

Mesure de l'efficacité énergétique de complexes thermiques réfléchissants servant à l'isolation thermique dans le bâtiment.

François Penot, Julien Nunziati, Hervé Arlaud, Jean-Louis Tuhault,
LET – ENSMA UMR CNRS 6608, 86961 Futuroscope cedex France.

Résumé : Un dispositif expérimental permettant de mesurer la performance de complexes constitués de matériaux minces réfléchissants et de lames d'air, utilisés dans le bâtiment à des fins d'isolation thermique, est présenté. On utilise le concept de l'enveloppe intégrale formée de 3 cubes emboîtés. Une enceinte intérieure de 1 m³ fournit une puissance contrôlée. Un second cube est réalisé à l'aide du matériau à tester. Il est séparé du cube intérieur d'une distance de l'ordre de 3 cm. Une troisième coque métallique externe, enveloppe le cube intermédiaire en laissant de la même manière une lame d'air d'environ 3 cm d'épaisseur.

Des thermocouples permettent d'avoir accès à un écart de température moyen entre le cube interne et le cube externe. La puissance fournie étant connue, on en déduit la résistance thermique du complexe.

Un coefficient d'efficacité peut être défini par comparaison à 2 cas extrêmes (un cas idéalisé avec de l'air au repos et un rayonnement nul et un cas réel avec un espace entre les cubes sans matériau réfléchissant).

La sensibilité du dispositif est évaluée pour différentes variations des paramètres telles que l'émissivité des matériaux, leur épaisseur, la ventilation des lames d'air, ce qui constitue une sorte de validation du dispositif pour un usage plus général.

Introduction

Dans le cadre des économies d'énergie à faire dans l'Union Européenne, il a été programmé de durcir tous les 5 ans la réglementation thermique des bâtiments. Donc, en 2005, mise en place d'une nouvelle réglementation, la RT 2005 [1], succédant à la RT 2000. Premier poste de consommation énergétique (en France 46 %) et tout premier facteur d'émission de CO₂, facteur très probablement particulièrement perturbateur de l'effet de serre naturel dû à la vapeur d'eau (Le bâtiment représente 25 % de l'émission globale des GES en France.), l'habitat résidentiel et tertiaire constitue donc un gisement important d'économies dans ces deux domaines.

Ainsi, la RT 2005 permet d'évaluer la performance énergétique d'un bâtiment en comparant son coefficient de déperdition énergétique $U_{bât}$ (W/(m².K)) par unité de surface d'enveloppe à un coefficient de référence U_{ref} . De même, la consommation d'énergie primaire (Cep), tenant compte d'apports énergétiques renouvelables et de zones climatiques, permet de qualifier les bâtiments.

En marge de cette nouvelle réglementation, une demande se faisait jour pour apporter des compléments d'information ou d'analyse de performance de certains produits et en particulier des barrières thermiques réfléchissantes. Il existe des organismes spécialisés qui ont formulé des avis [2]. Des laboratoires de recherche publique ont été sollicités pour évaluer les performances comparatives de ces produits avec des isolants classiques [3]. Des démonstrations basées sur une mauvaise interprétation de résultats de mesure sont couramment faites [4].

Sans vouloir remettre en cause les procédures mises en place pour la caractérisation des isolants utilisés dans le bâtiment et leur qualification éventuelle, une expérience originale

a été conçue. Elle a d'abord pour objectif de favoriser, autant que faire ce peu, la barrière réfléchissante de l'isolant testé. Ensuite elle est conçue pour s'affranchir de toute erreur possible due à des étalonnages préalables des enceintes pour déterminer les pertes thermiques. Enfin le concept mis en œuvre ne peut introduire de pertes parasites dans les extrémités ou des ponts thermiques cachés.

Cette expérience est décrite dans cet article. Différents essais sont présentés pour bien montrer la sensibilité du fluxmètre et sa capacité à caractériser les performances énergétiques d'une grande variété de produits. L'évaluation des incertitudes de mesure a été un souci constant et leur validation par des recoupements nombreux a contribué à leur accorder une confiance certaine.

Description du banc test

Le fluxmètre constitué de cubes emboîtés, principe

Dans son principe, le fluxmètre particulier présenté ici consiste évidemment à mesurer les flux de chaleur traversant le complexe isolant à étudier. Sa conception doit être faite de façon à permettre de tester des complexes en essayant de respecter leurs propriétés émissives dans l'infrarouge, de ne pas introduire une inertie thermique importante pour bien faire ressortir leurs aspects dynamiques et enfin, les mesures doivent être entreprises dans un environnement caractéristique de celui rencontré dans le bâtiment, soit une taille de l'ordre du mètre au moins et des températures proches des températures ambiantes habituelles.

La solution choisie est de type calorimètre. Une source de chaleur est générée dans un volume donné, complètement entouré par le complexe à isoler et le complexe est à son tour placé dans un environnement bien contrôlé. On mesure l'échauffement du volume. Le montage mécanique permet de respecter les lames d'air préconisées pour le meilleur usage de ces complexes, sans créer de ponts thermiques ni de masse thermique importante.

On obtient finalement un assemblage fait de 3 cubes emboîtés, les différents cubes reposant sur de petites entretoises en polystyrène extrudé. L'ensemble, placé sur une table métallique est introduit dans une chambre d'essai climatisée. Un schéma de principe est donné sur la figure 1.

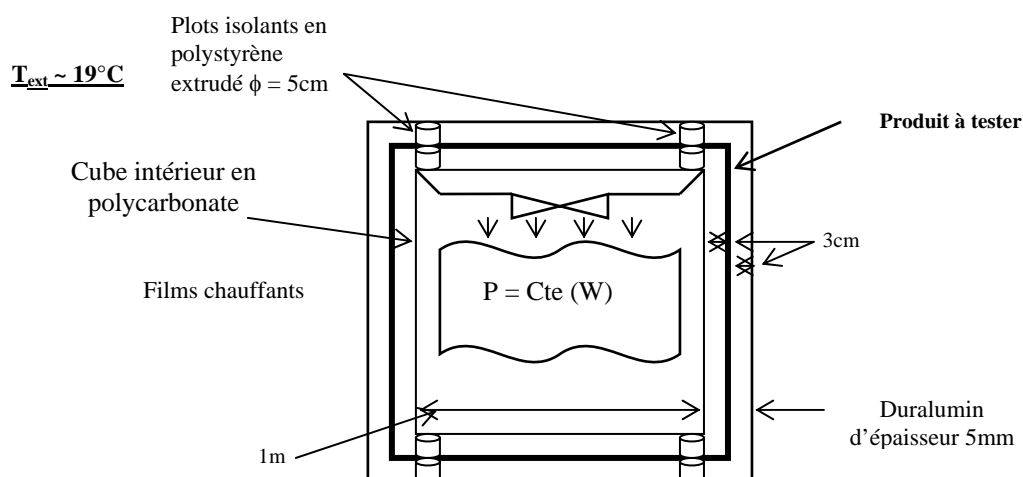


Figure 1 : Schéma de principe du montage expérimental

Les caractéristiques de chacun de ces éléments sont décrites brièvement ci-dessous.

Le cube intérieur source de chaleur

Un cube de 1 m d'arête (volume extérieur 1 m^3) a été fabriqué à partir de 6 feuilles minces (1 mm d'épaisseur) de polycarbonate d'émissivité proche de $0,97 \pm 0,03$ dans l'IR ($\rho = 1,2 \text{ kg/m}^3$, $\lambda = 0,21 \text{ W/(m.K)}$, $C_p = 1255 \text{ J/(kg.K)}$). Les feuilles sont collées sur un cadre léger en carré de PVC creux de 25 mm de côté (masse = 1,5 kg, $\lambda = 0,2 \text{ W/(m.K)}$, $C_p = 1200 \text{ J/(kg.K)}$). A l'intérieur du cube et suspendus au cadre PVC, sont placés verticalement des films résistifs chauffants d'une surface de $2,1 \text{ m}^2$. 2 ventilateurs (masse = $2 \times 720 \text{ g}$, $C_p = 900 \text{ J/(kg.K)}$) provoquent un courant d'air de haut en bas, suffisamment important pour que la température des éléments chauffants reste la plus basse possible et que la température des parois du cube reste la plus uniforme possible. 24 thermocouples répartis sur les 6 faces du cube intérieur contrôlent l'uniformité des températures. 1 thermocouple examine la température atteinte par les films chauffants et 2 thermocouples mesurent la température de l'air dans l'enceinte intérieure. Une photographie du cube intérieur est montrée sur la figure 2.



Figure 2 : Vue du cube intérieur



Figure 3 : Vue du cube extérieur

Le cube extérieur et la chambre d'essais

Un cube en duralumin de dimensions intérieures égales à 1,114 m et de 5 mm d'épaisseur ($\rho = 2800 \text{ kg/m}^3$, $\lambda = 1471 \text{ W/(m.K)}$, $C_p = 900 \text{ J/(kg.K)}$, masse totale = 92 kg) a été réalisé de telle sorte qu'un espace de 72 mm d'air est aménagé sur toute la périphérie du cube intérieur. Dans cet espace, seront introduits les différents complexes à tester (voir figure 3).

Les 2 faces de ce cube ont été peintes à l'aide d'une peinture noire (épaisseur $50 \mu\text{m}$ environ, émissivité = $0,93 \pm 0,02$). 6 thermocouples sont collés au centre des 6 faces extérieures du cube.

Le cube est placé à l'intérieur d'une chambre d'essai ventilée et climatisée de type normative [5]. Le mur soufflant revêtu de nids d'abeille et le mur aspirant en vis-à-vis présentent une émissivité de $0,97 \pm 0,05$. La température dans la chambre est maintenue à $19 \pm 0,5 \text{ }^\circ\text{C}$, l'humidité est surveillée ($50 \pm 10 \text{ \%}$) et la vitesse de l'air soufflant depuis la paroi

de la chambre munie de nids d'abeille en direction de l'autre paroi a été réglée à $0,4 \pm 0,1$ m/s. De façon à uniformiser les échanges thermiques convectifs à l'extérieur du cube, celui-ci est positionné de façon à présenter une arête verticale face au vent [6]. 6 thermocouples sont répartis autour du cube extérieur pour mesurer la température ambiante régnant dans la chambre ventilée.

Le cube intermédiaire

Dans l'espace de 72 mm ménagé tout autour du cube chauffé, viennent se placer les produits à tester. Ceux-ci sont constitués, le plus souvent, d'un empilement de feuilles plus ou moins épaisses de matériaux variés (feuilles plastiques, mousses, ouates, films d'aluminium ou plastiques polyester ou polyéthylène, film PVC à bulles...). Ces produits d'épaisseur de l'ordre de 10 à 30 mm (parfois difficile à évaluer si les constituants ne sont pas liés fermement entre eux) sont montés sur un cadre cubique renforcé, sur chaque face, par des étrésillons qui empêcheront le complexe, s'il n'est pas assez rigide, de s'incurver et toucher l'une des parois des autres cubes (figure 4). Ce cadre est réalisé avec les mêmes tubes carrés creux de PVC que le cube intérieur.

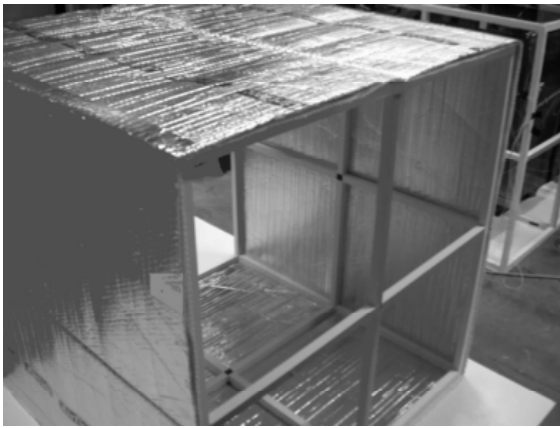


Figure 4 : Vue du cube intermédiaire support du produit à tester.

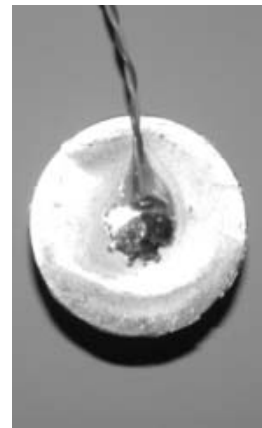


Figure 5 : Vue de détail d'un thermocouple fixé sur son disque de cuivre.

Ces barreaux de PVC constituent aussi des obstacles à l'écoulement de convection pouvant être créé dans la lame d'air intérieure, mais ces obstacles existent aussi pour les installations dans les bâtiments réels. On fera seulement remarquer que pour des écarts de température identiques, les coefficients d'échange convectifs sont d'autant plus importants que les hauteurs des cavités sont petites (effet de bord d'attaque) [7]. Ainsi la présence de ces cadres en PVC apportent, sur la convection, un effet comparable aux tasseaux de montage des complexes minces dans les bâtiments et, sur la conduction, (par les ponts thermiques ainsi obtenus) un effet négligeable (bien que 10 fois plus conducteurs que l'air, les carrés de PVC présentent une section de passage du flux thermique environ 100 fois moins importante que la lame d'air). Des thermocouples sont collés approximativement au centre des 6 faces intérieures et extérieures du produit à tester pour avoir une idée du gradient thermique à travers le matériau.

La métrologie de contrôle

Rien n'est plus difficile que de mesurer la température de surface d'un matériau transparent (dans l'IR) ou opaque mais de faible épaisseur [8]. En ce qui concerne les feuilles

minces, tout particulièrement faites de matériaux peu conducteurs ($\lambda < 0,5 \text{ W}/(\text{m.K})$), le puits de chaleur introduit par les fils du thermocouple adhérent à la surface peut, s'il existe des gradients de température importants le long desdits fils, engendrer des écarts de température non négligeables. C'est pourquoi, après un calcul de bilan thermique, il a été décidé que chaque thermocouple devant mesurer la température d'une feuille mince devait être soudé sur un disque de 2 cm de diamètre, taillé dans un clinquant de cuivre de 1/10 mm d'épaisseur et collé avec une colle thermiquement conductrice ($\lambda \approx 8 \text{ W}/(\text{m.K})$) (Voir figure 5). Tous les thermocouples utilisés sur ce banc sont tirés depuis les mêmes bobines de fils de cuivre et de constantan de 13/100 mm gainés de téflon.

La mesure des flux de chaleur s'effectue à partir de l'évaluation des puissances électriques introduites de façon continue dans le cube chauffant. La tension, adaptable par des transformateurs de tension (Variac), alimentant les 2 ventilateurs (toute l'énergie des ventilateurs est dissipée finalement en chaleur) et les films chauffants, ainsi que les intensités des courants sont mesurées aux bornes de deux shunts étalonnés de $0,1 \Omega$. La mesure des résistances électriques à chaud vient confirmer les valeurs obtenues. On notera que l'alimentation électrique du dispositif est branchée en aval d'un régulateur de tension secteur (Dinatra Vigile) qui réduit les fluctuations à moins de 1 % de la tension nominale.

L'ensemble des données est recueilli sur 3 cartes d'acquisition numérique Agilent 34970A permettant l'acquisition de 64 thermocouples sur des voies bas niveau (erreur de lecture $\leq 15 \mu\text{V}$), ainsi que les tensions aux bornes des 2 shunts pour les intensités (erreur de lecture $\leq 405 \mu\text{V}$) et aux bornes des éléments de puissance (résolution $6\frac{1}{2}$ digits) du cube intérieur pour les tensions.

Dans ce dispositif et à l'état stationnaire, toute la chaleur introduite au sein du cube intérieur doit franchir le complexe d'isolation à tester à l'exception des ponts thermiques créés par les supports de cube en polystyrène extrudé (flux de chaleur pratiquement identique à celui qui serait dû à l'air qu'il remplace) et le faisceau de thermocouples (flux de chaleur inférieur à 1/10 W pour un écart de température de $10 \text{ }^\circ\text{C}$ et pour 64 thermocouples traversant les lames d'air et le complexe).

L'obtention de l'état stationnaire dépend évidemment de la masse thermique de l'ensemble du dispositif. Le temps caractéristique évalué classiquement ($(m.C_p)/(h.S)$) est de l'ordre de 20 heures pour une masse de 100 kg d'équivalent en eau et un coefficient d'échange de l'ordre de l'unité ($\text{W}/(\text{m}^2.\text{K})$). Les expériences sont donc conduites sur des durées dépassant systématiquement 24 h. Deux exemples typiques d'enregistrements temporels de température sont donnés sur la figure 3.

Bien souvent, des rapports accessibles au public montrent des essais réalisés sur des durées beaucoup trop courtes et, de ce fait, seulement une faible partie de la chaleur introduite d'un côté du produit à tester le traverse. Pendant ces périodes trop courtes, la majorité du flux thermique est absorbée par la masse thermique embarquée. Ce flux de chaleur ne traverse donc pas l'isolant qui devient trompeusement très performant. Un modèle de transfert de chaleur instationnaire et uni ou bidirectionnel, bâti avec les données du banc d'essai, montrerait facilement cette fausse interprétation. En règle générale, la masse thermique des isolants thermiques pour le bâtiment étant faible devant la masse thermique à isoler (partie de l'enveloppe, mobilier...), le comportement dynamique se déduit immédiatement du comportement en régime stationnaire. Il est facile à modéliser [9, 10]. Toutes les émissivités indiquées ont été mesurées à la sphère intégrante, à des températures les plus basses possibles, (entre 60 et $100 \text{ }^\circ\text{C}$).

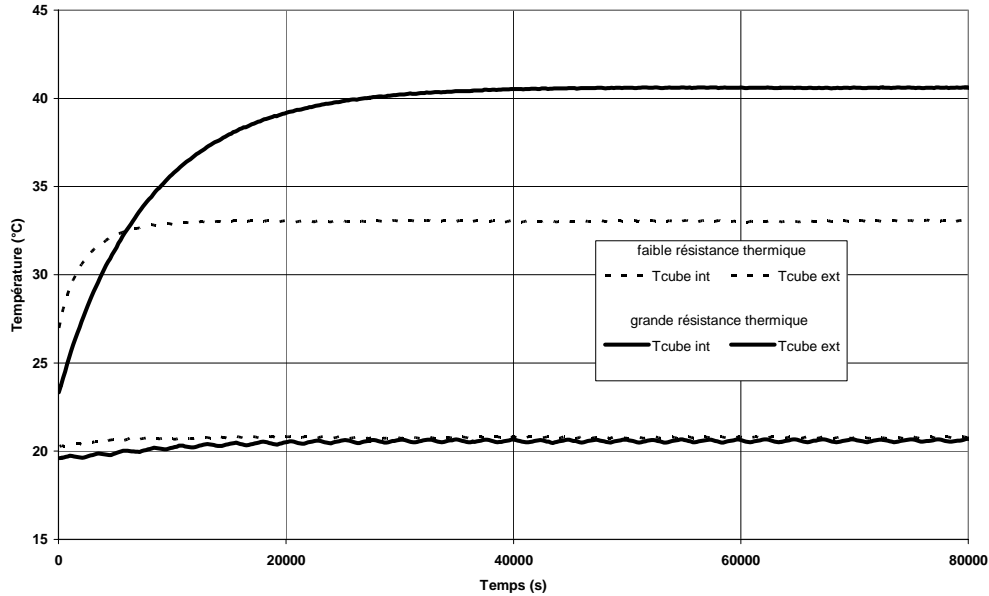


Figure 3 : Évolution dans le temps des températures des cubes intérieur et extérieur (en pointillé : faible résistance thermique, en foncé : grande résistance thermique).

La résistance thermique du complexe

La grandeur la plus simple pour quantifier la performance d'un complexe formé de 2 lames d'air et d'un assemblage de feuilles plus ou moins réfléchissantes est la résistance thermique R du complexe ($m^2.K/W$). Cette grandeur est à rapprocher de l'ancienne appellation de la résistance thermique des parois. Dans la RT 2005, cette grandeur n'apparaît plus directement, elle est remplacée par la notion de conductance (U) qui met en série la conductance de l'enveloppe (soit $1/R$, à laquelle il faut ajouter les conductances des autres éléments de paroi mis en série) et les 2 conductances intérieure et extérieure (coefficients d'échange interne et externe au bâtiment).

Dans le cadre du banc d'essai qui est présenté ici, R est obtenu par la relation :

$$R = \Delta T \times S / P \text{ (m}^2.K/W\text{)} \quad (1)$$

Dans cette expression, ΔT représente l'écart de température entre la moyenne temporelle des températures mesurées sur les 6 faces du cube extérieur, diminué de celle des 6 faces du cube intérieur. Les moyennes sont faites sur plusieurs heures et l'erreur absolue sur cette valeur ne dépasse jamais $0,2 \text{ }^\circ\text{C}$. Ainsi :

$$\Delta T = \frac{1}{6} \sum_{i=1}^6 \left(\frac{1}{Néch} \sum_{j=1}^{Néch} T_{cube \ ext_{i,j}}(t) \right) - \frac{1}{6} \sum_{i=1}^6 \left(\frac{1}{Néch} \sum_{j=1}^{Néch} T_{cube \ int_{i,j}}(t) \right) \quad (2)$$

Le problème peut se poser pour évaluer la surface S . Dans ces essais cette surface correspond à la surface médiane du complexe, soit $6,900 \text{ m}^2$. Certaines normes considèrent la surface intérieure, l'écart sur les surfaces peut atteindre 13 %.

Si des calculs complémentaires sont effectués sur des éléments du complexe, c'est toujours la surface médiane qui est prise en compte pour les calculs.

La grandeur P (W) représente la puissance électrique moyenne évaluée à partir de la mesure des courants et tensions aux bornes d'alimentation du dispositif. L'erreur relative estimée suite à plus de 60 essais est de l'ordre de 5 %.

Il en résulte que l'erreur relative à la valeur de R se situe toujours dans une fourchette comprise entre 6 et 8 %.

Par ailleurs, la résistance thermique du complexe est la combinaison série – parallèle de 3 résistances, dont une d'elle est radiative, R_{rad} . Cette résistance peut être approchée par :

$$R_{rad} = \frac{1}{4 \times F_{i,j} \times \sigma \times Tm^3} = \frac{1}{4 \times \varepsilon_{eq} \times \sigma \times Tm^3} \quad (m^2.K/W) \quad (3)$$

Pour un corps convexe de surface S_1 et d'émissivité ε_1 entourant un corps convexe de surface S_2 et d'émissivité ε_2 , le facteur de forme gris, $F_{i,j}$, s'écrit [11] :

$$F_{i,j} = \frac{1}{\left(\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{S_1}{S_2} \left(\frac{1}{\varepsilon_2} - 1 \right) \right)} \quad (m^2.K/W) \quad (4)$$

La température Tm est la température moyenne des 2 parois qui rayonnent entre elles (exprimée en degrés Kelvin). Cette température dépend du niveau de température auquel ont été faites les mesures. De ce fait, la résistance radiative peut être majorée si l'application se situe à des températures plus basses. Pour des raisons techniques, on a choisi de travailler à une température ambiante constante de $19 \pm 0,5$ °C. Pour une application à une température extérieure de -10 °C, la résistance radiative peut donc être théoriquement majorée de 30 % environ. Par ailleurs, la température Tm dépend aussi de la puissance injectée. A température ambiante extérieure donnée, Tm augmente avec la puissance. Pour comparer différents matériaux entre eux, il faut donc se donner les résistances thermiques pour un même écart de température entre les 2 cubes, autour d'une même température moyenne.

Le calcul de l'efficacité énergétique du complexe

A partir de la notion de résistance, nous pouvons définir une efficacité énergétique, E , des complexes BTR, associés à 2 lames d'air, en se référant à deux cas extrêmes :

1. L'efficacité minimale ou nulle correspond à une absence d'isolation autre que celle d'une lame d'air de 72 mm qui entoure le cube intérieur. Dans ce cas, de la convection naturelle prend naissance. Elle engendre des circulations globales autour du cube intérieur et des cellules secondaires entre les faces du cube intérieur et celles du cube extérieur. Cette convection engendre un transfert de chaleur important. A cet échange convectif, se superpose l'échange radiatif entre les parois des 2 cubes (émissivités $0,93 \pm 0,02$ et $0,97 \pm 0,02$).

La valeur de la résistance thermique de cette lame d'air appelée $R(\text{air} + \text{rayonnement})$ est obtenue expérimentalement sur le banc. Ce cas définit l'efficacité $E = 0$. On fera seulement remarquer que des ouvertures pratiquées dans le cube extérieur entraîneraient des entrées et sortie d'air et donc une efficacité négative.

Cette configuration a été testée et elle correspond au cas dit « à vide ». Il faut injecter une puissance de l'ordre de 400 W pour obtenir un écart de température moyen de 10 °C entre les 2 cubes étanches. On retrouve au passage qu'une lame d'air d'environ 7 cm de large constitue un très mauvais isolant thermique.

2. En toute rigueur, l'efficacité maximale devrait correspondre à un flux de chaleur nul entre les 2 cubes. Il faudrait alors que les émissivités des parois soient nulles et que le volume entre les cubes soit vide d'air (résistance thermique infinie) et sans ponts thermiques. Cette solution, est très difficile à réaliser sur terre (les isolants sous vides voudraient se rapprocher de cette situation). Une configuration toute théorique et plus réaliste a été préférée. Cette situation, $E = 1$, correspond au cas d'une lame d'air au repos entre les 2 cubes d'émissivité nulle (R_{rad} , résistance radiative infinie). Les valeurs choisies pour ce calcul de référence

d'échange purement conductif sont donc : $\lambda = 0,025 \text{ W} \cdot (\text{m} \cdot \text{K})^{-1}$; $e = 0,072 \text{ m}$; $S = 6 * 1,072^2 = 6,90 \text{ m}^2$, ce qui définit la grandeur $R(\text{air au repos rayonnement nul})$.

L'efficacité est donc définie comme suit :

$$E = \frac{R(\text{complexe}) - R(\text{air} + \text{rayonnement})}{R(\text{air au repos rayonnement nul}) - R(\text{air} + \text{rayonnement})} * 100 \quad (5)$$

Si le complexe est très performant, sa résistance thermique $R(\text{complexe})$ est idéalement celle de l'air au repos avec rayonnement nul et dans ce cas, $E = 1$.

Si le complexe n'est pas performant, tout se passe comme s'il n'y avait pas de barrière réfléchissante et ainsi, sa résistance se rapproche de celle de l'air avec rayonnement et convection forte. Dans ce cas $E = 0$.

Les valeurs de R dépendant de la température moyenne de l'expérience et de l'écart de température entre les deux cubes, l'efficacité E doit être calculée avec des résistances prises aux mêmes températures. On propose, par exemple, de conserver uniquement la valeur interpolée parmi les essais à la température extérieure de $19 \text{ }^\circ\text{C}$ et un écart de température de $10 \text{ }^\circ\text{C}$ entre les 2 cubes.

Test de complexes

Pertes thermiques pour différents complexes

Différents complexes ont été réalisés et testés et quelques caractéristiques ont pu être retrouvées par l'expérience. Considérons tout d'abord les résultats concernant les mesures de température des 2 cubes pour différentes puissances injectées. La figure 4 montre que les différents résultats expérimentaux se retrouvent dans le secteur angulaire limité en bas par la courbe théorique (*air au repos*) donnant la puissance dissipée dans le cas $E = 1$ et, en haut, par la courbe (*essais à vide*) donnant la puissance mesurée pour la configuration $E = 0$. On remarquera aussi que le fait de diviser la lame d'air en deux diminue au moins de moitié les échanges de chaleur (film réflecteur double). Tous les complexes testés sont en fait des cubes entourant complètement le cube intérieur et les échanges convectifs directs entre le cube extérieur et le cube intérieur sont bloqués. Bien évidemment, les pertes thermiques les plus faibles sont obtenues pour les produits constitués de matériaux de faible conductivité thermique et possédant des émissivités petites.

Influence de l'émissivité de paroi

Différents essais ont été entrepris avec le même complexe, d'épaisseur de l'ordre de 12 mm , monté sur un cube en carré de PVC comme indiqué plus haut et recouvert sur les faces intérieures et/ou extérieures de matériaux fortement émissifs (une peinture noire possédant une émissivité voisine de $0,93 \pm 0,02$ ou encore une feuille de papier noir mat collée en quelques points sur les faces du cube extérieur). La figure 5 donne l'efficacité de ces différentes solutions pour différents écarts de température entre les 2 cubes.

Si l'on se focalise sur les valeurs obtenues à un écart de température de $10 \text{ }^\circ\text{C}$, le complexe avec des faces faiblement émissives ($\varepsilon = 0,12 \pm 0,03$) voit son efficacité initiale passer d'environ $41 \pm 8 \%$ à une valeur de $33 \pm 7 \%$ si sa face intérieure est fortement émissive, puis à $19 \pm 3 \%$ lorsque les 2 faces sont peintes en noir. Ce résultat laisse apparaître que si l'on part d'une situation avec des parois de complexe faiblement émissives (courbe

RFX), le fait d'augmenter les transferts radiatifs par la peinture (courbe RFX peint int) puis (courbe RFX peint int ext) augmentent systématiquement les conductances thermiques qui sont en parallèle avec l'échange conducto – convectif dans les lames d'air.

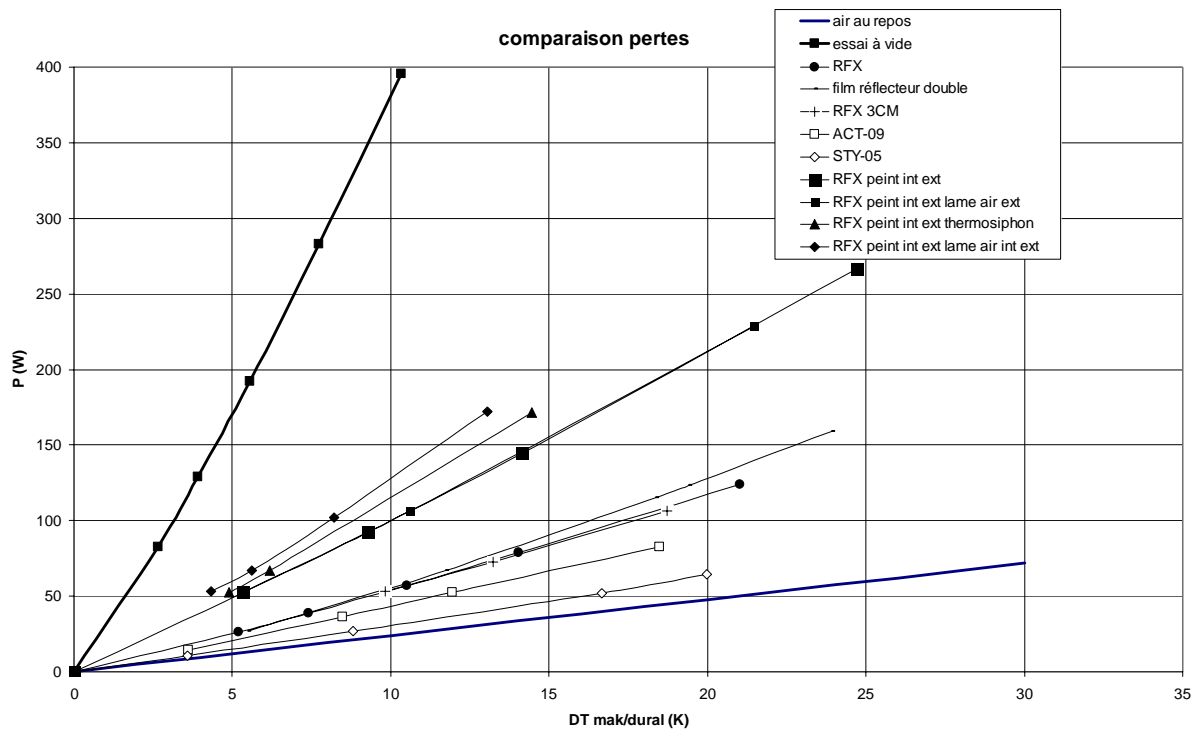


Figure 4 : Comparaison des pertes thermiques pour différents complexes.

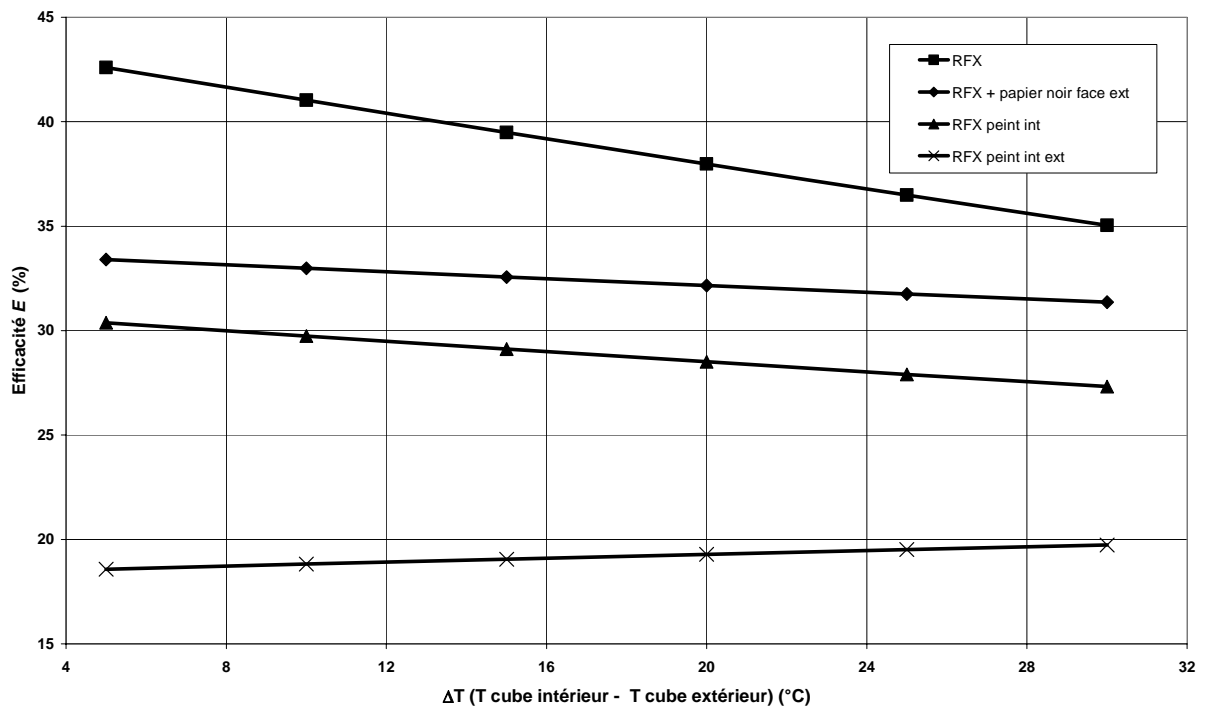


Figure 5 : Influence de l'émissivité des parois sur l'efficacité du complexe

Cependant, même avec un produit de basse émissivité, l'efficacité ne dépasse pas 40%. Ceci signifie que les lames d'air, d'épaisseur environ 3 cm, ne sont pas complètement au repos.

Influence de l'épaisseur de la barrière réfléchissante

Une série d'essais a permis de mettre en évidence un comportement intéressant, fonction de l'épaisseur du cube intermédiaire constitué de barrière réfléchissante. On considère différents complexes possédant des parois d'émissivité voisine mais d'épaisseur de plus en plus grande. Sur la figure 6, on compare la résistance thermique du complexe à celle que l'on aurait avec une lame d'air en conduction pure et sans transfert radiatif. Pour les cubes intermédiaires de faible épaisseur, avec une double paroi soit remplie d'air, soit constituée d'empilement de feuilles de mousse plus ou moins conductrices de la chaleur (courbe RFX, courbe double feuille métallique), la résistance du complexe est de l'ordre de 40 % de la résistance de conduction pure. Pour des cubes intermédiaires plus épais, de l'ordre de 2 à 3 cm, laissant donc des lames d'air plus minces de chaque côté, on atteint un rapport de résistance dépassant 50 % pour le produit ACT-09). Enfin, le dernier cas pour lequel le cube intermédiaire est réalisé à l'aide de panneaux de polystyrène extrudé de 5 cm d'épaisseur, recouverts de feuilles métalliques de basse émissivité sur leurs 2 faces, on obtient une valeur du rapport des résistances thermiques voisine de 75 % de celle du cas idéal.

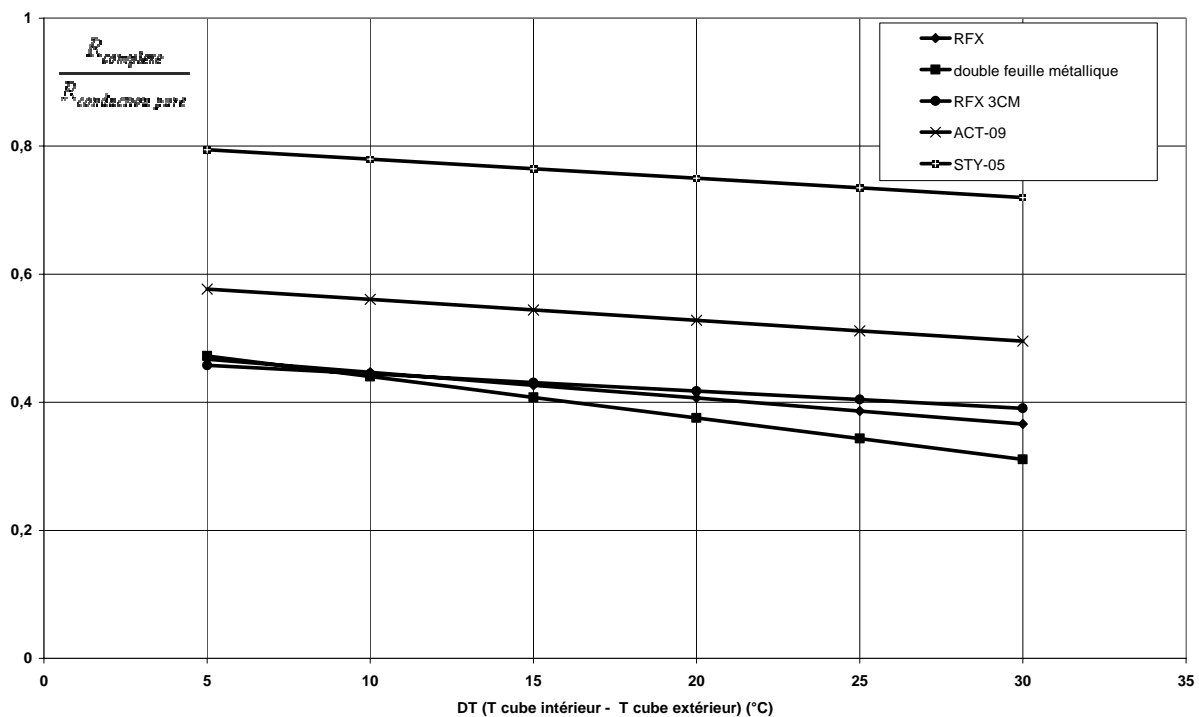


Figure 6 : Influence de l'épaisseur de la barrière réfléchissante intermédiaire

On peut donc supposer que le mouvement de convection naturelle se réduit très sensiblement lorsque l'épaisseur des lames d'air diminue. Il se pourrait même que l'on assiste à un changement brusque de régime caractérisé par une bifurcation supercritique, tout au moins dans les lames d'air horizontales du plafond. Les valeurs du nombre de Rayleigh sont tout à fait du même ordre de grandeur que la valeur critique. [12]. (Il n'existe pas de bifurcation entre le régime conductif et le régime convectif stationnaire dans les lames d'air

verticales, seules existent des bifurcations de Hopf qui se produisent probablement pour des écarts de température plus élevés. Et ces dernières bifurcations supposent qu'un écoulement stationnaire préexiste [13]). En diminuant l'épaisseur des lames d'air au plafond, on passerait d'un régime cellulaire à un régime conductif pur faisant chuter brusquement le transfert convectif. Attention, si les lames d'air sont trop minces, la conduction est alors trop grande et l'efficacité chute. Toutefois, ce comportement n'apparaît pas pour le matériau RFX3CM qui pourtant présente une épaisseur voisine de 3 cm (Figure 6, courbe RFX 3CM) car, très probablement, l'absence de convection est compensée par une trop grande conduction, au sein du matériau composite lui-même, due à des ponts thermiques internes.

L'essai effectué sur le polystyrène extrudé a permis de vérifier que le banc test était fiable car, par la connaissance de l'écart de température sur chacune des faces du cube intermédiaire et celle du flux thermique injecté, il a été possible de retrouver la conductivité thermique du matériau utilisé ($0,032 \pm 0,02 \text{ W} \cdot (\text{m} \cdot \text{K})^{-1}$). C'est une forme de validation du banc.

Ventilation des lames d'air

Il était tentant d'examiner l'influence d'une circulation d'air dans les lames d'air. C'est ce qui a été entrepris avec différents complexes minces ou épais, faiblement émissifs ou fortement émissifs. Un trou carré de 10 cm × 10 cm a été percé au centre du plafond et du plancher du cube métallique. De cette façon, un thermosiphon est créé dans la lame d'air extérieure, un effet cheminée peut s'installer et un débit d'air de ventilation plus ou moins important est provoqué [14]. Les efficacités des complexes sont alors mesurées sur plusieurs essais avec des puissances injectées différentes. Elles sont ensuite calculées par interpolation pour un écart de température de 10 °C entre le cube intérieur et le cube extérieur et à 19 °C de température ambiante. Les résultats sont consignés dans le tableau 1.

configuration	RFX 3CM	ACT-09	RFX peint
lames d'air étanches	40,8	53,2	18,8
Ventilation naturelle lame extérieure	39,8	52,8	18,8
Ventilation naturelle lames intérieure et extérieure	24,0	29,8	13,4
thermosiphon entre les 2 lames d'air			16,0

Tableau 1 : Efficacités en pourcents de différents complexes avec des lames d'air intérieures et extérieures ventilées.

Une simple ouverture dans la lame d'air extérieure, ne détériore pas trop l'efficacité du complexe. En effet, dans cette cheminée particulière, les écarts de température sont faibles (le cube métallique est toujours à une température proche de la température ambiante). Les pertes de charge sont trop importantes (les sections de passage de l'air dans les 2 trous sont petites $4 \times 10 \times 3 \text{ cm}^2$ et le circuit aéraulique impose des changements brusques de direction de l'écoulement). La vitesse en sortie de la cheminée reste donc faible, de l'ordre de 20 cm/s mesurée à l'anémomètre, ce qui entraîne un débit d'enthalpie très faible, voisin de 4 W. On est proche d'un régime de thermosiphon en conduction pure [15]. Le cas d'une ventilation forcée serait intéressant à examiner.

Lorsque 2 ouvertures identiques aux précédentes sont appliquées dans le matériau monté sur le cube intermédiaire, on obtient 2 cheminées en parallèle, ouvertes sur l'extérieur. Cependant, les écarts de température entre l'ambiance et la cheminée intérieure étant plus importants que précédemment, les débits d'air sont plus grands et l'efficacité s'en trouve alors nettement diminuée, quel que soit le type de matériau (mince, réfléchissant, épais, noir). Les

vitesse peuvent alors atteindre 50 cm/s et les écarts de température entre la sortie et l'entrée des cheminées peut dépasser 17 °C (pour 170 W de puissance et un écart de température de 20 °C entre le cube intérieur et le cube extérieur). Donc, si la lame d'air intérieure communique avec l'extérieur, l'efficacité diminue fortement. Le cas du court circuit entre les 2 lames d'air s'obtient en obturant les ouvertures pratiquées dans le cube extérieur et en laissant les ouvertures dans le cube intermédiaire. Un thermosiphon s'installe alors, l'air montant dans la lame d'air intérieure plus chaude et redescendant dans la lame d'air extérieure. Un échange thermique supplémentaire se produit, diminuant sensiblement l'efficacité du complexe, même dans le cas d'un complexe peu performant. Cette situation est bien sûr à éviter dans le bâtiment.

Conclusion

Un banc d'essai a été présenté. Il est destiné à mesurer, sans étalonnage préalable, l'efficacité énergétique de complexes formés de barrières thermiques réfléchissantes entourées de lames d'air. Il est basé sur le principe du fluxmètre global, en mesurant l'écart de température de chaque côté du complexe entourant, sans ponts thermiques, une source de chaleur connue.

Un soin particulier a été apporté à la définition du banc et aux procédures de mesure de façon à faire ressortir les spécificités des matériaux testés dans le domaine radiatif. Ce dispositif permet d'évaluer, sans ambiguïté possible, une résistance thermique globale du complexe et d'en déduire un coefficient d'efficacité en comparant les puissances dissipées à celles obtenues dans deux cas extrêmes (un cas mesuré d'efficacité minimale et un cas idéal d'efficacité maximale).

Cette mesure permet d'examiner rapidement les performances globales d'un produit sans reproduire tout un ensemble de tests fastidieux (2 ou 3 tests suffisent). Cette caractérisation globale peut être critiquée dans la mesure où elle ne correspond pas à un usage typique du bâtiment pour l'isolation de parois verticales ou inclinées. On peut répondre qu'ici, on introduit un phénomène de convection naturelle dans les lames d'air qui ne doit pas être très éloigné de ce qui se produit dans les lames d'air des parois des bâtiments. Les ordres de grandeur des résistances thermiques sont voisins et donc suffisants pour des calculs simplifiés.

Les données acquises peuvent donner lieu à une analyse plus approfondie, essayant de retrouver les bilans instationnaires sur chaque face pour confirmer cette dernière affirmation.

Enfin, l'analyse rapide qui a été faite ici, n'évoque pas les états transitoires qui ont été enregistrés et qui peuvent eux aussi être soumis à interprétation pour statuer sur le comportement temporel des complexes.

Références bibliographiques

[1] Décret n° 2006-592 du 24 mai 2006 relatif aux caractéristiques thermiques et à la performance énergétique des constructions, J.O n° 121 du 25 mai 2006, texte n° 14 sur 155, 2006.

[2] Commission chargée de formuler des avis techniques sur des procédés, matériaux, éléments ou équipements utilisés pour la construction, G20 : Produits et procédés spéciaux d'isolation, Performance des produits minces réfléchissants opaques utilisés dans l'enveloppe des bâtiments, note d'information N° 1, version 3, 24/06/2004.

[3] Publication collective, CENERG, école des mines de Paris, Performances comparées de la laine de verre et des isolants minces réfléchissants, revue chaud froid plomberie, N° 677, mars 2005, p53 – 57.

[4] Site Internet www.reflextherm.com/htm/Test_comparatifs.asp, tests réalisés avec le concours de l'IUT de Saint Brieux, 2006.

[5] C. Morillon, F. Bertin, F. Penot, Analyse du comportement de chambres d'essai pour meubles frigorifiques de vente, Revue Générale du Froid, n°963, pp. 21-24, 1996.

[6] D.A.A. Quintela, A.R. Borges, F. Penot, Thermal diffusion from a surface mounted cube, Second Asia-Pacific symposium on wind Engineering, 26-29 June, Beijing, 1989.

[7] H. Schlichting, Boundary layer theory, Mac Graw-Hill Book Company, 1968.

[8] Ouvrage collectif coordonné par J.P Bardon et R. Javelas, Mesure des températures de surface des matériaux semi-transparents, ARC métrologie CNRS-ADEME, Messages Imprime Vite – Toulouse, 1994.

[9] F. Yguel, F. Penot, Étude théorique de la conduction bidimensionnelle instationnaire dans un mur soumis à un flux radiatif uniforme, Revue de Physique Appliquée, vol. 17, p. 607-615, 1982.

[10] F. Yguel, F. Penot, Transfert de chaleur instationnaire dans les murs verticaux d'un bâtiment, Revue Générale de Thermique, n°252, p. 973-981, Décembre 1982.

[11] J-F Sacadura, coordonnateur, Initiation aux transferts thermiques, CAST, technique et documentation, 4^{ème} tirage, p 145, 1993.

[12] J. Zierp, H. Oertel, Convective Transport and Instability Phenomena, Verlag, 1982.

[13] A. Benkhelifa, Contribution à l'étude expérimentale des bifurcations de convection naturelle dans une cavité en air différentiellement chauffée : influence de l'inclinaison, thèse de l'Université de Poitiers, 2006.

[14] F. Penot, A-M. Dalbert, Convection naturelle mixte et forcée dans un thermosiphon vertical chauffé à flux constant, International journal of heat and mass transfer, vol. 26, n°11, p. 1639-1648, 1983.

[15] F. Penot, J-L. Peube, Sur le régime de conduction aux petits nombres de Rayleigh dans le thermosiphon vertical, Note aux C.R.A.S., T-292, n°13, Série II, p. 931-933, 1981.

Remerciements

Les auteurs remercient l'ADEME pour sa participation financière à cette étude dans le cadre du projet CARABAR, du PREBAT 2005 (Programme de Recherche sur le Bâtiment 2005) mis en place par l'ANR.