#3883

REVUE GÉNÉRALE DE THERMIQUE
3, rue Henri-Heine, 75016 Paris

Phénomènes convectifs intérieurs dans les cellules d'habitation
Approches expérimentales et numériques

par F. ALLARD (*), C. INARD (*) et J.P. SIMONEAU (*)

Cet article fait suite à une journée d'études « L'état des connaissances sur la ventilation », *organisée par la section Chauffage-Conditionnement de la Société Française des Thermiciens, en liaison avec l'AICVF (Paris, le 26 novembre 1987).*

Nomenclature

a	diffusivité thermique du fluide	$m^2.s^{-1}$
C_p	capacité thermique massique du fluide	$J.kg^{-1}.K^{-1}$
g	accélération de la pesanteur	$m.s^{-2}$
g_{ij}	débit massique de la zone j vers la zone i	$kg.s^{-1}$
hc_{ik}	coefficient d'échange superficiel convectif de la paroi k en contact avec la zone i.	$W.m^{-2}.K^{-1}$
H	hauteur du local	m
H^*	hauteur dimensionnée	
M	débit massique du panache des radiateurs	$kg.m^{-1}.s^{-1}$
M_0	débit massique de la couche limite froide	$kg.m^{-1}.s^{-1}$
Nu	nombre de Nusselt global $\left(Nu = \frac{H\,\varphi_{conv}}{\lambda\,\Delta t}\right)$	
P_{conv}	puissance convective	W
Ra	nombre de Rayleigh global $\left(Ra = \frac{g\,\beta\,\Delta T\,H^3}{\nu\,a}\right)$	
Ra_y	nombre de Rayleigh local	
Re	nombre de Reynolds	
r	coefficient de corrélation	
S_{ik}	surface de la paroi k en contact avec la zone i.	m^2
T	température	°C
T_i	température de la zone i.	°C
T_C	température moyenne de la face chaude	°C
T_F	température moyenne de la face froide	°C
$T_{S\,ik}$	température de surface de la paroi k en contact avec la zone i	°C
T^*	température adimensionnée	
T_0	température moyenne des faces chaude et froide	°C
T_∞	température de l'air ambiant intérieur.	°C
t	temps.	s
U	composante verticale de la vitesse	m/s
U_m	composante verticale maximale de la vitesse	m/s
V_i	volume de la zone i.	m^3
X	coordonnée transversale.	m
Y	coordonnée verticale	m
Y_0	origine fictive des radiateurs.	m
Z	composante longitudinale	m

Symboles grecs

β	coefficient d'expansion volumique du fluide	K^{-1}
ΔT	écart de température	°C
λ	conductivité thermique	$W.m^{-1}.K^{-1}$
ν	viscosité cinématique du fluide	$m^2.s^{-1}$
ρ	masse volumique.	$kg.m^{-3}$
$\varnothing$	diamètre	m
φ_{conv}	densité de flux convectif à la paroi	$W.m^{-2}$

(*) INSA, Centre de Thermique (CETHIL), URA CNRS 1372, Bât 307, 69621 Villeurbanne Cedex.

Article reçu le 15.09.1988, accepté le 08.03.1990.

ISSN 0035-3159/90/216/10 © 1989
Editions Européennes Thermique et Industrie

1. Introduction

Depuis 1970, notre équipe a développé des études expérimentales permettant d'étudier, sur des cellules de laboratoire de taille réelle et en ambiance climatique simulée, les transferts aérauliques dans des cellules d'habitation.

Initialement, les problèmes traités concernaient essentiellement des approches globales de la diffusion d'un jet isotherme [1], ou anisotherme [2], provenant d'un système de ventilation ou de chauffage.

Actuellement, après des études détaillées, tant expérimentales que numériques, concernant les écoulements d'air et les transferts de chaleur induits naturellement par les seuls champs de températures de surface rencontrées le long des parois d'une pièce, nous nous orientons vers l'analyse du couplage des systèmes de chauffage et de ventilation avec les locaux.

A cet effet, nous avons construit des montages expérimentaux à échelle réelle permettant de reproduire en laboratoire les conditions d'environnement climatique rencontrées dans la réalité. Parallèlement, nous avons développé des codes numériques permettant des approches détaillées des phénomènes physiques rencontrés [3].

De plus, dans un souci d'application de nos travaux par le secteur aval, nous avons contribué au développement de modèles simplifiés permettant de prédire l'anisothermie rencontrée dans une pièce d'habitation.

Après une description rapide des principales caractéristiques des montages expérimentaux réalisés, nous présenterons notre expérience numérique et les principaux développements attendus à court terme.

2. Approches expérimentales des phénomènes convectifs rencontrés dans une cellule d'habitation

2.1. La cellule MINIBAT

2.1.1. Présentation

C'est dans le cadre de l'Action de Recherche « Convection Naturelle dans l'Habitat », coordonnée

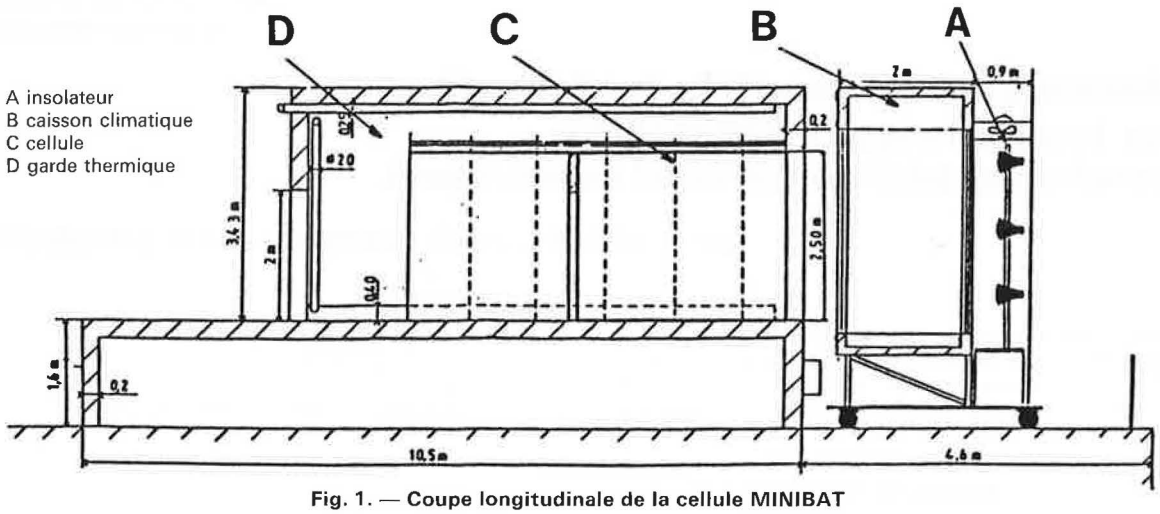


Fig. 1. — Coupe longitudinale de la cellule MINIBAT

par le PIRSEM ([1]) (CNRS) et l'AFME ([2]), que nous avons conçu et réalisé ce premier dispositif expérimental [4].

Il est constitué d'un volume unique de 20 m^3 environ, dont cinq faces sont maintenues à température constante grâce à un deuxième volume servant de *garde thermique*. La sixième face est en contact avec un caisson climatique qui nous permet de générer des températures d'air variables de − 10 à 40 °C avec une excellente stabilité (± 0,1 °C). Un simulateur d'ensoleillement, constitué de 12 lampes CSI de 1 100 W chacune, nous permet de reproduire au sein même de la cellule les effets d'un ensoleillement direct.

La *figure 1* présente ce dispositif.

2.1.2. Exemples d'essais réalisés et de résultats obtenus

Cette cellule est équipée de 200 capteurs de température et de 5 sondes de vitesse d'air, répartis au sein du volume et en surface des parois.

Les premières études menées sur ce montage [4 et 5] ont essentiellement consisté à répertorier un certain nombre de configurations caractéristiques de la thermique de l'habitat et à rechercher des paramètres simples permettant de représenter le comportement thermique de la cellule.

Etude de la stratification thermique

Nous avons traité ainsi quatre cas de base :

— cas 1 : une face verticale active chaude ou froide ;

— cas 2 : une face verticale froide, la face en vis-à-vis chaude ;

— cas 3 : une face verticale froide et le plancher chaud ;

— cas 4 : une face verticale froide et le plafond chaud.

La *figure 2* présente, pour chacune des configurations étudiées, les réseaux d'isothermes rencontrés dans le plan vertical médian de la cavité.

Cette première approche permet déjà de mettre en évidence des comportements thermiques très différents suivant la localisation et le type de sollicitation thermique rencontrée.

Il nous est ainsi apparu que certains paramètres simples à identifier pouvaient donner une représentation assez fidèle du comportement global de la masse d'air contenue dans le local.

Dans les cas 1 et 2 notamment, il apparaît très clairement une stratification régulière du volume intérieur, qui peut être traduite par une température au centre et un gradient thermique vertical.

Exprimons les températures sous forme adimensionnelle en prenant comme température de référence T_0 la moyenne des températures de surfaces intérieures de la façade et de la paroi qui lui est opposée, et comme écart de température de référence ΔT la différence entre ces deux valeurs :

$$T_0 = \frac{T_C + T_F}{2} \quad \text{et} \quad \Delta T = T_C - T_F$$

Il apparaît alors, comme le montre la *figure 3*, que les profils adimensionnels demeurent identiques dans ce type de configuration et constituent de ce fait une caractéristique essentielle de la stratification intérieure facilement identifiable.

Les cas 3 et 4 présentés sur la figure 2 font apparaître des comportements très distincts. Un chauffage uniforme du plancher conduit à une isothermie presque parfaite du volume intérieur. Au contraire, un plafond chaud crée un gradient thermique vertical très important en partie haute qui aura tendance à bloquer l'écoulement de l'air dans cette zone de la cellule.

Etude des écoulements pariétaux

Pour les cas 1 et 2, l'effet dynamique le plus important est lié au développement de couches limites le long des parois verticales. De façon à pouvoir explorer finement les écoulements pariétaux, nous avons adjoint à notre dispositif un système automatique de déplacement de capteurs de vitesse et de température (*figure 4*).

Nous pouvons ainsi explorer les couches limites avec un pas transversal fin (ΔX = 1,5 mm) et cela pour différents plans horizontaux. A l'aide d'un couple thermoélectrique de faible diamètre ($\varnothing$ = 8/100 mm) et d'une sonde de vitesse à film chaud compensée en

(1) PIRSEM : Programme Interdisciplinaire de Recherches sur les Sciences pour l'Energie et les Matières premières.

(2) AFME : Agence Française pour la Maîtrise de l'Energie.

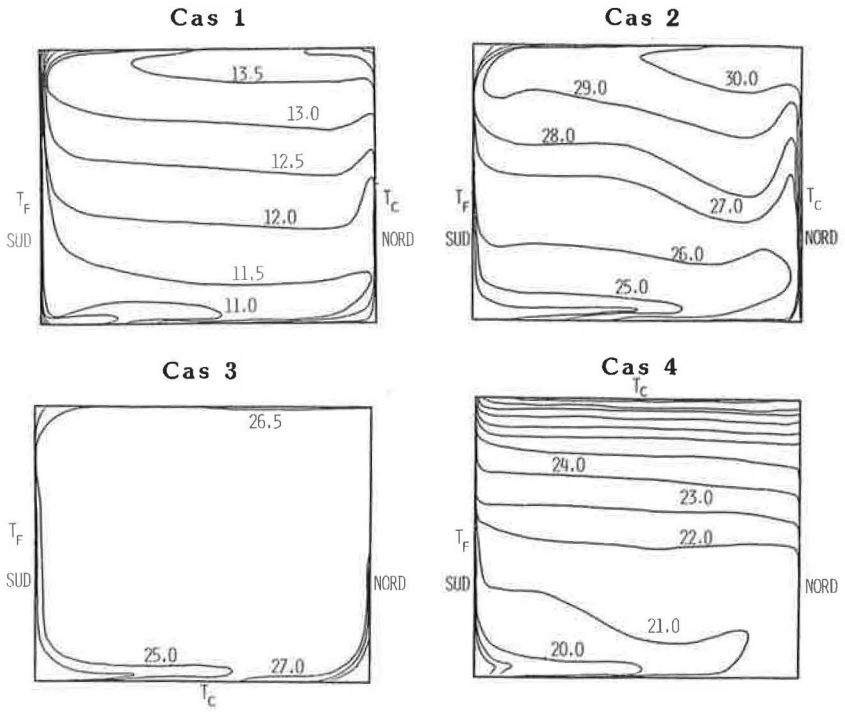


Fig. 2. — Isothermes dans le plan vertical médian de la cellule (configurations 1 à 4)

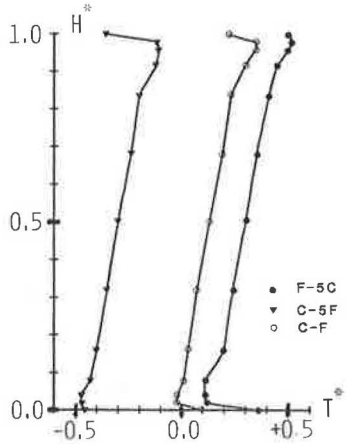
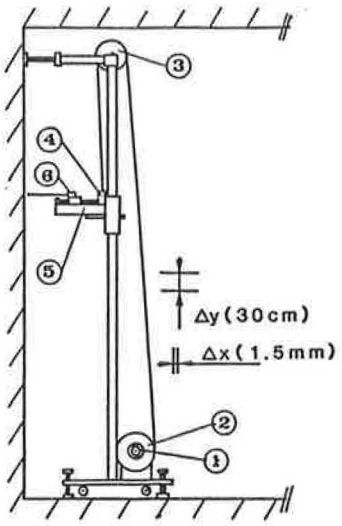


Fig. 3. — Profils verticaux adimensionnels de température au centre du local (cas 1 et 2)



1 moteur
2 enrouleur
3 poulie
4 moteur
5 platine
6 capteurs (T, V)

Fig. 4. — Schéma du dispositif de déplacement

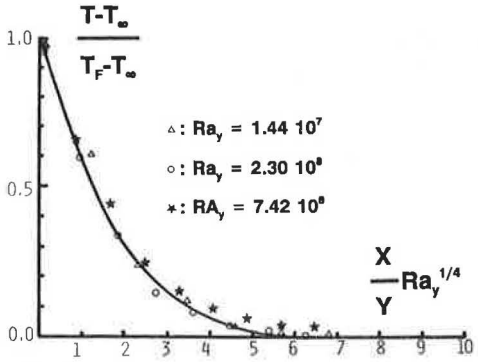


Fig. 5. — Profils adimensionnels de température le long de la paroi froide (cas 1 , $Ra_y < 10^9$)

température, nous avons ainsi pu accéder aux profils de vitesse et de température le long de la paroi active.

Les profils de température obtenus le long de celle-ci, dans le cas 1, sont présentés à titre illustratif sur les *figures 5* et *6*.

Ils permettent de constater que l'on suit assez bien les profils théoriques de plaque plane représentés en trait continu sur les figures. Nous avons choisi les adimensionnements classiques utilisant le nombre de Rayleigh soit à la puissance 1/4 pour les régimes supposés laminaires, soit à la puissance 1/3 en régime turbulent. D'après l'exemple présenté sur les figures 5 et 6, la limite entre ces deux régimes se situe pour un nombre de Rayleigh voisin de 10^9, ce qui confirme les données fournies par la bibliographie. Ces deux figures présentent, sous forme adimensionnelle, l'évolution de la couche limite thermique mesurée pour différentes valeurs du nombre de Rayleigh local.

De façon à rendre ces données transmissibles et utilisables pour l'application à des modèles de simulation, nous avons alors caractérisé le comportement thermique et dynamique de ces couches limites en calculant deux paramètres globaux : le débit massique M_0 dans la couche limite, et le flux convectif adimensionné ou nombre de Nusselt Nu à la paroi. La *figure 7* présente nos résultats en terme de débit massique par mètre de longueur de paroi comparés à ceux rapportés par LARET [6] et HOWARTH [7].

Les résultats obtenus en terme de Nusselt à la paroi sont rapportés sur la *figure 8* (courbe 6). Les points obtenus se regroupent autour d'une droite d'équation :

$$Nu = 0{,}108\ Ra^{0{,}312}$$

Sur la figure 8, nous comparons notre résultat à ceux fournis par d'autres auteurs pour des cavités :

— RAITHBY et HOLLANDS [8] :
$Nu = 0{,}340\ Ra^{0{,}25}$ (en régime laminaire)

— ECKERT et CARLSON [9] :
$Nu = 0{,}131\ Ra^{0{,}3}$

— RAITHBY et HOLLANDS [8] :
$Nu = 0{,}044\ Ra^{1/3}$ (en régime turbulent)

— KIRKPATRICK et BOHN [10] :
$Nu = 0{,}233\ Ra^{0{,}285}$

— BAUMANN [11] (points expérimentaux).

Nos résultats sont à rapprocher de ceux de KIRKPATRICK et BOHN obtenus à l'aide de maquettes à eau. Cependant, la dispersion des résultats présentés ici donne l'ampleur de l'incertitude qui règne encore dans l'évaluation précise des échanges thermiques dans des cavités de dimensions comparables à celles des cellules d'habitation.

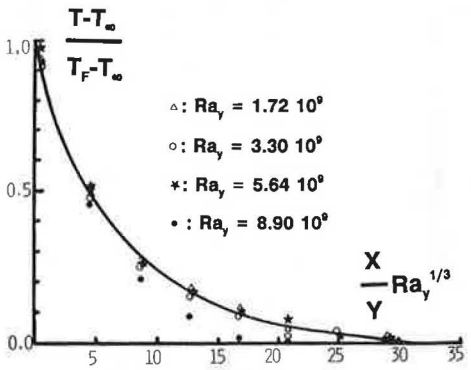


Fig. 6. — Profils adimensionnels de température le long de la paroi froide (cas 1 , $Ra_y > 10^9$)

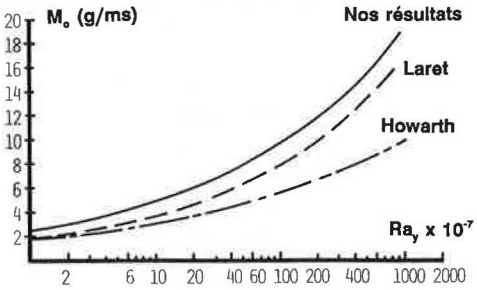


Fig. 7. — Débit massique dans les couches limites

Le principal reproche qui peut également être fait à de telles études est le fait que les cavités étudiées sont idéalisées et qu'elles ne représentent donc pas vraiment la réalité. C'est pour pallier ce défaut que nous avons, en collaboration avec le CETIAT (1) de Villeurbanne, débuté en 1985 des études sur le couplage entre les systèmes de chauffage statique (convecteurs et radiateurs) et une cellule d'habitation.

2.2. Etude expérimentale du couplage thermique et dynamique d'un émetteur de chauffage et d'un local

Cette étude, réalisée en collaboration avec le CETIAT de Villeurbanne, est soutenue par l'AFME depuis 1985 par l'attribution d'une bourse de Doctorat [12].

Deux dispositifs expérimentaux sont utilisés :

— d'une part, la cellule MINIBAT qui permet une étude détaillée de la stratification induite par l'émetteur ;

— d'autre part, la cellule RAD1 réservée jusqu'à ce jour aux essais normalisés des radiateurs à eau chaude au CETIAT de Villeurbanne.

La *figure 9* présente une coupe longitudinale de cette cellule de 4 m x 4 m x 2,8 m , refroidie sur six faces à l'aide de caissons climatiques régulés indépendamment.

Cette cellule a été équipée, pour les besoins de cette étude particulière, d'un système de déplacement autonome de capteur de vitesse et de température permettant une exploration fine du panache thermique émis par le radiateur. De plus, 80 capteurs de température comprenant des sondes platine et des couples thermoélectriques permettent d'évaluer les températures d'air et de surface, et de contrôler l'ensemble des conditions aux limites du problème.

(1) CETIAT : Centre d'Etudes Techniques des Industries Aérauliques et Thermiques.

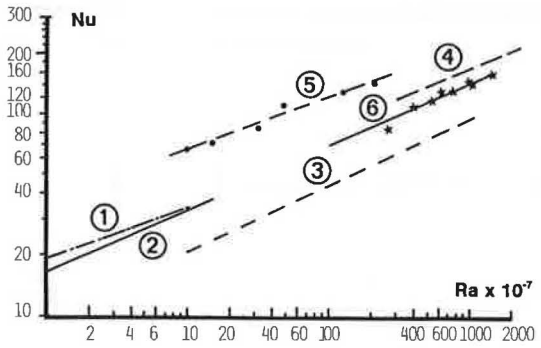
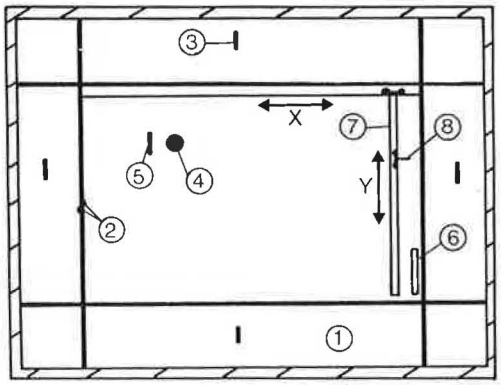


Fig. 8. — Corrélations Nusselt / Rayleigh le long de la paroi froide (cas 1)



1 caissons climatiques
2 températures de surface
3-5 températures d'air
4 températures résultantes
6 radiateur
7 système de déplacement
8 capteurs de température et de vitesse

Fig. 9. — Cellule expérimentale RAD1

Dans un premier temps, cette étude est partie d'essais réalisés dans MINIBAT et permettant de répertorier les divers types d'écoulements pouvant exister dans une cellule chauffée par un émetteur statique.

La *figure 10* met en évidence ce type de scénario constitué du panache de l'émetteur, des couches limites se développant le long de la paroi verticale en vis-à-vis, et d'écoulements horizontaux induits le long du plancher et du plafond. La zone centrale de la cavité demeure quant à elle peu perturbée et stratifiée en température.

Exemple de résultats obtenus

Les écoulements de couches limites ayant été traités dans la première étude, nous avons donc centré notre effort sur l'étude du panache développé par l'émetteur [13].

Le but de nos travaux ayant toujours une vocation à l'application directe, nous avons recherché une caractérisation simple de l'émission.

Si l'on s'intéresse aux profils de vitesse relevés à diverses hauteurs et pour différents types de radiateur, les *figures 11* et *12* permettent de montrer que le panache émis par un radiateur s'intercale entre deux références théoriques bien répertoriées : le *panache de paroi adiabatique* en trait plein [14], et le *panache libre* en trait mixte [15]. De plus, il apparaît ici une

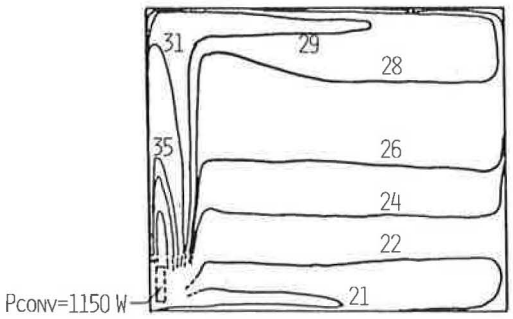


Fig. 10. — Exemple d'isothermes dans le plan médian de la cellule MINIBAT chauffée par un convecteur

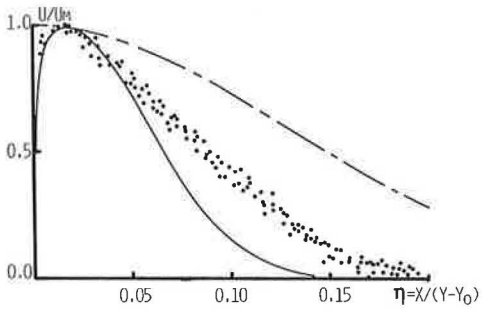


Fig. 11. — Profils adimensionnés de vitesse dans le panache (radiateur lamellaire)

bonne similitude en valeurs adimensionnelles entre les profils mesurés à diverses hauteurs.

A partir de telles mesures, il nous est alors possible, par intégration numérique suivant X, de calculer le débit massique du panache pour différentes hauteurs Y.

La *figure 13* présente les courbes de débit massique obtenues pour ces deux types d'émetteur, en fonction de la hauteur. L'origine fictive Y_0 est directement déduite des droites issues des régressions linéaires effectuées à partir des relevés expérimentaux. Cette caractéristique intrinsèque de chaque émetteur peut être définie comme le lieu où se situerait la source linéaire théorique qui donnerait un panache thermique analogue à celui observé expérimentalement. De plus, la pente des droites représentant le débit massique en fonction de la hauteur est fonction de la puissance convective comme c'est le cas pour les sources linéaires [14 et 15].

Ce type d'étude expérimentale est donc très riche d'enseignements car elle permet, d'une part, de décrire finement les divers types d'écoulements dont une cellule est le siège et, d'autre part, d'identifier un certain nombre de paramètres simples permettant de caractériser ces phénomènes complexes. Cet aspect est essentiel dans le cadre d'applications de travaux tels que les nôtres par le secteur aval.

Cependant, l'expérimentateur est toujours limité par les moyens métrologiques dont il dispose, et les expérimentations en vraie grandeur, si elles ont l'avantage indéniable de reproduire fidèlement la réalité des couplages thermiques, sont toutefois des outils lourds à mettre en œuvre.

C'est à partir de ces constatations que nous développons, depuis plusieurs années, des études numériques de façon à mieux interpréter nos résultats expérimentaux et à pouvoir réaliser, à terme, des études paramétriques.

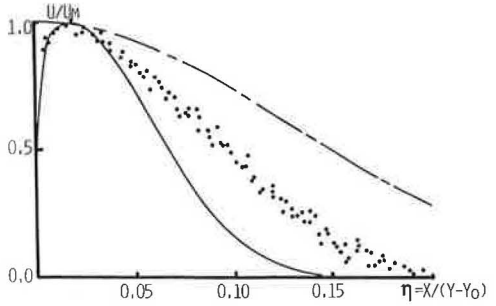


Fig. 12. — Profils adimensionnés de vitesse dans le panache (radiateur panneau).

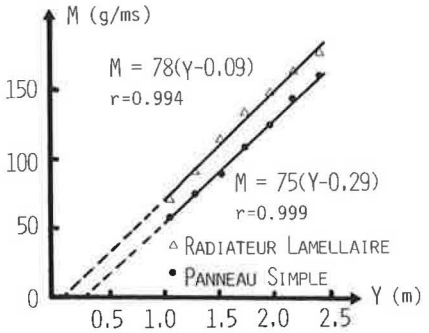


Fig. 13. — Débits massiques dans le panache en fonction de la hauteur

3. Modélisation numérique fine des écoulements et des transferts de chaleur dans des cellules d'habitation

3.1. Mise en œuvre du modèle

En réduisant comme nous l'avons fait l'analyse du comportement thermique d'une pièce d'habitation à l'étude des échanges de chaleur qui se manifestent dans une cellule fermée de cet habitat, on est conduit à étudier des phénomènes convectifs qui sont définis par trois caractéristiques essentielles :

— *tridimensionnalité* : dans le cas général, les conditions aux limites ne sont pas symétriques, les champs dynamiques et thermiques sont donc tridimensionnels ;

— *hauts nombres de Rayleigh* : les dimensions d'une cellule d'habitation et les écarts de températures qui y sont rencontrés conduisent à des nombres de Rayleigh voisins de 10^{10} ;

— *conditions aux limites hétérogènes* : elles résultent de l'ensemble des phénomènes de transfert de chaleur qui définissent l'équilibre thermique de la cellule.

L'ensemble de ces caractéristiques place le problème complet hors d'atteinte des possibilités numériques actuelles. Cependant, l'observation indique qu'il peut être abordé convenablement en limitant l'analyse à certains éléments.

Dans les études numériques que nous avons menées, nous nous sommes attachés à développer en particulier deux aspects. D'une part, nous avons utilisé comme conditions aux limites des données expérimen-

tales traduisant l'aspect couplé des transferts de chaleur. D'autre part, nous avons mené une progression suivie dans les valeurs des nombres de Rayleigh traités, nous rapprochant ainsi peu à peu des cas réellement rencontrés dans l'habitat.

3.1.1. Prise en compte de conditions aux limites thermiques hétérogènes

Dans un premier temps, nous avons développé un code numérique utilisant la méthode dite des volumes de contrôle. Après l'avoir testé sur des cas de référence, nous l'avons utilisé pour simuler numériquement nos expérimentations à plus faible nombre de Rayleigh. Pour ce faire, nous avons utilisé des profils de température mesurés le long des parois de la cellule MINIBAT et préalablement adimensionnés [16].

Cette démarche s'est avérée fructueuse. En effet, même si l'on ne peut pas prétendre traiter réellement la convection naturelle au sein d'une cellule d'habitation, les enseignements qu'elle procure pour l'analyse des écoulements et des transferts de chaleur nous ont permis d'apporter un complément d'information très appréciable aux résultats bruts provenant de l'expérimentation.

Les équations couplées de Navier-Stokes sont restreintes à l'approximation de Boussinesq-Obberbeck qui consiste à considérer toutes les caractéristiques physiques du fluide indépendantes de la température, à l'exception de la masse volumique dans le terme de poussée d'Archimède. La résolution numérique de ces équations à l'aide d'une méthode de type volumes de contrôle [3] nous livre les champs de température, vitesse et pression à partir desquels il est possible d'obtenir des informations précises sur l'écoulement et les transferts de chaleur, en représentant les courbes isovaleurs de fonction de courant et fonction flux de chaleur.

A titre illustratif, nous rapportons ici des résultats obtenus lors d'un traitement numérique du cas de référence 4 de notre étude expérimentale (cas d'un plafond chauffant). Ils correspondent à un nombre de Rayleigh compris entre 10^4 et 10^7, et nous présentons sur la *figure 14* les courbes isovaleurs de température, fonction de courant et flux de chaleur.

Comme nous l'avions constaté expérimentalement, on observe au voisinage du plafond de la cavité une zone très chaude, très fortement stratifiée qui correspond bien aux constatations expérimentales. Mais on peut mettre également en évidence le fait que cette zone est le siège d'un écoulement à vitesse très faible. Tout se passe comme si cette zone chaude très stratifiée rencontrée en haut de la cavité bloquait l'établissement de l'écoulement pariétal d'ensemble que nous avions rencontré dans les cas de référence 1 et 2.

Ce phénomène apparaît très clairement si l'on étudie les courbes d'isovitesses horizontales présentées sur la *figure 15*. En effet, dans les cas de référence 1 et 2 (figure 2), le comportement général de la masse fluide est assez bien représenté par un large noyau central stratifié pratiquement immobile, entouré d'une zone pariétale où des vitesses importantes provoquent un mouvement d'ensemble du fluide. Ici, nous ne retrouvons des vitesses importantes que dans la couche limite descendant le long de la paroi Sud. Ce jet est par la suite dévié par le plancher, mais les vitesses

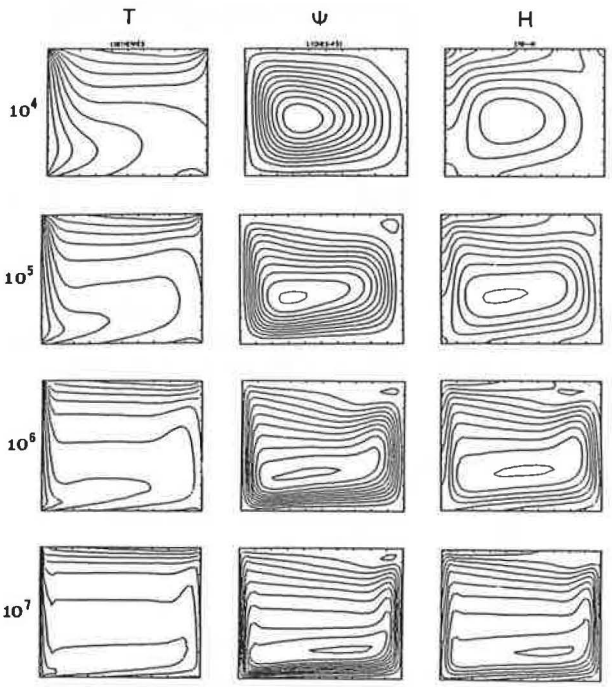


Fig. 14. — Isovaleurs de température, fonction de courant et flux de chaleur dans le cas d'un plafond chauffant

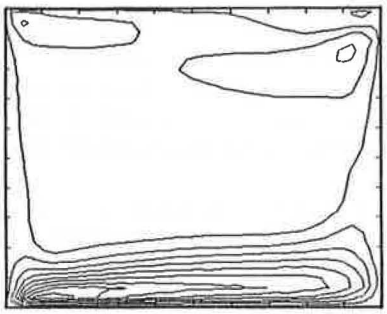


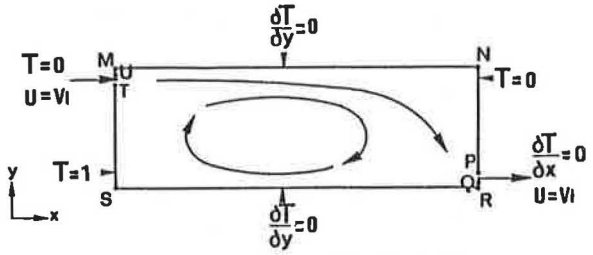
Fig. 15. — Isovaleurs de vitesses horizontales pour le cas d'un plafond chauffant ($Ra = 10^7$)

diminuent peu à peu le long de celui-ci. L'effet d'entraînement le long de la paroi verticale Nord à température intermédiaire demeure faible du fait de la stratification importante en haut de la cavité. On assiste alors à l'établissement de vitesses horizontales très faibles qui balaient les deux-tiers supérieurs de la cavité.

3.1.2. Influence des conditions aux limites dynamiques

Dans une deuxième étape, nous avons utilisé ce modèle pour étudier l'influence d'une injection de fluide dans la cavité. Il s'agit là d'un cas fréquemment rencontré dans l'habitat où une injection d'air soit contrôlée (ventilation) soit parasite (infiltration) vient perturber les équilibres dus à la seule convection naturelle. La *figure 16* présente un schéma des problèmes que nous avons traités.

Dans un premier temps, nous nous sommes limités à des écoulements laminaires stationnaires, ou au début de l'apparition des premières instationnarités [17]. Nous avons étudié les deux configurations présentées sur la figure 16, et nous sommes essentiellement intéressés à l'évaluation des échanges de chaleur le long des parois verticales.



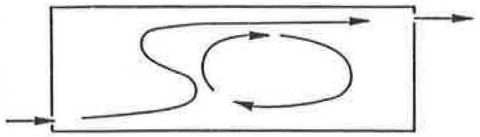


Fig. 16. — Injection à co-courant et à contre-courant dans une cavité thermiquement entraînée

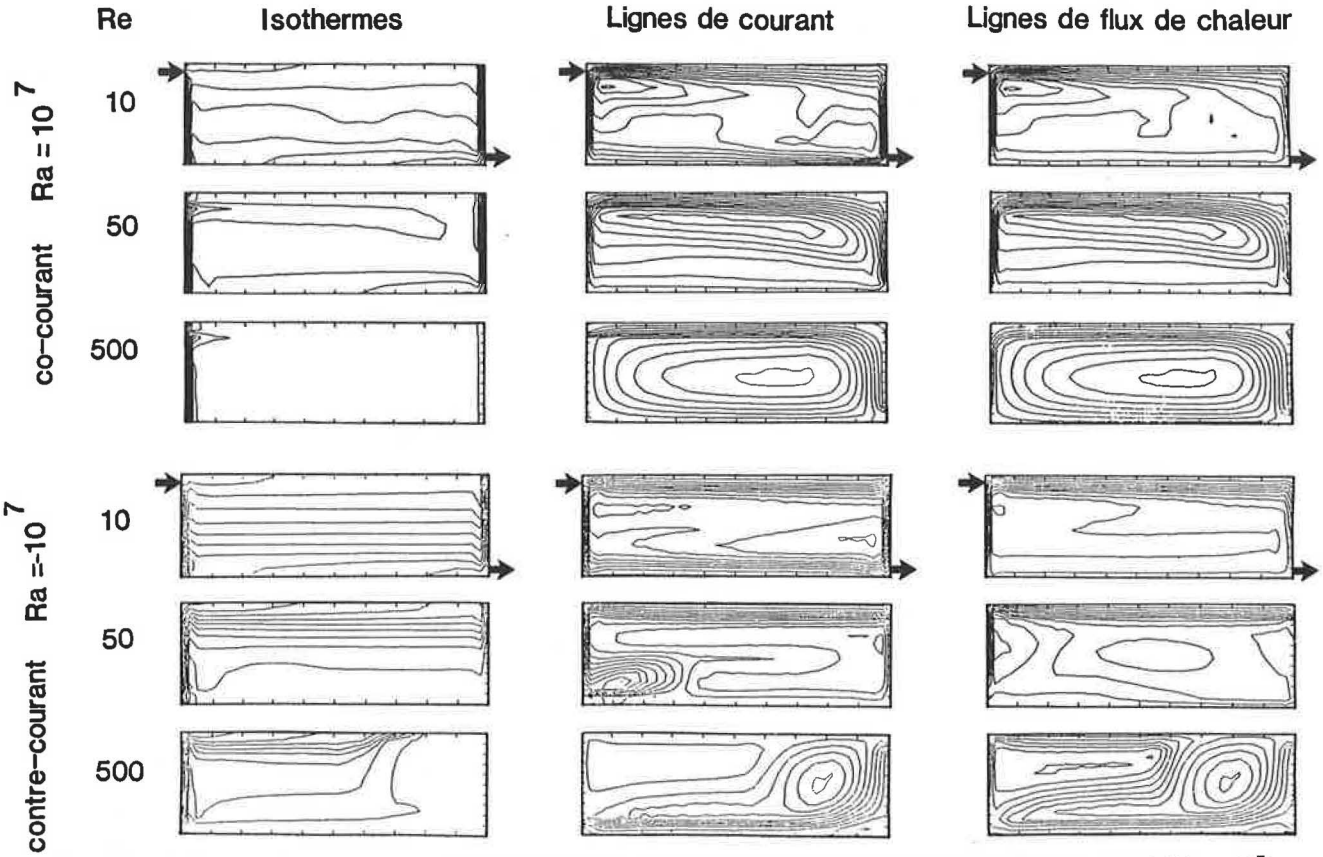


Fig. 17. — Influence du nombre de Reynolds d'injection sur le comportement thermoconvectif de la cavité ($Ra = 10^7$)

La *figure 17* présente l'influence de la vitesse d'injection, représentée ici par le nombre de Reynolds à l'entrée, sur les champs d'isovaleurs de température, fonction de courant et flux de chaleur obtenus au sein de la cavité pour un nombre de Rayleigh de 10^7.

L'augmentation de la vitesse d'injection conduit naturellement à une augmentation globale des effets dynamiques au sein de la cavité.

Au niveau des champs de température apparaît peu à peu un brassage presque parfait de l'air au sein de la cavité qui conduit à un resserrement des isothermes au voisinage de la paroi supportant l'injection. De plus, cette étude purement numérique nous a permis de mettre en évidence des variations significatives des échanges thermiques au sein de la cavité suivant le scénario d'injection retenu [17 et 18].

3.1.3. Etudes à grands nombres de Rayleigh

Le principal reproche qui peut être fait à des études numériques telles que celles que nous venons de présenter dans les paragraphes précédents est qu'elles sont limitées aux écoulements laminaires stationnaires et qu'elles nous placent encore loin de la réalité rencontrée dans les cellules d'habitation.

C'est pour l'ensemble de ces raisons que nous avons développé des études permettant de nous approcher au mieux des problèmes concrets. Cependant, une approche numérique directe par des méthodes volume de contrôle devenant délicate au-delà des nombres de Rayleigh de l'ordre de 10^7, nous avons donc dû envisager d'autres solutions numériques.

Approche directe par méthode spectrale Tchebycheff

Dans un premier temps, nous avons, dans le cadre d'une collaboration avec P. HALDENWANG et G. LABROSSE [19], utilisé une méthode spectrale Tchebycheff. En effet, ce type d'algorithme exempt de toute diffusion numérique est particulièrement bien adapté au traitement de problèmes où les instationnarités peuvent être importantes. Cette démarche a été appliquée par HALDENWANG [20] à des problèmes bidimensionnels jusqu'à des nombres de Rayleigh de $10^{8,5}$ en

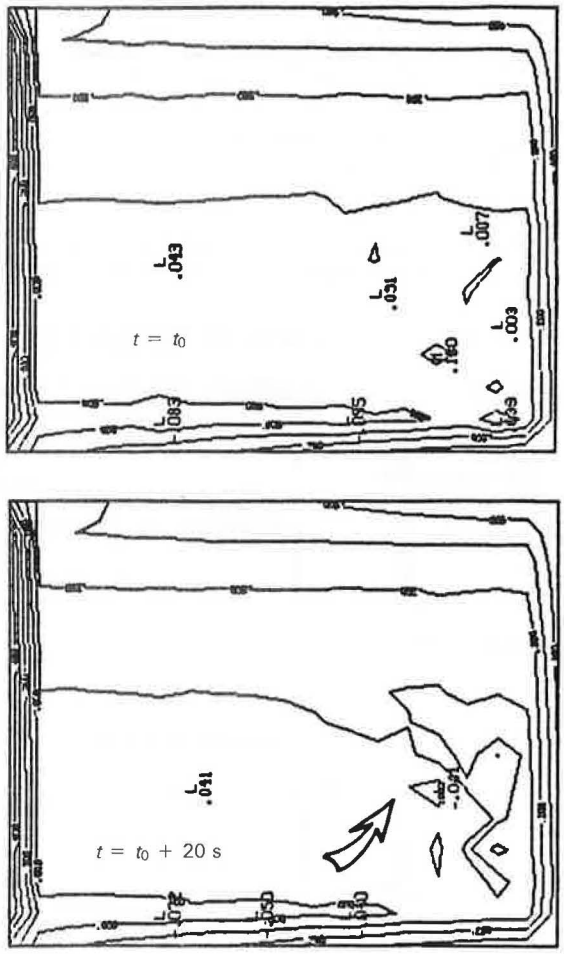


Fig. 18. — Isothermes dans la cavité à deux instants successifs

bidimensionnel et $10^{7,5}$ en tridimensionnel. Pour notre part, nous avons expérimenté cette méthode sur des problèmes où les conditions aux limites proviennent de nos manipulations et nous avons atteint ainsi des nombres de Rayleigh dont les valeurs sont inférieures d'une décade environ à celles du cas réel.

La *figure 18* présente un résultat obtenu par simulation directe à un nombre de Rayleigh de 6.10^8 dans le cas d'une manipulation où seule la paroi Sud de la cellule est refroidie.

D'une manière générale, pour ce type de problème, les écoulements deviennent instationnaires pour des valeurs du nombre de Rayleigh voisines de 10^7. L'instationnarité se traduit par la présence à droite d'un panache thermique relativement bien localisé et de faible incidence sur la stratification thermique de la cavité.

Les constatations résultant de l'étude numérique permettent d'expliquer pourquoi aucune fluctuation thermique n'a pu être enregistrée expérimentalement. En effet, il apparaît ici nettement que la perturbation créée par le panache thermique reste contenue entre deux isothermes, ce qui explique que l'expérimentation ne permette pas de la mettre en évidence. Des mesures de fluctuations de champ dynamique seraient certainement mieux appropriées ici. Une autre information importante apportée par cette simulation concerne la faiblesse du gradient de stratification thermique, ce qui confirme les mesures expérimentales rapportées au paragraphe 2.1.2.

Introduction d'un modèle de turbulence

Lorsque le nombre de Rayleigh devient de l'ordre de 10^9, l'écoulement d'instationnaire passe à turbulent. Cette turbulence, qui se développe généralement dans les couches limites, se caractérise par l'apparition de micro-tourbillons fluctuant dans le temps et l'espace. L'énergie cinétique est alors transférée par entraînement visqueux et cisaillement des grandes structures de l'écoulement vers ces petits tourbillons, et dissipée à leur niveau. Ainsi, pour traiter ce processus physique, il faudrait prendre en compte cette dissipation locale d'énergie et donc faire appel à des échelles de temps et d'espace très fines.

Malheureusement, les calculateurs actuels ne permettent pas encore ce raffinement, et il est donc nécessaire de recourir à une modélisation plus globale de ces phénomènes.

Le modèle que nous avons retenu est de type $k-\varepsilon$. Son principe, dû à Boussinesq (1877), consiste à représenter la dissipation d'énergie due aux microstructures de l'écoulement par une pseudo-viscosité, appelée également *viscosité turbulente*, qui s'ajoute à celle du fluide.

Cette viscosité turbulente est liée à une énergie cinétique turbulente k et à son taux de dissipation ε. Ces deux grandeurs sont régies par des équations de transport-diffusion du même type que celles appliquées aux vitesses ou à la température. Nous les résolvons pour notre part à l'aide d'une méthode de volumes de contrôle.

Cependant, l'écriture de ces équations fait intervenir des paramètres empiriques que les expériences n'ont permis d'identifier que dans quelques configurations spécifiques.

De façon à tester ce modèle, nous avons dans un premier temps traité le problème classique d'une cavité thermiquement entraînée à parois horizontales adiabatiques. Ensuite, nous l'avons utilisé pour aborder à haut nombre de Rayleigh ($10^9 - 10^{10}$) les problèmes de convection naturelle rencontrés dans notre cellule expérimentale. La *figure 19* représente, à titre illustratif, les résultats obtenus en utilisant comme conditions aux limites les profils de température de surface mesurés expérimentalement dans le plan vertical médian de notre cellule dans le cas d'un plafond chaud couplé à une face verticale froide (cas expérimental 4 de la figure 2). Ces premiers résultats montrent une bonne cohérence d'ensemble avec les résultats expérimentaux.

Ce modèle a été étendu par SIMONEAU [21] à la prise en compte de conditions aux limites thermiques et dynamiques non homogènes, ce qui lui a permis d'aborder des problèmes de convection mixte dus à des perturbations dynamiques (ventilation, climatisation) correspondant à la réalité rencontrée en thermique de l'habitat.

Les modèles de turbulence devant être impérativement validés expérimentalement, des aménagements ont également dû être réalisés sur la cellule MINIBAT pour permettre une injection et une extraction d'air contrôlées en débit et en température.

De plus, les modèles présentés dans le dernier paragraphe nécessitent des serveurs informatiques lourds, et il est donc illusoire actuellement de vouloir

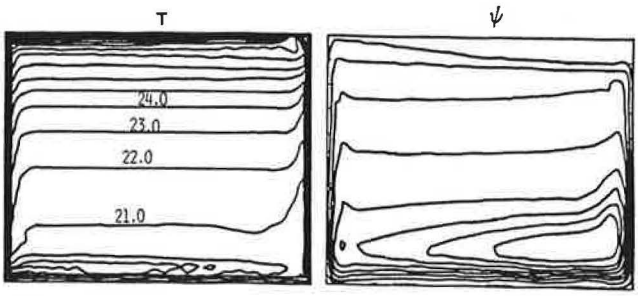


Fig. 19. — Isovaleurs de température et fonction de courant (simulation numérique du cas expérimental 4)

en faire des outils de conception pour la thermique de l'habitat. En revanche, ils procurent une analyse physique détaillée des écoulements et des transferts de chaleur, complémentaire de celle fournie par les expérimentations sur cellules à échelle 1, et indispensable au développement de modèles simplifiés basés sur une identification à priori des écoulements présents dans une cellule d'habitation.

4. Modélisation simplifiée anisotherme

La prise en compte de l'anisothermie de l'air intérieur dans les calculs du comportement thermique des bâtiments peut être mise en œuvre de façon simplifiée. Mais pour cela, il est nécessaire de définir à priori le type d'écoulements au sein de la cellule.

Cette hypothèse, basée actuellement sur des observations expérimentales (visualisations, réseaux d'isothermes,...), permet de diviser le volume intérieur en zones spécifiques telles que les couches limites, les panaches issus des émetteurs de chaleur, une zone centrale stratifiée, etc. Dans le cas d'une source de chaleur statique, le champ thermoconvectif peut être représenté par le schéma de la *figure 20*.

Pour chaque zone ainsi définie, nous pouvons écrire une équation qui traduit le bilan massique et une autre le bilan thermique. Pour la zone *i*, nous avons :

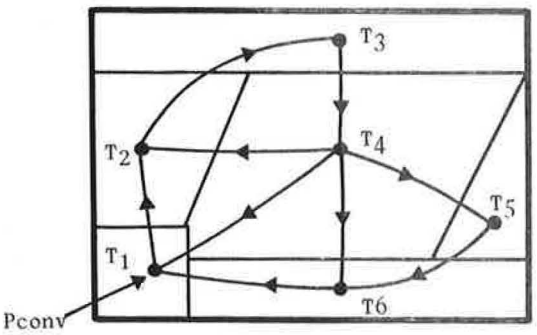
$$\Sigma_j\, g_{ij} = \Sigma_j\, g_{ji}$$

$$\rho\, C_p\, V_i \frac{\partial T_i}{\partial t} + \Sigma_j\, C_p\, g_{ij}\,(T_i - T_j) + \Sigma_k\, hc_{ik}\, S_{ik}\,(T_i - T_{S\,ik}) = P_{conv\,i}$$

Nous constatons que nous avons plus d'inconnues que d'équations. Si nous prenons les températures des zones d'air comme les inconnues primaires du problème, il reste à déterminer les différentes conductances. Mais les équations de bilan massique sont insuffisantes pour calculer toutes les conductances enthalpiques entre zones.

Nous pouvons, dans un premier temps, faire appel à des corrélations issues de la littérature telles que les profils de vitesse et de température dans les panaches thermiques, et les couches limites pariétales. C'est la démarche choisie par LARET [6] pour le modèle analytique qu'il propose.

Dans le même ordre d'idée, HUTTER [22] a utilisé les mesures thermiques et dynamiques effectuées par HOWARTH [7] dans des couches limites pariétales pour mettre au point un modèle discrétisé du calcul de la stratification dans les grands locaux. Cela lui permet de définir des éléments pariétaux équivalents énergétiquement à la tranche de couche limite. Les températures de ces éléments pariétaux sont ainsi exprimées en fonction d'autres inconnues (température d'air de la zone centrale, température de surface,...), ce qui autorise la fermeture du problème.



1 zone en contact avec l'émetteur
2 panache thermique
3 zone en contact avec le plafond
4 zone centrale
5 couche limite froide
6 zone en contact avec le plancher

Fig. 20. — Schéma des écoulements d'air dans une cavité chauffée par un émetteur statique

Quant aux conductances surfaciques, si leur détermination reste toujours très délicate, de nombreux travaux expérimentaux ont déjà été réalisés sur le sujet [23, 4].

Le dernier point à soulever dans ce type de modélisation est la valeur de la puissance convective de l'émetteur. En effet, si nous pouvons l'exprimer en fonction d'un débit et d'un écart de température d'air (température à la sortie - température d'aspiration), il n'en est pas moins vrai que toutes ces données sont inconnues dans la plupart des cas (radiateurs, convecteurs,...). De plus, pour une meilleure intégration dans les codes de calcul, elle doit être exprimée en fonction d'une température représentative du niveau de fonctionnement de l'émetteur telle que, par exemple, la température de surface pour les radiateurs.

En conclusion, nous pouvons dire que l'intégration du calcul de l'anisothermie de l'air intérieur dans les codes du comportement thermique des bâtiments ne pose pas de difficulté formelle. Elle nécessite cependant de disposer de données sur les écoulements convectifs principaux et sur l'émission thermique des sources de chaleur. Des études expérimentales à l'échelle 1 du type de celles présentées au paragraphe 2 répondent à cette attente ; elles doivent maintenant être étendues à d'autres types d'émetteurs de chauffage.

5. Conclusion

Une des conclusions essentielles que nous pouvons tirer de notre expérience dans le domaine du comportement convectif des cellules d'habitation est la complémentarité très forte qui doit nécessairement exister entre les approches numériques et expérimentales.

En effet, les expérimentations concernant la thermique de l'habitat sont très lourdes à mettre en œuvre. L'expérimentateur se heurte inévitablement aux limites des dispositifs expérimentaux mis en place qui ne permettent pas une appréhension parfaite et totale des phénomènes.

D'un autre côté, le numéricien se trouve très souvent cantonné, faute de données réelles, au traitement de

configurations théoriques éloignées des préoccupations du secteur aval.

Notre idée maîtresse est donc d'utiliser des outils numériques pour interpréter plus complètement nos résultats expérimentaux, et, en contrepartie, de valider les modèles numériques développés par les manipulations réalisées.

En effet, si les modèles numériques sont encore limités, les méthodes que nous avons utilisées nous ont permis de nous approcher peu à peu de la réalité physique. Cependant, le support expérimental demeure indispensable, notamment pour valider les approches de type ($k-\varepsilon$) car ces modèles intègrent des coefficients phénoménologiques qui doivent être identifiés par l'expérience.

De plus, nous avons, dans un souci d'application de nos travaux par le secteur aval, contribué au développement de modèles permettant de prendre en compte l'anisothermie de l'air. Cet aspect devient en effet très important si l'on s'intéresse à la qualité des ambiances intérieures.

Les modèles présentés ici ont l'avantage de la simplicité de leur mise en œuvre, mais ils sont dépendants d'une analyse physique préalable des écoulements intervenant dans une pièce. Là encore, la caractérisation expérimentale des scénarios possibles est donc une condition indispensable à l'utilisation rationnelle de tels modèles.

REMERCIEMENTS

Les études expérimentales et numériques présentées ici sont soutenues par l'AFME et le CNRS/PIRSEM. Les moyens de calcul ont été mis à notre disposition par le CCVR (Centre de Calcul Vectoriel pour la Recherche).

BIBLIOGRAPHIE

[1] BRAU (J.). — *Ventilation isotherme d'une pièce d'habitation. Détermination du champ de vitesses et influence des parois.* Thèse de Docteur-Ingénieur, INSA de Lyon, 1974.

[2] PALLIER (J.M.). — *Ventilation d'une pièce climatisée. Etude sur modèle réduit et détermination du champ de température dans un local chauffé par air pulsé.* Thèse de Docteur-Ingénieur, INSA de Lyon, 1977.

[3] ALLARD (F.). — *Contribution à l'étude des transferts de chaleur dans les cavités thermiquement entraînées à grand nombre de Rayleigh. Application aux cellules d'habitation.* Thèse de Doctorat d'Etat, INSA de Lyon, 21 décembre 1987.

[4] ALLARD (F.), INARD (C.) et GERY (M.). — *Etude expérimentale des transferts thermiques dans une cellule de taille habitable en ambiance climatique simulée.* A.R.C. Convection Naturelle dans l'Habitat. Bilan et Perspectives, p. 17-79, Lyon, 29 avril 1986.

[5] ALLARD (F.), INARD (C.) et ACHARD (G.). — *Influence de la localisation spatiale des éclairements solaires sur le comportement thermoconvectif d'une cellule d'habitation.* CLIMA 2000, Tome 5, p. 371-376, Copenhague, 25-30 août 1985.

[6] LARET (L.). — *Contribution au développement de modèles mathématiques du comportement thermique transitoire de structurcs d'habitation.*Thèse de Docteur en Sciences Appliquées, Université de Liège, 1980.

[7] HOWARTH (A.T.). — *Temperature distribution and air movement in rooms with a convective heat source.* Ph D Thesis, University of Manchester, July 1980.

[8] RAITHBY (G.D.), HOLLANDS (K.G.T.) and UNY (E.). — *Analysis of heat transfer by natural convection across vertical fluid layers.* ASME Journal of Heat Transfer, vol. *99*, p. 287-293, May 1977.

[9] ECKERT (E.R.G.) and CARLSON (W.O.). — *Natural convection in an air layer enclosed between two vertical plates with different temperatures.* International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. *2*, p. 106-120, 1961.

[10] KIRKPATRICK (A.T.) and BOHN (M.S.). — *An experimental investigation of mixed cavity convection in the high Rayleigh number regime.* International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. *29*, n° 1, p. 69-82, 1986.

[11] BAUMANN (F.), GADGIL (A.), KAMMERUD (R.), ALTMAYER (E.) and NANSTEEL. — *Convective heat transfer in buildings : recent research results.* ASHRAE Transactions, Vol. *89*, part IA, p. 215-230, 1983.

[12] INARD (C.). — *Contribution à l'étude du couplage thermique entre un émetteur de chaleur et un local. Etudes expérimentales en chambre climatique.* Thèse de Doctorat, INSA de Lyon, 13 juillet 1988.

[13] INARD (C.), MOLLE (N.) et ALLARD (F.). — *Etude expérimentale du comportement thermique d'un local avec un système de chauffage convectif.* 3rd International Congress of Building Energy Management, Tome III, p. 202-209, Lausanne, 28 septembre - 2 octobre 1987.

[14] GRELLA (J.J.) and FAETH (G.M.). — *Measurements in a two dimensionnal thermal plume along a vertical adiabatic wall.* Journal of Fluid Mechanics, Vol. *71*, Part 4, 1975.

[15] LEE (S.L.) and EMMONS (H.W.). — *A study of natural convection above a line fire.* Journal of Fluid Mechanics, Vol. *11*, Part 3, 1961.

[16] ALLARD (F.). — *Approche numérique de la convection naturelle à haut nombre de Rayleigh dans des cavités à parois conductrices et rayonnantes. Application aux cellules d'habitation.* Rapport final de la Convention INSA.AFME n° 5.04.1068, INSA de Lyon, avril 1987.

[17] SIMONEAU (J.P.), DRAOUI (A.) et ALLARD (F.). — *Problèmes posés par la convection mixte dans la climatisation de l'habitat. Première approche en régime laminaire.* Revue Générale de Thermique, janvier 1989, n°325, p. 31-39.

[18] SIMONEAU (J.P.), INARD (C.) and ALLARD (F.). — *Numerical approach of interactions between an injection and natural convection in a thermally driven cavity.* ASME Winter meeting, Chicago, December 1988, vol. *99*, p. 45-51.

[19] HALDENWANG (P.), ALLARD (F.) et LABROSSE (G.). — *Approche numérique de la convection naturelle à haut nombre de Rayleigh.* Journée d'étude de la Société Française des Thermiciens « Les phénomènes convectifs intérieurs dans le bâtiment », Paris, 22 mai 1986.

[20] HALDENWANG (P.). — *Résolution tridimensionnelle des équations de Navier-Stokes par méthodes spectrales Tchebycheff.* Thèse d'Etat, Université de Provence, 1984.

[21] SIMONEAU (J.P.). — *Etude de l'interaction entre un jet et la convection naturelle dans une cellule d'habitation.* Thèse de Doctorat, INSA de Lyon, 6 mars 1989.

[22] HUTTER (E.). — *Etude du comportement thermique des galeries couvertes par simulation en régime varié avec prise en compte de la stratification de l'air.* Thèse de Docteur-Ingénieur, Université Paris VII, 1981.

[23] MARRET (D.). — *Qualité de la ventilation mécanique contrôlée. Influence du mode de chauffage sur le confort et les pertes thermiques dans l'habitat.* Thèse d'Etat, INSA de Lyon 1981.