

Modélisation et simulation d'une cellule test en plein air pour l'évaluation énergétique des composants d'enveloppe

G. Cattarin^{1,2,3*}, L. Pagliano¹, F. Causone¹, A. Kindinis^{2,3}

¹ end-use Efficiency Research Group, Department of Energy, Politecnico di Milano, Via Lambruschini 4, 20156 Milano, Italy

² Université Paris-Est, Institut de Recherche en Constructibilité, ESTP, F-94230 Cachan, France

³ Efficacy, 14-20 boulevard Newton, 77447 Marne la Vallée Cedex 2, France.

*giulio.cattarin@polimi.it

RESUME. L'article présente la modélisation thermique et la simulation sur lesquels s'appuiera la conception d'une cellule test. La cellule a pour objectif la caractérisation des propriétés thermo-physiques des composants d'enveloppe transparents et opaques dans des conditions climatiques réelles, et d'étudier l'impact de différentes configurations de climatisation sur le confort thermique intérieur et la qualité de l'air intérieur. Le retard de réponse de la mesure calorimétrique est un aspect particulièrement critique afin de garantir une bonne qualité de mesure dans des conditions climatiques qui varient rapidement. Pour cette raison, le comportement thermique de la cellule test a été décrit à travers un modèle à paramètres localisés, pour simuler toute une gamme de conditions de fonctionnement. Les résultats sont utilisés pour évaluer l'inertie thermique de différentes solutions, affiner les choix de conception et les stratégies de contrôle les plus prometteuses. L'article présente le modèle thermique développé pour comparer la cellule test à une installation traditionnelle en termes de précision calorimétrique dans des conditions externes transitoires.

MOTS- CLÉS: cellules test, méthode de mesure, facteur de transmission totale de l'énergie solaire (ou facteur solaire, g)

ABSTRACT. The article presents the thermal modelling and simulation work that will constitute the basis for the design of an outdoor test cell. The facility aims at characterizing the thermo-physical properties of transparent and opaque envelope components under real weather conditions, and to study the impact of different air-conditioning configurations on the indoor thermal comfort and indoor air quality. The response delay of the calorimetric measure is particularly critical when trying to achieve a good quality of measurement in rapidly-varying weather conditions. For this reason, the thermal behaviour of the test cell has been described, by means of a lumped parameter model, to simulate a range of operating conditions. The results are used to evaluate the thermal inertia of different solutions, refine the design choices and the most promising control strategies. The article presents the thermal models used to compare the test cell to a traditional installation in terms of calorimetric accuracy under transient external conditions.

KEYWORDS : test cell, measurement method, total solar energy transmittance (or solar factor, g)

INTRODUCTION

Les cellules test sont des installation en plein air qui permettent de garder les conditions intérieures désirées, tout en laissant les conditions extérieures varier comme dans l'environnement réel (Cattarin et al. 2016). En particulier, l'intérêt des expériences menées dans les cellules test concerne l'impact des conditions extérieures comme la température de l'air extérieure, la vitesse et la direction du vent, l'humidité externe, mais surtout le rayonnement solaire. Cependant, les expériences dans les cellules test doivent être conçues avec une grande attention, car le comportement (thermique, hygrométrique, etc.) de l'échantillon test est influencé par plusieurs phénomènes contemporains et dans certains cas

corrélés. Dans cet article, nous comparons une cellule test traditionnelle (TRAD) à une installation innovante en cours de conception (SOLAR). La comparaison est basée sur la simulation numérique de la mesure du facteur de transmission totale de l'énergie solaire (ou facteur solaire, g).

Selon la définition décrite dans la norme (EN 410:2011), le facteur solaire g est calculé par la somme du facteur de transmission directe (τ_e) de l'énergie solaire et du facteur de réémission thermique vers l'intérieur du vitrage q_i (voir la Figure 1a). A propos de cette définition, Platzer (Platzer, 2000) fait remarquer que les quantités mentionnées ci-dessus ne peuvent pas être mesurées directement; par conséquent, il propose une définition opérationnelle pour la mesure calorimétrique (indirecte) du facteur solaire dans des conditions de régime permanent. Selon cette définition (Kuhn, 2014), le facteur solaire g est déterminé de manière expérimentale comme la somme algébrique de la puissance extraite (Q_{extr}) et des pertes thermiques par conduction vers l'environnement extérieur (Q_{loss}), divisé par la puissance solaire incidente sur le plan de l'échantillon test ($Q_{inc, solaire}$) (voire la Figure 1b) :

$$g := \frac{Q_{extr} + Q_{loss}}{Q_{inc, solar}} \quad (1)$$

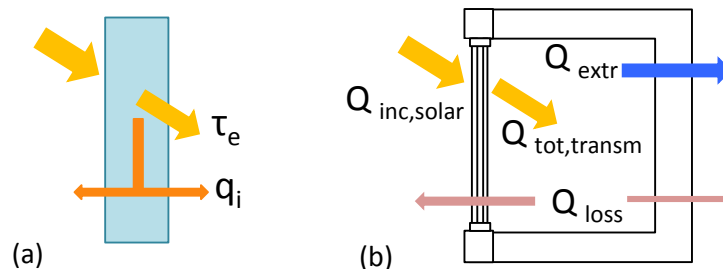


Figure 1. Représentation schématique des grandeurs physiques nécessaires pour la détermination du facteur solaire selon la norme EN 410 (a) et dans une installation expérimentale (b).

Cependant, dans notre cas, le facteur solaire est déterminé dans des conditions dynamiques. Afin de tenir compte du délai entre le moment de l'entrée d'une unité d'énergie dans le calorimètre et son extraction par le système actif de contrôle, nous proposons ici une modification de l'Eq. (1).

L'article présente la structure suivante: dans la section 1, nous présentons le modèle thermique développé pour décrire le comportement des cellules d'essai, en traitant séparément la modélisation de l'enveloppe, de l'unité de refroidissement et du système de chauffage et en présentant une définition opérationnelle du facteur solaire pour les cas SOLAR et TRAD. La Section 2 présente et analyse les résultats et la Section 3 présente les conclusions principales et indique les travaux futurs.

1. DESCRIPTION ET MODELISATION DE LA CELLULE D'ESSAI

Les décisions prises dans la phase de conception d'un banc d'essai influencent ses performances pour toute sa vie opérationnelle. Pour cette raison, le comportement thermique de la cellule test SOLAR a été simulé dans l'environnement Matlab en utilisant un modèle à paramètres localisés, et les résultats ont été utilisés pour affiner les choix de conception.

Le concept technologique de la nouvelle installation est illustré à la Figure 2. Les essais calorimétriques sont effectués dans une zone de mesure dédiée ($L \times W \times H = 1.5 \text{ m} \times 3 \text{ m} \times 3 \text{ m}$), équipée d'une plaque refroidie (absorbeur solaire) qui reçoit et extrait du Volume de Contrôle (V.C.) la

charge solaire entrante (voire la Section 1.2). La zone de garde est maintenue à la même température de consigne de la zone de mesure afin de minimiser les pertes de chaleur à travers l'enveloppe.

1.1 ENVELOPPE DE LA ZONE DE MESURE ET ECHANTILLON TEST

L'enveloppe de la zone de mesure est construite avec des panneaux sandwich préfabriqués, formés par deux tôles d'acier inoxydable de 0.6 mm et une couche de 15 cm d'épaisseur de mousse polyuréthane injectée. Le coefficient de transmission thermique résultant est égal à $0.15 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$. L'ensemble de l'enveloppe de la zone de mesure est modélisé comme un élément de cinquième ordre (4R5C).

A titre d'exemple, l'échantillon test considéré est une façade double vitrage de dimensions 3 m x 3 m, avec une surface totale égale à 9 m^2 (toute l'ouverture disponible de la zone de mesure), dont le 8% est occupé par le cadre. L'échantillon test (représenté par deux nœuds capacitifs dans le modèle) a un coefficient de transfert thermique global $U = 2.1 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$. Les propriétés optiques globales de l'échantillon test sont modélisées de la façon suivante :

- Le rayonnement solaire direct est traité en considérant son angle d'incidence avec l'échantillon test. Le facteur de transmission directe de l'énergie solaire (τ_{12}), les facteurs d'absorption de l'énergie solaire des deux vitrages compte tenu des réflexions multiples entre les deux couches vitrées (α_{12} et α_{22}) et le facteur de réflexion directe de l'énergie solaire (ρ_{12}) du double vitrage varient selon des profils typiques d'un double vitrage sans traitement de surface.
- Le comportement de l'échantillon test au rayonnement solaire diffus est traité, comme indiqué dans (Duffie & Beckman, 1991), en considérant un angle d'incidence équivalent de 60° .

Une représentation graphique de cette partie du modèle est fournie à la Figure 2. Les températures des trois secteurs de la plaque métallique de l'absorbeur solaire ($T_{\text{met},j}$) sont dynamiquement déterminées au cours de la simulation, comme discuté dans la section suivante.

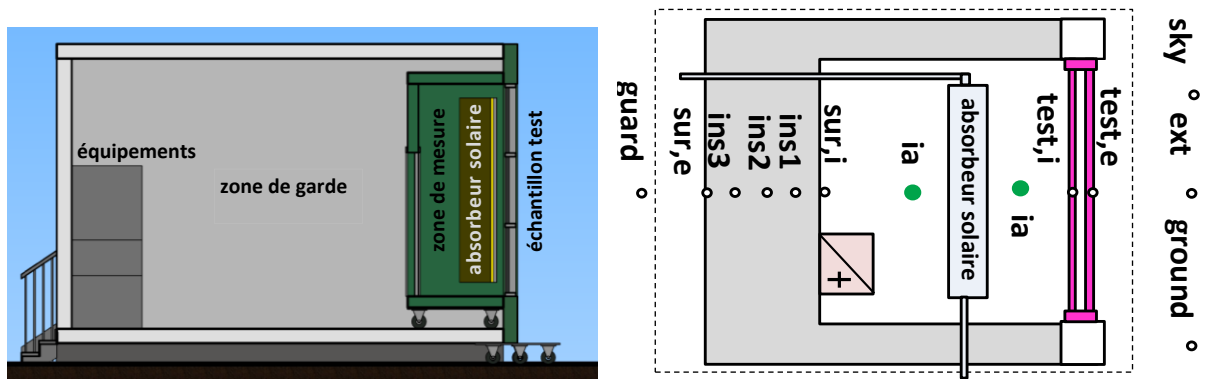


Figure 2. A gauche: la configuration utilisée pour les essais calorimétriques: l'échantillon test est appliqué sur l'ouverture de la zone de mesure, tandis que la zone de garde est maintenue à la même température de consigne. A droite : schéma de la localisation "physique" des nœuds (pas à l'échelle). La ligne pointillée indique les limites du volume de contrôle.

1.2 L'ABSORBEUR SOLAIRE

L'absorbeur solaire est un échangeur de chaleur chargé de l'extraction des gains solaires entrants dans le volume de contrôle. Il agit comme un panneau solaire thermique à deux plaques parallèles, quoi que, dans ce cas, l'effet utile soit le refroidissement de la zone de mesure plutôt que le chauffage du fluide circulant. Bien que la fonction soit différente, plusieurs similitudes entre les deux solutions

technologiques font qu'il soit raisonnable de modéliser l'absorbeur solaire sur la base de l'expérience acquise sur les panneaux solaires thermiques (voire par exemple (Schnieders, 1997) et (Tagliafico et al., 2014)). Les modèles discrétisés qui subdivisent le capteur solaire le long de la direction du fluide sont considérés fiables pour reproduire la distribution spatiale de la température et obtenir de bonnes estimations de la température de sortie du fluide (Tagliafico et Al., 2014).

L'absorbeur solaire est discrétisé ainsi, dans le sens vertical (du plancher au plafond) en 3 éléments de largeur de 2.9 m et hauteur de 0.93 m, et il est supposé comme parfaitement plat. Suivant les hypothèses initialement adoptées par (Schnieders, 1997) pour un capteur solaire à plaques planes, les effets de bord ainsi que les gradients de température horizontaux dans le plan de l'absorbeur sont considérés comme négligeables et les seuls gradients de température pris en compte sont: i) dans le sens de l'écoulement de l'eau et ii) à travers les différentes couches de l'absorbeur (perpendiculaire au plan de l'absorbeur).

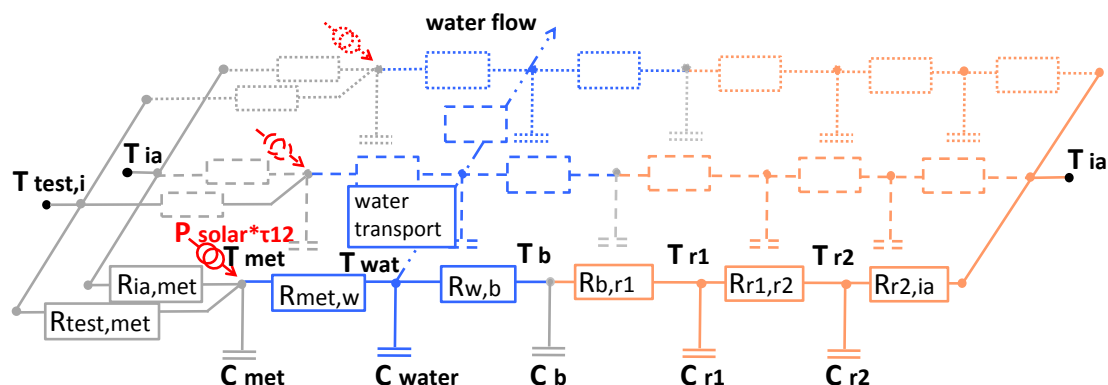


Figure 3. Modèle RC de l'absorbeur solaire.

Le présent modèle calcule dynamiquement pour chaque couche (*met*, *w*, *b*, *r1*, *r2*) de l'épaisseur e pour chaque segment j vertical ($j = 1, 2, 3$) :

- la température de la plaque absorbante (1 mm) revêtue avec une couche TiNOX[®], $T_{met, j}$
- la température du fluide en circulation (eau distillée, épaisseur de la couche du fluide 5 mm) $T_{w, j}$
- la température de la plaque métallique arrière (épaisseur 1 mm) $T_{b, j}$
- les températures de deux nœuds d'une couche d'isolation (panneau d'isolant sous vide de 2 cm), $Tr1, j$ et $Tr2, j$, où $r2, j$ est en contact avec l'air pendant que $r1, j$ est entre b, j et $r2, j$.

La Figure 3 illustre le modèle RC de l'absorbeur solaire, constitué de 5 couches en profondeur et de 3 segments verticaux (représentés par un style de ligne différente).

Les coefficients convectifs entre (i) l'air et la plaque métallique de l'absorbeur et (ii) entre l'eau distillée et les plaques de l'absorbeur ont une importante influence sur la rapidité de réponse de la zone de mesure, et sont affectés par la régulation de la pompe à eau et des ventilateurs de recirculation.

1.3 SYSTEME DE CHAUFFAGE ET ETANCHEITE A L'AIR

Le système de chauffage se compose de cinq résistances électriques 250 W qui peuvent être modulées par un régulateur Proportionnel et Intégral (PI) avec de paliers de 10W et ajusté toutes les 4 secondes. Les ventilateurs de recirculation (gains internes de 250 W) fonctionnent en continu afin de garder l'air intérieur bien mélangé et améliorer les échanges de chaleur par convection avec la surface de l'absorbeur solaire. Le bilan thermique sur l'air intérieur ne comprend pas un terme lié à la rénovation de l'air, puisque le système fonctionne en recirculation complète et il est supposé être parfaitement étanche.

Dans le cas d'une cellule de test, le facteur solaire est déterminé dans des conditions dynamiques. Nous proposons donc ici une correction de l'Eq. (1) pour tenir compte du délai entre le moment de l'entrée de une unité d'énergie dans le calorimètre et son extraction par le système actif de control. Le facteur solaire est calculé comme la somme algébrique de (i) la puissance extraite par la batterie froide $Q_{extr} = \dot{m} \cdot c_p(T) \cdot (T_{outlet} - T_{inlet})$, (ii) la puissance introduite par le ventilateur de recirculation et la batterie électrique (P_{el}), (iii) les fluxes thermique dues à des différences des température entre la zone de mesure et l'extérieur $Q_{loss} = UA_{test} \cdot (T_{op,ext} - T_{op,i})$, (iv) la variation d'énergie interne sur l'unité de temps dans l'absorbeur solaire ($\Delta E_{int}(abs)/\Delta\tau$), le tout divisé par la puissance solaire incidente sur le plan de l'échantillon test ($Q_{inc,solar} = G_v \cdot A_{test_glz}$) :

$$g = \frac{\dot{m} \cdot c_p(T) \cdot (T_{outlet} - T_{inlet}) - P_{el} - UA_{test} \cdot (T_{op,ext} - T_{op,i}) + \Delta E_{int}(abs)/\Delta\tau}{G_v \cdot A_{test_glz}} \quad (2)$$

où :

\dot{m} : débit massique de l'eau dans l'absorbeur solaire (kg s^{-1}) ;

c_p : capacité calorifique spécifique de l'eau distillée ($\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$) ;

T_{outlet} T_{inlet} : température de l'eau à la sortie / entrée de l'unité de refroidissement ($^{\circ}\text{C}$)

P_{el} : puissance électrique (post-chauffage et ventilateurs) (W)

UA_{test} : coefficient de transmission thermique globale de l'échantillon test (W K^{-1}) ;

$T_{op,ext}$ et $T_{op,i}$: températures opératives de l'environnement extérieur et intérieur ($^{\circ}\text{C}$) ;

G_v : irradiance solaire global sur le plan de l'échantillon test (W m^{-2}) ;

A_{test_glz} : surface vitrée de l'échantillon test (m^{-2}) ;

$\Delta E_{int}(abs)/\Delta\tau$: variation d'énergie interne de l'absorbeur solaire pendant l'unité de temps $\Delta\tau$;

estimée à partir des variations dans le temps de T_{inlet} et T_{outlet} et de la capacité thermique de l'absorbeur solaire C_{abs} .

1.4 CELLULE TEST TRADITIONNELLE

La solution technologique présentée est comparée à une installation traditionnelle (TRAD) qui présente un système de refroidissement convectif comme celui utilisé dans les cellules test PASSYS-PASLINK (Van Dijk & Van der Linden, 1995), et qui est entourée d'une zone de garde. La solution traditionnelle est équivalente en ce qui concerne l'enveloppe, sauf pour les dimensions intérieures ($L \times W \times H = 5 \text{ m} \times 3 \text{ m} \times 3 \text{ m}$). Cependant, l'équipement est idéalisé, en d'autres termes la puissance de refroidissement (P_{ideal}) est délivrée instantanément au nœud d'air. Ceci est en fait une hypothèse forte en faveur de cette solution, puisque l'équipement ne présente aucune inertie thermique ou retard de réponse. Le rayonnement solaire est supposée incident uniformément sur les surfaces internes où il est absorbé; cette énergie est ensuite partiellement transférée à l'air intérieur par convection et partiellement transmise par conduction aux couches plus internes de l'enveloppe. Par conséquent, l'unité de refroidissement idéale reçoit et extrait l'énergie entrante avec un délai.

Dans ce cas, le facteur solaire calorimétrique est déterminé de la façon suivante :

$$g = \frac{P_{ideal} - P_{fans} - U_{test} \cdot A_{test} \cdot (T_{ext} - T_{ia})}{G_v \cdot A_{test_glz}} \quad (3)$$

Les coefficients convectifs utilisés dans les deux modèles sont donnés dans le Tableau 1. Comme on peut constater à la Section 2, dans le cas TRAD il est nécessaire d'atteindre une condition de convection forcée plus intense au niveau des parois afin de réduire l'influence de l'inertie thermique

du système. Il faudra donc augmenter la vitesse de mouvement de l'air intérieur à l'aide de ventilateurs de recirculation. Les coefficients de transfert thermique radiatifs sont calculés toutes les 2 secondes en fonction des températures des surfaces.

coefficient convectif	SOLAR ($\text{Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$)	TRAD ($\text{Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$)
ia, sur,i	3	8÷15
$ia, test,i$	8	8
ia, met,j	8	-
$air ext, test,e$	correlation selon (Yazdanian & Klems, 1994)	

Tableau 1. Coefficients convectifs principaux dans les modèles SOLAR et TRAD.

Les deux modèles sont intégrés en utilisant le solveur ODE45 fourni par Matlab et basé sur la méthode Dormand-Prince. Les solutions ont été comparées à celles obtenues avec le solveur ODE15i basé sur un schéma implicite et donc intrinsèquement stable. Les deux solveurs fournissent les mêmes résultats et donc le solveur ODE45 est choisi pour son temps de calcul inférieur.

2. RÉSULTATS ET DISCUSSION

Les simulations sont effectuées en utilisant des données climatiques réelles d'une station météorologique installée au Politecnico di Milano (IT), dans la journée du 20 Septembre 2015, caractérisée par un ciel clair et une température extérieure entre 15 et 26 °C.

La Figure 4 montre l'évolution des températures de l'enveloppe (de l'intérieur à l'extérieur : $T_{sur,i}$, T_{ins1} , T_{ins2} , T_{ins3} et $T_{sur,e}$), de l'échantillon test ($T_{test,i}$ et $T_{test,e}$) et de l'air intérieur et extérieur (T_{ia} et T_{ext}) pour le cas SOLAR (en haut) et TRAD (en bas) dans la journée du 20 Septembre 2015. L'axe vertical secondaire (à droite) montre le rayonnement solaire global sur le plan de l'échantillon test.

Nous constatons que :

- Dans les deux cas le système actif est en mesure de maintenir l'air à la température de consigne
- Dans le cas SOLAR l'enveloppe est facilement maintenue à la température de consigne, car elle est protégée du rayonnement solaire par l'absorbeur solaire. Dans le cas TRAD, l'enveloppe se réchauffe à cause du rayonnement, et la surface intérieure sur,i atteint une température de presque 35°C vers 13 heures ($T_{sur,i}$ dans la Figure 4, en bas). Comme attendu, l'onde thermique se propage dans l'enveloppe en montrant un délai et une atténuation. La couche $ins1$ atteint une température maximale de 31 °C vers 15 heures.
- Concernant l'échantillon test, on peut observer que les températures des deux vitrages décroissent dans la première partie de la journée à cause de l'exposition à l'environnement extérieur, et augmentent au cours de la journée, à cause de l'absorption du rayonnement solaire.

La Figure 5 montre les profils du facteur solaire pour les cas SOLAR et TRAD, calculé comme moyenne mobile horaire. La ligne noire indique le facteur solaire déterminé comme : $\tau_e + \alpha \cdot N_i$, en tenant compte de la dépendance des propriétés optiques du vitrage de l'angle d'incidence de la radiation directe (voir Figure 2) (g_{ref}) ; son profil est utilisé comme référence car il représente la fraction d'énergie solaire qui théoriquement entre dans le système.

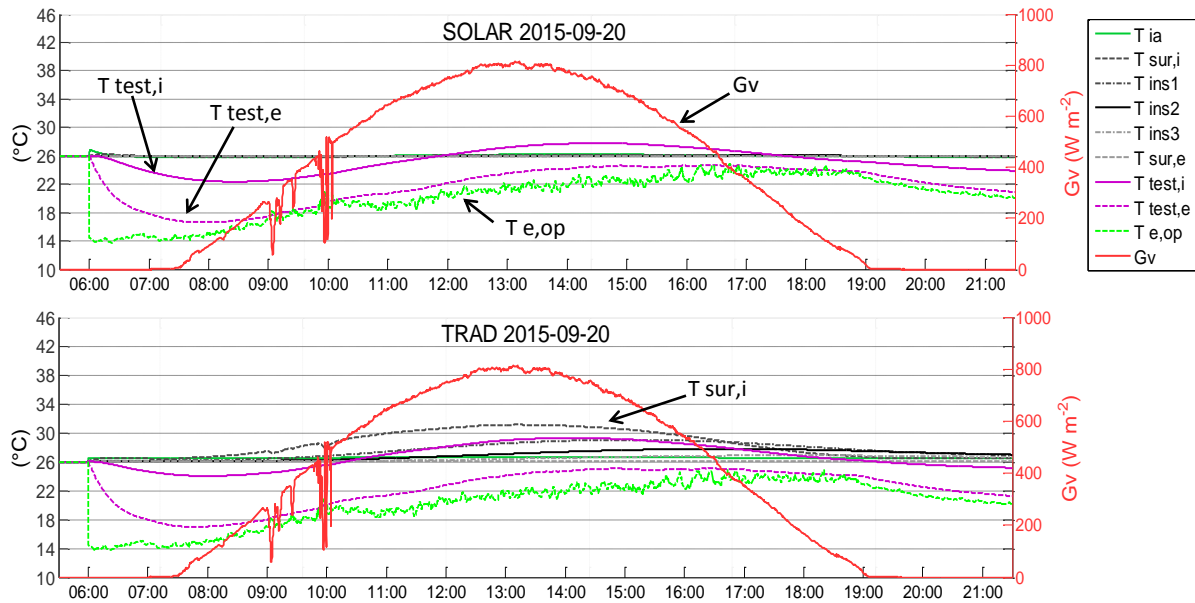


Figure 4. Profils des températures (axe à gauche) et du rayonnement solaire global sur le plan de l'échantillon d'essai (axe à droite). En haut: cas SOLAR; en bas: cas TRAD.

Le profil g_{ref} est de toute façon l'input d'énergie solaire au volume de control comme simulé dans notre modèle. Le calorimètre ne peut pas mesurer cet *input* directement, mais il le fait indirectement à travers la mesure de l'énergie extraite et des pertes et stockages. Le modèle Matlab du calorimètre nous permet de simuler la mesure avec l'objectif du « *design of experiment* », e.g. en ce cas de comparer la configuration avec absorbeur solaire que nous proposons et la configuration traditionnelle. Le facteur solaire déterminé avec la méthode calorimétrique (en utilisant l'Eq. (1) pour le cas SOLAR et l'Eq. (3) pour le cas TRAD) est représenté en ligne hachurée verte (cas SOLAR) et en lignes pointillées bleue et rouge pour les cas TRAD 8 et TRAD 15, correspondant respectivement à des coefficients de transfert thermique convectifs sur les surfaces internes de 8 et 15 $Wm^{-2}K^{-1}$.

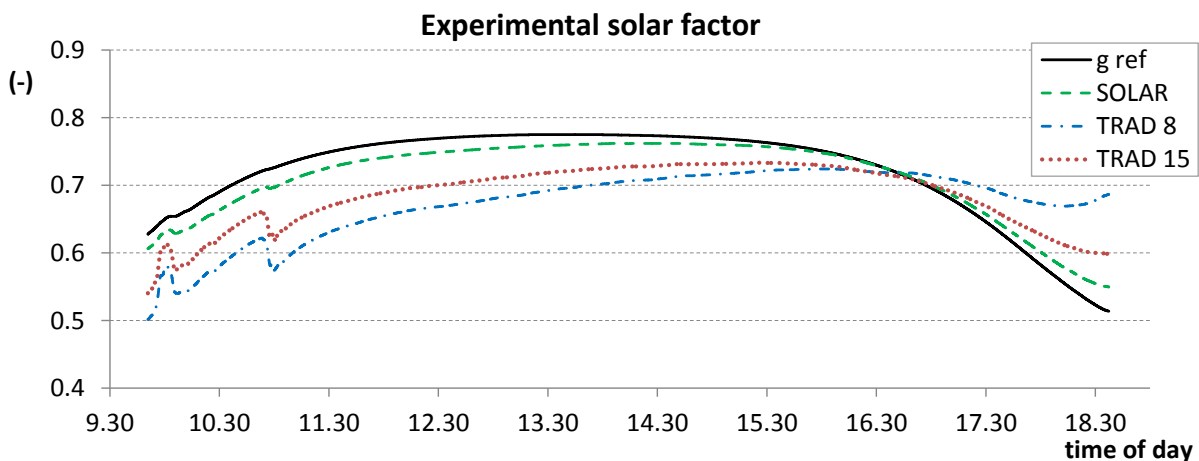


Figure 5. Profils des facteurs solaires dans des conditions dynamiques : facteur solaire calculé à partir des propriétés optiques de l'échantillon (g_{ref}), facteur solaire déterminé par la méthode calorimétrique dans le cas SOLAR (SOLAR) et dans les cas TRAD 8 et TRAD 15, correspondant à des coefficients de transfert thermique convectifs sur les surfaces internes de 8 et 15 $Wm^{-2}K^{-1}$.

Les résultats suggèrent les considérations suivantes :

- Le facteur solaire de référence (g_{ref}) varie considérablement en fonction de l'angle d'incidence et, deuxièmement, de la couverture du ciel. En fait, selon les modèles utilisés, les propriétés optiques

varient seulement quand on considère le rayonnement direct ; pour le rayonnement diffus il sont approximativement constant. Une variation de la couverture du ciel va influencer le rapport entre le rayonnement direct et diffus G_b/G_d et donc le facteur solaire ;

- Le système SOLAR est capable de suivre la variation du facteur solaire pour la plupart du temps (entre 9 heures et 18 heures) ;
- Le système TRAD sous-estime fortement le facteur solaire pour la plupart du temps. Cela est dû à la capacité thermique de l'enveloppe qui participe à la dynamique du système (à la différence du cas SOLAR). En particulier, la température superficielle augmente visiblement. L'air est ensuite traité par le système convectif idéal (voire la section 1.4), mais une partie importante de la chaleur entrante est accumulée dans l'enveloppe et l'évaluation de l'évolution temporelle de sa restitution à l'air serait affectée d'incertitudes importantes. Pour cette raison le terme d'accumulation n'est pas estimé dans l'Eq. (3) pour le moment.

3. CONCLUSION ET TRAVAUX FUTURS

Les simulations ont permis de comparer une cellule test traditionnelle (TRAD) à une installation innovante en cours de conception (SOLAR) dans le cas de la mesure du facteur solaire. Les résultats montrent que la cellule SOLAR permet de suivre la variation du facteur solaire au cours de la journée, pendant que les inerties thermiques de la cellule TRAD pourraient causer des fortes sous-estimations de mesure. La réalisation d'une cellule test capable de suivre à fréquence au moins horaire l'évolution des gains solaires plutôt que se limiter à l'intégrale sur une journée devrait apporter la possibilité d'une validation plus fiable des modèles décrivant les performances d'éléments dynamiques de façade (Dama et al. 2006) dont certains ont pour objectif d'évaluer un «hourly average» g-value (Kuhn 2006). Une analyse détaillée de l'incertitude de mesure - incluant l'incertitude affectant les flux concernant l'enveloppe dans la cellule TRAD - est en cours pour conduire à d'ultérieures améliorations de la procédure de mesure.

BIBLIOGRAPHIE

- Cattarin, G., Causone, F., Kindinis, A., & Pagliano, L. (2016). Outdoor test cells for building envelope experimental characterization – a literature review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 54, 606-625.
- Dama, A., Kuhn, T., & Pagliano, L. (2006). Modelling the solar factor of glazing combined with indoor Venetian blinds. *PLEA2006, 23rd Conference on Passive and Low Energy Architecture*. Geneva (CH).
- Duffie, J., & Beckman, W. (1991). *Solar Engineering of Thermal Processes*. New York: John Wiley & Sons Inc. EN 410:2011. (s.d.). Glass in building - Determination of luminous and solar characteristics of glazing.
- Kuhn, T. E. (2006). Solar control: Comparison of two new systems with the state of the art on the basis of a new general evaluation method for facades with venetian blinds or other solar control systems. *Energy and Buildings*, 38, 661–672.
- Kuhn, T. E. (2014). Calorimetric determination of the solar heat gain coefficient g with steady-state laboratory measurements. *Energy and Buildings*, 84, 388–402.
- Platzer, W. J. (2000). The ALTSET project – Measurement of angular properties for complex glazings. *Proceedings of the 3rd Int. ISES Europe Solar Congress, Copenhagen, Denmark, 19-22 June 2000*.
- Schnieders, J. (1997). Comparison of the energy yield predictions of stationary and dynamic solar collector models and the models' accuracy in the description of a vacuum tube collector. *Solar Energy*, 61(3), 179-190.
- Tagliafico, L. A., Scarpa, F., & De Rosa, M. (2014). Dynamic thermal models and CFD analysis for flat-plate thermal solar collectors – A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 30, 526–537.
- Van Dijk, H., & Van der Linden, G. (1995). *PASLINK Calibration and component test procedures*. Delf: TNO.
- Yazdani, M., & Klems, J. (1994). Measurement of the exterior convective film coefficient for windows in low-rise buildings. *ASHRAE Transactions*, 100(1).