

VIE 311/KHO

5720

THESE

PRESENTEE EN VUE DE L'OBTENTION DU GRADE DE
DOCTEUR DE L'UNIVERSITE DE NICE

Spécialité : **ENERGETIQUE** **NOUVEAU REGIME**

Par

Hala KHODR-MNEIMNE

TITRE

**TRANSFERTS THERMO-AERAULIQUES ENTRE PIECES
A TRAVERS LES GRANDES OUVERTURES**

Soutenu le 12 Octobre 1990
devant le jury composé de :

MM. L.Elégant
F.Allard
J.Brau
M.C.Lemaire
R.Pelletret
J.Van der Maas

Président
Rapporteur
Rapporteur
Examineur
Examineur
Examineur

UNIVERSITE DE NICE-SOPHIA ANTIPOLIS

U.F.R. Faculté des Sciences
Service de la Scolarité

LE PRESIDENT DE L'UNIVERSITE

VU la loi n° 84-52 du 26 janvier 1984

VU l'Arrêté du 23 Novembre 1988

VU les rapports établis par :

-Monsieur F. ALLARD, Docteur ès Sciences
Chargé de Recherche CNRS,
INSA LYON

-Monsieur J. BRAU, Professeur INSA
à Villeurbanne

et l'avis favorable de M. le Directeur
de l'UFR "Faculté des Sciences"

1605 - 3

ARRETE :

Article 1er - Madame Hala KHODR-MNEIMNE

est autorisé(e) à présenter et soutenir le vendredi 12 octobre 1990 à 15 heures
dans la salle des conférences CSTB à Valbonne
une thèse en vue du doctorat - Mention : Sciences de l'Ingénieur
sous la direction de M. ELEGANT, Professeur UNSA
portant sur le sujet suivant : TRANSFERTS THERMO-AERAIQUES ENTRE
PIECES A TRAVERS LES GRANDES OUVERTURES.

Article 2 - Le jury est constitué ainsi qu'il suit :

Monsieur ELEGANT, Professeur UNSA, Président.
Monsieur BRAU, Professeur INSA, à Villeurbanne, Membre.
Monsieur ALLARD francis, Docteur ès sciences, INSA à LYON
Monsieur VAN DER MAAS, Docteur-Ingénieur à Genève.
Madame LEMAIRE, Ingénieur, AFME, Valbonne.
Monsieur PELLETRET, Docteur-Ingénieur à Valbonne

Article 3 - Le directeur de l'UFR "Faculté des Sciences" de l'Université de Nice est chargé de
l'exécution du présent arrêté .

FAIT A NICE, le 10 OCT. 1990



Pour le Président de l'Université
de Nice-Sophia Antipolis,
et par Délégation,
Le Vice-Président,

J.-P. LAHEURTE

THESE

PRESENTEE EN VUE DE L'OBTENTION DU GRADE DE

DOCTEUR DE L'UNIVERSITE DE NICE

Spécialité : **ENERGETIQUE** **NOUVEAU REGIME**

Par

Hala KHODR-MNEIMNE

TITRE

**TRANSFERTS THERMO-AERAULIQUES ENTRE PIECES
A TRAVERS LES GRANDES OUVERTURES**

Soutenu le 12 Octobre 1990
devant le jury composé de :

MM. L.Elégant
F.Allard
J.Brau
M.C.Lemaire
R.Pelletret
J.Van der Maas

Président
Rapporteur
Rapporteur
Examineur
Examineur
Examineur

AVANT- PROPOS

Ce travail de recherche a été réalisé au service Thermique et Techniques Avancées (TTA) au Centre Scientifique et Technique du Bâtiment (CSTB) à Sophia Antipolis.

En cette fin de travail, mes remerciements vont à :

Monsieur M. Rubinstein, chef de l'établissement, pour m'avoir accueillie dans son centre et accordé sa confiance en me donnant la possibilité de participer de très près à un large projet de recherche.

Roger Pelletret qui a guidé mes premiers pas et qui m'a beaucoup appris: ses conseils ont toujours été judicieux dans tous les domaines.

Monsieur L. Elégant, directeur du Laboratoire de Thermodynamique Expérimentale, pour l'honneur qu'il me fait de présider le jury et pour son soutien moral tout au long de ces années de recherche.

Monsieur F. Allard de l'INSA de Lyon, qui a largement dépassé son rôle de rapporteur pour parvenir à celui de conseiller dans la rédaction de ce mémoire. Je lui en remercie sincèrement.

Monsieur J. Brau de l'INSA de Lyon, qui a accepté de juger ce travail. Je tiens ici à lui en rendre hommage.

Mademoiselle M.C. Lemaire de l'Agence Française pour la Maîtrise de l'Energie (AFME), d'avoir bien voulu accepter de participer à ce jury, et l'AFME elle-même pour le soutien financier qu'elle a accordé aux recherches dans lesquelles s'inscrit mon sujet de thèse.

Monsieur J. Van der Maas du LESO (Laboratoire d'Energie Solaire et de Physique du Bâtiment) de Lausanne, d'avoir accepté de participer au jury.

Je remercie également Luc Bourdeau, chef du service TTA, qui a toujours veillé à la méthodologie du travail. Ses réflexions étaient nécessaires pour le bon aboutissement de ce travail.

Je ne peux pas oublier de remercier tous les techniciens du CSTB qui n'ont jamais manqué de m'apporter leurs secours, surtout dans les moments de panique.

Il m'est aussi très agréable d'exprimer mes profonds remerciements à l'ensemble du personnel du CSTB pour l'aide directe ou indirecte qu'ils m'ont apportée. Mes pensées vont particulièrement aux dames charmantes et chaleureuses de cet établissement, qui m'ont beaucoup touché par leur sympathie.

Je ne voudrais pas être exhaustive mais je tiens absolument à saluer très vivement deux grandes dames, J. Fontes et G. Rubinstein, elles étaient pour moi une grande source d'affection qui m'a aidé à traverser cette période difficile d'intégration dans une nouvelle société. Mesdames, je vous dois beaucoup de respect, vous resterez toujours dans mon cœur.

RESUME

Les modèles thermiques multizones de bâtiments, pour l'utilisation en simulation sur de longues périodes, nécessitent un modèle adapté de calcul des conductances thermiques dues aux mouvements d'air. Ce modèle adapté est l'objet de cette thèse; le problème principal concerne la modélisation des transferts thermiques à travers une grande ouverture. Ce problème est traité par le développement et la validation d'un modèle simplifié de type $Nu=f(Gr,Pr)$, ce modèle prend implicitement en compte les stratifications en température dans les pièces.

Un modèle de couplage permet de calculer les conductances globales dues à la fois à la convection naturelle entre pièces et aux mouvements convectifs résultant des infiltrations et du système de renouvellement d'air. Les modèles multizones de bâtiment utilisant le nouveau modèle simplifié permettent des simulations 30 fois plus rapides en temps calcul que les modèles multizones de bâtiment basés sur un calcul simultané des champs de pressions et de températures.

Mots clés

Bâtiment, Transfert de chaleur , Grande Ouverture, Convection naturelle, Convection Mixte, Modélisation, Simulation, Stratification en température.

ABSTRACT

The buildings multizone models, to be simulated on long time periods, need an adapted model computing the heat transfers due to air flow patterns. This adapted model is the main subject of this research work. The main problem is the modelling of heat and mass transfers through a large opening. This problem is solved developing and validating a simplified model based on the relation $Nu=f(Gr,Pr)$. This simplified model takes implicitly into account the vertical profiles of temperature on each room.

Eventually, a coupling model is to compute the resulting heat transfers due to both natural convection between rooms and air movements caused by infiltrations and ventilation system. The buildings multizone models, which use the new simplified model, run on computers about 30 times faster than multizone models based on the simultaneous computation of pressure and temperature fields.

Keywords

Building, Heat transfers, Large opening, Natural Convection, Mixed Convection, Modelling, Simulation, Temperature Stratification.

PRINCIPALES NOTATIONS UTILISEES

ai	coefficient de stratification de température dans le zone i (K/m);
aj	coefficient de stratification de température dans le zone j (K/m);
C	coefficient de la corrélation $Nu = C/3 \cdot \sqrt{Gr} \cdot Pr$;
Cd	coefficient de décharge attribué à toute la section de l'ouverture;
Ca	coefficient de décharge attribué à la section supérieure de l'ouverture située au-dessus de la zone neutre;
Cb	coefficient de décharge attribué à la section inférieure de l'ouverture située sous la zone neutre;
Cr	coefficient tenant compte de la disparité de température des masses d'air traversant l'ouverture;
Cs	coefficient de contraction des lignes de flux;
Cv	coefficient de réduction de vitesse;
Cp	chaleur massique à pression constante (J/kg.K);
g	accélération de la pesanteur (m/s^2);
Gr	nombre de Grashof = $g \cdot \beta \cdot \Delta T \cdot H^3 / \nu^2$ défini par rapport à la longueur caractéristique H;
H	hauteur de l'ouverture (m);
Ha	cote du bord haut de l'ouverture (m);
Hb	cote du bord bas de l'ouverture (m);
Hn	cote du niveau de la zone neutre dans l'ouverture (m);
Hsp	hauteur sous-plafond de la cellule (m);
hc	coefficient de transfert de chaleur par convection naturelle ($W/m^2.K$);
Ka	conductance thermique par convection mixte entre zones à travers la section supérieure de l'ouverture située au-dessus de la zone neutre (W/K);
Kb	conductance thermique par convection mixte entre zones à travers la section inférieure de l'ouverture située sous la zone neutre (W/K);
Kcn	conductance thermique entre zones si le seul moteur de la convection était la différence de température entre les zones (W/K);
Kmv	conductance thermique entre zones si le seul moteur de la convection était le renouvellement d'air (W/K);
L	largeur de l'ouverture (m);
Nu	nombre de Nusselt = $hc \cdot H / \lambda$ défini par rapport à la longueur caractéristique H;
Pr	nombre de Prandtl = $Cp \cdot \rho \cdot \nu / \lambda$;

$P_i(z)$	pression dans la zone i au niveau de la cote z (Pa);
P_{oi}	pression de référence (en $z=0$) dans la zone i (Pa);
ΔP	différence de pression (Pa);
Q_{ij}	débit massique transitant à travers l'ouverture de la zone j vers la zone i (kg/s);
Q_{ji}	débit massique transitant à travers l'ouverture de la zone i vers la zone j (kg/s);
Q_{cn}	débit massique transitant à travers l'ouverture sous l'effet de la seule différence de température entre zones (kg/s);
$Q_m(z_1, z_2)$	débit massique traversant une section de l'ouverture comprise entre les cotes z_1 et z_2 (kg/s);
Q_{ma}	débit massique traversant la section supérieure de l'ouverture située entre la zone neutre et la cote du niveau haut de l'ouverture (kg/s);
Q_{mb}	débit massique traversant la section inférieure de l'ouverture située entre la cote du niveau bas de l'ouverture et la zone neutre (kg/s);
Q_{mv}	débit massique de renouvellement d'air (kg/s);
$Q_m(\text{exp})$	débit massique expérimental traversant l'ouverture dans le cas d'un écoulement par convection naturelle (kg/s);
R_b	rapport cote du niveau bas de l'ouverture sur hauteur sous-plafond = H_b/H_{sp} ;
R_t	rapport cote du niveau haut de l'ouverture sur hauteur sous-plafond = H_a/H_{sp} ;
R_h	rapport hauteur de l'ouverture sur hauteur sous-plafond = H/H_{sp} ;
S	section de l'ouverture (m^2);
$T_i(z)$	température de l'air dans la zone i au niveau de la cote z (K);
T_{oi}	température de l'air dans la zone i au niveau de référence ($z=0$);
T_i	température du volume d'air supposé isotherme dans la zone i (K);
T_j	température du volume d'air supposé isotherme dans la zone j (K);
T_a	température de l'air traversant la section supérieure de l'ouverture située au-dessus de la zone neutre (K);
T_b	température de l'air traversant la section inférieure de l'ouverture située sous la zone neutre (K);
ΔT	différence de température (K);
ΔT_1	écart entre les températures moyennes des pièces (K);
ΔT_2	écart entre les températures moyennes des volumes d'air dans les pièces, situés entre les niveaux bas et haut de l'ouverture (K);
ΔT_3	écart entre les températures mesurées aux centres des pièces (K);
ΔT_4	écart entre les températures mesurées aux bords haut et bas de l'ouverture (K);
ΔT_5	écart entre les températures moyennes de l'air traversant les parties haute et basse de l'ouverture situées de part et d'autre de la zone neutre (K);

$\rho_i(z)$	masse volumique de l'air dans la zone i au niveau de la cote z (kg/m^3);
ρ_{oi}	masse volumique dans la zone i au niveau de référence ($z=0$) (kg/m^3);
ρ_i	masse volumique du volume d'air supposé isotherme dans la zone i (kg/m^3);
ρ_a	masse volumique de l'air traversant la section supérieure de l'ouverture située au-dessus de la zone neutre (kg/m^3);
ρ_b	masse volumique de l'air traversant la section inférieure de l'ouverture située sous la zone neutre (kg/m^3);
ρ	masse volumique moyenne (kg/m^3);
$\Delta\rho$	différence de masse volumique (kg/m^3);
ν	viscosité cinématique de l'air (m^2/s);
β	coefficient d'expansion volumique ($1/\text{K}$);
λ	conductivité thermique de l'air (W/m.K);
ζ	coefficient de perte de charge;
α_i	coefficient de stratification lié à ΔT_i ($i=1, \dots, 5$);
ε	coefficient de simplification de la méthode de calcul;
ε_v	coefficient de déviation des valeurs de vitesse par rapport à la valeur moyenne;
ε_T	coefficient de déviation des valeurs de température par rapport à la valeur moyenne;
σ_v	écart type sur les valeurs de vitesse;
σ_T	écart type sur les valeurs de température;
ϕ	flux de chaleur à travers l'ouverture (W);

SOMMAIRE

	<u>Page</u>
1. <u>INTRODUCTION</u>	1
2. <u>APPROCHE THEORIQUE DU TRANSFERT D'AIR A TRAVERS LES GRANDES OUVERTURES</u>	
1. LES DIFFERENTS ASPECTS DE L'ECOULEMENT ENTRE ZONES.....	3
1.1 Ecoulement gravitationnel.....	4
1.2 Ecoulement type couche limite.....	5
2. LE CALCUL AERAUQUE ET LES EQUATIONS DE BASE.....	7
2.1 Définition du coefficient de décharge.....	7
2.2 Hypothèses de calcul.....	9
2.3 Equations générales.....	10
2.31 Expression vitesse-différence de pression.....	11
2.32 Expression générale du débit.....	12
2.33 Calcul des débits dans le cas des zones isothermes.....	13
2.34 Calcul des débits dans le cas des zones stratifiées.....	17
3. L'APPROCHE THEORIQUE UTILISE DANS LE CAS D'UNE CONVECTION NATURELLE.....	19
3. <u>ETAT DES CONNAISSANCES ANTERIEURES</u>	
1. LA MODELISATION NUMERIQUE DES MOUVEMENTS D'AIR DANS LE BATIMENT.....	22
1.1 Les principaux modèles de calcul.....	22
1.11 Les modèles approximatifs.....	22
1.12 Les modèles régressifs.....	22
1.13 Les modèles fins monozones.....	23
1.14 Les modèles fins multizones.....	23
1.2 Intégration d'une grande ouverture dans les modèles multizones.....	24
1.3 Les modèles de simulation multizones existants actuellement.....	25
1.31 Les modèles développés en France.....	26
1.32 Les modèles développés à l'étranger.....	31
2. LES ETUDES EXPERIMENTALES REALISEES.....	33
2.1 Les différents dispositifs expérimentaux étudiés.....	33
2.11 Les cellules à échelle réduite.....	33
2.12 Les cellules à échelle réelle.....	35

2.2	Analyse des résultats de tests réalisés.....	37
2.21	Analyse des tests en régime établi.....	37
2.22	Analyse des tests en régime transitoire.....	38
2.23	L'effet de la turbulence.....	39
2.34	Visualisation de l'écoulement.....	41
4.	<u>LE MODELE THERMO-AERAULIQUE SIMPLE PROPOSE.</u>	
1.	CONTEXTE.....	43
2.	CLASSIFICATION DES MODELES AERAULIQUES	43
3.	ARCHITECTURE D'UN MODELE DE CLASSE C2.....	45
3.1	Champs d'application des modèles de classe C2	45
3.2	Architecture du modèle envisagé.....	45
3.3	Les points clés.	47
3.31	Modèle de calcul des coefficients de décharge.....	47
3.32	Modèle de calcul de la matrice D.	47
3.33	Modèle $Nu = f(Gr, Pr)$	48
3.34	Modèle de couplage.....	49
4.	EXPRESSION MATRICIELLE DU MODELE	50
5.	<u>L'EXPERIMENTATION</u>	
1.	PRESENTATION DE L'OUTIL EXPERIMENTAL : LA CELLULE DESYS.	51
1.1	Configuration interne	51
1.2	Dimensions du bizonne	52
2.	L'INSTRUMENTATION	53
2.1	Les différents étapes d'un travail expérimental	53
2.2	Mesures des températures intérieures	54
2.21	Mesures des températures de l'air dans les zones	54
2.22	Mesures des températures de surfaces	54
2.3	Mesures dans l'ouverture	56
2.4	Autres mesures	57
3.	L'ACQUISITION DES DONNEES	57
3.1	Le système d'acquisition	57
3.2	Procédure de saisies	58
3.21	Les géométries étudiées	59
3.22	Les flux de chaleur imposés dans les deux zones.....	60

4.	CONTROLE DE LA QUALITE DES DONNEES	61
4.1	Sources de problèmes	61
4.2	Contrôles avant saisie	61
4.21	Contrôle des capteurs.....	61
4.22	Contrôle de l'étanchéité.....	62
6.	<u>RESULTATS EXPERIMENTAUX EN CONVECTION NATURELLE</u>	
1.	PROCEDURE EXPERIMENTALE.....	63
1.1	Déroulement des tests en convection naturelle.....	63
1.2	Analyse des données : le coefficient de déviation.....	63
2.	LES DIFFERENTS ECARTS CARACTERISTIQUES DE TEMPERATURE ETUDIES.....	64
3.	METHODE D'IDENTIFICATION DES PARAMETRES DE LA CORRELATION $NU=F(Gr,Pr)$	65
4.	RESULTATS OBTENUS POUR UNE PORTE STANDARD.....	66
4.1	Les profils de température et de vitesse d'air.....	66
4.2	Les débits massiques et les flux de chaleur.....	68
4.21	Dépendance avec les écarts caractéristiques de températures.....	68
4.22	Relation Flux de chaleur - Débit massique	71
4.3	Les corrélations $Nu = C/3 \cdot \sqrt{Gr} \cdot Pr$	75
4.31	Les différentes valeurs du coefficient C.....	75
4.32	Problème de faibles écarts de température.....	77
4.4	Calcul des coefficients de décharge pour la porte standard.....	79
5.	RESULTATS OBTENUS POUR LES DIFFERENTES GEOMETRIES ETUDIEES.....	81
5.1	Variation du coefficient C avec la position de l'ouverture.....	81
5.2	Modèle de calcul du coefficient C.....	83
5.3	Modèle de calcul des coefficients de décharge.....	87
5.31	Modèle de calcul de C_a	87
5.32	Modèle de calcul de C_b	89
4.	CONCLUSION.....	91
7.	<u>RESULTATS EXPERIMENTAUX EN CONVECTION MIXTE</u>	
1.	PROCEDURE EXPERIMENTALE.....	92
2.	ANALYSE DES RESULTATS.....	93
2.1	Profils de vitesse et de température.....	93
2.11	Cas où l'entrée d'air est dans la zone froide.....	94
2.12	Cas où l'entrée d'air est dans la zone chaude.....	96

2.2	Relation Flux de chaleur - Débit massique.....	97
2.3	Les coefficients de décharge.....	99
3.	LE MODELE DE COUPLAGE.....	100
4.	CONCLUSION.....	102
8.	<u>ETUDE COMPARATIVE DES MODELES THERMO-AERAULIQUES.</u>	
1.	STRUCTURE DU NOUVEAU MODELE	103
2.	CHOIX DU LOGICIEL NECESSAIRE A L'ETUDE	104
3.	LE MODELE TYPE SIMULE.....	105
4.	IMPLEMENTATION SOUS ASTEC3 DU MODELE THERMO-AERAULIQUE DE REFERENCE.....	107
4.1	Les différents schémas d'échange à travers une ouverture.....	107
4.2	Formulation mathématique des débits	109
4.3	Traduction en langage ASTEC	111
4.31	Principes de base et hypothèses	111
4.32	Détermination du nombre des noeuds et des liaisons dans le modèle.....	112
2.33	Schémas des circuits implementés.	115
5.	IMPLEMENTATION SOUS ASTEC3 DU NOUVEAU MODELE.....	116
6.	EVALUATION DES PERFORMANCES DU MODELE SIMPLIFIE.....	117
9.	<u>CONCLUSION GENERALE</u>	120

BIBLIOGRAPHIE

ANNEXES.

- A.1 Présentation de l'outil expérimental DESYS.
- A.2 Méthode de calcul des flux de chaleur à travers l'ouverture.
- A.3 Structure générale de la méthode de modélisation sous ASTEC.
- A.4 Relation entre le paramètre C et les coefficients de décharge.

CHAPITRE 1

INTRODUCTION

INTRODUCTION

La simulation numérique occupe une place importante tant pour la recherche que, de plus en plus, pour les applications industrielles. Ceci est vrai quelquesoit le domaine, c'est en particulier le cas dans le domaine du bâtiment. Dans ce dernier domaine, la simulation numérique est encore principalement réservée aux laboratoires de recherche ou aux bureaux d'études de haut niveau pour des applications spécifiques.

Simuler un bâtiment nécessite un modèle validé autant que faire se peut. En fonction des objectifs de simulation, différents niveaux de modèles sont nécessaires : il faut des modèles adaptés aux problèmes à étudier.

En thermique du bâtiment, depuis 1970, se sont développés des codes de simulation dont les performances n'ont cessé et ne cessent d'être améliorées. Jusqu'en 1985, ces codes de simulation ne permettaient qu'une description monozone des bâtiments; c'est, en partie, avec ce type de modèle qu'ont été établies un certain nombre de règles et de méthodes simplifiées de calcul (Th-B 82) (cf.(1)).

En vue de la nouvelle réglementation en matière de performances thermiques des logements neufs, il a été demandé au CSTB d'améliorer sur un certain nombre de points les méthodes simplifiées de calculs thermiques. Il s'agissait notamment de prendre en compte l'influence du partitionnement interne réel des bâtiments sur les valeurs des macro-coefficients comme, par exemple, le taux de récupération moyen des apports gratuits.

Ce travail a été réalisé en 1985 et 1986 en utilisant un solveur numérique d'équations différentielles (ASTEC3)(cf.(2)) dans l'environnement duquel des modèles thermiques multizones détaillés de bâtiments ont été implémentés. Pour modéliser les échanges thermiques dus aux mouvements d'air, des hypothèses simplificatrices auraient été retenues (portes toujours fermées entre les différentes pièces, débits de renouvellement d'air prédéfinis...(cf. (3))). Une des conclusions principales de cette étude était, qu'un modèle monozone sous-estime en moyenne de 15% les besoins de chauffage "réels" (c.à.d. calculés à l'aide d'un modèle multizone) d'un bâtiment.

Dans le même temps sont apparus un certain nombre de codes de simulation dédiés à la thermique du bâtiment et permettant, à priori, de prendre en compte de façon fine les transferts thermiques dus aux mouvements d'air (CSTBât V.1.1, ESP...)(cf.(4,5)). Le principe de ces codes est le calcul simultané des champs de température et de pression.

L'utilisation de ces codes, pour atteindre les objectifs de simulation qui étaient ceux du CSTB à cette époque (par exemple : l'évaluation des performances thermiques en moyennes annuelles des enveloppes de bâtiments), paraissait séduisante. Elle a été en fait décevante au sens où des problèmes numériques de convergence ont été fréquemment rencontrés et que, en tout état de cause, les temps de calculs se sont avérés très longs (cf. (3)). En d'autres termes, les modèles utilisés n'étaient adaptés ni à la capacité de résolution des solveurs numériques ni aux objectifs de simulation. Un travail d'analyse a permis de mettre en évidence que le problème principal résidait dans la simulation du comportement des grandes ouvertures (cf. (6)).

Le présent travail de thèse s'inscrit dans ce contexte. L'objectif fixé à cette thèse était de développer et de valider un modèle simplifié de calcul des transferts thermiques dus aux échanges aérauliques entre pièces, situées à un même niveau, et plus précisément aux échanges à travers les grandes ouvertures en position verticale.

La démarche suivie a été la suivante :

- * Le problème de la modélisation théorique des échanges aérauliques à travers une grande ouverture séparant deux pièces est explicité (cf.§.2) tant pour ce qui concerne les modèles basés sur l'équation de Bernoulli (cf.§.2.2) que des modèles simplifiés (cf.§.2.3) basés sur des corrélations $Nu = f(Gr,Pr)$.
- * Le chapitre suivant fait le point sur la façon dont les grandes ouvertures sont aujourd'hui intégrées aux codes de simulation (cf.§.3.1) et sur les modèles aérauliques qui ont été développés jusqu'à présent (cf.§.3.2).
- * Les principes du nouveau modèle de calcul des transferts thermiques entre pièces dus aux échanges aérauliques sont établis (cf.§.4) et discutés.
- * Pour développer et valider ce modèle, des expérimentations sont menées (cf. §.5) et analysées (cf.§.6 et 7).
- * Le nouveau modèle ainsi défini et validé est implémenté dans l'environnement d'ASTEC3 et ses performances, dans son domaine d'application, sont comparées à celle d'un modèle thermo-aéraulique "classique" (calcul simultané des champs de pressions et de températures) (cf.§.8).

CHAPITRE 2

**APPROCHE THEORIQUE DU
TRANSFERT D'AIR A TRAVERS
LES GRANDES OUVERTURES**

INTRODUCTION

Dans ce chapitre on se propose de définir les types d'écoulement entre zones à travers les grandes ouvertures en position verticale (cf.§.1), les équations générales permettant de calculer le profil des vitesses et les débits (cf.§.2) (c'est dans ce paragraphe qu'est introduite la notion de "coefficient de décharge") et de faire le lien entre les équations de débits massiques et le flux de chaleur échangé (cf.§.3).

Pour l'ensemble de ces équations, deux hypothèses seront à chaque fois envisagées:

- volumes d'air isothermes;
- profils linéaires de températures dans les pièces.

1. LES DIFFERENTS ASPECTS DE L'ÉCOULEMENT ENTRE ZONES.

L'écoulement d'air entre deux pièces, situées à un même niveau et séparées par une cloison comportant une grande ouverture, peut être de deux types :

- écoulement gravitationnel (cf.§.1.1);
- écoulement de type couche limite (cf.§.1.2).

En réalité, l'écoulement est toujours une combinaison des deux types d'écoulement ci-avant cités. Mais, dans la plupart des cas pratiques, l'un ou l'autre type d'écoulement domine; en général, dans les problèmes de thermique du bâtiment, les écoulements entre zones sont du type gravitationnel (approche adoptée par la majorité de chercheurs) (cf.(7,8,9,18)).

Le moteur de l'écoulement entre deux pièces est toujours une différence de pression. Dans un problème de convection naturelle "pure", la différence de pression résulte des différences de température entre pièces. Si dans une pièce, est positionnée une entrée d'air (zone d'insufflation) et si, dans l'autre pièce, est installé un extracteur ou une bouche d'extraction (zone d'extraction d'air) alors la différence de pression entre pièces est le résultat combinatoire entre les effets du système de ventilation et les effets des différences de températures entre zones; on parlera alors de "convection mixte" dans l'ouverture.

1.1 Écoulement gravitationnel

Un écoulement est dit gravitationnel lorsque le moteur principal des mouvements d'air est la différence entre les masses volumiques des volumes d'air.

Avec l'hypothèse de profils linéaires de température dans les zones, il vient :

$$P_i(z) = P_{oi} - \int_0^z \rho_i(z) \cdot g \cdot dz$$

- $i = 1$ ou 2 indice correspondant aux pièces 1 et 2;
 z cote par rapport à une référence $z=0$;
 $P_i(z)$ pression dans la pièce i au niveau de la cote z (Pa);
 P_{oi} pression de référence (en $z=0$) dans la pièce i ;
 $\rho_i(z)$ masse volumique de l'air dans la zone i au niveau de la cote z (kg/m^3);
 g accélération de la pesanteur (9.81 m/s^2).

Une pièce isotherme est un cas particulier du profil linéaire de température pour lequel

$T_i(z) = \text{cste}$; il vient : $P_i(z) = P_{oi} - \rho_i \cdot g \cdot z$

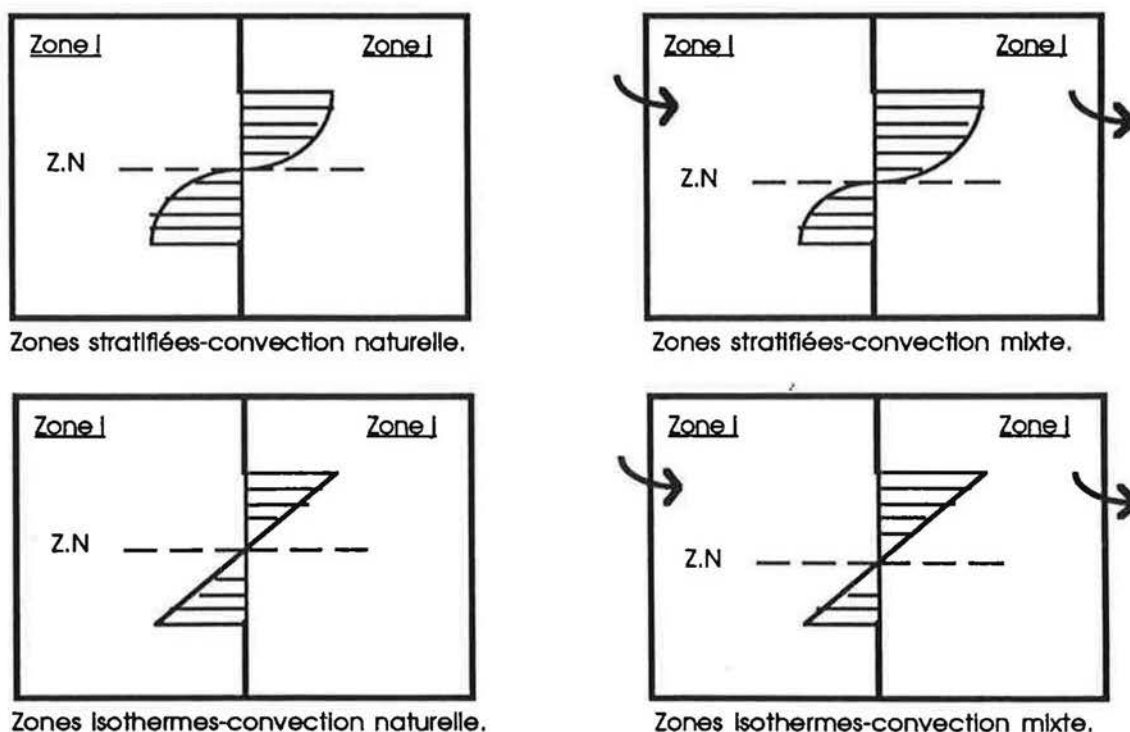


Fig.2.1: profils des différences de pression au niveau de l'ouverture pour les différents états d'écoulement entre zones.

Au sens strict, un écoulement gravitationnel suppose :

- qu'il y a équilibre thermique entre les volumes d'air et les parois des pièces (pas de flux échangés aux parois);
- que le volume des pièces est suffisamment grand pour que celles-ci soient assimilables à des volumes semi-infinis pour lesquels on suppose que la vitesse d'écoulement est nulle à une certaine distance de l'ouverture. D'ailleurs, des recherches expérimentales et théoriques menées dans différents laboratoires (cf.(54,55)) ont montré que la vitesse de l'air à l'intérieur d'un volume habitable est partout très faible sauf à proximité immédiate des ouvertures.

Les pressions dans les pièces sont supposées hydrostatiques.

Les schémas de la figure (2.1) illustrent les différences de pression au niveau de l'ouverture pour les deux hypothèses (profils linéaires de température ou volumes isothermes) et dans les cas convection naturelle "pure" ou de convection mixte.

1.2 Écoulement type couche limite.

L'approche classique utilisée pour étudier l'écoulement à travers une grande ouverture étant de considérer que le moteur de l'écoulement est la différence de température entre les volumes d'air des deux pièces adjacentes, certains auteurs, qui ont travaillé avec des parois opposées maintenues à des températures différentes, ont constaté que l'échange d'air entre les deux pièces peut être dominé par une couche limite périphérique (cf. Fig.2.2) qui se développe sur les parois chaude et froide des deux pièces (cf.(10,11,51)).

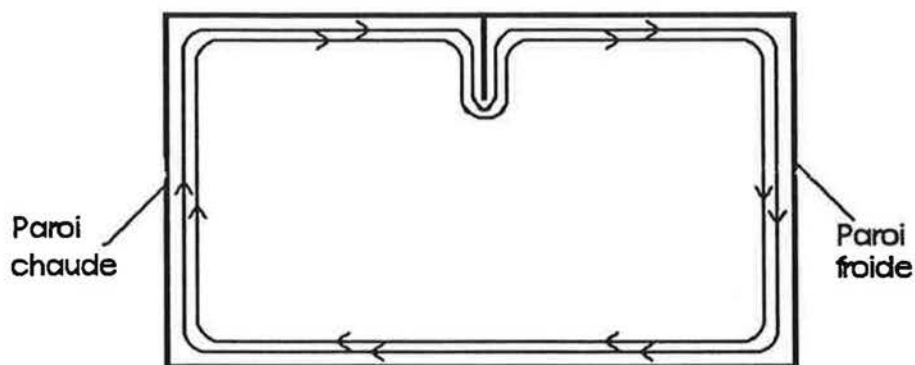


Fig. 2.2: écoulement type couche limite.

Dans cette approche, on prend en considération la différence de température entre les parois et l'air. La modélisation de ce type d'écoulement n'est pas très aisée, elle nécessite le recours aux équations de Navier-Stokes.

Des recherches fondamentales sont à réaliser pour déterminer la part relative à chacune des approches, gravitationnel et type couche limite, dans le processus de l'échange d'air entre zones.

2. LE CALCUL AÉRAULIQUE ET LES ÉQUATIONS DE BASE

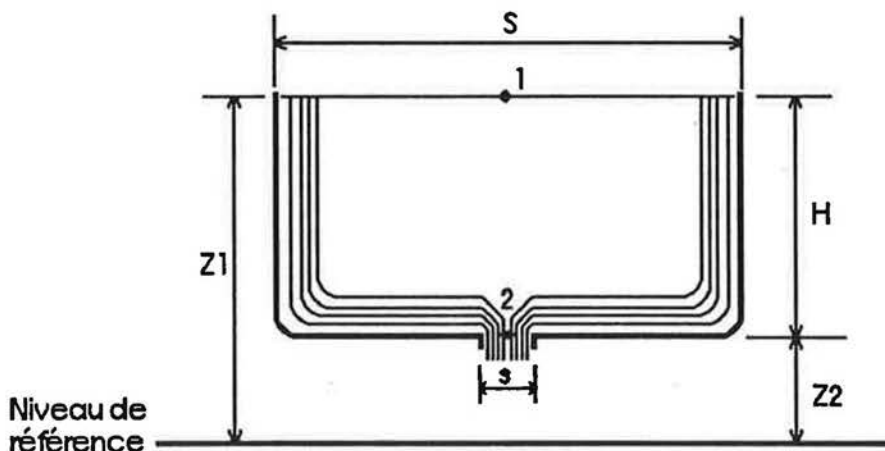
2.1. Définition du coefficient de décharge.

Partons d'un cas d'écoulement simple dont la loi physique est appelée, en mécanique de fluide, le théorème de Torricelli (cf.(12)).

Considérons un réservoir de section S ouvert à l'air libre, muni d'un orifice de section $s \ll S$. Ce réservoir est rempli d'eau qui coule par la section s , dite section du jet.

La hauteur H étant variable, le régime n'est pas permanent mais s étant petit par rapport à S , H varie lentement et on peut admettre que le régime est permanent pendant un intervalle de temps très court. L'écoulement peut donc être considéré comme une suite d'écoulements permanents.

Le niveau de l'eau dans le réservoir diminue lentement, ainsi on peut négliger la vitesse de l'écoulement à la surface du réservoir par rapport à la vitesse du jet. Cette vitesse est considérée uniforme dans la section du jet .



Dans l'hypothèse d'un écoulement permanent irrotationnel et d'un fluide non visqueux, l'application du théorème de Bernoulli, entre un point (1) situé à la surface libre et un point (2) situé dans la section du jet, donne :

$$P_1 + \rho \cdot g \cdot z_1 + \frac{1}{2} \rho \cdot V_1^2 = P_2 + \rho \cdot g z_2 + \frac{1}{2} \rho \cdot V_2^2$$

P_1 et P_2 pressions aux points 1 et 2;

V_1 et V_2 vitesses d'écoulement aux points 1 et 2;

ρ masse volumique de l'eau .

On considère que les pressions P_1 et P_2 sont égales à la pression atmosphérique .

Vu que $V_1^2 \ll V_2^2$ on obtient :

$$\frac{1}{2} \rho \cdot V_2^2 = \rho \cdot g \cdot (z_1 - z_2) = \rho \cdot g \cdot H \Rightarrow V_2 = \sqrt{\frac{2 \cdot \rho \cdot g \cdot H}{\rho}} = \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta P}{\rho}}$$

$\Delta P = \rho \cdot g \cdot H$ est la différence de pression hydrostatique.

La vitesse ainsi trouvée correspond à un écoulement idéal, d'où on peut écrire : $V_{id} = V_2$

Le débit idéal du jet est : $Q_{id} = V_{id} \cdot s$

Dans la réalité, il faut tenir compte de deux phénomènes :

- La vitesse du jet est inférieure à la vitesse idéale à cause des frottements, la vitesse réelle est :

$$V_r = C_v \cdot V_{id}$$

C_v s'appelle le coefficient de réduction de vitesse .

- La section effective de l'écoulement est inférieure à la section du jet du fait de la contraction des lignes de flux dans cette section :

$$s_r = C_s \cdot s$$

C_s est le coefficient de contraction .

Le débit réel traversant la section du jet est : $Q_r = V_r \cdot s_r$

$$Q_r = C_v \cdot C_s \cdot V_{id} \cdot s = C_v \cdot C_s \cdot Q_{id}$$

$$Q_r = C_d \cdot Q_{id}$$

$C_d = C_v \cdot C_s$ est le coefficient de débit ou de décharge.

A partir de cette définition du débit réel en fonction du débit idéal, il est possible de définir une vitesse moyenne équivalente dans toute la section du jet par :

301a 75

$$V = Q_r / s \Rightarrow V = C_d \cdot V_{id}$$

2.2 Hypothèses de calcul

On étudie l'écoulement dans un bizona, composé de deux pièces séparées par une ouverture verticale. Les deux pièces sont situés à un même niveau.

Pour simplifier l'étude du problème, le calcul qui va suivre est basé sur les hypothèses suivantes:

- On considère le cas idéal d'un écoulement stable et d'un fluide incompressible et non visqueux.
- L'écoulement entre zones est du type gravitationnel, les lignes de flux sont horizontales. Du fait de cette dernière hypothèse, on suppose que les vecteurs vitesses sont perpendiculaires au plan de l'ouverture.
- L'ouverture entre zones est caractérisée par un seul coefficient de décharge. En réalité, si on veut faire l'analogie entre une grande ouverture et une section de jet, il faudrait discrétiser l'ouverture en des sections élémentaires identiques S_j , chacune est caractérisée par une vitesse uniforme, de façon à pouvoir attribuer à chaque section S_j un coefficient de décharge $C_d(l)$ (cf. Fig.2.3).

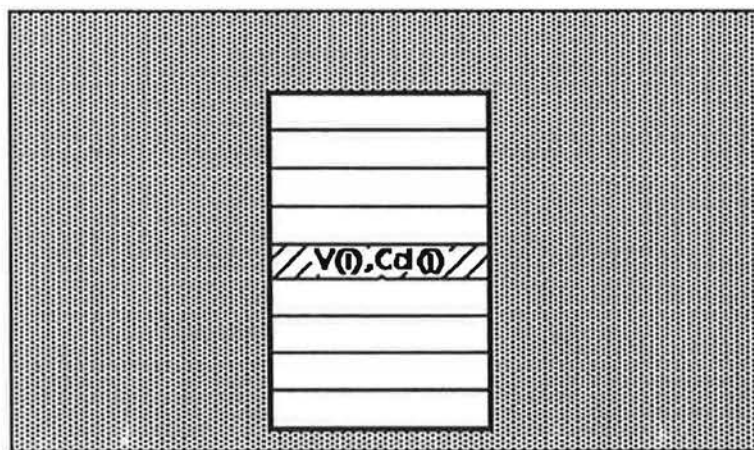


Fig.2.3: discrétisation de l'ouverture en des petites sections S_j caractérisée chacune par une vitesse $V(l)$ et un coefficient de décharge $C_d(l)$.

Dans le cas où l'on désire calculer les vitesses d'air dans l'ouverture, l'hypothèse d'un seul coefficient de décharge attribué à la grande ouverture revient à supposer que les $C_d(l)$ sont égaux. Par contre, si l'on veut s'arrêter au calcul des débits, on pourrait dire dans ce cas que C_d est le barycentre de $C_d(l)$.

- On se place dans le cas d'un régime établi, le comportement transitoire des flux dû à une légère évolution dans le temps des conditions aux limites, n'est pas pris en compte.
- Les effets de turbulence dus aux fluctuations des champs de pression dans les zones sont négligés.

2.3 Equations générales

En se basant sur les hypothèses précédentes, les solutions analytiques du problème de l'écoulement d'air entre zones, à travers une grande ouverture (cf. Fig.2.4), sont exposées :

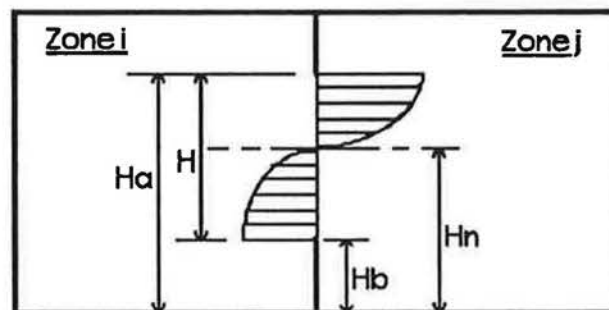


Fig. 2.4: les diverses dimensions utilisées dans l'étude de l'écoulement à travers une grande ouverture.

L'étude concerne les deux modes de transfert aéraulique, la convection naturelle et la convection mixte.

On établira d'abord des solutions en supposant les zones isothermes, puis on étudiera l'influence de la stratification de température sur l'écoulement.

Pour chaque cas étudié, l'existence d'une ou de plusieurs zones neutres dans l'ouverture sera discutée.

Les notations sont les suivantes :

- Hb cote du bord bas de l'ouverture ;
- Ha cote du bord haut de l'ouverture ;
- Hn cote de la zone neutre ;
- H hauteur de l'ouverture ;
- L largeur de l'ouverture ;
- T_i température dans la zone i ;
- T_j température dans la zone j .

- $Q_{mb}(H_b, H_n)$ le débit massique qui traverse la section basse de l'ouverture .
 $Q_{ma}(H_n, H_a)$ le débit massique qui traverse la section haute de l'ouverture .
 Q_{mv} le débit massique de renouvellement d'air .

Le plan de référence est pris au niveau du sol .

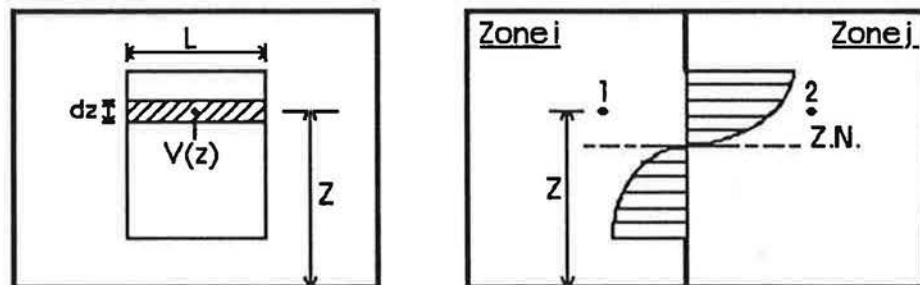
L'air est assimilé à un gaz parfait, on peut négliger les variations de pression absolue (au sens de l'équation d'état).

$$\rho_1 \cdot T_1 = \rho_2 \cdot T_2 = \text{constante} .$$

2.31 Expression vitesse-différence de pression

Pour calculer la vitesse de l'écoulement au niveau de l'ouverture, en fonction des champs de pression qui règnent dans les deux zones, on applique le théorème de Bernoulli le long d'un filet fluide qui parcourt un trajet entre les deux points 1 et 2 . Ces deux points sont situés à un même niveau z .

La section de passage $dS = L \cdot dz$ du filet fluide dans l'ouverture est caractérisée par une vitesse uniforme $V(z)$.



L'application du théorème de Bernoulli donne :

$$\frac{P_i(z)}{\rho \cdot g} + z + \frac{V_1(z)^2}{2 \cdot g} = \frac{P_j(z)}{\rho \cdot g} + z + \frac{V_2(z)^2}{2 \cdot g} + \zeta \cdot \frac{V(z)^2}{2 \cdot g}$$

- $P_i(z)$ pression dans la zone i au niveau du point 1 ;
 $P_j(z)$ pression dans la zone j au niveau du point 2 ;
 $V_1(z)$ vitesse de l'air dans la zone i au niveau du point 1 ;
 $V_2(z)$ vitesse de l'air dans la zone j au niveau du point 2 ;
 ρ masse volumique de l'air traversant l'ouverture ;
 ζ coefficient de perte de charge de l'ouverture .

L'écoulement étant considéré comme gravitationnel, on néglige V_i^2 et V_j^2 .

D'où on obtient finalement :

$$\frac{P_i(z)}{\rho \cdot g} = \frac{P_j(z)}{\rho \cdot g} + \zeta \frac{V(z)^2}{2 \cdot g} \Rightarrow V(z) = \frac{1}{\sqrt{\zeta}} \sqrt{\frac{2|\Delta P|}{\rho}}$$

Par analogie avec l'expression de la vitesse établie dans le cas d'un écoulement à travers un orifice, on peut écrire :

$$V(z) = C_d \sqrt{\frac{2|\Delta P|}{\rho}} \quad \text{avec} \quad C_d = \frac{1}{\sqrt{\zeta}}$$

2.32 Expression générale du débit

L'expression générale du débit massique traversant une section élémentaire dS est :

$$dQ_m = \rho(z) \cdot V(z) \cdot dS = C_d \cdot L \cdot \sqrt{2 \cdot \rho(z) \cdot |\Delta P(z)|} \cdot dz$$

Le calcul des débits massiques traversant une grande ouverture dépend de l'existence d'une ou de plusieurs zones neutres dans l'ouverture.

Pour simplifier l'exposé, nous allons résoudre analytiquement, pour chacune des hypothèses (zones isothermes ou stratifiées), l'équation générale du débit massique traversant une section comprise entre les cotes z_1 et z_2 , dans laquelle l'écoulement est monodirectionnel :

$$Q_m(z_1, z_2) = C_d \cdot L \cdot \int_{z_1}^{z_2} \sqrt{2 \cdot \rho(z) \cdot |\Delta P(z)|} \cdot dz$$

Les débits seront exprimés en valeur absolue.

Convention :

Convention de signe : tout débit entrant dans une zone est compté positivement, tout débit sortant est compté négativement.

2.33 Cas des zones isothermes

Dans ce cas, les températures T_i et T_j sont uniformes dans leurs zones respectives. Les pressions dans les zones sont linéaires, elles s'expriment par :

$$P_i(z) = P_{oi} - \rho_i \cdot g \cdot z$$

$$P_j(z) = P_{oj} - \rho_j \cdot g \cdot z$$

$$\Delta P(z) = P_i(z) - P_j(z) = (P_{oi} - P_{oj}) - (\rho_i - \rho_j) \cdot g \cdot z$$

$$\Delta P(z) = \Delta P_o - \Delta \rho \cdot g \cdot z$$

Les inconnues dans cette équation sont les pressions au niveau de référence P_{oi} et P_{oj} .

Vue la linéarité des équations de pression en fonction de la hauteur, une seule zone neutre peut exister dans l'ouverture. Exprimons $\Delta P(z)$ en fonction de H_n :

$$\Delta P(H_n) = \Delta P_o - \Delta \rho \cdot g \cdot H_n \Rightarrow H_n = \frac{\Delta P_o}{\Delta \rho \cdot g}$$

$$\text{d'où : } \Delta P(z) = \Delta \rho \cdot g \cdot H_n - \Delta \rho \cdot g \cdot z = \Delta \rho \cdot g \cdot (H_n - z)$$

La vitesse sera :

$$V(z) = C_d \cdot \sqrt{\frac{2 |\Delta \rho \cdot g \cdot (H_n - z)|}{\rho}}$$

Le débit massique $Q_m(z_1, z_2)$ est :

$$Q_m(z_1, z_2) = C_d \cdot L \int_{z_1}^{z_2} \sqrt{2 \cdot \rho \cdot |\Delta \rho \cdot g \cdot (H_n - z)|} \cdot dz$$

Deux cas peuvent se présenter concernant la position de la zone neutre dans le plan de l'ouverture :

Cas1 : La zone neutre existe dans l'ouverture $H_b \leq H_n \leq H_a$ (cf. Fig.2.5, 2.6)

Deux débits traversent l'ouverture $Q_{ma}(H_n, H_a)$ et $Q_{mb}(H_b, H_n)$ tel que :

$$Q_{ma}(H_n, H_a) = C_d \cdot L \cdot \int_{H_n}^{H_a} \sqrt{2 \cdot \rho_a \cdot g \cdot (H_n - z)} \cdot dz$$

$$Q_{ma}(H_n, H_a) = \frac{2}{3} C_d \cdot L \cdot \sqrt{2 \cdot \rho_a \cdot g \cdot | \Delta p |} \cdot (H_a - H_n)^{3/2}$$

et :

$$Q_{mb}(H_b, H_n) = C_d \cdot L \cdot \int_{H_b}^{H_n} \sqrt{2 \cdot \rho_b \cdot g \cdot (H_n - z)} \cdot dz$$

$$Q_{mb}(H_b, H_n) = \frac{2}{3} C_d \cdot L \cdot \sqrt{2 \cdot \rho_b \cdot g \cdot | \Delta p |} \cdot (H_n - H_b)^{3/2}$$

ρ_a masse volumique de l'air traversant le haut de l'ouverture;

ρ_b masse volumique de l'air traversant le bas de l'ouverture.

L'expression de H_n en fonction de H_a , H_b , ρ_a et ρ_b peut être obtenue à partir de l'équation de bilan massique.

Dans le cas d'une convection naturelle, on a $Q_{ma}(H_n, H_a) = Q_{mb}(H_b, H_n)$

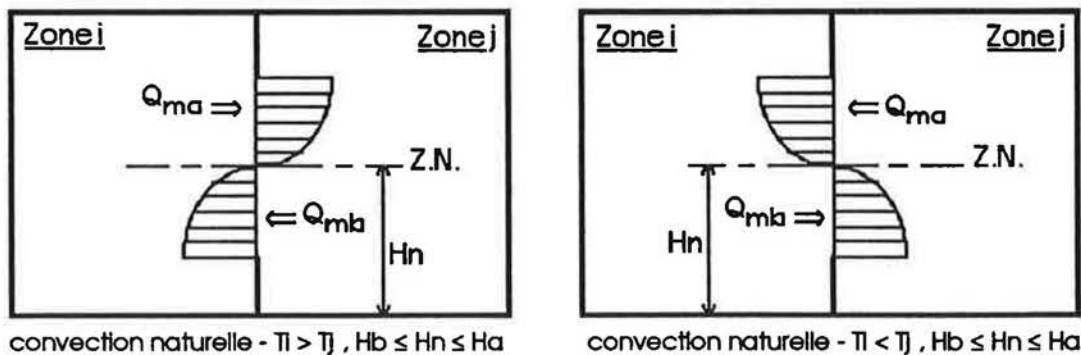


Fig.2.5: cas où la zone neutre existe dans l'ouverture pour un écoulement par convection naturelle entre zones.

$$\frac{2}{3} C_d \cdot L \cdot \sqrt{2 \cdot \rho_a \cdot g \cdot | \Delta p |} \cdot (H_a - H_n)^{3/2} = \frac{2}{3} C_d \cdot L \cdot \sqrt{2 \cdot \rho_b \cdot g \cdot | \Delta p |} \cdot (H_n - H_b)^{3/2}$$

$$\sqrt{\rho_a} \cdot (H_a - H_n)^{3/2} = \sqrt{\rho_b} \cdot (H_n - H_b)^{3/2}$$

En prenant :

$$Z_n = H_n - H_b \Rightarrow H_a - H_n = H - Z_n$$

d'où :

$$H - Z_n = \left(\frac{\rho_b}{\rho_a}\right)^{1/3} \cdot Z_n \Rightarrow Z_n = \frac{H}{\left(1 + \left(\frac{\rho_b}{\rho_a}\right)^{1/3}\right)}$$

Dans le cas d'une convection mixte, et selon les conditions de températures dans les zones, on aura :

- Si $T_i > T_j$:

$$Q_{mv} - Q_{ma} + Q_{mb} = 0$$

$$Q_{mv} - \frac{2}{3} C_d \cdot L \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot |\Delta p|} \cdot \left[\sqrt{\rho_a} \cdot (H_n - Z_n)^{3/2} - \sqrt{\rho_b} \cdot Z_n^{3/2} \right] = 0$$

- Si $T_i < T_j$:

$$Q_{mv} + Q_{ma} - Q_{mb} = 0$$

$$Q_{mv} + \frac{2}{3} C_d \cdot L \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot |\Delta p|} \cdot \left[\sqrt{\rho_a} \cdot (H_n - Z_n)^{3/2} - \sqrt{\rho_b} \cdot Z_n^{3/2} \right] = 0$$

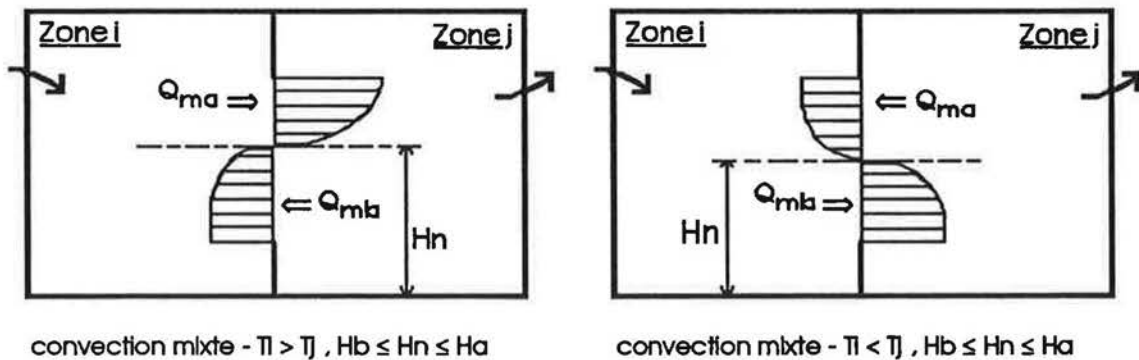


Fig. 2.6: cas où la zone neutre se trouve dans l'ouverture pour une entrée d'air dans la zone i et une extraction dans la zone j.

Le type d'équations obtenu étant non-linéaire, la position de la zone neutre ne peut être obtenue que par une méthode par itérations successives.

Cas 2 : La zone neutre se trouve hors de l'ouverture $H_n \leq H_b$ ou $H_n \geq H_a$

Un seul débit traverse l'ouverture, dans un sens ou dans un autre :

$$Q_m(H_b, H_a) = \frac{2}{3} C_d \cdot L \cdot \sqrt{2 \cdot \rho \cdot |\Delta p|} \cdot \left| |H_a - H_n|^{3/2} - |H_b - H_n|^{3/2} \right|$$

Ce cas ne peut pas être rencontré en convection naturelle lorsqu'il s'agit d'un bizona étanche. Dans le cas où l'entrée d'air s'effectue dans la zone i et l'extraction dans la zone j, on peut obtenir les schémas suivants (cf. Fig. 2.7).

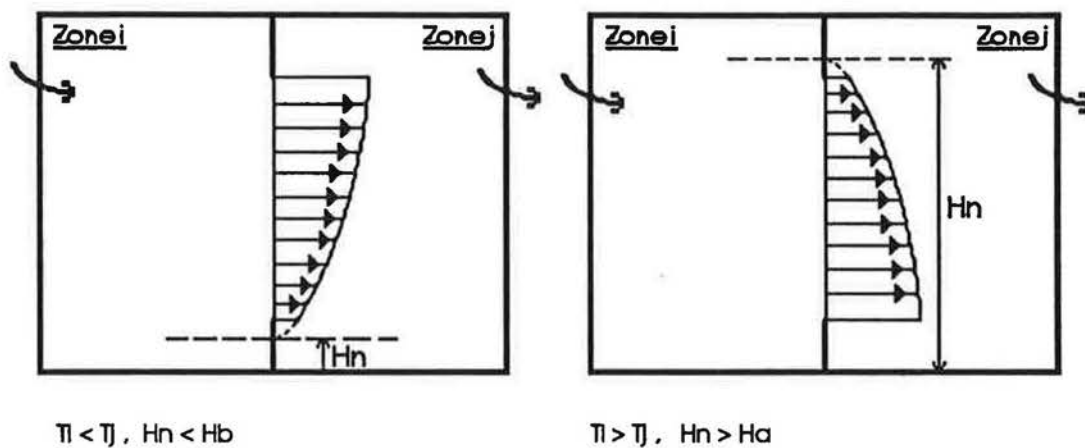


Fig. 2.3: cas où la zone neutre se trouve hors de l'ouverture, pour une entrée d'air dans la zone i et une extraction dans la zone j.

2.34 Cas des zones stratifiées

On se propose d'étudier le cas des profils linéaires de température dans les zones :

$$T_I(z) = T_{oI} - \alpha_I \cdot z$$

$$T_J(z) = T_{oJ} - \alpha_J \cdot z$$

α_I et α_J sont les coefficients de stratification dans les zones I et J.

Les pressions dans les zones s'expriment par :

$$P_I(z) = P_{oI} - \int_0^z \rho_I(z) \cdot g \cdot dz$$

$$P_J(z) = P_{oJ} - \int_0^z \rho_J(z) \cdot g \cdot dz$$

La masse volumique $\rho_I(z)$ correspondant à la température $T_I(z)$ s'exprime en fonction de

ρ_{oI}, T_{oI} par :

$$\rho_I(z) = \frac{\rho_{oI} \cdot T_{oI}}{T_I(z)} = \frac{\rho_{oI} \cdot T_{oI}}{T_{oI} + \alpha_I \cdot z} = \frac{\rho_{oI} \cdot T_{oI}}{T_{oI} \left(1 + \frac{\alpha_I \cdot z}{T_{oI}}\right)}$$

$$\rho_I(z) = \rho_{oI} \cdot \left(1 + \frac{\alpha_I \cdot z}{T_{oI}}\right)^{-1}$$

Or, puisque $\alpha_I \cdot z / T_{oI} < 1$ (ex. $\alpha_I = 2\text{K/m}$, $T_{oI} = 300\text{K}$, $z = 2.5\text{m} \rightarrow \alpha_I \cdot z / T_{oI} = 0.016$), on peut faire un développement limité au premier ordre, on obtient alors :

$$\rho_I(z) = \rho_{oI} \cdot \left(1 - \frac{\alpha_I \cdot z}{T_{oI}}\right)$$

$$\rho_J(z) = \rho_{oJ} \cdot \left(1 - \frac{\alpha_J \cdot z}{T_{oJ}}\right)$$

$$\Delta p(z) = \rho_I(z) - \rho_J(z) = (\rho_{oI}(z) - \rho_{oJ}(z)) - \left(\frac{\alpha_I \cdot \rho_{oI}}{T_{oI}} - \frac{\alpha_J \cdot \rho_{oJ}}{T_{oJ}}\right) z$$

Si on prend :

$$\Delta \rho_o = \rho_{oI} - \rho_{oJ} \quad \text{et} \quad \Delta \left(\frac{\rho \cdot \alpha}{T}\right)_0 = \frac{\alpha_I \cdot \rho_{oI}}{T_{oI}} - \frac{\alpha_J \cdot \rho_{oJ}}{T_{oJ}}$$

On obtient :

$$\Delta\rho(z) = \Delta\rho_0 - \Delta\left(\frac{\rho \cdot \alpha}{T}\right)_0 \cdot z$$

$$\Delta P(z) = \Delta P_0 - \int_0^z \Delta\rho(z) \cdot g \cdot dz = \Delta P_0 - g \int_0^z (\Delta\rho_0 - \Delta\left(\frac{\rho \cdot \alpha}{T}\right)_0 \cdot z) \cdot dz$$

$$\Delta P(z) = \Delta P_0 - \Delta\rho_0 \cdot g \cdot z + \frac{1}{2} g \cdot \Delta\left(\frac{\rho \cdot \alpha}{T}\right)_0 \cdot z^2$$

Le fait de prendre en compte la stratification de température dans les zones, transforme les profils des pressions d'une forme linéaire à une forme parabolique.

La position du plan neutre est déterminé par :

$$\Delta P_0 - \Delta\rho_0 \cdot g \cdot Hn + \frac{1}{2} g \cdot \Delta\left(\frac{\rho \cdot \alpha}{T}\right)_0 \cdot Hn^2 = 0$$

L'équation obtenue est une équation du second ordre, elle peut avoir deux racines complexes, une racine double ou deux racines réelles.

Physiquement, on ne tient compte que de l'existence des solutions réelles, c.à.d. de l'existence d'une seule ou de deux zones neutres dans le plan de l'ouverture.

L'expression de la vitesse d'air à un niveau z est :

$$V(z) = C_d \cdot \sqrt{\frac{2 \left| \Delta P_0 - \Delta\rho_0 \cdot g \cdot z + \frac{1}{2} g \cdot \Delta\left(\frac{\rho \cdot \alpha}{T}\right)_0 \cdot z^2 \right|}{\rho_k(z)}}$$

$$\rho_k(z) = \rho_{ok} \left(1 - \frac{\alpha_k \cdot z}{T_{ok}}\right)$$

$\rho_k(z)$ est la masse volumique de l'air emporté par le flux.

Le débit massique $Q_m(z_1, z_2)$ est :

$$Q_m(z_1, z_2) = C_d \cdot L \cdot \int_{z_1}^{z_2} \sqrt{2 \cdot \rho_k(z) \left| \Delta P_0 - \Delta\rho_0 \cdot g \cdot z + \frac{1}{2} g \cdot \Delta\left(\frac{\rho \cdot \alpha}{T}\right)_0 \cdot z^2 \right|} \cdot dz$$

Cette intégrale n'a pas de solution analytique simple, d'où la nécessité de recourir à une méthode numérique pour calculer les débits.

3. L'APPROCHE THEORIQUE UTILISEE DANS LE CAS D'UNE CONVECTION NATURELLE

Pour étudier le transfert d'air entre zones, dans le cas d'une convection naturelle, on considère toujours l'hypothèse des zones isothermes.

Les débits massiques qui traversent l'ouverture, de part et d'autre de la zone neutre sont :

$$Q_{ma}(H_n, H_a) = Q_{mb}(H_b, H_n) = Q_m$$

Le flux de chaleur net échangé entre les zones est :

$$\phi = C_p \cdot Q_m \cdot \Delta T$$

ΔT est une différence de température caractéristique du problème, plusieurs définitions sont envisageables.

Exprimons ce transfert de chaleur sous forme adimensionnelle :

$$Q_m = \frac{2}{3} C_d \cdot L \cdot \sqrt{2 \cdot \rho_b \cdot g \cdot |\Delta p|} \cdot Z_n^{3/2}$$

$$Z_n^{3/2} = \left[\frac{H}{1 + \left(\frac{\rho_b}{\rho_a}\right)^{1/3}} \right]^{3/2}$$

$$Q_m = \frac{C_d \cdot C_r}{3} \cdot L \cdot \sqrt{\rho_b \cdot g \cdot |\Delta p|} \cdot H^{3/2}$$

avec :

$$C_r = \left[\frac{2}{1 + \left(\frac{\rho_b}{\rho_a}\right)^{1/3}} \right]^{3/2}$$

On peut écrire :

$$\rho_b \cdot g \cdot |\Delta p| = \rho_b \cdot g \cdot \bar{\rho} \cdot \frac{\Delta p}{\bar{\rho}} = \rho_b \cdot g \cdot \bar{\rho} \cdot \beta \cdot \Delta T$$

En approximant $\rho_b \cdot \bar{\rho}$ avec $\bar{\rho}^2$, et en introduisant le terme v dans l'équation, on obtient :

$$Q_m = \frac{C_d \cdot C_r}{3} \cdot L \cdot \bar{\rho} \cdot v \cdot \sqrt{\frac{\beta \cdot g \cdot \Delta T \cdot H^3}{v^2}}$$

$$Q_m = \frac{C_d \cdot C_r}{3} \cdot L \cdot \bar{\rho} \cdot v \cdot \sqrt{Gr_H}$$

$$\Phi = C_p \cdot Q_m \cdot \Delta T = h_c \cdot S \cdot \Delta T \Rightarrow h_c = \frac{C_p \cdot Q_m}{S}$$

S surface de l'ouverture.

Le nombre de Nusselt, basé sur la hauteur de l'ouverture, est égal à :

$$Nu_H = \frac{h_c \cdot H}{\lambda} = \frac{C_p \cdot Q_m \cdot H}{\lambda \cdot L \cdot H} = \frac{C_p \cdot Q_m}{\lambda \cdot L}$$

$$Nu_H = \frac{C_d \cdot Cr}{3} \cdot \frac{C_p \cdot \bar{v}}{\lambda} \sqrt{Gr_H} = \frac{C_d \cdot Cr}{3} \cdot Pr \sqrt{Gr_H}$$

$$Nu_H = \frac{C}{3} \sqrt{Gr_H} \cdot Pr \quad \text{avec} \quad C = \frac{C_d \cdot Cr}{3}$$

h_c coefficient de transfert de chaleur par convection naturelle ($W/m^2 \cdot K$);

C_p capacité thermique massique à pression constante ($J/kg \cdot K$);

ν viscosité cinématique de l'air (m^2/s);

λ conductivité thermique ($W/m^2 \cdot K$);

Remarque: Dans le domaine usuel d'utilisation de ce type de corrélation, $Cr \approx 1$ et $C = C_d$. par exemple, pour $T_a = 30^\circ C$ et $T_b = 20^\circ C$, il vient $Cr = 0.9916$.

CHAPITRE 3

**ETAT DES CONNAISSANCES
ANTERIEURES**

Résumé

Du fait de la complexité du phénomène physique, les chercheurs spécialistes dans le domaine des transferts d'air entre pièces n'ont pu donner une solution générale au problème. Chacun a traité un aspect bien particulier qui correspondait à ses besoins et à ses moyens.

Malgré les efforts de certains auteurs (cf.(13)) pour rassembler des résultats encore dispersés, on est loin d'avoir établi un recueil des cas traités qui faciliterait la comparaison des résultats et qui permettrait de dégager les lacunes existantes.

Dans ce chapitre, nous exposerons quelques résultats des travaux menés, depuis plusieurs années, sur ce sujet. Ces travaux sont en général des études à caractère théorique et expérimental.

Dans l'approche théorique, nous exposerons les différents modèles conçus pour traiter le problème de la ventilation et des infiltrations d'air dans le bâtiment, et ce sans tenir compte de la présence des grandes ouvertures. Nous montrerons par la suite le type de modélisation retenu dans de nombreux codes de simulation multizones, pour représenter le comportement des grandes ouvertures.

En ce qui concerne l'approche expérimentale, nous présenterons les travaux réalisés, d'une part sur des cellules à échelle réduite, et d'autre part sur des cellules à échelle réelle. A l'issue de cette présentation, nous analyserons les principaux résultats obtenus.

1. LA MODELISATION NUMERIQUE DES MOUVEMENTS D'AIR DANS LE BATIMENT

1.1 Les principaux modèles de calcul (cf. (14,15,16))

1.11 Les modèles approximatifs

Ce sont les modèles les plus simples. La méthode de modélisation consiste à utiliser une valeur constante pour le taux de renouvellement d'air, soit de l'ensemble du logement, soit de chaque pièce, indépendamment de l'évolution des conditions extérieures ou intérieures. Cette méthode est basée sur des études statistiques, effectuées sur de nombreux bâtiments.

Malgré ses limites au niveau de la précision du calcul, ce type de modèles, de part sa simplicité, est utilisé dans de nombreux codes de calcul. Il peut être bien adapté à certains objectifs de simulation (évaluation de performances relatives en moyennes annuelles).

1.12 Les modèles régressifs

Les modèles régressifs consistent à relier, sous forme linéaire, les débits d'infiltration aux sollicitations telles que la vitesse du vent et la différence de température, cela donne :

$$Q = a + b.\Delta T + c.V$$

Q Débit d'infiltration (m³/h);

ΔT Différence de température moyenne entre l'intérieur et l'extérieur (°C);

V Vitesse du vent (m/s);

a,b,c sont les coefficients de régression qui dépendent du site et du bâtiment.

Ces modèles ne donnent une précision satisfaisante que pour le site et le bâtiment pour lesquels les paramètres a, b et c ont été identifiés. Toute extrapolation à d'autres environnements climatiques ou à d'autres configurations de bâtiments est hasardeuse voire impossible.

1.13 Les modèles fins monozones

Ces modèles utilisent l'ensemble des relations mathématiques régissant le transfert d'air dans le bâtiment. L'ambiance intérieure du logement est considérée comme une zone unique à température uniforme.

Les ouvertures de ventilation dans les façades, les toitures et les planchers sont simulés dans ces modèles en tant qu'éléments perméables à l'air. Le débit massique d'air qui traverse chaque élément perméable est relié à la différence de pression entre l'intérieur et l'extérieur par une loi non-linéaire du type (cf.(17)):

$$m'i = C.S. \sqrt{\rho} .(\Delta Pi)^n$$

$m'i$ Débit massique à travers l'élément i .

C Coefficient de débit.

S Section de passage de l'air.

ρ Masse volumique de l'air.

ΔPi Différence de pression entre l'intérieur et l'extérieur, de part et d'autre de l'élément i (Pa).

n Exposant qui dépend de l'écoulement et des caractéristiques géométriques de l'ouverture. Théoriquement $0.5 \leq n \leq 1$.

La conservation de la masse d'air dans le logement permet d'évaluer la pression interne et ainsi de calculer les débits traversant les différents éléments perméables.

1.14 Les modèles fins multizones

Les modèles exposés ci-avant n'offrent pas la possibilité de calculer le déplacement de l'air d'un espace intérieur à l'autre. Ils ne permettent pas ainsi d'étudier des phénomènes comme la qualité de l'air intérieur, le mouvement des fumées d'incendies dans un bâtiment, l'évaluation de la performance du système de ventilation, etc

Les modèles fins sont conçus pour répondre à de telles exigences. Il s'agit d'une extension des modèles fins monozones, mais ils sont beaucoup plus complexes. Ils tiennent compte de la disparité des températures dans les différentes zones du bâtiment. Les débits qui transitent dans le bâtiment regroupent les infiltrations, les débits de ventilation et les débits entre zones. La loi qui relie le débit et la différence de pression à travers un élément perméable est la même loi utilisée dans les modèles fins monozones.

Dans les modèles multizones, un bâtiment est schématisé par un réseau où les noeuds représentent des régions de pressions différentes (zones), reliées entre elles par des ouvertures (connections).

Mathématiquement, ce schéma est décrit par un système d'équations non-linéaires ($m=f(\Delta P)$), les inconnues étant les pressions aux différents noeuds.

La conservation de la masse d'air sur chaque noeud permet la résolution de ces équations, par une méthode d'itérations numériques, et ainsi le calcul des débits à travers chaque élément perméable.

Bien que des progrès aient été constatés dans des domaines importants tels que l'estimation de la pression due au vent, et l'étude des mouvements d'air entre zones, l'utilisation de ces modèles reste difficile. Outre le matériel informatique lourd dont on doit disposer, ces modèles requièrent un nombre considérable de données à l'entrée et nécessitent un temps de calcul important.

1.2 Intégration d'une grande ouverture dans les modèles multizones

Si la section de passage de l'air est de faible extension verticale, on pourra négliger les variations de la différence de pression avec la hauteur et l'écoulement sera monodirectionnel. Ce n'est pas le cas des grandes ouvertures.

A cause des différences de température entre zones, une grande ouverture est souvent le siège de deux courants simultanés, monodirectionnels, mais de sens inverses. Ces deux courants ne peuvent pas être simulés par une seule équation de débit.

Walton et Roldan ont été les premiers (cf.(18,19,20)) à proposer une méthode pour modéliser le comportement des grandes ouvertures. Cette méthode consiste à décrire une grande ouverture comme une conjonction des petites ouvertures en parallèles, avec seulement un seul sens de débit permise par ouverture.

Chaque ouverture est simulée en utilisant l'équation non-linéaire du débit, exprimée en fonction de la différence de pression locale (correspondant à la position de l'ouverture ou hauteur de tirage).

Si H est la hauteur de la grande ouverture, la hauteur de la petite ouverture sera $h=H/n$; n est le nombre des ouvertures élémentaires. La détermination de n est laissée au choix de l'utilisateur.

Cette méthode, qui consiste à définir une grande ouverture comme un ensemble d'éléments perméables, a été utilisée dans les différents modèles multizones développés plus tard (cf.(52)).

Walton a procédé à une validation de cette méthode en comparant les résultats de simulation avec les résultats expérimentaux de Weber, exprimés sous forme de la corrélation $Nu = 0.26 \sqrt{Gr} .Pr$, il a trouvé que les résultats sont très comparables à condition de diviser la grande ouverture en deux parties, et de calculer les différences de pression à des hauteurs de tirage de $(5/18)H$ et $(13/18)H$ (cf.(20)).

1.3 Les modèles de simulation multizones existants actuellement

Depuis plusieurs années, la nécessité d'appréhender les mécanismes régissant les mouvements d'air dans le bâtiment, a amené des chercheurs dans différents pays, à entreprendre un important travail de modélisation et d'élaboration de logiciels de simulation. Chaque auteur avait pour but de développer le logiciel qui satisfaisait ses propres objectifs.

Actuellement, on dispose de plusieurs modèles de simulation, plus ou moins complexes, qui n'offrent pas les mêmes possibilités de traitement.

Dans les paragraphes qui suivent, nous allons présenter les différents modèles de simulation multizones, ayant été recensés d'une part en France, et d'autre part à l'étranger, en nous basant principalement sur des synthèses déjà existantes (cf.(14,21)).

Cette présentation consiste en une explication rapide de certains éléments qui caractérisent ces modèles : les équations de débits à travers les grandes ouvertures, la modélisation du système de ventilation mécanique, l'algorithme utilisé pour résoudre le système d'équations non-linéaires, ainsi que le langage informatique utilisé pour la traduction du modèle.

On ne prétend pas d'avoir identifié tous les modèles existants, néanmoins, il s'agit des modèles les plus connus dans l'univers des codes de simulation thermiques du bâtiment.

1.31 Les modèles développés en France

- Modèles BILGA-BILBO (cf.(22))

Depuis 1981, un axe de recherche F.N.B.-C.E.B.T.P. a permis le développement de deux logiciels de simulation de comportement hygrothermique du bâtiment : BILGA et BILBO. BILGA est écrit en Fortran IV sur HP1000, tandis que BILBO est développé en Fortran 77 et GW BASIC sur IBM-XT/AT.

Les deux logiciels ne se diffèrent pas au niveau du calcul des échanges aérauliques. Ces échanges sont traités selon deux options :

- débits imposés;
- débits calculés en fonction des paramètres suivants :
 - perméabilité globale des parois;
 - perméabilités des ouvrants en position fermée (intégration des débits en position ouverte);
 - relation débit-perte de charge des bouches d'entrée d'air, d'extraction d'air et des ventilateurs.

Les différents éléments intervenant dans le transfert d'air sont classés en deux catégories :

- Éléments à un seul débit (entrant ou sortant mais pas les deux simultanément) : la relation débit-différence de pression est de la forme:

$$Q = 0.83.A.\Delta P^{0.5} \quad (\text{m}^3/\text{s})$$

A est la surface de l'élément (m²).

- Éléments à deux débits (entrant et sortant simultanément) :
Pour un élément de hauteur dz, on considère la relation suivante:

$$dQ = K_p.L.\Delta P(z)^n.dz \quad (\text{m}^3/\text{s})$$

- K_p coefficient de perméabilité à l'air de l'élément ;
- L largeur de l'ouverture (m);
- ΔP(z) différence de pression relative à la hauteur z (Pa);
- n exposant variant suivant le type de l'élément.

En fonction de la position du plan neutre dans l'ouverture et des valeurs des masses volumiques dans les zones situées de part et d'autre de l'ouverture, les débits à travers une grande ouverture sont obtenus par intégration de l'équation précédente sur la hauteur de l'ouverture.

En écrivant les bilans massiques des zones formant le bâtiment et en linéarisant les équations de débit, on obtient un système d'équations linéaires de type $A.X = C$ qu'on résout par itérations successives.

- **Modèle SIREN2** (cf.(23))

C'est un programme développé au CSTB de Champs-Sur-Marne, dans le cadre de travaux sur l'évaluation des systèmes de ventilation. Il est rédigé en Fortran et tourne sur un ordinateur VAX/VMS.

Ce modèle a pour objet de déterminer, à un instant donné, les débits d'air et les pressions dans les différentes zones d'un logement, en fonction de la température dans chaque zone, des pressions du vent et des caractéristiques de l'installation (entrées d'air, bouches d'extractions, dimensions des ouvrants, perméabilité du logement).

Il existe en deux versions selon que l'on désire prendre en compte ou non la compressibilité de l'air dans les pièces.

Les différents éléments perméables sont modélisés de la façon suivante :

- La perméabilité du logement est fixée et répartie au choix de l'utilisateur.
- Selon qu'il s'agisse d'un aspirateur statique ou d'un extracteur mécanique, le système de ventilation est caractérisé par la courbe débit-pression correspondante.
- Les ouvertures à deux débits sont modélisées à partir de l'équation du débit élémentaire :

$$dm = Cd.L.\sqrt{(2.p.\Delta P)}.dz$$

dm débit massique à travers une section élémentaire de hauteur dz (Kg/s);

Cd coefficient de décharge supposé constant;

L largeur de l'ouverture (m);

ΔP différence de pression de part et d'autre de l'ouverture (Pa).

En établissant les équations du bilan de masse pour chaque zone, on obtient un système d'équations non-linéaires qu'on résout par une méthode numérique basée sur l'algorithme de Levenberg Marquardt.

- Modèle ICARE (cf. (24))

ICARE est un logiciel de simulation du comportement thermique d'un bâtiment. C'est un outil simplifié élaboré par le Laboratoire Equipement de l'Habitat de l'INSA de Lyon.

Son élaboration s'est inscrite dans le cadre suivant :

- Possibilité de simuler un bâtiment multizone.
- Intégration au logiciel des échanges d'air entre zones et des infiltrations.

Ce modèle propose un traitement des transferts d'air à trois niveaux optionnels :

1- méthode détaillée : elle s'appuie sur les travaux de G.N. Walton et de A. Roldan. Elle prend en compte les différents phénomènes intervenant dans le calcul des infiltrations et permet de traduire les mouvements d'air interne. La ventilation mécanique intervient par une valeur fixe de débit extrait dans certains zones.

2- méthode simplifiée : le principe est le suivant :

- les débits occasionnés par le vent sont calculés, une fois pour toutes, pour une certaine gamme de conditions climatiques (vitesse et direction du vent);
- les débits dus au tirage thermique sont calculés pour chaque zone et pour un couple température extérieure - température intérieure.

Le débit résultant est calculé à chaque pas de temps en prenant la racine carrée de la somme quadratique des débits dus au vent et au tirage thermique.

3- méthode très simplifiée : il s'agit d'imposer des taux de renouvellement d'air constants par zone.

Dans ces deux dernières méthodes, les mouvements d'air interne ne sont pas pris en compte.

- Modèle COSVENT (cf.(14))

Le développement d'un modèle multizone a été entrepris par le COSTIC dès 1980. La première version de ce modèle a été mise au point en 1985. Une deuxième version est en cours de développement.

Ce modèle a été élaboré dans deux optiques :

- Permettre la détermination, sur une période donnée, de la part de déperditions dues à la ventilation.
- Permettre la simulation et l'optimisation de la distribution d'air dans le bâtiment.

Il prend en compte l'effet du vent, du tirage thermique, et simule de manière complète les réseaux d'extraction et de soufflage. La description des réseaux d'extraction est basée sur la théorie des graphes (cf.(25)).

- Modèle Aerogaz (cf.(14))

Ce modèle a été développé par G.D.F-D.E.T.N. sur la base des modèles BILGA-BILBO, dont il reprend les éléments concernant les paramètres climatiques et la perméabilité. Deux objectifs sont visés :

- d'une part, intégrer le modèle dans un code de simulation du comportement des bâtiments et des équipements en régime varié RIGEL (Recherche Informatisée pour la Gestion Energétique des Logements);
- d'autre part, il doit permettre de définir des conseils d'installation du chauffage aéraulique en fonction de la typologie de l'habitat.

- Modèle CLIM (cf.(26))

Développé par le groupe d'études "Thermique du Bâtiment 3 d'E.D.F.(DER-Centre des Renardières), ce modèle permet d'effectuer une simulation en régime transitoire du comportement thermique d'un bâtiment.

L'effet aéraulique est pris en compte par les effets du vent, du tirage thermique, et de la dépression créée par la V.M.C.

Le modèle considère la perméabilité globale de chaque paroi sans chercher à localiser chaque ouverture. La ventilation mécanique intervient par l'intermédiaire des débits fixes des certaines zones.

Ce modèle est en cours de développement et d'amélioration et des éléments nouveaux comme par exemple les grandes ouvertures entre pièces sont maintenant décrites dans cet environnement.

- Modèle INFILTR1 (cf.(15))

Développé par le Laboratoire Equipement de l'Habitat de l'INSA de Lyon, à la demande de l'établissement de Sophia-Antipolis du CSTB, ce programme a pour but de tenir compte d'une description multizone de l'habitat et de considérer les transferts d'air internes lors d'une simulation thermique des bâtiments. Mis au point sur micro-ordinateur HP 9836, il a été ensuite inclus à CSTBât.

Au niveau des paramètres climatiques et de la perméabilité, ce programme prend en compte les mêmes éléments que les codes BILGA-BILBO. La ventilation mécanique intervient pour une valeur fixe de débit extrait dans certaines zones.

Pour ce modèle, il a été effectué:

- des confrontations avec des résultats expérimentaux publiés par EDF;
- une comparaison avec les résultats de simulation faite à l'aide du programme CLIM;
- une étude de sensibilité de paramètres, comparée à celle effectuée sur CLIM.

1.32 Les modèles développés à l'étranger

Le Centre d'Infiltration d'Air (AIC) a publié en 1983 une synthèse portant sur 10 modèles de simulations aérauliques, développés dans 5 pays membres de l'AIC. Parmi ces 10 modèles, 5 seulement sont des modèles multizones.

H.E. FEUSTEL et V.M. KENDON de LBL(Lawrence Berkely Laboratory) ont recensé (cf.(21))10 autres modèles multizones. Pour pouvoir bien décrire ces 15 modèles multizones, ils ont envoyé des questionnaires à tous les auteurs des programmes dans 8 pays (U.K., Finlande, Canada, U.S.A., Danemark, Pays-Bas, R.F.A., Union Soviétique). Les résultats de ces travaux ont été publiés en 1985.

En comparant les modèles entre eux, FEUSTEL et KENDON ont tiré les conclusions suivantes :

- L'équation de débit utilisée pour 12 modèles (parmi les 15) est une loi empirique du type :
 $Q = C.\Delta P^n$.
- Six modèles utilisent la méthode de Newton pour résoudre les équations non-linéaires .
- Les programmes diffèrent par les possibilités qu'ils offrent pour simuler le système de ventilation mécanique. Huit des 15 ne sont pas du tout capable de simuler ce type de système, deux utilisent une méthode simplifiée en fixant les débits de renouvellement d'air et cinq seulement permettent de décrire le système de ventilation mécanique au moyen de sa courbe caractéristique. Ces derniers sont capables de simuler l'interaction entre la ventilation mécanique et la ventilation naturelle.

Dans la liste présentée par ces deux auteurs, nous avons constaté que la présence des grandes ouvertures est prise en compte par huit modèles uniquement. Six de ces modèles sont illustrés par le tableau suivant :

Auteur	Débîts à travers des Grandes Ouverures	Ventilation
D.W. Etheridge British Gas Corporation. U.K.	$Q=A.C.(\Delta P/\rho)^{1/2}$ (m ³ /h)	Débit constant
P.R. Warren, M.D.Perera Building Research Establishement. U.K.	$Q= A.C.(\Delta P/\rho)^{1/2}$ (m ³ /h)	Courbe caractéristique.
P.J. Jackman Building Services Research and Information Association. U.K.	$Q=D.\Delta P^{1/n}$ (m ³ /h)	-
C.Y. Shaw National Research Council. Canada.	$F=K. \Delta P^n$ (Kg/h)	-
G.N. Walton National Bureau of Standard U.S.A.	$F=D.\Delta P^n$ (Kg/h)	-
W.F. de Gids Institute for Environmental Hygiene - TNO. Delft , Pays-Bas	$Q=A.(2\Delta P)^{1/n} .(1/\rho)^{1/2}$ (m ³ /h)	Courbe caractéristique

- A surface (m²);
 C coefficient de flux par unité de surface;
 D coefficient de flux;
 K constante.

2. LES ETUDES EXPERIMENTALES REALISEES

2.1 Les différents dispositifs expérimentaux étudiés

Depuis 1960, de nombreuses équipes de recherches se sont engagées dans la voie expérimentale pour étudier le transfert de chaleur à travers les grandes ouvertures.

Les outils expérimentaux utilisés varient entre les cellules à échelle réduite, où les conditions aux limites sont parfaitement maîtrisables, et les cellules à échelle réelle où l'on peut étudier le phénomène dans les conditions réelles du bâtiment.

Nous allons parcourir rapidement les principaux objectifs qui ont suscités ces études expérimentales, et présenter un sommaire des différents paramètres étudiés.

2.11 Les cellules à échelle réduite

Tous les expérimentateurs travaillant sur ce type de cellules, utilisent les mêmes techniques :

- la cellule expérimentale est une enceinte parallélépipédique bien isolée, munie d'une partition comportant une ouverture;
- l'écart de température de part et d'autre de l'ouverture est établi en chauffant et refroidissant les deux parois faisant face à l'ouverture;
- le transfert de chaleur par convection entre zones est déduit de bilans thermiques effectués sur la cellule d'essais;
- la plupart des tests sont menés en régime établi.

Dans le tableau suivant, sont présentés les principaux travaux réalisés sur des cellules à échelle réduite :

Auteur et Objectifs	Variables expérimentales	ΔT _{surface} ou Puissance de chauffage.
K. YAMAGUCHI (27) : Etablir une corrélation entre transfert de chaleur et écart de température entre zones.	Hauteur, Largeur et Position de l'ouverture.	18-220 W
G.F.JONES et J.D.BALCOMB (28) : Déterminer l'influence de la géométrie du bâtiment sur le transfert de chaleur entre pièces.	Hauteur de l'ouverture, Niveaux des pièces (pièce plus élevée qu'une autre).	250 W
N.N. LIN et B. BEJAN (29) : Etudier l'effet de la présence d'une partition 2D, collée au plancher, sur le transfert de chaleur dans l'enceinte.	Hauteur de l'ouverture au-dessus de la partition.	2-26K
D.D. WEBER (30,31) : Etudier le transfert de chaleur entre zones en fonction des dimensions de l'ouverture, et d'une différence de température caractéristique.	Surface de l'ouverture constante. Différentes hauteurs et largeurs.	
W.G.BROWN et K.R.SOLVASON (53) : Valider une corrélation théorique de type : $Nu=C.Gr^{0.5}.Pr$	Surface de l'ouverture, Rapport épaisseur de l'ouverture sur sa hauteur.	15-85K
M. NANSTEEL et R. GREIF (32,33) : Etudier l'influence de deux types de partitions (2D et 3D)* sur l'écoulement. Dans le cas 2D, examiner l'effet de la position de la partition et de son orientation. Dans le cas 3D, étudier la dépendance du transfert thermique vis-à-vis du nombre de Ra et de la taille de l'ouverture.	<u>Cas 2D</u> : Hauteur de l'ouverture constante = H/2. - partition collée au plafond à diverses positions par rapport au mur chaud. - partition collée au plancher au milieu de l'ouverture. <u>Cas 3D</u> : partition collée au milieu, Largeur de l'ouverture constante, Hauteur de l'ouverture variable.	25-60K

* Partition 2D : la largeur de l'ouverture est égale à la largeur de la partition.
 Partition 3D : la largeur de l'ouverture est inférieure à la largeur de la partition.

2.12 Les cellules à échelle réelle

Si les techniques utilisées dans le cas des cellules à échelle réduite sont les mêmes, les tests réalisés sur des cellules en vraie grandeur, ne sont pas soumis aux mêmes conditions techniques.

Les configurations géométriques étudiées, les systèmes de chauffage et de refroidissement mis en place, et les méthodes utilisées pour mesurer les flux sont assez variés.

Le tableau suivant montre les principaux travaux réalisés sur des cellules à échelle réelle.

Auteur et Objectifs	Conditions expérimentales	ΔT_{air}
D.E.KIEL et D.J.WILSON (34) : Etablir une corrélation qui permet la prédiction de l'échange d'air à travers une porte, pendant un cycle d'ouverture-fermeture de la porte.	- vitesse du mouvement de la porte constante, - pour un écart de température donné, tests répétés pour différentes durées durant lesquelles la porte est laissée ouverte.	3-45K
J.D.BALCOMB et K.YAMAGUCHI (35,36) : Trouver des règles architecturales pour aider à une meilleure distribution de la chaleur à l'intérieur des bâtiments solaires passifs (dimensionnement et répartition des ouvertures entre l'espace solaire et l'intérieur du bâtiment).	- mesures effectuées dans 13 appartements habités, couvrant une large variété de géométries à un ou deux étages. - mesures prises toutes les demi-heures, pendant plusieurs jours.	-
Bal.M.MAHAJAN (37) : Valider les algorithmes existants basés sur l'équation de Bernoulli, pour estimer le transfert de masse et de chaleur, par convection naturelle, à travers les grandes ouvertures.	- deux pièces reliées par une porte mobile. - deux types de tests sont réalisés : 1°- avant de commencer les tests, une pièce est chauffée et l'autre est refroidie, pour débiter les tests, les systèmes de chauffage et de refroidissement sont arrêtés, et la porte entre pièce est ouverte. 2°- on suit la même procédure mais pour un système de chauffage en route pendant la durée de mesures.	2-13K
A.KIRKPATRICK et D.HILL (38,39) : Déterminer l'effet de la différence de température entre zones, de la stratification et de la convection forcée sur le transfert de masse et d'énergie à travers les grandes ouvertures.	- Expériences menées dans un bâtiment solaire à deux étages, modulable en deux et trois zones. - Tests effectués pendant une journée complète. - Réalisation de tests pour un taux de renouvellement d'air de 1.65 V/h.	-
B.H.SHAW (9) : Etudier le problème de l'échange des contaminants entre les pièces d'un hôpital. Etude effectuée en convection naturelle et en convection mixte.	- Etude entre une pièce isolée et un vestibule. - Hauteur de porte constante (2.05m), variation de la largeur de l'ouverture. - Chaque zone possède son propre système de ventilation.	0-12K

Auteur et Objectifs	Conditions expérimentales	ΔT_{air}
K. Van der Maas, C.-A. Roulet (40,41) : Etudier l'évolution dans le temps, de la température intérieure d'une pièce après ouverture d'une fenêtre.	<ul style="list-style-type: none"> - Pièce à structure lourde reliée à l'extérieur par une fenêtre (0.8*1.1m²) - Pour débiter un test, chauffage de la pièce jusqu'à une température donnée puis arrêt du système juste avant l'ouverture de la fenêtre. - Tests réalisés en l'absence du soleil et pour un vent faible < 0.5 m/s. 	$\Delta T < 20^{\circ}\text{C}$
G. Liebecq (42) : - Identification d'un modèle en convection naturelle $Nu/Pr = C.Gr^m$. - Investiguer l'influence de la largeur de l'ouverture.	<ul style="list-style-type: none"> - Deux pièces séparées par une porte de hauteur 2.05 m. - Les deux parois faisant face à l'ouverture sont portées à des températures différentes. - Variation de la largeur de l'ouverture. - Flux de chaleur convectif calculé par bilans thermiques. 	0.6-6°C
F. Allard (43) : Etude expérimentale du transfert de masse et de chaleur, en régime établi, à travers une porte reliant deux pièces.	<ul style="list-style-type: none"> - Deux pièces, reliées par une porte (0.8*2.0 m²), placées dans une ambiance contrôlée. - Les deux parois faisant face à l'ouverture sont portées à des températures différentes. - Flux calculés à partir des profils de vitesse et de température dans l'ouverture. 	2.7-3.8°C

2.2 Analyse des résultats de tests réalisés

2.21 Analyse des tests en régime établi

La revue des recherches antérieures sur le transfert de chaleur entre zones à travers une ouverture, montre que le cas "écoulement par convection naturelle" a reçu plus d'attention que le cas "écoulement par effet combiné convection naturelle - convection forcée".

Il est apparu, à partir de la théorie et des expérimentations, que le transfert de chaleur par convection naturelle entre deux zones, peut être exprimé par une corrélation du type : $Nu/Pr = C/3 \cdot \sqrt{Gr}$, en prenant comme longueur caractéristique la hauteur de l'ouverture.

La valeur de C dépend du choix de l'écart caractéristique de température ΔT et de la géométrie de l'ouverture (cf.(13)).

Selon certains auteurs, Shaw et Whyte (cf.(8)), la différence de température qui aboutit à la meilleure corrélation du flux de chaleur est la différence entre les températures moyennes des deux couches d'air traversant l'ouverture dans les deux sens.

Yamaguchi (cf.(27)) précise qu'on obtient de meilleurs résultats si on tient compte uniquement des températures des volumes d'air dans les pièces, limités par les bords de l'ouverture. Dans ce cas, il obtient, pour des petites ouvertures, un coefficient C supérieur à celui des grandes ouvertures. Ces résultats ne correspondent pas à ceux de Weber sans que pour autant la raison des écarts ait été analysée.

Tous les résultats antérieurs indiquent un faible effet de la largeur de l'ouverture sur le coefficient de transfert de chaleur (cf.(13)).

Les auteurs (cf.(37,38,39)) qui ont mesuré les profils de vitesse et de température dans l'ouverture, ont constaté que la position de la zone neutre est située au-dessus du milieu de l'ouverture. Kirkpatrick a noté que, dans son expérience, la zone neutre est déplacée de 0.3 m vers le haut à partir du milieu de l'ouverture.

2.22 Analyse des tests en régime transitoire

La solution la plus courante pour étudier l'évolution dans le temps des débits d'air dans un bâtiment, consiste à intégrer le modèle de Bernoulli à un code de simulation thermique. Le modèle ainsi utilisé permet de calculer les débits dans un état stable correspondant aux conditions aux limites de chaque pas de temps de simulation du processus dynamique.

L'hypothèse principale prise dans ce cas est de considérer que les flux sont entièrement développés instantanément et qu'il vont suivre l'imposition des nouvelles conditions aux limites à chaque pas de temps (cf.(18)).

Or, certains auteurs ont préféré l'utilisation d'une approche plus simple qui permet une estimation rapide des débits transitoires .

Kiel et Wilson (cf.(34)) ont étudié le flux total, dû au tirage thermique, pour un cycle d'ouverture-fermeture d'une porte reliant une pièce à un espace extérieur. Ils ont donné deux corrélations, fonctions de la période durant laquelle la porte est laissée ouverte (t_h) :

- pour t_h faible , le débit volumique correspondant à cette période demeure stable, il est égal à :

$$Q_n = (C_d/3).L.\sqrt{(2g.B.\Delta T.H^3)}.$$

Le débit total pour un cycle complet sera exprimé en fonction de Q_n :

$$V = Q_n.t$$

$$t = 2t_{eq} + t_h$$

$t_{eq} = (2/\pi)t_o$ uniquement pour une vitesse constante d'ouverture et de fermeture de porte.
 t_o période de déplacement de la porte de la position 0 à la position 90°.

- pour t_h plus importante, le débit correspondant à cette période commence à diminuer à partir du moment où l'air extérieur a rempli plus que la moitié de la pièce. Dans ce cas, la corrélation utilisée est :

$$V = V_{max} (1 - e^{-A(t-B)})$$

A et B sont déterminés par les conditions aux limites.

Théoriquement, V_{max} est égal au volume d'air dans la pièce, limité par le niveau haut de la porte V_H (on suppose que l'air chaud se piège près du plafond et que l'air froid remplit la pièce jusqu'au bord supérieur de la porte).

Les résultats expérimentaux ont montré que V_{max} est légèrement supérieure à V_H , ceci s'explique par le fait qu'une couche d'air intérieur, située au dessus de l'ouverture, participe à l'échange en se mélangeant avec l'air extérieur.

Van der Maas (cf.(40,41)) a regardé le problème d'un autre point de vue, il a étudié l'évolution de la température intérieure d'une pièce après l'ouverture d'une fenêtre.

La réponse transitoire de la température intérieure est modélisée en couplant le modèle de Bernoulli à un modèle thermique des murs. Les murs sont supposés homogènes et représentés par une seule température.

$$T_{in}(t) = T_{wall}(t) - Q/(C2.Si.hc)$$

$$T_{wall}(t) = T_{wall}(0) - (2.Q/(C2.Si.\lambda)).\sqrt{(a.t/\pi)}$$

- Q flux de chaleur à travers la fenêtre (W);
- C2 coefficient de surface;
- Si surface des murs (m^2);
- λ conductivité thermique (W/m.K);
- a diffusivité thermique (m^2/s);
- hc coefficient de flux convectif pris égal à $6 \text{ W/m}^2.K$.

Une confrontation de ce modèle avec les résultats expérimentaux a donné un bon accord.

2.23 L'effet de la turbulence

Lorsqu'on étudie l'écoulement à travers une grande ouverture, on se place toujours dans l'hypothèse d'un écoulement stable.

Or, dans la réalité, les champs de pression de part et d'autre de l'ouverture subissent des fluctuations. On parle ainsi des turbulences agissant sur l'écoulement et qui sont dues à un vent instable pour une ouverture extérieure, et aux défauts d'étanchéité pour une ouverture intérieure. Ces turbulences créent des tourbillons au niveau de l'ouverture et induisent un débit d'air alternatif, entrant et sortant simultanément à travers l'ouverture.

Jusqu'à présent, aucune loi théorique ne nous permet de quantifier ce débit de turbulence. Une corrélation empirique a été proposée par Phaff et de Gids (cf.(51)), elle permet de combiner le débit de l'état stable au débit alternatif. Ce dernier est causé par une pression fluctuante $Pf1$ tel que :

$$Pf1 = (1/2)\rho_m \cdot x \cdot (P_{wind} + P_{therm} + P_{turb})$$

ρ_m masse volumique moyenne de l'air situé de part et d'autre de l'ouverture (Kg/m^3);

x terme correctif qui dépend du type de l'ouverture (porte ou fenêtre);

P_{therm} terme dû au tirage thermique = $0.0035 \Delta T \cdot H$

ΔT différence de température ($^{\circ}\text{C}$);

H hauteur de l'ouverture (m).

Pour une ouverture intérieure :

$$P_{wind} = 0$$

$$P_{turb} = 1/8(0.01 ((1-n)/n)^4)$$

Pour une ouverture extérieure :

$$P_{wind} = 0.001 V_w^2$$

$$P_{turb} = 0.01 ((1-n)/n)^4$$

n exposant de l'expression du flux;

V_w vitesse du vent (m/s).

Le débit de turbulence est calculé par l'équation suivante :

$$Q_{AC} = 1/2 (C(\Delta P + Pf1)^n - Q_{DC})$$

ΔP différence de pression pour un état stable (Pa);

Q_{DC} débit correspondant à l'état stable = $C\Delta P^n$ (m^3/s);

C coefficient de flux.

L'importance de l'échange alternatif dans le processus de l'échange d'air est limitée au cas où les valeurs de la différence de pression de l'état stable n'excèdent pas celles de la pression fluctuante ($\Delta P < Pf1$). Pour des valeurs plus importantes de ΔP , le débit alternatif peut être négligé.

2.34 Visualisation de l'écoulement

Pour comprendre l'aspect qualitatif de l'écoulement entre zones, à travers les grandes ouvertures, certains auteurs ont réalisé des visualisations adaptés à leurs conditions de travail. Les auteurs travaillant sur des maquettes, avec de l'eau comme fluide, ont utilisé une injection colorée (cf.(10,11)). Les autres travaillant sur des cellules à échelle réelle se sont servis de la fumée (cf.(35,36,37)).

Nous avons choisi de présenter ici les résultats de deux visualisations réalisées sur des cellules à échelle réelle. Ce choix est vérifié par le fait que nous travaillons sur ce même type de cellule.

- Mahajan a constaté que le flux d'air à travers l'ouverture est tri-dimensionnel avec domination des composantes verticale et horizontale perpendiculaire au plan de l'ouverture. Ce flux n'est pas symétrique par rapport au milieu de la porte et le plan neutre est déplacé vers le haut. Le flux chaud a une composante ascendante de vitesse assez importante, tandis que le flux froid a une composante descendante de vitesse. Les lignes de flux sont plus courbées au bord supérieur de la porte.
- Balcomb et Yamaguchi ont tiré de leur visualisation les informations suivantes :
 - en s'approchant de la porte, la masse d'air froid en provenance de la zone froide, perd de son niveau. En rentrant dans la pièce froide, cette masse d'air devient plus froide que toute autre masse d'air dans la zone chaude, elle retombe pour devenir proche du plancher ;
 - par contre, la masse d'air chaud prend une allure ascendante en s'approchant de la porte. En rentrant dans la zone froide, cette masse d'air chaud remonte vers le plafond (cf.Fig.3.1).

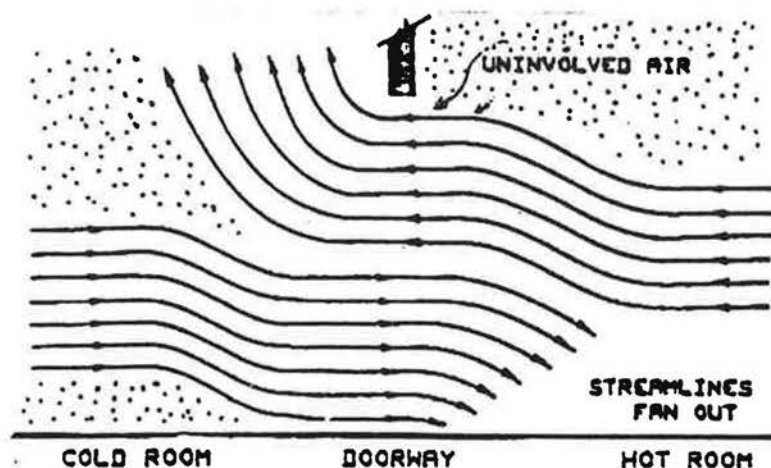


Fig.3.1: Lignes de flux obtenues par Balcomb et Yamaguchi

Ceci induit l'existence de trois paquets d'air non directement impliqués par l'échange convectif :

- une petite couche d'air près du plancher de la pièce froide;
- une couche d'air dans la pièce chaude dont le niveau inférieur est situé à 48cm au-dessous du bord supérieur de l'ouverture;
- une couche d'air dans la pièce froide qui commence à 36cm au-dessus du milieu de l'ouverture et qui s'étend presque au plafond.

CHAPITRE 4

**LE MODELE
THERMO-AERAULIQUE
SIMPLE PROPOSE**

1. CONTEXTE

Si les différents modes d'échange intervenant au sein d'un bâtiment sont relativement simples et faciles à modéliser, le problème des mouvements d'air est assez compliqué. Les mouvements d'air sont fonctions de nombreux paramètres (conditions du vent, de température, du système de ventilation, de la perméabilité du bâtiment, du scénario de gestion des ouvertures, etc...) dont la plupart fluctuent au cours du temps.

Des modèles numériques ont été développés pour quantifier les transferts aérauliques dans un bâtiment (cf.§.3). Tous ces modèles, basés sur le calcul des champs de pression, permettent un calcul assez précis des transferts aérauliques entre pièces.

Cependant pour un usage thermique (but unique du modèle : calcul des conductances thermiques connexes des transferts aérauliques entre pièces) ce type de modèle aéraulique est trop complexe. En effet, son utilisation conduit à des temps de calcul longs, incompatibles avec toute simulation sur une saison de chauffe (et même parfois ces modèles induisent des difficultés numériques qui se traduisent par des divergences entre algorithmes) (cf.(3)).

Un nouveau modèle, adapté aux calculs thermiques, a été imaginé (cf.(53)). Le champ d'application de ce nouveau modèle est défini relativement à une classification de l'ensemble des modèles aérauliques (cf.§.2). L'architecture en est décrite au paragraphe 3.

2. CLASSIFICATION DES MODELES AERAULIQUES.

Une classification entre les différents modèles aérauliques a été envisagée. Elle différencie les modèles en fonction de leur champ préférentiel d'application. Les différentes classes sont les suivantes:

- Classe C1 : ensemble des modèles à scénarios prédéfinis ;
- Classe C2 : les modèles "fins" avec prise en compte à chaque pas de temps des variations des champs de températures mais sans calcul des champs de pressions;
- Classe C3 : les modèles "fins" basés sur un calcul, à chaque pas de temps, des champs de pressions.

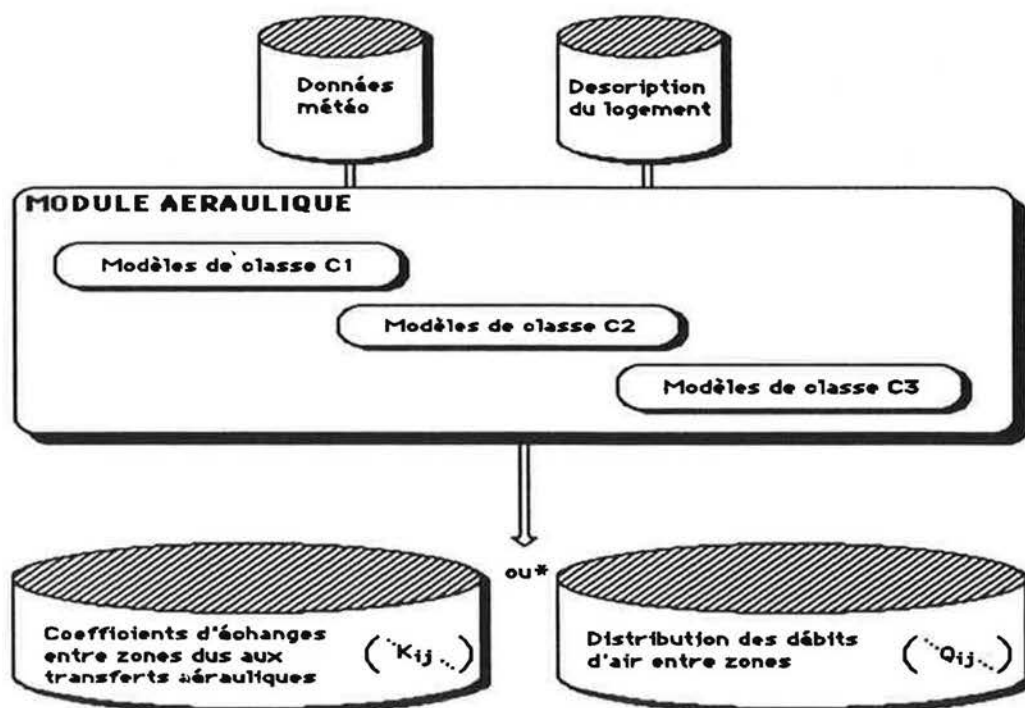
Les modèles de classe C1 sont les modèles aérauliques les plus simples. Leur champ d'application est strictement celui des codes de calculs thermiques. Dans ce type de modèle, la distribution des débits d'air entre zones (y compris avec l'extérieur) est définie

avant toute simulation dynamique. Cette distribution reste figée tout au long de la simulation; tout au plus est-il possible de définir des scénarios temporels.

Les modèles de classe C2 sont préférentiellement adaptés aux codes de calculs de la thermique du bâtiment. C'est dans cette catégorie que s'inscrit le nouveau modèle proposé. Ce type de modèle permet un calcul assez précis, à chaque pas de temps, des conductances thermiques résultantes des mouvements d'air.

Les modèles de classe C3 s'appliquent en priorité aux calculs fins des débits d'air entre zones (y compris avec l'extérieur). Ils permettent en théorie de prendre en compte les effets du vent, des températures extérieure et intérieure, les systèmes de ventilation, etc. Des modèles de ce type sont actuellement utilisés dans les codes de simulation de la thermique du bâtiment (CSTBât, ESP) pour calculer en fait des conductances thermiques.

En conclusion de cette présentation d'une typologie des modèles aérauliques, il apparaît qu'un module aéraulique complet (cf.Fig.4.1) devrait comprendre les trois types de modèle afin d'offrir aux utilisateurs des codes de calcul des possibilités variées, adaptées à leurs besoins spécifiques.



* Utilisation d'un modèle de classe C3

Fig.4.1: Module aéraulique

3. ARCHITECTURE D'UN MODELE DE CLASSE C2

3.1 Champs d'application des modèles de classe C2

Les modèles de classe C2 visent à permettre une évaluation fine (éventuellement sur toute une saison de chauffe) des performances énergétiques de composants (d'enveloppes ou de systèmes) insérés dans leur environnement. Les disparités de températures entre zones doivent être prises en compte avec précision; ainsi, les modèles de classe C2 autorisent un calcul dynamique précis des flux échangés entre zones.

Par contre, ils ne s'appliquent pas, comme les modèles de classe C3, au calcul précis des débits d'air dus à la ventilation spécifique et aux infiltrations. Ils ne sont pas conçus non plus pour permettre un calcul des débits transitant à travers une fenêtre ouverte (communication intérieur - extérieur).

3.2 Architecture du modèle envisagé

Au sens d'un calcul des performances thermiques sur toute une saison de chauffe, prendre en compte la variation instantanée des débits de renouvellement d'air apparaît comme secondaire par rapport à la prise en compte de l'influence des transferts internes. Aussi, des valeurs moyennes pour les débits de renouvellement d'air sont-elles suffisantes pour l'objectif visé. Eventuellement, on pourra distinguer le cœur de la saison de chauffe et les demi-saisons (dans le cas où une analyse climatique conduirait à définir des régimes moyens de vent assez différents et si la mauvaise étanchéité de l'enveloppe ou le mode de fonctionnement de la ventilation le justifiait). Bien entendu, tout scénario temporel pour la ventilation spécifique est envisageable.

Le modèle aéraulique comporte donc un préprocesseur de calcul des valeurs moyennes des débits de renouvellement d'air par zone et des débits entre zones qui en résultent. Ces calculs peuvent être effectués à l'aide d'un modèle de classe C3 en supposant que toutes les zones sont à même température. Avec cette dernière hypothèse, les modèles actuels convergent en général sans problème et les calculs demandent peu de temps. Le préprocesseur effectue autant de calculs de distribution des débits d'air qu'il y a de configurations internes possibles (c.à.d. de combinaisons des différentes possibilités d'ouverture et de fermeture des portes de communication entre zones).

Au final les résultats sont traduits sous forme de coefficients de couplage thermique entre zones, notés K_{lm} . Une matrice penta-dimensionnelle est initialisée avec les valeurs, calculées à priori, des conductances thermiques, dues aux renouvellements d'air. Cette matrice est notée $D(i, j, k, l, m)$.

- L'indice i repère les périodes de l'année ($i = 1$ ou 2).
- L'indice j repère les périodes du scénario temporel journalier.
- L'indice k repère les différentes configurations. La valeur maximale de cet indice dépend du nombre de zones, des communications entre zones et des possibilités de modifier ces communications (ouverture ou fermeture des portes).
- Les indices l et m repèrent les zones de part et d'autre de l'ouverture considérée, l'extérieur étant, par convention, repéré par l'indice 0.

Cette phase d'initialisation terminée, les calculs en dynamique peuvent débuter. Les échanges aérauliques entre zones sont dus au renouvellement d'air et aux différences de températures. Les conductances dues au renouvellement d'air sont extraites de la matrice D . Les conductances dues aux différences de températures entre zones sont calculées par un modèle simplifié, par exemple une relation $Nu = f(Gr, Pr)$. Ce type de modèle conduit à définir une conductance dépendante entre deux noeuds représentatifs de deux zones contigues.

La conductance résultante est calculée à l'aide d'un modèle de couplage entre les conductances dues d'une part au renouvellement d'air et d'autre part dues aux différences de températures entre zones.

Le modèle aéraulique envisagé est représentée par la figure 4.2.

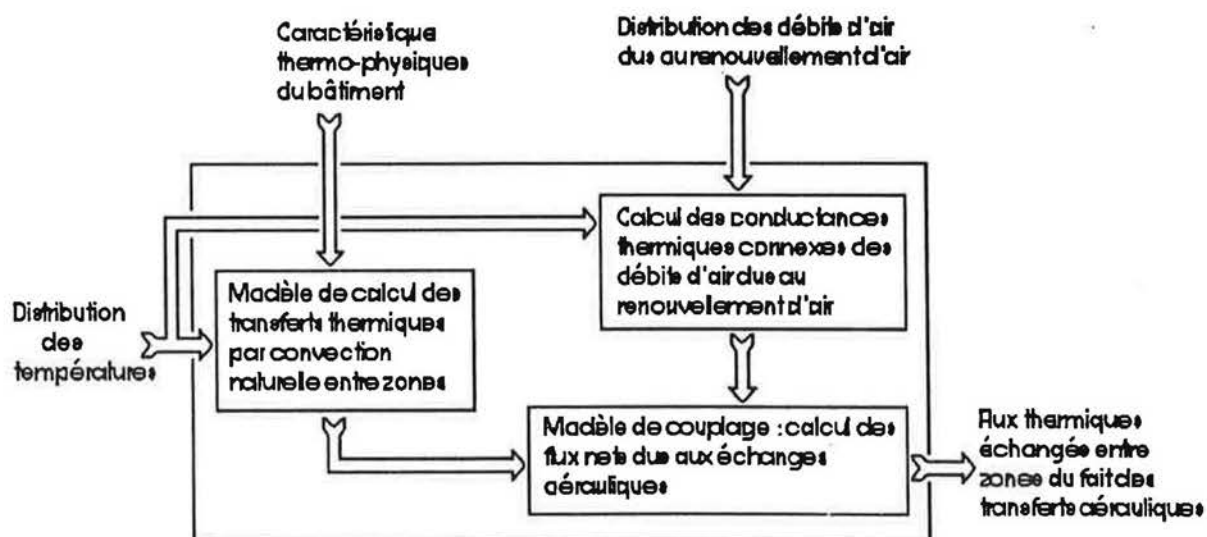


Fig.4.2 : Architecture d'un modèle aéraulique de classe C2

3.3 Les points clés

Le modèle aéraulique, dont l'architecture est ci-avant détaillée, comporte plusieurs modèles qui peuvent être définis indépendamment les uns des autres. Il s'agit :

- d'un modèle de calcul des coefficients de décharge ;
- d'un modèle de calcul des distributions des conductances thermiques dues au renouvellement d'air ;
- d'un modèle de calcul des conductances thermiques dues aux différences de températures entre zones ;
- d'un modèle de couplage entre conductances thermiques dues d'une part au renouvellement d'air et d'autre part aux différences de températures entre zones.

3.31 Modèle de calcul des coefficients de décharge

Ce modèle intervient en amont du calcul des conductances dues au renouvellement d'air. Il a pour objet de calculer les coefficients de décharge des grandes ouvertures en fonction de divers paramètres dont les principaux sont les dimensions des ouvertures (éventuellement d'autres paramètres pourraient être utilisés comme par exemple la position des ouvertures ou encore les modes de chauffage).

Concernant les grandes ouvertures, les travaux effectués par A. Lamrani ont montré qu' il est possible de calculer un coefficient de décharge en fonction des seules dimensions de l'ouverture (diamètre hydraulique ou hauteur et largeur), donc en négligeant l'influence de la vitesse de l'air et de la température (cf.(44)).

De telles relations existent déjà et apparaissent implicitement dans les corrélations $Nu=f(Gr,Pr)$. L'expérience permettra de valider (et éventuellement de modifier - d'améliorer-) une relation de ce type sur un domaine couvrant les applications usuelles du bâtiment (ouvertures pouvant atteindre plusieurs mètres carrés, différences de températures de quelques degrés).

3.32. Modèle de calcul de la matrice D

Il s'agit d'un modèle "classique" de calcul des débits d'air dus à la ventilation spécifique et aux infiltrations. Dans cette phase des calculs, la température à l'intérieur du logement est supposée uniforme. Cette hypothèse, par rapport à une hypothèse d'hétérogénéité des températures internes, ne modifie pas sensiblement les valeurs des débits entrants et extraits et donc des débits entre zones résultant du renouvellement d'air.

L'une des difficultés à résoudre concerne le calcul automatique de toutes les configurations possibles. En effet, l'utilisateur se contentera de décrire son application : nombre de zones et liaisons entre les zones. Il devra préciser, lorsqu'une ouverture existe entre deux zones, si celle-ci reste toujours ouverte ou si elle peut être ouverte et fermée (le cas "toujours fermée" est trivial et correspond à l'absence de grande ouverture entre deux zones). A partir de ces informations, le préprocesseur devra générer l'ensemble des cas possibles.

A l'issue du passage dans le préprocesseur, la distribution des débits entre le logement et l'extérieur et à l'intérieur du logement est connue pour l'ensemble des configurations possibles. Les résultats sont stockés en termes de conductances thermiques (W/K) ; la relation qui lie la valeur de la conductance à celle du débit est :

$$K_{mv} = Q_{mv} C_p$$

Q_{mv} Débit massique (kg/s)

C_p Capacité calorifique de l'air (J/kg.K)

3.33 Modèle $Nu = f(Gr, Pr)$

Ce modèle a l'avantage de relier directement le flux de chaleur, échangé par convection naturelle entre deux zones, à une différence de température caractéristique.

De nombreuses recherches (8, 9, 10, 11) ont déjà été menées sur ce thème dans différents laboratoires (Université de Glasgow, Los Alamos Scientific Laboratory, Lawrence Berkeley Laboratory ...). Ces recherches sont en général basées sur des expérimentations à échelle réduite (maquettes). Les domaines de validité des corrélations ainsi obtenues ne correspondent pas toujours aux cas rencontrés en thermique du bâtiment. De plus, les grandeurs caractéristiques utilisées dans le calcul des nombres de Nusselt et de Grashof ne sont pas toujours adaptées aux problèmes concrets ou directement accessibles dans les codes de simulation de la thermique du bâtiment. En particulier, la différence de températures, utilisée dans le calcul du nombre de Grashof, est souvent égale à l'écart entre les températures moyennes des murs extrêmes (ce choix est directement issu des expérimentations sur maquettes dans lesquelles les murs opposés de chaque zone sont respectivement chauffés et refroidis) ou parfois est égale à l'écart entre les températures aux centres des pièces ou encore à l'écart entre les températures des parties haute et basse de l'ouverture.

3.34 Modèle de couplage

Le modèle aéraulique envisagé repose sur l'hypothèse suivante :

il est possible de définir un modèle de couplage simple permettant de calculer le débit total transitant entre deux zones à partir des calculs séparés des débits dus d'une part à la ventilation spécifique et d'autre part aux différences de températures entre zones.

En effectuant une analyse de sensibilité par voie numérique, il a été montré (cf. (6) § 4.2.5.), que le modèle de couplage suivant :

$$Q_{ij} = Q_{CN} + x_1 Q_{mv}$$

$$Q_{ji} = Q_{CN} + x_2 Q_{mv}$$

- avec :
- Q_{ij} Débit massique transitant de la zone i vers la zone j (kg/s);
 - Q_{ji} Débit massique transitant de la zone j vers la zone i (kg/s);
 - Q_{CN} Débit massique qui transiterait, par convection naturelle, d'une zone à l'autre sous l'effet de la seule différence de température entre les zones (la valeur de Q_{CN} est déduite d'un modèle $Nu = f(Gr, Pr)$) (kg/s);
 - Q_{mv} Débit massique dans l'ouverture résultant du renouvellement d'air dans le logement (kg/s).
- $x_1 = -x_2 = x$ $x = +1/2$ si Q_{mv} est orienté de i vers j
 $x = -1/2$ si Q_{mv} est orienté de j vers i

permettrait de calculer les débits résultant avec une précision de l'ordre de 1 %.

L'étude expérimentale devra viser à valider ce modèle. De plus, l'objectif du nouveau module aéraulique étant simplement de calculer des flux thermiques, il est plus judicieux d'exprimer le modèle ci-dessus en termes de conductances (relation conductance \leftrightarrow débit massique : $K_{ij} = Q_{ij} Cp$). Il vient :

$$K_{ij} = K_{CN} + x_1 K_{mv}$$

$$K_{ji} = K_{CN} + x_2 K_{mv}$$

- avec :
- K_{ij} Conductance thermique de la zone i vers la zone j (W/K)
 - K_{ji} Conductance thermique de la zone j vers la zone i (W/K)
 - K_{CN} Conductance si le seul moteur de la convection était la différence de température entre les zones (W/K)
 - K_{mv} Conductance si le seul moteur de la convection était le renouvellement d'air (W/K) (la valeur de K_{mv} est lue dans la matrice D)

4. EXPRESSION MATRICIELLE DU MODELE

Considérons l'exemple simple d'un bizonne (cf. Fig. 4.3) dont les parois sont adiabatiques et dans lequel les circulations d'air sont les suivantes :

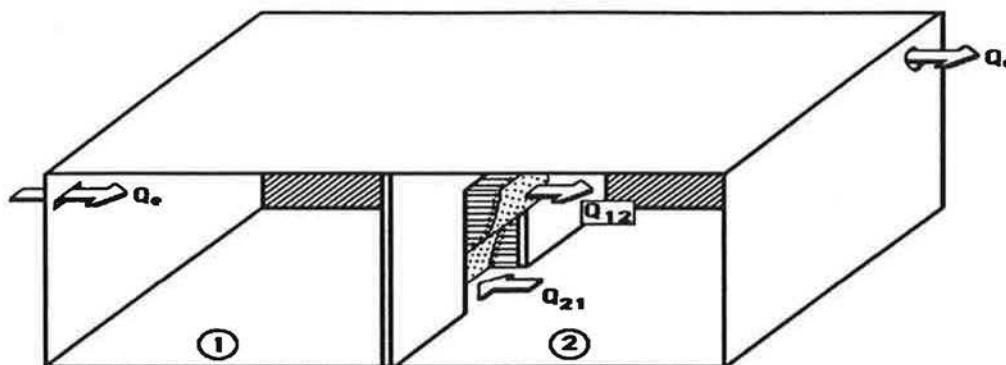


Fig. 4.3 : Convection mixte entre deux zones

Les conductances thermiques équivalentes (exprimées en W/K) sont :

$$K_{01} = K_{mv} = Q_{mv} C_p$$

$$K_{12} = Q_{12} C_p$$

$$K_{21} = Q_{21} C_p$$

L'équilibre thermique du système s'écrit :

$$K_{01} (T_0 - T_1) + K_{21} (T_2 - T_1) = C_1 \frac{dT_1}{dt} \quad (C_1 = M_1 C_p)$$

$$K_{12} (T_1 - T_2) = C_2 \frac{dT_2}{dt} \quad (C_2 = M_2 C_p)$$

- M_1 et M_2 sont les masses d'air des volumes 1 et 2.

Soit sous forme matricielle $\dot{X} = AX + BU$:

$$\begin{bmatrix} \frac{dT_1}{dt} \\ \frac{dT_2}{dt} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\frac{K_{01} + K_{21}}{C_1} & \frac{K_{21}}{C_1} \\ \frac{K_{12}}{C_2} & -\frac{K_{12}}{C_2} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T_1 \\ T_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{K_{01}}{C_1} \\ 0 \end{bmatrix} [T_0]$$

CHAPITRE 5

L'EXPERIMENTATION

1. PRESENTATION DE L'OUTIL EXPERIMENTAL : LA CELLULE DESYS

1.1 Configuration interne

En 1986, le CSTB a construit sur son site de Sophia Antipolis une cellule expérimentale de 85 m² baptisée DESYS (Dynamique de l'Enveloppe et des Systèmes)(cf.(47)). Cette cellule est conçue pour recevoir divers systèmes de chauffage ou de climatisation. Elle constitue un outil pour l'étude en vraie grandeur des phénomènes physiques concernant le cadre bâti, les équipements ou les interactions enveloppe/systèmes .

Dans une première phase, la cellule DESYS est dédiée à deux études: l'une porte sur les couplages thermiques entre zones, l'autre sur la dynamique des systèmes de chauffage et les interactions enveloppe/systèmes .

Le cloisonnement actuel définit trois zones principales, thermiquement découplées :

- Une zone Nord (étude des systèmes)
- Une zone Sud et Sud-Est (étude du transfert d'air entre zones)
- Une zone Sud-Ouest (acquisition des données expérimentales).

Les zones d'expérimentations sont elles-mêmes configurées en espaces bizones. Au final cinq zones sont définies (cf. Fig.5.1).

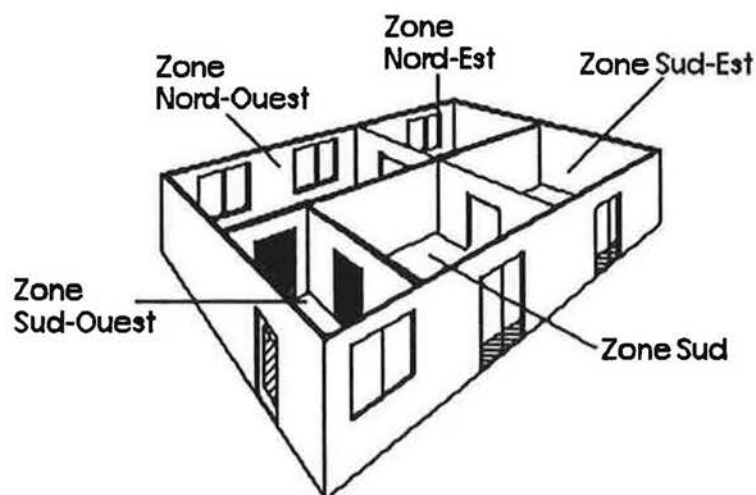


Fig. 5.1: configuration Interne de la cellule DESYS.

Par la suite, on se contentera de présenter les informations concernant le bizonne (Sud, Sud-Est) où sont déroulées nos expériences. La construction, la constitution et les caractéristiques thermiques des parois, la perméabilité du bizonne seront présentées en annexe (cf. A.1).

1.2 Dimensions du bizonne

La cloison séparant les deux zones (Sud et Sud-Est) comporte une ouverture de dimensions variables.

Les dimensions du bizonne sont portées sur le plan suivant (cf.Fig.5.2):

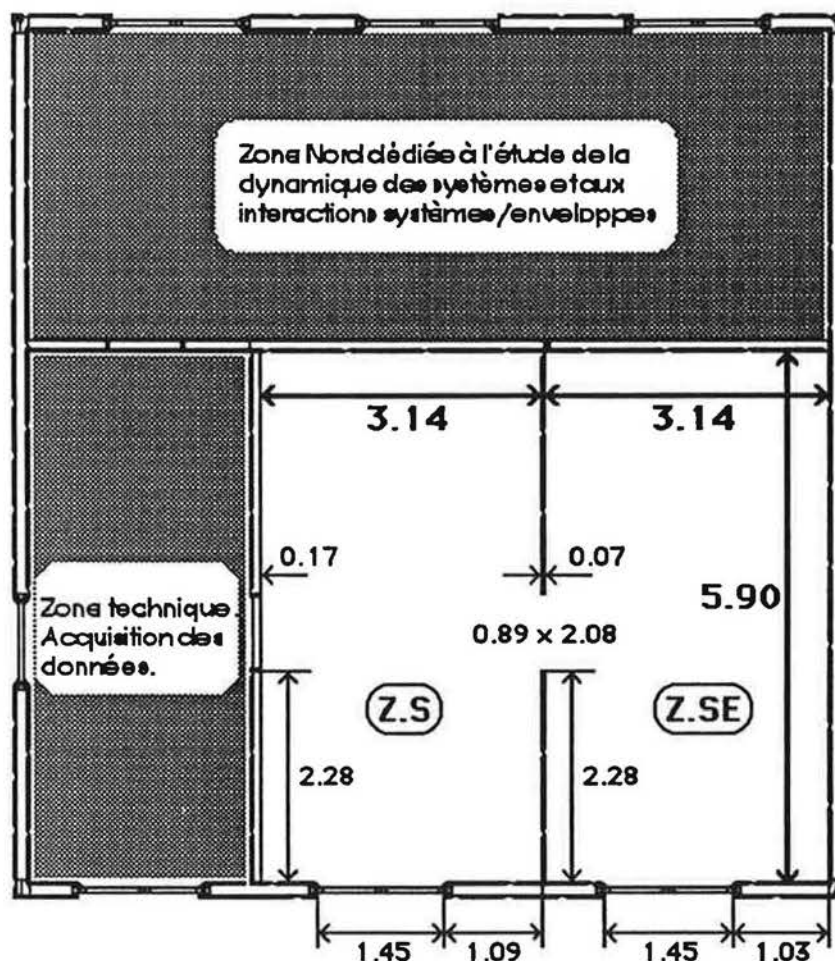


Fig. 5.2 : dimensions du bizonne

La hauteur sous-plafond est en moyenne de 2.487m.

Les surfaces et volumes des deux zones sont :

	Surface (m ²)	Volume(m ³)
Zone Sud	18.53	46.1
Zone Sud-Est	18.53	46.1
Total	37.06	92.2

2. L'INSTRUMENTATION

2.1 Les différents étapes d'un travail expérimental

Lorsqu'on s'intéresse à la mesure d'une grandeur et à son exploitation, un certain nombre de conditions doivent être réunies pour mener à bien ce processus (cf.(47)).

- 1- Il faut d'abord choisir le capteur approprié pour la mesure de la grandeur et vérifier qu'il est peu sensible aux bruits. Par exemple, pour la mesure de la température extérieure, on choisira une sonde protégée qui n'est pas ou très peu perturbée par le rayonnement solaire (protection adéquate).
- 2- Les capteurs doivent fonctionner correctement (calibrage et contrôle réguliers), être suffisamment sensibles et être placés à des emplacements judicieux.
- 3- Une fois la mesure effectuée, l'information électrique est transformée dans la dimension physique de la grandeur et stockée dans un fichier. A ce niveau, une fiabilité et un bon fonctionnement de l'ensemble du matériel et des logiciels du système d'acquisition de données sont exigés.
- 4- Réunies et stockées, les données subissent un prétraitement (moyennage de plusieurs mesures de la même grandeur par exemple) avant d'être utilisées par l'algorithme d'identification des paramètres du modèle recherché.

Il est clair que la moindre erreur au niveau des étapes (1) à (4) compromet les résultats des travaux d'identification ou de validation des modèles.

2.2 Mesures des températures intérieures

2.2.1 Les températures de l'air dans les pièces

L'air à l'intérieur d'une pièce peut présenter des différences importantes de température à cause du phénomène de stratification, de la localisation ponctuelle d'un système de chauffage ou de refroidissement, de la proximité de parois froides (surfaces vitrées), etc.... Il est donc nécessaire de faire plusieurs mesures de températures en différents points.

Le nombre de sonde de température d'air a été fixé à 13 par pièce. Les capteurs sont des sondes à résistance de platine PT100 à 4 fils. La précision de ces sondes est de l'ordre de 0.05°C.

Ces sondes sont distribuées sur 5 verticales, une verticale centrale et 4 verticales symétriquement disposées dans les angles de la pièce, à 1m des parois (cf. Fig.5.3 et 5.4)

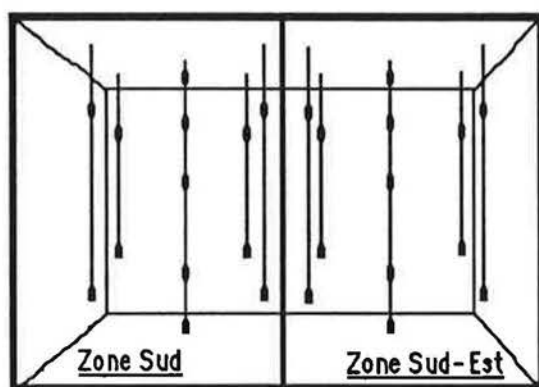


Fig.5.3: Distribution des sondes de température de l'air dans les zones.

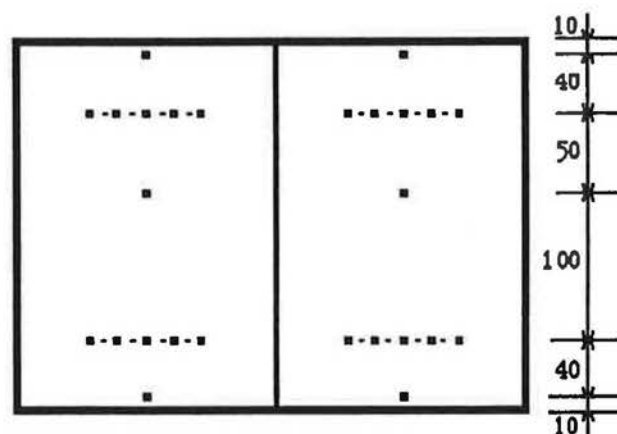


Fig.5.4: positions des sondes dans le plan vertical (distance en cm).

2.2.2 Les températures de surfaces

La mesure des températures de surface est importante, elle permet la connaissance des conditions aux limites de l'écoulement pariétal.

Chaque paroi comporte au moins une sonde platine, de précision 0.01°C (sonde de type SP683 1/3DIN), elle mesure sa température de surface. Le bizonne comporte 23 sondes de ce genre, distribuées de la façon suivante (cf. Fig. 5.5 et 5.6) :

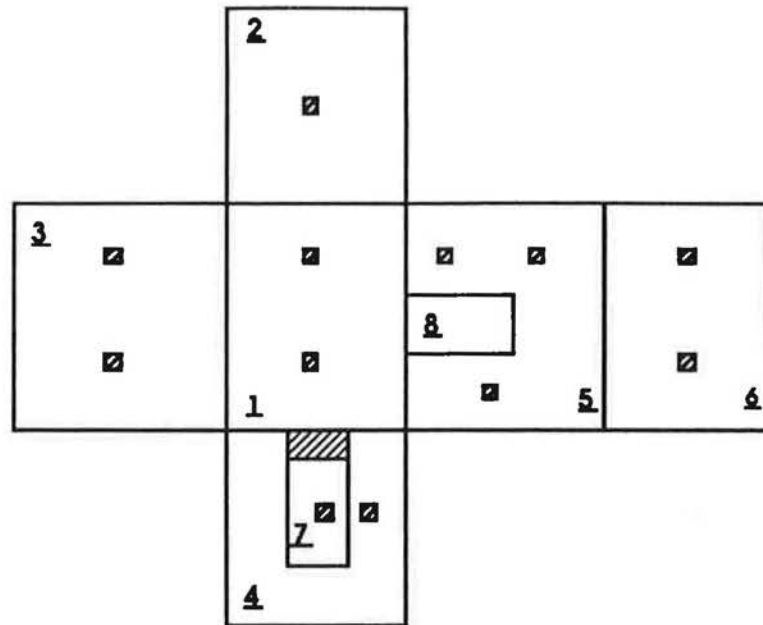


Fig. 5.5: Distribution des sondes de température de surfaces dans la zone Sud

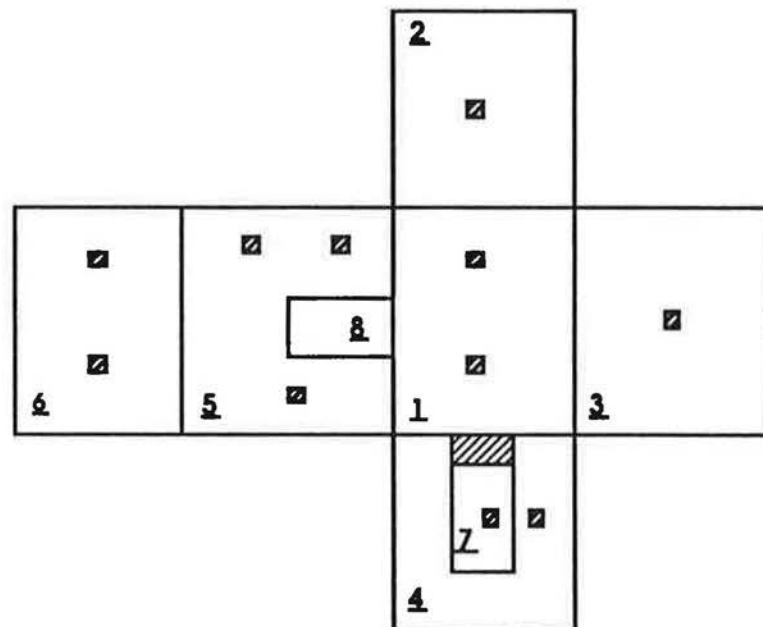


Fig.5.6: Distribution des sondes de température de surfaces dans la zone Sud-Est

- 1 Plancher.
- 2 paroi Nord.
- 3 Paroi Ouest (zone sud) ou est (zone sud-est).
- 4 Paroi Sud.
- 5 Cloison entre pièces.
- 6 plafond.
- 7 Porte-fenêtre.
- 8 Ouverture entre pièces.

2.23 Les mesures dans l'ouverture

La méthode adoptée pour le calcul des flux convectifs entre zones est une méthode directe. Il s'agit d'un calcul à partir des profils de températures et de vitesses de l'air dans l'ouverture.

Les premiers essais de mise au point ont montré que 54 à 72 points de mesures sont suffisants pour déterminer les flux avec une précision raisonnable. Ces mesures sont rendues possibles grâce à 9 sondes anémométriques (DANTEC 54R10) omnidirectionnelles, compensées en température. Ces sondes sont portées sur une canne mobile qui peut se déplacer dans un plan vertical parallèle à l'ouverture, et situé à environ 15 mm de celle-ci (cf. Fig.5.8). La précision sur les valeurs de vitesse et de température mesurées par les sondes anémométriques est de l'ordre de ± 1 cm/s pour la vitesse et de $\pm 0.5^\circ\text{C}$ pour la température.

Durant son déplacement, la canne peut s'arrêter sur 8 points de mesures de façon à obtenir, en fin de course, une cartographie des champs de vitesses et de températures, comportant 72 points de mesures.(cf. Fig.5.7)

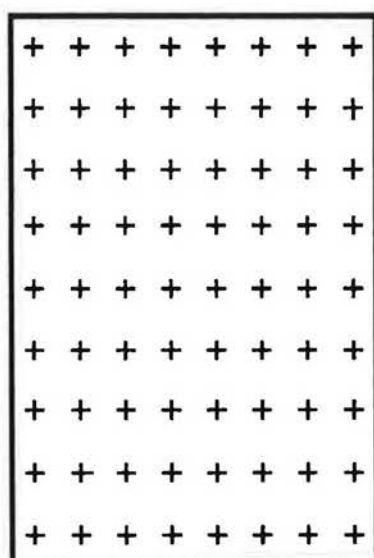


Fig. 5.7: Cartographie des points de mesure dans le plan de l'ouverture

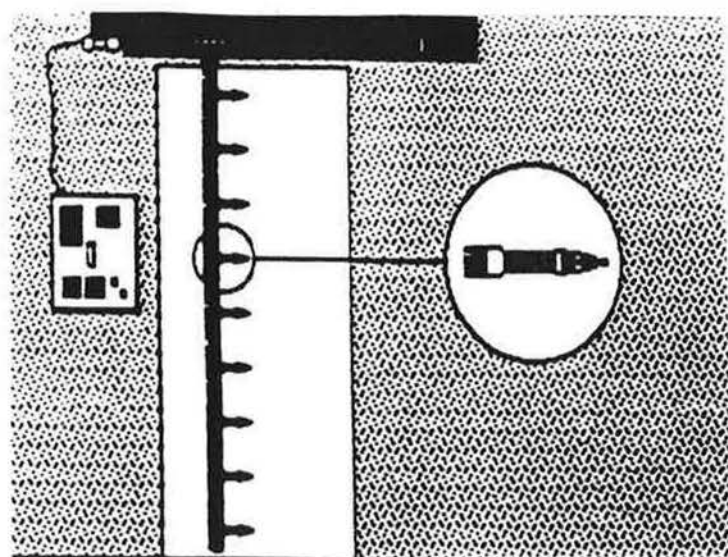


Fig. 5.8: vue de la canne et des sondes anémométriques.

2.24 Autres mesures

Pour pouvoir déterminer le débit de renouvellement d'air dans la bizonne, on mesure simultanément le débit à l'entrée d'air et celui à l'extracteur, à l'aide de deux moulinets conçus et étalonnés par le CETIAT d'Orsay. La différence entre le débit d'entrée et le débit de sortie donne l'ordre de grandeur des infiltrations totales dans les deux zones. Ces infiltrations seront forfaitairement distribuées proportionnellement aux coefficients de perméabilité de chaque zone.

On mesure également :

- La vitesse du vent à l'aide d'un moulinet placé à 10 m du sol (position standard prise par la météorologie nationale).
- L'ensoleillement sur le plan vertical sud de la cellule à l'aide d'un pyranomètre.
- La température extérieure au nord de la cellule à l'aide d'une sonde PT100.

3. L'ACQUISITION DES DONNÉES

3.1 Le système d'acquisition

Le système d'acquisition des données comporte :

- Une centrale d'acquisition HP 3497A et son extension HP 3498A qui permettent la mesure des valeurs de températures, des débits entrant et sortant, des variables météorologiques ainsi que la commande de la canne (arrêt ou mise en marche, test de l'état de fonctionnement).

Cet ensemble possède un voltmètre numérique (option 001) programmable avec horloge sauvegardée. Cette horloge déclenche les scrutations à l'heure voulue et à l'intervalle de temps choisie. Les commandes sont reçues sous forme de chaînes de caractères de longueurs variables et sont exécutées de manière séquentielle.

- Les sondes anémométriques sont branchées sur un mesureur multivoies DANTEC 54N10. Ce système permet de réaliser des mesures quasi instantanées de la vitesse et de la température de l'air en un point donné. Pour réaliser une mesure donnée sur DANTEC, il faut envoyer le code caractère de la valeur décimale de la fonction demandée. Un délai est nécessaire pour que le mesureur multivoies assimile les commandes, surtout lorsqu'il reçoit un ordre de séquence de mesures, ce délai est de l'ordre de 0.5 sec.

- Un micro-ordinateur HP85 gère l'ensemble du système. Le dialogue entre les appareils se fait par l'intermédiaire d'une interface HP-IB conforme à la norme IEEE-488.

Les données sont stockées sur des cassettes puis elles sont transférées vers un VAX par une liaison série RS232 (cf. Fig.5.9).

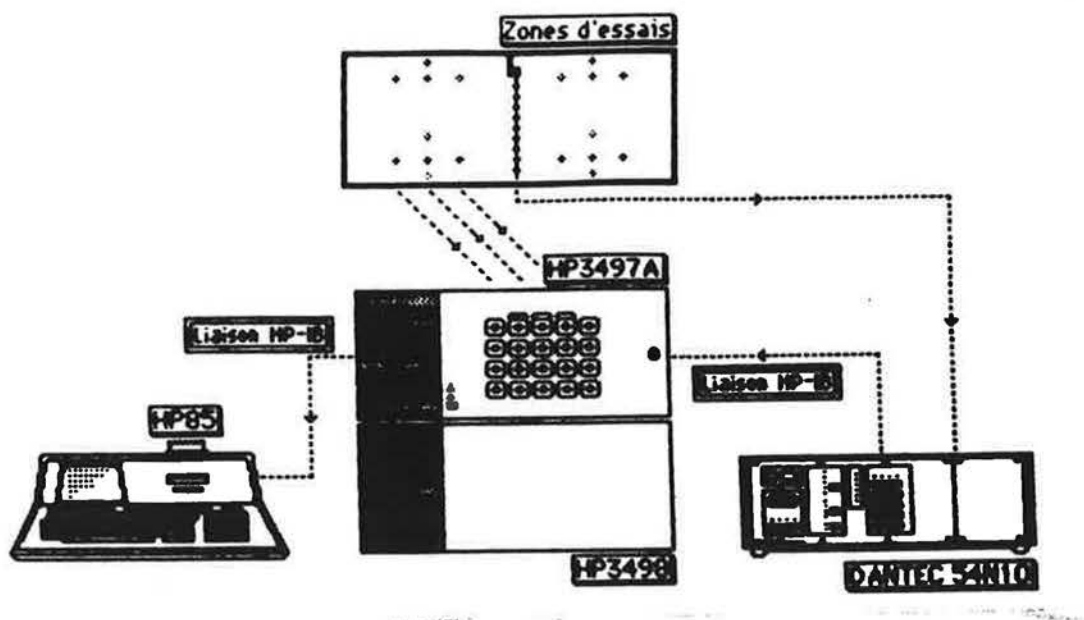


Fig.5.9: figure de l'ensemble du système d'acquisition.

3.2 Procédure de saisies

Les expériences ont pour but la détermination du flux de chaleur qui transite entre les deux zones lorsque différentes conditions s'appliquent.

Deux types d'expérimentations sont à réaliser :

- Expérimentations en convection naturelle : les bouches d'entrée et d'extraction de l'air sont obturées.
- Expérimentations avec renouvellement d'air : introduction d'un débit donné ($< 250\text{m}^3/\text{h}$) dans la zone sud-est et extraction dans la zone sud.

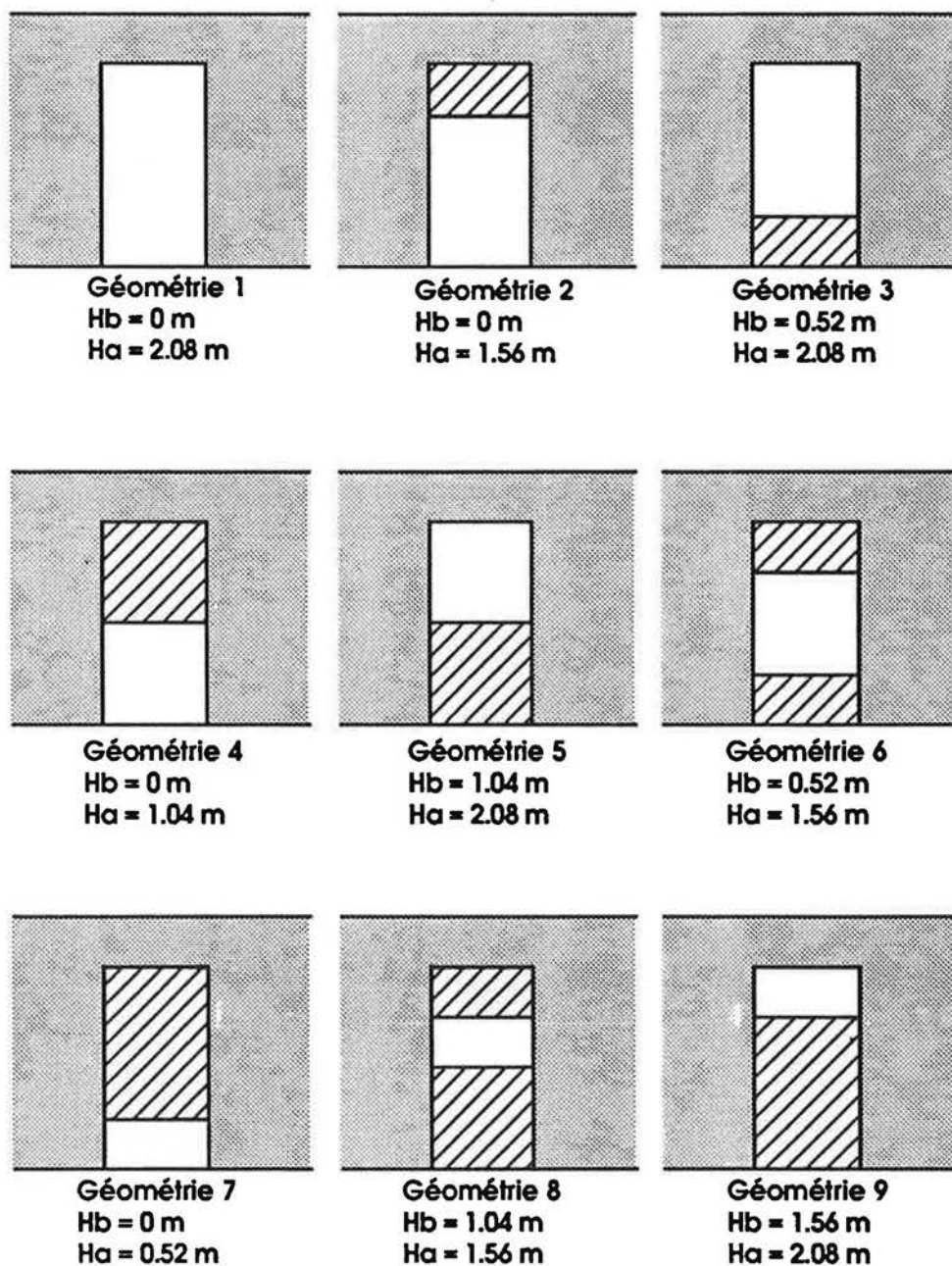
Pour les tests en convection naturelle, on a choisi de faire varier les paramètres intervenant dans le nombre de Grashof : la hauteur de l'ouverture et l'écart de température caractéristique.

Pour les tests en convection mixte, on va se contenter dans une première phase d'étudier le cas d'une porte standard .

3.21 Les géométries étudiées en convection naturelle

Soit H la hauteur de la porte standard, nous allons étudier 4 hauteurs d'ouverture : H , $3H/4$, $H/2$ et $H/4$.

Le transfert de chaleur entre zones étant fonction non seulement de la hauteur de l'ouverture, mais aussi de sa position (influence de la stratification en température en d'autre terme), neuf géométries vont être étudiées (G#1, G#2, G#3, G#4, G#5, G#6, G#7, G#8, G#9).



3.22 Les flux de chaleur imposés dans les deux zones

Les écarts de température entre zones sont obtenus en modulant les flux de chaleur imposés dans les zones. Ces flux sont délivrés par deux convecteurs électriques, régulés par thermostats différentiels à $\pm 1^\circ\text{C}$. La puissance maximale de chaque convecteur est de 1000W.

Pour obtenir une large gamme d'écart de température, 4 types d'essais seront réalisés en fonction de la puissance injectée dans chaque zone (cf. Fig.5.10).

Les essais réalisés sans chauffage et ceux réalisés avec un convecteur dans chaque zone ont pour but d'obtenir des écarts de température faibles entre zones.

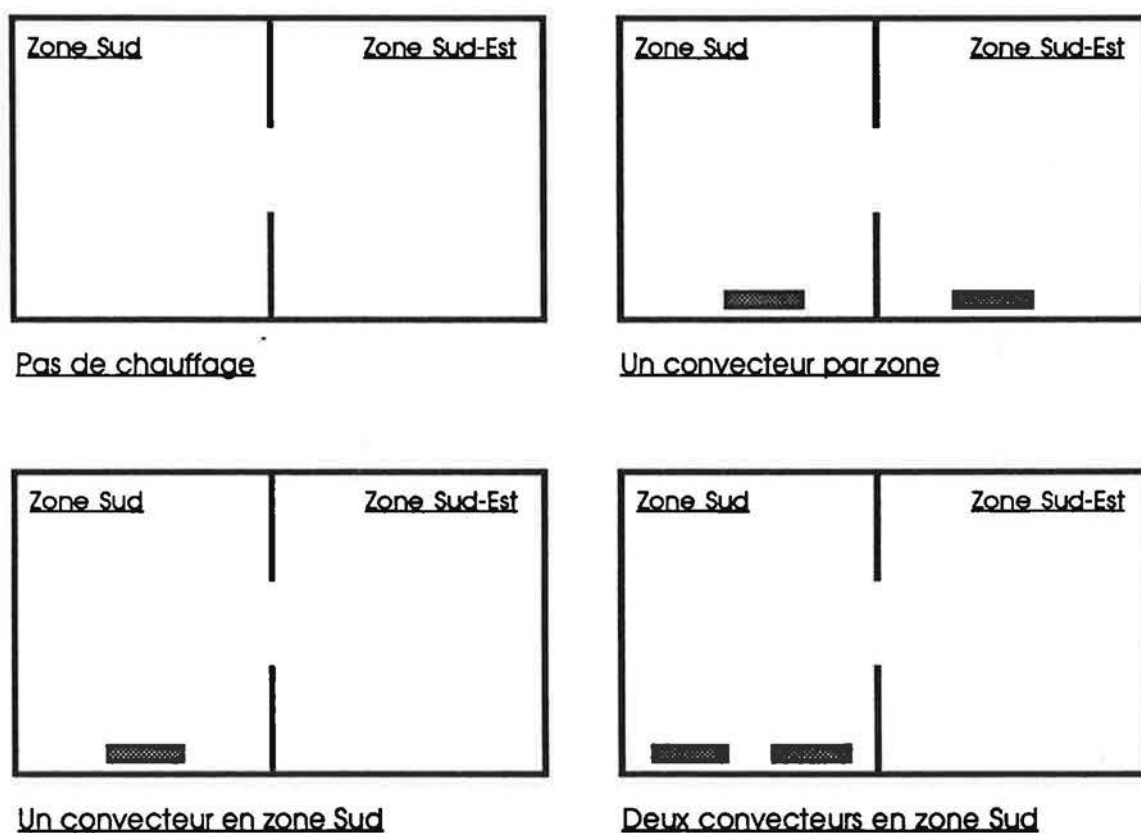


Fig.5.10 : les différents types d'essais réalisés en fonction de la puissance injectée dans les pièces.

4. CONTROLE DE LA QUALITE DES DONNEES

4.1 Sources de problèmes

La qualité des données peut être altérée soit par des problèmes constants (C), soit par des problèmes temporaires (T) apparaissant lors de l'expérimentation .

On peut s'affranchir du premier type de problèmes en procédant à un certain nombre de contrôles avant la mise en route de l'expérimentation proprement dite. Par contre, le plus souvent il n'est pas possible de se prémunir contre les problèmes temporaires. Il s'agit donc de repérer leurs effets après la saisie des données.

Ferraro et al. (cf.(48)) ont classé les sources possibles de problèmes comme suit :

- Défaut d'un capteur (C ou T) : sonde non alimentée (T).
- Positionnement mauvais (C) ou dégénéré (T) d'un capteur : sonde de mesure de température d'air en contact avec un matériau.
- Perturbations dues à l'environnement : températures élevées autour d'un capteur (C ou T), pics de tension d'alimentation perturbants les capteurs ou le système d'acquisition.
- Défaut du logiciel d'acquisition (C ou T) : les fautes temporaires peuvent apparaître lors d'une intervention sur le logiciel lors de la saisie.
- Défaut du matériel d'acquisition (convertisseur analogique/digital,...) : voltmètre devant fonctionner à 60 Hz et alimenté à 50 Hz (C).

4.2 Contrôles avant saisie

Les procédures de contrôle avant saisie consistent principalement à contrôler les capteurs et l'étanchéité à l'air du bizon.

4.21 Contrôle des capteurs

A chaque type de capteurs correspond un contrôle bien spécifique :

* Capteurs extérieurs :

Les capteurs extérieurs sont exposés aux intempéries et à la poussière et sont donc très vulnérables. Des contrôles réguliers doivent être effectués tels que :

- Pour le capteur de température d'air extérieure : vérifier qu'il est dans la bonne position et qu'il n'est pas endommagé.
- Pour le pyranomètre : corriger sa position et nettoyer le dôme en verre et l'écran.

* Capteurs intérieurs :

Ces capteurs sont moins vulnérables que ceux placés à l'extérieur. Néanmoins il est utile de vérifier régulièrement l'emplacement des capteurs (par exemple, vérifier si une sonde de température de surface ne s'est pas détachée).

Enfin, pour tous les capteurs, il faut vérifier que les câbles de connexion avec le système d'acquisition ne sont pas coupés (cela apparaît alors en examinant la mesure faite par le système d'acquisition).

4.22 Contrôle de l'étanchéité

Pour éliminer la perturbation due aux infiltrations d'air sur la qualité des données, il faut veiller à ce que la cellule soit aussi étanche que possible.

Les principales sources d'infiltrations dans notre bizonne sont les porte-fenêtres, la porte d'accès au bizonne et les trous pratiqués dans les murs pour faire passer les câbles allant jusqu'au système d'acquisition.

La procédure d'étanchéification du bizonne consiste à bien colmater les joints et les trous avec des bandes adhésives ou du mastic. Une vérification régulière de l'étanchéité est nécessaire puisque la qualité du produit utilisé pour le colmatage peut se dégrader avec le temps.

Les mesures effectuées avec un système de ventilation en marche, nous ont permis de constater que la perméabilité du bizonne est de l'ordre de $15 \text{ m}^3/\text{h}$. Cette valeur est supérieure à celle trouvée expérimentalement ($10 \text{ m}^3/\text{h}$) lors de la détermination de la perméabilité totale de la cellule (cf. A.1). La raison réside dans le fait que dans cet essai, la perméabilité des cloisons n'a pas été prise en compte.

CHAPITRE 6

**RESULTATS EXPERIMENTAUX
EN
CONVECTION NATURELLE**

1. PROCEDURE EXPERIMENTALE

1.1 Déroulement des tests en convection naturelle

Les expériences menées en convection naturelle ont pour objectifs l'identification de deux modèles :

- Modèle de calcul des conductances thermiques dues à la différence de température entre zones.
- Modèle de calcul des coefficients de décharge des ouvertures.

Le but des tests est de calculer les flux de chaleur échangés entre les deux zones lorsque différentes conditions s'appliquent. Les flux sont calculés à partir des profils de vitesse et de température mesurées dans l'ouverture (cf. annexe A.1).

Les tests sont réalisés sous un régime établi (mise en marche du système de chauffage avant le début de chaque test), pendant une période où la température extérieure est lentement fluctuante (généralement la nuit).

La durée de chaque test est de 5 à 7 h, le nombre des trajets réalisés par la canne varient entre 20 et 30. Chaque trajet dure environ 10 min. pendant lesquelles une cartographie complète des champs de vitesse et de température dans l'ouverture est dressée. A la fin de chaque trajet, on saisie les valeurs des températures des volumes d'air et des parois dans les deux pièces, ainsi que les valeurs météorologiques (température extérieure, ensoleillement, vitesse du vent).

1.2 Analyse des données : Le coefficient de déviation

Les sondes avec lesquelles on mesure les vitesses de l'air dans l'ouverture sont omnidirectionnelles, elles délivrent uniquement les modules de la vitesse. De ce fait, il n'est pas possible de déterminer directement le sens de l'écoulement. Seuls une analyse des profils verticaux de température dans les zones et un bilan massique permettent de déterminer la position de la zone neutre dans l'ouverture et le sens de l'écoulement de part et d'autre de cette zone.

Pendant la période de test, le régime d'écoulement est supposé stable. Pour représenter l'état d'écoulement entre pièces, on calcule les profils moyens de vitesse et de température mesurés dans l'ouverture pendant toute la période de saisie. Les moyennes calculées sont les moyennes arithmétiques des valeurs de vitesses et de températures mesurées pendant toute la période de test.

Afin de pouvoir déterminer les zones de fluctuation dans l'ouverture, on calcule le coefficient de déviation ε tel que :

$$\varepsilon_V (\%) = (\sigma_V / V_{\text{moy}}) * 100$$

$$\varepsilon_T (\%) = (\sigma_T / T_{\text{moy}}) * 100$$

σ_V	écart type sur les valeurs de vitesse (V);
σ_T	écart type sur les valeurs de température (T);
V_{moy}	vitesse moyenne à un niveau donné (m/s);
T_{moy}	température moyenne au même niveau (°C).

On estime que l'impact des fluctuations sur les valeurs de σ_V est plus significatif que sur les valeurs de σ_T .

2. LES DIFFERENTS ECARTS CARACTERISTIQUES DE TEMPERATURE ETUDIES

Dans sa revue de la littérature, Barakat a rapporté que la valeur du coefficient C de la corrélation $Nu/Pr = (C/3)\sqrt{Gr}$ est étroitement liée à l'écart caractéristique de température choisi par les expérimentateurs.

Il existe une grande variété de définitions du ΔT caractéristique, les chercheurs du LBL (Lawrence Berkeley Laboratory) en ont testé 50 et ils ont retenu celle qui conduisait au meilleur coefficient de régression. Ce n'est pas forcément le choix adopté par tous les auteurs : Shaw a choisi l'écart de température entre les centres des pièces, bien qu'il n'aboutisse pas au meilleur coefficient de régression, parce que c'est l'écart de température le plus facilement accessible.

En ce qui nous concerne, nous avons choisi d'étudier 5 écarts caractéristiques de température :

- $\Delta T1$ écart entre les températures moyennes des pièces : c'est l'écart de température qui concerne directement les codes de simulation de la thermique du bâtiment;
- $\Delta T2$ écart entre les températures moyennes des volumes d'air dans les pièces, situés entre les niveaux bas et haut de l'ouverture : cet écart pourrait représenter le vrai moteur thermique de l'écoulement entre pièces à travers l'ouverture;
- $\Delta T3$ écart entre les températures mesurées aux centres des pièces (à 1.5 m du plancher);
- $\Delta T4$ écart entre les températures mesurées aux bords haut et bas de l'ouverture;
- $\Delta T5$ écart entre les températures moyennes des parties haute et basse de l'ouverture, situées de part et d'autre de la zone neutre.

Le choix d'étudier les 3 derniers écarts caractéristiques de température est fait pour que nos résultats soient comparables aux résultats obtenus par d'autres équipes travaillant sur le sujet.

Le calcul de la température moyenne se fait par la méthode de trapèze, en supposant les plans horizontaux comme isothermes et représentés par une température unique, égale à la moyenne arithmétique des températures relevées sur le même plan (cf. annexe A.1).

3. METHODE D'IDENTIFICATION DES PARAMETRES DE LA CORRELATION $NU=F(Gr,Pr)$

A partir des valeurs de flux de chaleur déterminées expérimentalement, on cherche à établir une corrélation reliant le nombre de Nusselt au nombre de Grashof.

$$Nu = h_c \cdot H / \lambda = \phi_c / (w \cdot \Delta T \cdot \lambda) \quad (\text{Eq. 6.1})$$

$$Gr = g \cdot \beta \cdot \Delta T \cdot H^3 / \nu^2 \quad (\text{Eq. 6.2})$$

Pour chaque géométrie, Nu est rapporté aux écarts caractéristiques de températures ΔT_1 , ΔT_2 , ΔT_3 , ΔT_4 et ΔT_5 . Chaque ensemble de valeurs de Nu (Nu_1 , Nu_2 , Nu_3 , Nu_4 , Nu_5) sera ensuite corrélié à une définition correspondante du nombre de Grashof.

L'équation à identifier est une équation simple, adopté par la plupart des expérimentateurs (Barakat) et qu'on a établi théoriquement dans le chapitre 2 :

$$Nu/Pr = C/3 \sqrt{Gr} \quad (\text{Eq. 6.3})$$

Ce modèle nécessite la détermination d'un seul paramètre : le coefficient C. En supposant que C est indépendant des valeurs de l'écart de température caractéristique considéré, sa valeur est prise égale à la valeur moyenne de tous les coefficients C_i relatifs à une série d'expériences (N) menées pour une géométrie donnée :

$$C = \sum C_i / N \quad (\text{Eq. 6.4})$$

La pertinence de la corrélation sera jugée au travers d'un coefficient E qui est l'écart moyen entre les valeurs de Nusselt calculées et mesurées.

4. RESULTATS OBTENUS POUR UNE OUVERTURE STANDARD

4.1 Les profils de température et de vitesse de l'air

Pour calculer les flux transitant à travers l'ouverture, nous nous sommes basés sur l'hypothèse de l'existence d'une seule zone neutre dans l'ouverture.

L'analyse des profils verticaux de température et de vitesse de l'air confirme cette hypothèse, surtout lorsqu'un fort gradient thermique existe entre les zones.

Sur les figures suivantes (cf. Fig. 6.1 et 6.2), nous avons reporté à titre d'exemple, les profils verticaux moyens de température dans les zones et dans l'ouverture, ainsi que le profil moyen de vitesse correspondant à une des 24 expériences réalisées avec une ouverture standard.

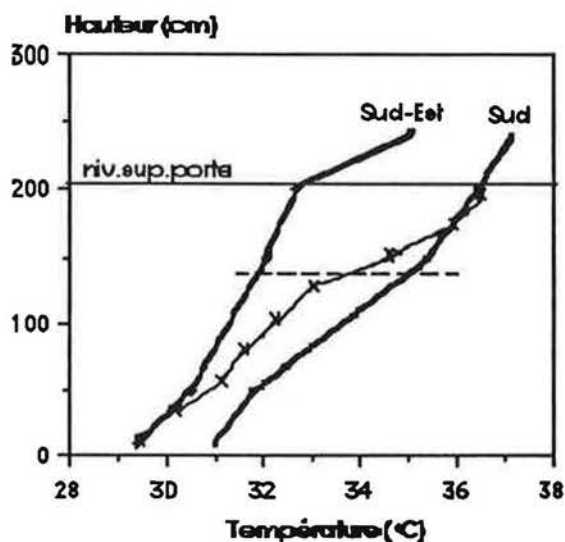


fig. 6.1 : profils verticaux de température mesurés dans les zones et dans l'ouverture

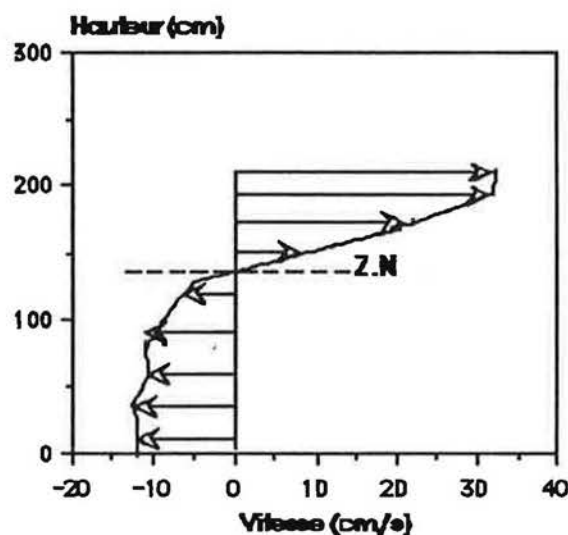


Fig. 6.2 : profil vertical de vitesse mesuré dans l'ouverture.

En examinant les profils de température, on constate que :

- L'écart de température entre pièces augmente avec la hauteur, ce qui a induit une vitesse d'écoulement plus grande dans la partie supérieure de l'ouverture.
- Le profil de température dans l'ouverture est proche du profil de la pièce froide dans le bas de l'ouverture, il devient plus proche du profil de la pièce chaude dans le haut de l'ouverture, ce qui indique bien que l'air froid traverse la partie inférieure de l'ouverture et que l'air chaud traverse la partie supérieure.
- Un fort gradient vertical de température existe dans l'ouverture au niveau de la zone neutre.

Ainsi l'on constate que le profil de vitesse n'est pas symétrique par rapport au milieu de l'ouverture, et que la zone neutre est située au-dessus de la mi-hauteur de l'ouverture.

La variation du coefficient de déviation ε_v selon la hauteur de l'ouverture indique la présence d'une zone de fluctuation autour de la zone neutre. ceci est dû à un mélange des masses d'air chaud et froid dans cette zone (cf. Fig. 6.3 et 6.4).

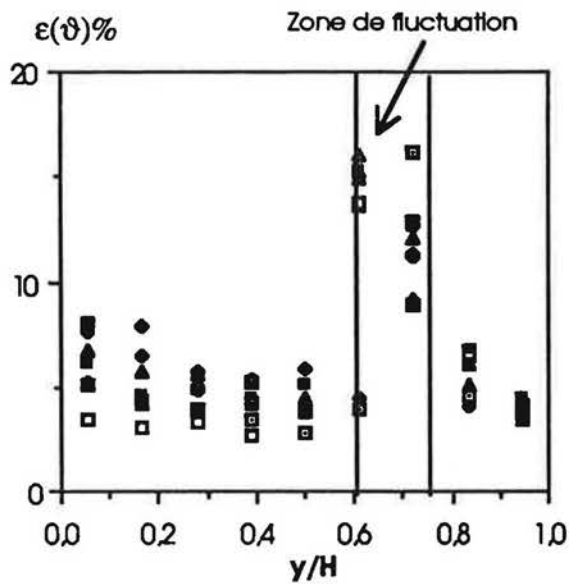


Fig. 6.3: variation du coefficient de déviation ε_v selon la hauteur.

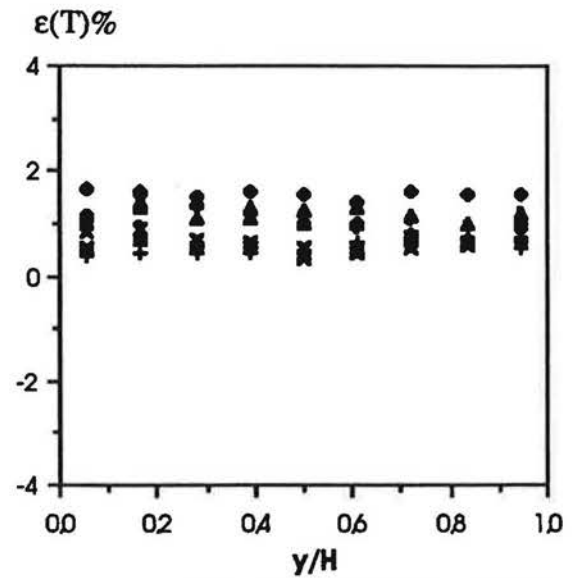


Fig. 6.4: variation du coefficient de déviation ε_T selon la hauteur.

4.2 Les débits massiques et les flux de chaleur

4.21 Dépendance avec les écarts caractéristiques de température

Les débits massiques et les flux de chaleur expérimentaux sont calculés à partir des profils de vitesse et de température de l'air dans l'ouverture (cf. annexe A.1) :

$$\phi(\text{exp}) = C_p \left(\sum \rho_i \cdot v_i \cdot T_i \cdot S_i \right)_{S_{\text{sup}}} - \left(\sum \rho_i \cdot v_i \cdot T_i \cdot S_i \right)_{S_{\text{inf}}} \quad (\text{Eq. 6.5})$$

$$Q_m(\text{exp}) = \left(\sum \rho_i \cdot v_i \cdot S_i \right)_{S_{\text{sup}}} - \left(\sum \rho_i \cdot v_i \cdot S_i \right)_{S_{\text{inf}}} \quad (\text{Eq. 6.6})$$

Ces deux quantités, calculées à partir d'équations basées sur le théorème de Bernoulli, sont linéairement dépendantes de $(\Delta T)^n$ tel que, en théorie :

$n = 0.5$ pour les débits massiques;

$n = 1.5$ pour les flux de chaleur;

ΔT est la différence caractéristique de température entre zones.

Pour confronter les résultats expérimentaux avec la théorie, nous avons tracé les flux de chaleur en fonction de $(\Delta T)^{1.5}$ (cf. Fig. 6.5) et les débits massiques en fonction de $(\Delta T)^{0.5}$ (cf. Fig. 6.6) et ce pour tous les écarts caractéristiques ΔT_i ($i=1,2,3,4,5$) de température étudiés.

L'analyse des données montre une dépendance linéaire entre $\phi(\text{exp})$ et $(\Delta T)^{1.5}$, et entre $Q_m(\text{exp})$ et $(\Delta T)^{0.5}$, sauf pour l'écart caractéristique ΔT_3 qui est l'écart entre les températures mesurées aux centres des pièces. Par exemple, pour un $\Delta T_3=3^\circ\text{C}$, le flux de chaleur prend deux valeurs très différentes, du simple au triple (200-600W), et le débit massique varie de 288Kg/h à 468 Kg/h. Cette dispersion signifie que, pour un même écart de température aux centres des pièces, les gradients de températures dans ces pièces peuvent être très divers et que le flux de chaleur et le débit massique dépendent des stratifications dans les zones.

L'utilisation de cet écart caractéristique de température (ΔT_3) n'est pas pertinent. Dans ce qui suit, nous abandonnons l'analyse de son influence sur les paramètres étudiés.

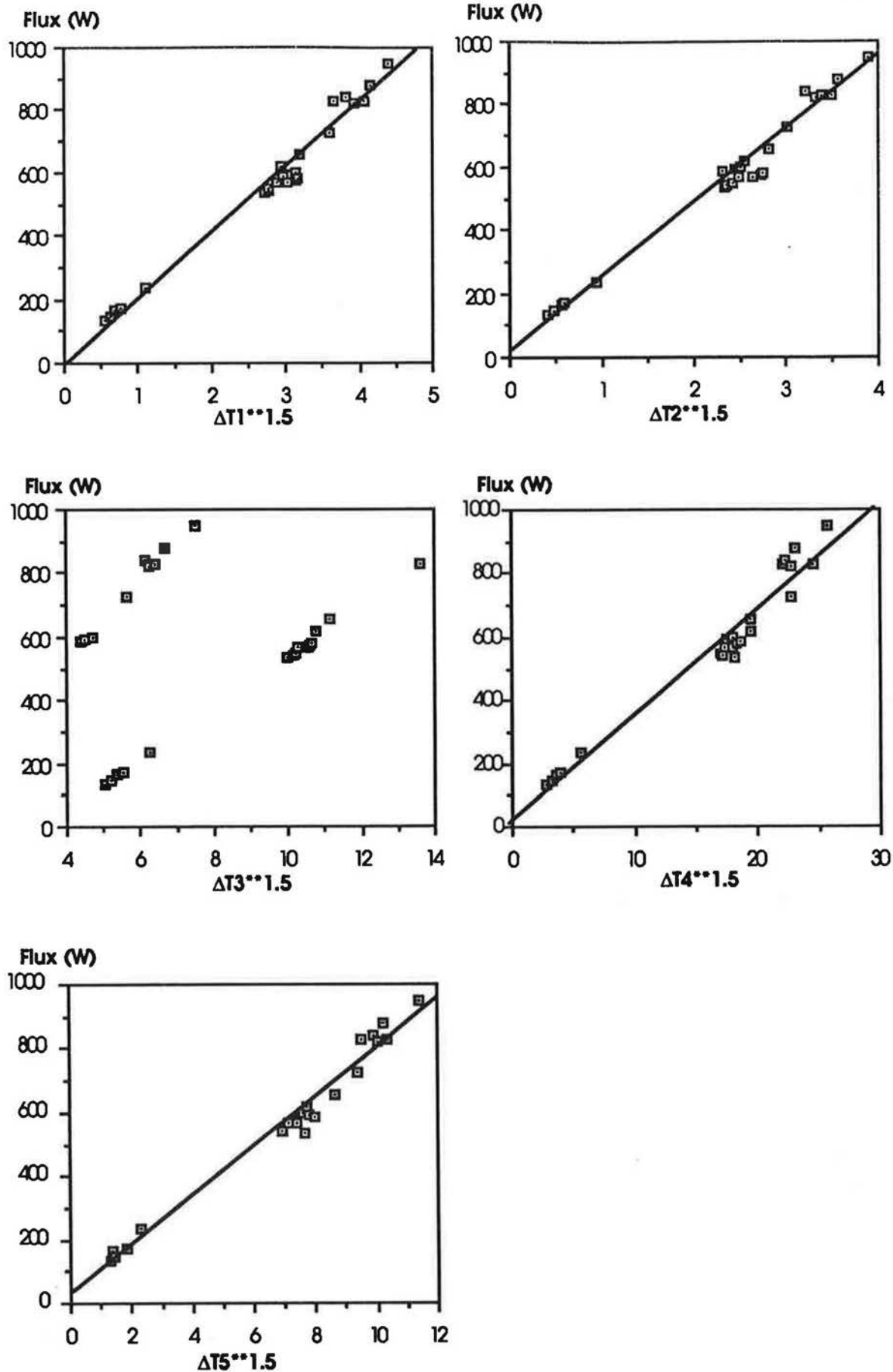


Fig. 6.5 : dépendance entre les flux de chaleur trouvés expérimentalement et les divers écarts caractéristiques de température.

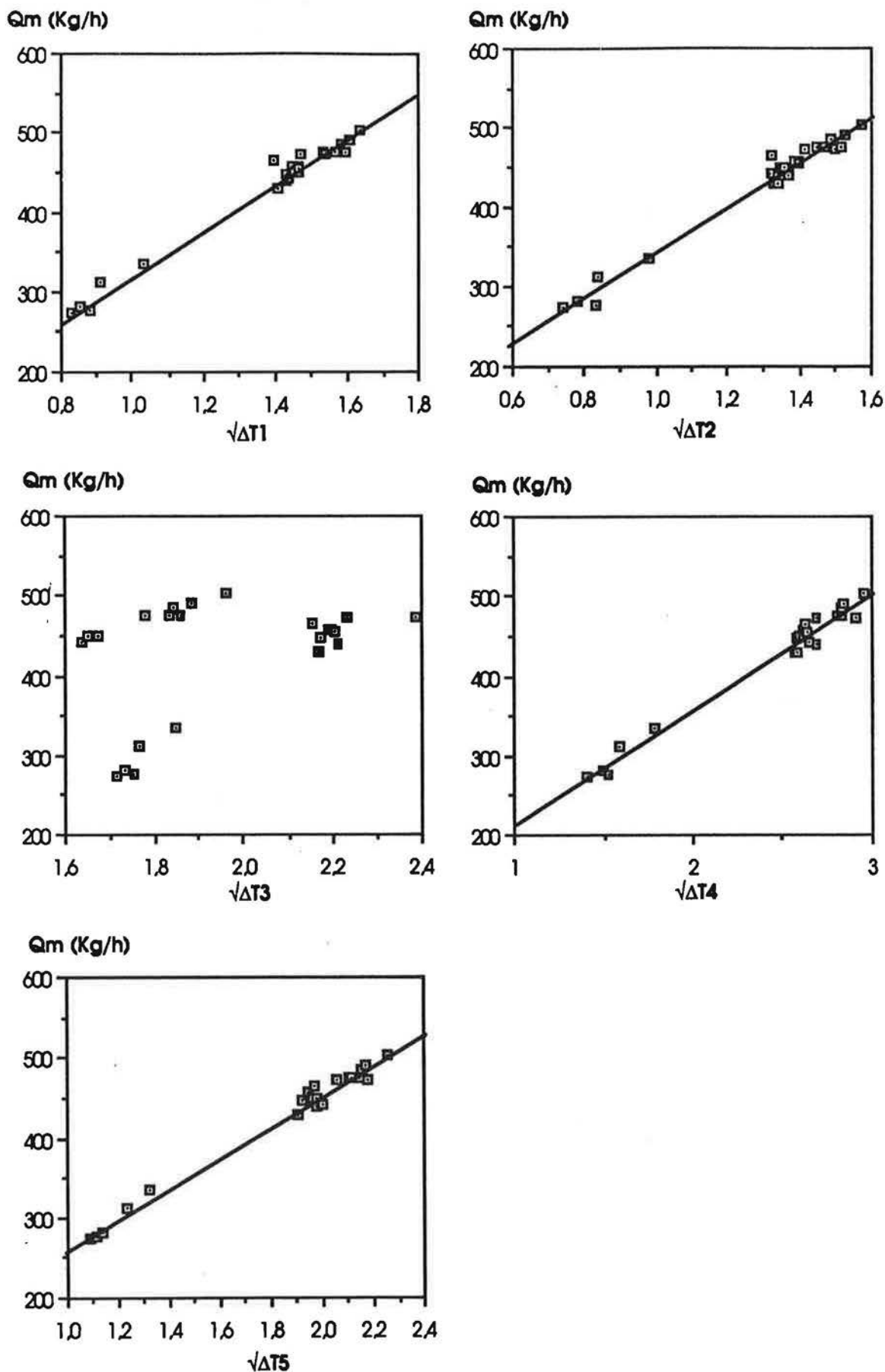


Fig. 6.6: dépendance entre les débits massiques expérimentaux et les divers écarts caractéristiques de température.

4.22 Relation Flux de chaleur - Débit massique

Théoriquement, le flux de chaleur se calcule à partir du débit massique en utilisant l'équation calorimétrique suivante :

$$\phi_{(th)} = C_p \cdot Q_m \cdot \Delta T \quad (\text{Eq. 6.7})$$

ΔT est l'écart de température caractéristique.

Nous avons cherché à appliquer cette équation pour traiter le problème de l'écoulement d'air à travers une grande ouverture. En se basant sur les valeurs de débits massiques trouvés expérimentalement, nous avons calculé les flux à partir de l'équation précédente. La comparaison des flux calculés par l'équation (Eq. 6.7) avec les flux expérimentaux révèle une nette différence entre ces deux quantités, et ce pour les divers écarts caractéristiques étudiés.

La principale raison de cette différence réside dans les méthodes de calcul des flux : l'expression du flux expérimental tient compte implicitement de l'écart caractéristique ΔT_5 ($\Delta T_5 = T_{moy}(sup) - T_{moy}(inf)$).

Si l'on veut simplifier l'expression de $\phi_{(exp)}$ (Eq. 6.5) pour faire apparaître le terme du débit massique, on peut supposer que les températures dans la partie supérieure de l'ouverture sont uniformes et égales à $T_{moy}(sup)$, et que les températures dans la partie inférieure de l'ouverture sont aussi uniformes et égales à $T_{moy}(inf)$, ce qui nous donne :

$$\begin{aligned} \phi_{(exp)s} &= C_p \left(T_{moy}(sup) \left(\sum \rho_i \cdot v_i \cdot S_i \right)_{S_{sup}} - T_{moy}(inf) \left(\sum \rho_i \cdot v_i \cdot S_i \right)_{S_{inf}} \right) \\ \phi_{(exp)s} &= C_p \cdot Q_m(exp) \cdot (T_{moy}(sup) - T_{moy}(inf)) = C_p \cdot Q_m(exp) \cdot \Delta T_5 \end{aligned} \quad (\text{Eq. 6.8})$$

$\phi_{(exp)s}$ est l'expression simplifiée du flux expérimental.

Pour obtenir les valeurs expérimentales du flux à partir de cette expression simplifiée, il faut la multiplier par un coefficient ϵ qu'on pourrait nommer coefficient de simplification de la méthode de calcul :

$$\phi_{(exp)} = \epsilon \cdot \phi_{(exp)s} = \epsilon \cdot C_p \cdot Q_m(exp) \cdot \Delta T_5 \quad (\text{Eq. 6.9})$$

Pour l'ouverture standard, ϵ est de l'ordre de 1.3 (cf. Fig. 6.7).

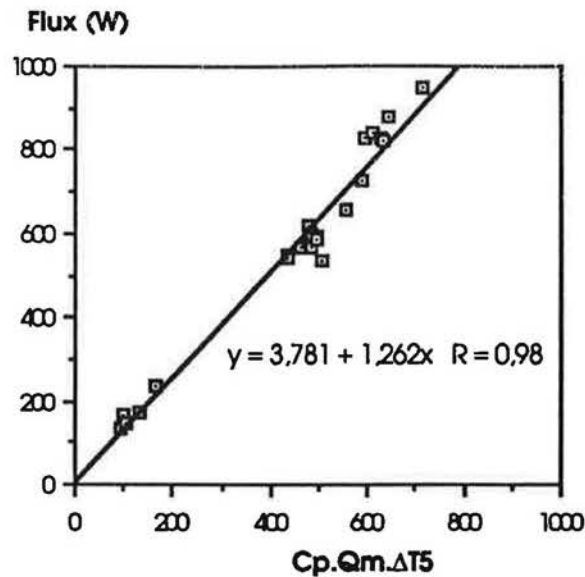


Fig. 6.7: comparaison entre flux expérimentaux et flux calculés par l'équation (Eq. 6.7) pour l'écart caractéristique de température ΔT_5 .

Si l'on veut calculer le flux de chaleur pour n'importe quel écart caractéristique de température,

de façon à obtenir $\phi_{\Delta T_i} = \phi(\text{exp})$, on peut écrire :

$$\begin{aligned}\phi_{\Delta T_i} &= \varepsilon \cdot C_p \cdot Q_m(\text{exp}) \cdot (\Delta T_5 / \Delta T_i) \cdot \Delta T_i \\ &= \varepsilon \cdot (\Delta T_5 / \Delta T_i) \cdot C_p \cdot Q_m(\text{exp}) \cdot \Delta T_i \\ &= \alpha_i \cdot C_p \cdot Q_m(\text{exp}) \cdot \Delta T_i\end{aligned}\quad (\text{Eq. 6.10})$$

$$\alpha_i = \varepsilon \cdot (\Delta T_5 / \Delta T_i) \quad \text{est un coefficient de stratification lié à } \Delta T_i. \quad (\text{Eq. 6.11})$$

$$\alpha_1 = \varepsilon \cdot (\Delta T_5 / \Delta T_1);$$

$$\alpha_2 = \varepsilon \cdot (\Delta T_5 / \Delta T_2);$$

$$\alpha_4 = \varepsilon \cdot (\Delta T_5 / \Delta T_4);$$

Cette équation est aussi valable pour ΔT_5 :

$$\alpha_5 = \varepsilon \cdot (\Delta T_5 / \Delta T_5) = \varepsilon.$$

Nous avons calculé les α_i par deux méthodes :

1- en corrélant directement $\phi(\text{exp})$ avec $C_p \cdot Q_m(\text{exp}) \cdot \Delta T_i$;

2- en appliquant l'équation $\alpha_i = \varepsilon \cdot (\Delta T_5 / \Delta T_i)$ après avoir calculé les valeurs de $(\Delta T_5 / \Delta T_i)$.

Les figures suivantes montrent que les deux méthodes donnent les mêmes valeurs pour les α_i (cf. Fig. 6.8 à 6.9).

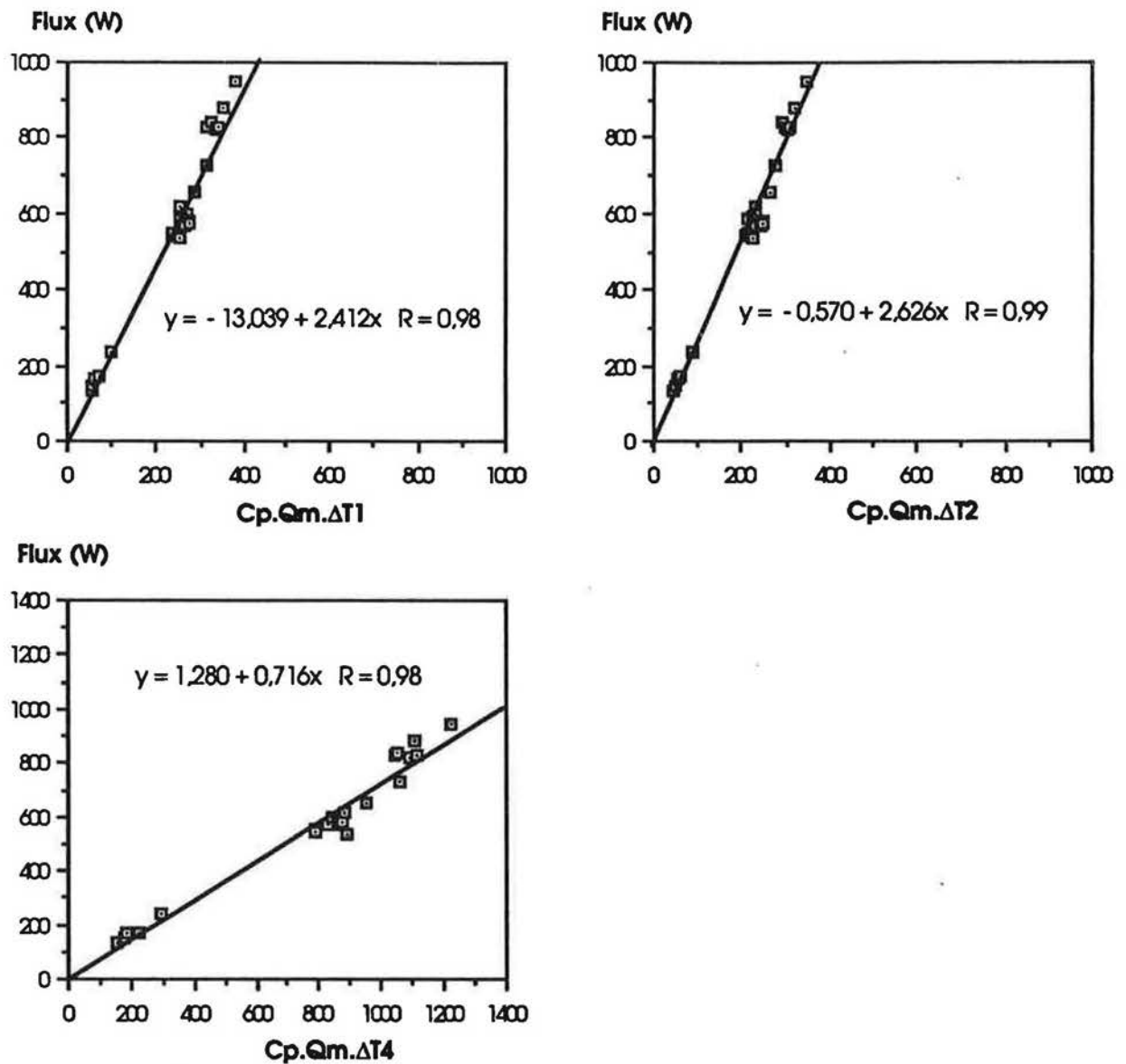


Fig. 6.8 : les flux expérimentaux corrélés avec $Cp.Qm(exp).\Delta T_i$ pour les divers écarts caractéristiques de températures (ΔT_1 , ΔT_2 et ΔT_4) . Les valeurs de α_i trouvées par cette méthode (1) correspondent aux pentes des droites de la corrélation $\phi = a + b Cp.Qm.\Delta T_i$.

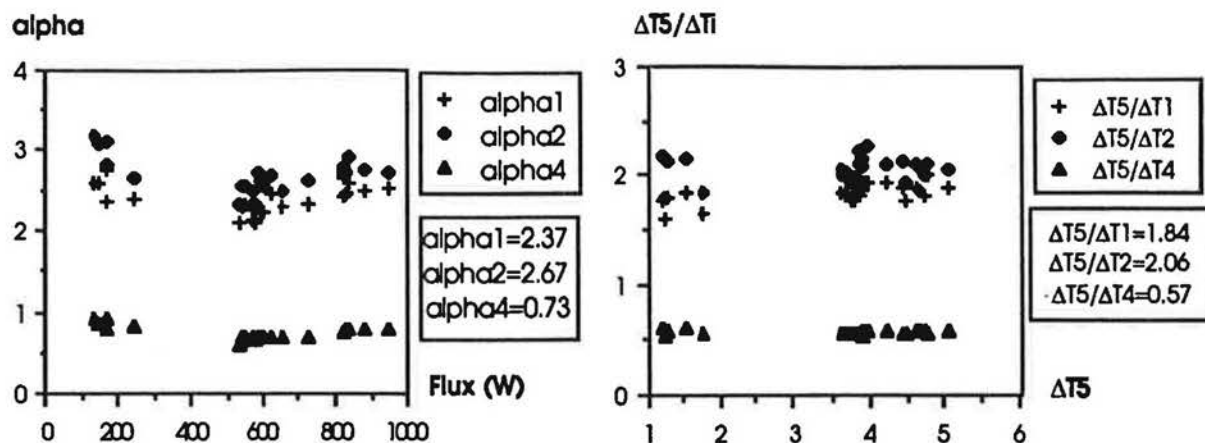


Fig. 6.9 : l'ensemble des valeurs de α calculées par la méthode 2, ainsi que les valeurs de $\Delta T_5/\Delta T_i$ pour tous les tests réalisés pour l'ouverture standard.

On conclut que dans le cas d'un écoulement à travers une grande ouverture séparant deux pièces non isothermes, les flux de chaleur à travers l'ouverture peuvent être calculés à partir des valeurs des débits massiques à condition d'utiliser un coefficient multiplicateur empirique qui traduit l'influence sur l'écoulement de la stratification dans les deux pièces.

4.3 Les corrélations $Nu = (C/3)\sqrt{Gr} \cdot Pr$

4.31 Valeurs du coefficient C

Comme nous l'avons mentionnée au paragraphe 3 de ce chapitre, la recherche d'une corrélation reliant le nombre de Nusselt au nombre de Grashof se fait à partir des valeurs de flux obtenues expérimentalement. La corrélation à identifier est du type $Nu = (C/3)\sqrt{Gr} \cdot Pr$.

Les figures suivantes montrent l'ensemble des valeurs $C/3$, relatives à tous les tests réalisés avec la géométrie 1, en fonction des différentes définitions de l'écart caractéristique de température ($\Delta T1$, $\Delta T2$, $\Delta T4$ et $\Delta T5$) (cf. Fig.6.10).

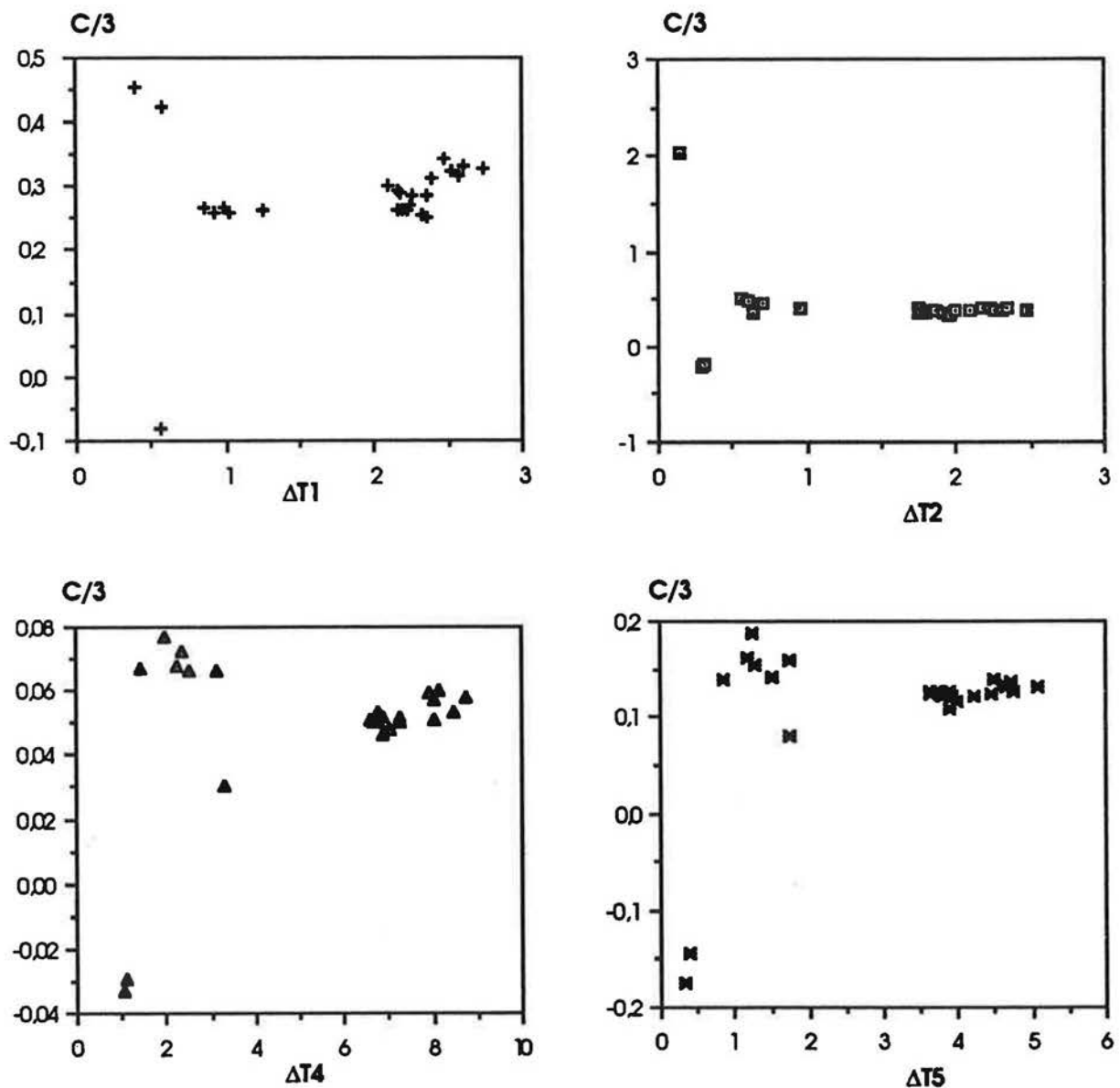


Fig. 6.10: valeurs $C/3$ relatives à chaque expérience réalisée avec l'ouverture standard en fonction des différentes définitions de l'écart caractéristique de température.

A l'examen de ces 4 figures pour des faibles écarts de température entre zones ($\Delta T_1 < 0.7^\circ\text{C}$), on constate une grande dispersion des valeurs de Ci autour de la valeur moyenne. Ce point sera développé au paragraphe suivant.

Sans tenir compte de cette dispersion, pour les faibles valeurs de ΔT_i , les différentes corrélations obtenues, pour les 4 écarts caractéristiques de température, sont données dans le tableau suivant:

Ecart caractéristique de température	Corrélation	Domaine de validité	Ecart moyen E
ΔT_1	$Nu = 0.29 \sqrt{Gr} . Pr$	$5.10^8 \leq Gr \leq 3.6 \cdot 10^9$	10%
ΔT_2	$Nu = 0.37 \sqrt{Gr} . Pr$	$4.10^8 \leq Gr \leq 3.2 \cdot 10^9$	6%
ΔT_4	$Nu = 0.05 \sqrt{Gr} . Pr$	$1.6 \cdot 10^9 \leq Gr \leq 1.2 \cdot 10^{10}$	7%
ΔT_5	$Nu = 0.13 \sqrt{Gr} . Pr$	$5.10^8 \leq Gr \leq 7.10^9$	6%

On remarque que les 4 corrélations donnent des résultats à peu près équivalents concernant la valeur de l'écart moyen E.

4.32 Problème des faibles écarts de température entre zones

La méthode de calcul du flux de chaleur à partir des données expérimentales est basée sur les hypothèses suivantes :

- dans les pièces, les plans horizontaux sont isothermes, ce qui signifie que l'écoulement est bidimensionnel et que les profils de températures aux centres des pièces sont confondus avec les profils des températures moyennes des plans horizontaux;
- dans l'ouverture, il n'existe qu'une seule zone neutre : l'écoulement est bidirectionnel, l'air chaud passe dans la partie supérieure de l'ouverture, l'air froid passe dans la partie inférieure.

Lorsque les écarts de température entre pièces sont forts, ces hypothèses sont valables et les variations des coefficients C_i autour de la valeur moyenne C sont faibles.

Par contre, pour les faibles écarts de températures entre pièces, on observe une grande dispersion des valeurs de C_i (cf. Fig. 6.10), on obtient parfois des valeurs négatives! Cela signifie que les hypothèses utilisées ne sont pas vérifiées : les plans horizontaux dans les pièces ne sont plus isothermes et/ou il ya plusieurs zones neutres dans l'ouverture.

Pour essayer de comprendre les phénomènes physiques, observons deux situations très différentes; pour l'une la différence entre les températures moyennes des pièces est importante ($\Delta T_1=2.5^\circ\text{C}$)(cf. Fig.6.11 à 6.12); pour l'autre, cette différence est faible ($\Delta T_1=0.4^\circ\text{C}$) (cf. Fig. 6.13 à 6.14).

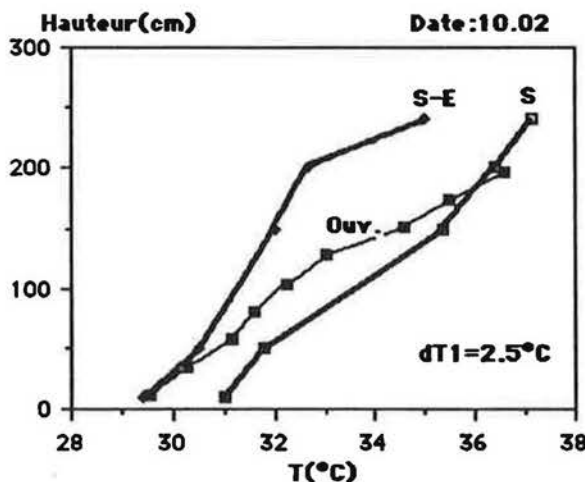


Fig. 6.11: profils des températures moyennes horizontales mesurées dans les deux pièces.

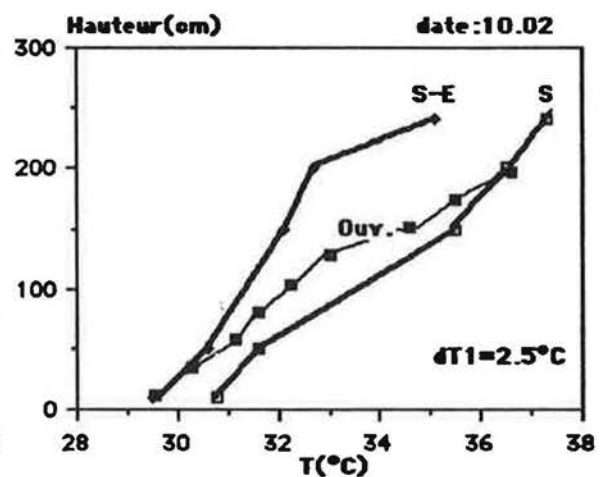


Fig.6.12: profils des températures relevées sur les verticales centrales des deux pièces.

A l'observation de ces figures (6.11 et 6.12), il est clair que, quand le "moteur thermique" entre pièces est fort ($\Delta T_1=2.5^\circ\text{C}$), les plans horizontaux dans chaque pièce sont presque isothermes (comparaison entre les profils moyens et les profils mesurés aux centres des pièces), le profil

des températures dans la partie supérieure de l'ouverture est proche du profil dans la pièce la plus chaude (de l'air chaud passe effectivement dans le haut de l'ouverture), dans la partie inférieure de l'ouverture, il est proche du profil de température de la pièce la plus froide (de l'air froid passe effectivement dans le bas de l'ouverture). Les conditions d'application de la méthode de calcul du coefficient C sont alors vérifiées.

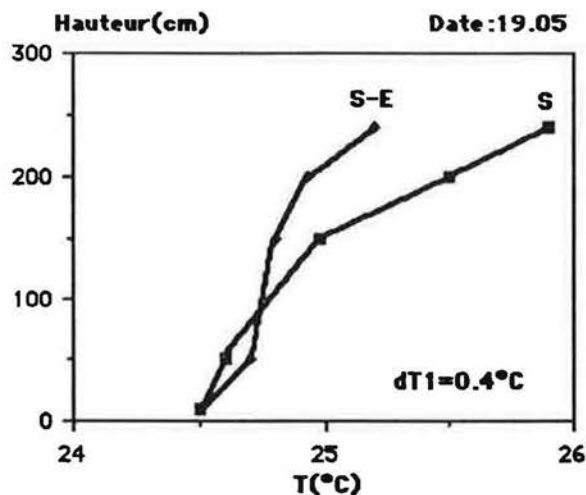


Fig. 6.13: profils des températures moyennes horizontales mesurées dans les deux pièces.

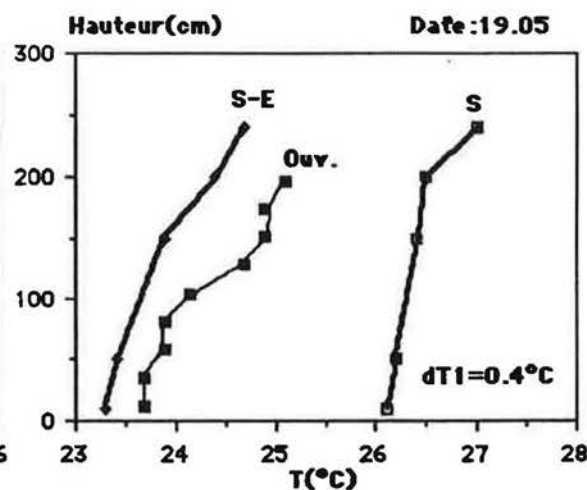


Fig. 6.14: profils des températures relevées sur les verticales centrales des deux pièces.

Par contre, lorsque le "moteur thermique" entre pièces est faible ($\Delta T_1 = 0.4^\circ\text{C}$), l'anisothermie des plans horizontaux dans chaque pièce est forte, le profil des températures dans l'ouverture est proche du profil des températures dans la pièce froide (les sondes anémométriques sont placées du côté de la pièce froide). Cela signifie que les mouvements d'air entre pièces sont faibles et que, par contre, les mouvements d'air à l'intérieur d'une pièce sont forts. De plus, il peut y avoir plusieurs zones neutres dans l'ouverture (cf.(49)).

4.4 Calcul des coefficients de décharge pour la porte standard

Avant de commencer l'identification des coefficients de décharge, il est utile de signaler que le calcul sera basé sur l'écart entre les températures moyennes des pièces $\Delta T1$ (chaque pièce est caractérisée par une température unique égale à la température moyenne globale).

Pour aboutir à la corrélation $Nu/Pr = C \cdot \sqrt{Gr}$, nous avons adopté une hypothèse simplificatrice qui considère que l'écoulement à travers une grande ouverture est caractérisé par un seul coefficient de décharge Cd . Le coefficient C est égal au produit de Cd par un coefficient Cr qui représente la disparité de température entre les masses d'air traversant l'ouverture, de part et d'autre de la zone neutre.

Or, bien qu'avec cette hypothèse, il a été possible d'établir une corrélation qui permette un bon calcul du flux de chaleur entre pièces, le "coefficient de décharge" figurant dans cette corrélation ne permet pas de retrouver les valeurs de débits massiques expérimentaux.

La figure suivante (cf. Fig. 6.15) montre la différence qui existe entre les valeurs expérimentales de débit et les valeurs calculées à l'aide de l'équation suivante :

$$Q_m = (C_d \cdot C_r) / 3 \cdot L_p \cdot v \cdot \sqrt{Gr} \quad (\text{Eq.6.12})$$

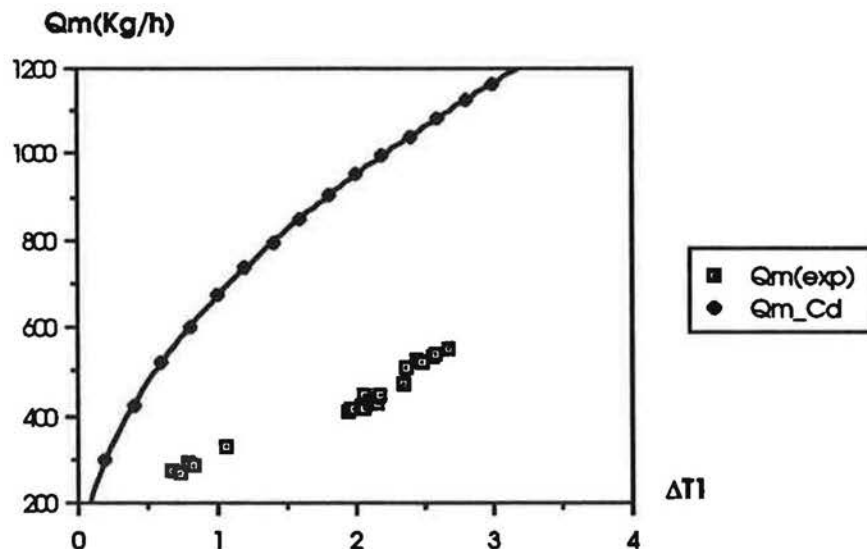


Fig. 6.15: comparaison entre les valeurs expérimentales de débits massiques et les valeurs calculées à l'aide du coefficient Cd de l'équation (6.12).

Arrivé à un tel résultat, on peut facilement constater que l'hypothèse (cf. §.2.2) prise sur le coefficient de décharge n'est pas valide.

Parce que, physiquement parlant, un coefficient de décharge caractérise une ouverture à travers laquelle l'écoulement est monodirectionnel, et que l'écoulement à travers une grande ouverture est bidirectionnel, nous avons discrétisé l'ouverture en deux sections situées de part

et d'autre de la zone neutre : la section haute sera caractérisée par un coefficient de décharge C_a , et la section basse caractérisée par un coefficient de décharge C_b .

Les débits traversant l'ouverture sont liés à C_a et C_b par les équations suivantes :

$$Q_{ma}(H_n, H_a) = (2/3) C_a L \sqrt{2 \rho_a g | \Delta p |} (H_a - H_n)^{3/2} \quad (\text{Eq.6.13})$$

$$Q_{mb}(H_b, H_n) = (2/3) C_b L \sqrt{2 \rho_b g | \Delta p |} (H_n - H_b)^{3/2} \quad (\text{Eq.6.14})$$

La position de la zone neutre est supposée connue, sa valeur est égale à la valeur de H_n trouvée expérimentalement.

Pour la porte standard, on trouve les valeurs moyennes suivantes :

$C_a = 1.0$ avec un écart moyen de 7 %

$C_b = 0.27$ avec un écart moyen de 6%

Les différentes valeurs de C_a et C_b , calculées pour l'ensemble des tests réalisés sont montrées par la figure suivante (cf. Fig.6.16):

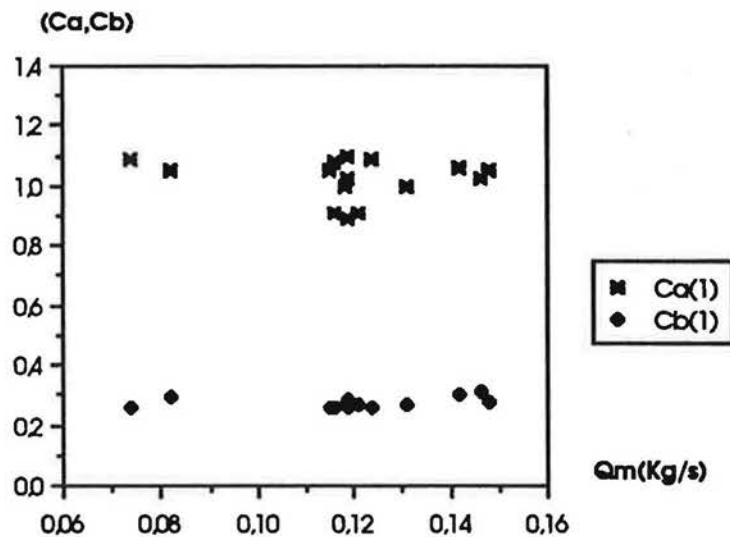


Fig. 6.16: valeurs de C_a et de C_b calculées à l'aide des équations (6.13 et 6.14), à partir des valeurs expérimentales de débits massiques.

Ainsi l'on constate que pour des volumes d'air supposés isothermes dans les deux pièces, le calcul des débits massiques à travers une grande ouverture, basé sur l'équation de Bernoulli, nécessite la spécification de deux coefficients de décharge : C_a qui caractérise la partie supérieure de l'ouverture et C_b qui caractérise la partie inférieure. Pour une porte standard, le rapport C_a/C_b est de l'ordre de 3.

5. RESULTATS OBTENUS POUR LES DIFFERENTES GEOMETRIES

5.1 Variation du coefficient C avec la position de l'ouverture

On donne dans ce qui suit les valeurs de C obtenues pour toutes les géométries étudiées, et ce en fonction des écarts caractéristiques de température ΔT_1 , ΔT_2 , ΔT_4 et ΔT_5 . On donne aussi les valeurs de l'écart moyen (E) entre les valeurs de Nusselt calculées et mesurées.

	ΔT_1		ΔT_2		ΔT_4		ΔT_5	
	C	E	C	E	C	E	C	E
G#1	0.88	10%	1.12	6%	0.16	7%	0.38	6%
G#2	0.60	18%	0.84	15%	0.19	16%	0.43	7%
G#3	0.76	5%	0.65	6%	0.26	8%	0.54	4%
G#4	0.38	13%	0.92	11%	0.21	12%	0.49	6%
G#5	0.76	15%	0.62	6%	0.33	5%	0.60	6%
G#6	0.68	8%	0.69	6%	0.29	15%	0.58	8%
G#7	0.12	19%	0.25	13%	0.22	9%	0.66	9%
G#8	0.72	13%	0.70	13%	0.42	14%	0.74	10%
G#9	0.83	15%	0.69	8%	0.48	8%	0.84	6%

L'analyse du tableau montre que ΔT_5 est l'écart de température qui donne les meilleurs résultats, cela paraît logique car c'est bien l'écart utilisé implicitement dans le calcul des flux de chaleur à travers les ouvertures (cf. annexe A.1).

L'influence de la position de l'ouverture sur le coefficient C se présente comme suit :

Pour une même hauteur d'ouverture (G#2,G#3: H=1.5m), (G#4,G#5,G#6: H=1m) et (G#7,G#8,G#9: H=0.5m), les valeurs de $C_{\Delta T_1}$, $C_{\Delta T_4}$ et $C_{\Delta T_5}$ augmentent lorsque l'ouverture se déplace vers le plafond. Par contre la valeur de $C_{\Delta T_2}$ diminue, sauf en comparant les géométries 7 et 8 où $C_{\Delta T_2}$ augmente.

Comment ces phénomènes peuvent-ils s'expliquer ?

Pour un même écart entre les températures moyennes des zones ΔT_1 , l'écart entre les profils de température augmente avec la hauteur, le moteur thermique entre zones est plus fort en haut

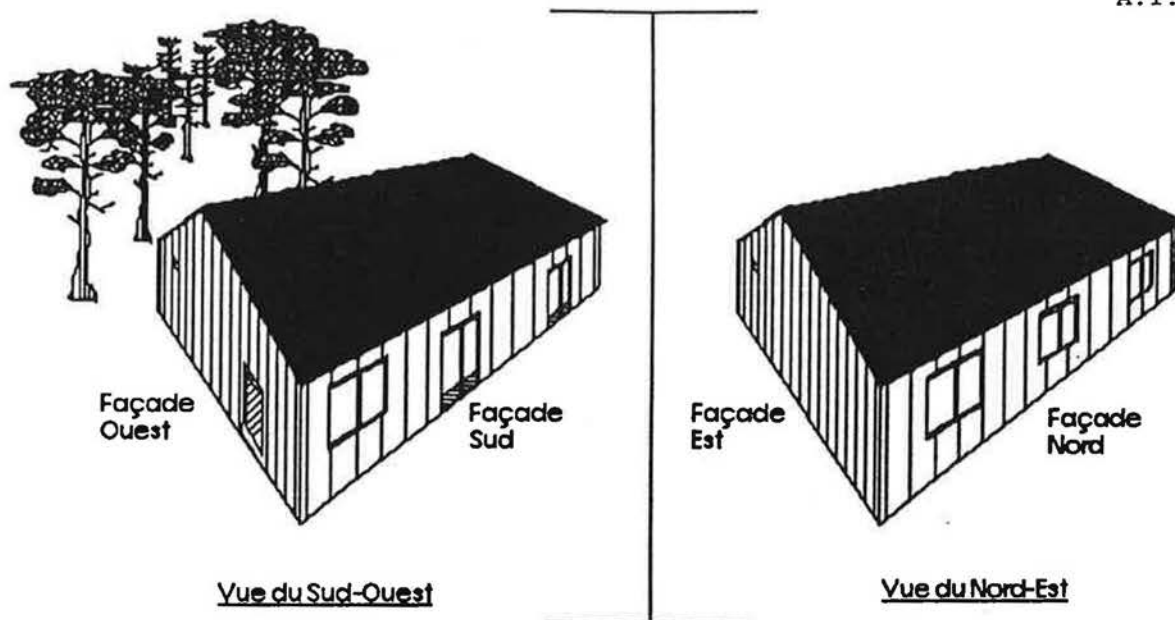

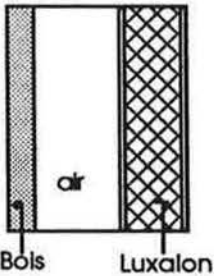
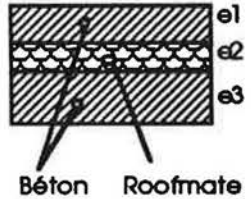
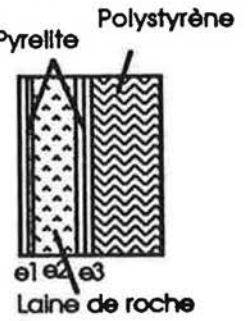


Fig. A.1.2: les deux vues Sud-Ouest et Nord-Est de la cellule DESYS.

Vue de l'intérieur, la cellule se présente comme un parallélépipède rectangulaire parfaitement lisse : un plafond constitué d'un élément isolant (TOILATTE/Avis Technique n:5/81-344) est fixé par des ridains à la charpente, les parois extérieures sont complétées par des contre-cloisons en panneaux de particules. Les cloisons sont constituées de panneaux composite (ROLICLOISON PHONIQUE PYRELITE, Avis Technique n: 10179-16) difficilement inflammable, montés sur vérins. Ce montage permet de reconfigurer assez rapidement l'intérieur de la cellule.

A.1.2 Constitution et caractéristiques thermiques des parois.

Type de paroi	Constitutions	Conductivité thermique (W/m.K)	Masse volumique (Kg/m ³)
Plafond 	<ul style="list-style-type: none"> - Polystyrène expansé e2 = 60 mm. - Panneaux de particules e1 = e3 = 12 mm. 	0.036 0.017	∅ 610
Parois extérieures opaques 	<ul style="list-style-type: none"> - Luxalon e3 = 50 mm. - Contre cloison en bois e1 = 35 mm. - Lame d'air e2 = 105 mm. 	0.026 0.12 0.026	150 à 170 570
Dalle 	<ul style="list-style-type: none"> - ROOFMATE SP e2 = 50 mm. - Béton e1 = 70 mm e2 = 100 mm. 	0.025 1.5	33 2000 à 2400
Cloisons 	<ul style="list-style-type: none"> - Pyrelite e1 = e3 = 22.5 mm. - Laine de roche e2 = 25 mm. 	0.012 0.04	680 70
Porte de communication	e = 38 mm.	0.19	

Les porte-fenêtres sont des menuiseries industrielles en bois. Les vitrage sont doubles (vitres de 3mm et lame d'air de 8mm), leur classe d'étanchéité à l'air est A3. La hauteur de chaque porte fenêtre est de 2.20m.

Pour éviter l'impact direct du rayonnement solaire sur les mesures, on a posé sur le vitrage un film d'aluminium mince de coefficient d'absorption du rayonnement solaire $\alpha = 0.065 \pm 0.005$ (mesuré avec les moyens techniques du service Physique des Matériaux du CSTB Grenoble).

A.1.3 Étanchéité de la cellule

La perméabilité de l'enveloppe d'un bâtiment est la valeur du débit d'air (en m³/h) qui la traverse, lorsqu'une différence de pression de 1 Pa existe entre l'intérieur et l'extérieur (cf. ref.)

Des mesures de perméabilité ont été effectuées pour l'ensemble de la cellule DESYS, selon la méthode dite de la "fausse porte". Son principe consiste à mettre l'ensemble du logement en dépression au moyen d'un ventilateur à vitesse variable et à mesurer le débit d'air extrait pour différentes valeurs de la différence de pression entre l'intérieur et l'extérieur.

L'appareillage est composé d'une "fausse porte" parfaitement étanche en feuilure, qui remplace une des portes du local testé. Sur cette "fausse porte" sont reliés le ventilateur et le dispositif de mesure de débit par diaphragme.

Les mesures conduisent à des séries de valeurs ($\Delta P_i, Q_i$) qui permettent d'ajuster une courbe du type $Q = K \cdot \Delta P^{2/3}$ conformément à la norme NF P20-302.

Plusieurs types d'essais ont été réalisés, avec une bouche d'extraction d'air obturée. L'objectif est de quantifier séparément la perméabilité des ouvrants, des prises de courant puis celle correspondant aux défauts d'étanchéité.

La loi de débit d'air de fuite, établie pour l'ensemble de la cellule est :

$$Q = 27.4 \Delta P^{2/3}$$

Pour chaque zone, en fonction de la surface de parois extérieures et de plafond, du nombre de prises de courant, une cartographie précise des infiltrations d'air a été dressée (cf. Fig.A.1.3).

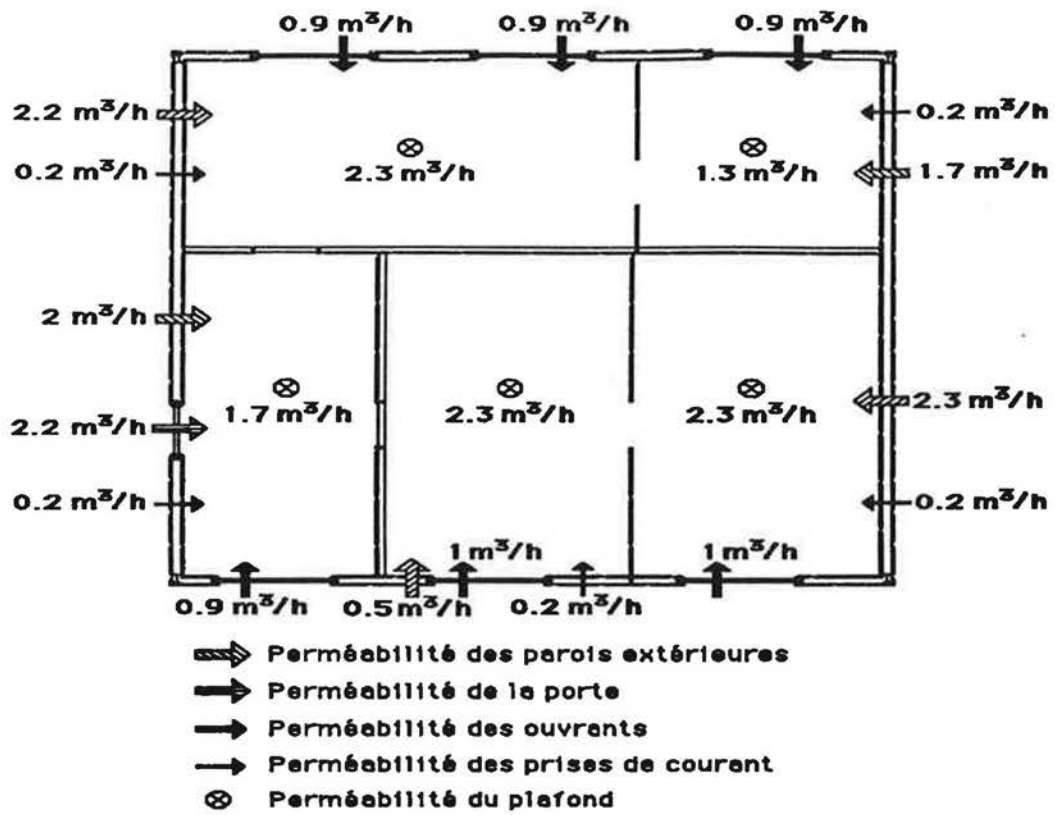


Fig. A.1.3: perméabilité des divers éléments de la cellule DESYS.

ANNEXE 2

**METHODE DE CALCUL DES FLUX DE CHALEUR
A TRAVERS L'OUVERTURE**

A.2.1. Détermination des flux

Les flux sont calculés en régime thermique établi*. Une série de mesures s'étale sur une période de 7 à 10 h et comprend 4 cartographies par heure.

Pour chaque série de mesures (N cartographies), on calcule le débit massique moyen, Q_m , et le flux de chaleur moyen, ϕ_m , transitant à travers l'ouverture.

$$Q_m = \left(\sum_{k=1}^N Q_k \right) / N \quad (Q_k \text{ débit massique correspondant à la } k^{\text{ème}} \text{ cartographie})$$

$$\phi_m = \left(\sum_{k=1}^N \phi_k \right) / N \quad (\phi_k \text{ flux de chaleur correspondant à la } k^{\text{ème}} \text{ cartographie})$$

Les débits Q_k sont calculés par intégration du profil des vitesses (il s'agit bien évidemment d'une intégration par une méthode approchée -méthode des trapèzes - décrite ci-après).

On calcule en fait deux débits ; le débit Q_{a_k} dans le haut de l'ouverture et le débit Q_{b_k} dans le bas de l'ouverture. Le débit Q_k est celui pour lequel le bilan massique de chaque zone est conservé (on procède par approximations successives en effectuant des hypothèses sur la position effective de la zone neutre - cote h_n^-). Il vient :

$$Q_{a_k} = \sum_{S_{sup}} Q_{ij}$$

$$Q_{b_k} = \sum_{S_{inf}} Q_{ij}$$

$$Q_{ij} = \rho_{ij} V_{ij} S_{ij}$$

S_{sup} la partie de l'ouverture située au-dessus de la zone neutre;

S_{inf} la partie de l'ouverture située sous la zone neutre;

V_{ij} (resp. ρ_{ij}) est la vitesse (resp. la masse volumique) de l'air aux points d'interpolation définis sur la figure A.2.1. Son mode de calcul est donné ci-après.

* Durant un même essai, les températures moyennes des zones ne fluctuent que de moins de 0,2 degré autour de leur valeur moyenne.

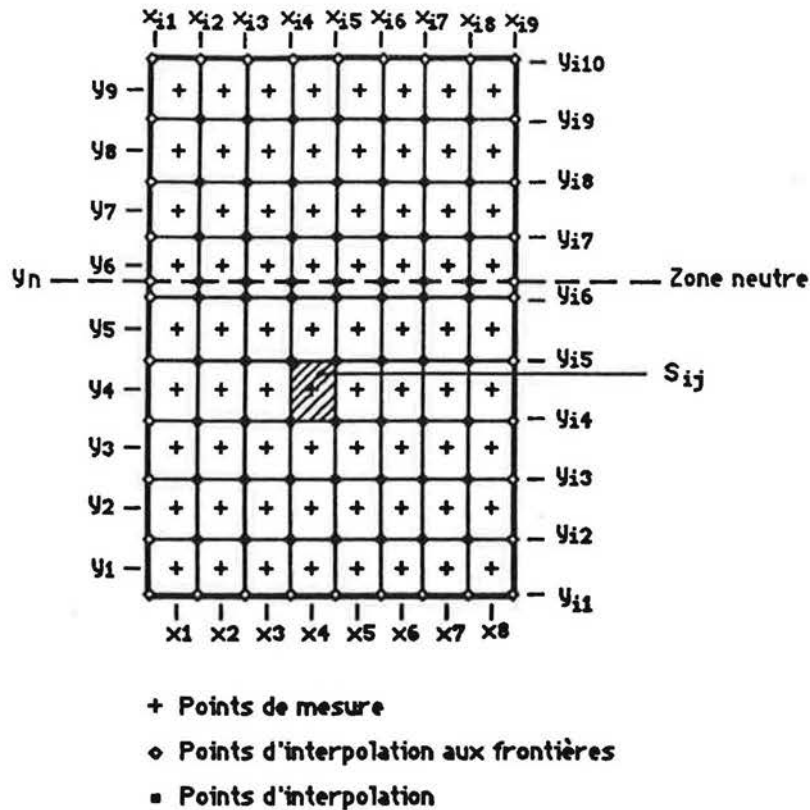


Figure A.2.1. - Points de mesure de la vitesse de l'air dans l'ouverture et points d'interpolation.

A partir des points de mesure, on détermine les vitesses aux frontières avec les hypothèses suivantes :

- frontières verticales : la vitesse est égale à la vitesse au point de mesure voisin situé sur une horizontale
- frontières horizontales (bords supérieur et inférieur de l'ouverture) :
deux hypothèses ont été testées* (cf. fig. A.2.2.) :

hypothèse A : la vitesse est égale à la vitesse au point de mesure voisin situé sur une verticale

hypothèse B : la vitesse est déduite par interpolation linéaire à partir des vitesses mesurées aux deux points immédiatement voisins situés sur une verticale.

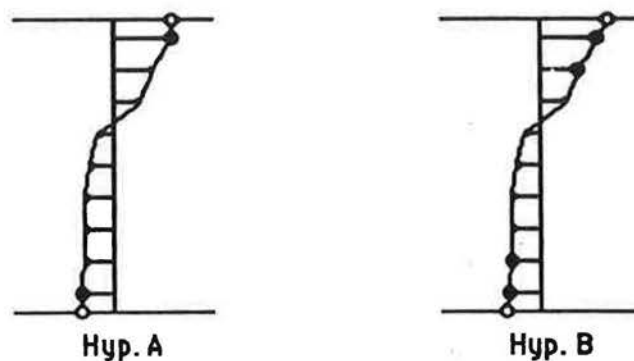


Figure A.2.2. - Hypothèses pour le calcul des vitesses aux bords inférieur et supérieur de l'ouverture

La comparaison des résultats obtenus avec l'une et l'autre hypothèses conduit à des écarts relatifs de 4 % sur la valeur des débits massiques. En conséquence, on utilisera dorénavant l'hypothèse A, plus simple.

Les points de mesure et les points d'interpolation aux frontières déterminent un quadrillage complet de l'ouverture. La vitesse moyenne V_{ij} , correspondant à chaque surface élémentaire S_{ij} , est la moyenne arithmétique des vitesses aux points définissant S_{ij} .

On procède de même pour calculer le champ des températures ; les masses volumiques sont déduites des températures interpolées par :

$$\rho_{ij} = \rho_0 \frac{T_0}{T_{ij}}$$

ρ_0 masse volumique de l'air à T_0

$$T_0 = 273,16 \text{ K}$$

Le flux de chaleur net, ϕ_k , échangé entre les deux zones est égal à la différence des débits enthalpiques dans les parties haute et basse de l'ouverture. Ces derniers sont définis par :

$$\phi_{a_k} = \sum_{S_{sup}} \phi_{ij}$$

$$\phi_{b_k} = \sum_{S_{inf}} \phi_{ij}$$

$$\text{avec : } \phi_{ij} = \rho_{ij} C_p V_{ij} S_{ij} T_{ij}$$

* Bien évidemment, la vitesse au niveau des bords inférieur et supérieur de l'ouverture est nulle ; la couche limite est mince (quelques mm) et la vitesse calculée par interpolation est celle au-delà de la couche limite.

ANNEXE 3

**STRUCTURE GENERALE DE LA METHODE DE
MODELISATION SOUS ASTEC.**

A.3.1 Caractéristiques générales du logiciel ASTEC3.

ASTEC3 est un progiciel qui permet de simuler un circuit électrique ou un système analogique en régime continu, transitoire ou alternatif.

ASTEC3 est une nouvelle version du programme ASTEC développé au Commissariat à l'Energie Atomique (Direction des Applications Militaires CEA/DAM) et diffusé par la Compagnie Internationale de Services en Informatiques (CISI).

Il possède un langage évolué de description pouvant faire appel à des modèles, mais aussi un langage très complet pour spécifier les calculs à effectuer et les résultats à éditer. Il permet, dans la description, l'emploi d'équations différentielles et de dérivées temporelles.

Les performances obtenues tant en temps calcul qu'en encombrement mémoire font qu'actuellement ASTEC3 est utilisé en Electronique par les principales sociétés françaises et également pour des problèmes thermiques, hydrauliques, etc ...

Le langage ASTEC3 est structuré en commandes permettant la description d'un système (\$DESC), la simulation en régime continu (\$CONT), en régime transitoire (\$STRAN) ou en régime alternatif (\$ALTR), la gestion de la bibliothèque (\$BIB) et enfin l'édition des résultats (\$EDIT).

Pour chaque commande, il y a un certain nombre de séquences disponibles et pour chaque séquence, des instructions permettant de décrire un circuit, de demander un calcul ou d'éditer des résultats.

A.3.2 Structure générale de la méthode de modélisation

La méthode de modélisation utilisée est la méthode nodale. Elle consiste à discrétiser un système physique en un nombre fini d'éléments de volume V_i . L'élément V_i sera représenté par un noeud i doté d'une capacité thermique égale à la capacité de l'élément volumique considéré.

Le système physique sera entièrement défini par :

- le potentiel de chacun des éléments V_i (supposé constant dans tout l'élément);
- les flux échangés entre les différents éléments V_i .

La description d'un problème thermique sous ASTEC est basée sur la similitude des équations thermiques et électriques.

En thermique, l'expression du flux échangé entre deux noeuds est analogue à la loi d'Ohm :

$$Q = G_t(T_j - T_i) \quad ; \quad I = G_e(U_j - U_i)$$

L'équation du bilan thermique à un noeud est analogue à la loi de Kirchoff :

$$C_i(dT_i/dt) = \sum G_t(T_j - T_i) + Q_i$$

$$C_i(dU_i/dt) = \sum G_e(U_j - U_i) + J_i$$

- Q flux échangé entre les noeuds i et j;
- G_t conductance thermique entre les noeuds i et j;
- T_i température au noeud i;
- T_j température au noeud j;
- C_i capacité thermique de l'élément i = m.C_p
- Q_i apport de chaleur au noeud i.

Le flux de chaleur est remplacé par un courant électrique, la différence de température (ou de pression) par une différence de potentiel, et la conductance thermique par une conductance électrique.

Les conditions aux limites du système thermique, données sous forme de flux de chaleur imposé et/ou de potentiel thermique imposé seront représentées par une source de courant et/ou une source de tension.

On peut donc décrire un système thermique en décrivant le réseau électrique analogue comportant :

- Des capacités.
- Des conductances linéaires ou dépendantes.
- Des sources de courant ou de tension.

A.3.3 Principe de représentation du transfert de chaleur par écoulement fluide.

Considérons l'écoulement d'un fluide entre deux noeuds i(amont) et j(aval), le débit massique étant m' .



Le bilan thermique au niveau du noeud j est :

$$m_j.C_p.(dT_j/dt) = m'.C_p.(T_j - T_i)$$

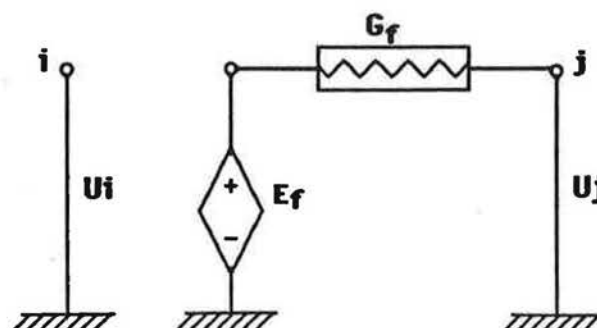
- m_j masse de l'élément de volume que représente j;
- C chaleur massique du fluide;
- T_i température du noeud i;
- T_j température du noeud j.

Représenter ce type de transfert de chaleur par une conductance électrique de valeur $m'.C_p$, se traduirait au niveau du bilan du noeud amont, par l'apparition d'un flux dépendant du noeud aval, alors que le noeud aval est sans influence thermique sur le noeud amont.

Trois possibilités sont offertes pour le montage du circuit électrique analogue à une conductance fluide :

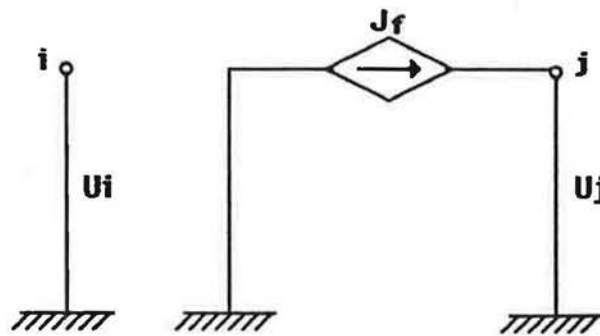
- Montage avec un noeud intermédiaire :

Il s'agit d'implanter une conductance électrique $G_f = m'.C_p$ entre le noeud aval et un noeud intermédiaire, sur lequel est reportée la tension du noeud amont par un générateur de tension



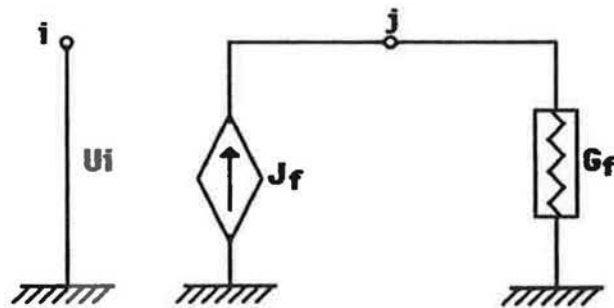
- Montage avec un générateur de courant :

Il s'agit d'implanter un générateur de courant $J_f = m' C_p (T_i - T_j)$ entre le noeud de référence et le noeud aval.



- Montage en parallèle :

Implanter en parallèle, entre le noeud de référence et le noeud aval, un générateur de courant dépendant du noeud amont $J_f = m' \cdot C_p \cdot T_i$ et une conductance $G_f = m' \cdot C_p$.



Le dernier montage (montage en parallèle) est celui qu'on a choisi pour la représentation des transferts d'air dans le programme de simulation.

ANNEXE 4

**RELATION ENTRE LE PARAMETRE C ET LES
COEFFICIENTS DE DECHARGE C_a ET C_b .**

A.4.1. RELATION ENTRE LE PARAMETRE C ET LES COEFFICIENTS DE DECHARGE C_a ET C_b .

Après avoir introduit deux coefficients de décharge dans les équations des débits d'air traversant l'ouverture, nous allons réécrire l'équation du bilan massique, dans le cas d'une convection naturelle, afin d'aboutir à une nouvelle relation entre le paramètre C de la corrélation $Nu = C/3 (Gr)^{0.5}.Pr$ et les deux coefficients de décharge identifiés au chapitre 6.

Le bilan massique dans l'ouverture donne :

$$\frac{2}{3} C_a.L.\sqrt{2\rho_a.g.|\Delta\rho|} (H-Z_n)^{3/2} = \frac{2}{3} C_b.L.\sqrt{2\rho_b.g.|\Delta\rho|} Z_n^{3/2}$$

$$C_a \sqrt{\rho_a} = C_b \sqrt{\rho_b} \frac{Z_n^{3/2}}{(H-Z_n)^{3/2}}$$

Cette équation aboutit à :

$$Z_n = \frac{H}{\left[1 + \left(\frac{C_b \sqrt{\rho_b}}{C_a \sqrt{\rho_a}}\right)^{2/3}\right]}$$

D'où :

$$Q_b = \frac{2}{3} C_b.L.\sqrt{2\rho_b.g.|\Delta\rho|} \cdot \frac{H^{3/2}}{\left[1 + \left(\frac{C_b \sqrt{\rho_b}}{C_a \sqrt{\rho_a}}\right)^{2/3}\right]^{3/2}}$$

$$Q_b = \frac{C_r.C_b}{3} .L.\sqrt{\rho_b.g.|\Delta\rho|} . H^{3/2}$$

avec

$$C_r = \left[\frac{2}{1 + \left(\frac{C_b \sqrt{\rho_b}}{C_a \sqrt{\rho_a}}\right)^{2/3}} \right]^{3/2}$$

L'expression du flux en fonction de Q_b est :

$$\phi = \alpha_1.C_p.Q_b.\Delta T_1 = \alpha_1.C_p.\Delta T_1 . \frac{C_r.C_b}{3} .L.\sqrt{\rho_b.g.|\Delta\rho|} . H^{3/2}$$

Par analogie avec l'expression établi au chapitre 2, le coefficient C prend la valeur suivante :

$$C = \alpha_1.C_r.C_b$$

A. 4. 2

Dans le cas particulier où les zones sont parfaitement isothermes et/ou la zone neutre se trouve au milieu de l'ouverture, on aura :

$$\alpha_1=1$$

$$C_a = C_b = C_d$$

et l'expression de C en fonction de C_d sera celle établie au chapitre 2.

RESUME

Les modèles thermiques multizones de bâtiments, pour l'utilisation en simulation sur de longues périodes, nécessitent un modèle adapté de calcul des conductances thermiques dues aux mouvements d'air. Ce modèle adapté est l'objet de cette thèse; le problème principal concerne la modélisation des transferts thermiques à travers une grande ouverture. Ce problème est traité par le développement et la validation d'un modèle simplifié de type $Nu=f(Gr,Pr)$, ce modèle prend implicitement en compte les stratifications en température dans les pièces.

Un modèle de couplage permet de calculer les conductances globales dues à la fois à la convection naturelle entre pièces et aux mouvements convectifs résultant des infiltrations et du système de renouvellement d'air. Les modèles multizones de bâtiment utilisant le nouveau modèle simplifié permettent des simulations 30 fois plus rapides en temps calcul que les modèles multizones de bâtiment basés sur un calcul simultané des champs de pressions et de températures.

Mots clés

Bâtiment, Transfert de chaleur , Grande Ouverture, Convection naturelle, Convection Mixte, Modélisation, Simulation, Stratification en température.

qu'en bas. Quand l'ouverture est dans la partie supérieure de la cloison, les débits sont principalement induits par les écarts de températures entre les masses d'air situées dans le haut des pièces. Or, ces écarts sont plus importants que ΔT_1 . Par contre, si l'ouverture est dans la partie inférieure de la cloison, c'est le cas inverse.

Etant donné que les corrélations recherchées sont en fonction de ΔT_1 , il faut "compenser" l'écart entre le "moteur réel" (qui est quasi-proportionnel à ΔT_2) et le "moteur utilisé dans les corrélations" par un coefficient empirique C . C'est pourquoi $C_{\Delta T_1}$ est plus grand lorsque l'ouverture est dans le haut de la cloison que lorsqu'elle est dans le bas.

Un pareil raisonnement peut s'appliquer pour les écarts ΔT_4 et ΔT_5 , qui représentent, d'une certaine façon, le gradient vertical de température dans l'ouverture. Or, on peut très bien obtenir un même gradient vertical de température pour deux écarts de températures entre zones différents.

En ce qui concerne ΔT_2 , le problème est différent. Cet écart de température représente le "moteur réel" de l'écoulement entre pièces. Quand l'ouverture est dans la partie supérieure de la cloison, la vitesse d'écoulement de l'air à travers l'ouverture est plus grande, ce qui induit plus de frottement aux bords de l'ouverture (c.à.d. un coefficient de perte de charge plus grand) d'où un coefficient de décharge plus petit (le coefficient de décharge est inversement proportionnel à la racine carrée du coefficient de ~~decharge~~ ^{Perte de charge} (cf. §. 2.31)).

Le coefficient C étant directement proportionnel au coefficient de décharge (cf. annexe A.4), il s'ensuit que $C_{\Delta T_2}$ est plus petit lorsque l'ouverture est dans le haut de la cloison que lorsqu'elle est en bas.

On remarque d'ailleurs une exception à ce raisonnement en comparant les géométries 7 et 8. En effet, pour G#7, l'ouverture est au ras du sol, le flux entre zones reste faible quelquesoit l'écart ΔT_2 .

Nous allons établir une corrélation qui permet de calculer le coefficient C , basé sur l'écart caractéristique de température ΔT_1 , en fonction des dimensions de l'ouverture. Cet écart caractéristique est choisi puisqu'il l'écart qui intéresse plus particulièrement les codes de calcul.

Considérons les notations suivantes :

$$R_t = H_a / H_{sp}$$

$$R_b = H_b / H_{sp}$$

$$R_h = H / H_{sp}$$

5.2 Modèle de calcul du coefficient $C_{\Delta T1}$

En étudiant successivement l'influence sur $C_{\Delta T1}$ de la hauteur, de la cote du niveau haut et de la cote du niveau bas de l'ouverture, on remarque que $C_{\Delta T1}$ est mieux corrélé avec R_t (cf. Fig. 6.17 à 6.19).

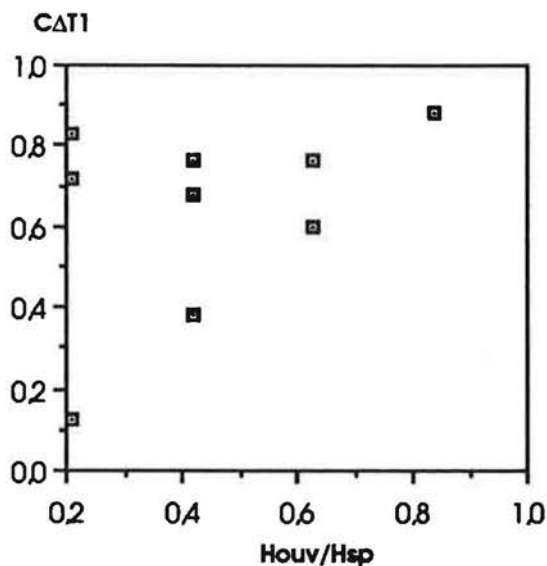


Fig.6.17: variation de $C_{\Delta T1}$ en fonction du rapport hauteur de l'ouverture sur hauteur sous-plafond.

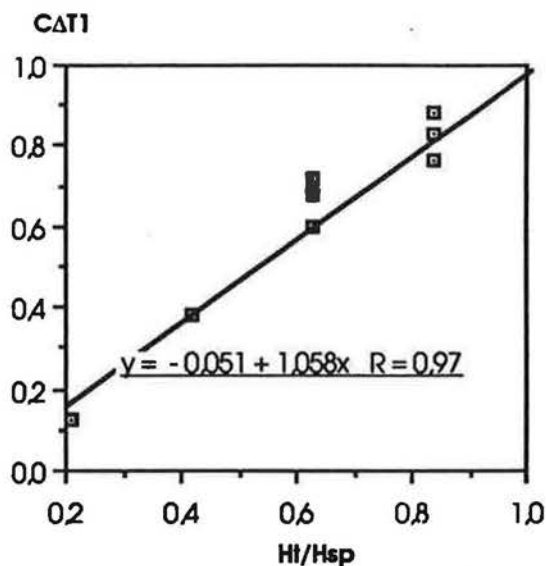


Fig.6.18: variation de $C_{\Delta T1}$ en fonction du rapport niveau haut de l'ouverture sur hauteur sous-plafond.

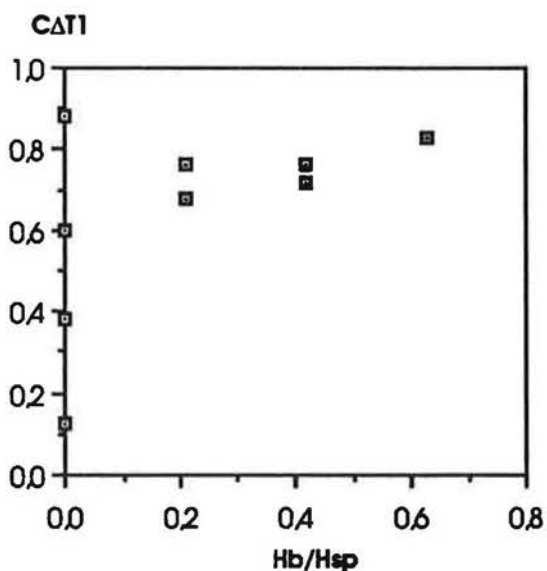


Fig.6.19: variation de $C_{\Delta T1}$ en fonction du rapport niveau bas de l'ouverture sur hauteur sous-plafond.

Considérons les valeurs de $C_{\Delta T1}$ en fonction du niveau haut de l'ouverture, pour un même niveau bas (cf. Fig.6.20).

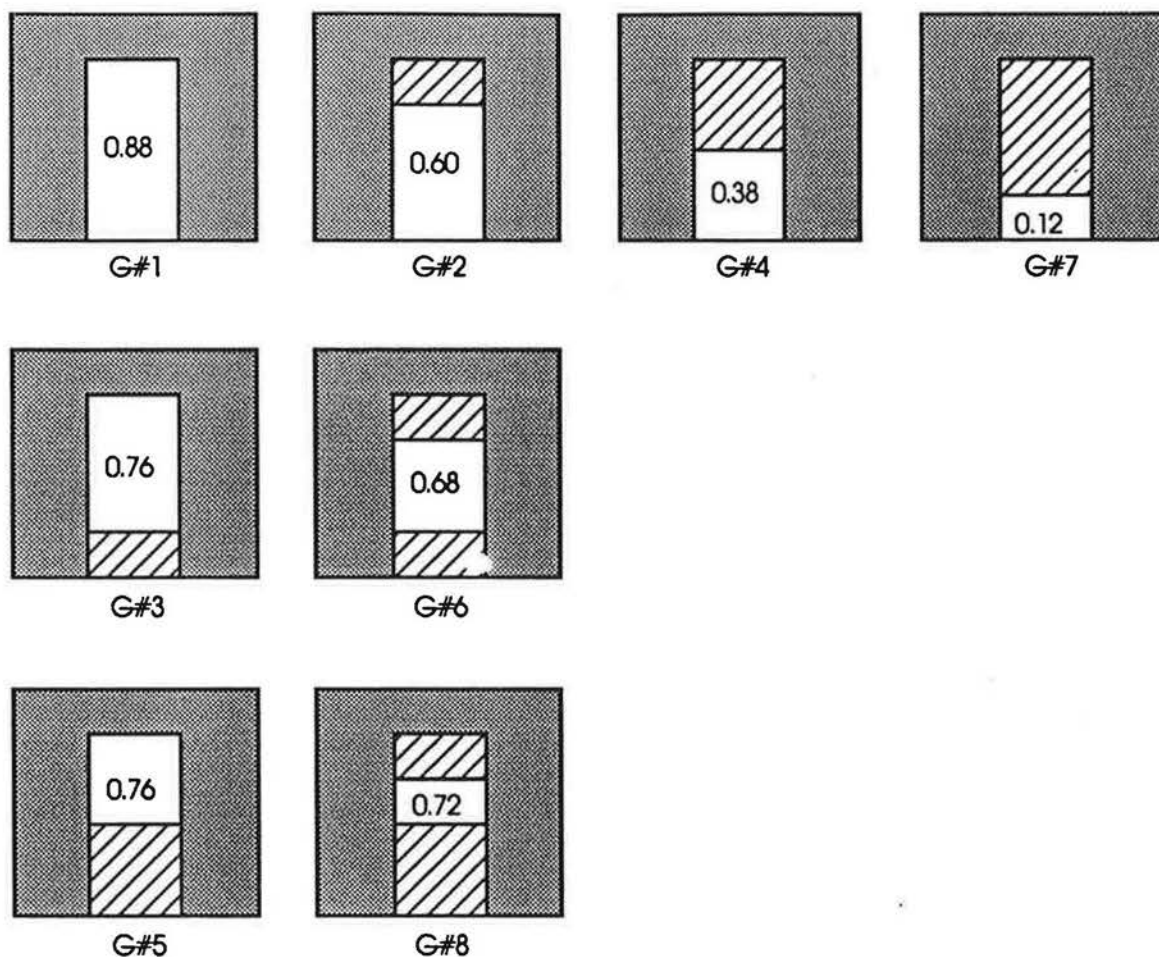


Fig.6.20: variation de $C_{\Delta T1}$ en fonction de H_a pour un même niveau bas de l'ouverture.

Une corrélation exprimant $C_{\Delta T1}$ en fonction de R_t et R_b peut s'écrire sous la forme :

$$C_{\Delta T1} = AR_t + B$$

A et B sont fonctions de R_b .

En regroupant les valeurs de $C_{\Delta T1}$ qui correspondent à des géométries ayant un même niveau bas, on peut obtenir 3 types d'équations (cf. Fig.6.21) qui sont :

$$C_{\Delta T1} (R_b=0) = 1.19 R_t - 0.126$$

$$C_{\Delta T1} (R_b=0.21) = 0.383 R_t + 0.44$$

$$C_{\Delta T1} (R_b=0.42) = 0.19 R_t + 0.6$$

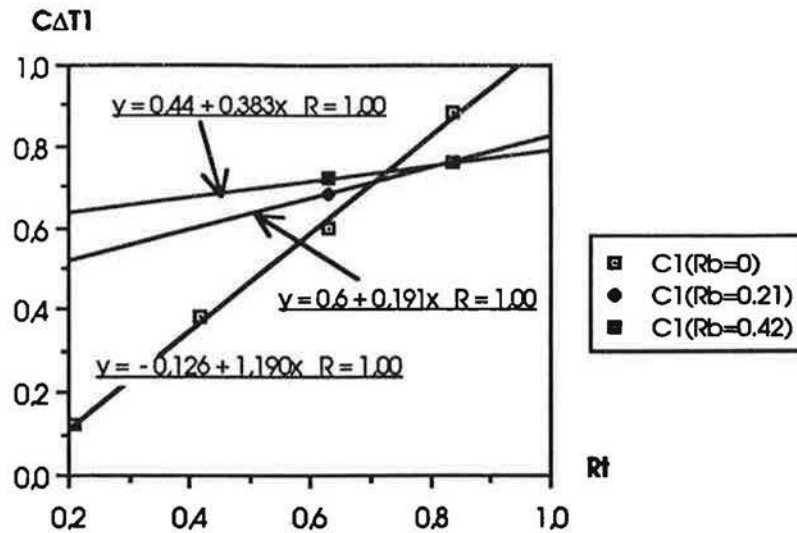


Fig. 6.21: variation de $C_{\Delta T1}$ en fonction de R_t pour un même niveau bas de l'ouverture

En corrélant les valeurs de A et B en fonction de R_b (cf. Fig.6.22), on obtient :

$$A = -2.26 R_b + 1.07$$

$$B = 1.82 R_b - 0.07$$

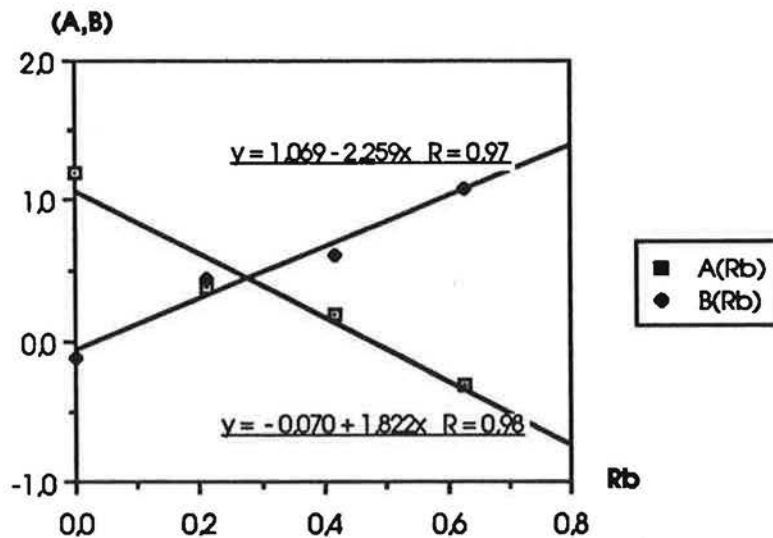


Fig. 6.22: variation des coefficients A et B de la corrélation $C_{\Delta T1} = AR_t + B$ en fonction du niveau bas de l'ouverture.

D'où la corrélation finale est :

$$C_{\Delta T1} = (-2.26 R_b + 1.07)R_t + (1.836 R_b - 0.07) \quad (\text{Eq.6.15})$$

L'écart moyen entre les valeurs expérimentales de $C_{\Delta T1}$ et les valeurs obtenues à l'aide de cette corrélation, est de l'ordre de 10 %. Le plus grand écart concerne la géométrie 7 où il est de

l'ordre de 25%. Si on élimine la valeur correspondante à cette géométrie, l'écart moyen devient de l'ordre de 5%.

La figure suivante (cf. Fig.6.23) est une figure comparative entre les valeurs expérimentales et les valeurs résultantes de la corrélation.

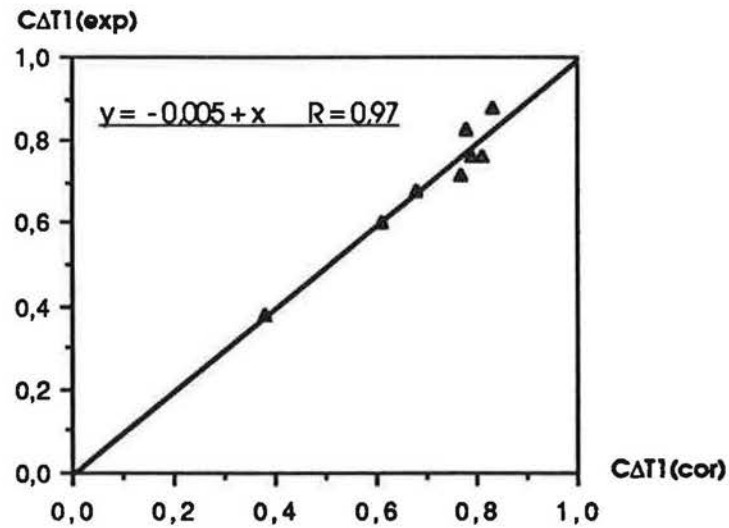


Fig. 6.23: comparaison entre les valeurs expérimentales de $C\Delta T1$ et les valeurs obtenues à l'aide de l'équation (6.15)

Le domaine de validité en terme de Grashof de cette corrélation est : $8 \cdot 10^7 < Gr_H < 3.6 \cdot 10^9$

5.3 Modèle de calcul des coefficients de décharge

Le tableau suivant montre les différentes valeurs de C_a et C_b obtenues pour toutes les géométries, et calculées sur la base de l'écart caractéristique $\Delta T1$.

	G#1	G#2	G#3	G#4	G#5	G#6	G#7	G#8	G#9
C_a	1.00	0.85	1.06	0.76	1.18	1.09	0.40	1.35	1.40
E %	7 %	13 %	6 %	3 %	4 %	5 %	4 %	6 %	2 %
C_b	0.27	0.28	0.38	0.26	0.43	0.33	0.53	0.46	0.47
E %	6 %	10 %	4 %	4 %	2 %	5 %	5 %	4 %	6 %

Pour une même hauteur d'ouverture, les coefficients de décharge C_a et C_b augmentent avec la position de l'ouverture (à l'exception de la géométrie 7 pour C_b , où sa valeur est supérieure aux valeurs de C_b pour G#8 et G#9). Ici on peut raisonner de la même façon que dans le cas $C_{\Delta T1}$: l'écart $\Delta T1$ ne représente pas le "moteur réel" de l'écoulement entre pièces.

5.31 Modèle de calcul de C_a

Considérons les valeurs de C_a en fonction du niveau haut de l'ouverture, pour un même niveau bas (cf. Fig.6.24).

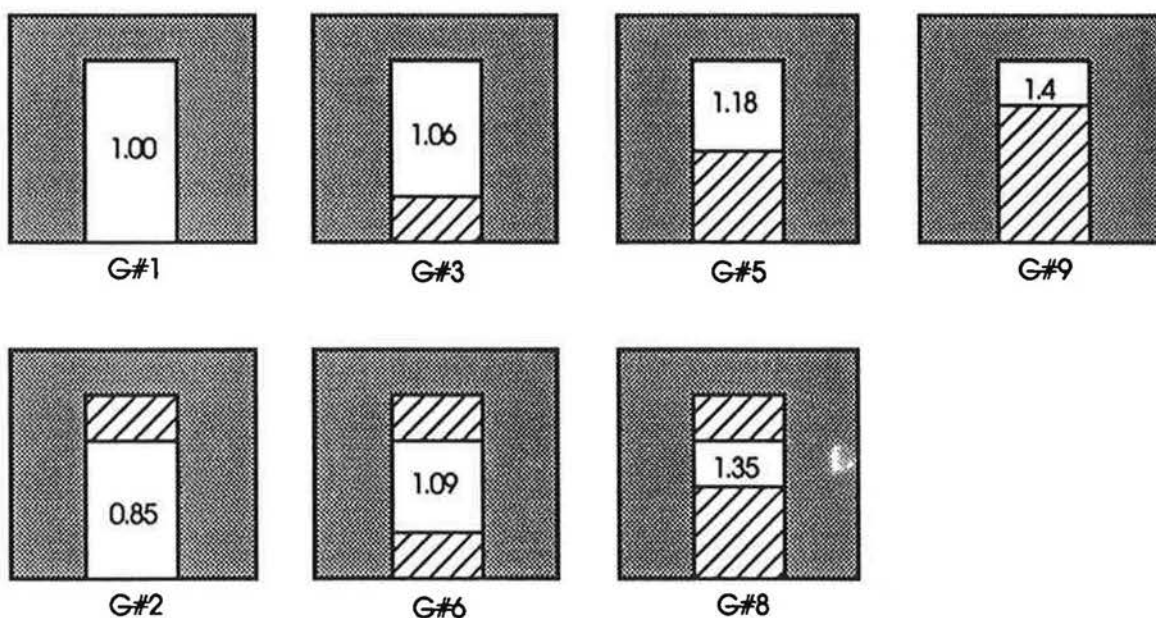


Fig.6.24: variation de C_a en fonction de H_b pour un même niveau haut de l'ouverture.

En regroupant les valeurs de Ca qui correspondent à des géométries ayant un même niveau haut, on obtient les 2 équations suivantes (cf. Fig.6.25):

$$Ca(Rt=0.84) = 0.632 Rb + 0.962$$

$$Ca(Rt=0.63) = 1.196 Rb + 0.847$$

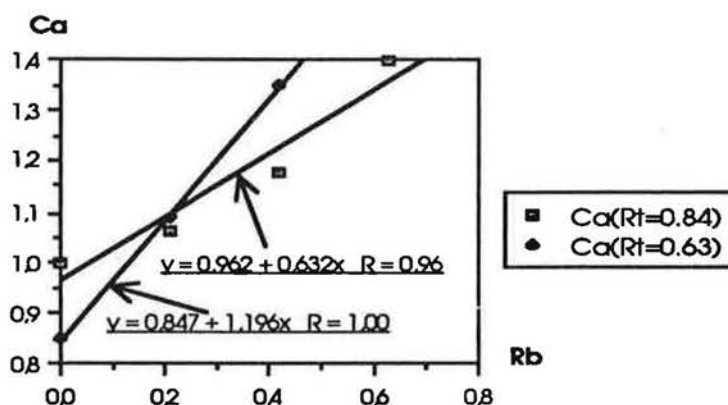


Fig. 6.25: variation de Ca en fonction de Hb pour un même niveau haut de l'ouverture.

En corrélant les coefficients de ces 2 équations en fonction de Rt , on obtient la corrélation suivante :

$$Ca = (-2.7 Rt + 2.9)Rb + (0.55 Rt + 0.5) \quad (\text{Eq. 6.16})$$

L'écart moyen de cette équation est de l'ordre de 19%. L'écart maximum entre les valeurs expérimentales de Ca et les valeurs obtenues à partir de cette corrélation est celui de G#7, il est de l'ordre de 50%. Si l'on élimine la valeur de cette géométrie, la précision devient de l'ordre de 3%.

Sur la figure suivante (cf. Fig.6.26), on trace les valeurs expérimentales de Ca et les valeurs obtenues par la corrélation (Eq. 6.16).

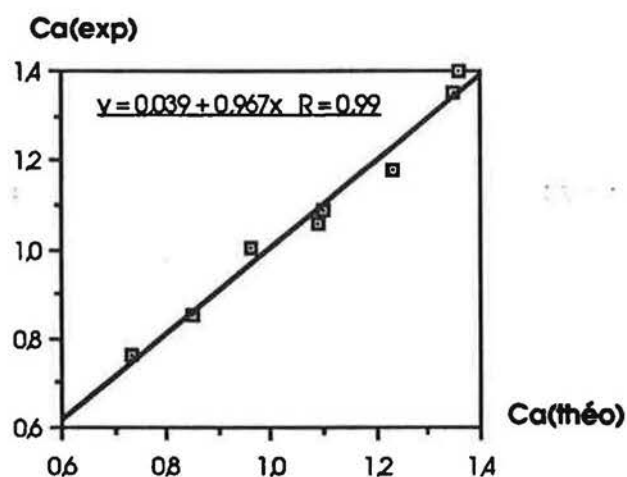


Fig. 6.26: comparaison entre les valeurs expérimentales de Ca et les valeurs obtenues à l'aide de l'équation (6.16)

5.32 Modèle de calcul de Cb

Considérons les valeurs de Cb en fonction du niveau bas de l'ouverture, pour un même niveau haut.

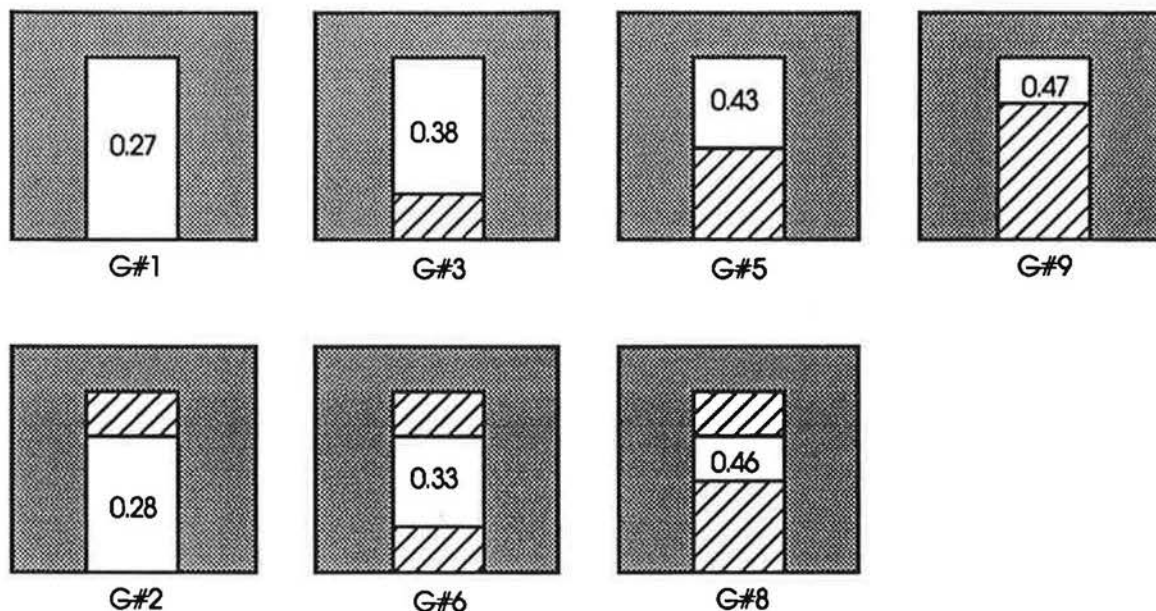


Fig.6.27 : variation de Cb en fonction de Hb pour un même niveau haut de l'ouverture.

Le coefficient de décharge Cb suit la même loi que Ca : pour un même niveau haut de l'ouverture, Cb augmente avec la diminution de la hauteur de l'ouverture.

En regroupant les valeurs de Cb qui correspondent à des géométries ayant un même niveau haut, on obtient 2 équations (cf. Fig.6.28):

$$C_b(R_t=0.84) = 0.311 R_b + 0.29$$

$$C_b(R_t=0.63) = 0.431 R_b + 0.267$$

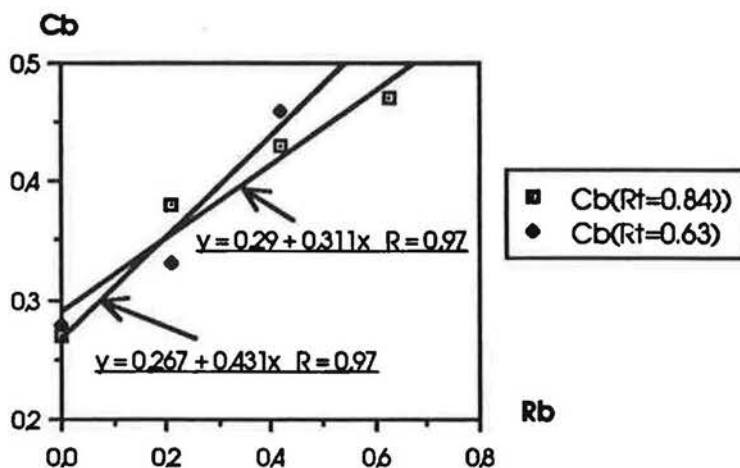


Fig. 6.28 : variation de Cb en fonction de Hb pour un même niveau haut de l'ouverture.

En corrélant les coefficients de ces 2 équations en fonction de R_t , on obtient la corrélation finale suivante :

$$C_b = (-0.57 R_t + 0.79)R_b + (0.11 R_t + 0.20) \quad (\text{Eq.6.17})$$

L'écart moyen de cette équation est de l'ordre de 20%. Là aussi, l'écart maximum entre les valeurs expérimentales de C_b et les valeurs obtenues à partir de cette corrélation est celui de G#7, il est de l'ordre de 56%. Si l'on élimine la valeur de cette géométrie, l'écart moyen devient de l'ordre de 5%.

Sur la figure suivante (cf. Fig.6.29), on trace les valeurs expérimentales de C_a et les valeurs obtenues par la corrélation (Eq.6.17) .

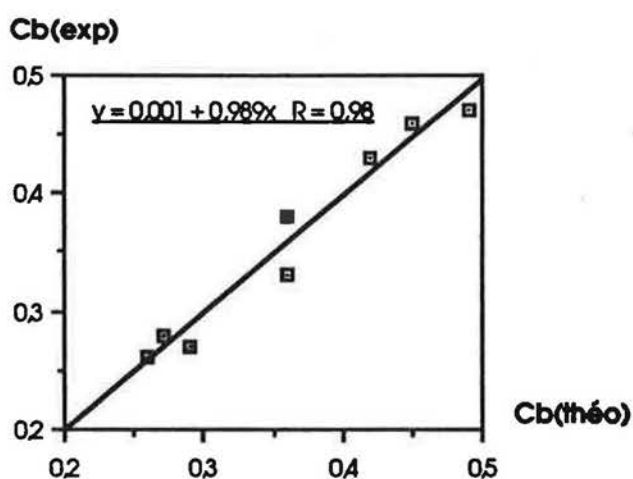


Fig. 6.29: comparaison entre les valeurs expérimentales de C_b et les valeurs obtenues à l'aide de l'équation (6.17).

6. CONCLUSION

A la fin de ce chapitre, on voit validé un modèle de calcul du coefficient C de la corrélation $Nu=C/3.\sqrt{Gr.Pr}$, en fonction des dimensions de l'ouverture.

Théoriquement, et avec l'hypothèse des volumes d'air isothermes dans deux pièces séparées par une ouverture verticale, le coefficient C peut être assimilé au coefficient de décharge théorique Cd. En pratique, cette relation entre C et Cd ne peut être vraie vue l'anisothermie des champs de températures dans les deux pièces. Le coefficient C n'est autre qu'un coefficient empirique qui exprime implicitement la stratification en température dans les pièces.

Quant à l'hypothèse de caractériser une grande ouverture par un seul coefficient de décharge, elle n'est pas valide dans notre cas où l'écoulement n'est pas soumis aux mêmes conditions aux limites en haut qu'en bas de l'ouverture (la vitesse d'écoulement est plus grande au-dessus de la zone neutre qu'en dessous), la position de la zone neutre étant située au-dessus de la mi-hauteur de l'ouverture.

A noter enfin que notre modèle de calcul des conductances thermiques dues aux différences de températures entre pièces ($Nu=C/3.\sqrt{Gr.Pr}$) est utilisable dans la plupart des cas courants du bâtiment : pièces de dimensions courantes, un système de chauffage de type radiateur à eau ou convecteur électrique. Par contre, il ne s'applique pas dans le cas des grands volumes (Hangars, Hall d'essais, etc...) ou d'un système de chauffage à air pulsé.

CHAPITRE 7

**RESULTATS EXPERIMENTAUX
EN
CONVECTION MIXTE**

1. PROCEDURE EXPERIMENTALE

En convection mixte, les tests réalisés sont moins nombreux que ceux réalisés en convection naturelle. Notre étude a été limitée au cas d'une porte standard, ouverture courante dans les bâtiments.

Comme le montre les figures suivantes, l'entrée d'air s'effectue dans la zone Sud-Est et l'extraction dans la zone Sud. Le scénario "entrée d'air dans la zone chaude ou dans la zone froide" ne peut être réalisé qu'en déplaçant le système de chauffage, puisque le système de ventilation est immobile.

Ainsi, nous avons réalisé deux types de tests :

- Cas A: l'entrée d'air est dans la zone froide : dans ce cas, on chauffe la zone Sud, et la zone Sud-Est reste sans chauffage (cf. Fig 7.1).
- Cas B: l'entrée d'air est dans la zone chaude : dans ce cas, la zone chauffée est la zone Sud-Est, et la zone Sud est laissée sans chauffage (cf. Fig 7.2).

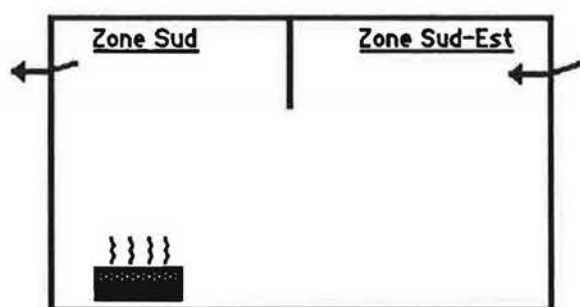


Fig 7.1: entrée d'air dans la zone froide

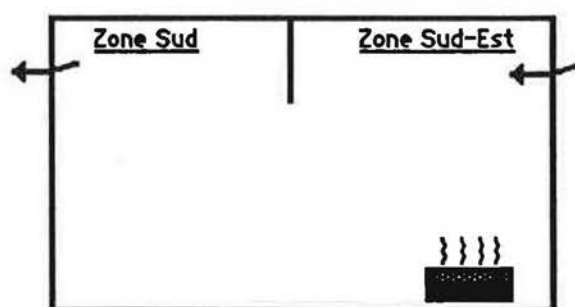


Fig 7.2: entrée d'air dans la zone chaude

Les tests ont été réalisés en régime établi : mise en marche des systèmes de chauffage et de ventilation plusieurs heures avant le début de chaque test. Le déroulement des tests (acquisition des données, temps de saisie) s'effectue de la même manière qu'en convection naturelle.

2. ANALYSE DES RESULTATS

2.1 Profils de vitesse et de température

Comme nous l'avons souligné au chapitre 6, nous n'avons pas le moyen matériel pour déterminer la direction de l'écoulement à travers l'ouverture. La position de la zone neutre dans l'ouverture est déterminée à l'aide des équations de bilan massique dans les zones.

Dans le cas où l'entrée d'air s'effectue dans la zone froide, l'air chaud qui traverse la partie supérieure de l'ouverture serait en provenance de la zone Sud (cf. Fig 7.3), et l'équation du bilan massique s'écrit :

$$Q_{mv} + Q_{ma} = Q_{mb} \Rightarrow Q_{mb} - Q_{ma} = Q_{mv}$$

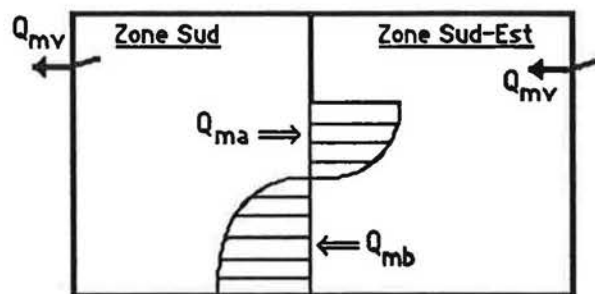


Fig 7.3 : Cas A : $Q_{mb} - Q_{ma} = Q_{mv}$

Q_{ma} débit massique traversant la partie supérieure de l'ouverture (kg/h).

Q_{mb} débit massique traversant la partie inférieure de l'ouverture (kg/h).

Q_{mv} débit de renouvellement d'air (kg/h).

Toutes les valeurs de débit massique sont données en valeur absolue.

Dans le cas où l'entrée d'air s'effectue dans la zone chaude, l'air chaud traversant la partie supérieure de l'ouverture est en provenance de la zone Sud-Est (cf. Fig 7.4). Le bilan massique devient :

$$Q_{mv} + Q_{mb} = Q_{ma} \Rightarrow Q_{ma} - Q_{mb} = Q_{mv}$$

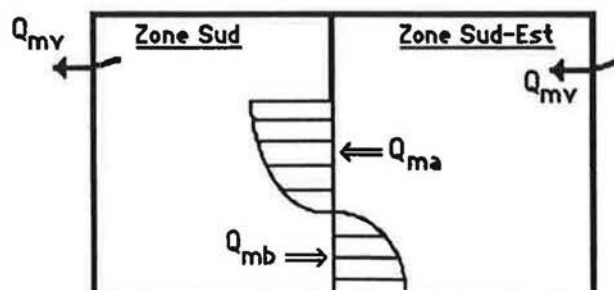


Fig 7.4 : Cas B : $Q_{ma} - Q_{mb} = Q_{mv}$

Examinons cas par cas les profils de vitesse et de température dans l'ouverture.

2.11 Cas A : Entrée d'air dans la zone froide.

La figure suivante montre des profils de température semblables à ceux relevés dans le cas "convection naturelle": l'écart de température entre zones augmente avec la hauteur, la zone neutre est située largement au-dessus du milieu de l'ouverture (elle est située à 139cm du sol) (cf. Fig 7.5 et 7.6).

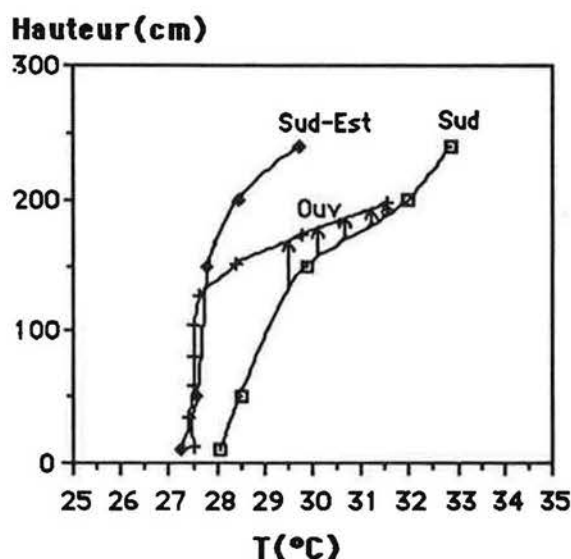


Fig 7.5: Profils de température dans le cas où l'entrée d'air s'effectue dans la zone froide.

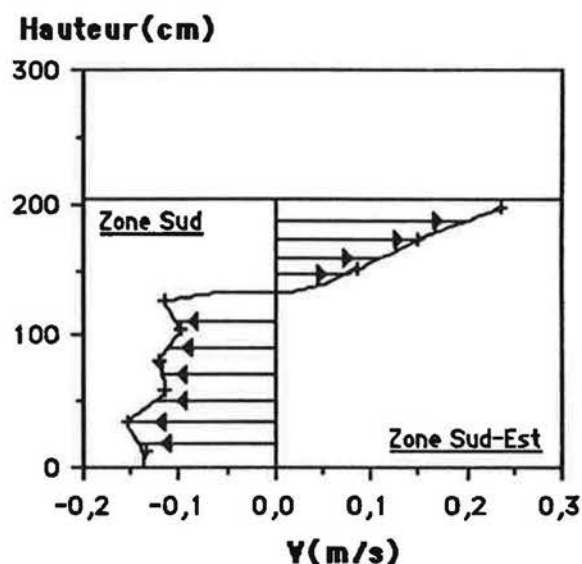


Fig 7.6: Profil de vitesse dans l'ouverture dans le cas où l'entrée d'air s'effectue dans la zone froide.

En convection naturelle, l'examen du profil de température mesuré dans le plan de l'ouverture (cf. Fig.7.7) permet de constater que les lignes de flux subissent une certaine courbure en traversant l'ouverture : les lignes de flux chaud s'élèvent en s'approchant de l'ouverture, et les lignes de flux froid perdent de leurs niveaux (cf. Fig.7.8).

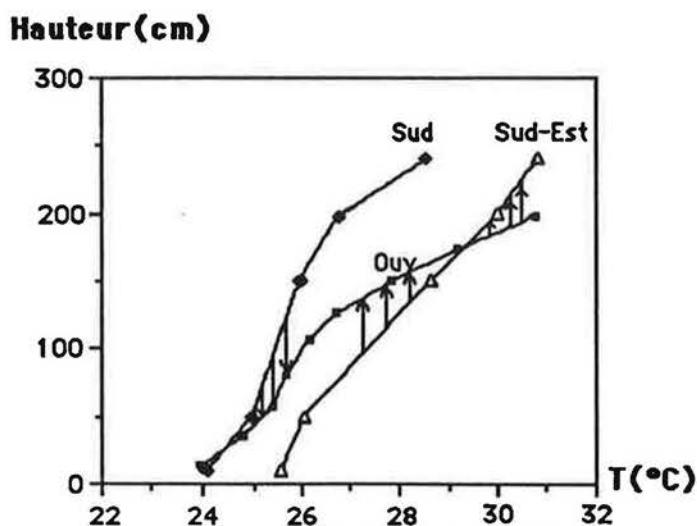


Fig 7.7: profils de température pour un test réalisé en convection naturelle.

En effet, sur la figure (7.7), on remarque qu'une température mesurée dans la zone chaude à un certain niveau, correspond à un niveau plus élevé dans l'ouverture, sauf au niveau du bord supérieur de l'ouverture où de l'air chaud en provenance du plafond descend pour traverser l'ouverture. De même, une température mesurée à un certain niveau dans la zone froide, correspond à un niveau inférieur dans l'ouverture, sauf au bord inférieur de l'ouverture où les lignes de flux sont horizontales.

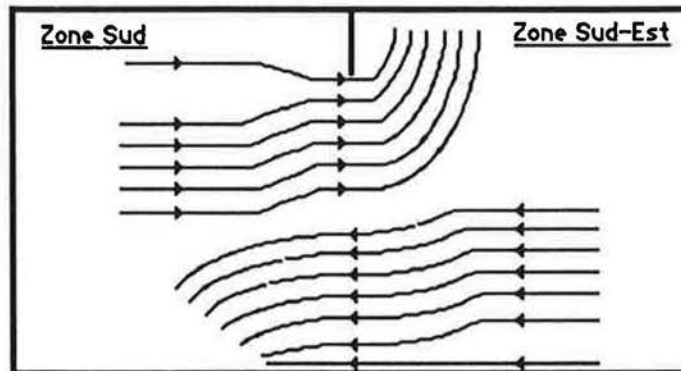


Fig 7.8: lignes de flux pour un écoulement en convection naturelle, tracées en se basant sur les profils de température.

Dans le cas où l'entrée d'air s'effectue dans la zone froide, on remarque que le profil de température mesuré dans le bas de l'ouverture correspond au profil de température dans la zone froide, ce qui veut dire que les lignes de flux sont horizontales et ne subissent pas, comme dans le cas précédent, une chute de niveau en s'approchant de l'ouverture.

Par contre, le profil de température mesuré dans la partie supérieure de l'ouverture est semblable à celui mesuré dans le cas d'une convection naturelle. Les lignes de flux pourraient avoir l'allure suivant (cf. Fig 7.9) :

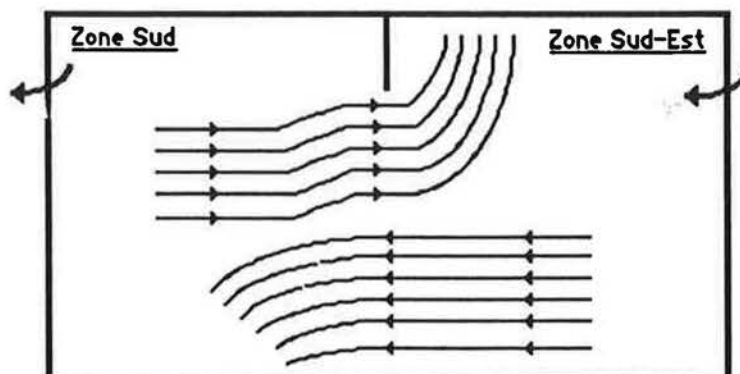


Fig 7.9: Lignes de flux pour le cas A, tracées en se basant sur les profils de température.

La vitesse maximale est mesurée dans la partie supérieure de l'ouverture, elle est de l'ordre de 25cm/s (cf. Fig7.4). La plus grande valeur de vitesse mesurée en bas de l'ouverture est de l'ordre de 15cm/s. Cette valeur est supérieure aux valeurs de vitesse, mesurées en bas de l'ouverture, dans le cas d'une convection naturelle, et ce pour le même moteur thermique entre zones. Cela est dû au passage forcé du débit de ventilation par le bas de l'ouverture.

2.12 Cas B : Entrée d'air dans la zone chaude.

Dans ce cas, les profils de températures sont tout à fait différents : l'écart de température entre zones reste constant jusqu'à un niveau égal à 3/4 de la hauteur de l'ouverture, au delà de ce niveau, l'écart s'élargit avec la hauteur. La zone neutre est proche du milieu de l'ouverture, elle est située à 114 cm du sol (cf. Fig 7.10 et 7.11).

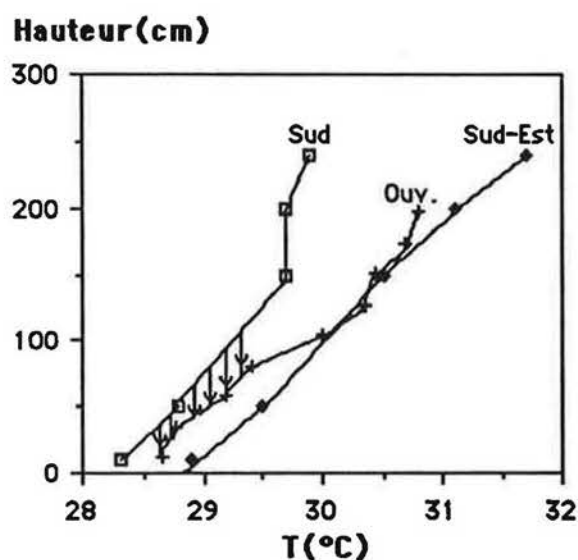


Fig 7.10 : Profils de température dans le cas où l'entrée d'air s'effectue dans la zone chaude.

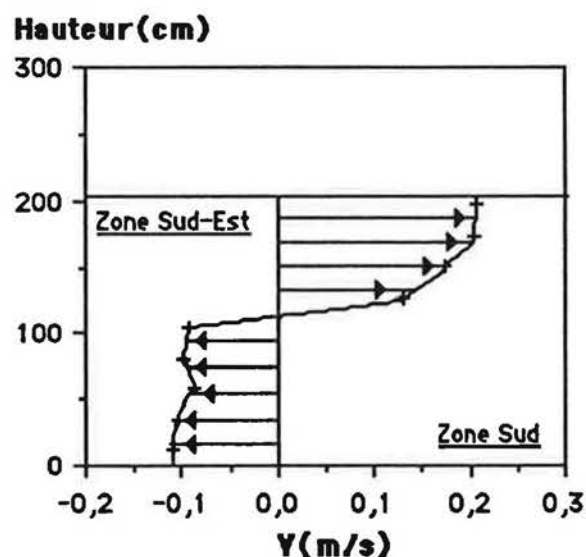


Fig 7.11 : Profil de vitesse dans l'ouverture dans le cas où l'entrée d'air s'effectue dans la zone chaude.

Contrairement au cas A, c'est le profil de température mesuré dans la partie supérieure de l'ouverture qui correspond au profil de température mesuré dans la zone chaude. Le profil de température mesuré en bas de l'ouverture est semblable à celui mesuré en convection naturelle.

Les lignes de flux chaud sont horizontales, tandis que les lignes de flux froid perdent de leurs niveaux en s'approchant de l'ouverture (cf. Fig 7.12).

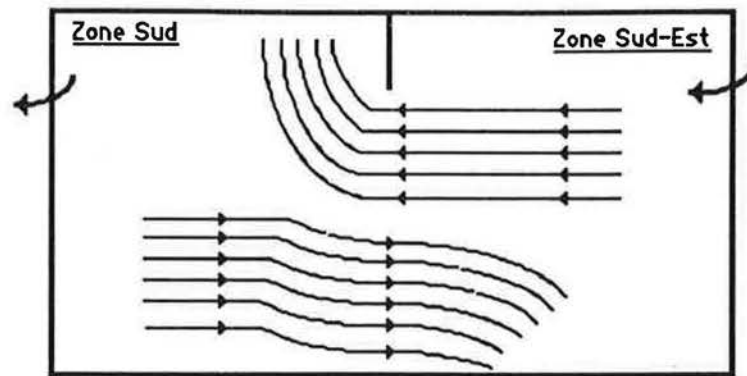


Fig 7.12: Lignes de flux pour le cas B, tracées en se basant sur les profils de température.

La valeur maximale de vitesse, mesurée en bas de l'ouverture est de l'ordre de 10cm/s, celle mesurée dans le haut de l'ouverture est le double.

2.2 Relation Flux de chaleur - Débit massique

Les débits massiques traversant l'ouverture, de part et d'autre de la zone neutre, ne sont pas égaux dans le cas d'un écoulement par convection mixte. Les flux enthalpiques à travers l'ouverture s'écrivent :

$$\phi_a = C_p \cdot Q_{ma} \cdot T_a$$

$$\phi_b = C_p \cdot Q_{mb} \cdot T_b$$

T_a température de l'air traversant la partie supérieure de l'ouverture;

T_b température de l'air traversant la partie inférieure de l'ouverture.

le flux net , en valeur absolue, échangé entre zones est :

$$\phi_{net} = |\phi_a - \phi_b| = C_p |Q_{ma} \cdot T_a - Q_{mb} \cdot T_b|$$

Pour étudier l'impact de la position de l'entrée d'air, par rapport au système de chauffage, sur le flux entre zones, nous allons calculer le flux net en considérant deux hypothèses sur les températures d'air :

Hypothèse 1: $T_a = T_{sup}$ la valeur moyenne pondérée des températures d'air mesurées dans la partie supérieure de l'ouverture;

$T_b = T_{inf}$ la valeur moyenne pondérée des températures d'air mesurées dans la partie inférieure de l'ouverture.

Hypothèse 2 : Si $T_s > T_{se}$ ----> $T_a = T_s$ et $T_b = T_{se}$
 Si $T_s < T_{se}$ ----> $T_a = T_{se}$ et $T_b = T_s$.

T_s température moyenne pondérée de la zone sud;

T_{se} température moyenne pondérée de la zone sud - est.

Le tableau suivant montre une comparaison entre les valeurs expérimentales de flux et celles calculées selon les deux hypothèses 1 et 2 :

	$\Delta T1$	ϕ_{exp} (Watt)	$\phi_{net}(H1)$ (Watt)	E %	$\phi_{net}(H2)$ (Watt)	E %	α
Cas A	1.98	1440	1499	4 %	1598	11 %	0.9
$T_s > T_{se}$	2.11	1610	1678	4 %	1791	11 %	0.9
Cas B	0.9	2079	2082	0.15 %	2032	2 %	1.02
$T_s < T_{se}$	1	2123	2113	0.5 %	1964	7 %	1.08

α est défini comme suit :

$$\phi_{exp} = \alpha \phi_{net}$$

On remarque que dans les deux cas : entrée d'air dans la zone froide ou dans la zone chaude, les valeurs expérimentales des flux peuvent être obtenues à partir des valeurs de débits massiques par l'intermédiaire de l'équation théorique, avec un écart maximum de 11%.

2.3 Les coefficients de décharge

Dans les deux cas étudiés en convection mixte, cas A et cas B, le profil de vitesse d'air mesuré dans l'ouverture n'est symétrique par rapport à sa mi-hauteur.

Comme en convection naturelle, nous supposons que l'ouverture est caractérisée par deux coefficients de décharge C_a et C_b tel que :

$$Q_{ma} = (2/3).C_a.L.\sqrt{(2.p_a.g.l\Delta p l)} . (H_a - H_n)^{3/2}$$

$$Q_{mb} = (2/3).C_b.L.\sqrt{(2.p_b.g.l\Delta p l)} . (H_n - H_a)^{3/2}$$

L'identification de C_a et C_b est basée sur l'hypothèse de zones isothermes, et sur les valeurs expérimentales de Q_{ma} , Q_{mb} et H_n .

<u>Cas A : $T_s > T_{se}$</u>			<u>Cas B : $T_s < T_{se}$</u>		
C_a	C_b	$\Delta T l$	C_a	C_b	$\Delta T l$
0.8	0.44	1.98	1.19	0.59	0.9
0.82	0.45	2.11	1.14	0.56	1

On peut retenir les valeurs moyennes suivante :

Cas A: $C_a = 0.8$ $C_b = 0.45$ $C_a/C_b = 1.78$

Cas B: $C_a = 1.16$ $C_b = 0.58$ $C_a/C_b = 2$.

On constate que le rapport des coefficients de décharge C_a/C_b en convection mixte est inférieur à celui en convection naturelle, où C_a/C_b est de l'ordre de 3.

3. LE MODELE DE COUPLAGE

On rappelle que le modèle de couplage simple qu'on cherche à identifier, doit permettre de calculer les débits transitant entre deux zones à partir des calculs séparés des débits dus d'une part à la ventilation spécifique et, d'autre part, aux différences de température entre zones. Les seules paramètres à connaître sont les champs de température dans les zones et le débit de renouvellement d'air.

Le modèle de couplage est présenté sous forme de conductances thermiques (relation conductance \Leftrightarrow débit massique : $K = C_p \cdot Q_m$) :

$$K_a = K_{CN} + x_1 \cdot K_{mv}$$

$$K_b = K_{CN} + x_2 \cdot K_{mv}$$

K_a conductance entre zones à travers la partie supérieure de l'ouverture (W/K);

K_b conductance entre zones à travers la partie inférieure de l'ouverture (W/K).

Le calcul de K_{CN} doit se faire à l'aide de la corrélation établie dans le cas d'une convection naturelle $Nu/Pr = C/3 \cdot \sqrt{Gr}$.

En prenant ΔT_1 comme écart caractéristique de température, on a :

$$\Phi_{CN} = h_c \cdot S \cdot \Delta T_1 = \alpha_1 \cdot C_p \cdot Q_{CN} \cdot \Delta T_1$$

Or,
$$K_{CN} = C_p \cdot Q_{CN} \Rightarrow \Phi_{CN} = \alpha_1 \cdot K_{CN} \cdot \Delta T_1$$

$$Nu = h_c \cdot H / \lambda = \alpha_1 \cdot K_{CN} / (L \cdot \lambda).$$

D'où on déduit :
$$K_{CN} = (L \cdot \lambda / \alpha_1) (C/3 \cdot \sqrt{Gr} \cdot Pr).$$

Le coefficient α_1 a été identifié au chapitre 6, sa valeur est égale à 2.37.

Le nombre de données étant limité, nous présenterons dans des tableaux l'ensemble des valeurs utilisées pour identifier les deux modèles de couplage des deux cas A et B.

Cas A:

Cas A : Ts > Tse						
$\Delta T1$	K_{mv}	K_{Cn}	Ka	$x1$	Kb	$x2$
1.98	66	102	113	0.17	178	1.15
2.11	65	105	120	0.23	183	1.2

En prenant les valeurs moyennes de $x1$ et de $x2$, le modèle de couplage pour le cas A est :

$$Ka = K_{Cn} + 0.2K_{mv}$$

$$Kb = K_{Cn} + 1.18K_{mv}$$

Cas B:

Cas B : Ts < Tse						
$\Delta T1$	K_{mv}	K_{Cn}	Ka	$x1$	Kb	$x2$
0.9	65	70	185	1.77	122	0.8
1	63	71	178	1.7	115	0.7

En prenant les valeurs moyennes de $x1$ et de $x2$, le modèle de couplage pour le cas B est :

$$Ka = K_{Cn} + 1.74K_{mv}$$

$$Kb = K_{Cn} + 0.75K_{mv}$$

4. CONCLUSION

Les tests, peu nombreux, menés en convection mixte nous ont permis de valider le modèle aéraulique simplifié qui permet de calculer les conductances thermiques entre pièces, à travers une grande ouverture, dues aux transferts d'air causés d'une part par la différence de température entre pièces et d'autre part par le débit de renouvellement d'air.

Il est apparu que les coefficients de ce modèle sont largement influencés par la position de l'entrée d'air vis à vis de la pièce chauffée. L'influence du système de ventilation (VMC ou bouches d'aération...) n'a pas été testée, mais il est évident que le mode de ventilation a des conséquences sur le modèle simplifié.

Des travaux restent à effectuer pour élargir le domaine de validité du modèle simplifié que nous avons identifié, et éventuellement pour tester d'autre type de système de ventilation.

CHAPITRE 8

**ETUDE COMPARATIVE DES
MODELES
THERMO-AERAULIQUES**

1. STRUCTURE DU NOUVEAU MODELE

La structure et le champ d'application du nouveau modèle simplifié sont rappelés ci-après :

Le nouveau modèle simplifié permet le calcul des transferts thermiques résultant de la distribution des débits d'air dans un bâtiment multizone. Il a pour objectif de permettre une simulation relativement précise du comportement thermique des bâtiments multizones (chaque zone -volume d'air- étant représentée par un seul noeud de température), équipés de leurs systèmes de chauffage et de ventilation, sur des séquences de temps assez longues (une semaine au moins ou mieux encore une saison de chauffe). Ce modèle est adapté pour des objectifs de simulation visant essentiellement à l'évaluation des consommations de chauffage et à la comparaison, en valeur relative, des performances des composants ou macro-composants d'enveloppes ou d'équipements thermiques.

La pertinence du nouveau modèle repose sur l'hypothèse qu'il est inutile de modéliser de façon précise les échanges aérauliques extérieur-intérieur, lorsque les objectifs de simulation sont ceux ci-avant cités. Les échanges aérauliques extérieur-intérieur sont alors modélisés par la simple donnée de scénarii prédéfinis de ventilation et d'infiltration, ces scénarii sont fonction de la zone considérée et du temps. Pour ce qui concerne l'ouverture et la fermeture des fenêtres et les débits d'air que cela induit, tout type de scénario est a priori possible (cf. (3) §.A.1.2 et A.2).

Ces hypothèses impliquent que le nouveau modèle simplifié utilise en tant que paramètres des distributions prédéfinies de débits d'air entre les zones et l'extérieur et entre les zones elles-mêmes, débits dus aux infiltrations et au système de renouvellement d'air. A chaque pas de temps, la cartographie des transferts thermiques, connexes aux débits dus au renouvellement d'air, est ainsi calculable.

D'autre part, à un instant donné, le nouveau modèle calcule les flux de chaleur échangés entre les différentes zones du fait de la convection naturelle ; c'est à dire du fait des mouvements d'air entre zones, à travers les grandes ouvertures reliant ces zones, dus aux différences de températures entre zones.

Un modèle de couplage entre l'ensemble des coefficients d'échanges thermiques entre zones résultant du renouvellement d'air et l'ensemble des coefficients d'échanges thermiques entre zones résultant de la convection naturelle à travers les grandes ouvertures permet d'obtenir une cartographie complète des coefficients d'échanges thermiques entre zones résultant à la fois du renouvellement d'air et des phénomènes de convection naturelle interne.

2. CHOIX DU LOGICIEL NECESSAIRE A L'ETUDE

Les codes de simulation thermique actuellement disponibles ne sont pas, pour la plupart, des logiciels modulaires et/ou souples à manipuler. L'intégration d'un nouveau modèle thermique dans un code de calcul est souvent une tâche longue et fastidieuse.

Ce travail, coûteux en temps, n'est pas justifié dans le cadre de la présente étude. Notre objectif est de tester la rapidité et le degré de précision du modèle aéraulique élaboré. Ultérieurement, l'implémentation de ce modèle dans des codes de calcul comme CSTBât ou ESP, etc..., est nécessaire pour qu'il soit d'une utilité plus universelle.

Pour cette étude, le progiciel ASTEC3 (cf.(2)) a été utilisé. ASTEC3 est un solveur numérique de systèmes d'équations différentielles non-linéaires à conditions aux limites éventuellement discontinues. Il a la particularité de permettre à l'utilisateur de décrire son problème sous la forme d'un réseau électrique (résistances, conductances, capacités...) en respectant une syntaxe bien définie. Ainsi de nombreux travaux ont été menés par les thermiciens de différents laboratoires en utilisant ASTEC3 et en décrivant les problèmes thermiques en respectant les règles de l'analogie thermique-électrique. L'intérêt d'ASTEC3 est sa souplesse d'implémentation de nouveaux modèles; il suffit de décrire ceux-ci sous forme d'un réseau électrique ou d'un système d'équation différentielles sans avoir à définir ni une méthode de résolution, ni un algorithme, ni à fortiori un sous-programme en langage informatique.

Le nouveau modèle aéraulique est comparé au modèle aéraulique classique reliant le débit à travers une ouverture et la différence de pression relative.

Ces deux modèles sont intégrés dans un programme décrit préalablement sous ASTEC, et qui permet de calculer, entre autres, le besoin de chauffage d'un logement multizone.

Les caractéristiques générales du logiciel ASTEC3, la structure générale de la méthode de modélisation et le principe de représentation du transfert de chaleur par écoulement fluide, seront exposés en annexe (cf. A.3).

3. LE MODELE MULTIZONE TYPE SIMULE

Le modèle simplifié et le modèle de référence sont comparés dans le cadre de la modélisation d'un logement multizone composé de trois pièces (cf. Fig.8.1).

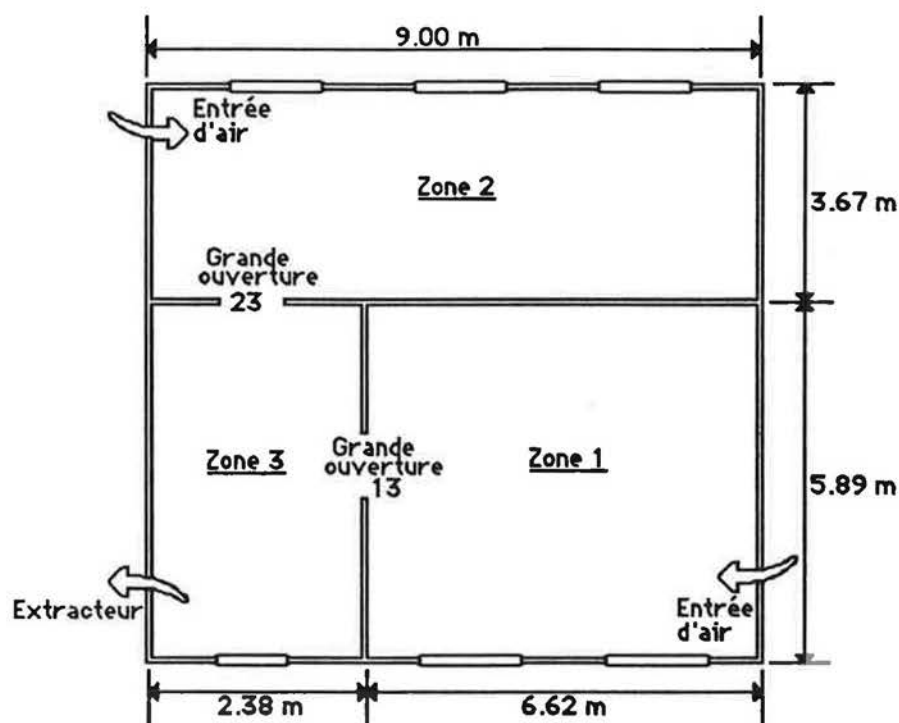


Fig.8.1 : Logement multizone utilisé pour effectuer les tests comparatifs entre le nouveau modèle simplifié et un modèle "classique" basé sur le calcul des champs de pressions.

Les caractéristiques thermo-physiques de ce logement sont celles de la cellule DESYS (cf. (47)). Pour la comparaison des modèles, un scénario d'apports internes a été utilisé ainsi qu'un scénario pour le fonctionnement de la VMC (cf.(3)). Le chauffage est supposé idéal.

Les différents débits massiques d'air circulant dans le logement sont représentés par la figure suivante (cf. Fig.8.2).

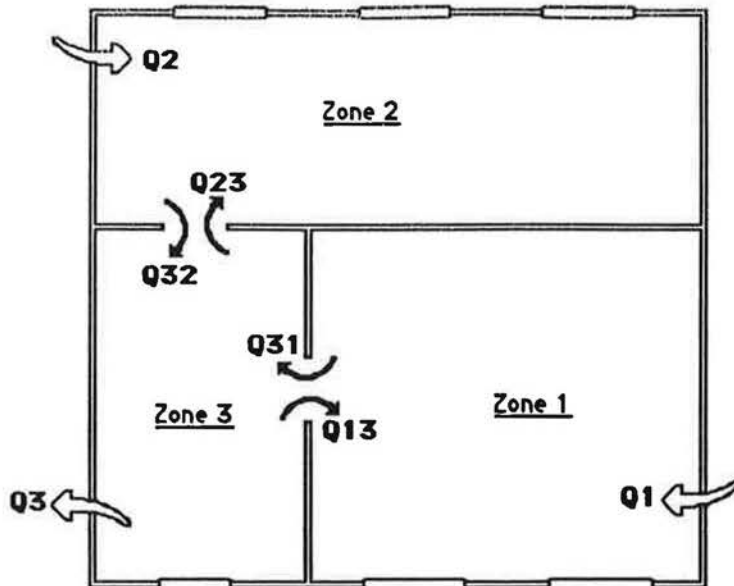


Fig. 8.2 : les différents débits d'air qui circulent dans le logement.

Adoptons la notation suivante :

Q_{ij} = Le débit massique entrant dans la zone i en provenance de la zone j .

Dans ce qui suit, l'expression du débit est donnée en valeur absolue.

Les débits massiques circulant à travers les portes sont :

- Q_{13} de la zone 3 vers la zone 1.
- Q_{31} de la zone 1 vers la zone 3.
- Q_{23} de la zone 3 vers la zone 2.
- Q_{32} de la zone 2 vers la zone 3.

Les débits massiques d'entrée d'air sont :

- Q_1 dans la zone 1.
- Q_2 dans la zone 2.

Le débit massique extrait de la zone 3 est Q_3 .

Les équations de bilan massique s'écrivent :

Pour les zones :

Zone 1 : $Q_1 + Q_{13} - Q_{31} = C$.

Zone 2 : $Q_2 + Q_{23} - Q_{32} = 0$.

Zone 3 : $Q_{31} + Q_{32} - (Q_{13} + Q_{23} + Q_3) = 0$.

Pour l'ensemble du logement :

$Q_1 + Q_2 - Q_3 = 0 \Rightarrow Q_3 = Q_1 + Q_2$

On suppose dans ce qui suit que $Q_1 = Q_2 = (1/2)Q_3$

4. IMPLEMENTATION SOUS ASTEC D'UN MODELE AERAUQUE DE REFERENCE

4.1 Les différents schémas d'échange à travers une ouverture

Etudions l'écoulement entre deux zones i et j, supposées isothermes, dans lesquelles règnent les champs de température respectifs T_i et T_j .

Considérons les notations suivantes :

H_{Aij} = La cote du niveau haut de l'ouverture séparant les zones i et j.

H_{Bij} = La cote du niveau bas de l'ouverture séparant les zones i et j.

L'expression de la différence de pression entre zones, à une hauteur z tel que ($H_{Bij} \leq z \leq H_{Aij}$), en fonction de la position de la zone neutre, est telle que :

$$\Delta P(z) = P_i(z) - P_j(z) = \Delta \rho \cdot g \cdot (H_n - z)$$

$\Delta \rho = \rho_i - \rho_j$ différence de masse volumique entre zones (kg/m^3);

H_n position de la zone neutre dans l'ouverture (m)

La connaissance de H_n est indispensable pour pouvoir quantifier les débits qui transitent à travers l'ouverture.

Trois cas peuvent se présenter concernant la position de la zone neutre dans le plan de l'ouverture :

- a- La zone neutre est située entre les cotes basse et haute de l'ouverture $H_{Bij} \leq H_n \leq H_{Aij}$.
- b- La zone neutre est située au-delà de la cote haute de l'ouverture $H_n > H_{Aij}$.
- c- La zone neutre est située au-dessous de la cote basse de l'ouverture $H_n < H_{Bij}$.

Connaissant la position de la zone neutre, la détermination des sens de l'écoulement entre les zones dépend des champs de température.

Or, trois conditions sont possibles concernant les températures dans les zones i et j :

$T_i > T_j$, $T_i < T_j$ et $T_i = T_j$.

En supposant que l'entrée d'air s'effectue dans la zone i et que l'extraction se fait dans la zone j, cinq schémas d'échange à travers l'ouverture sont possibles (a_1, a_2, a_3, a_4, a_5) (cf. Fig.8.3).

Si $T_i > T_j \Rightarrow \Delta \rho = \rho_i - \rho_j < 0 \Rightarrow \Delta P(z)$ et $(H_n - z)$ sont de signes contraires.

Si $T_i < T_j \Rightarrow \Delta \rho = \rho_i - \rho_j > 0 \Rightarrow \Delta P(z)$ et $(H_n - z)$ sont de mêmes signes.

Si $T_i = T_j \Rightarrow \Delta P(z) = \Delta P_0 \Rightarrow$ l'écoulement se passe de i vers j.

ΔP_0 est la différence de pression de référence calculée au niveau du sol.

Cas a1:

$$T_i > T_j \text{ et } H_{Bij} \leq H_n \leq H_{Aij}$$

$$\text{Pour } z < H_n \implies H_n - z > 0 \implies \Delta P(z) < 0 \implies P_i(z) < P_j(z)$$

$$z > H_n \implies H_n - z < 0 \implies \Delta P(z) > 0 \implies P_i(z) > P_j(z)$$

L'écoulement s'effectue donc de j vers i dans la section située au-dessous de la zone neutre, et de i vers j dans celle située au-dessus.

Cas a2:

$$T_i < T_j \text{ et } H_{Bij} \leq H_n \leq H_{Aij}$$

Ce cas est l'inverse du cas a1.

Cas a3:

$$T_i > T_j \text{ et } H_n < H_{Bij}$$

$$z \text{ est toujours } > H_{Bij} \implies H_n - z < 0 \implies \Delta P(z) > 0 \implies P_i(z) > P_j(z)$$

L'écoulement s'effectue de i vers j sur toute la section de l'ouverture.

Cas a4:

$$T_i < T_j \text{ et } H_n > H_{Aij}$$

$$z \text{ est toujours } > H_{Aij} \implies H_n - z > 0 \implies \Delta P(z) > 0 \implies P_i(z) > P_j(z)$$

L'écoulement s'effectue de i vers j sur toute la section de l'ouverture.

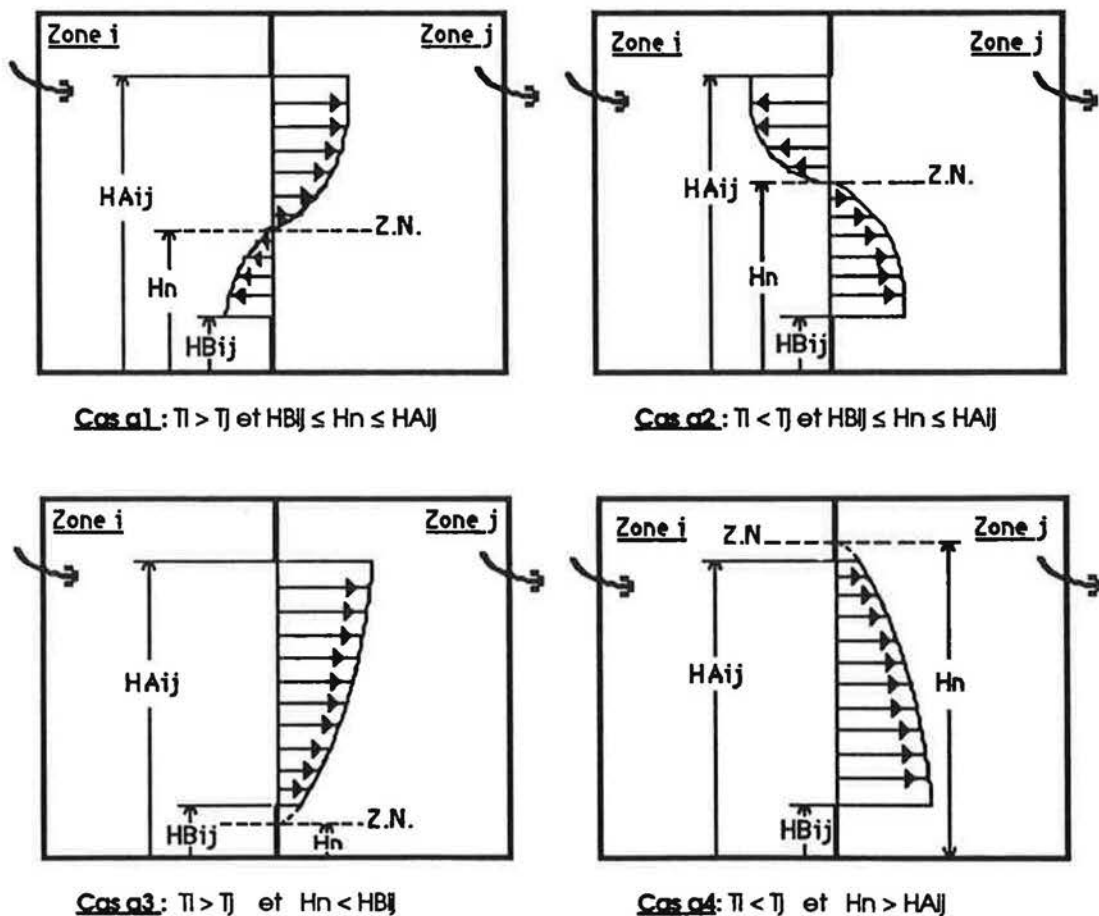


Fig.8.3: les différents schéma d'échange à travers l'ouverture

4.2 Formulation mathématique des débits

Nous développerons dans ce paragraphe, les expressions de débits pour les différents schémas d'échange présentés dans le paragraphe précédent.

Admettons les notations suivantes :

Q_a = le débit (réel ou fictif) qui passe à travers la section comprise entre H_n et H_{Aij} .

Q_b = le débit (réel ou fictif) qui passe à travers la section comprise entre H_{Bij} et H_n .

Le débit fictif est le débit qui devrait passer s'il existait une ouverture entre H_n et la borne considérée (H_{Bij} ou H_{Aij}). On utilise cette notation lorsque la zone neutre n'existe pas dans l'ouverture ($H_n > H_{Aij}$ ou $H_n < H_{Bij}$). Pour représenter les différents schémas d'écoulement à travers l'ouverture lorsque $T_i \neq T_j$, cette méthode nous amène à implémenter uniquement deux conductances entre les deux zones, G_a et G_b , correspondants aux deux débits Q_a et Q_b . Une conductance supplémentaire, G_{ij} , est nécessaire pour représenter l'écoulement lorsque $T_i = T_j$.

Pour le calcul des débits massiques Q_a et Q_b , on considère que l'ouverture est caractérisée par un seul coefficient de décharge C_d (l'utilisation de deux coefficients de décharge C_a et C_b , identifiés au chapitre 7, nous a posé un problème de convergence sous ASTEC).

On a :

$$Q_a = C_d \cdot L \cdot \int_{H_n}^{H_{Aij}} (2 \cdot \rho \cdot |\Delta P(z)|)^{0.5} dz$$

$$Q_b = C_d \cdot L \cdot \int_{H_{Bij}}^{H_n} (2 \cdot \rho \cdot |\Delta P(z)|)^{0.5} dz$$

$\rho = \rho_i$ si l'écoulement est de i vers j ($\Delta P(z) > 0$)

$\rho = \rho_j$ si l'écoulement est de j vers i ($\Delta P(z) < 0$)

Pour le calcul de l'intégrale $E(z_1, z_2) = \int_{z_1}^{z_2} (|\Delta P(z)|)^{0.5} dz$, on fait un changement de variable tel

que : $U = |\Delta P(z)| = |\Delta P_0 - \Delta \rho \cdot g \cdot z|$

Si sur une section limitée par les bornes de l'intégrale (z_1, z_2) on a :

- $\Delta P(z_1, z_2) > 0 \implies U = \Delta P_0 - \Delta \rho \cdot g \cdot z \implies dU = -\Delta \rho \cdot g \cdot dz$
- $\Delta P(z_1, z_2) < 0 \implies U = -(\Delta P_0 - \Delta \rho \cdot g \cdot z) \implies dU = \Delta \rho \cdot g \cdot dz$

d'où on peut écrire :

$$E(z_1, z_2) = \alpha(z_1, z_2) \cdot \int_{z_1}^{z_2} ((U)^{0.5} / \Delta\rho \cdot g) \cdot dU$$

$$E(z_1, z_2) = ((2/3) \cdot \alpha(z_1, z_2) / (\Delta\rho \cdot g)) \cdot (|\Delta P(z_2)|^{3/2} - |\Delta P(z_1)|^{3/2})$$

avec $\alpha(z_1, z_2) = -1$ si $\Delta P(z_1, z_2) > 0$
 et $\alpha(z_1, z_2) = +1$ si $\Delta P(z_1, z_2) < 0$

Le tableau suivant montre les différents débits, traversant l'ouverture, pour les 5 cas d'écoulement possibles (a1,.....,a5)(cf. tab.8.1).

	Q_i	Q_j
Cas a1	$\frac{2}{3} C_d \cdot L \cdot \frac{\sqrt{2\rho_j}}{ \Delta\rho \cdot g} \cdot \Delta P(HB_{i,j}) ^{3/2}$	$\frac{2}{3} C_d \cdot L \cdot \frac{\sqrt{2\rho_i}}{ \Delta\rho \cdot g} \cdot \Delta P(HA_{i,j}) ^{3/2}$
Cas a2	$\frac{2}{3} C_d \cdot L \cdot \frac{\sqrt{2\rho_j}}{ \Delta\rho \cdot g} \cdot \Delta P(HA_{i,j}) ^{3/2}$	$\frac{2}{3} C_d \cdot L \cdot \frac{\sqrt{2\rho_i}}{ \Delta\rho \cdot g} \cdot \Delta P(HB_{i,j}) ^{3/2}$
Cas a3	0	$\frac{2}{3} C_d \cdot L \cdot \frac{\sqrt{2\rho_i}}{ \Delta\rho \cdot g} \cdot [\Delta P(HA_{i,j}) ^{3/2} - \Delta P(HB_{i,j}) ^{3/2}]$
Cas a4	0	$\frac{2}{3} C_d \cdot L \cdot \frac{\sqrt{2\rho_i}}{ \Delta\rho \cdot g} \cdot [\Delta P(HB_{i,j}) ^{3/2} - \Delta P(HA_{i,j}) ^{3/2}]$
Cas a5	0	$C_d \cdot L \cdot \sqrt{2\rho_i} \cdot \Delta P_0 \cdot (HA_{i,j} - HB_{i,j})$

Tab.8.1: les différents débits traversant l'ouverture pour les cinq cas d'écoulement possibles.

4.3 Traduction en langage ASTEC

4.31 Principes de base et Hypothèses.

La modélisation sous ASTEC des transferts thermo-aérauliques entre zones est basée sur les techniques des analogies thermique-électrique et aéraulique-électrique.

Il s'agit de considérer le volume d'air contenu dans une zone du double point de vue thermique et aéraulique.

Au volume d'air de chaque zone sont attachés deux noeuds; l'un représente le volume d'air du point de vue de son bilan d'énergie, l'autre représente ce même volume du point de vue de son bilan de masse.

La tension au noeud thermique représente la température de la zone, tandis que la tension au noeud aéraulique représente la pression à un niveau donné.

Le tableau suivant montre les analogies entre les variables électriques et les variables thermiques/aérauliques (cf. tab.8.2).

<u>Variables électriques</u>	<u>Variables thermiques</u>	<u>Variables aérauliques</u>
Potentiel	température	Pression
Générateur de tension	Température imposée	Pression imposée ou différence de pression
Capacité	Capacité thermique	
-		
Conductance électrique	Conductance thermique	Conductance aéraulique*
Générateur de flux ou Intensité	Flux de chaleur	Débit massique.

Tab.8.2: analogie entre variables électriques et variables thermiques/aérauliques.

* Il s'agit d'une conductance dépendante, implantée entre deux noeuds de pression, qui permet de simuler le débit massique entre ces deux noeuds.

Avant de déterminer le nombre des noeuds et les liaisons nécessaires à la description du modèle thermo-aéraulique, basé sur les champs de pression, admettons les hypothèses suivantes :

- Les infiltrations à travers les parois extérieures du logement sont négligées devant le renouvellement d'air induit par le système de ventilation.
- Le système de ventilation mécanique est dimensionné de telle sorte que les effets du vent et du tirage thermique sont négligeables.
- La pression extérieure de référence est prise constante dans le temps.

4.32 Détermination du nombre des noeuds et des liaisons dans le modèle

Pour pouvoir simuler le comportement aéraulique du logement, on doit associer un noeud à chaque pression calculée à un niveau donné.

Dans l'ensemble du logement, on calcule les pressions suivantes :

- Pressions au niveau de l'entrée d'air ou de l'extracteur (3 noeuds: 1PEA, 2PEA et 3PSA).
- Pressions de référence au niveau du sol (3 noeuds: 1P, 2P et 3P).
- Pressions au niveau des cotes HBij (4 noeuds: 1PB13, 2PB23, 3PB13 et 3PB23)
- Pressions au niveau des cotes HAij (4 noeuds: 1PA13, 2PA23, 3PA13 et 3PA23).

La pression extérieure de référence est représentée par un seul noeud (PEXT).

Au total, on a besoin de 15 noeuds pour représenter les champs de pression à l'intérieur et à l'extérieur du logement.

Les noeuds qui permettent la simulation du comportement thermique du logement (associé au transfert aéraulique) sont au nombre de 4. Il s'agit des noeuds capacitifs qui représentent les températures dans les zones (1A, 2A, 3A), ainsi que la température extérieure (EXT).

Les liaisons entre les noeuds se font par l'intermédiaire des conductances, des générateurs de tension ou des générateurs de courant.

Dans le schéma électrique-aéraulique (cf. Fig.8.4) on trouve :

Au niveau des zones :

Zones 1 et 2 :

- Des générateurs de tension dépendants pour simuler les différences de pression statiques. Il s'agit des générateurs implantées entre :
 - les noeuds iP et iPEA (EiPEA)

- les noeuds iP et iPB3 (EiPi3B)
- les noeuds iPB3 et iPA3 (EiPi3A)
- Une conductance GPEAi placée entre les noeuds iPEA et PEXT, pour simuler le comportement de l'entrée d'air.

Zone 3 :

- Des générateurs de tension dépendants pour simuler les différences de pression statiques. Il s'agit des générateurs implantées entre :
 - les noeuds 3P et 3PSA (E3PSA)
 - les noeuds 3P et 3PB13 (E3P13B)
 - les noeuds 3PB13 et 3PA13 (E3P13A)
 - les noeuds 3P et 3PB23 (E3P23B)
 - les noeuds 3PB23 et 3PA23 (E3P23A)
- Un générateur de tension dépendant EPSA implanté entre les noeuds 3PSA et PEXT, pour simuler la différence de pression entre la pression extérieure de référence et la pression intérieure au niveau de l'extracteur.

Au niveau des ouvertures :

Ouverture entre les zones I et J :

- Des conductances dépendantes implantées entre :
 - les noeuds iP et jP (GPIj)
 - les noeuds iPBj et jPBj (GPIjB)
 - les noeuds iPAj et jPAj (GPIjA).

L'ambiance extérieure :

Il s'agit d'implanter un générateur de tension constant EPEXT, entre le noeud PEXT et le noeud de référence. Ce générateur permet de simuler la pression extérieure de référence au niveau de l'entrée d'air et de l'extracteur (on suppose que la pression extérieure est la même en ces deux points).

Dans le schéma électrique-thermique (cf. Fig.8.5), on trouve :

Des conductances et des générateurs de courant implantés entre le noeud de référence et les noeuds représentatifs des températures des zones. Ils permettent de simuler les transferts de chaleurs liés à l'écoulement d'air.

Ces divers conductances et générateurs de flux sont :

<u>Conductance</u>	<u>Générateur de courant</u>	<u>Sens de l'écoulement</u>	<u>Noeuds</u>
G13	J13	zone 3 vers zone 1	NREF,1A
G23	J23	zone 3 vers zone 2	NREF,2A
G31	J31	zone 1 vers zone 3	NREF,3A
G32	J32	zone 2 vers zone 3	NREF,3A
G1EXT	J1EXT	de l'extérieur vers la zone 1 (entrée d'air+ ouverture des fenêtres)	NREF,1A
G2EXT	J2EXT	de l'extérieur vers la zone 2 (entrée d'air+ ouverture des fenêtres)	NREF,2A
G3EXT	J3EXT	de l'extérieur vers la zone 3 (ouverture des fenêtres)	NREF,3A

4.33 Schémas des circuits implementés

Pour la clarté de la représentation, on ne va pas schématiser le circuit électrique relatif à l'ensemble du logement. On présentera uniquement celui implanté entre les deux zones 1 et 3, le circuit entre 2 et 3 étant analogue.

a- Circuit électrique-aéraulique

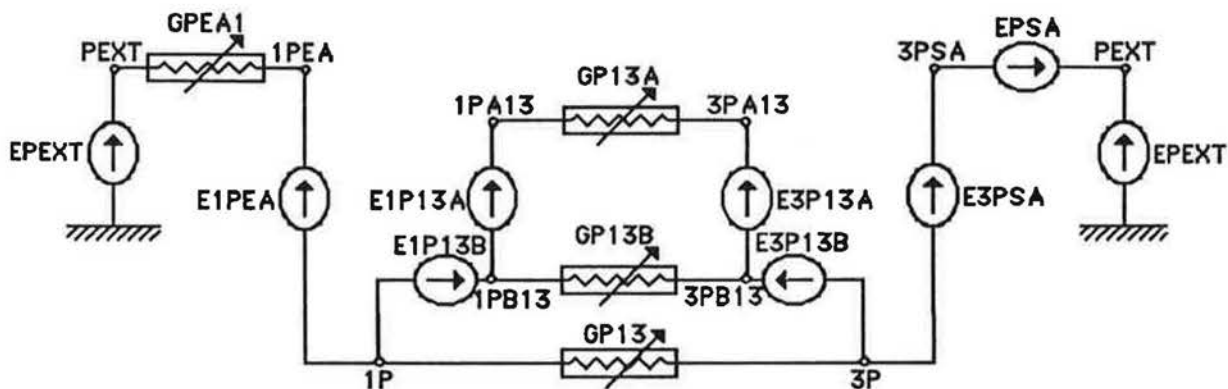


Fig.8.4: Analogie aéraulique-électrique du modèle de référence implémenté sous ASTEC3.

b- Circuit électrique-thermique

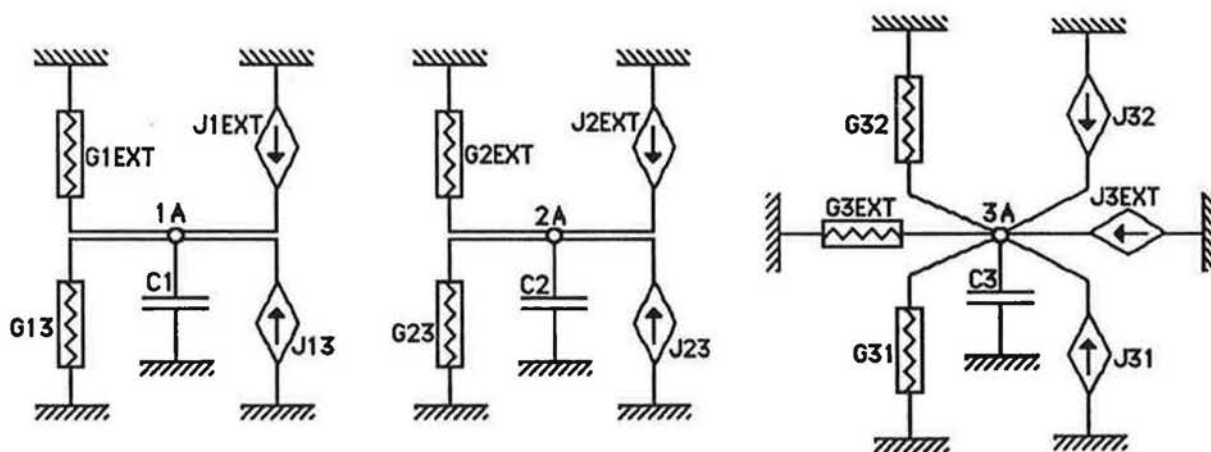


Fig. 8.5: Analogie thermo-électrique du modèle de référence implémenté sous ASTEC3.

5. IMPLEMENTATION SOUS ASTEC DU MODELE THERMO-AERAIQUE SIMPLE

L'implantation sous ASTEC du modèle thermo-aéraiique élaboré est beaucoup plus simple.

Il s'agit d'une modélisation basée sur les champs de température, et ne nécessite pas le recours à un circuit électrique-aéraiique pour représenter les champs de pression dans le logement.

Les flux de chaleur qui transitent entre zones sont calculés à partir du modèle de couplage : les conductances thermiques entre zones résultent des effets combinés de la convection naturelle et de la V.M.C.(cf. §.7).

Cependant, l'utilisation de ce modèle est limitée au cas d'existence de la zone neutre dans l'ouverture. Dans ce cas, un certain équilibre est établi entre les deux moteurs de l'écoulement: la convection naturelle et le système de ventilation.

Lorsque la zone neutre devient au delà des bords de l'ouverture, l'équilibre est rompu et l'écoulement serait dominé par l'effet du système de ventilation. Dans ce cas, on peut négliger l'effet du tirage thermique et considérer que le débit d'écoulement entre zones est égal au débit de renouvellement d'air.

Or, ce cas est rarement rencontré dans la pratique. Les simulations effectuées à l'aide du modèle basé sur le champs de pression, sur une semaine de chauffe, montrent que la zone neutre se trouve toujours dans l'ouverture (cf. Fig.8.6).

Le schéma électrique équivalent du modèle implementé correspond au circuit thermo-électrique du modèle de référence (cf. Fig.8.5).

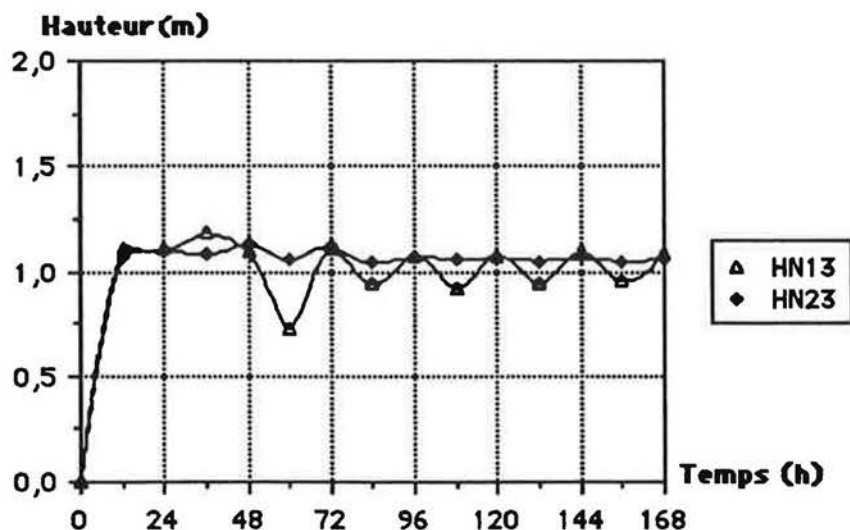


Fig. 8.6: positions des zones neutres dans les ouvertures (13) et (23) résultants des simulations effectuées à l'aide du modèle de référence.

6. EVALUATION DES PERFORMANCES DU MODELE SIMPLIFIE

L'évaluation des performances du modèle simplifié porte principalement sur la comparaison des temps de calcul. La comparaison des consommations et des températures intérieures calculées, d'une part, à l'aide du modèle simplifié et, d'autre part, à l'aide du modèle de référence est cependant indicativement intéressante ; elle montre bien que l'évolution des températures dans le temps est identique avec les deux modèles (cf. Fig.8.7a à 8.7c), sauf pour la zone 3 où on remarque un certain écart de température entre les deux profils mais qui n'excède pas 0.4°C.

Ces comparaisons sont les premières effectuées entre les deux types de modèles ; elles ont nécessité au préalable l'implémentation dans l'environnement d'ASTEC3 et la mise au point des programmes. C'est pourquoi il n'est rapporté ici qu'une comparaison entre deux simulations portant sur un seul bâtiment (cf. Fig.8.1) équipé d'un système de chauffage idéal et pour une séquence climatique d'une semaine.

De cette comparaison, il résulte que les temps de calcul du modèle simplifié sont environ 32 fois inférieurs aux temps de calcul du modèle de référence. L'écart de consommation avec le modèle de référence étant de +11%.

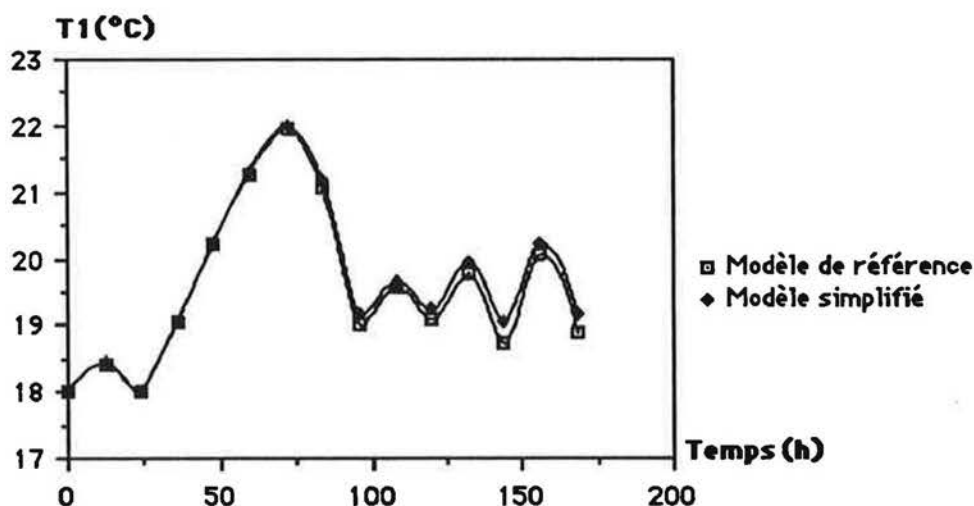


Fig.8.7a: Comparaison entre les températures moyennes de la pièce 1 calculées, d'une part, à l'aide du modèle simplifié et, d'autre part, à l'aide du modèle de référence

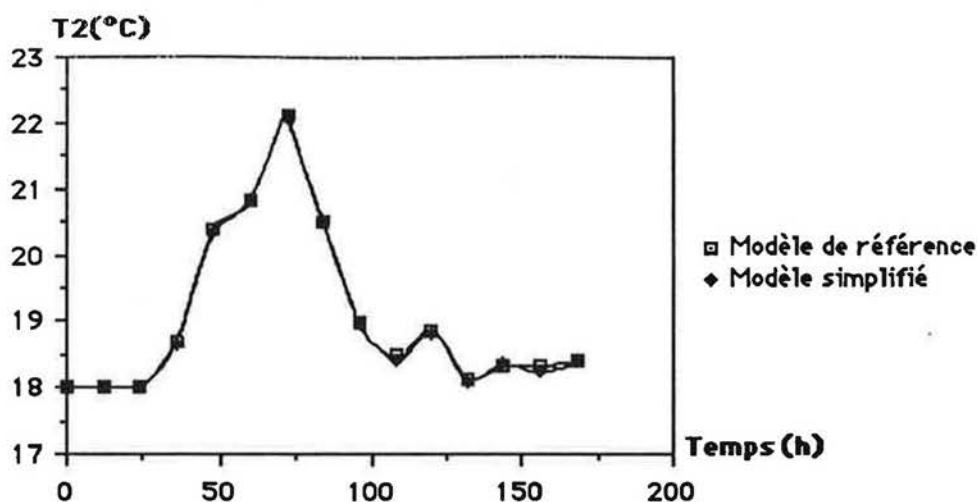


Fig.8.7b: Comparaison entre les températures moyennes de la pièce 2 calculées, d'une part, à l'aide du modèle simplifié et, d'autre part, à l'aide du modèle de référence.

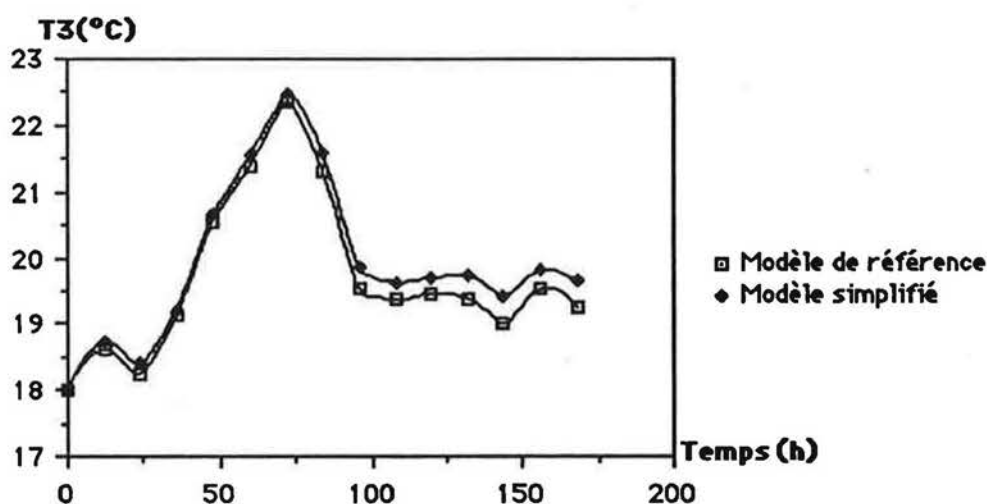


Fig.8.7c: Comparaison entre les températures moyennes de la pièce 3 calculées, d'une part, à l'aide du modèle simplifié et, d'autre part, à l'aide du modèle de référence.

Pour pouvoir vraiment comparer, d'un point de vue précision, les deux types de modèle, il convient tout d'abord d'utiliser le modèle de référence validé (prise en compte de Ca et de Cb). Ensuite de nombreuses simulations doivent être effectuées notamment avec différents systèmes de chauffage et de régulation. De plus, il faut effectuer des simulations sur toute une saison de chauffe pour vérifier que le rapport entre les temps calculs est bien de l'ordre de 32 (il est probable que, sur une saison de chauffe, ce rapport soit encore plus important).

En admettant que le rapport entre les temps calculs soit bien de l'ordre de 32 (quelle que soit la durée de la séquence climatique pour la simulation), il est possible d'extrapoler, des résultats obtenus (temps absolus de calcul) pour une simulation sur une séquence climatique d'une semaine, le temps de calcul nécessaire à une simulation sur toute une saison de chauffe.

Sous cette hypothèse, pour une saison de chauffe, les simulations d'un modèle trizone complexe de bâtiment, équipé d'un système de chauffage idéal, devraient durer (sur VAX-VMS 750) :

- 15 minutes lorsque les transferts thermiques connexes aux transferts aérauliques sont modélisés par un modèle de classe C1 (débits prédéfinis par zone) ;
- 50 minutes lorsqu'un modèle de classe C2 est utilisé (c'est à dire le nouveau modèle simplifié);
- 1 journée lorsqu'un modèle de classe C3 est utilisé (c'est à dire un modèle calculant à la fois les champs de températures et de pressions).

CONCLUSION GENERALE

CONCLUSION GENERALE

Les travaux, objets du présent mémoire, s'inscrivent dans un contexte de recherche/développement plus large. Ce contexte, décrit en détail en introduction, peut se résumer par l'amélioration, du point de vue de la prise en compte de l'influence des mouvements d'air, des modèles numériques de bâtiments.

Les résultats de cette thèse contribuent à élargir la panoplie de modèles de bâtiments mis à la disposition des chercheurs, concepteurs... . Pour un objectif de simulation bien défini (l'évaluation des performances thermiques relatives, sur des séquences climatiques assez longues, des composants ou macro-composants d'enveloppes ou d'équipement de chauffage), un modèle simplifié de calcul des échanges thermiques dus aux mouvements d'air à travers les grandes ouvertures dans un bâtiment multizone, a été élaboré et validé.

Ce modèle s'appuie sur un certain nombre d'hypothèses (cf.§.4) qui conduisent à calculer séparément, d'une part, la distribution des conductances thermiques résultant des débits d'air dus au système de renouvellement, notée \vec{K}_{mv} , et, d'autre part, de celle des conductances thermiques résultant des mouvements d'air dus aux différences de température entre pièce, notée \vec{K}_{CN} ; un modèle de couplage permet de calculer les conductances globales \vec{K}_G ; ce modèle est de la forme :

$$\vec{K}_G = \vec{K}_{CN} + (x) \vec{K}_{mv}$$

Le modèle est simplifié au sens où le vecteur \vec{K}_{mv} est prédéfini et le vecteur \vec{K}_{CN} est calculé en fonction de la seule connaissance du champ des températures \vec{T} . Ce dernier calcul s'effectue par le biais d'une relation du type $Nu = f(Gr, Pr)$. Cette relation a été validée, sur un domaine couvrant les applications courantes du bâtiment, suite à de nombreuses expérimentations menées dans une cellule à échelle réelle (la cellule DESYS).

Pour la corrélation simplifiée, nous avons recherché qu'elle était la différence de température caractéristique qui conduisait à la meilleure précision; il s'est révélé que cette différence était l'écart entre les températures moyennes des parties haute et basse de l'ouverture. La corrélation retenue est celle basée sur l'écart entre les températures moyennes des pièces puisque cet écart intéresse plus particulièrement les codes de calcul thermique des bâtiments.

L'intérêt du modèle simplifié a été démontré en évaluant ses performances, en termes de précision et de temps calcul, par comparaison à un modèle de référence basé sur le calcul simultané des champs de pressions et de températures. Ce travail de comparaison, qui demande à être poursuivi, a principalement conduit à démontrer que le modèle simplifié permettait des simulations plus rapides en temps calcul d'un facteur 30 par rapport au modèle de référence, les différences sur les bilans énergétiques, en valeurs absolues, sont de l'ordre de 10%; ces différences seront très probablement moindres si l'on s'intéresse aux performances relatives des systèmes thermiques.

Outre la validation du modèle simplifié, l'analyse des résultats expérimentaux nous a permis de constater que :

- contrairement aux résultats de beaucoup des travaux expérimentaux réalisés dans ce domaine, le profil de vitesse d'air dans l'ouverture n'est pas symétrique par rapport au milieu de l'ouverture, la zone neutre est située au-dessus de la mi-hauteur de l'ouverture. Ceci est caractéristique des écoulements induits par un système de chauffage de type radiateur à eau ou convecteur électrique;
- il est possible de valider un modèle de calcul des débits massiques à travers une grande ouverture, basé sur l'équation de Bernoulli, ce modèle nécessite la spécification de deux coefficients de décharge : C_a qui caractérise la partie de l'ouverture située au-dessus de la zone neutre, et C_b qui caractérise la partie de l'ouverture située sous la zone neutre (cf.§.6.4.4). A partir du modèle de calcul des débits, il est possible d'évaluer les flux de chaleur connexes; cela nécessite l'utilisation d'un coefficient multiplicateur empirique (noté α) qui traduit l'influence de la stratification dans les pièces (cf.§.6.4.22).

Suite à ce travail, de nouveaux axes de recherche ont été définis, certains dans la continuité de l'action menée, d'autres dans des voles parallèles :

- dans la continuité de l'action menée, il est toujours possible de perfectionner ce qui existe, notamment en étendant encore le domaine de validité, en étudiant la pertinence du modèle simplifié pour des systèmes de chauffage que nous n'avons pas testés (par ex. le chauffage aéraulique); d'autre part il convient de poursuivre le travail de spécification des performances du nouveau modèle par comparaison à ce que nous avons défini comme étant le modèle de référence;

- les voies "parallèles" de recherche concernent précisément le modèle de référence. Il s'agit, nous l'avons dit, d'un modèle basé sur un calcul simultané des champs de pressions et de températures; la modélisation des échanges aérauliques étant basée sur l'équation de Bernoulli. Ce type de modèle fait actuellement l'objet d'un travail de validation important mené notamment au sein des annexes XX et XXIII de l'Agence Internationale de l'Energie. Les expérimentations que nous avons réalisées (éventuellement complétées par de nouvelles), peuvent être analysées dans cette optique. Ce travail est en cours, mais il s'agit là d'une autre thèse...

REFERENCES

- (1) "Règles Th-B 82", Cahier 1767 du CSTB, avril 1982.
- (2) Michel HEYDEMANN, "ASTEC3, Manuel de référence - utilisateur".
Compagnie Internationale de services en Informatiques, Juillet 1981.
- (3) Roger PELLETRET, "Les transferts internes en thermique du bâtiment".
Rapport CSTB, ECTS/86-408, Juin 1986.
- (4) CSTB, "CSTBât, code de calcul de la thermique du bâtiment".
MPE/429 tomes 1 et 2, Mai 1985.
- (5) J.A. CLARKE, "Energy simulation In building design".
Adam Hilger Ltd Bristol and Boston ,1985.
- (6) Roger PELLETRET, " Les transferts internes en thermique du bâtiment".
Rapport CSTB DPE/87-500, Août 1987.
- (7) W.G. BROWN and K.R. SOLVASON, "Natural convection through rectangular openings in partitions-1, vertical partitions". Int. J. Heat Mass Transfer, vol.5, pp. 859-868, 1962.
- (8) B.H. SHAW and W. WHYTE , "Air movement through doorways, the influence of temperature and its control by forced airflow".
Building Services Engineers, Vol.42, no 12, pp 210-218, 1974.
- (9) B.H. SHAW, "Heat and mass transfer by convection through large rectangular openings in a vertical partitions". Ph. D. Thesis, University of Glasgow, UK, 1976.
- (10) M.W. NANSTEEL, R. GREIF, "Natural convection in undivided and partially divided rectangular enclosures".
Journal of Heat Transfer, Vol.103, pp 623-629, Novembre 1981.
- (11) M.W. NANSTEEL, R. GREIF, "An investigation of natural convection in enclosures with two-and three-dimensionnal partitions".
Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 27, no 4, pp 561-571, 1984.
- (12) R. OUZIAUX, J. PERRIER, "Mécanique des fluides appliquées". Dunod Edition, Paris 1987.
- (13) S.A. BARAKAT, "Inter-Zone convective heat transfer in buildings: A review".
Heat Transfer in Building and Structures-HTD-Vol.41, pp 45-52.
- (14) Patrick VALTON, "Analyse des modèles de simulation de la ventilation , état de connaissance". Journée Technique "Ventilation et Renouvellement d'Air", A.F.M.E. Sophia-Antipolis, 10 Juin 1986.
- (15) A. ROLDAN, G. ACHARD, "Etude thermique et aéraulique des enveloppes de bâtiments, influence des couplages Intérieurs et du multizonage".
Rapport final MPE/461, Septembre 1985.
- (16) W.F. de Gids, "Déplacements d'air dans les bâtiments".
C.S.T.C - revue no 1 - 1989 - cahier no 1.
- (17) WALTON G.N., "Airflow network models for element - based building airflow modeling".
Draft report, National Institute of Standards and Technology, Gaithersburg, USA 1988.
- (18) F. ALLARD and Y. UTSUMI, "Air flows through large openings". A publier dans Energy and Buildings 1990.
- (19) WALTON G.N., "A computer algorithm for predicting infiltration and interroom airflows".
ASHREA Transactions, Vol 90, part 1, 1984.

- (20) A. ROLDAN, "Etude thermique et aéraulique des enveloppes de bâtiments, influence des couplages intérieurs et du multizonage".
Thèse INSA, no d'ordre: 1DO 85 11, Décembre 1985.
- (21) H.E. FEUSTEL, V.M. KENDON, "Infiltration models for multicellular structures - A literature review". *Energy and Buildings*, 8(1985) 123-136.
- (22) R. FAUCONNIER, A. GRELAT, Ph. GUILLEMARD, "Cahier d'algorithmes BILBO & BILGA".
CEBTP, décembre 1986.
- (23) R. MOUNAJED, "La modélisation des transferts d'air dans les bâtiments, application a l'étude de la ventilation". Thèse, CSTB - Octobre 1989.
- (24) D.CACCAVELLI, J.J.ROUX et J.BRAU, "Modélisation simplifiée du comportement thermique d'un bâtiment multizone, prise en compte des phénomènes de ventilation".
Revue générale de thermique, No 311, Novembre 1987.
- (25) R. CADIERGUES, "L'utilisation de la théorie des graphes dans le calcul d'équipement technique". *Promoclim E*, Tome 8E, no 3, Juin 1977.
- (26) C. PALECZNY, C. NICOLAS, P. DALICIEUX, "Les échanges aérauliques dans le modèle CLIM. Principe et algorithme de calcul".
EDF/DER/ADE - HE 12/T 556 du 11/01/1989.
- (27) Kenjiro YAMAGUCHI, "Experimental study of natural convection heat transfer through an aperture in passive solar heated buildings".
Ninth National Passive Solar Conference, Columbus, Ohio, September 24-26, 1984.
- (28) M.D.WHITE and C.B.WINN, CSU; G.F.JONES and J.D.BALCOMB, LANL .
"The influence of geometry on natural convection in buildings".
10th Passive Solar Conference, Raleigh, North Carolina ,October 15-20, 1985.
- (29) N.N. LIN and A. BEJAN, "Natural convection in a partially divided enclosure".
Int. J. Heat Mass Transfer, vol.26, No 12, pp.1867-1878, 1983.
- (30) D.D.WEBER, R. KEARNEY, "Natural convective heat transfer through an aperture in passive solar heated buildings". 1980
- (31) D.D. WEBER, "Similitude modeling of natural convection heat transfer through an aperture in passive solar heated buildings". LA-8385-T thesis, UC-59C, June 1980.
- (32) M.W. NANSTEEL, R. GREIF, "Natural convection in undivided and partially divided rectangular enclosures".
Journal of Heat Transfer, vol.103, pp.623-629, November 1981.
- (33) M.W. NANSTEEL and R. GREIF, "An investigation of natural convection in enclosures with two-and three-dimensional partitions".
Int. J. Heat Mass Transfer, vol.27, No 4, pp.561-571, 1984.
- (34) D. E. KIEL and D. J. WILSON, "Gravity driven flows through open doors".
7th AIC conference, Stratford-Upon-Avon, UK, 29 September-2 October 1986.
- (35) J.Douglas BALCOMB, G.F. JONES, Kenjiro YAMAGUCHI, "Natural air motion and stratification in passive buildings".
Passive and Hybrid Solar Energy Update, Washington, D.C. September 5-7, 1984.
- (36) J.Douglas BALCOMB, Kenjiro YAMAGUCHI, "Heat distribution by natural convection".
Eighth National Passive Solar Conference, Santa Fe, New Mexico. September 5-10, 1983.
- (37) Bal. MAHAJAN, "Measurement of interzonal heat and mass transfer by natural convection". *Solar Energy*, vol. 38, No.6, pp.437-446, 1987.

- (38) D.HILL, A.KIRKPATRICK, P.BURNS, "Analysis and measurements of interzonal natural convection heat transfer in buildings".
Journal of Solar Energy Engineering, August 1986, Vol. 108, pp 178-184.
- (39) A. KIRKPATRICK and D. HILL, "Mixed convection heat transfer in a passive solar building". Solar energy, vol.40, No 1, pp.25-34, 1988.
- (40) J. Van der MAAS, C.-A. ROULET, J.-A. HERTIG, "Some aspects of gravity driven air flow through large apertures in buildings".
ASHRAE annual meeting, June 24-28, 1989, Vancouver BC (ASHRAE Transactions 1989, Vol.95, part 2).
- (41) J. Van der MAAS, C.-A. ROULET, J.-A. HERTIG, "Transient single sided ventilation through large openings in buildings". Roomvent'90.
- (42) A. BARANOWSKI, JP. EPPE, G. LIEBECQ, Y. SEBBAR, M. WASACZ, "Experimental study of convective heat exchange between zones".
Research report for CSTC - WTCB, Liège, 1989.
- (43) F. ALLARD, D. BONNOTTE, K. LIMAN, "Air flow through large openings, experimental study of the discharge coefficient". Annexe 20, Oslo - Juin 10-13/1990.
- (44) A. LAMRANI, "Transferts thermiques et aérauliques à l'intérieur des bâtiments".
Thèse Université de Nice, Mars 1987.
- (45) Roger PELLETRET, H. KHODR, "Les transferts internes en thermique du bâtiment".
Rapport CSTB DPE/88-630, Août 1988.
- (46) Roger PELLETRET, "Cellule DESYS". Rapport CSTB TTA - DPE/87-478, Mai 1987.
- (47) C. COOLS, "Méthodologie de caractérisation de composants solaires passifs basée sur une technique d'identification". Thèse, ENSMP Février 1990.
- (48) FERRARO R., GODOY R., TURRENT D. (éditeurs), "Monitoring solar heating systems. A practical handbook". Edité pour la CCE, 1983.
- (49) D.R. OTIS and G.F. JONES, "Neutral planes in stratified, thermally driven multiple-room enclosures". Solar Energy, vol.40, No 2, pp.135-137, 1988.
- (50) CSTB, "La perméabilité à l'air des bâtiments d'habitation". Cahier 2019, Septembre 1985.
- (51) L. Vandaele and P. Wouters, "Air flows through large openings. An overview of existing approaches". IEA Annex xx, Subtask 2 report, Paris, France May 1989.
- (52) H.E. FEUSTEL, "Mathematical modeling of infiltration and ventilation".
10th AIVC Conference, Warwick, U.K., September 1989.
- (53) R. PELLETRET et H. KHODR, " Transferts d'air entre pièces".
Revue générale de thermique, no 335-336, pp. 657-662, Nov.- Déc. 1989.
- (54) H.B. AWBI, "Numerical solution of air movement in rooms".
Ventilation 88, 2nd international symposium on ventilation for contaminant control, London, 20-23 September 1988.
- (55) J. RIBERON, "Contribution expérimentale à l'étude de la diffusion de l'air dans un local. Influence des systèmes de ventilation et de chauffage sur le confort thermique".
Thèse 3^e cycle, Université Pierre et Marie Curie, Paris VI, 25 Mars 1983.

ANNEXES

ANNEXE 1

PRESENTATION DE L'OUTIL EXPERIMENTAL DESYS.

A.1.1 Implantation et construction

La cellule est implantée comme décrit sur le plan-masse ci-après (cf. Fig.A.1.1)

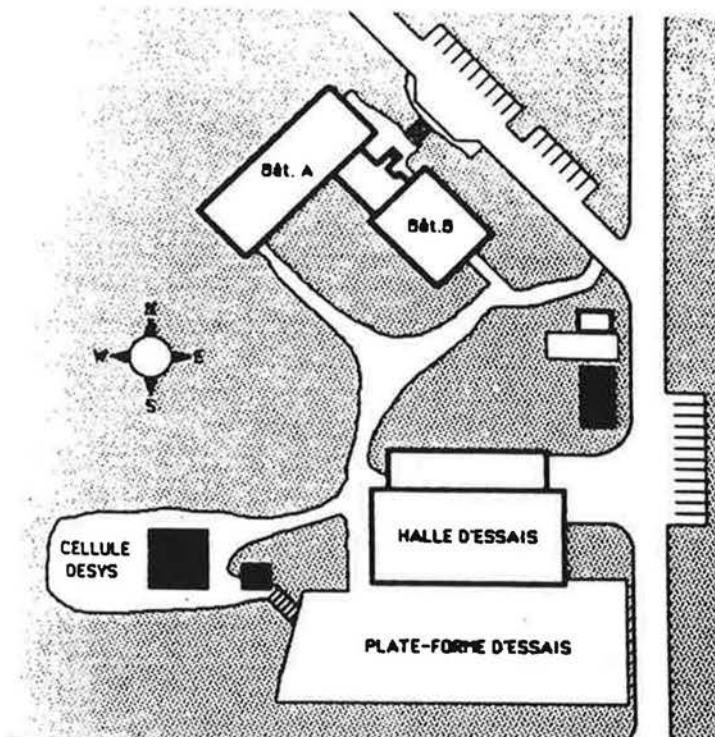


Fig. A.1.1: Plan-masse de la cellule DESYS.

Dans la direction Nord et Ouest, l'environnement est constitué de pins. La direction Sud est dégagée. Dans la direction Est se trouve une autre cellule (Essais d'équipement photovoltaïque) et, plus loin, la halle du CSTB.

La cellule repose sur une dalle, et sur cette dalle est montée une ossature métallique.

L'enveloppe de la cellule est un mur préfabriqué léger constitué de panneaux sandwich (LUXALON- produit Hunter Douglas Avis technique no 6/80-139). Ces panneaux, à parements d'aluminium laqué et âme en polyuréthane expansé, sont fixés sur la structure métallique à l'aide de clavettes. Les fenêtres, les portes-fenêtre et la porte sont maintenues dans leurs encadrements métalliques par des tire-fond. Sur les pannes de la charpente, sont vissées des plaques ondulées d'amiante ciment sur lesquelles sont posées des tulle canal. L'ensemble présente l'aspect suivant (cf. Fig. A.1.2).

LBL INFILTRATION MODEL

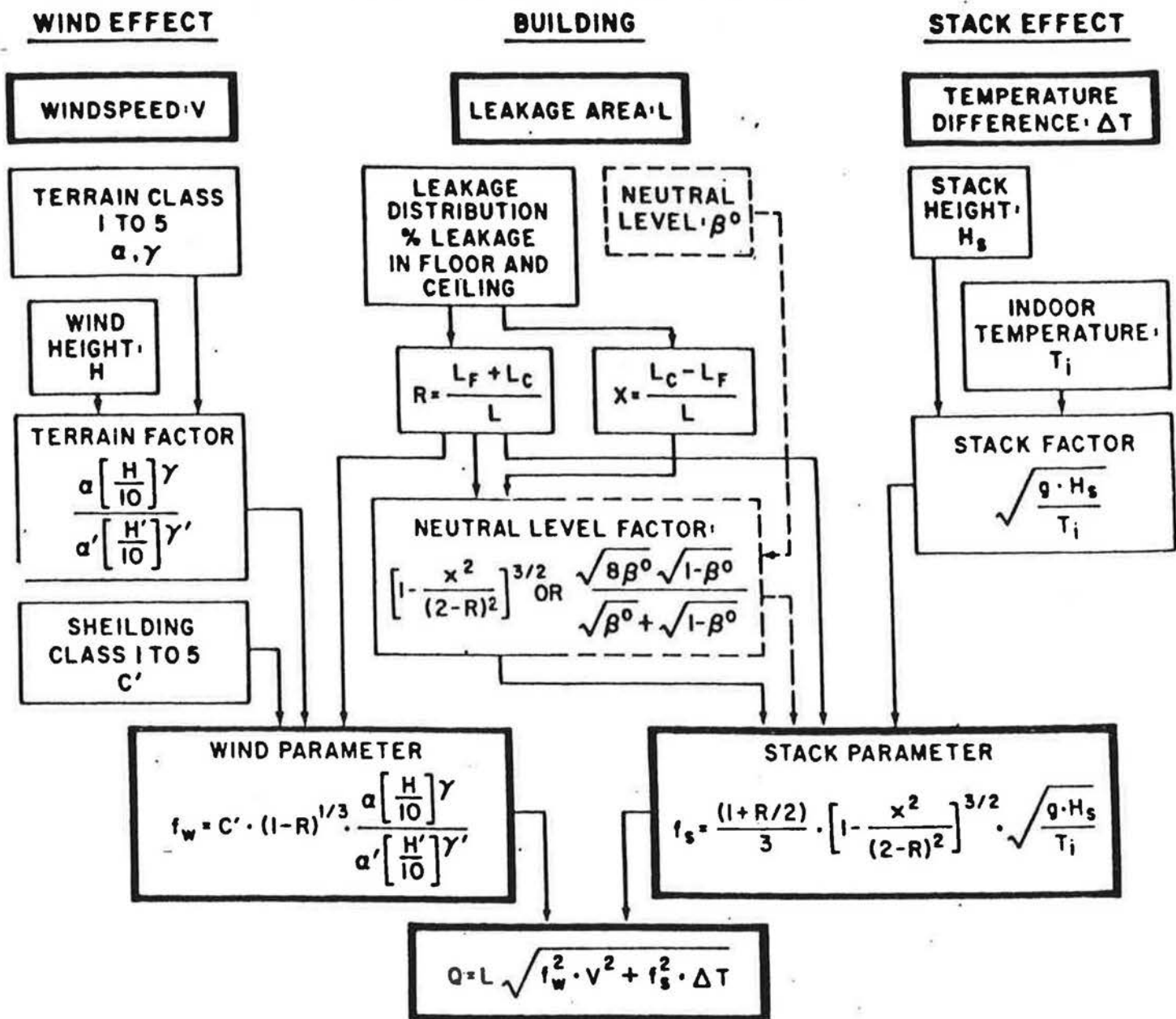


Figure 10 - Schéma du modèle L B L