

# Difficultés liées à la réalisation d'un montage expérimental monodimensionnel pour l'étude des transferts de chaleur et de masse dans les milieux poreux non-saturés

J. C. BATSALE, D. STEMMELLEN et A. DEGIOVANNI

L.E.M.T.A., ENSEM, U.R.A., C.N.R.S. 875, 2 Av de la foret de Haye, 54516 Nancy Cedex, France

(Reçu le 5 avril 1991)

**Résumé**— Notre but est d'étudier précisément les transferts de chaleur et de masse dans les milieux poreux non-saturés ou dans les matériaux à changement de phase. Nous proposons un montage expérimental dans une géométrie classique (cylindre de petit diamètre par rapport à la hauteur à température imposée à la base et au sommet, isolé latéralement), permettant une mesure d'absorption gammamétrique en fonction de la hauteur. La principale difficulté est liée à l'isolation latérale qui doit être efficace aussi bien en régime transitoire qu'en régime permanent. La principale originalité est de mesurer le flux de chaleur à la base et au sommet du cylindre, en permettant ainsi de tester l'isolation thermique plus particulièrement en régime permanent. Nous présentons enfin les difficultés de mise au point ainsi que les résultats obtenus.

## 1. INTRODUCTION

NOTRE but est d'étudier les transferts de chaleur et de masse dans un milieu isolant dont la répartition spatiale de densité et de propriétés thermophysiques est variable dans de faibles proportions. Les illustrations classiques de ce genre de milieu sont les milieux à changement de phase ou les milieux poreux non-saturés.

Dans le cas de ces derniers, la géométrie classique, utilisée (on peut notamment citer Krischer [1] et Crausse *et al.* [2]) est celle d'un cylindre de révolution étanche de hauteur grande par rapport au diamètre. Cette géométrie a l'avantage de permettre la mesure des gradients d'humidité le long de la hauteur, par gammamétrie par exemple. Elle induit cependant, la difficulté d'isoler thermiquement la paroi latérale, d'autant qu'elle doit être suffisamment transparente aux rayons gamma. De ce fait, si des mesures de température et d'humidité ont été effectuées par ces auteurs, il n'existe pas, à notre connaissance d'expérimentation ayant permis une mesure correcte de flux de chaleur dans le cylindre.

A l'inverse, les transferts thermiques peuvent être mieux étudiés dans le cas où le diamètre du cylindre est grand par rapport à la hauteur [3], mais alors seulement en fonction de l'humidité moyenne du matériau.

Nous proposons de mettre au point un montage expérimental, selon la géométrie classique de la Fig. 1, où la principale originalité est de mesurer les flux de chaleur à la base et au sommet du cylindre, en nous permettant de tester et de limiter les pertes thermiques pariétales, en régime permanent.

Nous montrons d'abord la difficulté d'isolation sur

des systèmes courants. Nous effectuons ensuite l'étude d'un montage sous vide avec écrans. Une étude en régime transitoire basée sur une résolution analytique dans l'hypothèse de l'ailette est effectuée pour les différents types d'écrans de façon à tester l'efficacité des différents systèmes aux temps courts. Nous présentons ensuite la description de deux montages expérimentaux : l'ailette rainurée et le montage sous vide avec écrans. Nous exposons enfin les résultats obtenus, à l'aide des deux systèmes, sur un échantillon homogène constitué d'un empilement de billes de verres, de caractéristiques connues, mesurées par méthode flash.

## 2. ETUDE DES SYSTEMES COURANTS

### 2.1. Cas de l'ailette

Considérons un cylindre de conductivité thermique  $\lambda$ , de diamètre  $D$  et de coefficient d'échange externe  $h$ . Soit  $Bi$ , le nombre de Biot associé :

$$Bi = hD/\lambda. \quad (1)$$

Dans le cas où  $Bi$  est petit, on peut supposer que les isothermes sont perpendiculaires au grand axe du

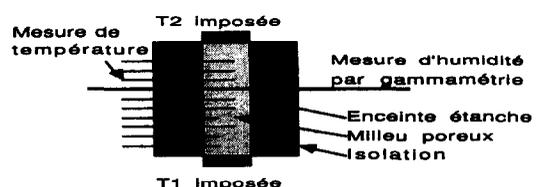


FIG. 1. Montage classique permettant l'étude des transferts de chaleur et de masse dans les milieux poreux non-saturés.



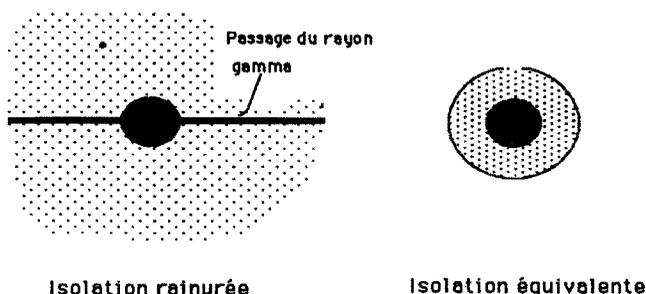


FIG. 3. Pont thermique occasionné par une rainure restant le siège d'échanges par convection naturelle.

2.4. Superisolants

Les dispositifs constitués de minces feuilles réfléchissantes entretroisées sous vide ont des performances meilleures que les isolants ordinaires cependant leurs caractéristiques ne sont pas celles d'un milieu isotrope et sont difficilement mesurables et reproductibles (voir par exemple [5]).

Nous proposons un dispositif basé sur le principe des superisolants, c'est à dire un système constitué d'écrans mis sous vide. On s'efforcera, cependant, de maîtriser les caractéristiques des transferts thermiques dans tout le dispositif.

3. ETUDE PREPARATOIRE D'UN MONTAGE SOUS-VIDE AVEC ECRANS

3.1. Propriétés du vide secondaire

Knudsen cité par Kennard [6] a traité le cas de conduction gazeuse entre deux plaques suffisamment rapprochées, à des pressions suffisamment basses pour que le libre parcours moyens des molécules ( $l_m$ ) soit grand devant la distance entre les parois ( $d$ ).

Pour une distribution de vitesses de molécules approximativement maxwellienne, il introduit la notion de coefficient d'acomodation de façon à traduire le choc non-élastique des molécules sur la paroi ( $a_{ci}$  relatif à la paroi  $i$ ). Ce coefficient est toujours inférieur à l'unité.

On peut alors décrire le transfert thermique par un coefficient d'échange  $h$  ne dépendant pas de la distance entre les parois :

$$h = \frac{\lambda_g}{(K_1 + K_2)l_m} \tag{4}$$

où

$\lambda_g$ : conductivité thermique du gaz

$K_i$ : nombre de Kennard associé à la paroi  $i$

$$K_i = 1,96 Pr \left( \frac{\gamma - 1}{\gamma} \right) \left( \frac{2 - a_{ci}}{a_{ci}} \right) \tag{5}$$

avec

$Pr$ : nombre de Prandtl

$\gamma$ : rapport des chaleurs spécifiques à pression constante et à volume constant.

Dans les conditions de notre montage ( $l_m = 1$  m et  $d = 1$  mm), on obtient un coefficient d'échange de

l'ordre de  $5 \times 10^{-3} \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$ . Ce coefficient est largement négligeable par rapport au coefficient moyen d'échange par rayonnement qui est de l'ordre de  $6 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$ .

3.2. Echanges par rayonnement

De façon à évaluer les pertes par rayonnement entre les écrans et la paroi de l'éprouvette, nous donnons ici les résultats de calculs concernant les échanges de chaleur dans une cavité fermée (Fig. 4) constituée de parois opaques grises et diffusantes en émission et en réflexion. Nous considérons une cavité parallélépipédique constituée d'éléments de surface isothermes et d'extension latérale infinie (développement du cylindre). Compte tenu de ces hypothèses, une méthode de calcul classique décrite par exemple par Siegel et Howel [7], est utilisée.

Ceci nous permet de déterminer une épaisseur minimale entre la paroi de l'échantillon et l'écran à partir de laquelle l'échange peut être considéré comme uniquement radial (chaque élément échange seulement avec son vis à vis). Nous obtenons  $d = 1$  mm (voir Fig. 4).

3.3. Répartition de température au niveau des écrans

L'écran doit comporter une répartition de température la plus proche possible de celle du cylindre

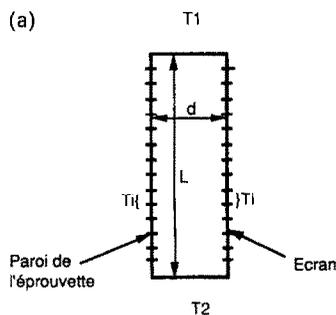


FIG. 4. Echanges radiatifs entre éprouvette et écran. (a) Schéma de la cavité parallélépipédique, agencement des surfaces isothermes.

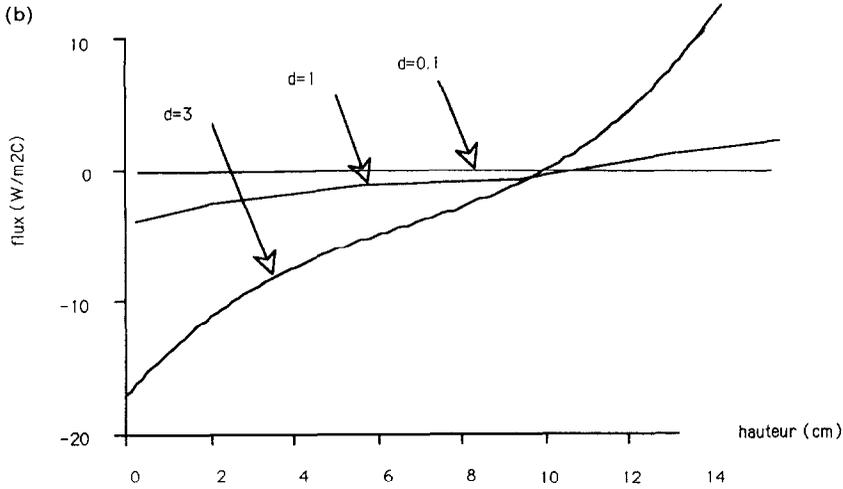


FIG. 4(b). Comparaison des échanges par rayonnement dans la cavité en fonction de la distance entre parois (*d* en cm), l'émissivité de chaque paroi est ici de 0,9.

contenant le milieu poreux. Cette répartition est linéaire si le milieu est homogène et lui-même parfaitement isolé.

Le problème à résoudre est donc identique à celui décrit par l'expression (2), l'écran doit lui-même comporter très peu de pertes latérales. Il doit donc être d'épaisseur suffisante et bon conducteur.

En géométrie plane, l'expression (2) devient :

$$\varphi_2/\varphi_1 = 1/\text{ch}(kl) \tag{2b}$$

avec :

$$k = (2h/\lambda e)^{0.5} \tag{3b}$$

Dans notre cas  $l = 0,16$  m ;  $e = 0,001$  m ;  $h = 0,6$  W m<sup>-2</sup> °C<sup>-1</sup> ;  $\lambda = 400$  W m<sup>-1</sup> °C<sup>-1</sup>. Le rapport  $\varphi_2/\varphi_1$  est alors de 96,3%.

### 3.4. Pertes dues aux fils de thermocouples

Les fils de thermocouples peuvent constituer de véritables ailettes de refroidissement puisqu'ils sont 'piqués' dans la paroi latérale. Ces pertes sont évaluées par l'expression (2) (en faisant tendre  $l$  vers l'infini) dans les zones chaudes de la paroi à environ 1% du flux global longitudinal.

### 3.5. Rainures permettant le passage du rayon gamma

Il n'est pas possible d'utiliser une paroi de cuivre même de 1 mm d'épaisseur sans atténuer le rayon gamma dans des proportions inacceptables. Il n'est pas non plus possible de percer la paroi de garde sans risquer de pont thermique.

Nous masquons la rainure à l'aide de 10 couches de papier aluminium (voir Fig. 5). Ce matériau a l'avantage d'être fin et de faible masse volumique donc très peu absorbant vis à vis de la gammamétrie. De plus, sa faible émissivité et sa bonne conductivité thermique permettent un raccord des isothermes par rapport aux écrans, satisfaisant.

A titre d'exemple nous étudions les caractéristiques

d'absorption gammamétrique dans un cas de mesure d'humidité dans un empilement de billes de verre.

Le dispositif consiste à mesurer l'absorption d'un faisceau collimaté de photons gamma au travers du milieu poreux (voir Norel [8] et Vachaud [9]). La relation entre photons absorbés et photons incidents est donnée par la loi de Beer :

Si le milieu est sec :

$$N_s = N_0 \exp(-\eta_s(1-\phi)x - \eta_e x_e) \tag{6a}$$

Si le milieu est humide :

$$N_w = N_0 \exp(-\eta_s(1-\phi)x - \eta_w \Theta x - \eta_e x_e) \tag{6b}$$

où

- $N_w$  : nombre de photons absorbés au travers d'un milieu humide
- $N_s$  : nombre de photons absorbés au travers d'un milieu sec
- $N_0$  : nombre de photons incident
- $\eta_s$  : coefficient d'absorption du constituant solide du milieu poreux
- $\phi$  : porosité
- $\Theta$  : teneur en eau
- $x$  : épaisseur du milieu poreux
- $\eta_w$  : coefficient d'absorption de l'eau

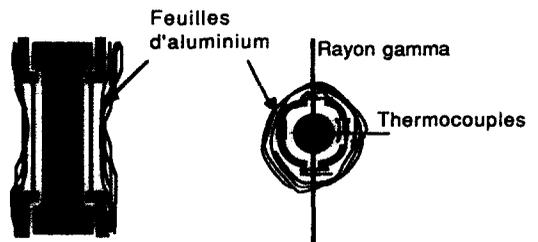


FIG. 5. Coupe de l'éprouvette et des écrans.

$\eta_c$ : coefficient d'absorption de l'enveloppe isolante  
 $x_c$ : épaisseur de l'enveloppe isolante.

Il convient, dans notre cas, que l'absorption due à l'isolation ne masque pas le contraste de teneur en eau. Les précautions prises pour l'écran (feuille d'aluminium) doivent s'accompagner d'une faible épaisseur de l'enceinte à vide (en macrolon), ce qui entraîne que le diamètre de celle-ci soit le plus faible possible, pour des raisons de tenue mécanique (dans notre cas 10 cm).

Un ordre de grandeur des valeurs expérimentales de notre système est :

$$\eta_s(1-\phi) = 50,7 \text{ m}^{-1} \quad x = 6 \times 10^{-2} \text{ m}$$

$$\eta_w = 19,6 \text{ m}^{-1} \quad \Theta \text{ varie de } 0 \text{ à } 40\%$$

$$\eta_{\text{alu}} \cdot x_{\text{alu}} = 0,187 \text{ pour } 20 \text{ couches de papier aluminium}$$

$$\eta_{\text{mac}} = 26 \text{ m}^{-1}; \quad x_{\text{mac}} = 8 \times 10^{-3} \text{ m (caractéristiques de la paroi externe en macrolon)}$$

avec :

$$\eta_c \cdot x_c = \eta_{\text{alu}} \cdot x_{\text{alu}} + \eta_{\text{mac}} \cdot x_{\text{mac}}$$

L'erreur relative sur  $\Theta$ ,  $(\Delta\Theta/\Theta)$  est obtenue en tenant compte du fait que l'émission résultant de l'absorption à sec est poissonnienne et que ce comptage est suffisamment précis. On pose :

$$N_s = Kt' \tag{7}$$

avec  $t'$  : durée du comptage. On obtient :

$$\frac{\Delta\Theta}{\Theta} = \frac{1}{\mu_w x \Theta (Kt')^{0.5}} \exp(-0,5(-\mu_w \Theta x)). \tag{8}$$

La Fig. 6 nous donne alors un ordre de grandeur de la précision de la mesure en fonction de la durée du comptage.

3.6. Défauts de montage des écrans—Simulation des transferts thermiques bidimensionnels en régime permanent

Nous présentons ici uniquement les transferts bidirectionnels (sans considérer les thermocouples et les rainures) à l'aide d'une simulation numérique pour différents cas de défauts de montage des écrans. La résolution a été effectuée grâce à un schéma classique

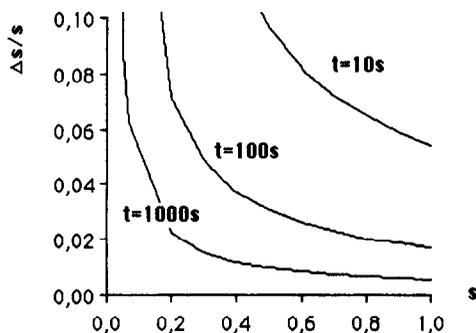


FIG. 6. Erreur relative effectuée sur la mesure gammamétrique dans le cas d'une isolation sous vide avec écrans.

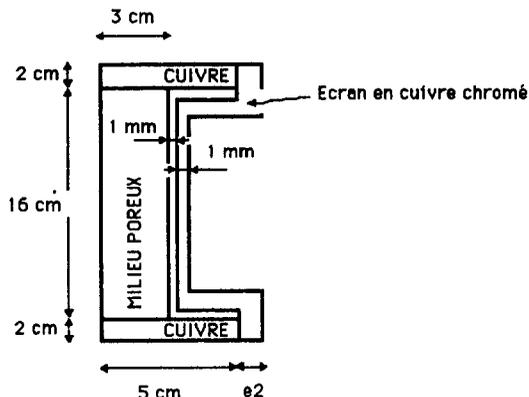


FIG. 7. Schéma et dimensions des éléments constitutifs du dispositif sous vide avec écrans analysé par simulation numérique.

aux différences finies. Les différents éléments du système, ainsi que les dimensions sont présentés sur la Fig. 7. L'émissivité de l'écran est de 0.1, celle de la surface externe de l'échantillon central est de 0.9. La valeur de la conductivité thermique de l'échantillon est celle des billes de verre sèches:  $0.2 \text{ W m}^{-1} \text{ K}^{-1}$ . On représente sur les figures de résultats (de 8 à 12), les isothermes dans chaque partie du système ainsi que les distributions de flux sur la surface de l'échantillon.

Effets dus à des contacts thermiques dissymétriques (voir Fig. 8). Nous imposons dans ce cas une résistance thermique de contact entre l'écran et le bain thermostaté de  $Rc = 10^{-4} \text{ W}^{-1} \text{ m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$  à la base et de  $Rc = 10^{-5} \text{ W}^{-1} \text{ m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$  au sommet du système. La répartition de température obtenue sur l'écran est elle-même dissymétrique et occasionne une répartition de

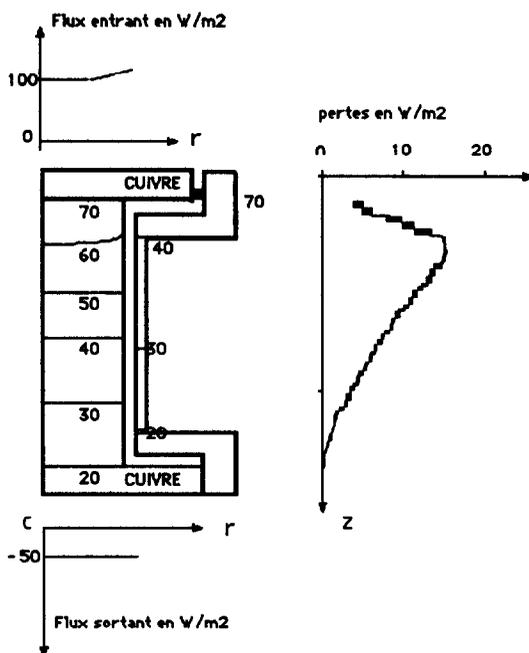


FIG. 8. Couplage dissymétrique.

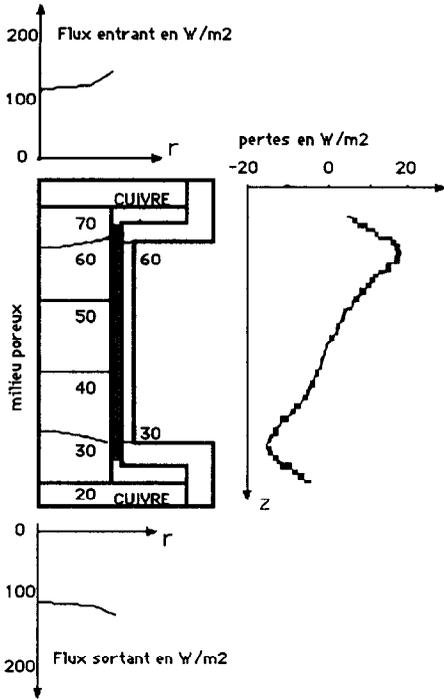


FIG. 9. Ecran court-circuit.

perles latérales importante au niveau de l'éprouvette. Ce genre de défaut peut être repéré par les valeurs mesurées par les fluxmètres aux deux extrémités du système.

*Cas d'un échange fort entre écran et éprouvette (voir Fig. 9).* Le fait de coller l'écran à la paroi de l'éprouvette force une répartition de température linéaire dans le milieu, mais le transfert de chaleur est court-circuité. Cet exemple montre que la seule répartition de température dans le milieu est une donnée insuffisante. Les niveaux des flux échangés latéralement sont très élevés (de l'ordre de  $20 \text{ W m}^{-2}$ ). D'autre part, bien qu'elles soient égales, les données de fluxmètres en entrée et en sortie n'ont aucun rapport avec les caractéristiques de l'échantillon. Ce système est analogue aux gardes actives à température linéaire imposée.

*Cas d'un écran mal dimensionné (voir Fig. 10).* Pour des raisons pratiques, le chemin suivi par l'écran n'est pas exactement le même que celui suivi par l'éprouvette. Les répartitions respectives de température ne peuvent donc pas correspondre si l'écran est d'épaisseur constante.

Il en résulte une perte de chaleur due à la différence de répartition de température dans les deux milieux en regard. On peut cependant constater que le niveau moyen des pertes est faible dans ce cas (de l'ordre de  $3 \text{ W m}^{-2}$ ). L'épaisseur de renforcement permettant d'éviter cet inconvénient est dans notre cas de  $e_2 = 4 \text{ mm}$  (voir cas idéal Fig. 12).

*Variation de conductivité thermique de milieu suivant la hauteur (voir Fig. 11).* On remplace le cylindre

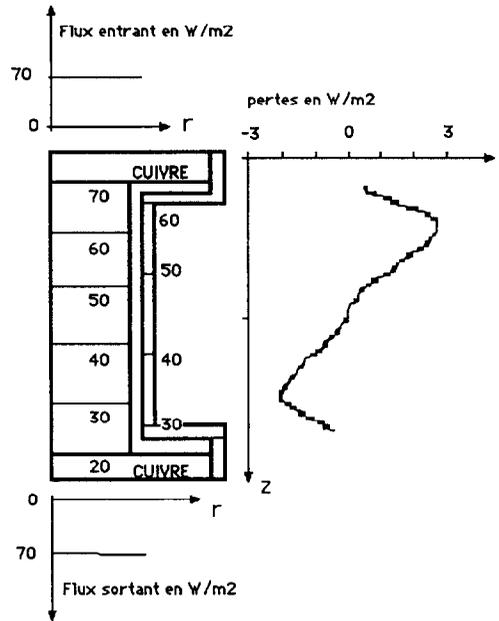


FIG. 10. Ecran mal dimensionné.

échantillon par deux cylindres de hauteur égales et de conductivité thermique :

$$\lambda = 0.2 \text{ W m}^{-1} \text{ K}^{-1} \text{ pour le milieu sec}$$

$$\lambda = 2 \text{ W m}^{-1} \text{ K}^{-1} \text{ pour le milieu humide.}$$

On constate que la distribution de température est linéaire dans chaque milieu (voir isothermes et valeurs des flux entrant et sortant). On ne peut cependant

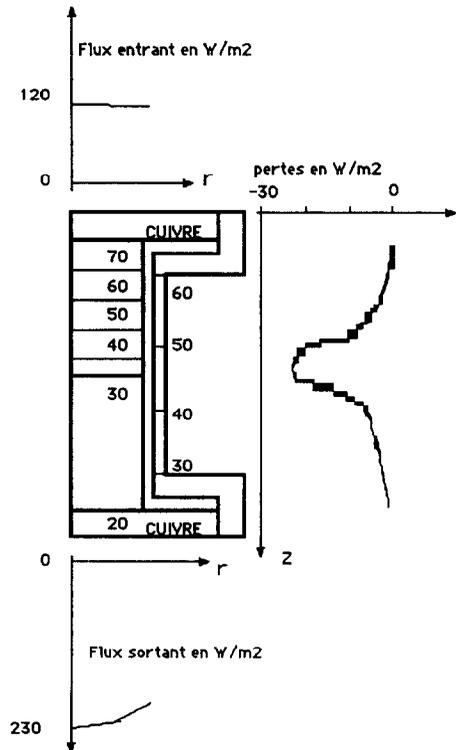


FIG. 11. Variation de conductivité du milieu.

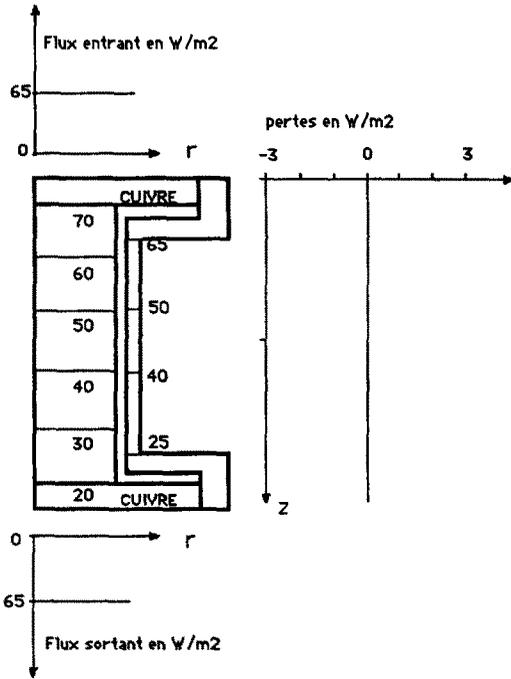


FIG. 12. Cas idéal.

éviter ici les pertes latérales. Une modélisation préalable tenant compte des pertes pariétales, même faibles dans notre cas, devra être effectuée pour ce genre de situation.

4. REGIME TRANSITOIRE

Si l'on admet que les échanges latéraux sont faibles devant les échanges longitudinaux et que le système est isolé sur sa face latérale externe, on peut considérer que les profils de température ne dépendent que de  $x$  (voir Fig. 13(a)). Le milieu poreux est supposé homogène et sec. Le système à résoudre est alors le suivant :

$$\frac{\partial^2 T_1}{\partial x^2} - \mu_1(T_1 - T_2) = \frac{1}{a_1} \frac{\partial T_1}{\partial t} \tag{9}$$

$$\frac{\partial^2 T_2}{\partial x^2} - \mu_2(T_2 - T_1) = \frac{1}{a_2} \frac{\partial T_2}{\partial t} \tag{10}$$

Soit  $\theta_i(x, p)$ , la transformée de Laplace de  $T_i(x, t)$  :

$$\theta_i(x, p) = \int_0^\infty \exp(-pt) T_i(x, t) dt \tag{11}$$

On obtient dans l'espace de Laplace :

$$\frac{d^2 \theta_1}{dx^2} - \mu_1(\theta_1 - \theta_2) = \frac{p}{a_1} \theta_1 - \frac{1}{a_1} T_1(x, 0) \tag{12}$$

$$\frac{d^2 \theta_2}{dx^2} - \mu_2(\theta_2 - \theta_1) = \frac{p}{a_2} \theta_2 - \frac{1}{a_2} T_2(x, 0) \tag{13}$$

où

$$\mu_1 = \frac{2h}{\lambda_1 r_1}, \quad \mu_2 = \frac{2hr_2}{\lambda_2(r_3^2 - r_2^2)}$$

et

$$a_i = \frac{\lambda_i}{\rho_i c_{pi}} \tag{14}$$

Pour les conditions aux limites :

$$T(0, t) = 1 \quad \text{et} \quad T(L, t) = 0 \tag{15}$$

et la condition initiale :

$$T(x, 0) = x/L \tag{16}$$

La solution s'écrit :

$$\begin{aligned} \theta_1(x) = & \left(\frac{1}{p}\right) \left( \frac{(\alpha_2^2 - p/a_1) \text{sh } \alpha_1(L-x)}{(\alpha_2^2 - \alpha_1^2) \text{sh } \alpha_1(L)} \right. \\ & + \left. \frac{(\alpha_1^2 - p/a_1) \text{sh } \alpha_2(L-x)}{(\alpha_1^2 - \alpha_2^2) \text{sh } \alpha_2(L)} \right) \\ & - \left( \frac{1}{a_1 \mu_1 + p} \right) \left( \frac{(\alpha_2^2 - p/a_1) \text{sh } \alpha_1(x)}{(\alpha_2^2 - \alpha_1^2) \text{sh } \alpha_1(L)} \right. \\ & + \left. \frac{(\alpha_1^2 - p/a_1) \text{sh } \alpha_2(x)}{(\alpha_1^2 - \alpha_2^2) \text{sh } \alpha_2(L)} \right) + \alpha_3 \frac{x}{L} \end{aligned} \tag{17}$$

$$\begin{aligned} \theta_2(x) = & \left(\frac{1}{p}\right) \left( \frac{(\alpha_2^2 - p/a_2) \text{sh } \alpha_1(L-x)}{(\alpha_2^2 - \alpha_1^2) \text{sh } \alpha_1(L)} \right. \\ & + \left. \frac{(\alpha_1^2 - p/a_2) \text{sh } \alpha_2(L-x)}{(\alpha_1^2 - \alpha_2^2) \text{sh } \alpha_2(L)} \right) \\ & - \left( \frac{1}{a_2 \mu_2 + p} \right) \left( \frac{(\alpha_2^2 - p/a_2) \text{sh } \alpha_1(x)}{(\alpha_2^2 - \alpha_1^2) \text{sh } \alpha_1(L)} \right. \\ & + \left. \frac{(\alpha_1^2 - p/a_2) \text{sh } \alpha_2(x)}{(\alpha_1^2 - \alpha_2^2) \text{sh } \alpha_2(L)} \right) + \alpha_4 \frac{x}{L} \end{aligned} \tag{18}$$

avec

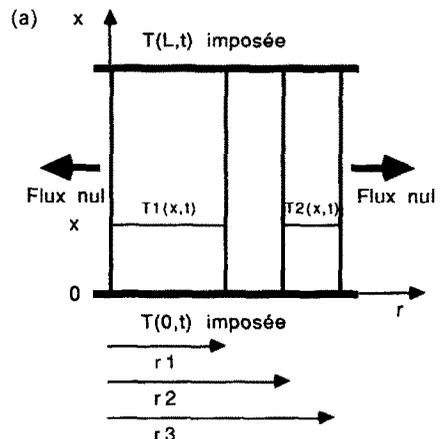


FIG. 13. Régime transitoire. (a) Hypothèses du régime transitoire.

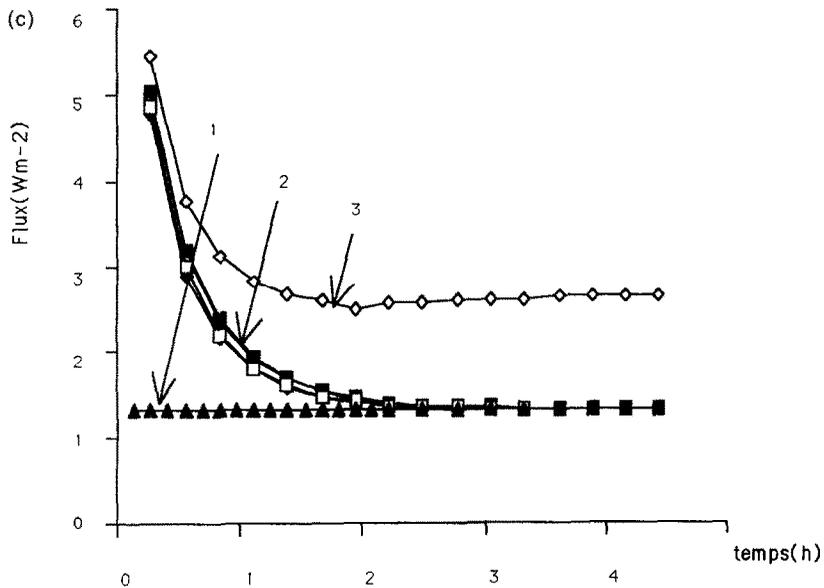
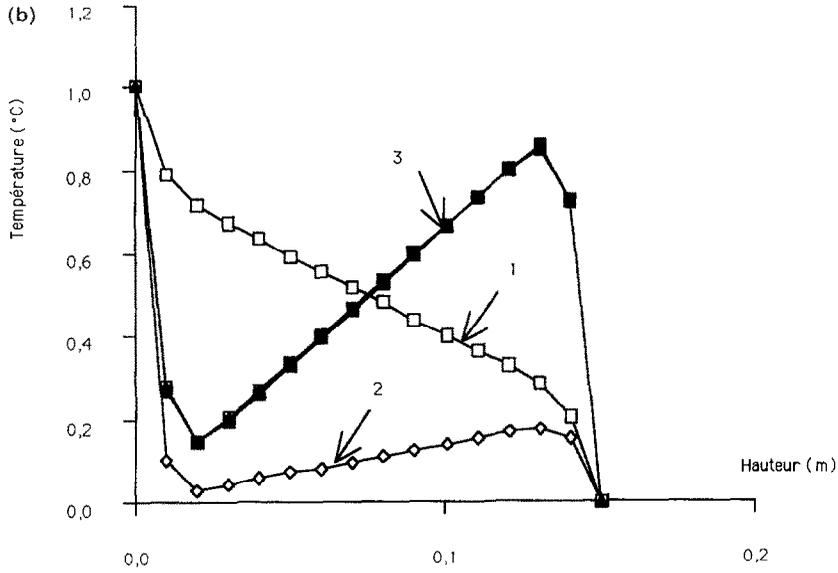


FIG. 13. (b) Répartition de température calculée obtenue au bout de 1000 s. (1) Correspond au cas 1-a. (2) Correspond au cas 2-a. (3) Correspond aux cas 1-b, 2-b, 3-b, et c. (c) Evolution du flux de chaleur au cours du temps. (1) Correspond au cas 1-a. (2) Correspond aux cas 1-b, 3-a, 3-b et c. (3) Correspond au cas 2-b.

$$\alpha_1 = \left( \frac{1}{2} \left( \left( \mu_1 + \frac{p}{a_1} + \mu_2 + \frac{p}{a_2} \right) + \left( \left( \mu_1 + \frac{p}{a_1} - \mu_2 - \frac{p}{a_2} \right)^2 + 4\mu_1\mu_2 \right)^{0.5} \right) \right)^{0.5} \quad (19)$$

$$\alpha_2 = \left( \frac{1}{2} \left( \left( \mu_1 + \frac{p}{a_1} + \mu_2 + \frac{p}{a_2} \right) - \left( \left( \mu_1 + \frac{p}{a_1} - \mu_2 - \frac{p}{a_2} \right)^2 + 4\mu_1\mu_2 \right)^{0.5} \right) \right)^{0.5} \quad (20)$$

$$\alpha_3 = \frac{\left( \frac{1}{a_1} \left( \mu_2 + \frac{p}{a_2} \right) + \frac{1}{a_2} \mu_1 \right)}{\left( \left( \mu_1 + \frac{p}{a_1} \right) \left( \mu_2 + \frac{p}{a_2} \right) - \mu_2 \mu_1 \right)} \quad (21)$$

$$\alpha_4 = \frac{\left( \frac{1}{a_2} \left( \mu_1 + \frac{p}{a_1} \right) + \frac{1}{a_1} \mu_2 \right)}{\left( \left( \mu_2 + \frac{p}{a_2} \right) \left( \mu_1 + \frac{p}{a_1} \right) - \mu_2 \mu_1 \right)} \quad (22)$$

Les équations précédentes permettent en particulier

de décrire le comportement du système aux temps courts.

Il suffit d'étudier la limite des expressions (17) et (18) quand  $p$  devient grand. On constate que les termes  $\mu_1$  et  $\mu_2$  deviennent alors négligeables, les pertes en paroi n'interviennent donc pas. On peut dans la plupart des cas déterminer des temps caractéristiques tels que :

$$a_i t / L^2 \ll 1 / \mu_i L^2 \quad \text{ou} \quad t \ll \rho_i c_{pi} d / h. \quad (23)$$

Ces temps sont, dans notre cas, de quelques heures. On peut donc considérer que ce système d'isolation est efficace en régime transitoire.

On peut comparer ces résultats à des solutions de systèmes plus simples tels qu'une ailette avec température uniforme imposée sur la paroi ou variation linéaire de température imposée sur la paroi en fonction de la hauteur.

Les cas suivants sont distingués :

1. Température linéaire imposée sur la paroi
2. Température constante imposée sur la paroi
3. Paroi en cuivre

avec les conditions d'échange entre l'échantillon et l'écran suivantes :

- (a) fort coefficient d'échange ( $h = 150 \text{ W m}^{-2} \text{ K}$ )
- (b) faible coefficient d'échange ( $h = 0,5 \text{ W m}^{-2} \text{ K}$ )
- (c) isolation parfaite ( $h = 0 \text{ W m}^{-2} \text{ K}$ ).

Les Figs. 13(b) et (c) permettent de vérifier qu'aux temps courts les résultats en flux ou en température sont confondus pour de faibles coefficients d'échange avec le cas parfaitement isolé, ceci quelle que soit la

répartition de température sur la paroi de garde. Les cas à fort coefficient d'échange sont étudiés seulement pour extrapoler les autres cas et constituent une très mauvaise approximation (hypothèse de l'ailette fausse).

Ces calculs montrent donc que le système idéal doit être constitué d'une garde avec faible coefficient d'échange pour les temps courts et une paroi à température linéaire imposée pour les temps longs.

## 5. PRESENTATION DE DEUX MONTAGES EXPERIMENTAUX : L'AILETTE RAINUREE ET LE MONTAGE SOUS-VIDE AVEC ECRAN

### 5.1. Ailette rainurée

Ce montage, présenté sur la Fig. 14, est constitué d'un cylindre central contenant le milieu à étudier et d'un milieu enveloppe pouvant être soit semblable au milieu central, soit plus isolant et dont l'épaisseur est égale au diamètre de l'échantillon central. Les dimensions de l'échantillon central sont celles du cylindre étudié lors de la simulation numérique (voir Fig. 7).

Des rainures sont réservées pour le passage du rayon gamma ainsi que pour les thermocouples. Ces passages ainsi que les interstices entre échantillon et isolation sont laissés à l'air libre sans traitement spécial. Une plaque de cuivre, reliée aux bains thermostatés à chaque extrémités, peut être posée sur la surface externe du système de façon à améliorer l'isolation.

### 5.2. Montage sous vide avec écran

L'enceinte de mesure sous vide secondaire est construite autour du milieu poreux maintenu à la pression

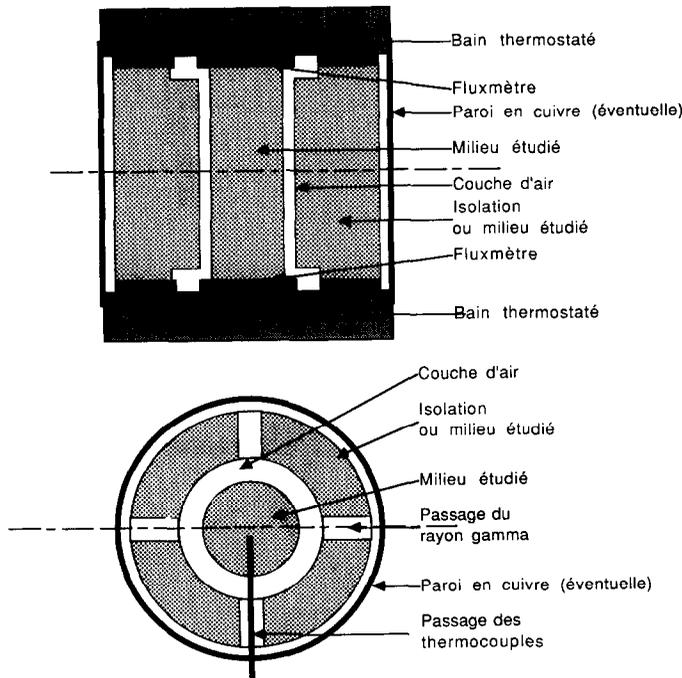


FIG. 14. Schéma du montage ailette rainurée.

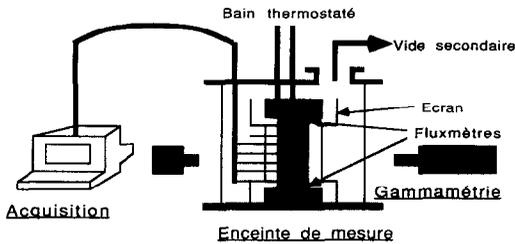


FIG. 15. Schéma général du montage sous vide avec écrans.

atmosphérique par une enveloppe étanche (voir Fig. 15). Les dimensions de l'échantillon central et des écrans sont celles du cas idéal étudié lors de la simulation numérique (voir Fig. 7). L'utilisation du vide secondaire nécessite de prendre des précautions classiques quant à l'étanchéité du système, en particulier les passages de thermocouples à travers l'enveloppe du milieu poreux (voir Fig. 16), et à la propreté de chaque élément démontable de l'enceinte.

De plus, ces conditions augmentent les résistances thermiques de contact. Chaque interstice (contact fluxmètre-échantillon, écran-cuve thermostatée, fluxmètre-cuve thermostatée) a été enduit de graisse silicone. Enfin l'enceinte a été calculée de façon à résister aux différences de pression et aux dilatations,

sans être trop épaisse et donc opaque aux rayons gamma.

### 5.3. Fluxmètres

La mesure des flux de chaleur est commune aux deux montages présentés. Le dispositif choisi est constitué par deux plaques de cuivre enserrant un élément Peltier, noyé dans une résine polyester (voir Fig. 17). L'élément Peltier, constitué de cubes de tellure de bismuth reliés par des lamelles de cuivre, permet d'effectuer une mesure très précise de la différence de température entre les deux plaques isothermes. La tension mesurée aux bornes de ces thermocouples mis en série peut être directement reliée au flux de chaleur par étalonnage.

La mesure en régime transitoire est toutefois faussée par l'inertie du système, pour des temps de réponse inférieurs à quelques minutes. La sensibilité du système est de  $180 \mu\text{V W}^{-1} \text{m}^{-2}$ .

## 6. RESULTATS EXPERIMENTAUX

### 6.1. Montage ailette rainurée

La Fig. 18 compare les réponses des fluxmètres dans le cas de l'ailette rainurée. On distingue différents cas :

- (a) température imposée chaude à la base ;

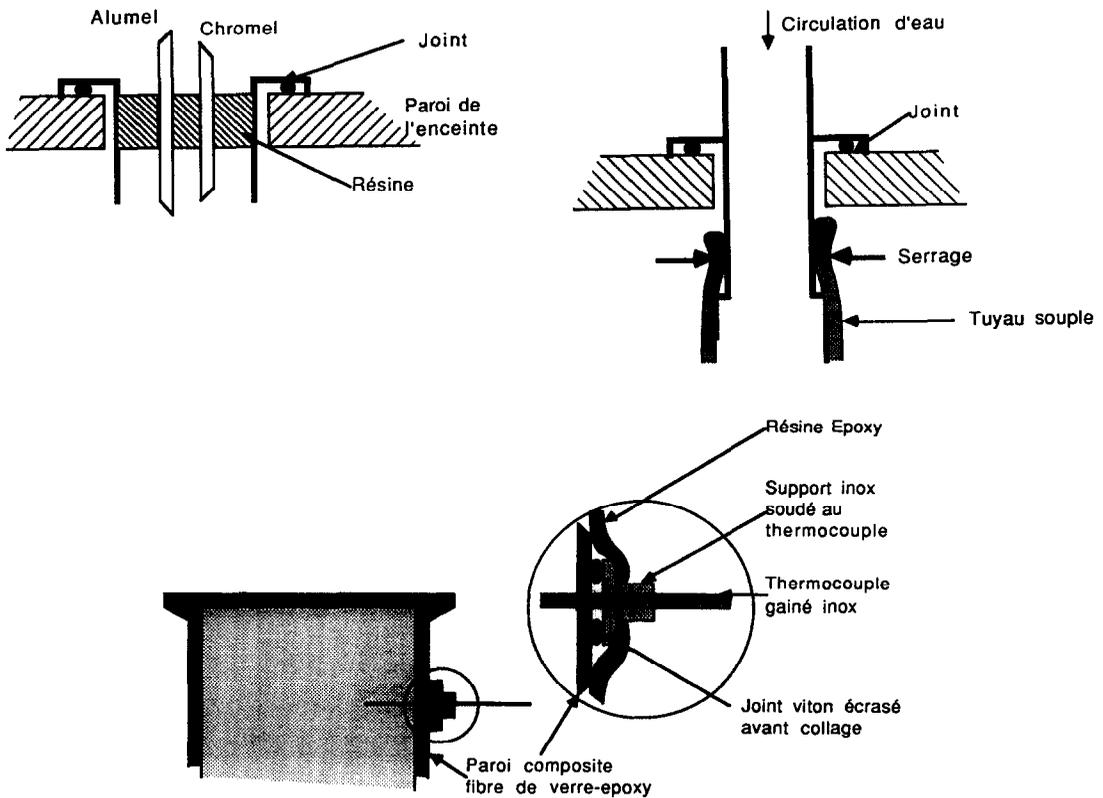


FIG. 16. Schémas des passages étanches pour thermocouples dans l'enceinte extérieure (a), pour la circulation du bain thermostaté dans l'enceinte extérieure (b) et pour les thermocouples dans l'éprouvette centrale (c).

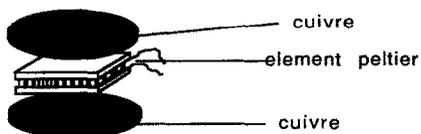


FIG. 17. Schéma d'un fluxmètre.

- (b) température imposée chaude au sommet ;
- (c) paroi de cuivre entourant le système et masquant la rainure ;
- (d) sans paroi de cuivre.

On constate, en régime permanent, que les différents montages peuvent aboutir à des disparités énormes entre le flux entrant et le flux sortant, malgré des précautions déjà importantes.

L'action de la convection naturelle dans les rainures ne permet pas d'avoir un montage symétrique (aux temps longs, les courbes a-d 1 et b-d 1 ou a-d 2 et b-d ne sont pas superposées). Il n'est donc pas possible de considérer un coefficient d'échange pariétal précis et reproductible.

L'adjonction d'une plaque de cuivre sur la paroi externe masquant la rainure permet d'obtenir des flux entrant et sortant plus rapprochés aux temps longs mais seulement quand le sens du gradient de température favorise la convection naturelle dans les rainures (voir courbes b-c 1 et b-c 2 en comparaison avec a-c 1 et a-c 2).

Aux temps courts, on constate que les courbes

d'évolution des flux entrant ou sortant ne sont pas confondues, l'hypothèse de l'ailette n'est, dans ce cas, pas suffisante.

### 6.2. Montage sous vide avec écrans

En ce qui concerne le montage avec écrans, l'évolution expérimentale des fluxmètres est comparée à l'évolution théorique (voir Fig. 19(a)), dans le cas d'un créneau de température imposé sur une des faces, le milieu étant initialement à température uniforme. On constate que la courbe expérimentale est en très bon accord avec la courbe théorique.

Un autre essai est effectué en inversant le gradient de température imposé (voir Fig. 20(a)), partant de l'état initial correspondant au régime permanent atteint avec les conditions précédentes. On constate dans ce cas que l'évolution expérimentale des flux entrant et sortant est confondue, aux temps courts et aux temps longs, ce qui est une preuve de la parfaite symétrie du système et notamment de l'absence de l'influence de la gravité. De plus l'accord entre théorie et expérience dans ce cas supplémentaire est une preuve de l'efficacité du système en régime permanent et transitoire.

Les évolutions de température dans ces deux cas (voir Figs. 19(b) and 20(b)) sont données à titre indicatif. L'incertitude sur la position des thermocouples n'aurait pas permis d'évaluer les flux de chaleur entrant et sortant.

Avec les valeurs obtenues en régime permanent, il est possible de déduire la valeur de la conductivité

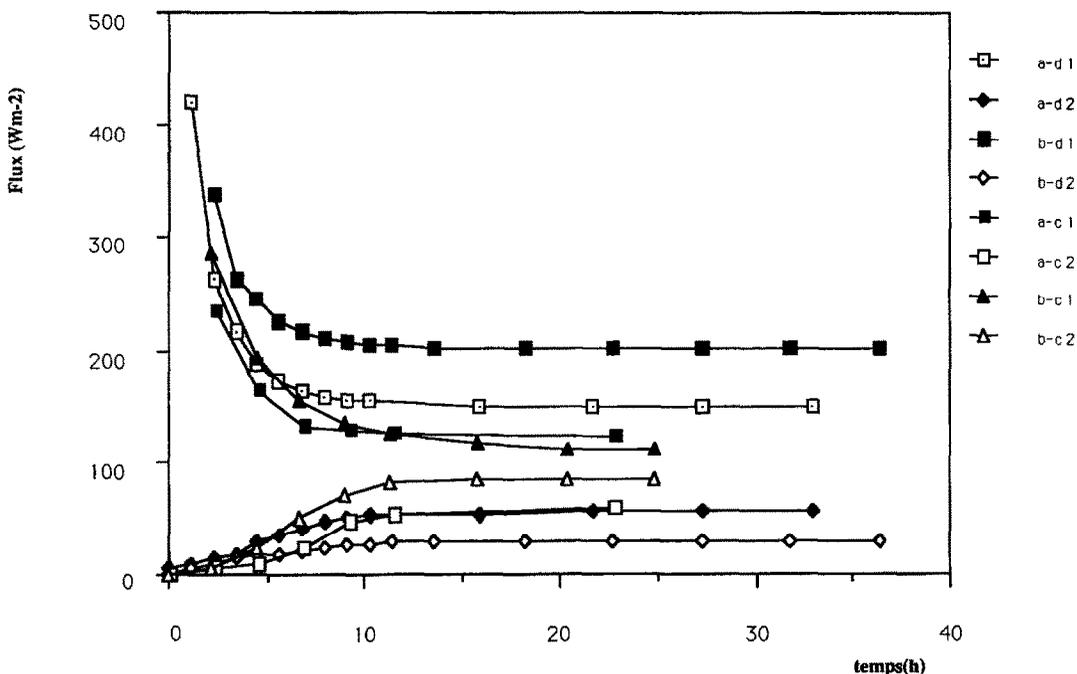


FIG. 18. Comparaison de l'évolution des flux d'entrée et de sortie des différents systèmes d'isolation dans le cas d'un créneau de température imposé sur une des extrémités, le milieu étant initialement à température uniforme.

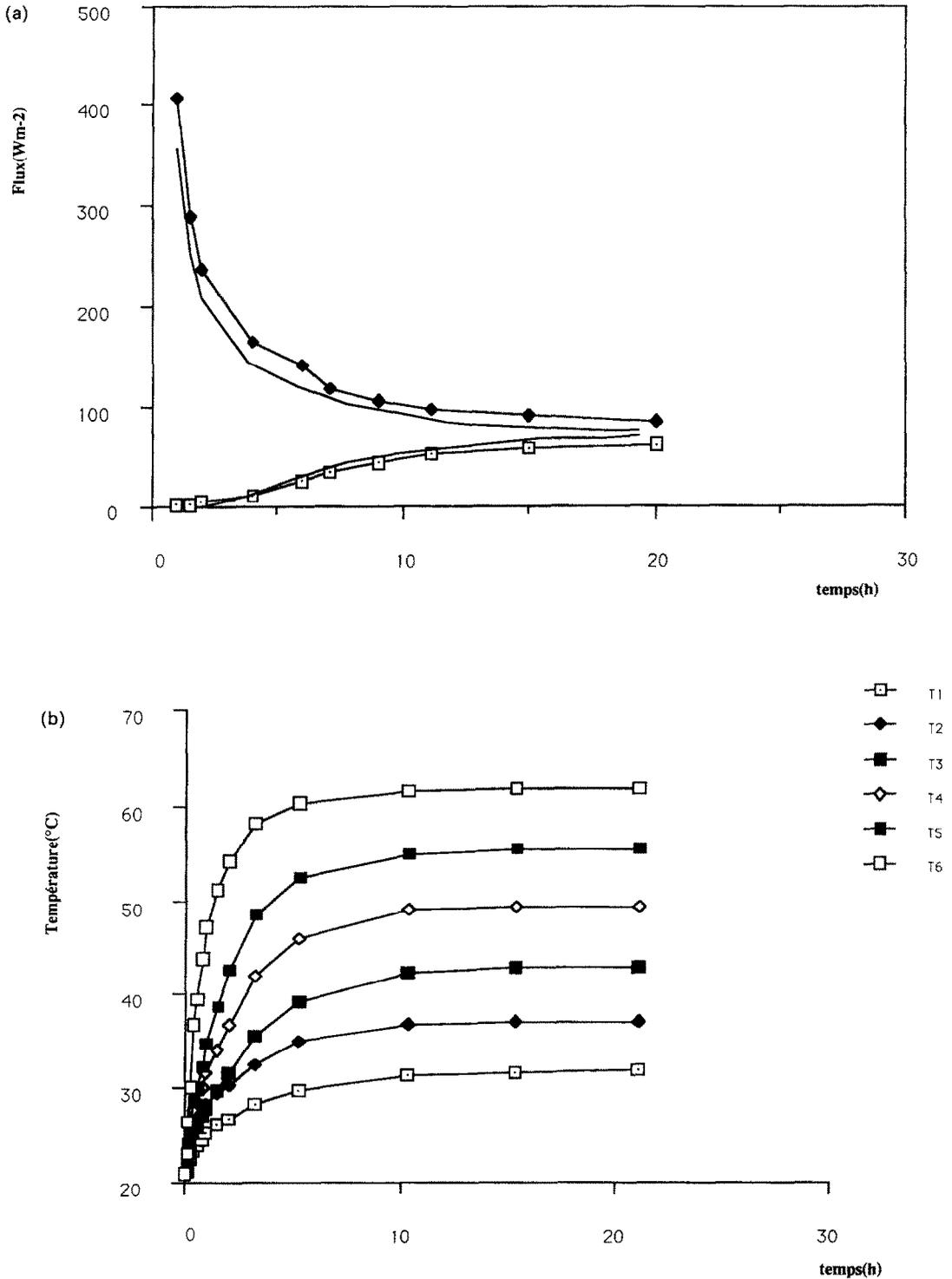


FIG. 19. Créneau de température imposé, le milieu étant en équilibre. (a) Evolution des flux d'entrée et de sortie. (b) Evolution des températures.

thermique du milieu (billes de verre dans ce cas). Les valeurs des flux sont de 86 et 61 W m<sup>-2</sup> dans le premier cas et de 80 et 69 W m<sup>-2</sup> dans le second cas.

Nous en déduisons une conductivité thermique de :

$$\lambda = (0,23 \pm 0,02) \text{ W m}^{-1} \text{ K}^{-1}.$$

Les résultats obtenus par Azizi *et al.* [10] par méthode flash, sur le même milieu sont très similaires :

$$\lambda \approx (0,19 + 0,0008T) \text{ W m}^{-1} \text{ K}^{-1} \text{ avec } T \text{ en } ^\circ\text{C}.$$

La précision dans le domaine de la mesure de con-

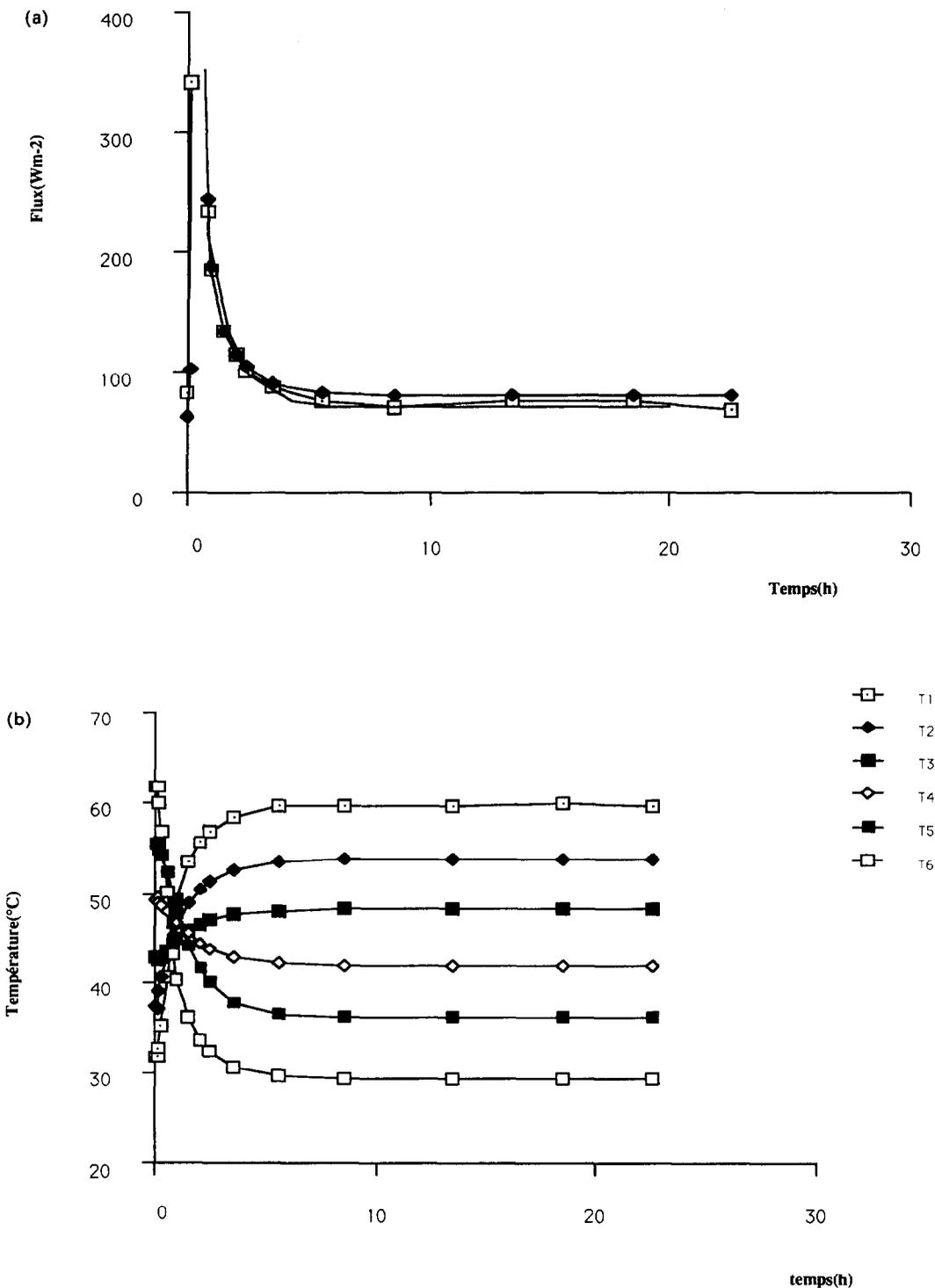


FIG. 20. Inversion du gradient de température. (a) Evolution des flux d'entrée de sortie. (b) Evolution des températures.

ductivité thermique est toujours de cet ordre de grandeur. Cette comparaison montre que les difficultés d'isolation énoncées au chapitre précédent ont été raisonnablement surmontées dans le cas d'un milieu homogène.

### 7. CONCLUSION

De tous les systèmes étudiés, seul le montage sous vide avec écrans à température linéaire imposée permet une isolation efficace en régime transitoire

aussi bien qu'en régime permanent, dans le cas d'un échantillon homogène. De plus, un faible degré d'absorption gammamétrique de ce système d'isolation a pu être obtenu. Il convient de souligner l'importance de l'utilisation des fluxmètres, sans lesquels on ne peut pas prouver expérimentalement l'efficacité de ce genre de système. Si le milieu est inhomogène, une correction due aux fuites en paroi est nécessaire, mais permet de rester dans l'hypothèse d'un transfert monodimensionnel.

#### REFERENCES

1. O. Krischer, *Die Wissenschaftlichen Grundlagen ds Trocknungstechnik*. Springer, Berlin (1963).
2. P. Crausse, G. Bacon et S. Bories, Etude fondamentale des transferts couplés chaleur-masse en milieu poreux, *Int. J. Heat Mass Transfer* **24**, 991–1004 (1981).
3. S. Azizi, J. C. Batsale, C. Moyne et A. Degiovanni, Mesure de la conductivité thermique de milieux poreux non-saturés: analyse théorique et expériences. *High Temp.-High Pressure* **21**, 383–389 (1989).
4. J. P. Gaudet, P. Rouger et M. Vauclin, Transferts couplés de masse et de chaleur en milieu poreux granulaire monodimensionnel: mesure et problèmes d'échelle, *J. S.F.T., Paris* (1989).
5. L. D. Simpson and W. A. Hagemeyer, Predicting space craft multilayer insulation performance from heat transfer measurements—Heat transmission measurements in thermal insulations, *ASTM STP* **544**, 85–94 (1974).
6. E. H. Kennard, *Kinetic Theory of Gases*. McGraw-Hill, New York (1938).
7. R. Siegel and J. R. Howel, *Thermal Radiation Heat Transfer*, pp. 235–272. McGraw-Hill, New York (1972).
8. G. Norel, Etude des milieux poreux par absorption d'un rayonnement X ou émis par une source radioactive, Thèse de doctorat es science appliquées, Fac. des sciences, Paris (1965).
9. G. Vachaud, Contribution à l'étude des problèmes d'écoulements en milieu poreux non-saturé, Thèse de doctorat d'état, Université de Grenoble (1968).
10. S. Azizi, C. Moyne et A. Degiovanni, Approche expérimentale et théorique de la conductivité thermique des milieux poreux humides—I. Expérimentation, *Int. J. Heat Mass Transfer* **31**, 2305–2317 (1988).