, il est plus élevé dans la salle de bain avec les quatre autres systèmes (environ 10% du temps). De même, le dépassement du seuil de 100% HR est similaire (1 à 4% du temps) dans les toutes les pièces et pour le reste des systèmes. La différence entre la VMC simple flux et les autres systèmes à ce niveau-ci se situe au niveau des infiltrations d'air dans les pièces de service, qui sont plus importantes avec le système de référence.

Les risques de condensation sur les parois plus importants dans la salle de bains s'expliquent par le fait que cette pièce sert également de lieu de lessive et de séchage du linge, en plus de la prise de douche. La production de vapeur d'eau y est parfois équivalente à celle des activités de préparation des repas dans la cuisine, mais avec un débit d'air extrait moins important. Le taux d'humidité relative y est particulièrement élevé avec la ventilation hygroréglable malgré un débit nominal de 45 m^3/h au-delà de 69% HR. Le régime maximal de la bouche d'extraction choisie semble relativement insuffisant.

	Indice normalisé par rapport au système de référence					
	Chambre 1	Chambre 2	Chambre 3	Chambre 4	Séjour	MARIA
Index de Référence	*1,05*	*1,06*	*1,02*	*1,05*	*1,03*	*1,04*
VMC double flux	0,99	0,99	0,97	0,99	0,99	1,00
VMC Hygro A	1,01	1,01	0,98	1,01	0,99	1,01
VMC Hygro B	1,00	1,01	0,98	1,01	0,99	1,00
V. naturelle	0,99	0,99	0,96	0,99	0,99	0,99

Tableau 4.18 : Indice normalisé pour l'humidité absolue dans les pièces principales occupées.

Le Tableau 4.18 montre que l'indice normalisé vaut l'unité dans toutes les pièces principales de la maison. Cela signifie également que, comme évoqué avec l'humidité relative, le niveau d'humidité absolue obtenu avec les différents systèmes est proche de celui du système de référence.

En outre, la valeur de l'indice de référence montre que les valeurs moyennes d'humidité absolue restent assez poches des moyennes en période d'inoccupation. Ce résultat est valable pour les autres systèmes. Il semble ainsi que l'utilisation des systèmes hygroréglables, dans le présent cas, n'ait pas d'influence significative sur l'humidité absolue et le taux d'humidité relative dans les pièces principales : ces paramètres ont des valeurs relativement basses.

4.4.3 Exposition à l'alpha-pinène

Ce paragraphe présente l'exposition à l'alpha-pinène émis dans les pièces principales par le parquet de pin. Le Tableau 4.19 présente les concentrations moyennes en alpha-pinène obtenues dans les pièces principales pendant la saison de chauffe pour le système de référence et les concentrations moyennes normalisées pour les autres systèmes.

	Concentrations moyennes normalisées en alpha-pinène (C_moy/C_ref)					
	Chambre 1	Chambre 2	Chambre 3	Chambre 4	Séjour	MARIA
C_ref (µg/m³)	15,6	21	16,7	17,9	10,1	14,4
VMC double flux	0,54	0,33	0,47	0,39	0,93	0,58
VMC Hygro A	1,45	1,32	1,43	1,39	1,37	1,38
VMC Hygro B	1,75	2,06	1,94	1,73	1,89	1,88
V. naturelle	0,65	0,58	0,63	0,61	0,87	0,69

Tableau 4.19 : Concentrations moyennes normalisées en alpha-pinène dans les pièces principales pendant la période de chauffe.

On constate que, comme avec les autres polluants, la concentration est plus élevée dans la chambre 2 ; elle est cependant plus faible dans le séjour. La concentration moyenne est de 14,4 µg/m³. La VMC double flux permet d'évacuer plus efficacement le COV produit dans les pièces principales que le système de référence. En effet, excepté dans le séjour, les rapports de concentrations sont inférieurs 0,54 dans les chambres. Ces valeurs, légèrement élevées avec ventilation naturelle, oscillent entre 0,58 et 0,61.

En revanche, le polluant a tendance à s'accumuler dans les différentes pièces dans le cas des systèmes hygroréglables : les concentrations atteignent jusque le double de celle obtenues avec le système de référence. La principale cause est la réduction des débits d'air, notamment en absence d'occupant.

Cependant, pendant les périodes d'occupation et uniquement pour le système Hygro B disposant d'entrées d'air hygroréglables, ces taux diminuent du fait de l'augmentation du renouvellement d'air avec l'humidité produite par les occupants. Les concentrations ne sont toutefois pas inférieures à celles obtenues avec la VMC simple flux, encore moins avec la VMC double flux ou encore la ventilation naturelle.

Au final, ces résultats montrent que la VMC double flux, avec une bonne maîtrise des débits d'air neufs, et la ventilation naturelle, avec un renouvellement d'air plus important, fournissent une qualité d'air meilleure comparée à celle du système de référence et des systèmes hygroréglables dans les pièces principales. Enfin, on peut noter que les valeurs des concentrations obtenues restent largement en dessous du seuil de dangerosité de l'alpha-pinène.

4.4.4 Exposition au polluant spécifique cuisine

La Figure 4.40 présente les fréquences des concentrations en polluant spécifique KP dans la cuisine la pièce de production et dans les pièces principales pour la VMC simple flux. Les concentrations moyennes obtenues dans la cuisine figurent dans le Tableau 4.20.

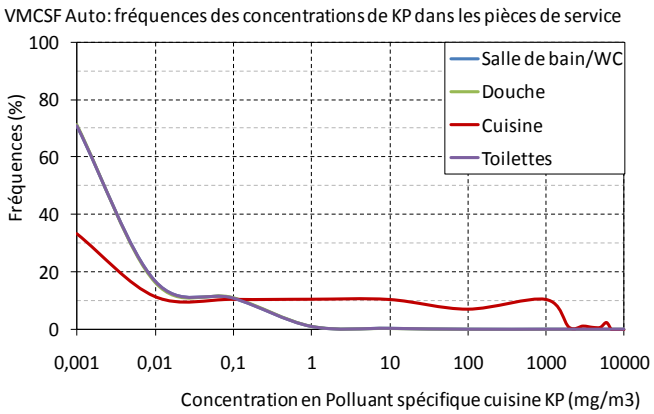


Figure 4.40 : VMCSF Auto - Concentrations en polluant KP dans les pièces de service.

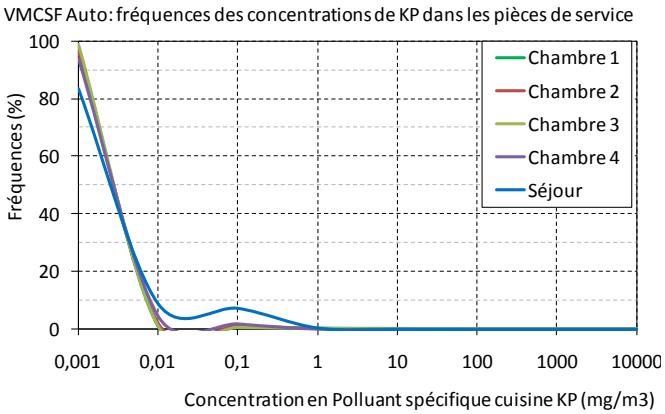


Figure 4.41 : VMCSF Auto - Concentrations en polluant KP dans les pièces principales.

	Concentrations moyennes en polluant KP	
	C_moy (µg/m³)	(C_moy/C_ref)
Référence (C_ref)	298	1
VMC double flux	298	1
VMC Hygro A	356	1,19
VMC Hygro B	503	1,69
V. naturelle	756	2,54

Tableau 4.20 : Concentrations moyennes en polluant KP dans la cuisine.

On constate que les concentrations ne dépassent pas 1 mg/m³ dans les pièces principales, de même que dans les autres pièces de service. Le niveau de pollution dans la cuisine est en outre inférieur à 1 mg/m³ pendant 2/3 du temps avec le système de référence et la VMC double flux ; cette fréquence cumulée est respectivement de 54% avec l'Hygro A, 43% avec l'Hygro B et 52% avec la ventilation naturelle. Cependant, les concentrations dépassent fréquemment 100 mg/m³ (17 à 29% du temps), ce qui correspond à la période de préparation des repas où ce polluant est émis. Elles concentrations dépassent 1000 mg/m³ pendant 6 à 15% du temps.

Ces valeurs indiquent que l'ensemble du polluant est extrait dans la cuisine par tous les systèmes. La vitesse d'évacuation est identique entre le système de référence et la VMC double flux qui ont le même débit d'extraction. Cependant, malgré le passage en mode de débit de pointe, la ventilation hygroréglable reste moins efficace du fait de la dépendance du débit extrait à l'hygrométrie. Enfin, la ventilation naturelle s'avère être plus lente car les débits ne dépendent que des facteurs naturels.

Ainsi, les flux d'air allant de la cuisine vers le reste du logement sont quasiment inexistants : c'est l'illustration d'une extraction efficace des polluants dans cette pièce et du bon fonctionnement du principe de balayage des logements. Cela signifie que les taux d'humidité dans le reste du logement ne sont pas influencés par la production de vapeur d'eau qui a lieu dans la cuisine et par extrapolation dans les autres salles d'eau. Ce résultat est concordant avec les résultats des essais expérimentaux effectués dans la cuisine, à l'exception des échanges avec le séjour dans certains cas. Le modèle du bâtiment ne considère cependant que les liaisons représentées par le détalonnage sous les portes.

4.5 INFLUENCE DE L'EFFICACITE DES SYSTEMES DE VENTILATION

Ce paragraphe traite de l'influence que l'efficacité d'un système de ventilation peut avoir sur la qualité de l'air intérieur. L'efficacité est un paramètre intrinsèque au système de ventilation. Il dépend du mode de ventilation utilisé. Les résultats présentés dans les paragraphes précédents concernent des systèmes de ventilation d'efficacité égale à 1 : la concentration en polluant dans l'air extrait est égale à celle dans la pièce, c'est-à-dire que le système obéit à l'hypothèse du mélange parfait.

On compare ci-après les résultats obtenus avec des systèmes d'efficacité 0,5 et 1. L'objectif est de montrer que ce paramètre entre également en jeu dans la performance globale des systèmes de ventilation, en particulier en termes de qualité de l'air intérieur.

4.5.1 Incidence dans les pièces de service

Le Tableau 4.21 et le Tableau 4.22 présentent respectivement les concentrations moyennes en CO_2 et en alpha-pinène dans l'ensemble des pièces de service. Le Tableau 4.23 donne les concentrations moyennes en polluant KP dans la cuisine, le niveau de pollution par ce polluant étant nul dans les pièces de service.

Les valeurs de ces différents tableaux montrent que les concentrations en polluants ont au moins doublé dans les pièces de service. En fait, le rapport des concentrations obtenues avec les différentes valeurs d'efficacité correspondent à l'efficacité du système de ventilation. Cela signifie, dans le cas d'une efficacité de ½ que le polluant s'accumule deux fois plus qu'avec le système d'efficacité 1.

Systèmes de ventilation	Concentrations moyennes en CO_2 (mg/m³)		
	EFF=1	EFF=1/2	Rapport
Système de référence	*1215*	*2439*	*0,50*
VMC double flux	1171	2296	*0,51*
VMC Hygro A	1426	2547	0,56

Tableau 4.21 : Concentrations moyennes en CO_2 dans les pièces de service pour des systèmes d'efficacité 1 et ½ respectivement.

Systèmes de ventilation	Concentrations en alpha-pinène (µg/m³)		
	EFF=1	EFF=1/2	Rapport
Système de référence	*8,2*	*16,5*	*0,50*
VMC double flux	7,2	14	*0,51*
VMC Hygro A	11,8	20,7	0,57

Tableau 4.22 : Concentrations moyennes en alpha-pinène dans les pièces de service pour des systèmes d'efficacité 1 et ½ respectivement.

Systèmes de ventilation	Concentrations moyennes en KP (mg/m³)		
	EFF=1	EFF=1/2	Rapport
Système de référence	*298*	*626*	*0,48*
VMC double flux	298	625	*0,48*
VMC Hygro A	463	1129	0,*41*

Tableau 4.23 : Concentrations moyennes en KP dans la cuisine pour des systèmes d'efficacité 1 et ½ respectivement.

4.5.2 Incidence dans les pièces principales

La concentration en CO_2 dans les pièces principales n'est pas influencée par l'efficacité des systèmes de ventilation (Cf. Tableau 4.24). Celle-ci est en effet définie par le mode d'extraction et la distribution des champs de concentration dans les pièces où a lieu l'extraction d'air. Le rapport de concentration vaut 1 dans toutes les pièces principales pour le système de référence et la VMC double flux. On note cependant quelques variations de l'ordre de 5% avec la ventilation hygroréglable A, dont l'origine reste difficile à déterminer.

De même, les concentrations d'alpha-pinène dans les chambres et dans le séjour ne varient pas en fonction de l'efficacité du système. Enfin, malgré l'accumulation dans les pièces humides, le polluant KP n'est pas détecté dans les pièces principales : il y a en effet très peu flux d'air circulant de la cuisine et vers les autres pièces de la maison. Ainsi, les concentrations moyennes dans les pièces principales restent identiques quelle que soit la valeur de l'efficacité du système de ventilation.

Systèmes de ventilation	Concentrations moyennes en CO_2 (mg/m^3)		
	EFF=1	EFF=1/2	Rapport
Système de référence	*1630*	*1628*	*1,00*
VMC double flux	*1226*	*1226*	*1,00*
VMC Hygro A	1993	1811	1,01

Tableau 4.24 : Concentrations moyennes en CO_2 dans les pièces principales pour des systèmes d'efficacité respectives 1 et ½.

4.5.3 Cas particulier de l'humidité

Le Tableau 4.25 et le Tableau 4.26 présentent respectivement les taux d'humidité relative et les fréquences cumulées de dépassement des seuils de 80% et 100% HR dans les pièces en fonction de l'efficacité de la ventilation.

Systèmes	Efficacité	Salle de bain	Douche	Cuisine
Réf : VMC simple flux	1	44	41	44
	0,5	75	80	70
VMC double flux	1	51	47	45
	0,5	74	79	71
VMC Hygro A	1	52	47	47
	0,5	67	82	70

Tableau 4.25 : Taux moyens d'humidité relative dans les pièces de service pour des systèmes d'efficacité respectives 1 et ½.

Systèmes de ventilation	Efficacité	Fréquences cumulées de dépassement de 80%HR (%)			Fréquences cumulées de dépassement de 100%HR (%)		
		SDB/WC	Douche	Cuisine	SDB/WC	Douche	Cuisine
Réf : VMC SF	1	*0*	*0*	*3*	*0*	*0*	*0*
	0,5	29	17	16	14	9	6
VMC double flux	1	*10*	*5*	*3*	*3*	*3*	*3*
	0,5	27	16	16	13	9	6
VMC Hygro A	1	*10*	*4*	*4*	*3*	*3*	*1*
	0,5	25	19	17	14	10	7

Tableau 4.26 : Dépassement des seuils de 80% et 100% d'humidité relative dans les pièces de service pour des systèmes d'efficacité respectives 1 et ½.

Les taux d'humidité relative moyens dans les pièces de service varient avec l'efficacité de la ventilation sans pour autant forcément doubler comme c'est le cas pour les autres polluants. Les plus fortes augmentations sont obtenues avec le système de référence et la VMC double flux. L'humidité relative passe d'un maximum de 44% à 79% pour ces deux systèmes. Il semble ne pas y avoir de différence entre ces deux systèmes dans chaque pièce humide. On constate une augmentation similaire de l'humidité relative avec l'efficacité du système Hygro A, notamment dans la douche.

Par ailleurs, les systèmes sont identiquement sensibles à l'efficacité en ce qui concerne les fréquences de dépassement des différents seuils. Cela s'explique par la nature même de ce paramètre qui est propre au système. En effet, pour le seuil de 80% HR, les fréquences passent de 10% à plus de 25% dans la salle de bain et de 3-5% à 16-19% dans la douche et dans la cuisine. Pour le seuil de 100%HR, les fréquences cumulées ne dépassent pas 14% dans le pire des cas (salle de bain) et sont au mieux supérieurs à 1% (cuisine). Rappelons que la salle de bain sert à la fois à la lessive et au séchage du linge chaque jour.

On peut enfin noter que, dans les pièces principales, le taux d'humidité relative ne varie pas ainsi que la concentration des autres polluants.

Ces résultats montrent que l'efficacité du système de ventilation constitue l'un des paramètres les plus importants pour le maintien d'une bonne qualité d'air intérieur. L'efficacité dépend du mode d'extraction et de la distribution de polluant dans la zone d'extraction. Cependant, elle influe très peu sur la qualité d'air dans les pièces ne disposant pas de bouches d'extraction.

4.6 SYNTHESE DES ANALYSES

Dans ce chapitre, il a été question de la comparaison entre différents systèmes de ventilation modélisés sous Matlab/Simulink et simulés dans un modèle thermo-aéraulique de la maison expérimentale MARIA. Les résultats obtenus permettent d'illustrer les études qu'il est possible d'effectuer avec les différents modèles développés. Pour ces études, la maison MARIA a été placée dans la météo de Trappes, zone H1a de la RT2005. Différents résultats ont été obtenus permettant de faire une discrimination entre les performances des stratégies de ventilation.

Les résultats de la présente étude ont montré que la VMC simple flux, système pris comme référence, et la VMC double flux permettaient d'obtenir quasiment les mêmes performances aérauliques. Seules les infiltrations d'air, plus importantes avec le système de référence certainement à cause de la dépression créée dans le logement, permettent de différencier ces deux systèmes. Les infiltrations obtenues avec le système double flux sont toutefois indépendantes de ce système étant donné que celui-ci est équilibré en débit d'insufflation et d'extraction. Cela montre la nécessité d'une enveloppe parfaitement étanche pour la mise en œuvre de ce système de ventilation.

Les systèmes de ventilation hygroréglable A et B étudiés ont permis de réduire les dédits d'air dans le logement mais restent cependant soumis aux infiltrations ; il semble donc qu'une enveloppe plus étanche soit également mieux indiquée pour ces systèmes de ventilation. Quant à la ventilation naturelle, ses performances aérauliques excèdent celles de tous les systèmes installées dans la maison MARIA. Peuvent être à l'origine de cette ventilation excessive un surdimensionnement de ce système et une enveloppe relativement trop perméable, mais aussi le déroulement de l'étude sur la saison de chauffe.

La ventilation naturelle s'est aussi avérée comme étant le système le plus énergivore. La VMC double flux et les systèmes hygroréglables ont respectivement montré leurs potentiels à réaliser des économies d'énergie par rapport au système de référence. Le système double flux utilisé a cependant un avantage sans doute du fait d'une efficacité de récupération de chaleur très élevée. On a pu ainsi montrer que cette performance peut être moins bonne que celle de la ventilation hygroréglable suivant l'efficacité de l'échangeur de chaleur.

Au niveau de la qualité de l'air intérieur, la ventilation hygroréglable s'est avérée être la moins performante dans l'évacuation des polluants, notamment dans les pièces principales. Le VRL a été parfois dépassée pour le dioxyde de carbone. En revanche, la VMC double flux, par la maitrise des débits d'air neuf, a permis de maintenir une meilleure qualité d'air. En outre, les résultats ont montré l'influence du taux d'occupation à travers les concentrations des polluants métaboliques dans la chambre 4 occupée par deux adultes : celles-ci restent les plus élevées du logement et ont également dépassé au moins ¾ des valeurs-seuils avec tous les systèmes à l'exception de la VMC double flux.

Enfin, l'étude de l'efficacité de ventilation a permis de montrer que ce facteur est l'un des plus influents sur la qualité de l'air intérieur. Les cas illustrés montrent en effet une incidence notable sur la performance des systèmes de ventilation étudiés pour ce paramètre.

CONCLUSION GENERALE

L'objectif de ce travail de thèse a été de se doter d'un outil de simulation thermo-aéraulique des bâtiments afin d'étudier la problématique des stratégies de ventilation en maisons individuelles. L'importance de la ventilation des logements n'est plus à démontrer car il existe un nombre important de polluants de l'air intérieur dont certains sont susceptibles de causer des dommages à la santé des occupants.

Au préalable, une étude expérimentale de vérification du principe de balayage des logements par les systèmes de ventilation a été effectuée dans la maison expérimentale MARIA. Il est en effet plus commode, dans les logements, que l'air vicié soit entraîné vers les pièces spécifiques pour y être extrait, l'objectif d'une telle stratégie étant d'éviter la dispersion ou l'accumulation dans les pièces de vie. L'intérêt du point de vue énergétique est l'utilisation d'un air déjà chauffé dans les pièces humides.

Les expérimentations ont été menées dans la maison MARIA à l'aide de méthodes des gaz traceurs et grâce à des scénarios de pollution spécifiques. Trois systèmes de ventilation installés lors de cette étude ont ainsi été étudiés. Les résultats ont permis de faire une discrimination entre les performances des différents systèmes, mais aussi concernant les paramètres influents sur les débits d'air et de polluant à l'intérieur des bâtiments.

Ainsi, le transfert d'air s'effectue correctement des pièces principales vers les pièces d'extraction avec la ventilation mécanique contrôlée double flux. La cause majeure attribuable à ce résultat est la maîtrise des débits d'air neuf dans les chambres et dans le séjour. La surpression engendrée dans ces pièces par l'insufflation d'air empêche en effet l'air issu du couloir d'y pénétrer. La VMC simple flux a également donné lieu à des résultats satisfaisants quant au transfert d'air interzones. Cependant, son efficacité est apparue moins bonne que celle du système double flux. Les performances de la ventilation naturelle, bien qu'acceptables, ont été en dessous de celles des systèmes mécaniques.

Le principe de balayage a été perturbé, dans les conditions d'étude par de nombreux facteurs. Le paramètre le plus important est sans aucun doute l'ouverture des portes intérieures qui entraîne une cassure complète du sens des flux d'air due à la réduction des pertes de charge intérieures. Tous les systèmes de ventilation et toutes les pièces étudiés ont ainsi été affectés. En outre, les résultats expérimentaux ont montré que l'action du vent sur les façades des bâtiments peut modifier de manière substantielle l'équilibre des pressions internes. Cela s'est traduit dans nombres de cas par des débits traversants qui ont conduit à la pollution des chambres et du séjour. Cela a, en particulier, fait apparaître la nécessité de disposer d'une enveloppe particulièrement étanche pour la mise en œuvre des systèmes de ventilation mécanique contrôlée double flux.

On s'est également aperçu que la bonne marche du principe de balayage dépendait également de la localisation de la source. Ainsi, pour une source de pollution située dans la cuisine, les différents systèmes se sont avérés être efficaces dans l'extraction du gaz traceur. En outre, l'architecture du logement a favorisé le transfert vers la cuisine du polluant émis dans le séjour. Enfin, l'émission effectuée dans la chambre à l'étage a permis de constater que le transfert d'air vers les niveaux inférieurs était largement limité.

Ces résultats sont cependant à mettre au crédit des conditions d'étude. Ils ont toutefois l'intérêt de mettre en exergue les différents paramètres pouvant, sur un cas donné, impacter sur les échanges aérauliques à l'intérieur des bâtiments et en particulier dans les logements.

A l'issu de l'étude expérimentale, la maison MARIA, avec les caractéristiques thermiques et aérauliques de son enveloppe, et différents systèmes de ventilation ont été modélisés dans l'environnement Matlab/Simulink.

Le modèle aéraulique a été validé à l'aide de comparaisons avec le code CONTAM. En outre, on a procédé à une confrontation entre les résultats expérimentaux et ceux fournis par le modèle aéraulique de MARIA. Il en est ressorti que certaines perméabilités entre zones et la répartition homogène des défauts d'étanchéité sur les façades sont moins bien représentées, ce qui a engendré une sous-estimation des flux d'air internes par le modèle. Cependant, les résultats ont montré que la dynamique de la concentration est correcte. La difficulté de connaître avec précision les différentes perméabilités internes et la répartition des défauts d'étanchéité a conduit à utiliser le modèle aéraulique obtenu en première approximation.

Ce dernier a été couplé au modèle thermique de la bibliothèque SIMBAD. Le modèle thermo-aéraulique ainsi obtenu a servi à l'étude de cinq stratégies de ventilation pour illustrer la capacité d'étude avec le modèle développé. Les stratégies ont été comparées au regard de la qualité de l'air intérieur et des consommations énergétiques à l'aide d'un scénario d'occupation et de pollution de la maison. Les simulations ont été effectuées sur une période de chauffage, avec la météo de Trappes en zone H1a, pour ne pas considérer l'ouverture éventuelle des fenêtres par les occupants pendant la saison estivale. L'influence de l'efficacité des systèmes a été également évoquée.

Les analyses ont montré différents points discriminants entre les systèmes de ventilation étudiés. Du point de vue aéraulique proprement dit, la VMC simple flux (système pris comme référence) et la VMC double flux présentent des performances similaires. Ces deux systèmes ont quasiment le même dimensionnement en ce qui concerne l'extraction d'air. Cependant, le système de référence a été soumis à des infiltrations d'air plus importantes. Les systèmes de ventilation hygroréglable de type A et B ont donné des résultats presque comparables entre eux mais avec un renouvellement d'air plus important pour l'Hygro A. La ventilation naturelle s'est avérée être surdimensionnée avec les débits d'air les plus élevés.

Au vu des taux de renouvellement d'air, l'analyse a évidemment montré qu'au niveau énergétique la ventilation naturelle est plus déperditive que le système de référence (+18,5% de déperditions). En revanche, la VMC double flux et les systèmes hygroréglables permettent de faire des économies d'énergie respectivement de l'ordre de 30% et 19% sur les besoins de chauffage. Ces économies, réalisables sur les déperditions dues au renouvellement d'air, dépendent entièrement de l'efficacité de l'échangeur de chaleur et de la régulation des débits par la ventilation hygroréglable. La consommation des auxiliaires de la ventilation, qu'on peut considérer comme étant adaptés, n'a pénalisé ni le système double flux en raison de ses performances sur le chauffage, ni les systèmes hygroréglables qui sont des systèmes à basse pression.

Au niveau de la qualité de l'air intérieur, les systèmes ont également montré des disparités. La qualité d'air fournie par la VMC double flux est ainsi meilleure par rapport aux autres systèmes. Ces performances sont concordantes avec les résultats expérimentaux. La réduction des débits par les systèmes hygroréglables a engendré une qualité d'air globalement médiocre comparée à celle obtenue avec l'ensemble des systèmes étudiés. La ventilation naturelle a parfois fourni une meilleure qualité d'air que le système de référence en raison d'un renouvellement d'air excessif.

Cependant, des risques de condensation sur les parois ont été mis en exergue dans les pièces de service pour les systèmes étudiés à l'exception du système de référence. Toutefois, le niveau moyen d'humidité relative dans pièces principales a rarement atteint 60%. En outre, l'influence du taux d'occupation, notamment dans la chambre des adultes, a conduit à une pollution au CO_2 parfois excessive ; en revanche, la pièce occupée par une personne plus jeune est moins polluée.

L'analyse des concentrations du polluant KP émis dans la cuisine a révélé que les transferts d'air de cette pièce vers le reste du logement sont quasiment inexistants. Cela montre que l'extraction d'air s'effectue correctement dans la cuisine pour l'ensemble des systèmes de ventilation et que le balayage du logement se déroule correctement. Ce résultat confirme les résultats expérimentaux même s'il semble les accentuer. L'émission de l'alpha-pinène a donné des concentrations très faibles par rapport au seuil de tolérance et montre que ce polluant ne présente pas de danger apparent au débit d'injection utilisé.

Enfin, l'étude de l'influence de l'efficacité des systèmes ventilation a permis de montrer que ce facteur est l'un des plus importants sur les niveaux de concentration en particulier dans les pièces où se fait l'extraction. L'efficacité est en effet un facteur intrinsèque au système de ventilation et dépend entre autres de la distribution de polluant dans l'air intérieur ainsi que du mode d'extraction adopté.

L'étude numérique des stratégies de ventilation a ainsi permis de mettre en exergue les performances au niveau aéraulique, qualité d'air et énergétique des différents systèmes étudiés. Les résultats sont cependant à considérer en rapport avec les hypothèses des simulations d'autant plus que l'étude n'a concerné qu'une seule zone climatique avec un type précis de maison individuelle. L'étude a toutefois permis d'appréhender le comportement des systèmes de ventilation au regard des critères d'évaluation utilisés.

L'intérêt principal du code développé est de pouvoir servir à des études paramétriques telles que celles présentées dans ce rapport de thèse. On peut ainsi envisager de pousser la réflexion vers de nouvelles donnes, à savoir l'étude du choix et de la mise en œuvre des systèmes de ventilation innovants dans les bâtiments, et en particulier dans les bâtiments à basse consommation d'énergie.

Cet outil numérique peut également servir comme instrument de pré-étude pour la mise en œuvre des systèmes de ventilation dans les constructions neuves, mais aussi de tremplin pour le suivi du comportement à long terme des bâtiments résidentiels.

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

[Abadie, 2000] Abadie M., Contribution à l'étude de la pollution particulaire : rôle des parois, rôle de la ventilation. Thèse de doctorat : Université de La Rochelle, Laboratoire d'Etude des Phénomènes de Transfert Appliqués au Bâtiment (LEPTAB). Septembre 2000, 198p.

[ADEME, 2008] Maitrise de l'énergie et énergies renouvelable - Chiffres clés 2007. ADEME, www.ademe.fr.

[Afshari, 2005] Afshari A., Bergsoe N. C., Reducing energy consumption for ventilation in dwellings through demanded controlled ventilation. Proceedings: Indoor Air 2005

[AGEDEN, 2008] L'AGEDEN - Énergies Renouvelables en Isère, http://www.ageden.org

[Akoua, 2004] Akoua J.-J., Appréciation de l'efficacité de la ventilation pour l'étude de la qualité de l'air intérieur. Thèse de doctorat de génie civil soutenue le 24 octobre 2004, Université de La Rochelle – CSTB Marne-la-Vallée, 187 p.

[Akoua, 2007] Akoua J.-J, Chlela F., Millet J.-R., Modèle de puits climatique pour la réglementation thermique – Rapport d'étude. Document CSTB n°ESE-PEB-2007.118R. Juillet 2007.

[Allard et al., 2001] Allard F., Tiffonnet A. L., Abadie M., Blondeau P., Synthèse et analyse prospective des travaux réalisés. Groupe de pilotage sur la qualité des ambiances (GPQA), Groupe 1: Qualité de l'air. Université de La Rochelle, Laboratoire d'Etude des Phénomènes de Transfert Appliqués au Bâtiment (LEPTAB), Mars 2001.

[Allard, 1992a] Allard F., Utsumi Y., Airflow through large openings. Energy and Buildings, 18 (1992) 133-145.

[Allard, 1992b] Allard F., Rodriguez E. A., Coupling COMIS airflow model with other transfer phenomena. Energy and Buildings, 18 (1992) 147-157.

[Allard, 1998] Allard F., Natural ventilation in buildings, James & James, London, 356 p.

[Allen, 1984] Allen C., Wind pressure data requirements for air infiltration calculations, Technical note AIVC 13, Air Infiltration and Ventilation Center, Bracknell, UK.

[ASHRAE, 1985] ASHRAE Handbook -1985 Fundamental. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, 1985

[ASHRAE, 1989] ASHRAE Standard 62-1989, Ventilation for acceptable indoor air quality, American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, Inc., 1989.

[ASHRAE, 1993] ASHRAE Handbook of Fundamentals. SI Edition, American Society of Heating Refrigerating and Air Conditioning Engineers, 1993.

[Awbi, 1993] Awbi H. B., Gan G., Evaluation of the overall performance of room air distribution. Proceedings of the 6th International Conference on Indoor Air Quality and Climate, Helsinki, July 4-8, 1993. Vol.5. p. 283-288.

[Awbi, 2003] Awbi H. B., Ventilation of buildings – Second Edition. SponPress, 2003.

[Axley, 2001] Axley J.W., Residential passive Ventilation systems: evaluation and design. AIVC Technical Report 54, 2001.

[Bala, 1987] Bala, Effect of some architectural and environmental factors on air filtration of multistorey building, 3rd ICBEM Proceedings, Vol. III, pp. 21- 28, Lausanne, Switzerland, 1987.

[Blondeau, 1996] Blondeau P., Contribution à l'évaluation de la qualité globale des ambiances habitées - Rôle de la ventilation en période estivale, Thèse de Doctorat, Université de La Rochelle, décembre, 1996.

[Bouilly, 2007] Bouilly C., Caractérisation de l'influence de l'humidité sur les interactions entre les polluants gazeux et les matériaux du bâtiment. Thèse de doctorat soutenue devant l'Université de la Rochelle.

[Brouns, 1991] Brouns C., Water R., A guide to contaminant removal effectiveness. Technical Note AIVC 28-2. Air Infiltration and Ventilation Centre, December 1991.

[Brown et al., 1994] Brown S. K., Sim M. R., Abramson M. J, Gray C. N., Concentrations of volatile organic compounds in indoor air – a review. Indoor Air 1994, 4, 123-134.

[Brown, 1962] Brown W. G., Solvasson K. R., Natural convection through rectangular openings in partitions: 1 – Vertical Partitions, Int. J. Heat Mass Transl., 5 (1962) 859-868.

[Brüel&Kjaer, 1991] Instructions Echantillonneur et doseur multipoint Type 1303. Brüel & Kjaer, July 1991. + Instruction manual vol. 2 – Interface manual: Multi-gas monitor Type 1302. Brüel & Kjaer, March 1991.

[Brüel&Kjaer, 1992] Documentation technique : Logiciel d'application Type 7620 pour la surveillance des gaz et mesure de ventilation par gaz traceur. Vol. 1: Mode opératoire. Brüel & Kjaer, décembre 1992.

[Brunt, 1952] Brunt D., Physical and Dynamical Meteorology, Cambridge University Press, Cambridge, 2nd edition, 1952, p. 114.

[BS5925, 1991] BS 5925, Code of Practice for ventilation principles and designing for natural ventilation, British Standard Institution, London, 1991.

[CEN, 2001] NF EN 13829 : Performance thermique des bâtiments – Détermination de la perméabilité à l'air des bâtiments – Méthode de pressurisation par ventilateur (Indice de classement : P50-759). Comité Européen de Normalisation, Février 2001.

[Chlela, 2008] Chlela F., Développement d'une méthodologie de conception de bâtiments à basse consommation d'énergie. Thèse de doctorat, Université de La Rochelle. 2008.

[CITEPA, 2008] Emissions dans l'air en France métropole - Substances relatives à l'accroissement de l'effet de serre. Centre Interprofessionnel Technique d'Etudes de la Pollution Atmosphérique (CITEPA), mai 2008. www.citepa.org.

[Collignan, 2000] Collignan B., Ribéron J., A numerical study on pollutant removal effectiveness of a room. Proceedings of the 7th International Conference on Air Distribution in Rooms, Roomvent 2000. 9th–12th July 2000, Reading, UK. Vol. 2, p. 931-936.

[Collignan, 2001] Collignan B., Flori J.-P., Kirchner S., Experimental study on the impact of ventilation parameters on pollutants transfer form outdoor air into a dwelling. Market opportunities for advanced ventilation technologies. 22nd annual AIVC Conference, Bath, United kingdom, 11-14 September 2001.

[Concannon, 2002] Concannon P., Residential ventilation. AIVC Technical Note 57, 2002.

[Couillaud, 2006] Couillaud N., Optimisation des réseaux hydrauliques. Thèse de doctorat, CSTB, 2006.

[Crétinon, BE8025] Crétinon B., Blanquart B., Air humide : Notions de base et mesures. Techniques de l'Ingénieurs BE 8 025, Editions T.I.

[Cron et al, 2002] Cron F., El Mankibi M., Inard C., Michel P., Experimental and numerical analysis of a hybrid ventilated room, Proceedings of ROOMVENT 2002, Copenhagen, Denmark, p 273-278.

[CSTB, 2003] Rapport d'essais n°CV03.028 concernant des bouches d'extraction. CSTB - Climatisation, Ventilation et Ambiances Intérieures, 2003.

[CSTB, 2005] Rapport d'essais aérauliques et acoustiques n°VE05-060 – AC05-201 concernant des entrées d'air autoréglables. CSTB – Division Energie, 2005.

[CSTB, 2008] Systèmes de ventilation hygroréglable - Cahier des Prescriptions Techniques communes. Commission chargée de formuler des Avis Techniques, Groupe spécialisé n°14 : Installations de génie climatique et installations sanitaires. e-Cahiers du CSTB, Cahier 3615 - Avril 2008.

[Davidson, 1987] Davidson L., Olsson E., Calculation of age and local purging flow rate in rooms. Building and Environment, 1987, vol. 22, p. 111-127

[De Gids, 1997] De Gids W. F., Controlled air inlets, NATVENT work package 3, Activity 2, http://projects.bre.co.uk/natvent/, 21 p, 1997

[Duforestel, 1994a] Duforestel T., Dalicieux P., A model of hygroscopic buffer to simulate the indoor air humidity behaviour in transient conditions, Proceedings of European Conference on Energy Performance and Indoor Climate in buildings. Lyon, France.

[ECA/IAQ, 1997] European Collaborative Action - Indoor Air Quality; Report n°18, Evaluation of VOC Emissions from Building Products - Solid flooring Materials.1997.

[Effinergie, 2008] Réussir un projet de Bâtiment Basse Consommation - Des clés pour des logements neufs confortables et économes en énergie. Guide à destination des professionnels du bâtiment. Association EFFINERGIE, mai 2008.

[EN13779, 2007] Norme Française Norme européenne NF EN 13779 (juillet 2007) : Ventilation dans les bâtiments non résidentiels - Exigences de performances des systèmes de ventilation et de conditionnement d'air (Indice de classement : E51-744).

[Etheridge, 1996] Etheridge D., Sandberg M., Building Ventilation: Theory and Measurement. British Gas plc, Gas Research Centre, Loughborough, UK. Royal Institute of Technology, Byggd, Gävle, Sweden. John Wiley & Sons, 1996.

[Fanger, 1996] Fanger P. O., Christensen N. K., Perception of draught in ventilated spaces. Ergonomics, 29(2), p.215–35, 1986.

[Fenske, 1999] Fenske J. D., Paulson S. E., Human breath emissions of VOCs, ISSN 1047-3289 J. Air & Waste Manage. Assoc. 49:594-598.

[Feustel, 1990] Feustel H., Fundamentals of the multizone air flow model – COMIS. Technical Note AIVC 29. Air Infiltration and Ventilation Centre, 1990.

[Feustel, 1999] Feustel H., COMIS -an international multizone air- flow and contaminant transport model. Energy and Buildings 1999; 30(1):3.

[Fübringer, 1996] Fübringer J-M., Roulet C.-A., Borchiellini R., Evaluation of COMIS. IAE-ECBCS Annex 23: Multizone Air Flow Modelling, Final report, 1996.

[Grenelle, 2007] Grenelle de l'environnement, Synthèse des mesures principales : Groupe I – Lutter contre les changements climatiques et maitriser l'énergie. http://www.legrenelle-environnement.gouv.fr/grenelle-environnement, 2007.

[Grieve, 1991] Grieve P. W., Mesurage de la ventilation à l'aide des gaz traceurs. Environmental Group, Brüel & Kjaer, janvier 1991.

[Grosso, 1992] Grosso M., Wind pressure distribution around buildings: a parametrical model. Energy and Buildings, 18 (1992) 101-131

[Grosso, 1994] Grosso M., Marino D., Parisi E., Wind Pressure Distribution on Flat and Tilted Roofs: a Parametrical Model, Proceedings of the European Conference on Energy Performance and Indoor Climate in Buildings, Lyon, France, November 24-26, 1994.

[Hens, 1991] Hens H., Condensation and Energy – Source book. Report Annex XIV Vol 1. Chapter 4: Modelling hygric aspects. IEA-ECBCS, march 1991.

[Hensen, 1999] Hensen J., A comparison of coupled and de-coupled solutions for temperature and air flow in a building. University of Strathclyde (Scotland) - Energy Systems Research Unit

[Herrlin et al., 1992] Herrlin M.K., Allard F., Solution methods for the air balance in multizone buildings. Energy and Buildings Vol 18, p 159 -170, 1992.

[I.E IDEL'CIK, 1969] I.E IDEL'CIK, Momento des pertes de charge – Coefficients de pertes de charge singulières et de pertes de charge par frottement. Traduit du Russe par Madame M. Meury. Collection n°13 du Centre de Recherches et d'essais du Chatou. Eyrolles, Paris.

[INPES, 2006] Drogues et Dépendances, Le Livre d'information - Etat des connaissances, mars 2006. Institut National de Prévention et d'Education pour la Santé (INPES).

[IPSN, 2002] Le radon dans les bâtiments. Institut de protection et de Sûreté Nucléaire (IPSN), 2002. www.irsn.org.

[IRSN, 2006] Le radon. Institut de Radioprotection et de Sûreté Nucléaire (IPSN), 2006. www.irsn.org.

[Irvine et al, 1995] Irvine S., J. et al, (1995). An inverse solver for sizing passive ventilation openings, CIBSE National Conference 95, Eastbourne, UK.

[Irving, 1994] Irving S., Air-to-air Heat Recovery in Ventilation. Technical Note AIVC 45, 1994.

[ISO, 2003] International Organization for Standardization, ISO/DIS 9972. Thermal performance of buildings – Determination of air permeability of buildings – Fan pressurization method. 2004.

[ISO7730, 1993] Norm ISO 7730: Moderate thermal environment – Determination of the PMV and PPD indices and specifications of the conditions for thermal comfort. International Standard Organisation, July 1993.

[JORF, 1982] Arrêté du 24 mars 1982 (urbanisme et logement, énergie, santé) modifié par arrêté du 28 octobre 1983, Dispositions relatives à l'aération des logements. Journal Officiel de la République Française, 27 mars 1982 et 15 novembre 1983.

[Jreijiry, 2004] Jréijiry D., Modélisation numérique des systèmes de ventilation hybride et développement de stratégies de contrôle associées pour les bâtiments résidentiels. Thèse de doctorat Université de La Rochelle/CSTB soutenue le 29/11/2004, 178 p.

[Kendrick, 1993] Kendrick J., An overview of combined modelling of heat transport and air movement, Technical Note AIVC 40, Coventry UK, p 47. 1993

[Kirchner, 2006a] Kirchner S. et al., Campagne nationale Logements (CNL) : Etat de la qualité de l'air dans les logements français – rapport final. Observatoire de la Qualité de l'Air Intérieur (OQAI), DDD/SB – 2006-57, Novembre 2006 mis à jour en mai 2007.

[Kirchner, 2006b] Kirchner S., Jédor B., Mandin C., Elaboration d'indices de la qualité de l'air intérieur : Phase 1 : Premiers Indices « Logement ». Observation de la Qualité de l'Air Intérieur, CSTB DDD-SB/2006-065, décembre 2006.

[Koffi et al., 2006] Koffi J., Akoua J.-J., Collignan B., Ribéron J., O' Kelly P., Caractérisation aéraulique de la cellule d'essai ASTERIA. Rapport d'étude CSTB DDD-DE-VAI 06-084R, décembre 2006.

[Koffi, 2005] Koffi J., Etude expérimentale du transport de polluant à l'intérieur des logements. Rapport de stage de fin d'étude d'ingénieur. Document CSTB DDD/DE/VAI 05.061R, août 2005.

[Koffi, 2007] Koffi J., Ribéron J., Allard F., Experimental study of pollutant spread within dwellings. Proceedings of Roomvent 2007, 10th International Conference on Air Distribution in Rooms, Helsinki 13-15 June 2007.

[Kummert, 1997] Kummert M., Andre P., Coupling TRNSYS to MATLAB for an application to building optimal control, TRNSYS Meeting, 1997.

[Liddament, 1993] Liddament M., A review of ventilation efficiency. Technical Note AIVC 39. Air Infiltration and Ventilation Centre, February 1993.

[Liddament, 1996] Liddament M., A Guide to Energy-Efficient Ventilation. AIVC, march 1996.

[Limb, 2001] Limb M. J., A review of international ventilation, airtightness, thermal insulation and indoor air quality criteria. Technical Note AIVC 55. Air Infiltration and Ventilation Centre, 2001

[Maalej, 1984] Maalej J., Emetteurs de chaleur dans les bâtiments : comportement thermique et étude des performances. Thèse de Doctorat soutenue le 19 septembre 1994 devant l'Université de Valenciennes et du Hainaut-Cambrésis, 151 p.

[Mansson, 2001] Mansson L.-G., Evaluation and demonstration of domestic ventilation systems. IEA ECBCS Annex 27 Final report, 2001.

[MATLAB, 2005] The language of technical computing. Version 7.4. The MathWorks Inc., MA, USA. 2005.

[Millet, 1995] Millet J.-R., Villenave J. G., Fleury E., Annexe 27 "Evaluation et Démonstration pour les systèmes de ventilation des bâtiments résidentiels" : Travaux réalisés en 1995, Rapport final. ENEA/CVA n°95.165R, 11 décembre 1995.

[Millet, 2002] Millet J.-R., Villenave J. G., Mansson L.-G., De Gids W., IEA Annex 27 - Evaluation and demonstration of domestic ventilation systems. Vol. 2: Indoor air quality, (Rapport CSTB n° ENEA/CVA-02.015R), 2002.

[Minneapolis, 1999] Operating instructions for the Minneapolis digital pressure and fan flow gauge (Model DG-3E). The Energy Conservatory, Minneapolis, April 1999.

[Monchoux, 1989] Monchoux, F., Serin, G, Thellier, F. (1989). Gestion de l'air d'un local, Modélisation des échanges d'humidité internes air-habitant-mobilier, Revue générale de la thermique, n°335-336.

[Mora, 2003] Mora L., Prédiction des performances thermo-aérauliques des bâtiments par association de modèles de différents niveaux de finesse au sein d'un environnement orienté objet. Thèse de doctorat : Université de La Rochelle, Laboratoire d'Etude des Phénomènes de Transfert Appliqués au Bâtiment (LEPTAB). 2003.

[Moschandreas, 1999] Moschandreas D. J., Sofuoglu S. C., The Indoor Air Pollution Index. Indoor Air 99, 1999, Edinburgh, Scotland, vol. 2, pp 261-266.

[Moschandreas, 2004] Moschandreas D. J., Sofuoglu S. C., The indoor environmental index and its relationship with symptoms of office building occupants. Journal of the Air & Waste Management Association, November 2004, vol. 54, n°11, pp 1440-1451.

[Mosqueron, 2001] Mosqueron L., Nedellec V., Inventaire des données françaises sur la qualité de l'air à l'intérieur des bâtiments. Observatoire de la Qualité de l'Air Intérieur (OQAI), DDD/SB-2002-23, Décembre 2001.

[Mosqueron, 2004] Mosqueron L., Inventaire des données françaises sur la qualité de l'air à l'intérieur des bâtiments : actualisation des données sur la période 2001-2004 - Rapport final (n°2004-10). Observatoire de la Qualité de l'Air Intérieur (OQAI), Octobre 2004.

[Musy, 1999] Musy M., Génération automatique de modèles zonaux pour l'étude du comportement thermo-aéraulique des bâtiments. Thèse de doctorat soutenue devant l'Université de La Rochelle le 8 juillet 1999, 257 p.

[Nazaroff, 1993] Nazaroff W., Gadgil A. J., Weschler C. J., Critique of the use of deposition velocity in modeling indoor air quality. Modeling of indoor air quality and exposure, ASTM STP 1205, Niren L. Nadga Ed., American Society of Testing and Material, Philadelphia, pp 81-104.

[Norback, 1995] Norback D., Subjective indoor air quality in schools – the influence of high room temperature, carpeting, fleecy wall materials and volatile organic compounds, Indoor Air 1955, 5, 237-246.

[OMS, 2000] Air Quality Guidelines for Europe - Second Edition. WHO Regional Publications, European Series, No. 91, 2000

[Orme, 1994] Orme M., Liddament M. W., Wilson A., Numerical data for air infiltration and natural ventilation calculations. Technical Note AIVC 44. Air Infiltration and Ventilation Centre, 1994. Reprinted and updated in February 1998.

[Orme, 1998] Orme M., Energy impact of ventilation: Estimates of the service and residential sectors. Technical Note AIVC 49. Air Infiltration and Ventilation Centre, 1998.

[Orme, 1999] Orme M., Applicable Models for Air Infiltration and Ventilation Calculations. AIVC Technical Note 51, 1999.

[Pavlovas, 2004] Pavlovas V., Demanded controlled ventilation: A case study for existing Swedish multifamily buildings. Energy and Building 36 (2004), p 1029-1034.

[Pelletret, 1991] Pelletret R., Liebecq G., Allard F., Van der Maas J., Haghighat F., Modelling of large openings, AIVC 21th Conference, "Air Movement and Ventilation Control within Buildings", September 1991, Ottawa, Canada.

[Peng, 1997] Peng S. H., Davidson L., Towards the determination of regional purging flow rate. Building and Environment, 1997, vol. 32. No.6, p. 513-525.

[Persily, 1996] Persily A. K., Relationship between indoor air quality and carbon dioxide, indoor air quality and climate. 7th International Conference, Proceedings of Indoor Air '96. Vol. 2, Nagoya, Japan, p 961-966.

[Platts-Mills, 1997] Platts-Mills, Indoor allergens and asthma: Report of the Third International Workshop, Journal of Allergy and Clinical Immunology, vol 100, n°6, 1997.

[Ribéron, 1991a] Ribéron J., Guide méthodologique pour la mesure de la perméabilité à l'air des enveloppes de bâtiments. Cahiers du CSTB, livraison 319, mai 1991.

[Ribéron, 1991b] Ribéron J., Millet J.-R., Deux composants de l'air à l'intérieur des locaux d'habitation : le gaz carbonique, la vapeur d'eau. Cahiers du CSTB n°2526, livraison 323, Octobre 1991.

[Ribéron, 1996] Ribéron J., Les différents systèmes de ventilation et l'influence de la perméabilité du bâtiment. Formation Professionnelle Continue 22-23-24 mai 1996 - Ventilation de bâtiments, Document de référence - Centre Scientifique et Technique du Bâtiment, 1996.

[Ribéron, 2001] Ribéron J., Procédure de contrôle de la perméabilité à l'air des bâtiments – Rapport final, CSTB – Marne-la Vallée, 2001.

[Ribéron, 2002] Ribéron J., O'Kelly P., MARIA: an experimental tool at the service of indoor air quality in housing sector, Indoor Air'2002 – Monterey (California) - 30 juin au 5 juillet 2002.

[Ribéron, 2004a] Ribéron J., Millet J-R., Approche systémique de la ventilation des bâtiments résidentiels - Rapport final. Document CSTB n°DDD/CVA-04.048R. 2004.

[Ribéron, 2004b] Ribéron J., Millet J.-R., Impact des systèmes de ventilation sur la qualité de l'air intérieur. Rapport final. Document CSTB n° DDD/CVA-04-102R, septembre 2004.

[Ribéron, 2008] Ribéron J., Kirchner S., Lucas J.-P., Etat de la ventilation dans les logements français. CSTB Division Santé, Rapport final – juillet 2008, Actions 2007.

[Riederer, 2002] Riederer P., Lahrech R., Fiches PROFORMA. Rapport d'étude n° DDD/AGE - 2002.143R

[Roulet, 1991] Roulet C.-A., Vandaele L., Airflow Patterns within Buildings: Measurement Techniques. Technical Note AIVC 34. Air Infiltration and Ventilation Centre, December 1991.

[RT2005 Th-CE] Réglementation Thermique 2005 : Méthode de calcul Th-CE. Annexe à l'arrêté du 19 juillet 2006

[Russel, 2005] Russel M., Sherman M., Rudd A., Review of Residential Ventilation Technologies. Lawrence Berkeley National Laboratory, LBNL 57730, august 2005.

[Sandberg, 1981] Sandberg M., What is Ventilation Efficiency? Building and Environment, 1981, Vol. 16, issue 2, p.123-135.

[Sandberg, 1983] Sandberg M., Sjöberg M., The use of moments for assessing air quality in ventilated rooms. Building and Environment, 1983, Vol. 18, issue 4, p. 181-197.

[Sandberg, 1992] Sandberg M., Ventilation effectiveness and purging flow rate-a review, Proceedings of the International Symposium on Room Air Convection and Ventilation Effectiveness, ISRACVE, 22 – 24 July 1992, p. 17-28.

[Schell, 2001] Schell M., Int-Hout D., Demanded control ventilation using CO2. ASHRAE Journal, p.18-24, February 2001.

[Schell, 2002] Schell M., Smith D., Assessing CO2 Control in Retrofits. ASHRAE Journal, p.34-40, November 2002.

[SIMBAD, 2005] SIMBAD Building and HVAC toolbox, Version 4.0 (2005). CSTB, France.

[SIMULINK, 2000] Dynamic System Simulation for MATLAB, Version 6.0, The Mathworks Inc., Ma., USA. 2005.

[Sofuoglu, 2003] Sofuoglu S. C., Moschandreas D. J., The link between symptoms of office building occupants and in-office air pollution: the Indoor Air Pollution Index. Indoor Air, December 2003 vol. 13, n°4, pp 332-343.

[Sutcliffe, 1990] Sutcliffe H., A guide to air change efficiency. Technical Note AIVC 28. Air Infiltration and Ventilation Centre, February 1990.

[Sutton, 1937] Sutton O. G., The logarithmic law of wind structure near the ground, Q. J. Roy. MeteoroL Soc., 62 (1936) 124-127, 63 (1937) 105-107

[Tiffonnet, 2000] Tiffonnet A.-L., Contribution à l'analyse de la qualité de l'air intérieur : influence des transports de composés organiques volatils (COV) entre les parois de l'ambiance. Thèse de doctorat : Université de La Rochelle, Laboratoire d'Etude des Phénomènes de Transfert

Appliqués au Bâtiment (LEPTAB), Janvier 2000, 199p.

[TIP-Vent, 2001] Toward improved performances of mechanical ventilation systems. TIP-Vent project (Non-nuclear Energy Programme JOULE IV) 2001.

[Vaculik, 1993] Vaculik F., Plett E. G., Carbon dioxide concentration-based ventilation control. ASHRAE Transaction: Symposia, 1993 (CH-93-22-2).

[Van der Maas, 1992] Van der Maas J., Allard F., Bienfait D., Haghighat F., Libbecq G., Pelletret R., Vandaele L., Walker R., Air flow through large openings in buildings. IEA-ECBCS Annex 20: Air Flow Patterns within Buildings - Subtask 2: Air Flows between Zones, June 1992.

[Villenave, 2000] Villenave J. G., Millet J.-R., Brogat B., Fontan J., Ventilation dans les bâtiments collectifs d'habitation existants. Cahiers du CSTB, livraison 412, septembre 2000.

[Villenave, 2002] Villenave J. G., Couturier S., Programme de calcul pour le dimensionnement des installations de ventilation naturelle et naturelle assistée – Rapport d'avancement n°1. Document CSTB n°DDD/CVA.02-155R. Novembre 2002.

[Villenave, 2006] Villenave J. G., Akoua J.-J., Programme SIREN 2000, SImulation du RENouvellement d'air, Version 8 –août 2006.

[Walton, 1989] Walton G. N., AIRNET – A computer program for building airflow network modeling; U.S. Department of Commerce – National Institute of Standard and Technology. April 1989.

[Warren, 2000] Warren P., Multizone Air Flow Modelling (COMIS): Technical Synthesis Report. IEA ECBCS Annex 23, 06/2000.

[Woloszyn, 1999] Woloszyn M. ép. Vallon, Modélisation hygro-thermo-aéraulique des bâtiments multizones : proposition d'une stratégie de résolution du système couplé. Thèse de doctorat soutenue devant l'INSA de Lyon le 26 novembre 1999, 236 p.

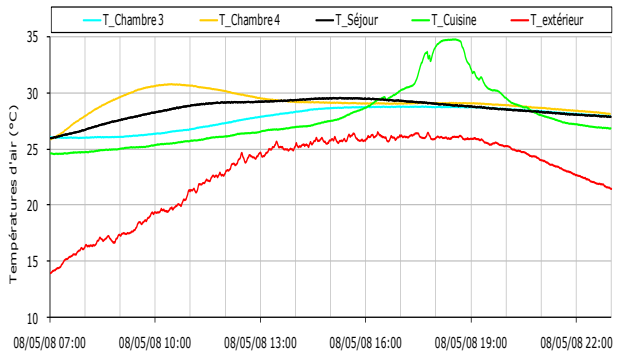
[Yaglou et al., 1937] Yaglou C. P., and Witheridge W. N., Ventilation requirements, ASHRAE Transaction 1937 pp 423-435.

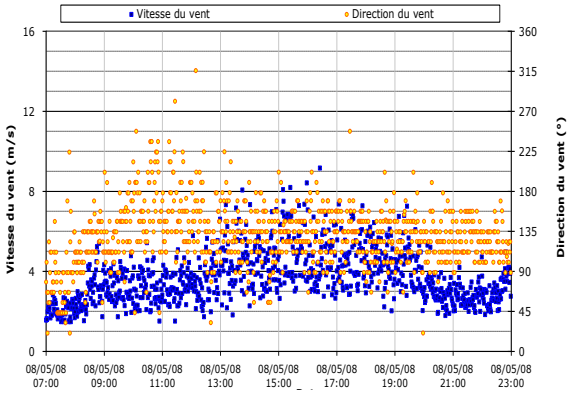
ANNEXES DE L'ETUDE EXPERIMENTALE

ANNEXE N°1 : VMC SIMPLE FLUX

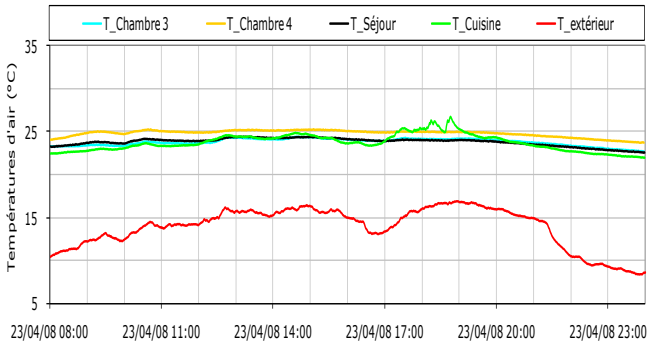
- **Emission dans le séjour : températures intérieures et caractéristiques du vent**

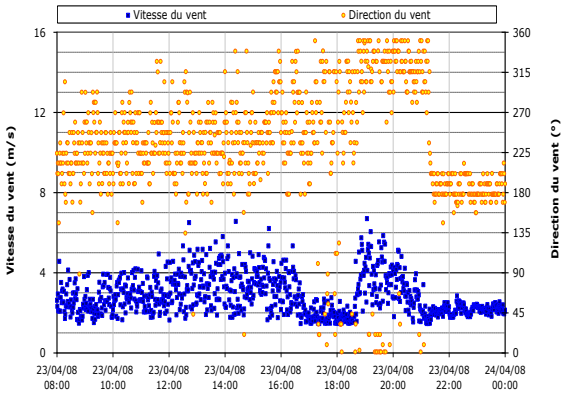
1°) Essai présenté à la Figure 2.23



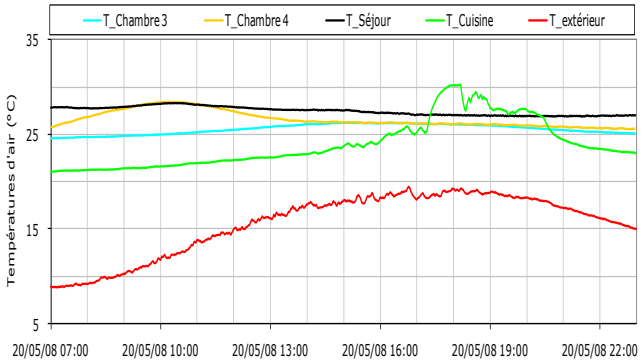


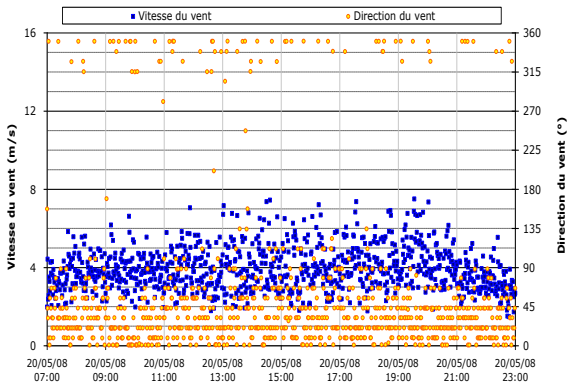
2°) Essai présenté à la Figure 2.24





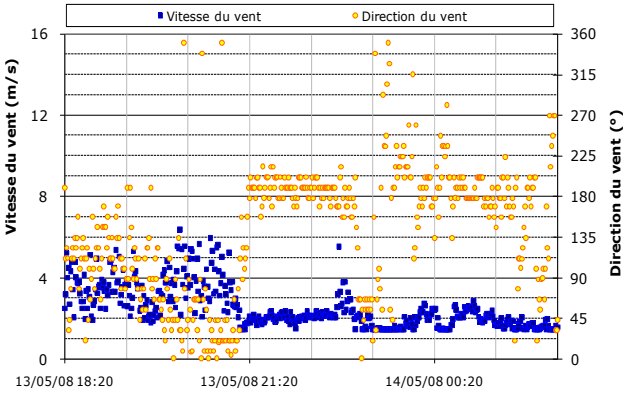
3°) Essai présenté à la Figure 2.25





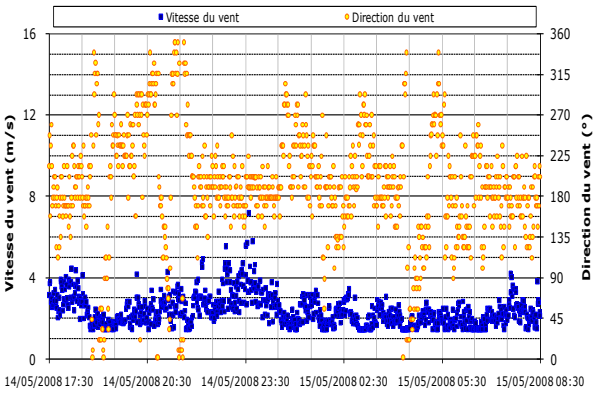
- **Emission dans la cuisine : vitesse et direction du vent**

4°) Essai présenté à la Figure 2.28



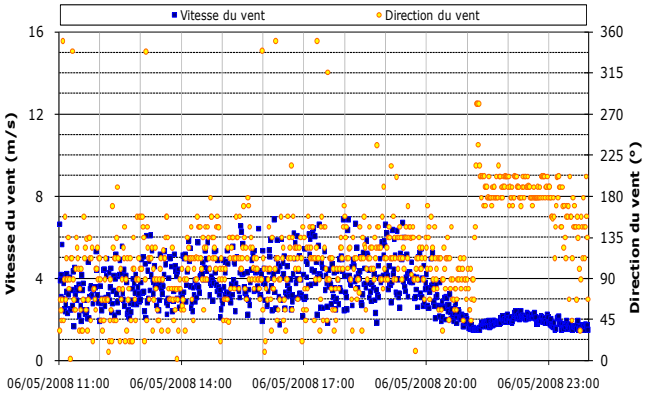
- **Emission dans la chambre 3 : vitesse et direction du vent**

5°) Essai présenté à la Figure 2.31

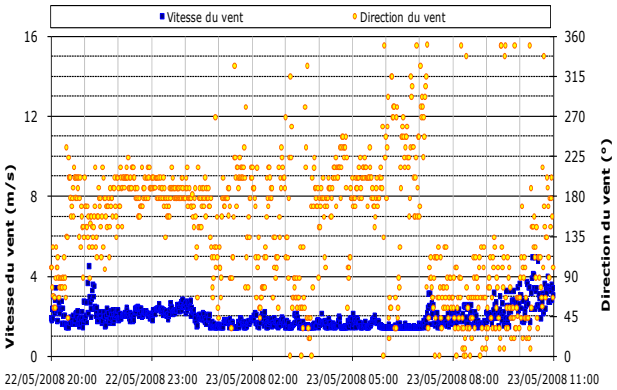


- **Emission dans la chambre 3 : vitesse et direction du vent**

6°) Essai présenté à la Figure 2.32

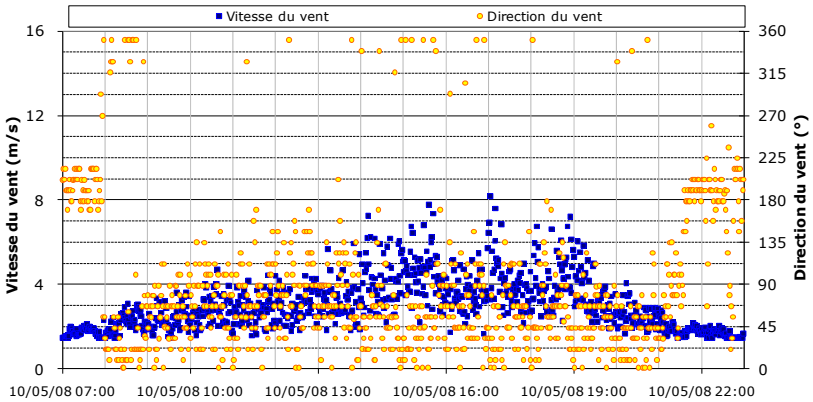


7°) Essai présenté à la Figure 2.33



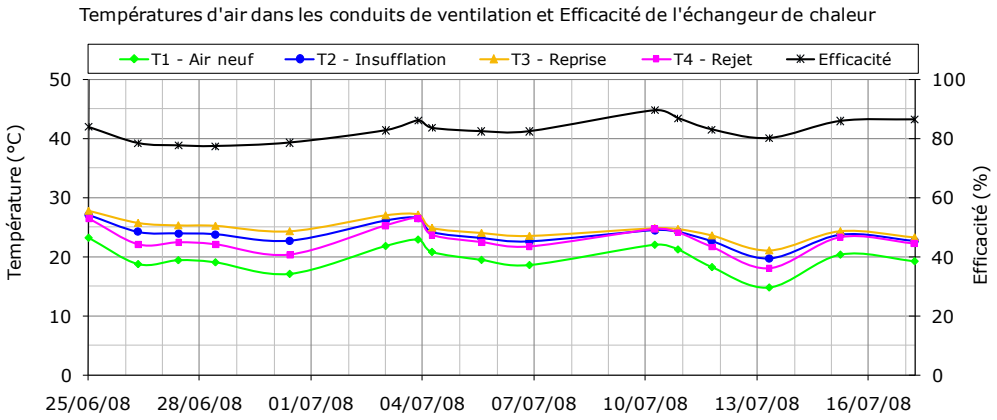
- **Emission au sous-sol : vitesse et direction du vent**

8°) Essai présenté à la Figure 2.34

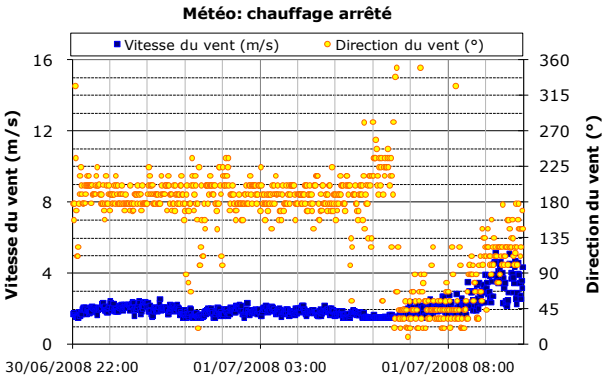


ANNEXE N°2 : VMC DOUBLE FLUX

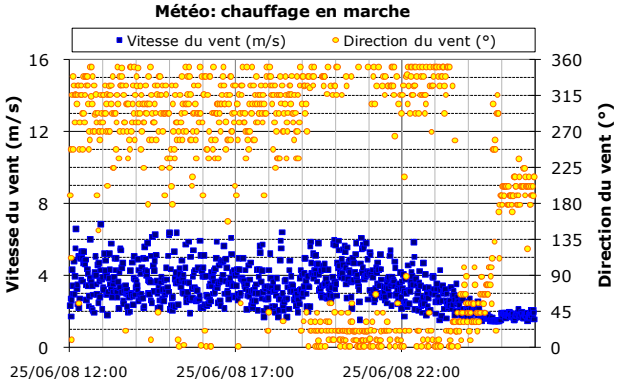
- **Températures d'air dans les gaines principales et efficacité de l'échangeur.**



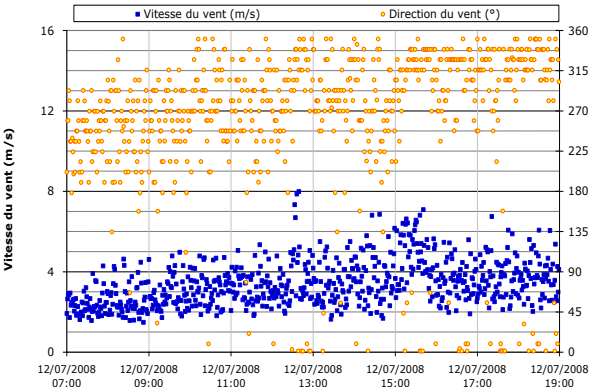
9°) Chauffage arrêté : Figure 2.36



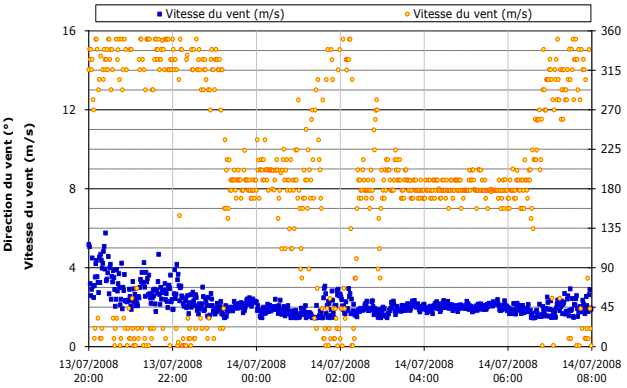
10°) Chauffage en marche : Figure 2.37



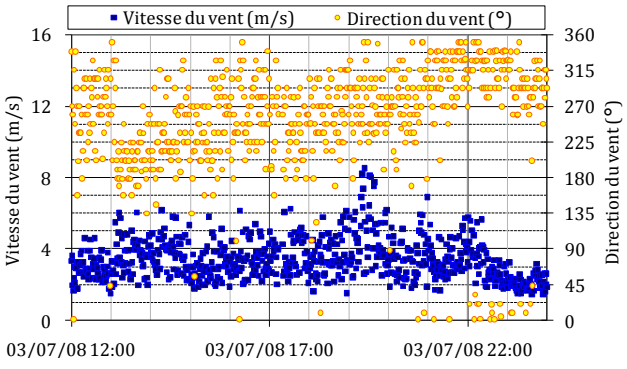
11°) Météo du test de la Figure 2.38



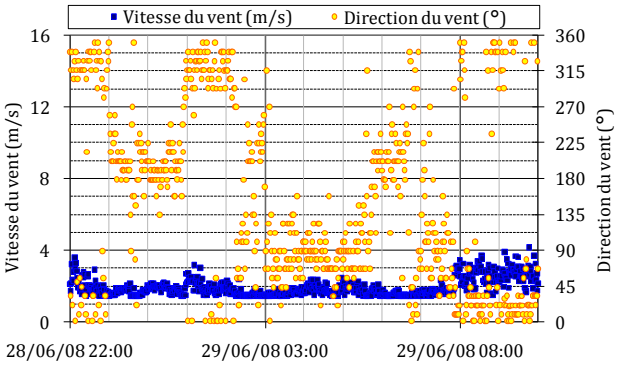
12°) Météo du test de la Figure 2.39



13°) Essai présenté à la Figure 2.41



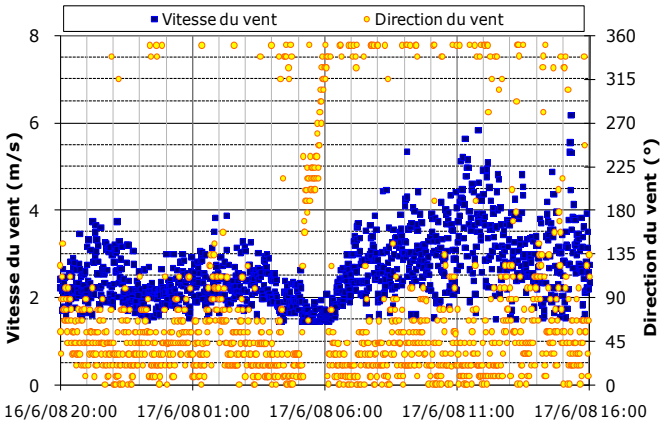
14°) Météo du test de la Figure 2.42



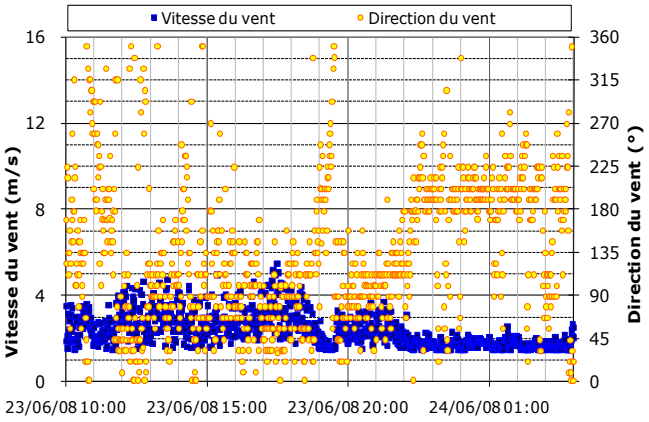
ANNEXE N°3 : VENTILATION NATURELLE

- **Vitesse et direction du vent**

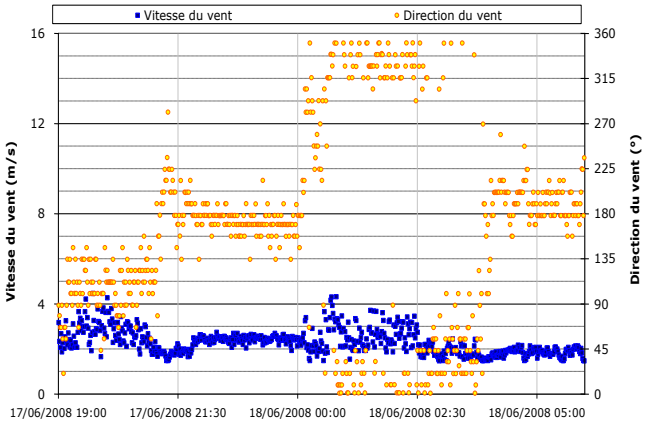
15°) Météo du test de la Figure 2.44



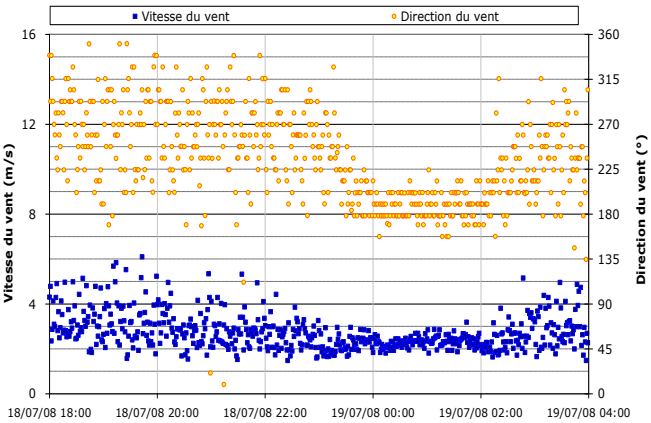
16°) Météo du test de la Figure 2.45



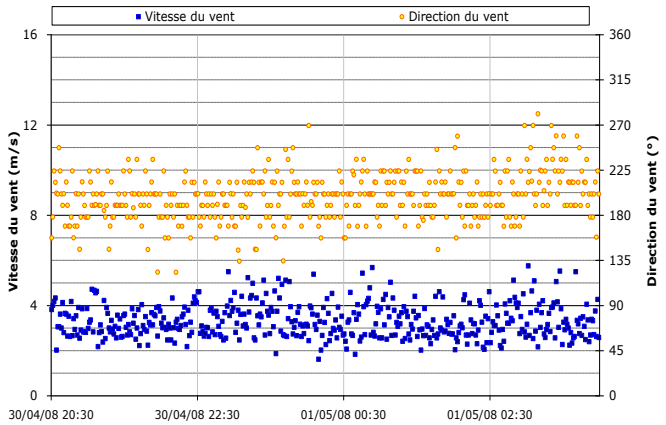
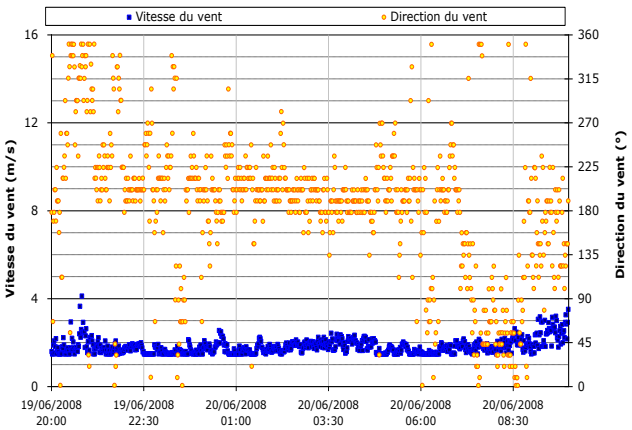
17°) Essai présenté à la Figure 2.48



18°) Météo du Test 2 de la Figure 2.49



19°) Météo du test de la Figure 2.50



20°) Météo du test de la Figure 2.51