

Modélisation en régime transitoire des mouvements convectifs dans une cellule d'habitation

Transient modelling of convective movements in a dwelling cell

Mehdi Mohammadi ^a, Franck Lainault ^{a,*}, Frédéric Milcent ^a, Jean-Pierre Petit ^b

^a *Gaz de France, Direction de la Recherche, 361 av. Président Wilson, 93211 Saint-Denis la Plaine, France*

^b *École Centrale Paris, Laboratoire EM2C, Grande Voie des Vignes, 92295 Châtenay-Malabry, France*

Reçu le 31 janvier 2001; accepté le 13 septembre 2001

Résumé

Cette étude a pour objet la modélisation des phénomènes thermiques à l'intérieur d'une cellule d'habitation afin d'y déterminer la répartition de température. Un couplage de la méthode zonale et de l'analyse intégrale au voisinage des parois est réalisé. L'air intérieur de la cellule est décomposé en plusieurs zones isothermes et des bilans de masse et d'énergie sont établis, en régime transitoire, pour chacune des zones. Les différents types de transfert convectif sont recensés et étudiés : transfert entre l'air intérieur et les parois, transfert entre strates d'air, transfert entre l'air intérieur et l'air de renouvellement, transfert entre l'émetteur et l'air intérieur. Les transferts conductifs à travers les parois et les transferts radiatifs intérieurs sont également pris en compte. Une campagne de validation expérimentale est également effectuée dans une cellule d'essais, deux types d'émetteur de chaleur sont testés : réparti et localisé. Les résultats de validation sont satisfaisants et l'importance des phénomènes de diffusion dans l'air est soulignée. L'influence du nombre de zones est également étudiée. © 2002 Éditions scientifiques et médicales Elsevier SAS. All rights reserved.

Abstract

This study aims thermal phenomena modelling inside a dwelling cell in order to determine temperature distribution there. A coupling of the zonal method and integral analysis in walls vicinity is carried out. The zonal method lies on breaking up the cell into isothermal zones. Mass and energy balances are established, in transient flow, for each zone. The various convective transfer types are listed and studied: transfer between air and walls, transfer between air layers, transfer between air and cold air jet, transfer between air and transmitter. Conductive transfer through walls and radiative transfer inside the cell are also taken into account. An experimental validation campaign is also achieved in a testing room, two heat transmitter types are tested: distributed and located. Validation results are satisfying and air diffusion importance is emphasised. The influence of air nodes number is also studied. © 2002 Éditions scientifiques et médicales Elsevier SAS. All rights reserved.

Mots-clés : Convection ; Méthode zonale ; Analyse intégrale ; Régime transitoire ; Radiateur ; Plancher chauffant ; Validation expérimentale

Keywords: Convection; Zonal method; Integral analysis; Transient mode; Radiator; Heating floor; Experimental validation

1. Introduction

Les travaux présentés traitent de la modélisation des phénomènes thermiques à l'intérieur d'une cellule d'habitation, l'objectif étant d'y déterminer la stratification thermique. Un

couplage de la méthode zonale et de l'analyse intégrale au voisinage des parois est réalisé. La méthode zonale consiste en une décomposition de l'habitation en plusieurs zones d'air isothermes, en contact avec des parois. Chaque zone est décrite par des bilans de masse et d'énergie prenant en compte les transferts de chaleur et de masse dans la cellule étudiée. Depuis une trentaine d'années, cette méthode est en constante évolution [1–4], le développement des ressources numériques autorisant une mise en équation de plus en plus complexe. Des variantes [5–7], tenant compte de la pression comme variable d'état supplémentaire, ont également

* Correspondance et tirés à part.

Adresses e-mail : mehdi.mohammadi@gazdefrance.com

(M. Mohammadi), franck.lainault@gazdefrance.com (F. Lainault), frederic.milcent@gazdefrance.com (F. Milcent), petit@em2c.ecp.fr (J.-P. Petit).

Nomenclature

A	surface d'échange	m^2
a	diffusivité thermique	$m^2 \cdot s^{-1}$
C	coefficient de corrélation	$W \cdot K^{-n}$
C_p	capacité calorifique	$J \cdot K^{-1}$
c_p	chaleur spécifique	$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$
D_h	diamètre hydraulique	m
e	épaisseur	m
g	accélération de la pesanteur	$m \cdot s^{-2}$
Gr	nombre de Grashof	
H	hauteur	m
h_c	coefficient de transfert convectif ..	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
h_{ce}	coefficient de transfert convectif extérieur	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
h_{ci}	coefficient de transfert convectif intérieur	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
h_R	coefficient de transfert radiatif ...	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
L	longueur	m
\dot{m}_i	débit massique linéique	$kg \cdot m^{-1} \cdot s^{-1}$
\dot{m}_e	débit massique linéique d'entraînement	$kg \cdot m^{-1} \cdot s^{-1}$
\dot{m}_{ij}	débit massique de la zone i vers la zone j	$kg \cdot s^{-1}$
Nu	nombre de Nusselt	
Pr	nombre de Prandtl	
Q_x	flux enthalpique linéique net à la côte x	$W \cdot m^{-1}$
R	résistance thermique surfacique	$m^2 \cdot K \cdot W^{-1}$
Ra	nombre de Rayleigh	
Re	nombre de Reynolds	
T	température	$^{\circ}C$
t	temps	s
T_{ae}	température d'entrée d'air	$^{\circ}C$
T_{as}	température de sortie d'air	$^{\circ}C$
TE	température de surface extérieure	$^{\circ}C$
T_{ee}	température d'entrée d'eau	$^{\circ}C$
T_{es}	température de sortie d'eau	$^{\circ}C$
TI	température de surface intérieure	$^{\circ}C$
TP	température de paroi	$^{\circ}C$
U	échelle de vitesse	$m \cdot s^{-1}$
V	volume	m^3

v	vitesse d'air	$m \cdot s^{-1}$
x	coordonnée verticale	m
y	coordonnée horizontale	m

Lettres grecques

β	coefficient d'expansion thermique de l'air	K^{-1}
δ	épaisseur de couche limite	m
ε	émissivité grande longueur d'onde	
Φ	flux thermique émis	W
φ	flux thermique surfacique	$W \cdot m^{-2}$
η	efficacité du radiateur	
λ	conductivité thermique	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$
μ	viscosité dynamique	$kg \cdot m^{-1} \cdot s^{-1}$
ν	viscosité cinématique	$m^2 \cdot s^{-1}$
ρ	masse volumique	$kg \cdot m^{-3}$
σ	constante de Stefan–Boltzmann ..	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-4}$
τ	contrainte	$N \cdot m^{-2}$

Indices

0	origine fictive
c	convectif
exp	expérimental
ext	extérieur
ij	de la zone i vers la zone j
int	intérieur
ji	entre la couche j et la paroi i
mr	moyenne radiante
n	couche
p	paroi
plnc	plancher
R	radiatif
r	radiateur
s	surface
sim	simulé
vmc	ventilation mécanique contrôlée
∞	conditions ambiantes

Exposant

n	exposant de corrélation
-----	-------------------------

été mises en oeuvre. Néanmoins, la modélisation des transferts convectifs reste le plus souvent sommaire (transferts air—parois et entre couches d'air) comparée au traitement de la conduction et du rayonnement, en régime transitoire notamment. L'objectif des travaux présentés est de contribuer à pallier cette lacune.

2. Modélisation

Les deux approches évoquées (zonale et intégrale) sont décrites et mises en équation dans ce paragraphe. Il s'agit de

modéliser une cellule d'essais réelle (paragraphe 3) afin de comparer les résultats obtenus aux données expérimentales. Tous les modes de transfert thermique sont successivement traités dans les paragraphes suivants.

Le logiciel utilisé est ALLAN.[®] Simulation [8]. C'est un outil de description et de gestion de modèles visant la simulation de systèmes techniques. La résolution des équations algébriques et différentielles descriptives est assurée par l'intégrateur à pas variables NEPTUNIX.4 [9]. A noter que le logiciel ALLAN.[®] Simulation peut également être couplé au solveur ADASSL (version améliorée du logiciel DASSLRT).

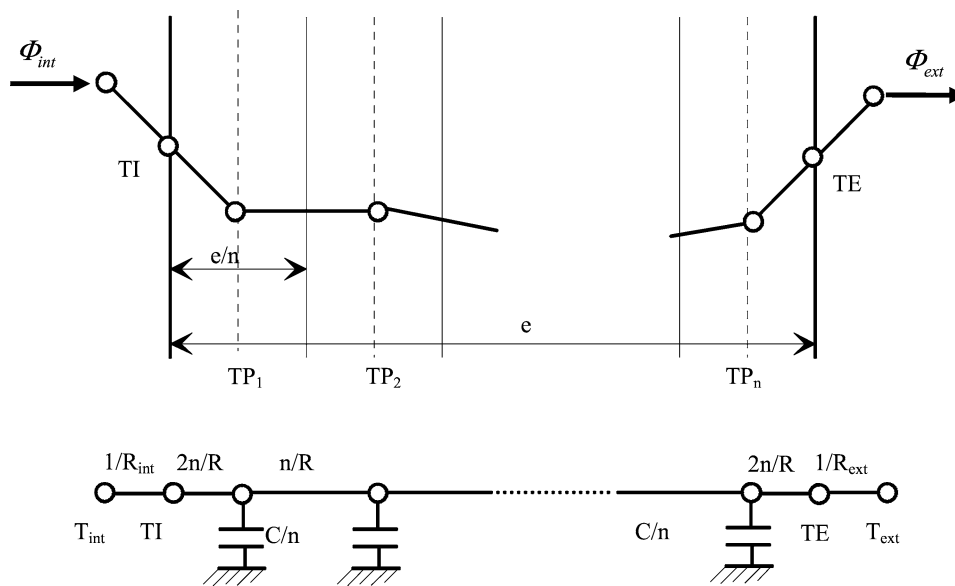


Fig. 1. Modélisation des transferts conductifs.

Fig. 1. Modelling of conductive transfer.

2.1. Transferts conductifs

La conduction est supposée unidimensionnelle. Les parois sont décomposées en couches isothermes en fonction de leur inertie (Fig. 1). Une paroi est dite légère (lourde) si sa première constante de temps est inférieure (supérieure) à deux heures. Les parois légères (lourdes) comprennent deux (quatre) noeuds capacitifs et deux noeuds de surface.

2.2. Transferts convectifs

La décomposition de la cellule est effectuée selon la Fig. 2.

Les phénomènes prépondérants sont :

Transfert air ambiant—parois

Le transfert thermique entre l'air intérieur et les parois environnantes relève de la convection naturelle le long d'une plaque plane (horizontale ou verticale). S'agissant d'une paroi horizontale (plafond et plancher), le coefficient de transfert convectif est constant sur toute la surface (hormis les bords en toute rigueur). Les nombres de Rayleigh et de Nusselt sont donc basés sur la longueur caractéristique de toute la plaque, prise comme la moyenne de la longueur et de la largeur. De ce fait, le régime d'écoulement à la surface du plancher et du plafond est toujours turbulent dans le cas étudié. Après le calcul du nombre de Nusselt ($Nu_L = CRa_L^n$), celui du coefficient de transfert convectif moyen est immédiat sachant que : $h_{cL} = \lambda Nu_L / L$.

Les valeurs des coefficients C et n du nombre de Nusselt sont indiquées dans le Tableau 1 [10].

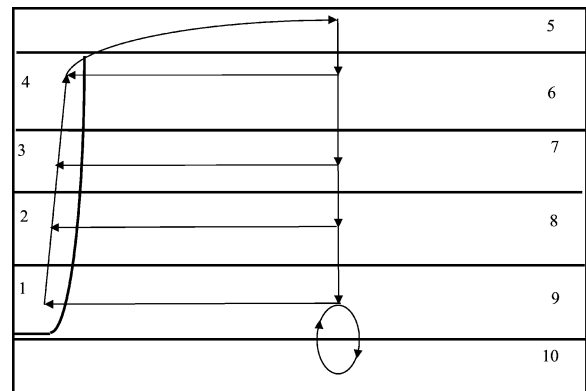


Fig. 2. Modèle à dix zones.

Fig. 2. Ten zones model.

Le calcul du coefficient de transfert d'une paroi verticale est légèrement différent. A chaque couple strate—paroi, nous associons un coefficient de transfert moyen donné par :

$$\bar{h}_c = \frac{1}{x_2 - x_1} \int_{x_1}^{x_2} h_{c_x} dx \quad (1)$$

avec : $h_{c_x} = \lambda Nu_x / x$.

x_1 et x_2 sont les côtes de la paroi verticale considérée.

Par ailleurs, les couches limites créées par le transfert thermique entre l'air et les parois entraînent l'air d'une strate à l'autre induisant des phénomènes de transport massique entre zones (Fig. 3).

Considérant la zone n , soit Q_{pn} le terme évaluant ces phénomènes de transport. La zone n est délimitée par deux

Tableau 1
Corrélations d'échanges convectifs

Table 1					
Convective transfer correlations					
Paroi		C	n	Domaine de validité	Auteur
Verticale	laminaire	0,39	1/4	$10^4 < Ra_x < 10^9$	Mc Adams
	turbulent	0,12	1/3	$10^9 < Ra_x < 10^{12}$	Mc Adams
Plafond	chaud	0,27	1/4	$3 \times 10^5 < Ra_L < 3 \times 10^{10}$	Mc Adams
	froid	0,14	1/3	$10^7 < Ra_L < 3 \times 10^{10}$	Fischenden et Saunder
Plancher	chaud	0,14	1/3	$10^7 < Ra_L < 3 \times 10^{10}$	Fischenden et Saunder
	froid	0,27	1/4	$3 \times 10^5 < Ra_L < 3 \times 10^{10}$	Mc Adams

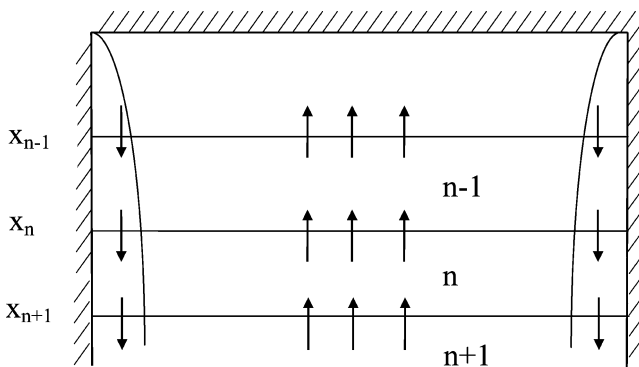


Fig. 3. Couches limites verticales.

Fig. 3. Vertical boundary layers.

plans horizontaux aux côtes x_n et x_{n+1} . En faisant un bilan des flux enthalpiques dus aux couches limites :

$$Q_{pn} = \left(\int_0^\delta \rho v_x c_p T dy \right)_{x=x_n} - \dot{m}_n c_p T_n - \left(\int_0^\delta \rho v_x c_p T dy \right)_{x=x_{n+1}} + \dot{m}_{n+1} c_p T_{n+1} \quad (2)$$

Sachant que le débit enthalpique net s'écrit :

$$Q_x = \int_0^\delta \rho v_x c_p (T - T_\infty) dy \quad (3)$$

il vient :

$$Q_{pn} = Q_{x_n} - Q_{x_{n+1}} + \dot{m}_n c_p (T_{n-1} - T_n) + \dot{m}_{n+1} c_p (T_{n+1} - T_n) \quad (4)$$

Le calcul des débits dans les couches limites est réalisé par le biais de l'analyse intégrale du fluide au voisinage d'une paroi. Les équations de bilan le long d'une paroi verticale s'écrivent :

Masse :

$$\dot{m}_e = \frac{d}{dx} \left(\int_0^\delta \rho v_x dy \right) dx \quad (5)$$

Quantité de mouvement :

$$\frac{d}{dx} \left[\int_0^\delta v_x^2 dy \right] = \int_0^\delta g \beta (T - T_\infty) dy - v \left(\frac{\partial v_x}{\partial y} \right)_{y=0} \quad (6)$$

Energie :

$$\frac{d}{dx} \left[\int_0^\delta v_x (T - T_\infty) dy \right] = -a \left(\frac{\partial (T - T_\infty)}{\partial y} \right)_{y=0} \quad (7)$$

En régime laminaire, Squire préconise les profils suivants au sein de la couche limite [10] :

$$\begin{cases} v_x = U \frac{y}{\delta} \left(1 - \frac{y}{\delta} \right)^2 \\ T - T_\infty = (T_p - T_\infty) \left(1 - \frac{y}{\delta} \right)^2 \end{cases} \quad (8)$$

En injectant ces valeurs dans les équations de bilan et en supposant que :

$$U = px^m, \quad \delta = qx^n \quad (9)$$

nous obtenons :

$$\begin{cases} U = 5,16v \left(\frac{20}{21} + Pr \right)^{-1/2} \left(\frac{g\beta(T_p - T_\infty)}{v^2} \right)^{1/2} x^{1/2} \\ \delta = 3,94Pr^{-1/2} \left(\frac{20}{21} + Pr \right)^{1/4} \left(\frac{g\beta(T_p - T_\infty)}{v^2} \right)^{-1/4} x^{1/4} \end{cases} \quad (10)$$

il vient alors :

$$\dot{m}_x = 1,25 \rho a Gr_x^{1/4} \quad \text{et} \quad (11)$$

$$Q_x = 0,5 \lambda Gr_x^{1/4} (T_p - T_\infty) \quad (12)$$

En adoptant une démarche similaire et la distribution d'Ekert et Jackson en régime turbulent [10] :

$$\begin{cases} v_x = U \left(\frac{y}{\delta} \right)^{1/7} \left(1 - \frac{y}{\delta} \right)^4 \\ T - T_\infty = (T_p - T_\infty) \left[1 - \left(\frac{y}{\delta} \right)^{1/7} \right] \end{cases} \quad (13)$$

il vient :

$$\dot{m}_x = 0,14 \mu Gr_x^{2/5} \quad \text{et} \quad (14)$$

$$Q_x = 0,02 \mu c_p Gr_x^{2/5} (T_p - T_\infty) \quad (15)$$

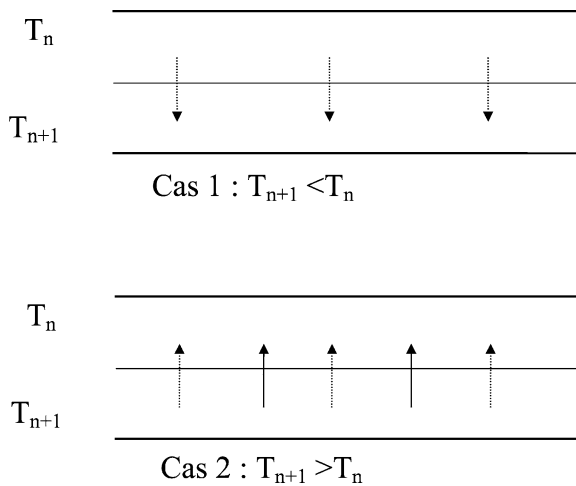


Fig. 4. Transferts entre strates.

Fig. 4. Transfer between air layers.

Transfert entre strates

Dans le paragraphe précédent, il est montré qu'une différence de température entre l'air et les parois induit un certain débit entre couches. Un deuxième facteur peut avoir le même effet : la différence de température entre deux couches adjacentes. Deux cas doivent être considérés (Fig. 4) :

- lorsque la température augmente avec la hauteur (cas 1), il y a transfert de chaleur de la couche supérieure vers la couche inférieure. Afin de quantifier ce transfert, une première hypothèse est faite : l'interface est considérée comme une plaque plane horizontale soumise à de la convection naturelle. Le Tableau 1 est alors utilisé pour le calcul du coefficient d'échanges convectifs.

- lorsque la température diminue avec la hauteur (cas 2), il y a transmission non seulement de chaleur mais aussi de masse, l'air chaud ayant tendance à aller vers le haut. Ce phénomène est d'autant plus significatif que la différence de température entre deux couches adjacentes est grande. C'est le cas pour un plancher chauffant. Le flux de transfert thermique est calculé conformément à la première hypothèse (interface similaire à une plaque horizontale). Le flux massique est déterminé en écrivant le bilan de quantité de mouvement pour un volume élémentaire se déplaçant vers le haut (Fig. 4, cas 2) :

$$\frac{d}{dx} \left[\int_0^e v_x^2 dy \right] = \int_0^e g\beta(T - T_\infty) dy \quad (16)$$

il vient :

$$v_x = \sqrt{g\beta(T - T_\infty)x} \quad (17)$$

Le calcul du flux massique est immédiat une fois la vitesse évaluée.

Transfert air ambiant—Air de renouvellement

L'air de renouvellement pénètre dans la cellule avec une certaine vitesse, calculée à partir du débit et de la section

des bouches d'entrée d'air. Il s'agit alors de convection forcée. Les modélisations classiques [4,7] considèrent le plus souvent que l'air frais est parfaitement brassé dès sa sortie de la première couche. Or, nos résultats de simulation à l'aide d'un code de mécanique des fluides [11] montrent que cette approximation est d'autant moins vraie que l'air d'entrée est froid. L'évolution proposée est de calculer le réchauffement de l'air frais lors de son passage dans une couche selon la loi d'émission d'une conduite baignée dans une ambiance isotherme [12] :

$$T_{as} - T_n = (T_{ae} - T_n) e^{\left(-\frac{h_c A}{\dot{m}_{vmc} c_p}\right)} \quad (18)$$

\dot{m}_{vmc} , T_{ae} et T_{as} sont respectivement le débit massique et les températures d'entrée et de sortie de l'air frais.

T_n est la température de la couche traversée par l'air frais.

L'air entourant le jet étant relativement immobile, il est légitime de le considérer comme une paroi fixe. Le coefficient de transfert convectif peut alors être calculé à partir de la corrélation de Colburn :

$$Nu_{Dh} = 0,023 Re_{Dh}^{0,8} Pr^{1/3} \quad (19)$$

Transfert émetteur—Air ambiant

L'émetteur considéré est un radiateur à eau chaude, sa paroi avant est nue et il dispose d'ailettes à l'arrière. La contribution des ailettes est représentée dans le modèle par une efficacité. Par ailleurs, un rapide calcul montre que le régime d'écoulement est laminaire sur quasiment toute la hauteur du radiateur. A partir de là, déterminer le flux convectif fourni devient aisé.

D'après le Tableau 1 :

$$Nu_{Hr} = 0,52 Ra_{Hr}^{1/4} \quad (20)$$

Il vient alors :

$$\Phi_c = 2,63 L_r H_r^{0,75} (T_{sr} - T_\infty)^{1,25} \quad (21)$$

Le débit massique au-dessus de l'émetteur est déterminée par la formule suivante [3] :

$$\dot{m}_x = 0,00951 Q_x^{1/3} (x - x_0) \quad (22)$$

x_0 est l'origine fictive de la source linéaire qui émettrait un panache similaire à la source réelle, le radiateur en l'occurrence. Elle est évaluée par extrapolation des profils de vitesse et de température et elle se situe au voisinage de l'origine réelle pour un radiateur simple [13].

Une fois les débits massiques calculés sur toute la hauteur du panache, tous les autres débits entre strates le sont également sachant que le panache entraîne l'air des zones adjacentes, imposant ainsi les débits.

2.3. Transferts radiatifs

Les calculs radiatifs de tous les modèles écrits sont basés sur le concept de température moyenne radiante. Cette température est une moyenne des températures des

surfaces intérieures des parois pondérées par leurs surfaces respectives :

$$T_{mr} = \frac{\sum_i A_i T_{i}}{\sum_i A_i} \tag{23}$$

Les échanges entre parois sont calculés par l’intermédiaire de cette température moyenne radiante en écrivant le flux net radiatif sous forme linéaire et en introduisant un coefficient de transfert radiatif égal à $5 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$ [14]. Cette approximation est d’autant plus justifiée que les températures des parois sont proches.

Cette valeur est également prise pour le coefficient de transfert radiatif extérieur.

L’expression du flux radiatif net entre le radiateur et les parois est :

$$\Phi_R = \varepsilon_r \sigma A_r [(T_{sr} + 273)^4 - (T_{mr} + 273)^4] \tag{24}$$

L’écart de température entre le radiateur et la cellule peut atteindre 60°C . L’hypothèse de linéarité serait de ce fait cri-

tiquable. L’expression de la température moyenne radiante est modifiée en conséquence :

$$\sum_i h_R A_i (T_{i} - T_{mr}) + \Phi_R = 0 \tag{25}$$

L’écriture des bilans énergétiques dans les zones d’air et dans les couches des parois est réalisée à travers le couplage des trois modes de transferts décrits ci-dessus.

3. Expérimentation

La campagne d’essais de validation des modèles a été menée dans une salle de génie climatique à la Direction de la Recherche de Gaz de France. Cette salle ($5 \times 3,9 \times 2,7 \text{ m}$), dédiée au test de différents types d’émetteurs, est entourée de six compartiments à température réglable (Fig. 5). Ainsi, une maîtrise totale des sollicitations est assurée.

Chaque paroi dispose de trois prises de température. Plusieurs mâts verticaux sont disposés dans la salle. Des sondes de température sont installées sur chaque mât aux hauteurs suivantes : $0,1 \text{ m}$, $1,1 \text{ m}$, $1,8 \text{ m}$ et $2,57 \text{ m}$.

Trois scénarios d’essais ont été effectués, le premier consiste en un créneau de température au niveau des compartiments (Fig. 6). Il faut noter l’absence d’émission de chaleur et de ventilation dans ce scénario.

L’objectif du second scénario est de tester un plancher chauffant en réalisant des créneaux sur les débits d’émission (Q_{plnc}) et de ventilation (Q_{vmc}) (Fig. 7).

Le troisième scénario est identique au second à ceci près qu’il implique un radiateur à eau chaude. Les températures de consigne des compartiments pour le second et le troisième scénario sont indiquées dans le Tableau 2. La température de

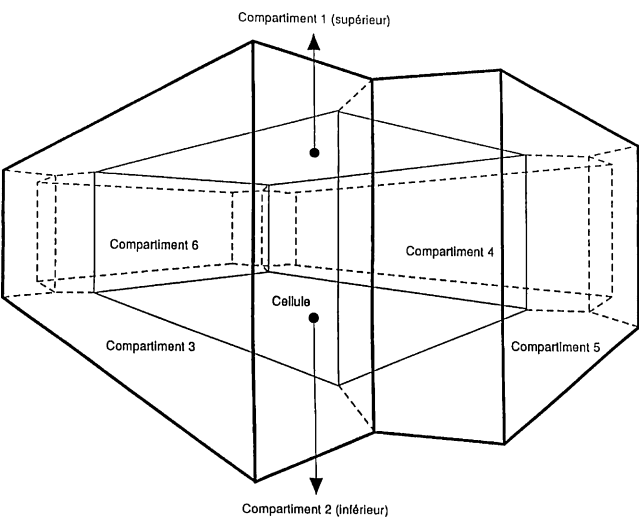


Fig. 5. Schéma de la cellule d'essais.
Fig. 5. Scheme of the testing room.

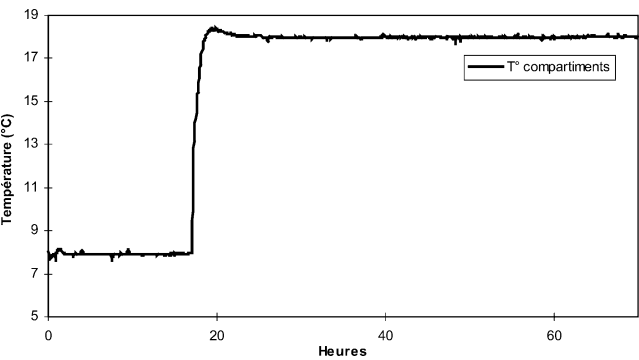


Fig. 6. 1^{er} scénario—Evolution de température de chacun des compartiments.

Fig. 6. 1st scenario—Compartments temperature.

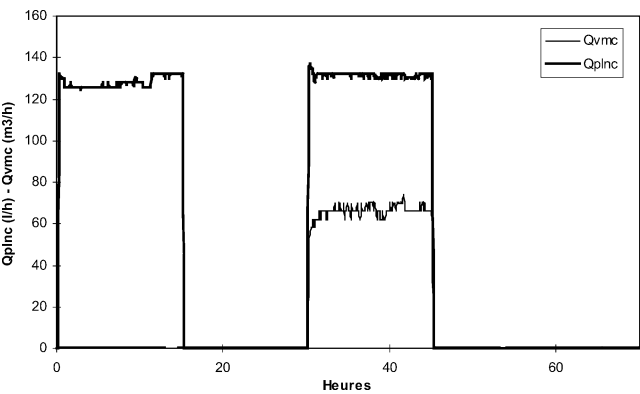


Fig. 7. 2^{ème} scénario—Débits d’émission et de ventilation.
Fig. 7. 2nd scenario—Emission and ventilation flow rate.

Tableau 2
2^{ème} et 3^{ème} scénarios—Températures de consigne des compartiments
Table 2
2nd and 3rd scenarios—Compartments setting temperatures

Compartiment	Plancher et Nord	Plafond et Sud	Ouest et Est
Consigne	20	−7	Température de la cellule

consigne des compartiments Est et Ouest est la température de la cellule.

4. Validation

Les résultats du modèle développé sont confrontés aux données expérimentales issues des trois scénarios décrits dans le paragraphe précédent. Pour chaque paroi, la température expérimentale est une moyenne des trois valeurs acquises. La température d'air expérimentale à une hauteur donnée est également une moyenne des valeurs acquises sur les mâts à une même hauteur. La précision des sondes de température est de $\pm 0,2^\circ\text{C}$.

4.1. 1^{er} scénario

La Fig. 8 montre les évolutions des températures moyennes des parois intérieures. Si l'écart est très faible pour les parois verticales (quelques dixièmes de degré), il l'est moins pour les parois horizontales. Le plafond est en contact avec l'air adjacent qui est à une température anormalement haute pendant les premières heures (Fig. 9). Concernant le sol, le petit décalage dynamique doit certainement être imputé aux incertitudes sur les caractéristiques du béton du plancher. En tout état de cause, l'écart maximal entre les résultats expérimentaux et de simulation est égal à 1°C . Par ailleurs, la Fig. 8 permet de vérifier que le temps de réponse des pa-

rois lourdes (ex. : plancher) est supérieur à celui des parois légères (ex. : nord).

L'évolution des températures moyennes d'air (Fig. 9) est assez satisfaisante dans la mesure où l'écart moyen est inférieur ou égal à $0,5^\circ\text{C}$ avec des pics de l'ordre du degré. Ces pics sont dus, d'une part au béton du plancher et d'autre part, aux apports internes non identifiés et imputés à l'instrumentation. En effet, les phénomènes de transport thermique dus à ces apports tendraient à favoriser la zone supérieure alors que la répartition est supposée uniforme dans le modèle.

En guise de conclusion des résultats du 1^{er} scénario, l'écart moyen est toujours inférieur ou égal à $0,5^\circ\text{C}$ et ce, sur toutes les températures. Les écarts maximaux enregistrés sont toujours de l'ordre du degré.

4.2. 2^{ème} scénario

La Fig. 10 présente la comparaison entre les température simulées et expérimentales. L'évolution à peu près similaire des températures expérimentales confirme les performances du plancher chauffant en termes de confort thermique.

L'écart moyen sur les températures d'air est inférieur ou égal à $0,2^\circ\text{C}$ tandis que l'écart maximal reste inférieur à $0,6^\circ\text{C}$.

Un calcul exact des facteurs de forme a été réalisée en parallèle. Au vu des résultats obtenus, cette méthode n'apporte pas d'améliorations significatives dans le cas présent.

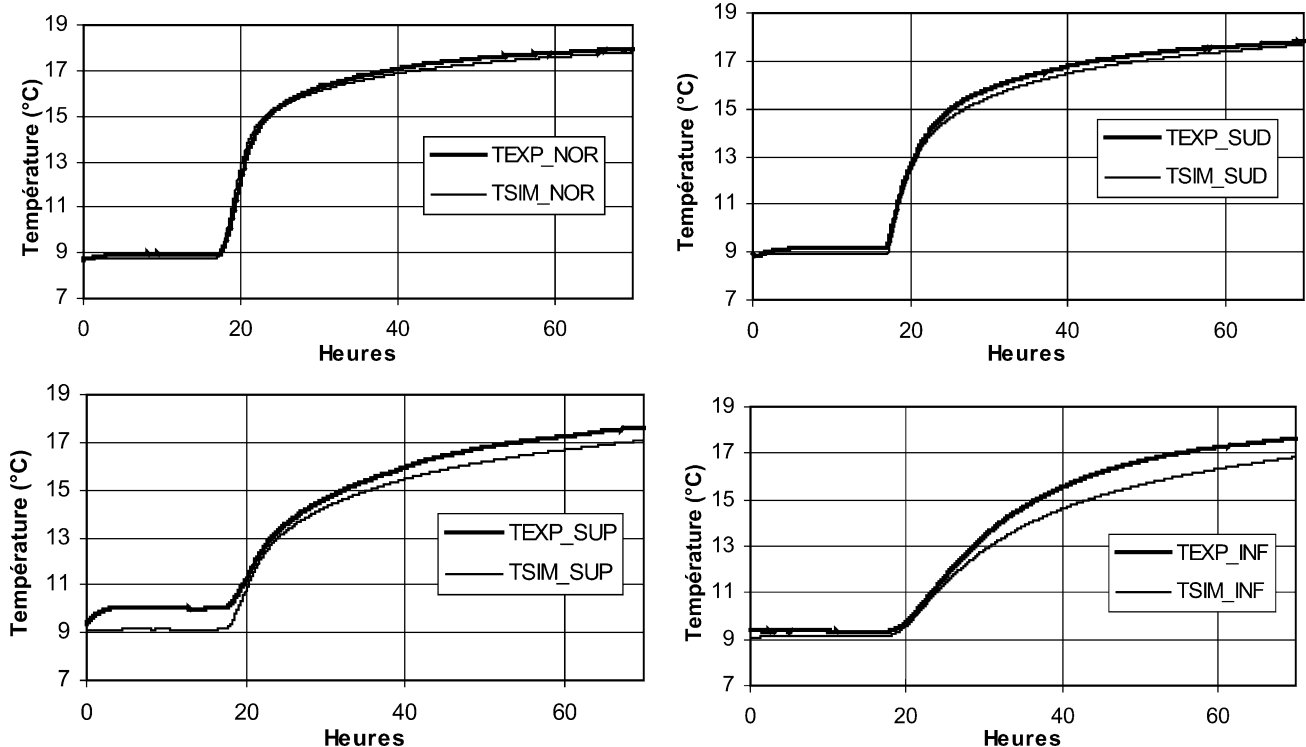


Fig. 8. 1^{er} scénario—Températures moyennes des parois intérieures.

Fig. 8. 1st scenario—Internal walls mean temperatures.

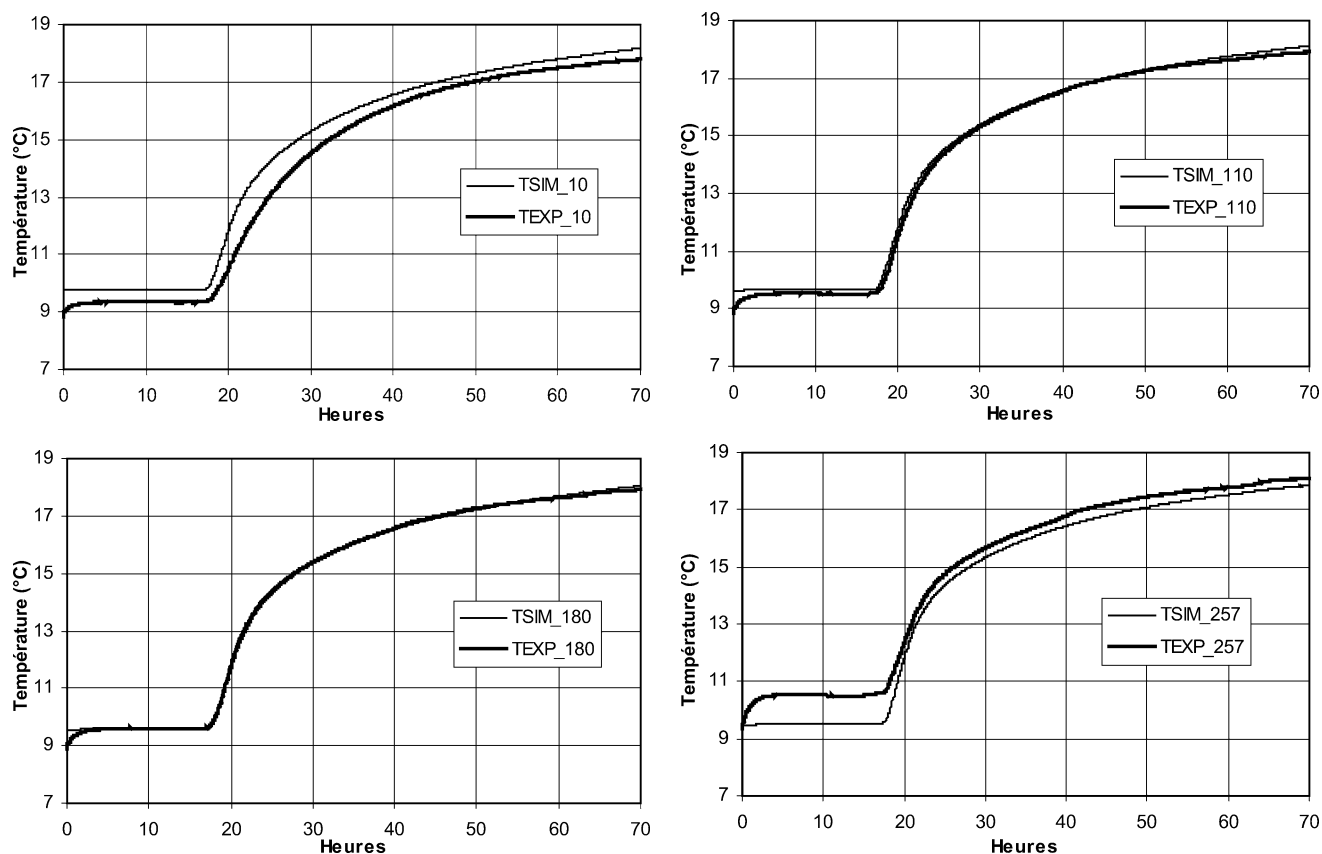
Fig. 9. 1^{er} scénario—Températures d'air.

Fig. 9. 1st scenario—Air temperatures.

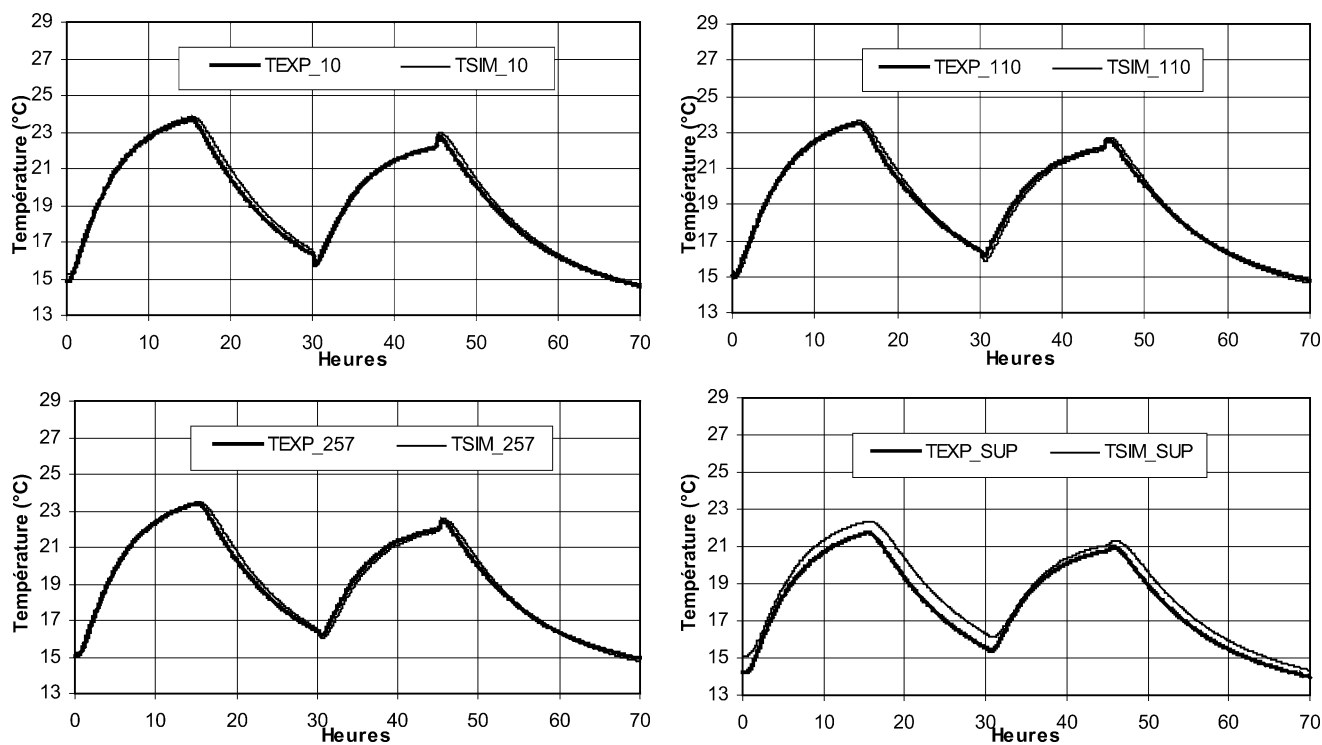
Fig. 10. 2^{ème} scénario—Comparaison des températures.

Fig. 10. 2nd scenario—Temperatures comparison.

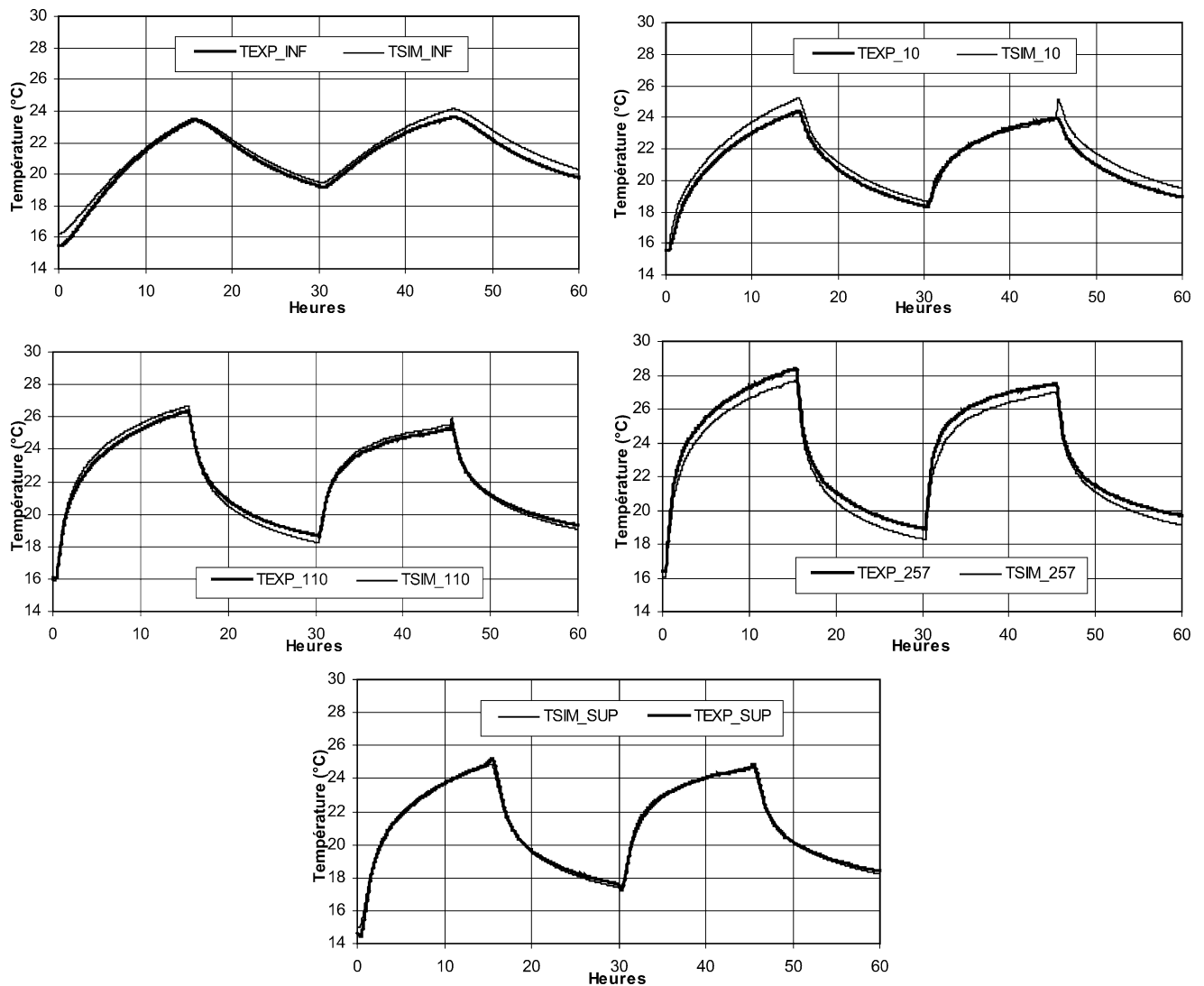
Fig. 11. 3^{ème} scénario—Comparaison des températures.

Fig. 11. 3rd scenario—Temperatures comparison.

4.3. 3^{ème} scénario

La Fig. 11 présente la comparaison des températures simulées et expérimentales à l'intérieur de la cellule.

L'écart moyen est toujours inférieur à 0,5 °C. L'écart maximal est inférieur ou égal à 0,8 °C hormis un pic numérique sur la température d'air à 10 cm du sol (fin du deuxième créneau) apparemment dû au schéma prédictif—correcteur de NEPTUNIX.4.

4.4. Commentaires

Les résultats de simulation sont satisfaisants, les trois scénarios sont similaires en termes d'écart (écart moyen de l'ordre de 0,5 °C). L'origine des écarts significatifs est toujours connue et ne remet pas en cause l'écriture des modèles. La raideur des sollicitations du premier scénario

et les longs temps de fonctionnement des émetteurs ont permis de tester les modèles développés dans des conditions extrêmes. Il faut donc s'attendre à ce que les résultats soient encore meilleurs en fonctionnement courant.

L'écart moyen est encore plus faible dans les zones centrales car les murs sont supposés isothermes sur toute leur longueur, ce qui n'est pas le cas expérimentalement, d'où l'apparition de plus grandes différences dans les zones inférieure et supérieure. Décomposer les parois dans le sens de la hauteur permettrait d'améliorer légèrement les résultats mais impliquerait une augmentation de la taille du système d'équations et du temps de calcul.

Il faut noter la très bonne cohérence des résultats en phase de relaxation thermique (arrêt des émetteurs), il semble donc que les phénomènes physiques durant cette phase aient été modélisés de façon correcte.

5. Études paramétriques

Une fois le modèle à dix noeuds d'air validé, il paraît pertinent d'étudier l'influence du nombre de zones sur les résultats de simulation. La première étude compare notre modèle anisotherme à un modèle isotherme, la seconde implique trois niveaux de finesse : dix, six et un noeud(s) d'air.

5.1. Régime transitoire

La première étude porte sur la comparaison entre le modèle à dix noeuds d'air et un modèle à un seul noeud d'air en reprenant les trois scénarios précédents.

La Fig. 12 montre les résultats du premier scénario. Même si la température d'air du modèle isotherme (TSIM_ISO) rejoint celles du modèle anisotherme à l'équilibre, une différence notable apparaît dans la partie transitoire, l'air isotherme étant le moins inerte. Cela est dû au fait que le modèle isotherme occulte les transferts thermiques et massiques au sein du volume d'air.

La même remarque s'applique au second scénario (plancher chauffant), la Fig. 13 montre que les température du modèle anisotherme sont pratiquement confondues d'une

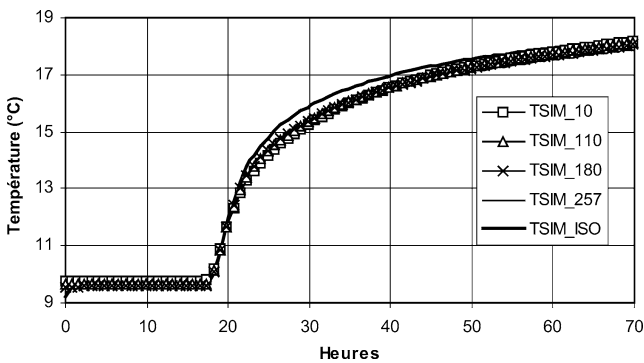


Fig. 12. Comparaison des modèles anisotherme et isotherme—1^{er} scénario.

Fig. 12. Comparison of anisothermal and isothermal modelling—1st scenario.

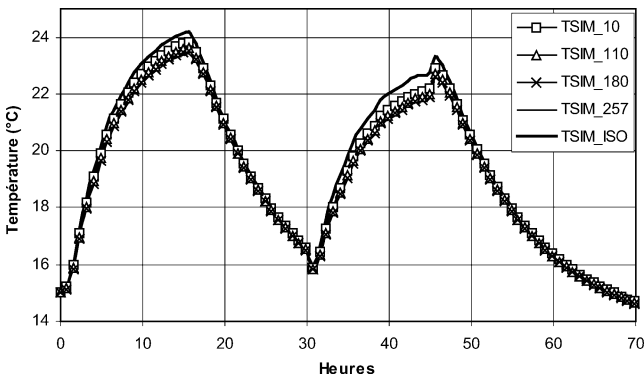


Fig. 13. Comparaison des modèles anisotherme et isotherme—2^{ème} scénario.

Fig. 13. Comparison of anisothermal and isothermal modelling—2nd scenario.

part et que la température isotherme a une dynamique plus rapide en période d'émission d'autre part. Nous retrouvons ainsi les résultats d'études antérieures [15].

Les résultats de comparaison selon le troisième scénario (radiateur) sont portés sur la Fig. 14. Malgré un certain décalage dynamique, la température isotherme peut faire office de moyenne dans la cellule.

5.2. Régime stationnaire

Trois modèles, à dix, six et un noeud(s) d'air sont comparés. Le cas du radiateur est retenu afin d'obtenir une stratification plus marquée. Les températures des compartiments

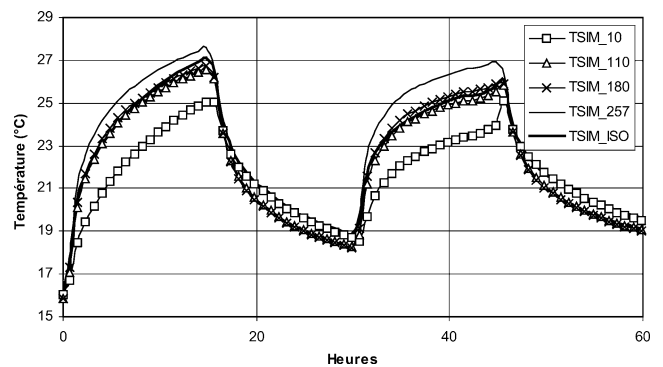


Fig. 14. Comparaison des modèles anisotherme et isotherme—3^{ème} scénario.

Fig. 14. Comparison of anisothermal and isothermal modelling—3rd scenario.

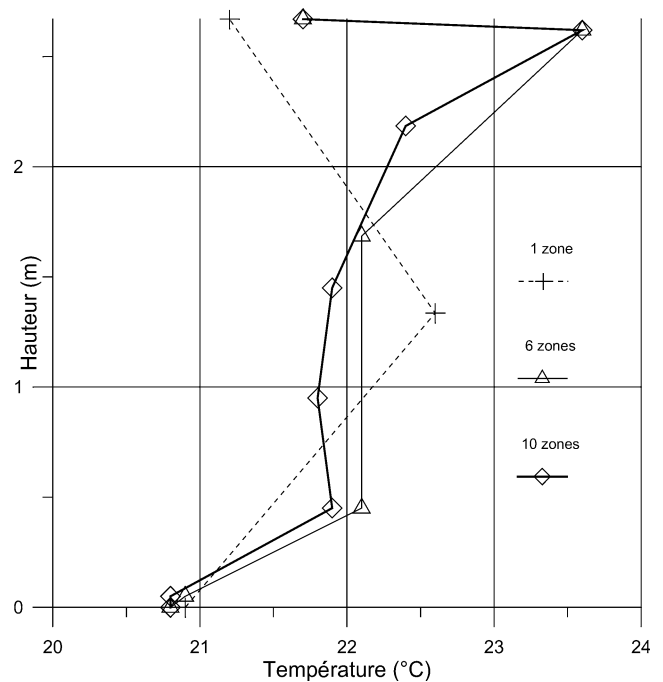


Fig. 15. Influence du nombre de noeuds d'air.

Fig. 15. Influence of air nodes number.

sont toutes fixées à 5 °C et le débit d'air frais à 52 m³·h⁻¹. La température de surface du radiateur est égale à 80 °C.

En régime stationnaire, la Fig. 15 montre l'évolution de la température en fonction de la hauteur. Nous retrouvons un résultat classique : diminuer la finesse de discrétisation implique une perte d'information. Si le modèle à six zones d'air représente assez bien le gradient de température vertical, les résultats du modèle isotherme sont plus que restreints.

6. Conclusion

Au vu des résultats obtenus, quelques réflexions s'imposent :

- Le modèle de conduction a donné d'excellents résultats dans tous les cas étudiés, il ne paraît donc pas pertinent de raffiner la décomposition des parois. La même réflexion doit être faite concernant le traitement du rayonnement.
- D'autres types d'émetteurs pourraient être testés en guise de vérification, le cas du convecteur électrique paraît intéressant et devrait être étudié ultérieurement. Un créneau descendant sur les températures des compartiments sera également réalisé, complétant ainsi le premier scénario.
- La température obtenue par une modélisation isotherme est une bonne approximation de la température moyenne. En revanche, elle ne peut donner d'indications sur le gradient vertical de température.

Les travaux présentés ont montré l'importance des phénomènes de diffusion massique et thermique entre strates d'air, dans le cas du plancher chauffant notamment. Un traitement de type conductif (résistance thermique conductive entre strates d'air) est nettement insuffisant pour représenter ces phénomènes. Les hypothèses énoncées permettent de mieux appréhender ces phénomènes.

L'intérêt du modèle développé est de fournir les bonnes températures aux organes de régulation (thermostat d'ambiance, robinet thermostatique) en fonction de leur position, des études antérieures ayant montré la sensibilité de ces organes à la température les entourant [16].

L'étude est basée sur un modèle de connaissance. En effet, aucune procédure d'identification n'a été entreprise car il faut reproduire de manière précise le comportement d'une enveloppe tout en gardant une large plage de validité.

La formulation ALLAN. ne permet pas de traiter les problèmes bidimensionnels (écoulements dans les coins), néanmoins, la représentation des phénomènes significatifs semble suffisante au regard du besoin (évolution verticale de température dans la salle et bonne évaluation des transferts pariétaux).

Abridged English version

Transient modelling of convective movements in a dwelling cell

This study aims thermal phenomena modelling inside a dwelling cell in order to determine temperature distribution there. The modelling tool used is called ALLAN.[®] Simulation. It's a model description and management tool. The current application of ALLAN aims to simulate technical systems. Descriptive algebraic and differential equations are solved by NEPTUNIX.4. All transfer modes are taken into account: conduction, convection and radiation. Assuming a unidimensional conduction, walls are broken down into two or four layers, according to their inertia (Fig. 1).

Convective modelling lies on a coupling of the zonal method and integral analysis in walls vicinity. Introduced many decades ago, the zonal method lies on breaking up the cell into isothermal zones. Mass and energy balances are established, in transient flow, for each zone. The following convective transfer types are studied:

transfer between air and walls: standard correlations (Table 1) are used to calculate either vertical or horizontal convective transfer coefficients,

transfer between air layers (Fig. 3): it is due to two factors: temperature difference between air and walls and temperature difference between two adjacent horizontal air layers. In the first case, integral analysis is used to calculate boundary layers flow rates and enthalpy fluxes. In the second one, layers interface is assumed to be a horizontal plate,

transfer between air and cold air jet: ambient air being rather motionless, cold air is supposed to run through a pipe. Colbrun correlation is used to calculate heat transfer coefficient between cold air and ambient one,

transfer between air and transmitter: using Table 1, we calculate radiator convective flux. Flow rate above radiator is given by Inard formula [3].

All the studied transfer types are taken into account either in mass balances and energy ones.

As regards radiative transfer, the mean radiative temperature concept is used. This temperature is an average of walls temperatures weighted by their areas.

An experimental validation campaign is also achieved in a climatic engineering room intended for real scale testing of heat transmitters. This room is surrounded by six compartments having adjustable temperatures. Thus, all the conditions are controlled. Each wall is fitted with temperature sensors. Several vertical poles are installed in the room, they are equipped with temperature sensors at different heights. Three testing scenarios have been carried out. The purpose of the first one is to verify conductive modelling hypotheses as well as used convective transfer correlations, a temperature step is carried out in each surrounding compartment (Fig. 6) without heating nor ventilating the room. Two heat transmitter types are tested in the two others scenarios: distributed and located. The second scenario involves a heating floor, heating water and ventilation air flow rates are given

by Fig. 7. Compartments setting temperatures are given by the Table 2. In the third scenario, a radiator is tested. Flow rates and compartments setting temperature are the same as for the second scenario. Validation results show that conduction model gives excellent results in all the studied cases, thus, it does not appear relevant to refine walls decomposition. The same remark must be made concerning the radiation processing. Natural convection correlations applied to walls are valid even aback the radiator where forced convection occurs, so it should not be necessary to use forced convection correlations. A parametric study dealing with air node number influence shows that isothermal modelling gives more accurate results than an isothermal one. The electric convector case seems interesting and should be studied later on, as well as a going down step on compartments temperatures, supplementing the first scenario. Presented work also shows the importance of thermal and mass diffusion phenomena between air layers, particularly in the heating floor case. The stated assumptions make it possible to apprehend these phenomena in a better way. Developed model interest is to provide accurate ambient temperatures to regulation equipment model (room thermostat and thermostatic valve) according to their position. Elsewhere, no identification procedure have been undertaken, allowing a broad validity range. ALLAN. formulation does not permit to deal with two-dimensional problems (flows in the corners), nevertheless, significant phenomena representation seems sufficient in view of the need (temperature vertical distribution and parietal transfer evaluation).

Références

- [1] J. Lebrun, Exigences physiologiques et modalités physiques de la climatisation par source statique concentrée, Thèse, Université de Liège, 1970.
- [2] L. Laret, Contribution au développement de modèles mathématiques du comportement thermique transitoire de structures d'habitation, Thèse, Université de Liège, 1980.
- [3] C. Inard, N. Molle, Étude du couplage thermique entre des corps de chauffe et un local, *Rev. Gén. Thermique* 351 (1991) 156–161.
- [4] H. During, Consommations énergétiques et confort thermique des locaux chauffés, Thèse, Institut National des Sciences Appliquées de Lyon, 1994.
- [5] E. Wurtz, F. Dequé, M. Musy, A. Blanco, Application de la simplification de modèles thermo-aérauliques à l'élaboration d'un code de thermique du bâtiment, in: *Actes de la Conférence IBPSA France 2000*, Sophia Antipolis, France, 2000, pp. 61–67.
- [6] M. Musy, E. Wurtz, J.M. Nataf, Zonal models: Presentation and proposal of new expression of balance equations applied to the study of air flow and heat transfer in buildings, in: *Proceedings of Ventilation and Cooling (18th Annual AIVC Conference)*, Athens, Greece, 1997, pp. 547–555.
- [7] H. Bouia, Modélisation simplifiée d'écoulements de convection mixte interne : Application aux échanges thermo-aérauliques dans les locaux, Thèse, Université de Poitiers, 1992.
- [8] A. Jeandel, F. Favret, L. Lapenu, E. Larivière, ALLAN. Simulation: A general software tool for model description and simulation, in: A.E. Delsante, J.W. Mitchell, R.C. Van de Perre (Eds.), *Proceedings of Building Simulation BS '93 (Third International Conference)*, International Building Performance Simulation Association, Adelaide, Australia, 1993, pp. 291–298.
- [9] A. Buhning, NEPTUNIX. 4—Manuel de Référence, Rapport interne Nptx4-Ref-01 v2.0, CS, Gif-sur-Yvette, 1999.
- [10] J.P. Petit, Convection naturelle, Cours, Ecole Centrale Paris, 1992.
- [11] M. Mohammadi, Le code CFX : Présentation et application à la thermique du bâtiment, Rapport interne M. DU.BAT. 2000.n° 00497.MMo/BGD, Gaz de France, 2000.
- [12] J. Taine, J.P. Petit, Transferts Thermiques, Cours, Ecole Centrale Paris, 1994.
- [13] C. Inard, Contribution à l'étude du couplage thermique entre un émetteur de chauffage et un local, Thèse, Institut National des Sciences Appliquées de Lyon, 1988.
- [14] L. Laret, Développements techniques, Rapport interne MGL/1256-II/NB, Centre Scientifique et Technique du Bâtiment, 1991.
- [15] F. Allard, Contribution à l'étude des transferts de chaleur dans les cavités thermiquement entraînées à grand nombre de Rayleigh : Application aux cellules d'habitation, Thèse, Institut National des Sciences Appliquées de Lyon, 1987.
- [16] M. Mohammadi, Validation expérimentale du modèle ALLAN. D'un F3 de l'Immeuble Expérimental, Rapport interne M. CERUG.EHT/MMo/ZH/n° 982495, Gaz de France, 1998.