HAL
open science

Modèle de zone adapté aux essais de régulateurs de systèmes de chauffage et de climatisation

Peter Riederer, Dominique Marchio, Jean-Christophe Visier

To cite this version:

Peter Riederer, Dominique Marchio, Jean-Christophe Visier. Modèle de zone adapté aux essais de régulateurs de systèmes de chauffage et de climatisation. Cahiers du CSTB, 2003, Etudes et recherches, Cahier 3446, Livraison 437, 16 p. hal-00740298

HAL Id: hal-00740298

https://cstb.hal.science/hal-00740298v1

Submitted on 10 Oct 2012

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

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

Études et Recherches

Modèle de zone adapté aux essais de régulateurs de systèmes de chauffage et de climatisation

Peter Riederer, Dominique Marchio et Jean-Christophe Visier

CAHIERS DU CSTB

Livraison 437 - Mars 2003 *Cahier 3446*

RÉSUMÉ

L'étude des régulateurs utilise à ce jour des modèles de zone à un seul nœud d'air. Un nouveau modèle de zone, distinguant les différentes positions possibles du capteur est développé dans ce document.
Des résultats obtenus par une série de tests en chambre climatique et par des simulations sur code CFD permettent d'établir la liste des phénomènes thermiques et aérauliques, à prendre en compte lors du développement du modèle pour différents systèmes de chauffage et de rafraîchissement.
L'approche zonale, divisant l'air d'une pièce en plusieurs sous- volumes, est choisie car elle est bien adaptée pour tenir compte des phénomènes convectifs caractérisant les différents systèmes de chauffage et de rafraîchissement.
Le modèle est validé pour une cellule test équipée de différents systèmes de chauffage et de rafraîchissement. Une analyse de sensibilité est ensuite menée sur les paramètres principaux du modèle.
La qualité de la régulation peut être alors comparée pour différentes positions du capteur dans une pièce équipée de différents émetteurs et systèmes de rafraîchissement. Les résultats sont comparés à ceux obtenus par un modèle à un nœud d'air.
Suite à une première série de tests de régulateurs, on établit pour quels systèmes de climatisation le modèle à un seul nœud d'air doit être remplacé par le modèle développé.

Mots clés : Régulation de température, simulation, modèle de zone, modèle zonal, position du capteur, phénomènes convectifs, performance d'un régulateur, consommation d'énergie, environnement graphique.

ABSTRACT

Room models, currently used for controller tests, assume the room air to be perfectly mixed. A new room model is developed, assuming non-homogeneous room conditions and distinguishing between different sensor positions.
From measurement in real test rooms and detailed CFD simulations, a list of convective phenomena is obtained that has to be considered in the development of a model for a room equipped with different HVAC systems.
The zonal modelling approach that divides the room air into several sub-volumes is chosen, since it is able to represent the important convective phenomena imposed by the HVAC system.
The model is validated for a test room equipped with different HVAC systems. Sensitivity analysis is carried out on the main parameters of the model.
Performance assessment and energy consumption are then compared for different sensor positions in a room equipped with different HVAC systems. The results are also compared with those obtained using a well-mixed model.
A main conclusion of these tests is, that the differences obtained, when changing the position of the controller's sensor, is a function of the HVAC system and controller type. The differences are generally small in terms of thermal comfort but significant in terms of overall energy consumption.
Considering the results obtained in a first series of tests of controllers for different HVAC systems, those cases are listed, in which the use of a simplified model is not recommended.

Keywords : temperature control, emulation, simulation, room model, zonal model, sensor position, convective room phenomena, performance assessment of room controllers, energy consumption, graphical programming

RESUMEN

El estudio de los reguladores se basa hoy en día en modelos de zona con un solo núcleo de aire. Se trata en este documento de un nuevo modelo de zona, que distingue las diferentes posiciones posibles del captador.
Ciertos resultados obtenidos por una serie de ensayos realizados en una cámara climática y por simulaciones con el uso del código CFD permiten establecer la lista de los fenómenos térmicos y aeraulicos, que se debe tomar en cuenta durante el desarrollo del modelo para diferentes sistemas de calentamiento y enfriamiento.
Se escoge el modelo zonal, que divide el aire de una habitación en varios sub-volúmenes, ya que es apropiado para tomar en cuenta los fenómenos convectivos que caracterizan a los differentes sistemas de calentamiento y enfriamiento.
El modelo es validado para una célula prueba equipada con diferentes sistemas de calentamiento y enfriamiento. Se conduce entonces un análisis de sensibilidad sobre los parámetros principales del modelo.
La cualidad de la regulación puede entonces ser comparada para diferentes posiciones del captador en una habitación equipada con varios emisores y sistemas de enfriamiento. Los resultados son comparados con los resultados obtenidos con un modelo con un sólo núcleo de aire.
Después de una primera serie de ensayos de los reguladores, se establece para qué sistemas de climatización el modelo con un solo núcleo de aire debe ser reemplazado por el modelo desarrollado.

Palabras claves : Regulación de temperatura, simulación, modelo de zona, modelo zonal, posición del captador, fenómenos convectivos, prestación de un regulador, consumo de energía, entorno gráfico.

Afin de contribuer à la sauvegarde de notre environnement, le CSTB a fait imprimer cet ouvrage sur du papier recyclé.

Toute reproduction ou représentation intégrale ou partielle, par quelque procédé que ce soit, des pages publiées dans le présent ouvrage, faite sans l'autorisation de l'éditeur ou du Centre Français d'Exploitation du droit de copie (3, rue Hautefeuille, 75006 Paris), est illicite et constitue une contrefaçon. Seules sont autorisées, d'une part, les reproductions strictement réservées à l'usage du copiste et non destinées à une utilisation collective et, d'autre part, les analyses et courtes citations justifiées par le caractère scientifique ou d'information de l'œuvre dans laquelle elles sont incorporées (Loi du 1er juillet 1992 - art. L 122-4 et L 122-5 et Code Pénal art. 425).

© CSTB 2003

Modèle de zone adapté aux essais de régulateurs de systèmes de chauffage et de climatisation

Peter RIEDERER, Département Développement Durable, Division Automatismes et Gestion de l'énergie au CSTB
Dominique MARCHIO, École des mines de Paris, Centre Energétique
Jean-Christophe VISIER, Département Développement Durable, Division Automatismes et Gestion de l'énergie au CSTB

Remerciements
Les simulations détaillées ont été effectuées en collaboration avec Stéphane Couturier, CSTB, division CVA.

SOMMAIRE

Liste des symboles et notations 2
1 Introduction 3
2 Évaluation de la qualité de régulation 3
3 Phénomènes dans et autour du capteur du régulateur 4
3.1 Phénomènes à l'intérieur du capteur 4
3.2 Phénomènes dans la zone 4
4 Analyse et conditions dans une pièce équipée de différents systèmes de CVC 4
4.1 Étape 1 : Analyse qualitative des schémas de l'écoulement 5
4.2 Étape 2 : Analyse détaillée des conditions dans la zone 6
5 Critères pour un modèle de zone adapté . . . 8
6 État de l'art des modèles de zone 8
7 Approche par les modèles zonaux 9
7.1 Principe 9
7.2 Division de zone en sous-volumes 10
7.3 Corrélations utilisées 11
8 Application du modèle dans le cas d'un convecteur électrique 11
8.1 Validation en boucle ouverte 11
8.2 Tests en boucle fermée 12
8.3 Impact possible sur des résultats le test de régulateurs 13
8.4 Recommandation d'un type de modèle adapté . . . 14
9 Conclusions 14
Bibliographie 15

LISTE DES SYMBOLES

Caractères latins :

$\dot{m}$	Débit	[kg/s]
c_p	capacité calorifique de l'air	[J/(kg·K)]
C	Constante de corrélation	[-]
d	Epaisseur	[m]
Gr	Nombre de Grashof	[-]
h	Coefficient d'échange thermique convectif	[W/m²/K]
K'	Constante de corrélation	[-]
n	Exposant de corrélation	[-]
Re	Nombre de Reynolds	[-]
t	Temps	[s]
x	Distance	[m]
z	Hauteur	[m]

Caractères grecques :

δp	Pénétration du jet	[m]
Φ	Flux de chaleur	[W]
ϑ	Température	[°C]

Indices :

Air	air
BL	couche limite (boundary layer)
conv	convectif
ext	extérieur
i	sous-volume courant
j	sous-volume adjacent au volume i
jet	jet
NBJ	jet de poussée d'Archimède (negatively buoyant jet)
plume	panache thermique (plume)
surf	surface

1 Introduction

Le but de cette étude est le développement de modèles de zone adjoints à une bibliothèque de modèles dynamiques des composants des systèmes de chauffage, ventilation et climatisation (CVC) permettant le test de régulateurs ([Hus97]).

Deux points clés sont à prendre en compte lors du test comme le montre la figure 1 :

- l'écart entre la (les) température(s) dans la zone et la mesure du capteur,
- les variables à utiliser pour évaluer la qualité du régulateur testé.

Les occupants et le capteur sont généralement placés à différents endroits dans la zone. En fonction du système de CVC installé et de qui règne près du capteur, la température dans la zone d'occupation peut différer de façon significative de celle autour du capteur.

[Fahlen96a-c] a souligné l'importance de la mesure du capteur lors du test des régulateurs de convecteurs électriques. Toutefois, jusqu'à présent, aucun modèle générique n'existe qui prenne en compte notre problématique.

Le but de ce travail est de développer un nouveau modèle permettant d'analyser l'impact de la position du capteur dans le test de régulateurs. Le modèle doit également permettre le couplage avec un modèle de confort au cas où la qualité de régulation devrait être exprimée en indice de confort.

2 Évaluation de la qualité de régulation

Il existe peu de définitions claires et générales relatives à la qualité d'un régulateur terminal. L'évaluation suppose de répondre deux questions principales :

- sur quel indicateur la classification doit-elle être basée : la température, le confort ou un autre indicateur ?
- à quelle position cet indicateur doit-il être évalué ?

Concernant la première question, un projet de norme [CEN-TC247] propose la température pour classifier les régulateurs ; [Fahlen96a-c] propose quant à lui un indice de confort.

La deuxième question n'a, pour l'instant, pas reçu de réponse précise. Elle est d'autant plus importante lorsque les conditions dans la zone sont inhomogènes. En effet, le résultat de la classification peut être selon la position d'évaluation.

Le développement d'un nouveau modèle a pour but d'aider à résoudre ces deux problèmes. Pour cela, il doit permettre de classifier les régulateurs sur la base des différents indices et de représenter les inhomogénéités des conditions dans la zone.

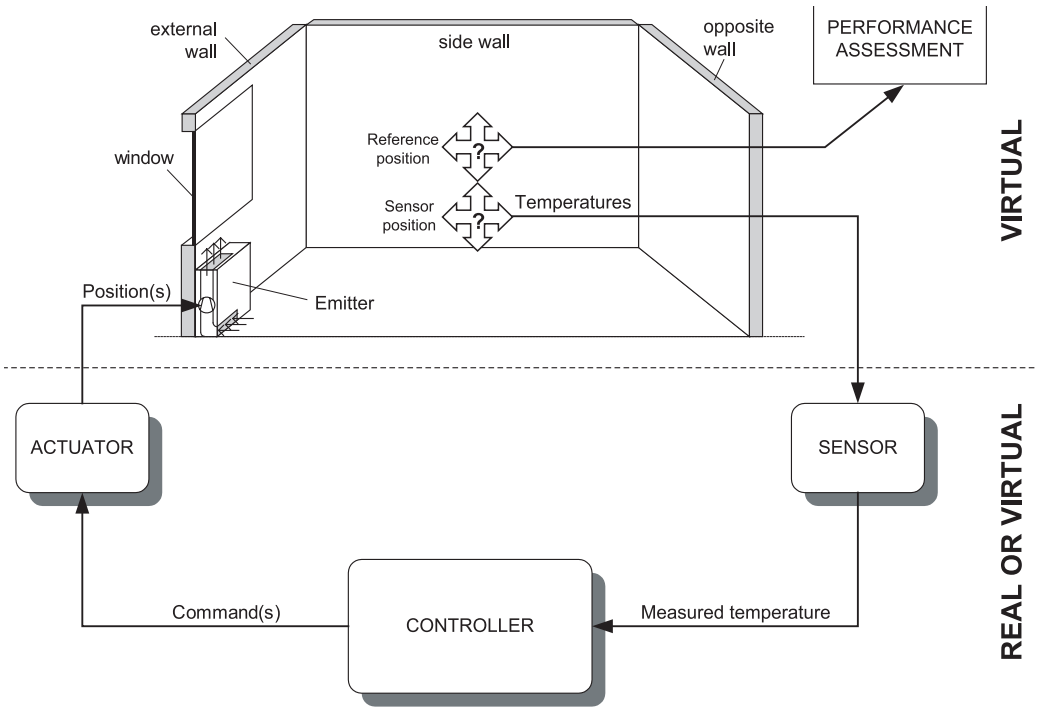

Figure 1 : Schéma d'un banc test de régulateurs terminaux (simulation ou émulation)

3 Phénomènes dans et autour du capteur du régulateur

Le modèle de zone recherché devrait fournir les informations nécessaires au modèle de capteur. Les phénomènes influençant la mesure du capteur doivent donc être compris afin de pouvoir les modéliser avec un niveau de détail adapté. La modélisation peut être divisée en deux parties : les phénomènes à l'intérieur du capteur et les phénomènes autour du capteur.

3.1 Phénomènes à l'intérieur du capteur

La mesure du capteur dépend de l'énergie échangée par convection, conduction et rayonnement entre le capteur et son environnement. Cet environnement est difficile à définir car la sonde proprement dite est généralement placée dans un boîtier. Les parts de l'énergie échangée dépendent de la position de la sonde d'ambiance, du type de capteur et de la position du capteur dans le boîtier (figure 2). L'importance d'une modélisation "correcte" des phénomènes convectifs dans la zone et éventuellement à l'intérieur du boîtier ne peut donc pas être négligée. En particulier dans le cas des sondes d'ambiance avec des circuits électriques intégrés, la mesure du capteur peut différer de la température " moyenne " dans la zone.

La question des phénomènes intervenant à l'intérieur de la sonde d'ambiance ne sera pas traitée dans cette étude. On prendra en compte uniquement les phénomènes entre le capteur et la zone.

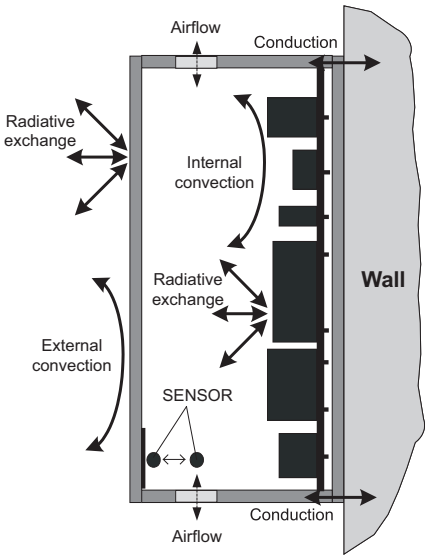

Figure 2 : Phénomènes thermiques à l'intérieur et à l'extérieur du boîtier de sonde d'ambiance

3.2 Phénomènes dans la zone

L'erreur commise lors de la modélisation des phénomènes radiatifs et conductifs entre la zone et le capteur peut être réduite en augmentant le niveau de détail de la modélisation de l'enveloppe. Les modèles radiatifs et conductifs actuellement disponibles permettent déjà divers niveaux de précision. Cependant, une meilleure précision dans le modèle de l'enveloppe ne se justifie que si la précision du modèle convectif est augmentée simultanément. L'enveloppe et l'air doivent donc être modélisés avec une précision comparable.

La modélisation des phénomènes convectifs dans l'air de la zone dépend fortement du couplage thermo-aéraulique entre l'air de la zone et son système de CVC. Les phénomènes rencontrés varient d'un système de CVC à un autre et, pour un système, en fonction des conditions de fonctionnement à charge partielle. La question principale traitée dans la suite est donc la convection dans la zone.

Les phénomènes de convection rencontrés sont principalement :

- panaches thermiques (panache libre et panache de paroi),
- jets libres et de paroi (horizontal, vertical, isotherme, non - isotherme).

Les mouvements d'air aux positions possibles de la sonde d'ambiance sont analysés de façon plus détaillée.

4. Analyse des conditions dans une pièce équipée de différents systèmes de CVC

Dans un premier temps, des essais qualitatifs avec des fumigènes ont été effectués pour différents systèmes de CVC et dans différentes cellules de test.

Ensuite, des mesures et des simulations avec un code de calcul CFD ont été effectuées pour obtenir des résultats quantitatifs.

Montage expérimental

Les mesures détaillées sont effectuées dans la cellule EREDIS au CSTB, Marne-La-Vallée. La cellule de 4.5 m, 3.6 m et 2.5 m de longueur, largeur et hauteur respectivement est quasi-étanche pour éviter tout échange d'air avec l'extérieur de la cellule. Une fenêtre de 1.4 m de hauteur et de 3 m en largeur est " simulée " par un panneau en métal refroidi ou chauffé avec de l'eau selon qu'on veut représenter les conditions aux limites en hiver ou en été. Le plancher et le plafond sont également équipés de tels panneaux métalliques avec une couche de bois coté intérieur de la cellule et de l'isolant côté extérieur. Les murs sont constitués de carton et d'air et sont isolés à l'extérieur.

La cellule est équipée soit d'un convecteur électrique, soit d'un ventilo-convecteur, positionnés au milieu du mur extérieur sous la fenêtre. Les tests sont effectués avec ou sans apports de chaleur dans la zone d'occupation. La cellule est équipée de thermocouples de type T avec une réponse très rapide pour la mesure des températures d'air. A quelques positions sensibles, des sondes platine à plus

haute précision sont installées. Ces dernières sont protégées du rayonnement dans la zone pour éviter une falsification des mesures.

Code de simulation détaillé

Des simulations détaillées pour le cas du ventilo-convecteur en modes chauffage et rafraîchissement et pour trois différentes vitesses du ventilateur fournissent plus d'information sur la distribution spatiale des températures. Les résultats obtenus sont utilisés pour l'étude qualitative des conditions dans la cellule spécialement aux positions proches des parois sur lesquelles la sonde d'ambiance est généralement positionnée.

Les conditions aux limites, les températures de surface, le débit d'air dans le ventilo-convecteur et la puissance émise par la batterie du ventilo-convecteur sont obtenues par mesure.

Le code de calcul utilisé ([Flue98]) résout les équations tridimensionnelles d'un flux turbulent, incompressible et anisotherme : conservation de masse, de quantité de mouvement et d'énergie ainsi que les équations de transport de l'énergie cinétique turbulente et son taux de dissipation avec un modèle k-ε révisé (k-ε " réalisable " [Flue98]) pour la modélisation de la turbulence. L'approche " two-layers " est appliquée pour les zones proches des parois.

4.1 Étape 1 : Analyse qualitative des schémas de l'écoulement

Les schémas d'écoulement dans une zone pour différents systèmes de CVC sont étudiés en utilisant des fumigènes. Les tests sont effectués pour des convecteurs électriques et des ventilo-convecteurs (mode chauffage et rafraîchissement) dans la cellule EREDIS et pour des radiateurs à eau chaude, des systèmes à débit d'air variable (mode chauffage et rafraîchissement) et pour des plafonds chauffants et rafraîchissants. Ces derniers tests ont été effectués dans le cadre du projet de recherche Européen [SIMTEST02].

La figure 3 montre les schémas d'écoulement observés pour le cas d'un convecteur électrique (figure 3a) et pour le cas d'un ventilo-convecteur en mode de rafraîchissement (figure 3b).

Pour les différents systèmes de CVC, les " moteurs " de l'écoulement créent un mouvement d'air ascendant ou descendant le long des parois (figures 3a et b). Sur le mur opposé à l'émetteur, ce mouvement d'air est poussé vers le bas (de l'air chaud du plafond) ou vers le haut (de l'air froid du plancher) comme le montrent les figures 3a et b ; l'écoule s'oppose donc à la poussée d'Archimède et a tendance à changer la direction.

La hauteur de pénétration maximale (point où la direction change de signe) de ce panache ou jet d'air dépend fortement de la différence de température entre la paroi et l'air au centre de la zone. Cette différence de température est responsable de l'établissement d'une couche limite de convection naturelle sur les murs qui va déplacer la hauteur de pénétration maximale : dans le cas " défavorable " vers le haut (figure 4a), dans le cas " favorable " vers le bas (figure 4b).

En l'absence de moteurs d'écoulement dans la zone (émetteur à l'arrêt), seule la couche limite de convection naturelle se développe.

Dans ce qui suit, les conditions dans la zone sont analysées plus en détail en utilisant des mesures et des simulations CFD. En particulier, les conditions aux positions typiques d'une sonde d'ambiance sont examinées.

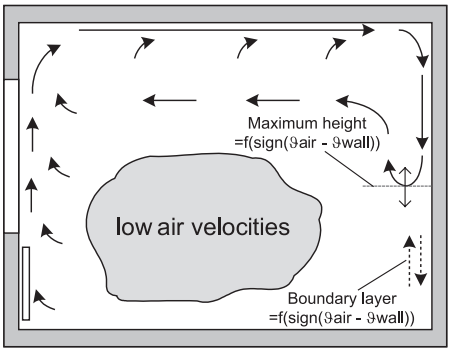

Figure 3a : Schéma d'écoulement pour un convecteur électrique

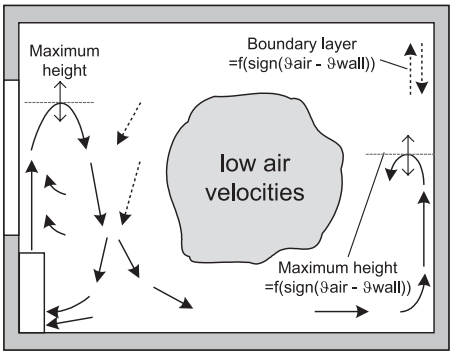

Figure 3b : Schéma d'écoulement pour un système de refroidissement

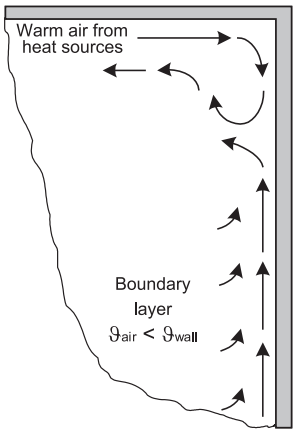

Figure 4a : Couche limite défavorable

Le point d'inversion est déplacé vers le haut

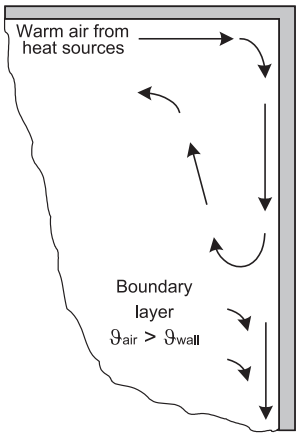

Figure 4b : Couche limite favorable

Le point d'inversion est déplacé vers le bas

4.2 Étape 2 : Analyse détaillée des conditions dans la zone

Conditions dans la zone d'occupation - régime stationnaire

Dans un premier temps les conditions dans la zone d'occupation sont étudiées. Pour tous les émetteurs étudiés, les températures sur des plans horizontaux sont quasiment uniformes. Les différences mesurées sur les plans horizontaux sont souvent inférieures à la précision de mesure. La stratification verticale varie de quasiment 0 K (plafond rafraîchissant) à 8 K pour le cas du convecteur électrique.

Conditions dans les zones proches des murs - régime stationnaire

Les simulations détaillées montrent le profil de température d'une couche d'air à 5 cm des murs. La figure 5 montre le profil dans le cas du ventilo-convecteur en mode chauffage et pour une vitesse de ventilation basse. Le profil de température est, à l'exception de la partie haute proche du ventilo-convecteur quasi homogène (la température varie donc principalement avec la hauteur). L'effet de la poussée d'Archimède apparaît à tous les murs sauf celui où l'émetteur est placé. Les mesures effectuées dans ce cas de figure donnent le même résultat. C'est pourquoi, dans la suite, la position du capteur sur le mur opposé à l'émetteur est considérée comme représentative des trois parois sans émetteur.

Les profils de température à 8 différentes hauteurs entre le centre de la zone et le mur opposé au ventilo-convecteur sont représentés sur la figure 6. Le jet d'air chaud est clairement visible, même pour cet essai à basse vitesse de ventilation. Il atteint son point d'inversion à une hauteur d'environ 1.1 m, il peut donc influencer la mesure de la sonde d'ambiance généralement placée à une hauteur de 1,5 m. Ce phénomène, mis en évidence dans le cas de chauffage, s'observe également dans quelques cas de rafraîchissement.

Deux profils de température, un au centre de la zone et un autre à 5 cm du mur opposé de l'émetteur sont comparés sur la figure 8. L'emplacement des sondes est repéré dans la figure 7.

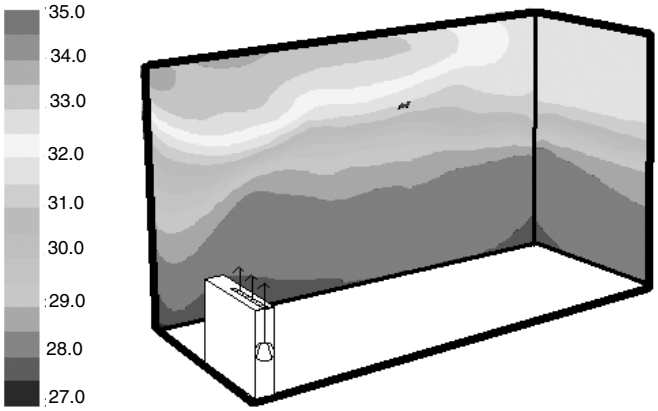

Figure 5 : Simulation détaillée du profil de température à 5 cm des murs

Ventilo-convecteur, chauffage, basse vitesse de ventilation

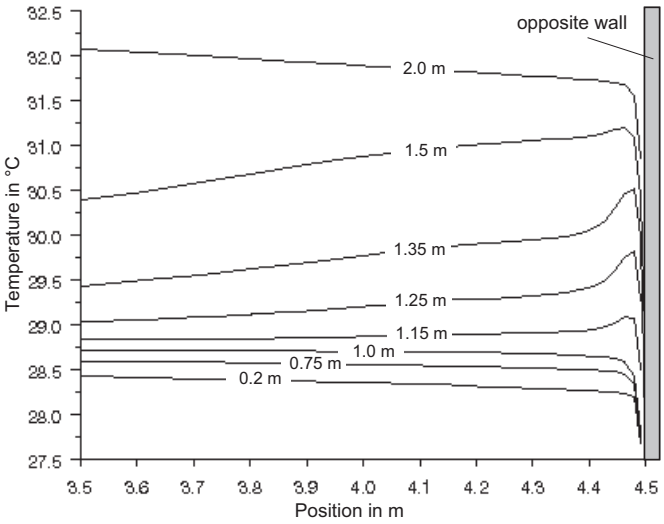

Figure 6 : Profil de température avec effet de la poussée d'Archimède au mur opposé

Ventilo-convecteur, chauffage, basse vitesse - simulation détaillée

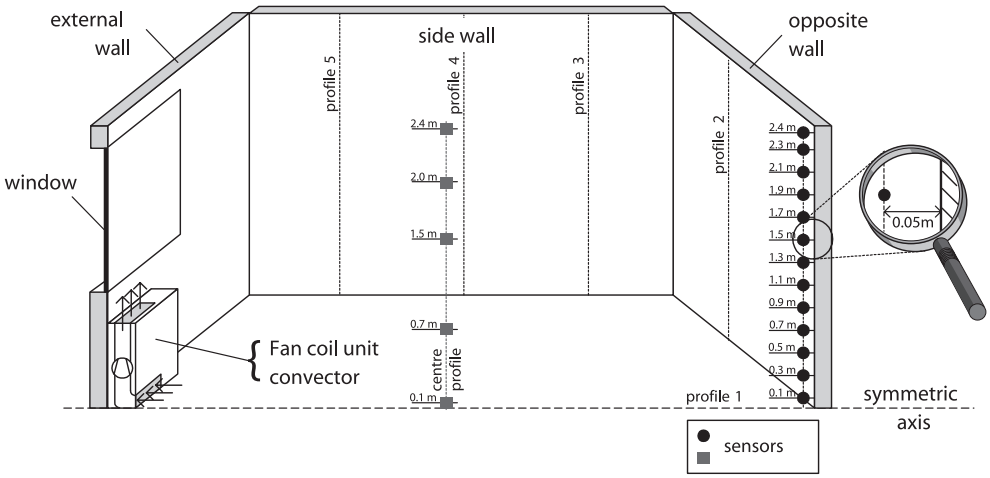

Figure 7 : Mesure de profils de température au centre et proche du mur opposé à l'émetteur

Les résultats sont donnés pour un convecteur électrique et pour un ventilo-convecteur en mode de rafraîchissement. Les figures 8a et b présentent donc la température au centre et celle le long du mur. On observe l'effet de la poussée d'Archimède. Dans le cas 8a, $\theta_{air} > \theta_{wall}$, l'air a donc tendance à descendre ; l'effet est " favorable ", il entraîne le jet plus bas. Dans le cas 8b, $\theta_{air} < \theta_{wall}$, l'air a tendance à monter et donc à accompagner le jet ; l'effet est là aussi " favorable ".

Dans les deux cas, la hauteur de pénétration est donc assez grande pour que le jet d'air puisse influencer la mesure de la sonde d'ambiance. Le long du jet, trois zones peuvent être distinguées :

– Zone de jet pur (variation de température négligeable),

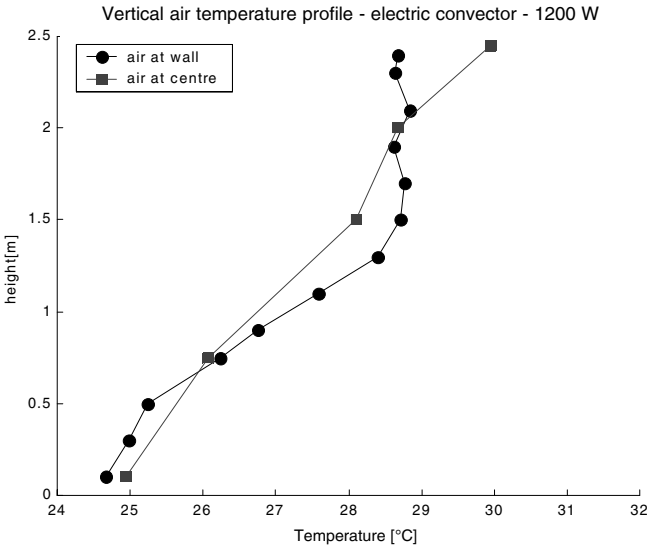

Figure 8a : Couche limite favorable

Convecteur 700 W - mesures EREDIS

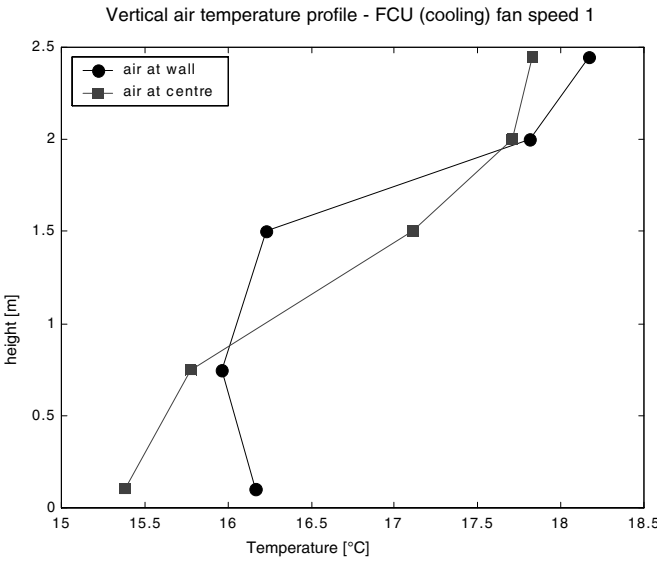

Figure 8b : Couche limite favorable

Ventilo-convecteur, refroidissement, basse vitesse de ventilation - mesures EREDIS

– Zone de transition entre le jet et la couche limite en convection naturelle (grand gradient de température le long de l'axe de l'écoulement),

– Couche limite en convection naturelle.

L'influence des conditions à l'origine " virtuelle " du jet est étudiée dans le cas du convecteur électrique en faisant varier la puissance émise. La figure 9 montre le profil de température à 5 cm du mur face au convecteur pour quatre valeurs de la puissance émise.

Dans le cas d'une faible puissance, le jet pénètre davantage vers le bas de la pièce que pour des puissances plus élevées. Ceci s'explique par le fait que la variation de puissance d'un convecteur n'influence guère le débit dans le panache au dessus du convecteur [Ina86] alors que la température dans le panache augmente de façon significative. A l'origine du jet au mur opposé, la différence de température entre ce jet d'air chaud et l'air au centre de la pièce est donc d'autant plus élevée que la puissance émise est grande, tout en gardant quasiment la même vitesse d'air. Les forces d'Archimède sont ainsi augmentées avec la puissance émise par le convecteur ce qui a un effet " défavorable " dans ce cas.

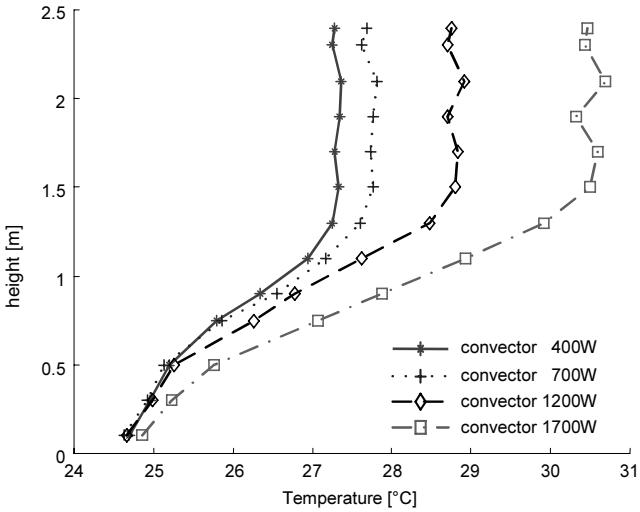

Figure 9 : Profils de température le long du mur opposé à l'émetteur pour différentes puissances émises

Convecteur - EREDIS

Conditions dans les zones proches des murs - régime dynamique

Dans un dernier temps, les conditions proches des murs sont étudiées en régime dynamique. Pour un saut de puissance, la température dans le jet réagit légèrement plus vite que l'air au centre de la pièce au début de cette période de chauffage. La différence est moins visible à de grandes hauteurs ; elle est surtout importante à la hauteur où le jet inverse sa direction.

Dans le cas inverse, quand la puissance de l'émetteur est coupée, la température proche des murs réagit légèrement plus lentement qu'au centre à cause de l'influence de la température des murs.

5 Critères pour un modèle de zone adapté

Après cette analyse des phénomènes, nous revenons à la spécification du modèle de zone adapté au test de régulateurs. Il doit permettre des simulations rapides en régime dynamique et doit être robuste.

Il doit être valide pour une géométrie de zone ou un type de zone variable (petite à grande taille, structure légère à lourde, occupation faible à forte).

Il doit également :

- être adapté au test de différents régulateurs (modularité, paramétrage, simplicité etc.)
- fournir les informations nécessaires pour l'évaluation des conditions dans la zone d'occupation,
- fournir les informations nécessaires pour le couplage avec la sonde d'ambiance du régulateur (réel ou simulé).

Les phénomènes importants présentés précédemment, doivent également être pris en compte. Les hypothèses suivantes sont prises :

- la stratification de température est homogène dans la zone d'occupation (ce qui peut être faux pour des zones de grand volume, ces cas ne sont donc pas traités),
- la température aux positions typiques du capteur est différente de celle dans la zone d'occupation,
- la différence entre ces deux profils de température dépend de la géométrie de la zone et des conditions aux limites (émetteur, murs etc.).

Les positions de capteur indiquées sur la figure 10 sont retenues pour le développement du modèle. La figure est relative à un système à débit d'air variable pour lequel une zone de couche limite peut également exister en dehors du jet du système (Position C). Les autres positions considérées sont dans le jet (Position B) et la zone d'occupation (Position A) qui est l'emplacement idéal.

Un modèle adapté doit donc fournir les températures à ces différents emplacements. Il serait également intéressant de connaître les vitesses de l'air dans la zone d'occupation ainsi qu'aux positions du capteur (confort et mesure du capteur), mais ceci augmenterait la complexité du modèle.

Les modèles de zone existant sont donc à présent comparés et évalués par rapport aux critères précédents.

6 État de l'art des modèles de zone

Les modèles de zone existant vont du modèle simplifié supposant une température homogène dans toute la pièce jusqu'aux modèles très détaillés (CFD) discrétisant la zone en éléments ou volumes finis et résolvant les équations de conservation pour chacun :

– Modèles à un nœud d'air (température homogène)	– très simplifié
– Modèles zonaux	– de simplifié à détaillé
– Modèles à éléments ou volumes finis (CFD)	– très détaillé

Les modèles du premier groupe (modèles simplifiés) sont couramment utilisés pour l'étude de la consommation d'énergie dans les bâtiments ([TRN96], [DOE89]) et pour l'étude de la régulation ([Klin99], [Rou97], [Lar80], [Hav98], [Os96], [Kast98]). Dans [Rie00], deux modèles de ce type ont été testés pour l'utilisation dans l'étude de la régulation. Malgré leur bonne aptitude sous quelques aspects, divers problèmes ont été observés, notamment pour des charges non nominales. De plus, ces modèles ne permettent par définition aucune distinction entre les températures aux positions du capteur et dans la zone d'occupation.

Différents auteurs ont développé des " modèles zonaux " qui divisent l'air de la zone en plusieurs sous-volumes. [Peng96] a développé un modèle, basé sur des pré-simulations avec un code de calcul détaillé, pour une zone équipée d'un ventilo-convecteur. Cette approche suppose que l'écoulement dans la zone ne change pas lors du fonctionnement du ventilo-convecteur. Sans faire appel aux simulations détaillées, il est donc impossible de tester un régulateur dans des zones de géométrie différente ou des apports de chaleur variables pendant le test. De plus, ce type de modèle ne permet pas de calculer la température aux positions possibles du capteur.

D'autres auteurs comme [Lar80], [Hor83], [Fau85], [Bou93], [Dur94], [Wur95] [Mus99] ont développé des

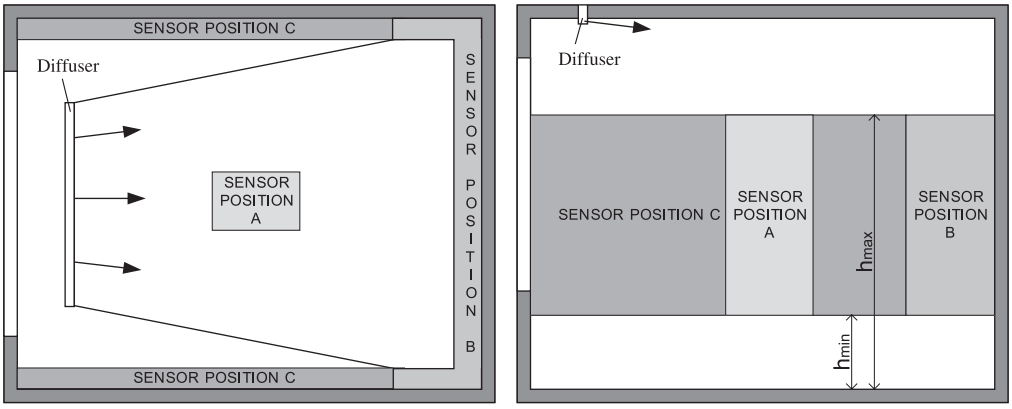

Figure 10 : Positions typiques de la sonde d'ambiance d'un régulateur

Système à débit d'air variable (vue de dessus et coupe verticale)

modèles pour l'évaluation du confort dans une zone. Ces modèles, souvent développés pour le cas stationnaire, ne permettent en aucun cas le calcul des phénomènes de convection mixte mentionnés dans la partie expérimentale précédente.

Le troisième groupe, les modèles détaillés, sont rarement utilisés pour l'étude de la régulation. [Rat98] a développé un modèle " quasi-dynamique " qui permet des simulations en temps réel. Cette technique oblige à une lourde modélisation et le niveau de compétence requise pour l'utilisation du modèle est élevé.

Le tableau 1 récapitule nos critères et propose une " classification qualitative " des trois types de modèle de zone.

Les valeurs données dans le tableau sont estimées après utilisation et évaluation des trois types de modèles. Les notes pour les modèles zonaux peuvent également différer vu la diversité des modèles existants. Les valeurs pour les modèles de CFD sont estimées en supposant un utilisateur ayant un haut niveau.

Le type " modèle zonal " est finalement retenu pour ces qualités d'adaptation à différents cas sans nécessité d'avoir à re-paramétrer le modèle dans les moindres détails.

7 Approche par les modèles zonaux

7.1 Principe

Le principe des modèles zonaux consiste en la division du volume d'air de la zone en plusieurs sous- volumes. Contrairement aux modèles de CFD, seules les équations de conservation de masse et d'énergie sont résolues. Les équations de Navier-Stokes sont seulement prises en compte de façon indirecte en calculant les débits entre les zones avec des corrélations établies expérimentalement. La figure 11, page 10, présente les échanges de chaleur et de masse dans un modèle zonal.

Les transferts suivants apparaissent dans un modèle zonal :

- Débit d'air entre le sous-volume i et le sous- volume j,
- Transfert d'énergie par convection entre le sous- volume i et la surface A_k,
- Débit d'air entre le sous-volume i et les conditions extérieures (ventilation ou climatisation),
- Emission d'énergie dans le sous-volume i par des apports ou un émetteur.

Tableau 1 : Critères pour le développement du modèle de zone

Critères		Types de modèle		
Groupes de critères	**Critères spécifiques**	**1 nœud**	**Zonal**	**CFD**
Caractéristiques générales	Possibilité de simulation en temps réel	OUI	OUI	?
	Temps de calcul	++	+	--
	Compétence de l'utilisateur nécessaire	Bas	Moyen	Très haut
Paramètres du modèle	Nombre de paramètres	Bas	Bas à moyen	Très haut
	Niveau nécessaire pour le paramétrage	Bas	Bas	Très haut
	Complexité et cohérence des conditions initiales et limites	++	o	--
Sorties du modèle Évaluation du confort	Température moyenne de l'air	o	+	++
	Température radiante moyenne	Dépend du modèle d'enveloppe		
	Variation horizontale de température	n.a.	+	++
	Variation verticale de température	n.a.	+	++
	Vitesses de l'air	n.a.	o	++
Sorties du modèle Position du capteur	Variation horizontale de température	n.a.	o	++
	Variation verticale de température	n.a.	+	++
	Vitesses de l'air	n.a.	o	++
	Température radiante moyenne	Dépend du modèle d'enveloppe		
Validité	Validité pour différentes inerties (lourd/léger)	Dépend du modèle d'enveloppe		
	Validité pour différentes géométries	?	?	++
	Validité pour différents gains internes	?	?	++
Classification qualitative : ++ très bien ; o moyen ; -- mauvais ; n.a. non accessible				

Le bilan d'énergie pour chaque sous-volume i est :

$$m_i c_p \frac{d\vartheta_i}{dt} = \sum_{j=1}^{l} \dot{m}_{j,i} c_p \vartheta_j - \sum_{j=1}^{l} \dot{m}_{i,j} c_p \vartheta_i + \sum_{k=1}^{m} h_{i,k} A_{i,k} (\vartheta_{A,k} - \vartheta_i) + \sum_{r=1}^{s} \dot{m}_{ext;r,i} c_p \vartheta_{ext,r} - \sum_{r=1}^{s} \dot{m}_{ext;i,r} c_p \vartheta_i + \sum_{p=1}^{q} \Phi_p \quad (1)$$

Le système est ensuite écrit sous forme de modèle d'état. Ceci est décrit dans [Rie01] et [Rie02a].

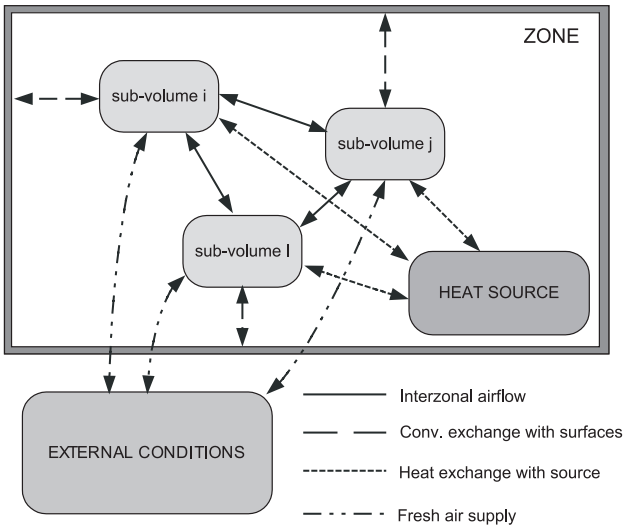

Figure 11 : Transferts de chaleur et de masse dans un modèle zonal

7.2 Division de la zone en sous-volumes

La figure 12 montre comment s'opère la division de la zone en sous-volumes.

L'air dans la zone peut être divisé en un nombre variable de couches horizontales. Une division en trois couches a été choisie pour permettre la représentation non- linéaire des profils de température verticaux. Dans chaque couche, selon les phénomènes convectifs, les types de sous-volumes suivants peuvent exister :

- Zones principales,
- Zones de panache,
- Zones de jet,
- Zones de couche limite.

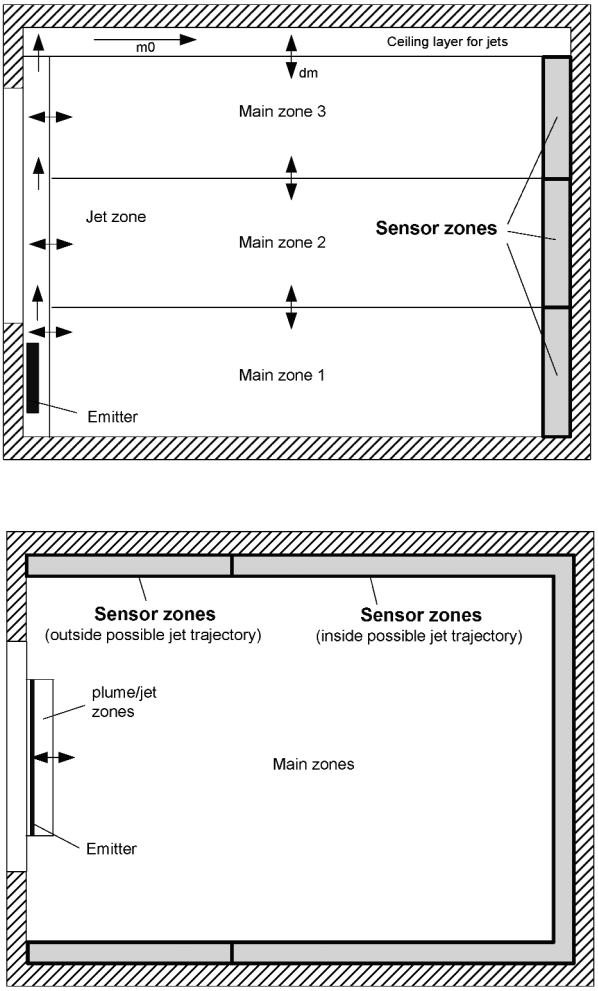

Figure 12 : Division de la zone en sous-volumes (coupe verticale, vue de dessus)

7.3 Corrélations utilisées

Des corrélations sont utilisées pour calculer les débits d'air échangés entre les différents sous- volumes. Elles ont été comparées et sélectionnées dans [Rie02a] et [Rie02b]. Les corrélations choisies sont les suivantes :

– Pour les panaches thermiques :

$$\dot{m}(z) = C_{plume}\ \Phi(z)_{conv}^{1/3}\ (z - z_0)^{n_{plume}} \tag{2}$$

– Pour les jets :

$$\frac{\dot{m}_x}{\dot{m}_0} = C_{jet}\left(\frac{(x + x_0)}{K' d_0}\right)^{n_{jet}} \tag{3}$$

– Pour les couches limites en convection naturelle :

$$\dot{m}(z) = C_{BL}\ (\vartheta_{Surf} - \vartheta_{Air})^{n_{BL}}\ z \tag{4}$$

– Pour la profondeur de pénétration d du jet en convection mixte :

$$\frac{\delta_p}{d_0} = C_{NBJ}\left(\frac{Gr}{Re^2}\right)^{n_{NBJ}} \tag{5}$$

Les symboles z_0 et x_0 dans les équations (2) et (3) représentent l'origine fictive des panaches et des jets respectivement. D_0 est l'épaisseur du jet à son origine.

Une sélection des constantes utilisées, basée sur [ASHRAE97], est également listée dans [Rie02b].

L'implémentation du modèle a été réalisée dans l'environnement de simulation graphique Simulink [Sim98], ceci est décrit dans [Rie02b]. Le modèle est à ce titre intégré dans la bibliothèque de modèles de composants SIMBAD - Building and HVAC Toolbox [Hus97].

8 Application du modèle dans le cas d'un convecteur électrique

L'utilisation du modèle est maintenant illustrée par l'exemple de la régulation d'un convecteur électrique. On trouvera dans [Rie02b] l'application à d'autres cas.

8.1 Validation en boucle ouverte

La validation porte sur le profil de température au centre de la zone en conditions stationnaires et dynamiques [Rie02b] dans la cellule EREDIS. Le test de validation se déroule en deux étapes. Au début du test, la puissance du convecteur est nulle. Après un certain temps, le convecteur est allumé avec une puissance de 700 W. La figure 13 montre la comparaison des profils de température mesurés et simulés au centre de la zone. La comparaison est faite à trois hauteurs différentes.

Les graphiques, figures 13, montrent que le modèle représente bien le fonctionnement du convecteur à puissance nulle. La dynamique du profil de température au centre est également bien représentée. A puissance 700 W et en régime quasi- établi, une légère différence est observée probablement due aux coefficients d'échange convectifs retenus (à partir de la littérature).

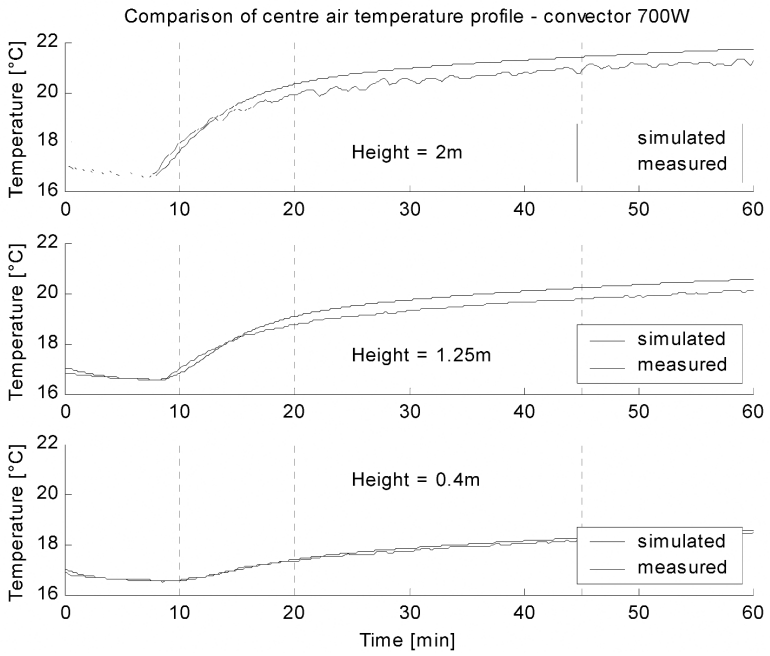

Figure 13 : Validation du profil de température au centre de la zone

L'avantage principal du modèle est de pouvoir distinguer le profil de température au centre de la pièce de celui situé à l'emplacement du capteur. La différence entre ces deux profils de température mesurés et simulés 20 minutes après l'échelon est reportée sur lla figure 14

La différence entre les deux profils de température est bien représentée par le modèle. Dans les zones haute et basse, la différence observée est faible tandis que dans la zone intermédiaire l'écart est plus grand.

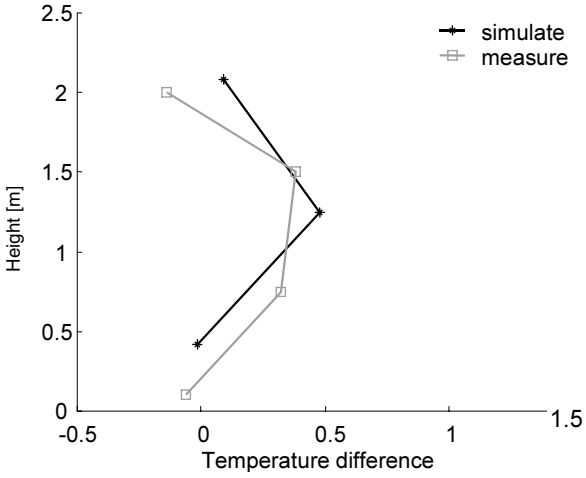

Figure 14 : Différence entre les profils de température au centre et à la position du capteur

convecteur de puissance 700 W

Une analyse de sensibilité aux paramètres intervenant dans la corrélation utilisée pour calculer la hauteur de pénétration du jet au mur opposé est présentée dans [Rie02b]. Le modèle montre une faible sensibilité à ces paramètres.

8.2 Tests en boucle fermée

Le modèle validé est maintenant appliqué à des tests de régulateurs en boucle fermée afin d'étudier l'influence de la position du capteur sur les résultats du test de régulateur. Les résultats sont également confrontés à ceux obtenus avec un modèle à un nœud d'air.

Dans le cas étudié, une zone de 5 m de longueur, 5 m de largeur et de 2.6 m de hauteur équipé d'un convecteur électrique est simulée ([Rie02b]). La fenêtre mesure 4.5 m en longueur et 1.8 m en hauteur.

Le convecteur utilisé est à sortie d'air horizontale et est identique au convecteur de la partie précédente. La puissance nominale de ce convecteur est de 1500 W. Sa constante de temps est d'environ 200 s. Les trois types de régulateur suivants sont utilisés :

- Proportionnel intégral (PI),
- Proportionnel (P),
- Tout ou rien.

On suppose que le capteur a une constante de temps de six minutes et qu'il mesure la moyenne entre la température de l'air et la température radiante moyenne. Cette valeur peut sembler faible, mais le test étant répété pour plusieurs émetteurs, une seule constante de temps a été utilisée.

Le test est effectué pour une durée de 5 heures avec une période d'initialisation de 2 heures et demi. A t = 3 heures, un échelon d'apports internes est imposé afin de faire réagir le régulateur. Les conditions aux limites pendant le test sont récapitulées dans le tableau 2 :

Tableau 2 : Conditions aux limites lors du test en boucle fermée - convecteur

Température de consigne [°C]	21
Température adjacente [°C]	20
Température extérieure [°C]	-10
Rayonnement courte longueur d'onde [W/m²]	0
Apports internes avant échelon [W]	0
Apports internes après échelon [W]	500
Puissance nominale du convecteur [W]	1500

La figure 15 montre la température résultante au centre de la zone pour le modèle à un noeud d'air. Pour le modèle zonal les températures aux différentes positions du capteur sont représentées pour les trois types de régulateurs.

Pour tous les tests, le modèle zonal avec le capteur placé au centre de la zone (Position A) est considéré comme référence.

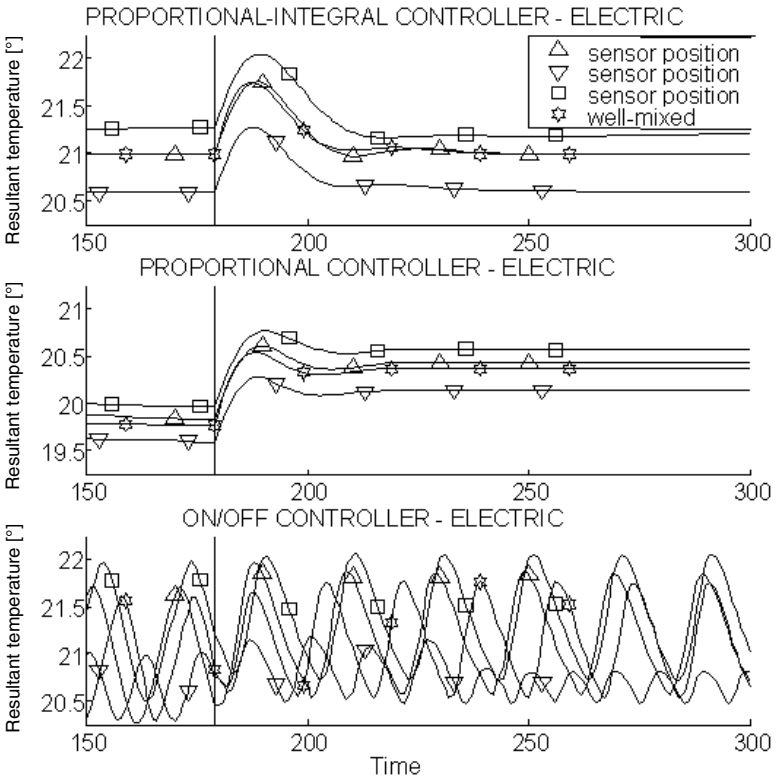

Figure 15 : Température résultante - convecteur électrique

Tendances générales

Modèle à un nœud d'air :

Les résultats sont proches de la référence pour les trois types de régulateur. L'amplitude maximale est sous-estimée pour le régulateur " tout ou rien ".

Modèle zonal avec le capteur en position B :

Une dérive en charge dans la température résultante est observée dans les périodes quasi- stationnaires. Cette dérive est due à l'impact du jet d'air chaud sur la mesure du capteur, placé dans la zone finale du jet. L'influence directe du jet d'air chaud provoque une réponse plus rapide du capteur et donc une amplitude de la température résultante réduite par rapport à la référence.

La figure 15 montre, une amplitude qui varie avec le temps dans la période après l'échelon des apports internes (180 min, pour le régulateur " tout ou rien). L'amplitude devient plus petite après un certain temps (environ 230 min) car la hauteur de pénétration du jet d'air chaud change pendant le test.

Modèle zonal avec le capteur à la position C :

Une légère dérive en charge est observée du à l'emplacement du capteur dans la couche limite en convection naturelle. Vu la faible différence de température entre la zone et la zone adjacente, la température de paroi est proche de la température dans la zone et les résultats sont similaires de ceux obtenus avec le capteur placé au centre de la zone.

8.3 Impact possible sur des résultats le test de régulateurs

Analyse pour un régulateur donné et une position de capteur variable

Le modèle à un nœud d'air est quasiment identique avec la référence (Position A) concernant la moyenne de la température résultante (figure 16). Pour le modèle zonal, quand le capteur est placé aux positions B et C, l'influence du jet d'air chaud (position B) ainsi que de la paroi (position C) crée une dérive en charge. Ces différences en charge sont qualitativement les mêmes pour les trois régulateurs testés.

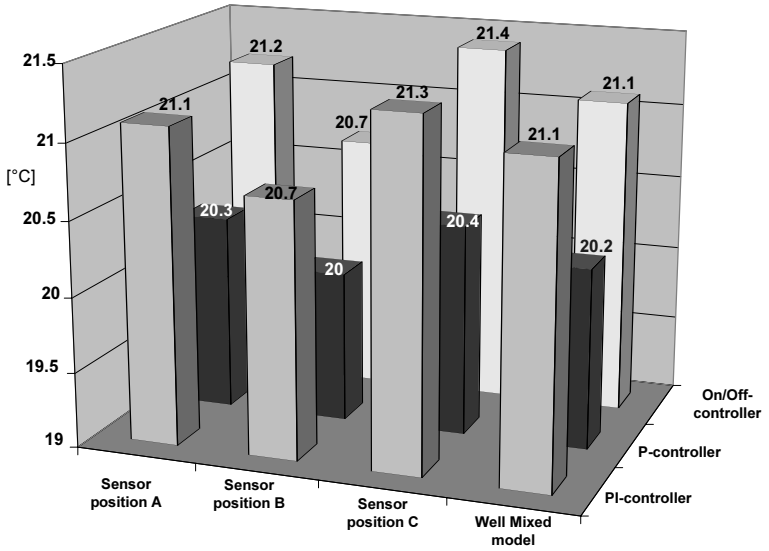

Figure 16 : Moyenne de la température résultante convecteur électrique

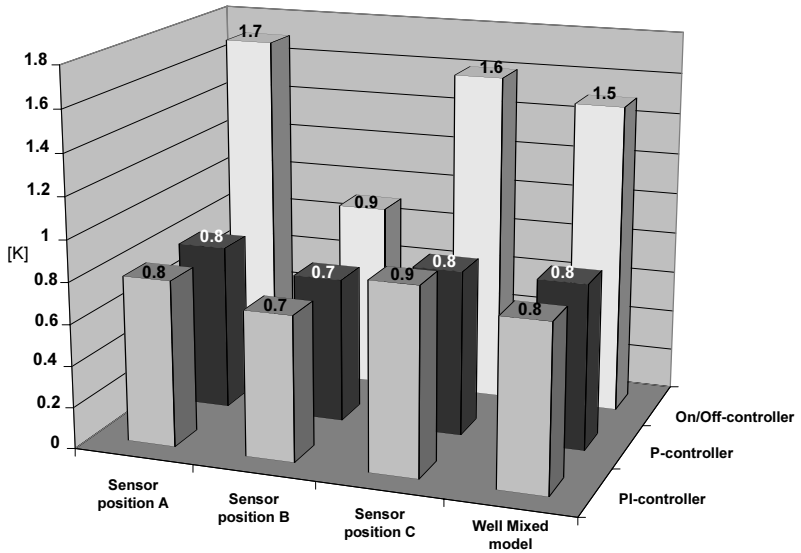

Figure 17 : Amplitude maximale de variation de la température résultante - convecteur électrique

L'amplitude maximale (figure 17) obtenue en utilisant le modèle à un nœud d'air est également proche de la référence. Si le capteur est dans le jet (position B), l'amplitude est visiblement inférieure aux autres cas. Toutes les autres différences sont faibles.

Comparaison des trois régulateurs différentes positions du capteur : En termes de température résultante (Figure 16), si on excepte les dérives en charge, la comparaison entre les différents régulateurs donne à peu près les mêmes résultats.

Si l'amplitude de variation est prise comme critère, les résultats sont légèrement différents pour le modèle à un nœud d'air avec un capteur en position C. Avec le capteur placé en position B, le régulateur " tout ou rien " est le mieux classé que la référence (position A) et classé comme les deux autres régulateurs (figure 17).

8.4 Recommandation d'un type de modèle adapté

Pour le système à débit d'air variable, les tests en boucle fermée ont également été effectués pour un bâtiment de 5 étages. Ces tests et les tests pour une seule zone ont finalement permis, en première approximation, de recommander le modèle de zone adapté à l'émetteur utilisé.Les tests ont été effectués pour les systèmes suivants :

- convecteur électrique,
- ventilo-convecteur en mode de chauffage et de refroidissement,
- système de débit d'air variable en mode de chauffage et de refroidissement.

Les recommandations sont listées dans le tableau 3 (Z = modèle zonal ; 1N= 1 nœud d'air) :

Si possible, le modèle à un nœud d'air est recommandé vu la simplicité.

Le modèle zonal est généralement recommandé dans les cas où il existe une stratification de température significative ou lorsque le capteur risque de se trouver dans la zone d'influence d'un jet d'air du système de CVC.

Dans le cas du convecteur ou du ventilo-convecteur, si le capteur est placé à la position C, le modèle à un nœud d'air doit être uniquement utilisé si la différence de température entre les murs et l'air dans la zone est faible. Pour des différences de température plus élevées, le modèle zonal est recommandé.

9 Conclusions

Le modèle développé nécessite une division de l'air dans la zone en 5 sous volumes. Ceci semble adapté à tous les cas de systèmes de CVC étudiés. Le modèle permettrait d'intégrer d'autres systèmes de CVC assez facilement.

Le modèle a été appliqué à des tests de régulateurs pour une zone et pour un bâtiment de cinq étages et pour différents systèmes de CVC. Les résultats ont été confrontés à ceux obtenus avec un modèle à un nœud d'air.

Globalement, on peut remarquer que le modèle zonal est d'autant plus utile que les conditions dans la zone sont inhomogènes. Ceci se produit lorsqu'il y a une stratification de température importante, des phénomènes de jet ou une différence de température significative entre le mur où se trouve le capteur et l'air dans la zone.

Tableau 3 : Recommandation pour l'utilisation de modèles pour le test de régulateurs

Position du capteur	Convecteur	VCV mode chauffage	VCV mode froid	DAV refroidissement		DAV chauffage	
				Diffuseur linéaire	Diffuseur radial	Diffuseur linéaire	Diffuseur radial
A	1N	1N	Z	Z	1N / Z	Z	Z
B	Z	Z	Z	Z	1N / Z	Z	Z
C	1N / Z	1N / Z	Z	Z	1N / Z	Z	Z

BIBLIOGRAPHIE

[ASHRAE97] ASHRAE Handbook of Fundamentals, SI Edition, Aùerican Society of Heating, Refrigerating and Air conditioning Engineers, 1997.

[Bou93] Bouia, Modélisation simplifié d'écoulements de convection mixte interne : Application aux échanges thermo-aérauliques dans les locaux, PhD Thesis, University of Poitiers, 1993.

[CENTC247] CEN-TC247 Draft, Electronic Individual zone control equipment for applications : Fan coil and Induction unit applications ; Heating applications; VAV, CAV and chilled ceiling applications, Draft European Standard submitted to CEN members for CEN enquiry, WI00247018.

[Doe89] Overview of the DOE-2 program, Version 2.1D. Simulation Research Group, Lawrence Berkeley Laboratory, LBL-19735, 1989.

[Dur94] During, Consommations énergétiques et confort thermique des locaux chauffés : approche par les modèles zonaux, PhD thesis, INSA Lyon, 1994.

[Fahlén96a] Fahlén P., Control systems for single-family houses with direct-acting electric heaters - Electric heat controllers - SP Method 1933 Part 1 : Evaluation in a test chamber (in Swedish). (SP (Swedish National Testing and Research Institute)) p. 57. Borås, 1996.

[Fahlen96b] Fahlén, P., Control systems for single-family houses with direct-acting electric heaters - Electric heat controllers - SP Method 1933 Part 2: Evaluation of control sensors (in Swedish). (SP (Swedish National Testing and Research Institute)) p. 23. Borås, 1996.

[Fahlen96c] Fahlén, P, Ruud, S & Wikmyr, M, Control systems for single-family houses with direct-acting electric heaters - Electric heat controllers - SP Method 1933 Part 3 : Evaluation by means of real-time simulation (in Swedish). (SP Swedish National Testing and Research Institute.) p. 106. Borås, 1996.

[Fau85] Fauconnier et al., Simulation thermique détaillé des bâtiments: Présentation du modèle BILGA, Rapport de recherche UTI/CEBTP E51.84, january 1985.

[Flue98] Fluent User's Guide, Version 5.3 (1998), Fluent Inc., Lebanon - NH, USA.

[Gol86] Goldman et al., Effect of opposing buoyancy on the flow in free and wall jets, J. Fluid Mech., vol 166, pp. 41-56, 1986.

[Hav98] Haves, A standard simulation test bed for the evaluation of control algorithms and strategies, ASHRAE Transactions, 1998, Vol. 104, Part 1.

[Hor83] Horwarth, Temperature distributions and air movements in rooms with a convective heat source, PhD thesis, University of Manchester, 1983.

[Hus97] Husaunndee, SIMBAD : A simulation toolbox for the design and test of HVAC control systems. Proceedings of the 5th international IBPSA conference, Prague, CZECH REPUBLIC, 2 : 269-276.

[Ina88] Inard, Contribution à l'étude du couplage thermique entre un émetteur de chaleur et un local, PhD thesis, INSA Lyon, 1988.

[Kast98] Kast, Dynamischer Anlagensimulator für Heiz- und RLT-Anlagen, Gesundheitsingenieur, 119, 1998.

[Klin99] Klinger, Bedarfsgerechte Regelung des Raumluftzustandes in Wohngebäuden - Teil 1-2, HLH, Bd. 50, 1999.

[Lar80] Laret, Contribution au développement de modèles mathematiques du comportement thermique transitoire de structures d'habitation, PhD thesis, University of Liège, 1980

[Mus99] Musy, Génération automatique de modèles zonaux pour l'étude du comportement thermo-aéraulique des bâtiments, PhD Thesis, Université La Rochelle, 1999.

[Os96] Osman, Model- based control of laboratory HVAC systems, PhD thesis, University of Wisconsin, 1996.

[Peng96] Peng, Modelling of indoor thermal conditions for comfort control in buildings, PhD thesis, Delft, University of Technology, 1996.

[Rat98] Ratnam, Advanced feedback control of indoor air quality using real-time computational fluid dynamics, ASHRAE transactions, 1998, Vol. 104, Part 1.

[Rie00] Riederer et al., Building zone modelling adapted to the study of temperature control systems, ASHRAE/CIBSE conference 2000, Dublin, Ireland.

[Rie01] Riederer P., Marchio D., Visier J.C., Husaunndee A., Lahrech R., Influence of sensor position in building thermal control: Development and validation of an adapted zone model, BS2001, Rio de Janeiro, Brazil, 2001.

[Rie02a] Riederer P., Marchio D., Visier J.C., Husaunndee A., Lahrech R., Room thermal modelling adapted to the test of HVAC control systems, Building and Environment, to be published.[Rie02b] Riederer P., Thermal room modelling adapted to the test of HVAC control systems, PHD thesis, Centre Scientifique et Technique du Bâtiment/Ecole Nationale des Mines de Paris ENSMP/Technische Universität Dresden, 2002.

[Rou97] Rouvel, Ein regelungstechnisches Modell zur Beschreibung des thermisch dynamischen Raumverhaltens, Teil 1-3, HLH, Bd. 48, 1997.

[Sim98] SIMULINK dynamic System Simulation for Matlab. Version 2.1 Mathworks Inc., Ma., USA, 1998.

[SIMTEST02] European SIMTEST project, SIMulation models for TESTing control systems for heating, ventilating and air conditioning application, http://ddd.cstb.fr/simtest.

[TRN96] TRNSYS, A transient Simulation Program. Solar Energy laboratory of the University of Wisconsin ; Madison, USA, 1996.

[Wur95] Wurtz, Modélisation tridimensionelle des transferts thermiques et aérauliques dans le bâtiment en environnement orienté objet, PhD thesis, Ecole Nationale des Ponts et Chaussées, Paris, 1995.

PARIS - MARNE-LA-VALLÉE - GRENOBLE - NANTES - SOPHIA ANTIPOLIS
CENTRE SCIENTIFIQUE ET TECHNIQUE DU BATIMENT

4, avenue du Recteur-Poincaré - F-75782 Paris Cedex 16
Tél. : 01 40 50 28 28 - Fax : 01 45 25 61 51 - Internet : www.cstb.fr