

Phénomènes de transfert thermique dans les Produits Multicouches Réflecteurs (PMR) : une étude numérique et expérimentale

Lazaros MAVROMATIDIS^{1*}, Mohamed EL MANKIBI², Pierre MICHEL³, Mat SANTAMOURIS⁴

1. Architecte-Ingénieur de NTUA, Boursier de la fondation “Alexander S. Onassis”, Etudiant Phd, Université de Lyon, ENTPE, CNRS FRE 3237, Département Génie Civil et Bâtiment, Laboratoire des Sciences de l’Habitat, Rue Maurice Audin, F-69120, Vaulx-en-Velin Cedex, France, Tel. +33 4 72 04 71 52.

2. Ingénieur PhD, Université de Lyon, ENTPE, CNRS FRE 3237, Département Génie Civil et Bâtiment, Laboratoire des Sciences de l’Habitat.

3. Professeur - Chef du Département Génie Civil et Bâtiment, Université de Lyon, ENTPE, CNRS FRE 3237, Département Génie Civil et Bâtiment, Laboratoire des Sciences de l’Habitat.

4. Professeur, National Kapodistrian University of Athens, Physics Department, Group Building Environmental Research, Panepistimioupolis, Building Physics 5, 15784, Athens, Zografou, Greece.

*(auteur correspondant: lazaros.mavromatidis@entpe.fr)

Résumé : Ce travail résume une proposition, tant sur le plan théorique qu’au niveau expérimental, d’un cadre de définition et de détermination des performances thermiques des PMR. La modélisation numérique présentée ici prend notamment en compte les échanges conductifs au sein des différents matériaux (selon leur nature), les échanges convectifs aux surfaces extérieures et les échanges radiatifs qui sont particulièrement modélisés en utilisant la méthode de l’approximation à deux flux. Pour diverses configurations testées, la modélisation numérique s’avère être en excellente cohérence avec le modèle réel.

Nomenclature

R	résistance thermique [$m^2 K W^{-1}$]	l	longueur de chaque section [m]
S	surface de l’échantillon [m^2]	f	la fraction volumique des fibres
ΔT	différence de température de surface [K]	R	rayon d’une fibre [m]
T	température [K]	h_o, h_i	coefficients de transfert de chaleur équivalente par convection et par rayonnement aux limites [$W/(K m^2)$]
t	temps [sec]		
ρc	capacité Thermique Volumétrique [$J/(m^3 K)$]	<i>Symboles grecs</i>	
k	conductivité Thermique [$W/(K m)$]	Φ	flux mesuré qui traverse la paroi [W]
x	la coordonnée spatiale à travers l’épaisseur d’isolation [m]	Δx	distances entre les interfaces des volumes finies [m]
q_r	le flux radiant total en W/m^2 où $q_r = F^+ - F^-$	δx	distances entre les points de grille [m]
F^+, F^-	les flux radiants incidents qui se développent respectivement vers le côté chaud et le côté froid du matériau [W/m^2]	ε	émissivité
		β	coefficient d’absorption [m^{-1}]
		σ	constante de Stefan-Boltzmann [$5,6704 \cdot 10^{-8} Wm^{-2}K^{-4}$]

1. Introduction

Les produits multicouches réflecteurs (PMR), apparus sur le marché français depuis quelques années, font aujourd’hui l’objet d’un débat scientifique et technologique portant sur

leurs performances thermiques, qui trouve sa source dans la difficulté à définir des modalités de caractérisation de leurs performances réelles. Ces matériaux sont constitués d'un empilement de couches isolantes de faible épaisseur (mousses, laines végétales, etc) et de couches réfléchissantes minces (quelques dizaines de microns au maximum). A contrario des isolants thermiques traditionnels dont la conductivité thermique équivalente dépend fortement des échanges radiatifs, leur performance résulte notamment du bilan des échanges radiatifs (grandes longueurs d'onde) entre couches réfléchives et surfaces extérieures ([1] Rotari, 2008). Ce travail de recherche, a débuté en utilisant un dispositif expérimental de type boîte chaude gardée, afin de caractériser quelques produits actuellement fabriqués par diverses entreprises. Après cette première phase une modélisation analytique et numérique des phénomènes de transfert thermique dans les PMR a été effectuée. L'objectif visé est de disposer d'un modèle numérique permettant d'accélérer la phase d'optimisation des produits en réservant les tests expérimentaux –lourds et coûteux en temps- aux cas essentiels.

2. Etude expérimentale

2.1 Mesures dans une Boîte Chaude Gardée

Le principe d'une Boîte Chaude Gardée consiste à placer l'échantillon (3) dont on souhaite mesurer la résistance thermique globale entre une enceinte chaude (2), dotée d'une résistance chauffante entouré d'un anneau de garde thermique (1), et une enceinte froide (4) équipée d'un groupe froid thermodynamique (Figure 1). Les tests sont menés en régime permanent établi sur une durée suffisante pour déterminer une valeur stable de la résistance thermique. Un écart de température supérieur ou égal à $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ est imposé entre les deux enceintes du dispositif. Cet équipement est conçu pour maîtriser les pertes thermiques, et en particulier les risques de ponts thermiques en ayant une surface effective de mesure de $1.7 \times 1.7\text{ m}$. La mesure des températures permet de déterminer par calcul la résistance thermique de l'échantillon testé en employant la relation $R=(S \cdot \Delta T)/\Phi$.

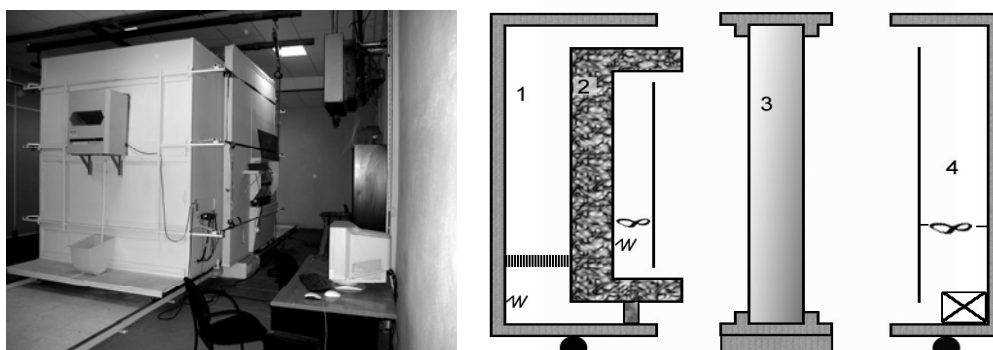


Figure 1 : Dispositif expérimental et schéma de principe du dispositif « Boîte Chaude » : 1. Garde Thermique ; 2. Caisson de mesure et zone d'ambiance chaude ; 3. Eprouvette et porte éprouvette ; 4. Zone d'ambiance froide.

2.2. Chaîne de régulation

Conformément à la norme « NF EN ISO 8990 », 120 capteurs PT 100 avec une résolution de $0,1\text{ }^{\circ}\text{C}$ « norme IEC classe B » (voir figure 2) ont été installés sur l'échantillon et dans les différents caissons ([2] Jung ; El Mankibi ; Michel, 2008). Deux résistances chauffantes ont été installées dans le caisson de mesure (80 W) et dans le caisson de garde (250 W). Quatre

ventilateurs ont aussi été installés dans le caisson de garde afin d'homogénéiser les températures d'air. Pour qu'on puisse affranchir des problèmes que poserait le courant alternatif lors de la mesure des puissances de chauffage, une source de courant continu (0-220V) pilotée par une tension 0-5V a été intégrée au dispositif. La mesure de la puissance de chauffage injectée dans le caisson de mesure se fait par un convertisseur de puissance (0-150 W) d'une précision égale à 0,25% de la pleine échelle (Figure 2).



Figure 2 : Capteur de température de surface PT 100 ; Convertisseur de puissance et son câblage ; Capteur de température d'air.

3. Etude numérique

Dans cette étude, nous nous sommes concentrés à la modélisation des matériaux à la fois optiquement épais et optiquement minces. C'est pourquoi l'équation de la conservation de l'énergie ([3] Ozisik, 1973) est transformé ([4] Ning Du et al 2008; [5] Daryabeigi 2002) en utilisant l'approximation à deux flux (Milne - Eddington approximation) dans:

$$\rho c \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial T}{\partial x} \right) - \frac{\partial q_r}{\partial x} \quad q_r = (F^+ - F^-) \Rightarrow \rho c \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial T}{\partial x} \right) - \frac{\partial (F^+ - F^-)}{\partial x} \quad (1)$$

Afin de résoudre ce problème, deux conditions aux limites et un état initial sont nécessaires. Un profil de température linéaire à travers l'épaisseur de la paroi a été prise à l'instant $t = 0$ qui est la condition initiale du problème [$T(x, 0) = T_{t=0}(x)$]. Les conditions aux limites sur les limites chaude et froide du complexe d'isolation sont les suivants:

$$h_0 (T_0(t) - T_{x=0}(t)) = -k \frac{\partial T}{\partial x} \Big|_{x=0} \quad , \quad h_i (T_{x=L}(t) - T_i(t)) = -k \frac{\partial T}{\partial x} \Big|_{x=L} \quad (2)$$

Le coefficient de transfert de chaleur prend en compte le transfert de chaleur entre les limites du complexe d'isolation et l'air ambiant $T_0(t)$ et $T_i(t)$ à la fois par convection et rayonnement. La 1^{ère} limite du complexe (limite chaude) est désignée par 0, alors que la 2^{ème} limite (limite froide) est notée L, tandis que $T_0(t)$ sont les valeurs de la température de l'air mesurée dans la chambre chaude de la boîte chaude gardée et $T_i(t)$ sont les valeurs de la température de l'air mesurée dans la chambre froide de la boîte chaude. Finalement, on compare les résultats simulés avec les valeurs des températures surfaciques $T_{x=0}(t)$ et $T_{x=L}(t)$ mesurées aux interfaces de la paroi-éprouvette (Figure 3).

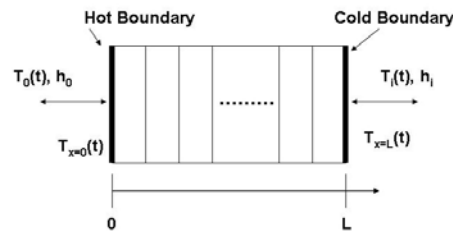


Figure 3 : Une représentation schématique du domaine du modèle.

L'avantage d'utiliser l'approximation à deux flux est que, même si les isolants fibreux typiques couramment utilisés sont d'habitude optiquement épais, le modèle présenté ici ne se

limite pas aux matériaux optiquement minces ou épais ([5] Daryabeigi 2002). Pour cette raison l'approximation à deux flux est considérée comme une technique appropriée pour les entretoises isolantes fibreuses utilisées au sein des PMR extrêmement minces, qui ne tombent pas dans la catégorie des matériaux optiquement épais. Cette méthode a été récemment utilisée, entre autres, par [5] Daryabeigi (2002), [4] Ning Du et al (2008), [6] Bai Dan et Fan Xu-Ji (2007), [7] Zhang et al (2008) afin de calculer le transfert de chaleur par rayonnement au sein des isolants fibreux, tandis que la même méthode a été utilisée par [8] Daryabeigi (2001) et [9] Zhao et al (2009) pour calculer le transfert de chaleur par rayonnement au sein des isolants fibreux soumis à des conditions de chauffage aérodynamique. Donc, selon [4] Ning Du et al (2008) l'atténuation du flux de rayonnement est donné par:

$$\frac{\partial F^+}{\partial x} = -\beta F^+ + \beta \sigma T^4(x), \quad \frac{\partial F^-}{\partial x} = +\beta F^- - \beta \sigma T^4(x) \quad (3)$$

Une esquisse du système multicouche composé de N sections (blocs de rayonnement / radiation blocks) est présentée sur la figure 4. Chacune de ces sections est formée par le matériau isolant au sein du PMR et les deux feuilles réfléchissantes adjacentes, tandis que chaque section se subdivise encore en couches isothermes optiquement minces (volumes de contrôle / control volumes). Les feuilles réfléchissantes travaillent en tant que barrières radiantes et c'est pourquoi elles imposent des conditions aux limites pour le schéma de rayonnement dans la partie intérieure du produit multicouche.

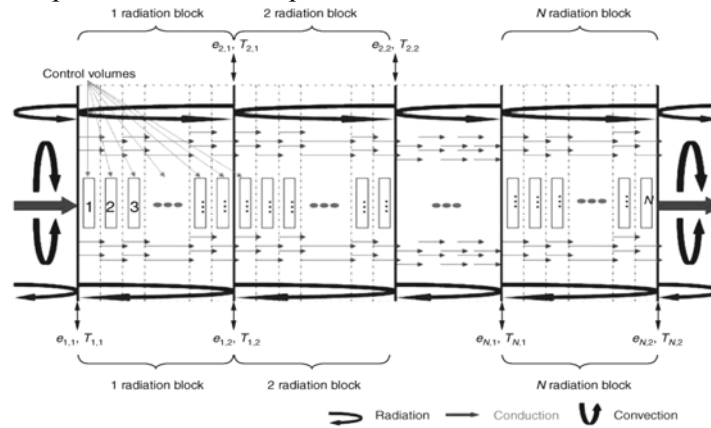


Figure 4: Division d'un PMR en N sections (radiation blocks) ([10] source Mavromatidis et al, 2010).

Ainsi, des conditions radiatives limites appropriées pour les flux radiatifs avant et arrière sont obtenus à partir des bilans à l'avant ($x=0$) et à l'arrière ($x=l$) de chaque section:

$$F^+(0) = \varepsilon_1 \sigma T_1^4 + (1 - \varepsilon_1) F^-(0), \quad F^-(l) = \varepsilon_2 \sigma T_2^4(l) + (1 - \varepsilon_2) F^+(l) \quad (4)$$

où les indices 1, 2 se réfèrent aux surfaces limites quand $x=0$ et $x=l$. L'intégration des équations (3) sur un volume de contrôle $[B_{j-1}, B_j]$ a abouti à l'équation suivante concernant respectivement les flux radiatifs qui se développent en avant et en arrière:

$$(F^+)_j = \left[\frac{2 - \beta_j \Delta x_j}{2 + \beta_j \Delta x_j} \right] (F^+)_{j-1} + \left[\frac{2 \beta_j \sigma \Delta x_j}{2 + \beta_j \Delta x_j} \right] T^4(x_j) \quad (5.a)$$

$$(F^-)_{j-1} = \left[\frac{2 - \beta_j \Delta x_j}{2 + \beta_j \Delta x_j} \right] (F^-)_j + \left[\frac{2 \beta_j \sigma \Delta x_j}{2 + \beta_j \Delta x_j} \right] T^4(x_j) \quad (5.b)$$

Au début de la procédure, le $F^-(0)$ initial est choisi arbitrairement, et en utilisant l'équation (4) le $F^+(0)$ est calculé. Ensuite, la relation (5.a) est appliquée pour calculer toutes les valeurs de F^+ . Une fois que le $F^+(l)$ est obtenu, le $F^-(l)$ est calculé en utilisant l'équation (4). Puis, l'équation (5.b) est appliquée pour calculer toutes les valeurs de F^- . Une fois la période d'itération terminée, la valeur $F^-(0)$ est mise à jour. Si la différence des valeurs calculée et

initiale de $F(0)$ est inférieure à 10^{-6} , la procédure d'itération est terminée. Sinon, la valeur $F(0)$ actualisée est utilisée pour démarrer une nouvelle période d'itération. La distribution temporelle de la température dans le domaine isolant, en employant la technique des volumes finis ([11] Patankar, 1980), est donc:

$$T_j^{n+1} = \left\{ \frac{k_{B_j}}{(\delta x)_j} T_{j+1}^n + \frac{k_{B_{j-1}}}{(\delta x)_{j-1}} T_{j-1}^n - \left(\frac{k_{B_j}}{(\delta x)_j} + \frac{k_{B_{j-1}}}{(\delta x)_{j-1}} \right) T_j^n + \left[(F^+ - F^-)_{j-1} - (F^+ - F^-)_j \right] \right\} \frac{\Delta t}{\rho_j c_j \Delta x_j} + T_j^n \quad (6)$$

où l'indice j représente les valeurs qui correspondent au $j^{\text{ème}}$ point de grille qui est le centre du $j^{\text{ème}}$ volume de contrôle et l'exposant n représente le pas temporel actuel. L'espace entre les nœuds est uniforme dans toutes les régions des couches fibreuses limitées soit par deux couches réfléchissantes soit par une couche réfléchissante et une surface solide d'un autre matériau. Cependant l'espace entre les nœuds peut varier entre différentes couches (dans cette étude $\delta x = 0.5mm$ ou $1.0mm$) en fonction de la nature et la géométrie de chaque couche isolante. Finalement, le pas temporel est 0.125 sec , et satisfait le critère de stabilité pour le schéma explicite qui est $\Delta t < \rho c (\Delta x)^2 / 2k$.

4. Résultats

L'évaluation du modèle a été basée sur la comparaison point par point entre les valeurs de la température aux deux limites du complexe d'isolation calculées par le modèle et les mesures expérimentales ([10] Mavromatidis et al, 2010). La Figure 5 est un exemple représentatif de ce travail d'évaluation qui a été réalisée pendant plusieurs mois, afin de valider le modèle numérique dans diverses configurations et conditions aux limites. Dans le cas présenté ici on démontre la comparaison des valeurs simulées et mesurées du flux thermique qui traverse une paroi composée de deux panneaux de bois d'épaisseur 1 cm , deux lames d'air d'épaisseur 2 cm et un PMR composé de 7 couches de polystyrène d'épaisseur 1 mm et d'émissivité mesurée égale à 0.4 et 5 couches réfléchissantes d'émissivité mesurée égale à 0.11 . L'échantillon a été placé dans la Boîte Chaude Gardée avec un intervalle de température d'air chaud-froid égal à $[25^\circ\text{C} ; 4^\circ\text{C}]$.

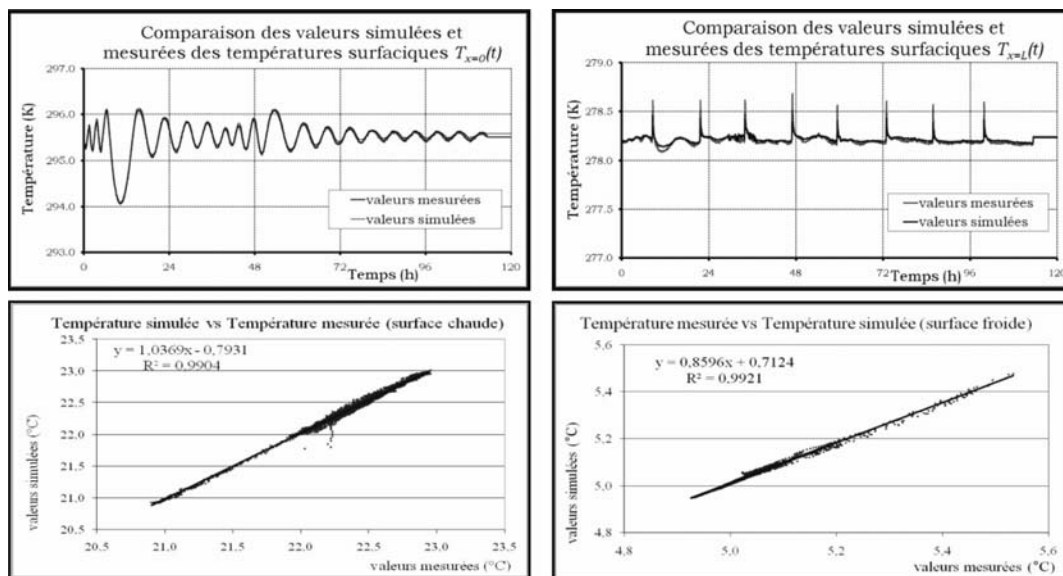


Figure 5: Comparaison des valeurs simulées et mesurées des températures surfaciques $T_{x=0}(t)$ [chaude] et $T_{x=L}(t)$ [froide] mesurées aux interfaces de la paroi-éprouvette. L'équation de la droite de régression et le carré du coefficient de corrélation linéaire sont également présentés.

5. Conclusions et perspectives

Afin d'étudier les phénomènes de transfert thermique dans les isolants multicouches, un modèle numérique a été développé. Ce modèle a été validé, étant en excellent accord avec les données expérimentales obtenues en utilisant la Boite Chaude Gardée et le banc de conductivité (résultats présentés à [12] Chabot, 2009 et [13] Mavromatidis et al. 2010) du Laboratoire des Sciences de l'Habitat de l'Ecole Nationale des Travaux Publics de l'Etat. L'émissivité des matériaux (feuilles fibreuses et feuilles réfléchissantes) ont été déterminés en utilisant l'émissiomètre *Devices & Services AE Emissometer*. La phase de validation du modèle étant terminée seule une partie de ce travail est résumée ici tandis que l'intégralité est présentée en détail ailleurs (voir aussi [10] Mavromatidis et al 2010). L'outil numérique ainsi obtenu sera utilisé pour évaluer l'intérêt de différentes solutions d'optimisation des produits, en conduisant un processus itératif mêlant tests expérimentaux et développements analytiques et numériques du modèle.

Références

- [1] Rotari D., Matériaux réfléchissants: Echanges radiatifs GLO, *Master présenté devant l'ENTPE dans le cadre du Master MEGA – Spécialité Génie Civil*, 2008.
- [2] Jung O., El Mankibi M., Michel P., Conception of a guarded hot box. *4th European Conference on Energy Performance & Indoor Climate in Buildings (EPIC)*, Lyon, France, 20-22 November, 2006
- [3] Ozicik M.N., *Radiative Transfer and Interactions with Conduction and Convection*, John Wiley & Sons, Inc, 1973.
- [4] Ning Du, Jintu Fan and Huijun Wu (2008). Optimum porosity for fibrous porous materials for thermal insulation. *Fibers and Polymers*, 9 (1): 27-33, doi: 10.1007/s12221-008-0005-5.
- [5] Daryabeigi K (2002). Heat Transfer in High-Temperature Fibrous Insulation. Paper presented at the 8th AIAA/ASME Joint Thermophysics and Heat Transfer Conference, 24-26 June 2002, St. Louis, AIAA paper 2002-3332.
- [6] Bai D, Fan X-J (2007). On the combined heat transfer in the multilayer non-gray porous fibrous insulation. *Journal of Quantitative Spectroscopy & Radiative Transfer*, 104: 326 – 341.
- [7] Zhang BM, Zhao SY, He XD (2008). Experimental and theoretical studies on high-temperature thermal properties of fibrous insulation. *Journal of Quantitative Spectroscopy & Radiative Transfer*, 109: 1309 – 1324.
- [8] Daryabeigi K (2001). Thermal analysis and design of multi-layer insulation for re-entry aerodynamic heating. Paper presented at the 35th AIAA Thermophysics Conference, Anaheim, USA. AIAA paper 2001 – 2834.
- [9] Zhao SY, Zhang BM, Du SY (2009). Probabilistic modeling of transient heat transfer and assessment of thermal reliability of fibrous insulation under aerodynamic heating conditions. *International Journal of Thermal Sciences*, 48: 1302 – 1310.
- [10] Mavromatidis L., Michel P., El Mankibi M., Santamouris M., Study on transient heat transfer through multilayer thermal insulation: Numerical analysis and experimental investigation. *Building Simulation*, Vol. 3 No 4, pp. 279-294, doi:10.1007/s12273-010-0018-z, 2010.
- [11] Patankar S., *Computation of conduction and duct flow heat transfer*, Hemisphere, New York, page 45, 1980.
- [12] Chabot D., Matériaux réfléchissants: Analyse de sensibilité, *Master présenté devant l'ENTPE dans le cadre du Master MEGA – Spécialité Génie Civil*, 2009.
- [13] Mavromatidis L, Michel P, El Mankibi M, Santamouris M (2010) Investigation of the sensibility of multi-foil and bubble insulations using the guarded hot plate and the hot guarded box test methods. *PALENC 2010, EPIC 2010*. Rhodes, Greece, 29 September – 1 October 2010.

Remerciements

Les auteurs remercient la fondation « *Alexandros S. Onassis* » pour son soutien financier.