

Transferts de chaleur et de masse dans des parois en composites à base de bois

Issiaka TRAORE*, David LACROIX, Bernard MONOD, Gérard JEANDEL

Laboratoire d'Energétique et de Mécanique Théorique et Appliquée (LEMETA - CNRS UMR 7563)
Faculté des Sciences et Techniques, B.P. 70239, 54506 Vandoeuvre Cedex

* (auteur correspondant : issika.traore@lemta.uhp-nancy.fr)

Résumé - L'objectif de cette communication est d'analyser le comportement d'une lame d'air, constituant de l'enveloppe des bâtiments à ossature en bois, soumise à différentes conditions aux limites. Un code numérique a été développé, il permet de simuler en régime instationnaire la mécanique des fluides couplée aux transferts de chaleur et de vapeur d'eau dans une lame d'air emprisonnée entre deux parois. Les profils de vitesse, de température et d'humidité résultants sont présentés et discutés pour des conditions climatiques variables.

Nomenclature

C_p	chaleur spécifique, $J.kg^{-1}.K^{-1}$
D	coeff. de diffusion de la vapeur dans l'air sec, $m^2.s^{-1}$
H	hauteur, m
L	épaisseur, m
M	masse molaire, $kg.mol^{-1}$
K_g	coeff. d'échange global, $W.m^{-2}.K^{-1}$
P	pression, Pa
q_r	densité de flux radiatif, $W.m^{-2}$
q_v	densité de flux de vapeur, $kg.m^{-2}.s^{-1}$
T	température, K
u, v	vitesse horizontale et verticale, $m.s^{-1}$
W	fraction massique de vapeur, $kg_v.kg_a^{-1}$
RH	humidité relative, %

Symboles grecs

δ	coeff. de diffusion d'humidité, $m^2.s^{-1}$
ε	coeff. de gradient thermique, $kg.m^{-3}.K^{-1}$
γ	chaleur de sorption/désorption, $kJ.kg^{-1}$
λ	conductivité thermique, $W.m^{-1}.K^{-1}$
ρ	masse volumique, $kg.m^{-3}$
μ	viscosité dynamique, $kg.m^{-1}.s^{-1}$
ν	teneur en vapeur, $kg.m^{-3}$

Indices et exposants

v	vapeur
a	air sec
sv	vapeur saturante
W, E	ouest et est

1. Introduction

L'étude des transferts de chaleur et de masse dans les parois multicouches des bâtiments à ossature en bois fait l'objet d'un intérêt croissant en raison des économies d'énergie importantes que peut engendrer ce type de matériau et de l'engouement des actions en faveur de la haute qualité environnementale. De nombreux modèles ont été proposés pour prédire le comportement de l'enveloppe dû au transport de chaleur et d'humidité. L'un des plus connus, développé pour les matériaux hygroscopiques, est proposé par le Fraunhofer Institute for Building Physics (IBP) [1]. Les modèles utilisés par cet outil permettent de traiter différents types de parois constituées de différents matériaux de construction. L'une des faiblesses de cet outil réside dans la non-prise en compte des mouvements convectifs des lames d'air présentes dans les structures multicouches ainsi que les échanges radiatifs en cavité souvent non négligeables pour une forte valeur d'émissivité des parois. Dans le cadre de l'amélioration de l'habitat, nous cherchons à parfaire l'isolation des murs par l'emploi de matériaux et/ou procédés d'isolation. La mise en œuvre d'une ou plusieurs lames d'air dans les structures multicouches permet d'atteindre cet objectif. En outre, la prise en compte du

transport hydrique dans ces parois est capitale, car les propriétés des matériaux considérés sont généralement fortement sensibles à leur teneur en eau. Une modélisation complète de la lame d'air est donc essentielle pour réaliser une approche déterministe de la consommation énergétique d'une construction en bois et du confort intérieur. De plus, le caractère dynamique des phénomènes impose une résolution des équations physiques en régime instationnaire. Ces équations sont celles de Navier-Stokes et celles de transport d'énergie et de la vapeur d'eau au sein de l'enveloppe. Dans cet article nous présentons les résultats d'études préliminaires développées dans le cadre d'un projet de recherche associant plusieurs laboratoires et industriels (ANR Transbatibois). Le couplage convection naturelle-rayonnement à l'intérieur de l'enveloppe dans le cas où la lame d'air est soumise à des conditions climatiques réelles, est analysé à travers les évolutions des flux de chaleur et de vapeur.

2. Modélisation des transferts dans la lame d'air

Les équations de Navier-Stokes gouvernent les mouvements de la lame d'air emprisonnée dans les parois multicouches. En régime instationnaire, dans le cas d'un écoulement laminaire et incompressible en géométrie bidimensionnelle, les équations de conservation de la masse, de la quantité de mouvement suivant x et y , de l'énergie et de la vapeur d'eau s'écrivent respectivement comme suit :

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v u)}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial y} \right) - \frac{\partial P}{\partial x} \quad (2)$$

$$\frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u v)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v v)}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial v}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial v}{\partial y} \right) - \frac{\partial P}{\partial y} - \rho g \quad (3)$$

$$\frac{\partial(\rho C_p T)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho C_p u T)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho C_p v T)}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x} - q_r \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial y} - q_r \right) \quad (4)$$

$$\frac{\partial(\rho W)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u W)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v W)}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\rho D \frac{\partial W}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\rho D \frac{\partial W}{\partial y} \right) \quad (5)$$

Les propriétés thermophysiques λ , ρ , C_p , μ et D dépendent de la température T et de l'humidité W en accord avec les lois de mélange. L'hypothèse de mélange idéal de gaz parfaits étant admise pour la vapeur d'eau et l'air sec, en équilibre thermodynamique, la relation liant l'humidité absolue W et la pression partielle de vapeur P_v s'écrit donc :

$$W = \frac{M_v / M_a}{P / P_v + (M_v / M_a - 1)} \quad (6)$$

L'humidité relative est donnée comme étant le rapport entre la pression partielle de vapeur et la pression de saturation :

$$RH = \frac{P_v}{P_{sv}(T)} \quad (7)$$

L'air humide est considéré comme un milieu transparent non participatif, l'absorption de la vapeur d'eau est négligée. Cette hypothèse reste justifiée compte tenu de la faible épaisseur de

la lame d'air ainsi que de la faible teneur en vapeur d'eau. L'équation du transfert radiatif est fortement simplifiée et les échanges radiatifs se résument au rayonnement entre surfaces grises et diffuses en émission et réflexion. Dans le cas des surfaces à températures connues, la densité de flux radiatif q_r s'obtient par la méthode des radiosités [2], elle est définie par le système d'équations suivant :

$$\sum_{j=1}^N \left(\frac{\delta_{ij}}{\varepsilon_j} - F_{ij} \frac{1 - \varepsilon_j}{\varepsilon_j} \right) q_j = \sum_{j=1}^N (\delta_{ij} - F_{ij}) \sigma T_j^4 \quad (8)$$

où N désigne le nombre de surfaces, δ_{ij} le symbole de Kronecker, ε_j l'émissivité de la surface j , σ la constante de Stefan-Boltzmann. Les facteurs de forme F_{ij} entre les surfaces S_i et S_j sont déterminés par la relation :

$$F_{ij} = \frac{1}{S_i} \int_{S_i} \int_{S_j} \frac{\cos \theta_i \cos \theta_j}{\pi d^2} dS_j dS_i \quad (9)$$

Le couplage entre la convection naturelle et le rayonnement intervient uniquement au niveau des conditions aux limites thermiques, le milieu étant supposé non participatif (transparent).

Un code numérique de type volumes finis a été développé pour déterminer les champs de température, d'humidité, de pression et de vitesses dans la lame d'air. La discrétisation temporelle est basée sur un schéma totalement implicite. Spatialement, les termes diffusifs sont discrétisés selon un schéma aux différences centrées et pour les termes convectifs nous avons utilisé le schéma QUICK de second ordre [3]. L'équation algébrique résultante est résolue par la méthode du gradient biconjugué [4]. L'algorithme SIMPLER [5] a été implémenté pour le couplage pression-vitesse.

3. Modélisation des transferts dans les matériaux hygroscopiques

Les processus de transport de chaleur et d'humidité dans les milieux poreux (isolants fibreux organiques, bois massifs,...) sont fortement couplés du fait de la complexité des phénomènes physiques mis en jeu. Ils sont décrits par le modèle suivant :

$$\frac{\partial(\rho C_p T)}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial y} \right) + (\sigma h_v + \gamma) \frac{\partial(\rho C_m v)}{\partial t} \quad (10)$$

$$\frac{\partial(\rho C_m v)}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\delta \frac{\partial v}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\delta \frac{\partial v}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial x} \left(\varepsilon \delta \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\varepsilon \delta \frac{\partial T}{\partial y} \right) \quad (11)$$

Les équations (10) et (11) définissent respectivement le bilan d'énergie donnant la distribution de température et le bilan de masse qui fournit celle de la teneur en vapeur dans un milieu poreux. Le dernier terme de l'équation (10) caractérise les phénomènes de changement de phase liquide/vapeur et les processus de sorption (prise d'humidité) et de désorption (perte d'humidité) au sein du milieu poreux. Les deux derniers termes de l'équation de bilan de masse (11) tiennent compte de la thermodiffusion, où ε désigne le coefficient de gradient thermique et δ le coefficient de diffusion d'humidité.

Des travaux récents [6] basés sur ce modèle ont été publiés, les systèmes multicouches constitués par les matériaux poreux de construction en l'absence de lames d'air y sont étudiés.

4. Résultats numériques

Toutes les simulations ont été réalisées sur une lame d'air d'épaisseur $L=2$ cm et de hauteur $H=20$ cm avec un maillage 40×80 cellules. Les parois horizontales sont supposées adiabatiques et imperméables. Les quatre parois ont la même émissivité ($\varepsilon = 1$) et le rayonnement externe n'est pas pris en compte (il est supposé inclus dans le coefficient d'échange global K_g).

4.1. Validation des modèles fluide et thermique

L'étude de validation a porté sur une lame d'air initialement à 17.5 °C et échangeant avec le milieu extérieur à travers les parois verticales via des coefficients d'échange globaux identiques (figure 1). Les tests de comparaison menés sur le couplage entre la convection naturelle et le rayonnement montrent un très bon accord entre les résultats du code développé et le logiciel commercial FLUENT© comme nous l'indiquent les profils de température (figure 3) et de vitesse (figure 4) représentés à mi-hauteur de la lame d'air en fonction de l'épaisseur du milieu pour différents instants.

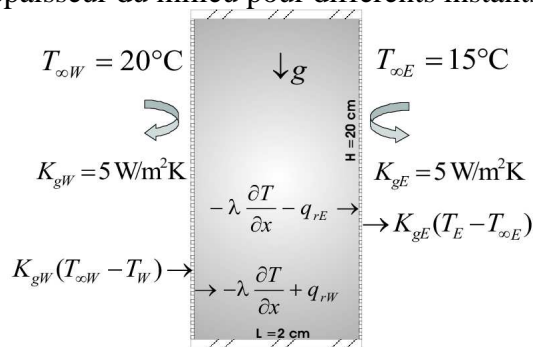


Figure 1 : Schéma descriptif du cas test de validation

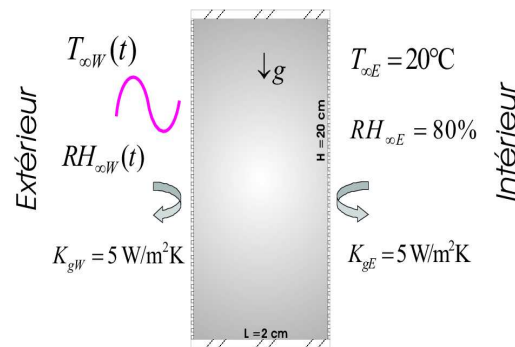


Figure 2 : Conditions aux limites extérieures (données climatiques de Nancy, 15 Décembre)

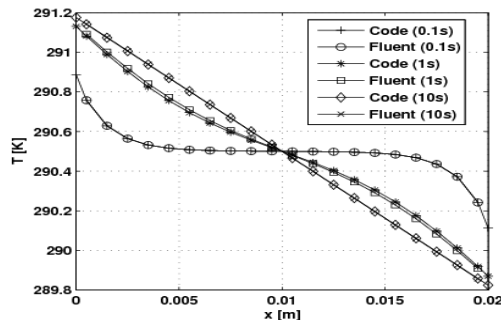


Figure 3 : Profils de température aux différents instants

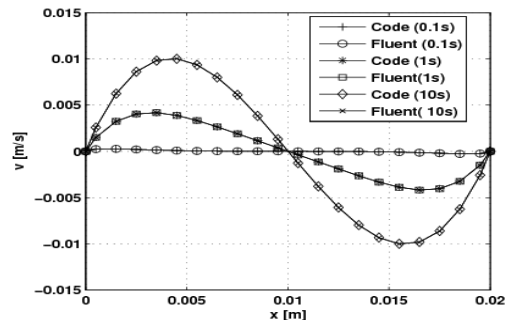


Figure 4 : Profils de la composante verticale de la vitesse v aux différents instants

4.2. Simulation sur une journée

Dans ce cas d'étude, nous considérons une lame d'air soumise à des conditions climatiques réelles d'une journée d'hiver (figure 2). La température de l'air intérieur est fixée à 20 °C avec une humidité relative de 80% et le climat extérieur correspond aux données enregistrées sur une journée entière à Nancy le 15 Décembre.

Le potentiel de transport de vapeur étant l'humidité absolue dans cette étude, il existe donc un couplage entre les conditions aux limites massiques et thermiques au niveau des parois verticales via la pression de saturation.

Les données météorologiques de température et d'humidité relative qui ont servi de conditions aux limites sont représentées sur la figure (5).

En observant l'évolution des flux de chaleur (figure 7) et de vapeur (figure 8) en un point situé à mi-hauteur de la paroi intérieure pour différents modèles, on constate que la non-prise en compte du rayonnement (modèle purement conductif) conduit à une sous-estimation du flux de chaleur perdu de l'intérieur vers l'extérieur et une surestimation du flux de vapeur.

La figure (6) montre l'influence de l'émissivité des parois sur le profil de température à mi-hauteur en fonction de l'épaisseur du milieu et sur le flux de chaleur perdu en fonction du temps. L'homogénéisation du champ thermique induite par le rayonnement réduit le gradient de température (minimisant les effets de convection), et donc le gradient d'humidité absolue également. Cela entraîne une réduction du flux massique de vapeur sur la paroi intérieure. Il est logique d'observer un faible écart entre les flux de chaleur représentés sur la figure (7) pour le troisième modèle (conduction + rayonnement) et le quatrième modèle (conduction + convection + rayonnement) vu que les profils de température correspondants, donnés sur la figure (6), sont quasiment identiques. Par ailleurs, l'importance relative des effets convectifs sur les transferts dépend des valeurs des coefficients d'échange globaux, de l'émissivité des parois (prépondérante dans les échanges) ainsi que de la différence de température ($T_{\infty E} - T_{\infty W}$) entre l'intérieur et l'extérieur.

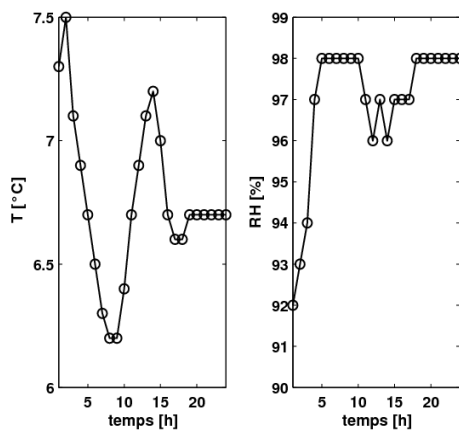


Figure 5 : Conditions climatiques extérieures (Température et humidité relative)

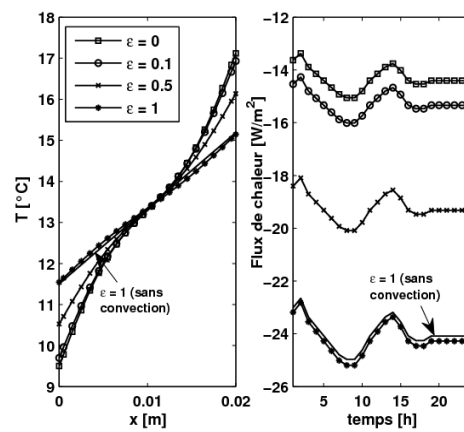


Figure 6 : Températures et flux de chaleur pour différentes valeurs d'émissivité des parois

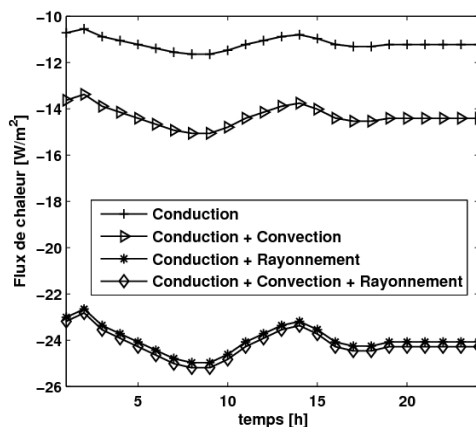


Figure 7 : Flux de chaleur sur la paroi intérieure en fonction du temps

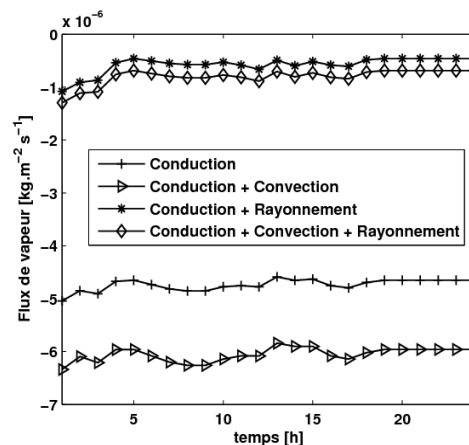


Figure 8 : Flux de vapeur sur la paroi intérieure en fonction du temps

Les phénomènes de condensation de surface ne se produisent pas dans ce problème, la pression de vapeur restant inférieure à celle de saturation. Toutefois, pour certaines

applications, notre modèle peut décrire également ce phénomène à travers la prise en compte du terme relatif à la chaleur latente de changement de phase dans le bilan de transport d'énergie. Le transfert de chaleur par convection naturelle en cavité avec condensation sur une surface a déjà fait l'objet de plusieurs investigations dans la littérature [7]. Toutefois, pour le problème nous intéressant, ce phénomène de condensation reste marginal compte tenu des conditions climatiques en France métropolitaine.

5. Conclusion

Dans cette communication, l'influence de la lame d'air utilisée dans la construction de parois est analysée du point de vue énergétique. Pour ce faire, nous avons développé et validé un code numérique instationnaire de type volumes finis permettant de prédire les mouvements convectifs couplés aux transferts de chaleur et de masse dans une lame d'air constituant de l'enveloppe des bâtiments à ossature en bois. Les résultats de comparaison des différents modes de transfert dans le cas de la lame d'air soumise à des conditions aux limites météorologiques réelles ont permis de constater qu'un modèle sans rayonnement ni transport d'humidité n'est pas représentatif du point de vue quantitatif. Cette étude constitue l'un des volets les plus importants dans le développement d'un outil de simulation de transferts couplés de chaleur et de masse au sein de l'enveloppe, pouvant traiter de façon déterministe toutes les phénomènes physiques mis en jeu. L'une des premières perspectives est l'étude du comportement de la lame d'air sous d'autres configurations (convection forcée en cavité ouverte, parois avec des chicanes). La lame d'air ainsi modélisée sera intégrée au modèle global à l'échelle de l'enveloppe. Un couplage entre ce code et celui résolvant les équations de transport de chaleur et d'humidité dans les matériaux hygroscopiques réels, brièvement présentées dans l'article, est également en cours d'élaboration. Enfin, il est prévu de mener une campagne de validation sur un dispositif expérimental (cellule thermiquement et hygroscopiquement contrôlée dans laquelle seront installées des cloisons types au CRITT Bois à Epinal) en cours de réalisation.

Références

- [1] Wärme- und feuchtetransports in bauteilen. URL <http://www.wufi.de/index.html>.
- [2] M. Modest, Radiative Heat Transfer, second edition, Academic Press, Sans Diego, 2003.
- [3] N. Berour, D. Lacroix, P. Boulet, G. Jeandel, contribution to the improvement of the QUICK scheme for the resolution of convection-diffusion problems, Heat and Mass Transfer 43 (2007) 1075–1085.
- [4] W. Press, S. Teukolsky, W. Vetterling, B. P. Flannery, Numerical recipes in FORTRAN. The art of scientific computing, Cambridge University Press, 1992.
- [5] S. Patankar, Numerical Heat Transfer and Fluid Flow, Hemisphere Publishing Corporation, 1980
- [6] M. Qin, R. Belarbi, A. At-Mokhtar, L.-O. Nilsson, Coupled heat and moisture transfer in multilayer building materials, Construction Building Mat. 23 (2009) 967–975.
- [7] N. Laaroussi, G. Lauriat, Conjugate thermosolutal convection and condensation of humid air in cavities, Int. J. Thermal Sci. 47 (2008) 1571–1586.

Remerciements

Ce travail s'inscrit dans le cadre du Programme de Recherche et d'expérimentation sur l'Energie dans le Bâtiment (PREBAT) et est financé par l'ADEME et l'Etat dans le cadre de l'ANR Transbatibois (Transferts dans les parois des bâtiments bois) contrat n°A0704C0107.