



MODELISATION DU TRANSFERT D'AIR, DE MASSE ET DE CHALEUR AUX TRAVERS DE PAROIS MULTICOUCHES

Yacine Aït Oumeziane, Marjorie Bart, Sophie Moissette, Christophe Lanos

► To cite this version:

Yacine Aït Oumeziane, Marjorie Bart, Sophie Moissette, Christophe Lanos. MODELISATION DU TRANSFERT D'AIR, DE MASSE ET DE CHALEUR AUX TRAVERS DE PAROIS MULTICOUCHES. Xème Colloque Interuniversitaire Franco-Québécois sur la Thermique des Systèmes, Jun 2011, Canada. hal-01004801

HAL Id: hal-01004801

<https://hal.science/hal-01004801>

Submitted on 11 Jun 2014

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

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

CIFQ2011 / CONVECTION 03

MODELISATION DU TRANSFERT D'AIR, DE MASSE ET DE CHALEUR AUX TRAVERS DE PAROIS MULTICOUCHES

Yacine **Aït Ouméziane**^{a*}, Marjorie **Bart**^a, Sophie **Moissette**^a, Christophe **Lanos**^a

^a UEB, INSA, LGCGM Laboratoire de Génie Civil et Génie Mécanique, Rennes, France

RÉSUMÉ

Les constructions à faible impact environnemental à structure poreuse connaissent actuellement un véritable essor. Le développement de modèles numériques capables de prévoir leur comportement hygrothermique s'avère être un outil précieux. Le modèle développé traite des échanges de masse, de chaleur et d'air au sein de matériaux poreux dans différentes configurations et soumis à des conditions climatiques diverses. Au travers de cinq cas tests numériques issus d'un benchmark international HAMSTAD, un modèle de calcul développé sous COMSOL Multiphysics est présenté. Ce logiciel de calcul par éléments finis est adapté à la résolution de systèmes d'équations différentielles fortement couplées appliqués à des structures multicouches et multidimensionnelles rencontrées dans l'enveloppe des bâtiments. La cohérence des résultats obtenus pour les cas tests nous permet de valider notre modèle.

Mots Clés : modélisation, transferts hygrothermiques, multicouches, variations climatiques, HAMSTAD WP2

NOMENCLATURE

Symboles :

C	capacité thermique massique, $\text{J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$
C _p	capacité thermique massique à pression constante, $\text{J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$
g _a	densité de flux d'air, $\text{kg.m}^{-2}.\text{s}^{-1}$
g _l	densité de flux d'eau liquide, $\text{kg.m}^{-2}.\text{s}^{-1}$
g _v	densité de flux de vapeur, $\text{kg.m}^{-2}.\text{s}^{-1}$
h	coefficient d'échange thermique, $\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$
H	enthalpie du matériau humide, J.m^{-3}
k _l	perméabilité du matériau à l'eau liquide, m^2
k _g	perméabilité du matériau au mélange gazeux, m^2
K	conductivité liquide, $\text{kg.m}^{-1}.\text{s}^{-1}.\text{Pa}^{-1}$
I _v	chaleur latente de vaporisation, kJ.kg^{-1}
M	masse molaire, g.mol^{-1}
p	pression partielle, Pa
P	pression totale, Pa
p _{sat}	pression partielle de vapeur saturante, Pa
p _k	pression de succion, Pa
q	densité de flux de chaleur, W.m^{-2}
r	rapport de mélange, -
R _{H2O}	constante de gaz parfait de la vapeur d'eau, $\text{J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$
S	terme source, W.m^{-3}
t	temps, s
T	température, K
V	vitesse de l'air, m.s^{-1}
w	teneur en eau, kg.m^{-3}
x	coordonnée spatiale, m

Lettres grecques :

φ	humidité relative, -
β	coefficient d'échange de masse, s.m^{-1}
ρ	masse volumique, kg.m^{-3}
λ	conductivité thermique du matériau humide, $\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$
δ _a	perméabilité à la vapeur de l'air, $\text{kg.m}^{-1}.\text{s}^{-1}.\text{Pa}^{-1}$
δ _{air}	perméabilité à l'air du matériau, $\text{kg.m}^{-1}.\text{s}^{-1}.\text{Pa}^{-1}$
δ _p	perméabilité à la vapeur du matériau humide, $\text{kg.m}^{-1}.\text{s}^{-1}.\text{Pa}^{-1}$
μ	facteur de résistance à la diffusion, -
μ _l	viscosité dynamique de l'eau liquide, $\text{kg.m}^{-1}.\text{s}^{-1}$
μ _g	viscosité dynamique de l'air, $\text{kg.m}^{-1}.\text{s}^{-1}$

Indices / Exposants :

0	matériau à l'état sec
a	air
atm	atmosphérique
cond	conductif
conv	convectif
diff	diffusif
g	mélange gazeux air + vapeur d'eau
l	liquide
v	vapeur
w	eau

* auteur correspondant

Adresse électronique : yacine.aitoumeziane@univ-rennes1.fr

1. INTRODUCTION

Un modèle numérique unidimensionnel de transfert de masse et de chaleur, basé sur les travaux de Künzel [1] a été développé au laboratoire. Le modèle est comparé à d'autres modèles existants au travers de 5 cas tests issus d'un benchmark international HAMSTAD WP2 [2] et [3]. Cette comparaison a pour but de valider le modèle. Seuls 4 cas sont présentés dans cet article. Le cas test 2 a déjà fait l'objet d'une publication de notre laboratoire [4]. Les participants au benchmark sont :

- l'université de Louvain (Belgique), KUL
- l'université de technologie Chalmers (Suède), CTH
- l'organisation néerlandaise de la recherche scientifique appliquée (Pays bas), TNO/Technion
- l'université de Dresde (Allemagne), TUD
- le Conseil National de Recherches (Canada), NRC

2. PRESENTATION DU MODELE

2.1. Hypothèses – équations générales

Le modèle présenté ici se limite à la modélisation du transfert d'air, de chaleur et d'humidité en régime instationnaire au sein d'un milieu poreux en configuration 1D. L'absence de réaction chimique à l'intérieur des matériaux (osmose) est supposée. Le contact aux interfaces, dans le cadre de parois multicouches, est considéré parfait. Enfin, le domaine de température utilisé ($>0^{\circ}\text{C}$) exclut la présence de gel dans la gamme d'humidité relative étudiée.

Les potentiels gouvernant les transferts de chaleur et de masse choisis sont la température T et l'humidité relative ϕ définie par :

$$\phi = \frac{p}{p_{\text{sat}}} \quad (1)$$

Dans la perspective d'une implémentation numérique, ce choix s'avère particulièrement judicieux dans la mesure où les potentiels T et ϕ restent continus au niveau des interfaces et des surfaces externes ce qui n'est pas le cas de la teneur en eau par exemple.

2.2. Equation de la chaleur

Sous les hypothèses définies précédemment au § 2.1, l'équation de conservation de chaleur s'écrit :

$$\frac{\partial H}{\partial t} = -\frac{\partial q}{\partial x} + S \quad (2)$$

Sans apport de chaleur extérieur, le terme source S est nul. Le terme $\partial H / \partial t$ correspond à l'accumulation de chaleur au sein du matériau humide.

L'enthalpie totale H s'écrit :

$$H = \rho_0 \cdot C^* \cdot T \quad (3)$$

avec C^* la capacité thermique massique équivalente qui s'exprime par :

$$C^* = C_0 + \frac{w}{\rho_0} C_l \quad (4)$$

La densité de flux chaleur peut être décomposée en 2 termes : d'une part le terme conductif et d'autre part le terme convectif soit :

$$q = q_{\text{cond}} + q_{\text{conv}} \quad (5)$$

La densité de flux de chaleur q_{cond} due à la conduction est explicitée par la loi de Fourier :

$$q_{\text{cond}} = -\lambda \cdot \frac{\partial T}{\partial x} \quad (6)$$

Le flux convectif q_{conv} est lié au transport de chaleur par l'air (1^{er} terme), la vapeur d'eau (2^{ème} terme) et l'eau liquide (3^{ème} terme) et également au flux d'enthalpie dû au mouvement d'humidité et au changement de phase vapeur/eau liquide (dernier terme). Il peut alors s'écrire :

$$q_{\text{conv}} = (C_{pa} T) g_a + (C_{pv} T) g_v + (C_{pl} T) g_l + l_v g_v \quad (7)$$

Compte tenu des relations (2), (3), (5), (6) et (7), l'équation de conservation de la chaleur prend alors la forme suivante :

$$\rho_0 C^* \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \left(C_{pv} T + l_v \right) \frac{\partial}{\partial x} (g_v) + C_{pl} T \frac{\partial}{\partial x} (g_l) + C_{pa} T \frac{\partial}{\partial x} (g_a) + S \quad (8)$$

Les termes g_a , g_v et g_l désignent les densités de flux respectivement d'air, de vapeur et de liquide et sont explicités dans le paragraphe suivant.

2.3. Equations de conservation de la masse

Sous les hypothèses définies précédemment au § 2.1, l'équation de conservation de masse s'écrit :

$$\frac{\partial w}{\partial t} = -\frac{\partial}{\partial x} (g_l + g_v) \quad (9)$$

De manière générale, une densité de flux g peut être décomposé en 2 termes de convection et de diffusion :

$$g = g_{\text{diff}} + g_{\text{conv}} \quad (10)$$

2.3.1. Densité de flux de vapeur

La diffusion de vapeur d'eau dans l'air, en supposant que l'air humide est un gaz parfait, est décrite suivant la loi de Fick. Si le matériau offre des pores de petite taille, le phénomène d'effusion peut être pris en compte par l'introduction d'un facteur de résistance de diffusion noté μ . La relation (11) exprime ainsi la densité de flux de vapeur :

$$g_{v,diff} = -\frac{\delta_a}{\mu} \cdot \frac{\partial p_v}{\partial x} = -\delta_p \cdot \frac{\partial p_v}{\partial x} \quad (11)$$

En ce qui concerne la partie convective, la vapeur est transportée par le flux d'air à travers le matériau. On exprime alors :

$$g_{v,conv} = \rho_a r V \quad (12)$$

Le rapport de mélange d'un volume d'air désigne le rapport de la masse de vapeur d'eau qu'il contient à la masse d'air sec. Il s'exprime en fonction de la pression partielle de vapeur par :

$$r = \frac{M_v}{M_a} \frac{p_v}{P_{atm} - p_v} \quad (13)$$

Sur les plages d'utilisation de température et d'humidité relative que l'on rencontre, $P_{atm} \gg p_v$ et le rapport des masses molaires de la vapeur d'eau sur l'air sec étant de 0.622, il est habituel d'utiliser la relation simplifiée suivante [5]:

$$r = 0.622 \frac{p_v}{P_{atm}} = 0.622 \frac{p_{sat} \phi}{P_{atm}} \quad (14)$$

Au bilan, la densité de flux de vapeur totale s'écrit :

$$g_v = -\delta_p \cdot \left(\frac{\partial(\phi p_{sat})}{\partial x} \right) + \rho_a 0.622 \frac{p_{sat} \phi}{P_{atm}} V \quad (15)$$

2.3.2. Densité de flux liquide

Basé sur la loi de Darcy décrivant l'écoulement laminaire à travers des milieux poreux saturés, le transfert diffusif d'eau liquide s'écrit :

$$g_{l,diff} = -K \frac{\partial p_k}{\partial x} \quad (16)$$

La pression capillaire p_k (ou pression de succion) est liée à l'humidité relative par la loi de Kelvin :

$$\phi = \exp\left(\frac{-p_k}{\rho_w R_{H_2O} T}\right) \quad (17)$$

La relation (19) peut alors s'écrire :

$$g_{l,diff} = -K \rho_w R_{H_2O} \frac{T}{\phi} \cdot \frac{\partial \phi}{\partial x} - K \rho_w R_{H_2O} \ln(\phi) \cdot \frac{\partial T}{\partial x} \quad (18)$$

La densité de flux liquide n'est prépondérante que lorsque le matériau est complètement saturé.

2.3.3. Densité de flux d'air

La densité de flux d'air convective s'écrit :

$$g_{a,conv} = \rho_a V \quad (19)$$

Par analogie avec l'expression de la densité de flux diffusif de la vapeur d'eau, on écrit la densité de flux de masse d'air diffusif :

$$g_{a,diff} = \delta_{air} \frac{\partial p_a}{\partial x} \quad (20)$$

où δ_{air} est la perméabilité du matériau à l'air dont la définition est :

$$\delta_{air} = \rho_a \frac{k_g}{\mu_a} \quad (21)$$

D'après la loi de proportionnalité de Poiseuille qui relie le gradient de pression partielle de l'air à la vitesse en milieu poreux [6], on a :

$$V = \frac{k_g}{\mu_a} \text{div}(p_a) = \frac{k_g}{\mu_a} \frac{\partial p_a}{\partial x} \quad (22)$$

Ainsi, compte-tenu des équations (19) à (22), le flux d'air s'écrit :

$$g_a = g_{a,conv} + g_{a,diff} = 2\rho_a \frac{k_g}{\mu_a} \frac{\partial p_a}{\partial x} \quad (23)$$

Or, d'après l'équation de conservation de la masse d'air sec :

$$\frac{\partial \rho_a}{\partial t} + \text{div}(g_a) = 0 \quad (24)$$

Du fait des faibles vitesses de l'air, on suppose que l'air est incompressible à travers la paroi, ce qui implique que :

$$\text{div}(g_a) = 0 \quad (25)$$

d'où,

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(2\rho_a \frac{k_g}{\mu_a} \frac{\partial p_a}{\partial x} \right) = 0 \Rightarrow \frac{\partial(V)}{\partial x} = 0 \quad (26)$$

En conséquence de la relation (26), il vient :

$$V = \frac{k_g}{\mu_a} \frac{\Delta p_a^\kappa}{e} \quad (27)$$

où κ est pris égal à 1 pour un écoulement laminaire et à 0.5 pour un écoulement turbulent et e désigne l'épaisseur de la paroi.

Compte-tenu du fait que la pression partielle de vapeur p_v est très nettement inférieure à la pression totale P , on peut écrire à partir de la loi de Dalton :

$$p_a = P - p_v \approx P \quad (28)$$

Au final, dans les configurations que l'on rencontre au niveau des enveloppes de bâtiments, il vient :

$$V = \frac{k_g}{\mu_a} \frac{\Delta P}{e} \quad (29)$$

Les équations de conservation de masse d'eau et d'air nous fournissent donc :

$$\begin{cases} \frac{dw}{d\varphi} \frac{\partial \varphi}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\delta_p p_{sat} \frac{\partial \varphi}{\partial x} + \delta_p \varphi \frac{dp_{sat}}{dT} \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial x} \left(K \rho_w R_{n20} \frac{T}{\varphi} \cdot \frac{\partial \varphi}{\partial x} + K \rho_w R_{n20} \ln(\varphi) \cdot \frac{\partial T}{\partial x} \right) \\ - \rho_a \frac{0,622 k_g}{p_{atm} \mu_a} \frac{\Delta P}{e} \left(p_{sat} \frac{\partial \varphi}{\partial x} + \varphi \frac{dp_{sat}}{dT} \frac{\partial T}{\partial x} \right) \\ \frac{\partial}{\partial x} \left(\rho_a \frac{k_g}{\mu_a} \frac{\Delta P}{e} \right) = 0 \end{cases} \quad (30)$$

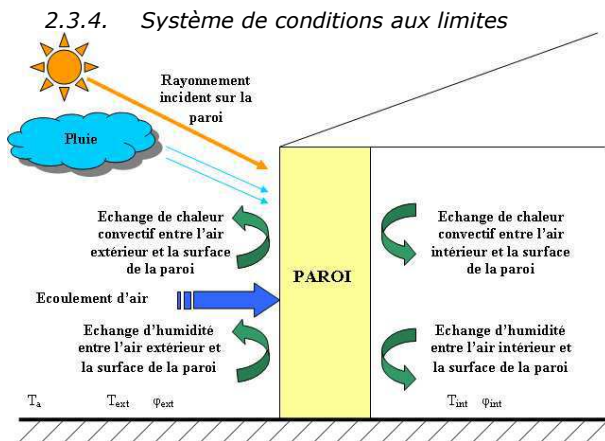


Figure 1 : Schéma des échanges de surface

2.3.5. Résolution numérique

Le modèle a été développé sous COMSOL Multiphysics, logiciel de calcul par éléments finis adapté à la résolution de systèmes d'équations différentielles instationnaires fortement couplées appliqués à des structures multicouches.

3. VALIDATION DU MODELE

3.1. Propriétés des matériaux

Quel que soit le cas test traité, des lois de comportement similaires sont adoptées pour caractériser les propriétés des matériaux considérés. On se contentera dans cet article de simplement les décrire de manière générale. Le lecteur intéressé pourra se référer au document d'Hagentoft [3].

L'isotherme de sorption utilisée dans le benchmark décrit une équation de type Van Genuchten [3] :

$$w = w_{sat} \sum_{i=1}^N k_i \left(1 + (cp_k)^n \right)^{\left(\frac{1-n}{n} \right)} \quad (31)$$

w_{sat}	Teneur en eau à saturation	kg.m^{-3}
k_i	Facteur de pondération	-
N	Nombre de modes de l'équation	-
c	Facteur de calage	-
n	Facteur de calage	-

Tableau 1

Les conductivités thermique et liquide ainsi que la perméabilité à la vapeur sont des fonctions de la teneur en eau.

Ainsi, la conductivité thermique a pour expression :

$$\lambda = \lambda_w + (\lambda_d - \lambda_w) \frac{w_{sat} - w}{w_{sat}} \quad (32)$$

λ_w	Conductivité thermique du matériau saturé	$\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$
λ_d	Conductivité thermique du matériau sec	$\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$

Tableau 2

La perméabilité à la vapeur a pour expression :

$$\delta_p = \frac{26.1 \times 10^{-6}}{\mu_d} \frac{M_w}{RT} \frac{1 - \frac{w}{w_{sat}}}{(1 - \psi) \left(1 - \frac{w}{w_{sat}} \right)^2 + \psi} \quad (33)$$

26.1×10^{-6}	Diffusivité vapeur de l'air au repos	$\text{m}^2.\text{s}^{-1}$
μ_d	Facteur de résistance à la vapeur du matériau	-
Ψ	Facteur lié à la structure porale du matériau	-

Tableau 3

Enfin, la conductivité liquide a pour expression :

$$K = \exp \left[\sum_{i=0}^n a_i \left(\frac{w}{\rho_w} \right)^i \right] \quad (34)$$

où les a_i sont des facteurs de calage.

Les autres propriétés thermophysiques telles que la densité du matériau à l'état sec, la capacité thermique massique du matériau et la perméabilité à l'air sont précisées pour chaque étude.

3.2. Cas test 1

Le premier exercice du benchmark s'apparente à l'étude du comportement hygrothermique d'un toit isolé. Il traite de la condensation interne qui a lieu à la surface de contact entre 2 matériaux (cf. figure 2).

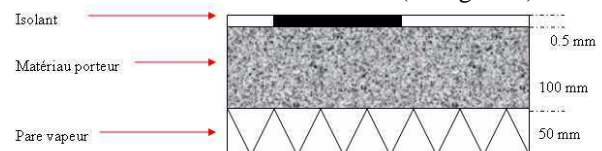


Figure 2 : Coupe de la toiture -Cas test 1-

Ces derniers ont des propriétés thermiques et hydriques différentes : l'un est un matériau porteur qui autorise le transfert d'eau liquide en son sein alors que l'autre est un matériau isolant dont la résistance à un écoulement liquide est infini. En outre, les conductivités

thermiques des 2 matériaux diffèrent d'un facteur 50 en conditions sèches.

La simulation dure 5 années. Les températures et humidités relatives intérieures et extérieures sont variables en fonction du temps. Cependant, elles sont établies sur une année puis répétées pour les années suivantes.

La température initiale est de 10°C, l'humidité relative dans le matériau porteur de 99.24% et dans l'isolant de 59.97%. Les conditions initiales d'humidité différentes représentent la difficulté numérique de cet exercice.

Les résultats ci-après (cf. figure 3) ne sont présentés qu'au terme de la première année et montrent une bonne concordance du modèle développé ici par rapport aux autres modèles numériques.

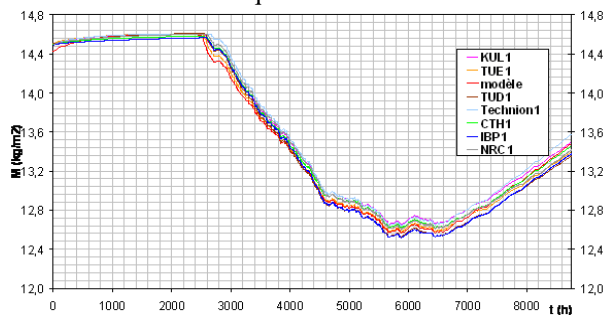


Figure 3: Teneur en eau totale intégrée sur l'épaisseur de la couche de matériau support au terme de la première année

3.3. Cas test 3

Cet exercice traite du transfert d'air à travers une paroi (cf figure 4). Les transferts d'humidité sont essentiellement dus ici au flux d'air traversant la paroi mais également aux gradients de pression partielle de vapeur et de température entre les 2 côtés du mur. La différence de pression totale entre l'extérieur et l'intérieur est donnée sur la figure 5.

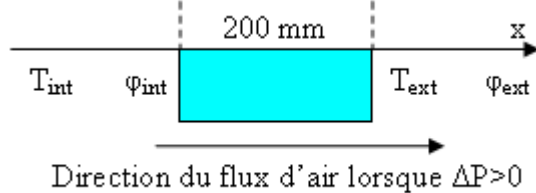


Figure 4 : Coupe de la paroi -Cas test 3-

La durée de la simulation est de 100 jours. La température initiale est de 10°C et l'humidité relative initiale est de 95%.

La vitesse de l'air préconisée a pour expression : $V = C \cdot \Delta P$ où C représente la perméabilité du matériau à l'air. Cette dernière est choisie constante et a pour valeur $3.10^{-5} \text{ m.s}^{-1}.\text{Pa}^{-1}$, valeur équivalente à la perméabilité à l'air d'un matériau telle la laine minérale.

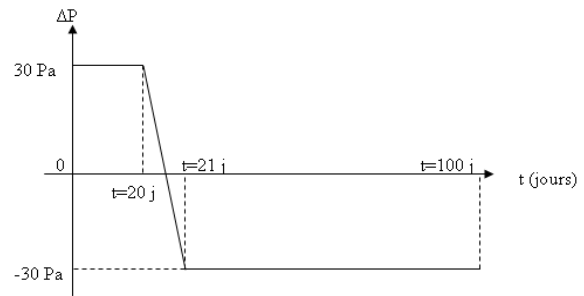


Figure 5 : Evolution de la différence de pression totale

Les résultats présentés ci-après (cf. figure 6) sont présentés à une position $x = 0.05\text{m}$ à l'intérieur de la paroi au terme des 100 jours.

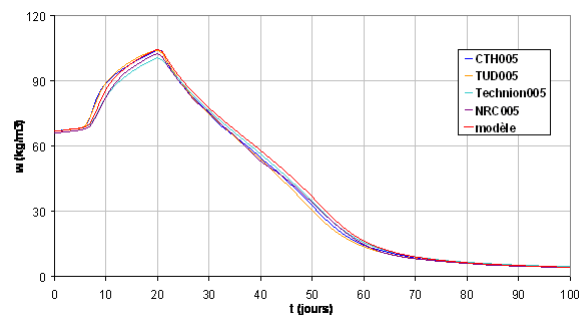


Figure 6 : Distribution de w en $x=0.05 \text{ m}$

On note que l'évolution de la teneur en eau est tributaire de l'orientation de l'écoulement d'air à travers la paroi. Le transport de l'humidité par l'écoulement d'air est ici prépondérant. Ce phénomène est bien pris en compte dans la simulation numérique.

3.4. Cas test 4

Le cas test 4 est sans nul doute le plus contraignant à simuler puisque la paroi est soumise à de fortes variations climatiques. En particulier, la présence d'eau sous forme liquide au niveau de la paroi extérieure susceptible d'être rencontrée notamment en cas de pluie doit être traitée.

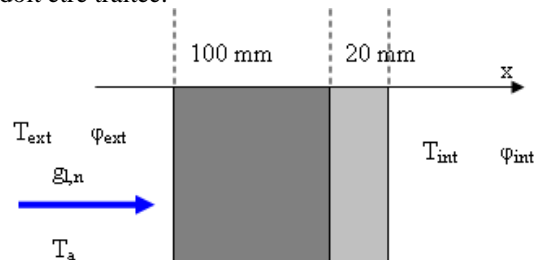


Figure 7 : Coupe de la paroi – Cas test 4-

La durée de la simulation est de 5 jours. La température initiale est de 20°C et l'humidité relative initiale est de 40.99%.

Les résultats de la simulation sont présentés ci-après au niveau des surfaces extérieure et intérieure de la paroi (cf. figures 8 et 9). La présence d'eau sur la

surface extérieure entraîne une saturation du matériau qui atteint alors sa teneur en eau maximale. Le traitement spécifique de la saturation de surface (pluie) se fait par changement des conditions de 3^{ème} espèce (type Neumann) décrivant le flux liquide entrant aux conditions de 1^{ère} espèce (type Dirichlet) qui impose une humidité relative de surface égale à 1. Les résultats obtenus attestent de la capacité du modèle proposé à gérer les conditions climatiques les plus sévères.

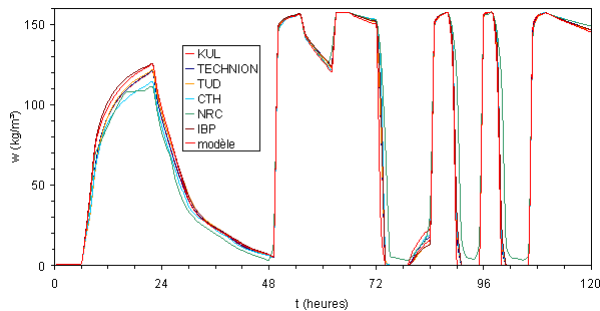


Figure 8 : Profil de teneur en eau au niveau de la surface extérieure

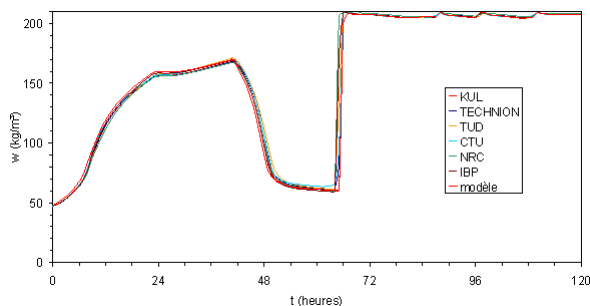


Figure 9: Profil de teneur en eau au niveau de la surface intérieure

3.5. Cas test 5

Le dernier exercice du benchmark (cf. figure 10) est relatif au comportement hygrothermique d'une paroi multicouche composée de matériaux aux propriétés différentes.

La durée de la simulation est de 60 jours. La température initiale est de 25°C et l'humidité relative initiale est de 60%.

Les résultats obtenus sur la figure 11 sont présentés sur une partie de l'épaisseur de la paroi au terme des 60 jours.

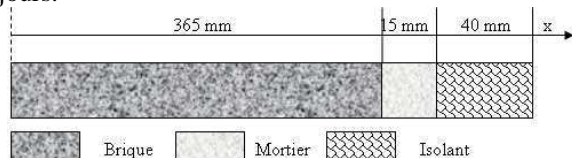


Figure 10 : Coupe de la paroi -Cas test 5-

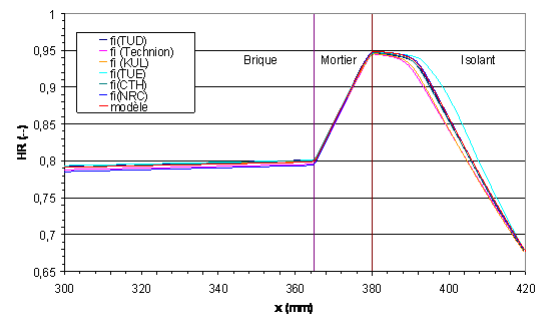


Figure 11 : Distribution de l'humidité relative

Le choix de la variable ϕ garantit la continuité de ce potentiel aux interfaces. Ainsi, aucun traitement numérique particulier n'est nécessaire pour la modélisation de parois multicouches. Dans ce cas test, les propriétés thermohydriques diffèrent fortement d'un matériau à l'autre. Le modèle reproduit correctement les réponses des différents matériaux vis à vis des sollicitations extérieures.

4. CONCLUSION

La bonne concordance obtenue pour l'ensemble des cas tests étudiés certifie de la performance du modèle implémenté et de l'efficacité du logiciel de résolution numérique COMSOL Multiphysics. Ainsi, notre modèle reproduit correctement les profils de température et d'humidité pour des parois multicouches soumises à diverses variations climatiques notamment les flux d'air et la présence de pluie. Il nous permet ainsi d'envisager sereinement sa confrontation à une application expérimentale sur une paroi en béton de chanvre.

RÉFÉRENCES

- [1] KUNZEL, H.M, « Simultaneous heat and moisture transport in building components », Fraunhofer IRB Verlag Stuttgart, ISBN 3-8167-4103-7, (1995)
- [2] HAGENTOFT C-E., « Hamstad WP2 Modeling V4 », Dept. of Building Physics, Chalmers University of Technology, octobre 2001
- [3] HAGENTOFT C-E., « Final report : Methodology of HAM-modelling », Dept. of Building Physics, Chalmers University of Technology, décembre 2002.
- [4] MOISSETTE, S, BART, M, « Validation d'un modèle numérique 1D de transfert de masse et de chaleur », LGCGM, INSA Rennes, AUGC 03/40, 2009.
- [5] TARIKU, F, KUMAR, K, FAZIO, P, « Transient model for couple heat, air and moisture transfer through multilayered porous media », International journal of heat and mass transfer, 2009.
- [6] LEFEBVRE, R, « Ecoulement multiphase en milieu poreux », automne 2006