

N° d'ordre : 384

50376
1985
183

50376
1985
183

THÈSE

présentée à

L'UNIVERSITE DES SCIENCES ET TECHNIQUES DE LILLE FLANDRES ARTOIS

pour obtenir le grade de

DOCTEUR-INGENIEUR

SPÉCIALITÉ : ÉLECTRONIQUE

par

Nour-Eddine SAHRAOUI

**CONTRIBUTION A L'ÉTUDE EN RÉGIME TRANSITOIRE D'UN NOUVEAU
MODÈLE APPROCHÉ POUR CARACTÉRISER LE COMPORTEMENT THERMIQUE
D'UN LOCAL. ÉTUDE EXPÉRIMENTALE DES TRANSFERTS
DANS LES LOCAUX.**



Soutenu le 11 Décembre 1985 devant la Commission d'Examen

Membres du Jury :

MM. P. THERY
A. LEBRUN
A. CHAPOTON
J.P. DUBUS
F. LOUAGE
B. DUTHOIT
D. LECLERCQ
A. VILAIN
J. DEMONT

Président
Rapporteur
Examineurs

Invités

à ma femme et mes enfants,
à ma famille,
à tous ceux qui me sont chers.

SOMMAIRE

N° Page

INTRODUCTION

CHAPITRE I : RAPPELS SUR QUELQUES ELEMENTS DE THERMIQUE

I-1- CARACTERISTIQUES THERMOPHYSIQUES DES MATERIAUX DE CONSTRUCTION	6
I-1-1- RESISTANCE THERMIQUE	
I-1-2- CAPACITE THERMIQUE	
I-1-3- AUTRES CARACTERISTIQUES THERMIQUES	
I-1-4- APPLICATIONS NUMERIQUES	
I-2- LES TRANSFERTS THERMIQUES	8
I-2-1- LA CONDUCTION	9
I-2-1-1- Définition	
I-2-1-2- Lois de Fourier	
I-2-1-3- Méthodes de résolutions de l'équation de la chaleur	
I-2-1-4- Le régime permanent	
I-2-2- LE RAYONNEMENT	14
I-2-1-1- Définition	
I-2-1-2- Modèle de Lambert	
I-2-1-3- Emission des corps solides	
I-2-1-4- Echanges radiatifs à l'intérieur d'un local	
I-2-3- LA CONVECTION	18
I-2-3-1- Définition	
I-2-3-2- Loi de Newton	
I-2-3-3- Convection naturelle	
I-2-3-4- Convection forcée	

CHAPITRE II : CONDUCTION THERMIQUE EN RÉGIME HARMONIQUE

II-1- MILIEUX INFINIS	25
II-1-1- RESOLUTION DE L'EQUATION DE LA CHALEUR	
II-1-2- MATRICE DE TRANSMISSION	

.../...

II-2- MILIEUX SEMI-INFINIS	30
II-2-1- PAROIS MONOCOUCHE	
II-2-2- PAROIS MULTICOUCHE	
II-2-3- INFLUENCE DES COEFFICIENTS D'ECHANGE	
II-2-4- INFLUENCE DES CAPTEURS DE FLUX	
 CHAPITRE III : MODÉLISATION THERMIQUE D'UN LOCAL	
III-1- LA MODELISATION	55
III-2- INFLUENCES ENERGETIQUES SUR UN LOCAL	56
III-2-1- GAINS DE CHALEUR	
III-2-2- PERTES DE CHALEUR	
III-3- HYPOTHESES SIMPLIFICATRICES ADMISES DANS CE TRAVAIL...	58
III-4- ETABLISSEMENT DU MODELE	60
III-5- ANALYSE DE LA REPARTITION DES ENERGIES DANS LES "PAROIS" D'UN LOCAL	61
III-5-1- LA SOURCE D'EXCITATION EST UN SIGNAL HARMONIQUE	
III-5-2- LA SOURCE D'EXCITATION EST UN SIGNAL PERIODIQUE NON SINUSOIDAL	
 CHAPITRE IV : ETUDE EXPERIMENTALE SUR UN LOCAL	
IV-1- INTRODUCTION	80
IV-2- PRESENTATION DU LOCAL EXPERIMENTAL	81
IV-3- SOURCES THERMIQUES	83
IV-3-1- CHOIX DE LA SOURCE THERMIQUE	
IV-3-2- CARACTERISTIQUES DE LA SOURCE THERMIQUE UTILISEE	
IV-4- MESURE DES GRANDEURS THERMIQUES	86
IV-4-1- MESURE DE TEMPERATURE	
IV-4-2- MESURE DE FLUX	
IV-5- CHAINE AUTOMATIQUE DE MESURE ET D'ACQUISITIONS NUME- RIQUES	93

IV-6- RESULTATS EXPERIMENTAUX 94
 IV-6-1- MESURES EFFECTUEES
 IV-6-2- PRESENTATION ET INTERPRETATION DES RESULTATS EXPERIMENTAUX
 IV-6-2-1- Parois
 IV-6-2-2- Local

IV-7- VALIDATION DU MODELE 111

CHAPITRE V : ÉTUDE EXPÉRIMENTALE DES MÉCANISMES DE TRANSFERTS
 THERMIQUES DANS UN LOCAL SOUS L'INFLUENCE DE
 PERTURBATIONS DIVERSES

V-1- INFLUENCE DE L'INERTIE DU LOCAL 120
 V-1-1- LOCAL A MOYENNE INERTIE
 V-1-2- INFLUENCE D'UN ISOLANT A FAIBLE EPAISSEUR SUR UNE PAROI LOURDE A
 FORTE INERTIE

V-2- INFLUENCE DES PERTURBATIONS "MARCHE-ARRET" DU CHAUFFAGE
 SUR LES BILANS THERMIQUES 127

V-3- INFLUENCE DU RENOUELEMENT D'AIR 140

CONCLUSION

ANNEXE 1 : CALCUL DES ECHANGES RADIATIFS A L'INTERIEUR D'UN
 LOCAL

ANNEXE 2 : CALCUL DES GRADIENTS D'ÉNERGIE LOCALISÉE EN RÉGIME
 PERMANENT DANS LES PAROIS MULTICOUCHES A CONSTANTES
 RÉPARTIES

ANNEXE 3 : INFLUENCE ÉNERGÉTIQUE DU NOMBRE DE RAIES SPECTRALES
 SUR LES RÉPONSES TEMPORELLES D'UN SYSTÈME

ANNEXE 4 : ÉTALONNAGE DES FLUXMETRES

BIBLIOGRAPHIE.



I N T R O D U C T I O N

Le problème de la modélisation thermique des bâtiments est ancien et de très nombreuses publications sont consacrées à cette recherche. Récemment l'aspect énergétique a donné une nouvelle impulsion à ces recherches avec comme objectif particulier trouver des systèmes énergétiques donnant aux "utilisateurs" un confort suffisant et consommant pour une période donnée une énergie minimale.

Les méthodes de calcul des systèmes thermiques sont variées, les unes sont particulièrement simples, d'autres très complexes. La littérature décrit longuement toutes ces méthodes qui pour les plus anciennes utilisent le régime permanent, le régime périodique établi et pour de plus récentes les méthodes directes utilisant l'équation de la chaleur ; par exemple, les méthodes des différences finies^[1,2,3], la méthode des éléments finis. Un autre groupe de recherche utilise la réponse du système à des excitations convenables, méthode des facteurs de réponse^[4,8], des facteurs de pondération^[5,6]. D'autres méthodes sont analytiques en particulier à partir des séries de Fourier^[7] et des transformées de Laplace. D'autres méthodes encore utilisent les analogies entre les systèmes électriques et les systèmes thermiques et de nombreuses méthodes diverses utilisent l'une ou l'autre des propriétés des systèmes, en particulier la recherche de "constantes de temps" adaptées^[9].

Une analyse bibliographique importante est donnée dans le rapport de l'IRBAT^[17], "analyse théorique des différents modèles simplifiés de comportement thermique des bâtiments". Dans ce rapport, nous retrouvons les différentes méthodes de calcul de transfert de chaleur.

.../...

Remarque sur ces méthodes.

Nous pensons que le problème est souvent mal posé. Résoudre rigoureusement un problème aussi complexe que le système thermique équivalent à une habitation ou à un ensemble d'habitations est une oeuvre longue, difficile, peut être impossible. Le plus gros danger est peut être, en ne hiérarchisant pas les mécanismes de pertes d'énergie, de masquer les phénomènes les plus importants. Les mécanismes de convection et de rayonnement ont souvent une très grande importance, ils sont quelquefois non linéaires. Les mécanismes transitoires de conduction dans les parois, en particulier le régime d'effusivité est souvent mal compris dans les modèles, Il en est de même des régimes de renouvellement d'air et des flux solaires entrants. Par ailleurs dans tous les locaux régulés en température des mécanismes particuliers interviennent.

Pour aider les "concepteurs et les maîtres d'ouvrage" il faut utiliser une méthode "pas à pas" conservant aux mécanismes leur importance. En particulier, il faut rappeler le rôle essentiel des parois et démontrer que "l'effusivité" du premier matériau joue un rôle essentiel pour les consommations d'énergie dans un local.

La méthode de calcul choisie doit apporter une contribution à un modèle approché conservant la hiérarchie des importances. Elle doit permettre un modèle évolutif très simple donnant aux concepteurs un choix de "structure adaptée" au cahier des charges prévu.

Le modèle doit bien séparer les contributions énergétiques :

- Energies fournies par les sources, les flux entrants, les occupants ...
- Energies consommées en particulier par les "parois", par le renouvellement d'air, par les capacités thermiques des objets etc...

.../...

C'est en premier lieu "aux énergies entrants dans les parois" que ce travail est consacré montrant de façon nouvelle que dans un premier temps c'est l'effusivité du 1er matériau qui a le rôle essentiel (pour une paroi béton ce premier temps dure plusieurs heures), puis dans un deuxième temps c'est l'ensemble de la paroi multicouche coefficient d'échange compris ; c'est ensuite le régime permanent qui intervient.

Ce travail met en évidence le rôle particulier en régime transitoire des isolants. Ce rôle dépasse de beaucoup celui de leur résistance thermique. C'est un véritable rôle de "source secondaire d'énergie de rayonnement" qu'il faut leur attribuer. L'influence des parois isolantes et en particulier des "plafonds isolants" est de première importance.

Le travail met aussi en évidence l'influence des cloisons intérieures qui est loin d'être négligeable comme peut le laisser supposer l'établissement du diagnostic thermique.

La méthode utilisée pour établir le modèle peut se formuler ainsi :

On montre que la connaissance de la "réponse d'une paroi", coefficient d'échange compris, est l'élément de base de l'établissement d'un modèle puis on examine le problème de la répartition des énergies entrantes dans les parois d'un "local". Le problème est examiné dans l'hypothèse de conditions initiales négligeables. Un travail ultérieur étudiera le cas de l'existence de conditions initiales, par exemple de cloisons intérieures ayant de l'énergie stockée et aussi l'effet des perturbations sur des parois communiquant avec l'extérieur.

Nous montrons que dans un local on peut admettre en première approximation pour la répartition des énergies entrantes l'hypothèse des "parois isolées". Ceci est lié aux propriétés particulières des matériaux thermiques et du déphasage flux, température en régime sinusoïdal qui varie seulement de 0 à $\pi/4$ des fréquences basses aux fréquences élevées.

../...

L'influence du renouvellement d'air est étudié de façon qualitative. L'influence des flux solaires entrants n'est pas étudiée mais le modèle est valable dans ce cas.

Une étude qualitative expérimentale est faite dans le cas de perturbations intérieures (régulations).

Au total, le travail contient tous les éléments permettant de conduire à un nouveau modèle en vue d'obtenir des économies d'énergie.

Le premier chapitre est un rappel des phénomènes de conduction en régime transitoire dans un matériau et dans une paroi^[10,11,12]. On rappelle aussi rapidement l'existence des phénomènes de rayonnement et de convection.

Le 2ème chapitre indique une méthode simple basée sur l'analyse harmonique^[11] pour obtenir les réponses des parois tant en régime harmonique qu'en régime périodique. Les réponses à une excitation de type créneau (échelon) sont particulièrement étudiées^[16,4]. On met nettement en évidence trois régimes de conduction :

- a) Réponse d'effusivité du 1er matériau aux fréquences élevées.
- b) Réponse de système par les fréquences intermédiaires.
- c) Réponse permanente pour les fréquences basses (temps long). L'examen de ces réponses montre que l'assimilation d'une paroi à un système à une ou deux constantes de temps est insuffisant pour bien caractériser le régime d'effusivité (réponse proportionnelle à la racine du temps).

Le 3ème chapitre établit les bases d'un nouveau modèle thermique approché.

Le 4ème chapitre donne les résultats expérimentaux qui ont permis d'établir le modèle.

Le 5ème chapitre est relatif aux échanges d'énergie à l'intérieur d'un local en présence de conditions initiales différentes. Nous interprétons qualitativement les mécanismes de transfert thermique liés au renouvellement d'air.

I-1- CARACTERISTIQUES THERMOPHYSIQUES DES MATERIAUX DE CONSTRUCTION

Les matériaux de construction homogènes sont caractérisés, par unité de surface et par unité de longueur, par une conductivité λ et par une capacité thermique C_0 . λ et C_0 sont des constantes pour la gamme de température considérée.

I-1-1- RESISTANCE THERMIQUE

Une des propriétés thermophysiques de base d'un matériau est sa conductivité thermique. Cette caractéristique traduit l'aptitude d'un matériau à conduire plus ou moins la chaleur.

La résistance thermique par unité de longueur est liée à la conductivité par la relation :

$$R_0 = 1/\lambda \text{ en } m.c/w$$

Pour un matériau homogène d'épaisseur finie ℓ , sa résistance thermique R et sa conductance G sont données respectivement par les relations suivantes :

$$R = \ell/\lambda \text{ en } m^2.c/w \text{ et } G = \lambda/\ell \text{ en } w/m^2.c \quad (I-1)$$

La résistance R ou la conductance G traduisent en régime permanent une possibilité de transmission d'énergie thermique. Un matériau à forte résistance, faible conductance, s'oppose au transfert de l'énergie thermique.

I-1-2- CAPACITE THERMIQUE

La capacité thermique par unité de longueur, d'un matériau homogène, de masse volumique ρ et de chaleur massique C_m est obtenue par la relation :

$$C_0 = \rho \cdot C_m \text{ J/m}^3.c$$

Pour un matériau d'épaisseur finie ℓ , sa capacité thermique est donnée par la relation :

$$C = \ell \cdot \rho \cdot C_m \text{ J/m}^2.c \quad (I-2)$$

La capacité thermique est un facteur caractéristique de l'énergie stockée dans un matériau. Cette énergie dépend du gradient de température qui s'établit dans le matériau.

I-1-3- AUTRES CARACTERISTIQUES THERMIQUES

Aux paramètres linéiques R_0 et C_0 , on associe d'une part l'effusivité b , d'autre part la diffusivité a d'un matériau.

Ces grandeurs caractéristiques sont indépendantes de l'épaisseur du matériau.

A) L'effusivité

L'effusivité b est donnée, en module, par la relation :

$$b = \sqrt{\lambda \cdot \rho \cdot C_m} = \sqrt{C/R}$$

ou encore :

$$b = \sqrt{C_0 \cdot \lambda} \quad \text{et s'exprime en } J/m^2 \cdot c \sqrt{S} \quad (I-3)$$

L'effusivité est homogène à une admittance caractéristique.

Cette caractéristique s'introduit en régime harmonique pour représenter l'amplitude du flux à la surface d'un milieu.

Dans le cas particulier d'un milieu infini, l'effusivité du milieu suffit pour caractériser les transferts thermiques.

B) La diffusivité

La diffusivité a est donnée par la relation :

$$a = \lambda / \rho \cdot C_m = \frac{\lambda^2}{RC}$$

ou bien

$$a = \lambda / C_0 \quad \text{et s'exprime en } m^2/S \quad (I-4)$$

C'est un paramètre que l'on retrouve dans l'équation bien connue de la conduction de la chaleur.

La relation qui relie la diffusivité à l'effusivité est :

$$a = \lambda^2 / b^2 \quad (I-5)$$

I-1-4- APPLICATIONS NUMERIQUES

Nous donnons dans le tableau I les valeurs numériques moyennes des caractéristiques thermophysiques de quelques matériaux de construction qui seront souvent mentionnés au cours de ce travail.

Matériaux	ℓ	λ	C_0	b	a	R	C
Polystyrène extrudé	0,05	0,03	$0,84 \cdot 10^5$	50	$3,6 \cdot 10^{-7}$	1,66	4200
Bois aggloméré	0,07	0,1	$10 \cdot 10^5$	300	$1,1 \cdot 10^{-7}$	0,7	63000
Plâtre	0,07	0,5	$12,8 \cdot 10^5$	800	$3,9 \cdot 10^{-7}$	0,14	90000
Béton lourd	0,22	1,75	$22,8 \cdot 10^5$	2000	$7,65 \cdot 10^{-7}$	0,125	500000

Tableau I : Caractéristiques thermophysiques des matériaux de construction mis en oeuvre dans ce travail

I-2- LES TRANSFERTS THERMIQUES

Il est bien connu que les transferts thermiques interviennent naturellement dans un milieu matériel à partir du moment où il existe une différence de température. La chaleur est alors transmise des régions les plus chaudes vers les régions les plus froides afin d'établir l'équilibre thermique dans le milieu.

Rappelons les trois modes de transferts thermiques :

- a) Conduction
- b) Convection
- c) Rayonnement.

On suppose dans ce qui suit que les échanges thermiques se font dans les milieux à coefficients linéaires et que les milieux sont homogènes et isotropes.

I-2-1- CONDUCTION

I-2-1-1- Définition

Rappelons que la conduction de chaleur est la transmission thermique au sein d'un milieu matériel.

La vitesse d'évolution de la chaleur dans les solides reste faible, d'où la nécessité de distinguer deux étapes :

- le régime transitoire pendant lequel le système est en variation,
- le régime établi lorsque le système a trouvé sa stabilité.

Le régime établi peut être permanent ou pseudo-permanent (stabilisé selon une allure périodique).

Il faut signaler que dans les bâtiments, le régime établi n'est jamais atteint et que tous les échanges thermiques se déroulent en régime transitoire. Notre travail fait ressortir particulièrement au chapitre IV l'intérêt de l'étude du comportement thermique dans les bâtiments en régime transitoire et l'influence de l'effusivité des premiers matériaux constitutifs.

I-2-1-2- Lois de Fourier

Supposons que la transmission thermique par conduction s'effectue dans un milieu homogène et isotrope de diffusivité a et d'effusivité b .

Le mécanisme local de transfert conductif est régi par le système d'équations fondamentales de la chaleur (lois de Fourier).

$$\frac{\delta\theta}{\delta t}(x,y,z,t) = a \left(\frac{\delta^2\theta}{\delta x^2} + \frac{\delta^2\theta}{\delta y^2} + \frac{\delta^2\theta}{\delta z^2} \right) \quad (I-6)$$

$$\phi(x,y,z,t) = -\lambda \frac{\delta\theta}{\delta t}(x,y,z,t) \quad (I-7)$$

λ = conductivité du milieu

$\theta(x,y,z,t)$ = température en un point (x,y,z) du milieu et à l'instant t ,

$\phi(x,y,z,t)$ = flux instantané en un point (x,y,z) du milieu considéré.

Nous supposons que les paramètres λ , ρ , c sont indépendants de la température et qu'ils sont linéaires.

Dans le cas particulier où les surfaces isothermes sont des plans parallèles, la conduction de la chaleur s'effectue uniquement dans la direction Ox, perpendiculaire à ces plans.

Nous écrirons alors :

$$\frac{\delta \theta}{\delta t} (x,t) = a \cdot \frac{\delta^2 \theta}{\delta x^2} (x,t) \quad (I-8)$$

$$\phi(x,t) = -\lambda \cdot \frac{\delta \theta}{\delta x} (x,t) \quad (I-9)$$

La solution qui convient au problème posé et permettant de déterminer l'évolution spatio-temporelle de $\phi(x,t)$ et de $\theta(x,t)$ doit être en accord avec les conditions initiales et les conditions aux limites de ce problème.

I-2-1-3- Résolution de l'équation de la chaleur

Les livres donnent de nombreuses méthodes de résolution de l'équation de conduction de la chaleur^[16]. Nous citerons les méthodes les plus utilisées.

I-2-1-3-1- Résolutions analytiques

L'étude analytique de l'équation de la chaleur peut être réalisée soit par la technique de séparation des variables, soit par la transformation de Laplace.

A) Méthode de séparation de variables, séries de Fourier

L'équation différentielle (I-8) donne une solution particulière de la forme : $\theta(x,t) = X(x) \cdot Y(t)$

où $X(x)$ et $Y(t)$ sont deux fonctions indépendantes.

L'équation (I-8) s'écrira alors :

$$X''(x) \cdot Y(t) = \frac{1}{a} \cdot X(x) \cdot Y'(t) \quad (I-10)$$

ou encore

$$\frac{X''}{X} = \frac{1}{a} \cdot \frac{Y'}{Y} = \text{constante.}$$

La solution $\theta(x,t)$ est le produit des solutions $X(x)$ et $Y(t)$ du système qui sont liées aux conditions aux limites spatio-temporelles.

B) Méthode de transformation de Laplace

Cette technique permet aisément de résoudre les problèmes.

L'application de la transformée de Laplace à l'équation (I-8) donne :

$$\int_0^{\infty} e^{-pt} \left(\frac{\delta^2 \theta}{\delta x^2} \right) dt = \frac{1}{a} \int_0^{\infty} e^{-pt} \left(\frac{\delta \theta}{\delta t} \right) dt$$

En utilisant la propriété de différentiation et d'intégration par parties, on aura :

$$\frac{d^2}{dx^2} \int_0^{\infty} e^{-pt} \theta(x,t) . dt = \frac{1}{a} \left\{ \left[\theta(x,t) e^{-pt} \right]_0^{\infty} + p \int_0^{\infty} e^{-pt} . \theta(x,t) . dt \right\}$$

ou encore :

$$\frac{d^2 \tilde{\theta}}{dx^2} - \frac{p}{a} . \tilde{\theta} = \frac{\theta_0}{a} \quad (I-11)$$

où :

$$\theta_0 = \theta(x,0) \quad (\text{conditions initiales})$$

$\tilde{\theta}$ = la transformée de Laplace de θ .

Cette méthode permet de ramener une équation aux dérivées partielles à une équation simplement différentielle, plus facile à résoudre :

si l'on pose : $\tilde{\theta} = \theta - \theta_0$

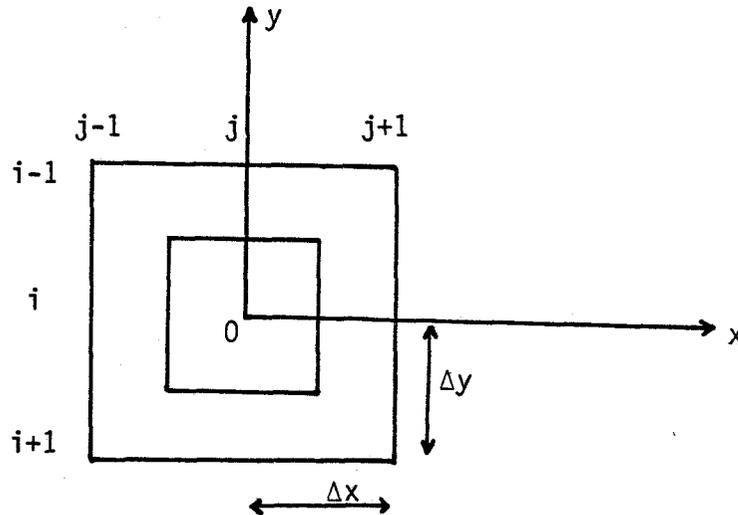
$$\frac{d^2 \tilde{\theta}}{dx^2} - \frac{p}{a} . \tilde{\theta} = 0 \quad (I-12)$$

I-2-1-3-2- Résolutions numériques

Les résolutions numériques de l'équation de la chaleur se font par les méthodes de différences finies ou des éléments finis.

Cette technique permet de transformer l'équation (I-8) et les conditions aux limites en un système d'équations aux différences finies.

La surface où s'effectue le transfert de chaleur est découpée en un réseau de maille rectangulaire de dimensions Δx , Δy



L'établissement des équations aux différences finies est obtenu à partir du bilan thermique pour l'élément de volume, de section $\Delta x \cdot \Delta y$ et d'épaisseur unité, qui entoure le noeud 0.

La loi de Fourier nous permet, pour un noeud déterminé, d'exprimer algébriquement les flux en fonction des températures. Nous obtenons ainsi autant d'équations que de noeuds internes compte-tenu des conditions de surface. Cette méthode permet par approximation d'autant plus précise que la décomposition est fine, de ramener le problème de thermique à la résolution d'un système d'équations linéaires.

Les inconvénients sont liés aux temps de calcul relativement longs.

I-2-1-3-3- Résolutions analogiques

Nous distinguons l'analogie électrique et l'analogie hydraulique.

Le principe de ces méthodes est basé sur l'analogie des équations qui régissent la transmission de chaleur par conduction et un écoulement électrique ou hydraulique.

Analogie électrique

L'équation de conduction de chaleur (I-8) est analogue à celle de la propagation de l'énergie électrique dans un milieu conducteur. Du fait de cette analogie, nous pouvons faire correspondre à chaque problème thermique un problème électrique et réciproquement. Le milieu thermique étant caractérisé par deux grandeurs R et C , le milieu électrique équivalent sera caractérisé par deux grandeurs analogues R et C . Evidemment, les milieux thermique et électrique seront à constantes réparties (infinité de cellules R_0, C_0). Un tel système électrique est constitué d'un réseau à constantes réparties de résistances et de capacités disposées selon le schéma de la figure I-1.

Moyennant le respect des coefficients d'analogie, le comportement thermique d'un milieu plan homogène peut être simulé par le modèle électrique comportant dans le cas parfaitement idéal une infinité de cellules (figure I-1). La simulation est d'autant plus précise que le découpage est fin.

En pratique, pour un milieu de dimensions finies, un schéma de 10 cellules est suffisant en première approximation à mieux de 1 %.

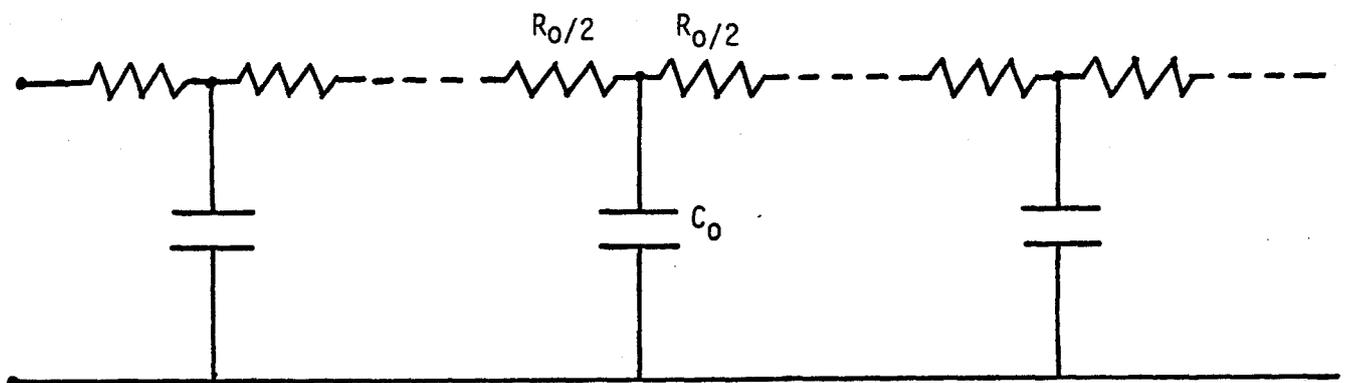


Figure I-1- Modèle électrique

R_0 = résistance linéique

$$R_0 = R/n$$

C_0 = capacité linéique

$$C_0 = C/n$$

n = nombre de cellules (R_0, C_0) contenues dans le milieu.

pour chaque cellule

Le réseau électrique est caractérisé par sa constante de temps $R\sigma$.

Chacune de ces méthodes a sa spécificité et les raisons qui motivent l'emploi de telle ou telle méthode. Toutes ces méthodes ont leur importance pour la prévision du comportement thermique des parois ou des locaux dans un domaine d'utilisation bien défini.

Nous avons adapté la méthode analytique en association avec la technique de la transformation de Laplace à l'équation de la chaleur. Cette méthode nous fournit une solution exacte et s'avère très commode à notre problème dont la géométrie et les conditions aux limites sont simples. Elle est plus indiquée pour l'étude des régimes transitoires dans des milieux à constantes réparties. Ces méthodes analytiques conviennent bien à l'étude des parois composites ou non et aident à la découverte de systèmes simplifiés équivalents pour les bâtiments.

I-2-1-4- Régime permanent

En régime permanent établi, le flux transmis par conduction dans un matériau de résistance thermique R est donné tout simplement par la relation :

$$\phi = \frac{1}{R} \cdot \Delta\theta \quad [\text{W/m}^2] \quad (\text{I-13})$$

$\Delta\theta$ = écart de température entre la face d'entrée et la face de sortie du matériau.

I-2-2- RAYONNEMENT

I-2-2-1- Définition

Dans ce travail, nous nous intéressons uniquement au rayonnement thermique dont les longueurs d'onde sont situées dans le spectre non visible (infra-rouge) des ondes électromagnétiques. Il n'y a pas de flux lumineux entrants. Il est bien connu qu'un corps matériel porté à une température déterminée dans un environnement donné émet de l'énergie et en absorbe selon son pouvoir émissif et son pouvoir d'absorption.

I-2-2-2- Modèle de Lambert

Pour une surface correspondant au modèle de Lambert, la luminance est indépendante de la direction de radiation.

La loi de Lambert s'écrit : $M = \pi \cdot L$

M = émittance de la surface

L = luminance

La plupart des surfaces rencontrées dans les bâtiments répondent au modèle de Lambert (émission ou réception) aux températures usuelles.

La loi de Lambert s'applique bien aux corps noirs, moins bien aux surfaces rugueuses et encore moins aux surfaces brillantes.

I-2-2-3- Emission des corps solides

En première approximation, il est acceptable d'attribuer aux matériaux de construction pour les températures usuelles de l'ordre de 27°C le comportement d'un corps noir (loi de Wien).

L'émittance ou flux d'un corps noir est donnée par la loi de Stefan-Boltzmann

$$M^o = \sigma \cdot T^4 \quad \text{W/m}^2 \quad (\text{I-14})$$

avec $\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}^4$ (constante de Stéfán)

T : température absolue du matériau

L'émittance d'un corps solide est obtenue par la relation :

$$M = \varepsilon \cdot \sigma \cdot T^4 \quad (\text{I-15})$$

avec ε : émissivité du corps non noir.

Nous donnons des ordres de grandeurs d'émissivité de quelques matériaux à température normale (300°K) sur le tableau II.

Matériaux	ϵ	Matériaux	ϵ
Béton	0,93	Plâtre	0,93
Bois	0,90		
Brique	0,93	Vernis	0,82 à 0,91
Eau	0,96		
Marbre	0,94	Verre	0,95
Peinture mate	0,92 à 0,96	Peau humaine	0,98
Papier	0,91		

Tableau II : Emissivité de quelques matériaux

L'émissivité d'une surface peut être déterminée par la mesure directe du rayonnement qu'elle émet ou qu'elle absorbe comparée au rayonnement émis ou absorbé par le corps noir à la même température [14].

I-2-2-4- Echanges radiatifs à l'intérieur d'un local

Les échanges thermiques par rayonnement qui se manifestent à l'intérieur d'un local sont dus d'une part aux sources de chaleur (éléments chauffants, habitants, meubles, etc...) et d'autre part à l'influence des parois les unes par rapport aux autres. Toute matière présente dans le local émet et reçoit une énergie de rayonnement.

En première approximation, tous les matériaux de construction suivent le modèle de Lambert où les facteurs d'absorption et de réflexion sont indépendants de la longueur d'onde. Les facteurs d'absorption sont élevés dans la gamme des températures courantes.

Le flux échangé par rayonnement entre deux parois homogènes portées à des températures uniformes et constantes T_1 et T_2 est donné par la relation :

$$\phi_r = \epsilon \sigma (T_1^4 - T_2^4) \quad \text{W/m}^2 \quad (\text{I-16})$$

avec $\sigma = 5,67,10^{-8} \text{ W/m}^2 \text{ K}^4$ (constante de Stefan)

$0,90 < \epsilon < 0,96$ pour les matériaux du bâtiment.

Pour une source de température T_1 supérieure à T_2 ($T_1 \gg T_2$) on écrira :

$$\phi_r \approx \epsilon \sigma T_1^4 \quad (I-17)$$

Le flux incident est en partie absorbé et en partie réfléchi.

Le flux échangé entre la paroi i et la paroi j du local est donné par la relation :

$$\phi_{rij} = \epsilon_i \epsilon_j \sigma F_{ij} (T_j^4 - T_i^4) \quad (I-18)$$

F_{ij} = facteur de forme

Si nous considérons toutes les parois du local :

$$\phi_{ri} = \epsilon_i \sigma \sum_j \epsilon_j F_{ij} (T_j^4 - T_i^4) \quad (I-19)$$

En acceptant l'hypothèse de linéarisation des gradients de température, nous pouvons écrire :

$$\phi_{ri} = \sigma \epsilon_i \sum_j \epsilon_j F_{ij} 4 T_m^3 (T_j - T_i) \quad (I-20)$$

avec T_m = température moyenne radiative.

Si nous introduisons un coefficient d'échanges radiatifs relatifs à la paroi i considérée :

$$h_{ri} = \sigma \epsilon_i \sum_j \epsilon_j F_{ij} 4 T_m^3 \quad (I-21)$$

On calcule généralement une valeur moyenne de 4,5 W/m².C pour le coefficient h_{ri} avec $T_m \approx 290$ K (17°C).

Nous écrirons pour le bilan énergétique "émission-réception" entre le milieu et la paroi considérée :

$$\phi_{ri} = h_{ri} \sum_j F_{ij} (T_j - T_i) \quad (I-22)$$

Pour quelques configurations simples (surfaces échangeuses parallèles ou perpendiculaires), les facteurs de forme sont déterminés directement par une abaque donnée en Annexe (A1).

En pratique, les difficultés de mesure exacte de la température radiante et des températures de surface restent majeures.

En général, les expérimentateurs prennent comme valeur approchée de la température radiante la température moyenne d'air intérieur du local.

Dans ce travail, nous ne développons pas, sauf sous leurs aspects qualitatifs, les phénomènes de rayonnement. Pour un local, nous admettons en première approximation pour des parois verticales un coefficient d'échange de rayonnement de $4,5 \text{ W/m}^2\text{°C}$.

I-2-3- CONVECTION

I-2-3-1- Définition

La convection est la transmission de chaleur entre un fluide en mouvement ou immobile et un milieu matériel, fluide et milieu sont à des températures différentes. Les échanges de chaleur par convection sont difficiles à expliciter (condition de Fourier = conditions limites convectives). Cependant une possibilité d'étude des échanges thermiques par convection est la méthode d'approche semi-expérimentale des phénomènes convectifs.

Dans ce travail, nous nous intéressons uniquement aux échanges convectifs qui s'effectuent entre l'air ambiant, les parois du local et les autres corps solides existants éventuellement dans le local.

I-2-3-2- Loi de Newton

L'échange de chaleur par convection entre un fluide (air) et un corps solide (paroi) portés aux températures T_1 et T_2 , s'exprime par la loi de Newton :

$$\phi_c = h_c (T_1 - T_2) \quad \text{W/m}^2 \quad (\text{I-23})$$

avec h_c = coefficient d'échange par convection $W/m^2 \cdot ^\circ C$

h_c caractérise la facilité avec laquelle un fluide peut céder de la chaleur. Ce coefficient est très difficile à déterminer.

En réalité, h_c varie localement et dépend de :

- nature du fluide (μ, ρ, c, λ)
- vitesse du fluide (v)
- températures T_1 et T_2
- de l'orientation du corps solide et de ses dimensions (D).

Les échanges thermiques au niveau d'une paroi sont schématisés par la figure I-2 où l'on distingue une couche limite où le coefficient d'échange est linéaire (la température y varie linéairement). Aussi, nous pouvons admettre qu'à quelques centimètres de la paroi, les échanges thermiques se font par conduction.

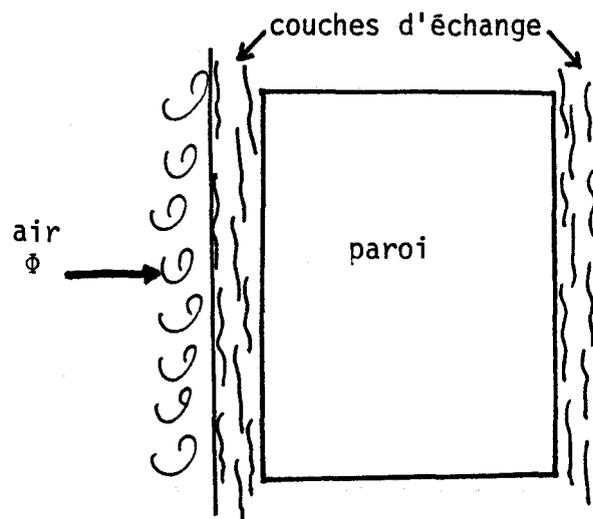


Figure I-2 : Echanges superficiels air-paroi

En fait, la détermination de h_c n'est pas facile.

On distingue dans les mécanismes de convection :

- la convection naturelle,
- la convection forcée.

I-2-3-3- Convection naturelle

Dans la convection naturelle, la circulation de l'air est due à l'apesanteur terrestre (poussée d'Archimède). La vitesse de circulation de l'air est comprise entre 15 et 20 cm/s en air calme.

Les échanges de chaleur qui s'effectuent au niveau des parois verticales, du plancher et du plafond sont très différents. Quelques ordres de grandeur des coefficients d'échange superficiel sont donnés par le D.T.U. (Document Technique Unifié pour les effets thermiques).

Plus l'écart de température entre l'air et la surface est important, plus le mouvement de circulation naturelle de l'air est intense et l'échange important.

Une possibilité de décrire les mécanismes liés à la convection naturelle est donnée par la relation suivante :

$$N_u = f(P_r, G_r)$$

avec

$$N_u : \text{nombre de Nusselt, } N_u = h D/\lambda$$

$$P_r : \text{nombre de Prandtl, } P_r = \mu c/\lambda$$

$$G_r : \text{nombre de Grashof, } G_r = \alpha g \Delta T \cdot \rho^2 \cdot D^3 / \mu^2$$

De très nombreuses études ont été consacrées à l'expérimentation de la convection naturelle et il en ressort que seul le produit $P_r \cdot G_r$, égal au nombre de Rayleigh R_a , intervient dans la description de ces mécanismes.

$$R_a = P_r \cdot G_r.$$

N_u est donné par les relations suivantes :

$$\begin{array}{ll} 10^{-3} < R_a < 5,10^2 & ; \quad N_u = 1,18 \cdot R_a^{1/8} \\ 5,10^2 < R_a < 2,10^7 & ; \quad N_u = 0,54 \cdot R_a^{1/4} \\ 2,10^7 < R_a < 10^{13} & ; \quad N_u = 0,13 \cdot R_a^{1/3} \end{array}$$

A titre indicatif, nous donnons quelques caractéristiques de l'air à pression atmosphérique (tableau III) [19].

T °C	ρ Kg/m ³	λ W/m.K	C J/kg,K	μ Kg/m.s	α K ⁻¹
20	1,2045	0,0257	1005	1,82 10 ⁻⁵	3,43 10 ⁻³
40	1,1267	0,0271	1009	1,91 10 ⁻⁵	3,20 10 ⁻³

Tableau III : Caractéristiques thermophysiques de l'air

Dans la gamme des températures courantes, pour l'air : $2 \cdot 10^7 < Ra < 10^{13}$

$$N_u = 0,13 \cdot (P_r \cdot G_r)^{1/3} \quad (I-24)$$

Le coefficient d'échange par convection h_c entre l'air et une surface de dimension D est donné par la relation :

$$h_c = \frac{0,13(P_r \cdot G_r)^{1/3} \cdot \lambda}{D} \quad (I-25)$$

Par exemple, prenons pour l'air une température de 40°C et pour une paroi, de dimension D = 2 m, une température de 35°C.

$$R_a = P_r \cdot G_r = 310 \cdot 10^7$$

$$h_c = \frac{0,13 (310 \cdot 10^7)^{1/3} \cdot 0,0271}{2} = 2,86 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

En fait, dans un local, les parois gênent le libre mouvement de l'air aux abords des parois adjacentes, mais cette influence n'est pas importante.

Le coefficient d'échange convectif intérieur peut s'exprimer sous la forme :

$$h_c = a(T_s - T_{ai})^n + b$$

avec : T_s température de la surface de la paroi

T_{ai} température de l'air du local.

Les différentes valeurs des coefficients a, b et n sont données dans la littérature [15].

A. DUMEZ^[2] propose une fonction $h_{ci}(t)$ définissant les variations du coefficient d'échange superficiel par convection.

$$h_{ci}(t) = h_{ci0} - A.e^{-(t-t_0)/\tau_{h_{ci}}}$$

où : h_{ci0} valeur du coefficient d'échange en régime permanent

$h_{ci0} - A$ valeur minimale de h_{ci}

$\tau_{h_{ci}}$ constante de temps affectée à h_{ci}

I-2-3-4- Convection forcée

En convection forcée, le mouvement est accéléré par un moyen mécanique (pompe de chaleur, ventilateur, conditions climatiques).

Les mécanismes de transfert thermique par convection forcée sont très complexes. Les lois qui régissent ce mode de transfert thermique sont très développées dans la littérature^[15,16]. Les phénomènes de convection forcée ont fait l'objet de nombreuses expérimentations et les ouvrages spécialisés donnent de nombreux résultats utilisables pour les problèmes classiques.

L'étude de la convection forcée est basée sur la relation :

$$f(R_e, N_u, P_r) = 0$$

avec R_e : nombre de Reynolds, $R_e = v.D.\rho/\mu$

v : vitesse du fluide

Dans le cas de l'air : $10^4 < R_e < 1,2.10^5$

$$\text{et } N_u = 0,23.R_e^{0,8}.P_r^{0,4} \quad (\text{I-26})$$

on détermine le coefficient d'échange h'_c par convection forcée à l'aide de l'expression :

$$h'_c = \frac{\lambda. 0,23.R_e^{0,8}.P_r^{0,4}}{D} \quad (\text{I-27})$$

Une expression de ce coefficient est généralement donnée sous la forme :

$$h'_c = a + b \cdot v^n$$

Les différentes valeurs de a, b et n sont données dans la littérature^[17].

Nos mesures expérimentales ont confirmées pour les parois verticales les valeurs données dans de nombreux ouvrages spécialisés des coefficients d'échange (rayonnement + convection naturelle) voisins de 10 w/m²°C pour les matériaux à forte effusivité (béton etc...) et des valeurs plus faibles pour les isolants.

Nous considérons la conduction thermique dans des milieux infinis et semi-infinis.

Nous supposons que les coefficients de transfert sont linéaires.

La caractérisation des transferts thermiques par conduction dans un milieu infini ou semi-infini en régime variable est entièrement régie par les équations linéaires classiques (I-3) et (I-4) en définissant les conditions aux limites et les conditions initiales.

II-1- MILIEU INFINI

Un milieu infini est schématisé par la figure II-1 suivante :

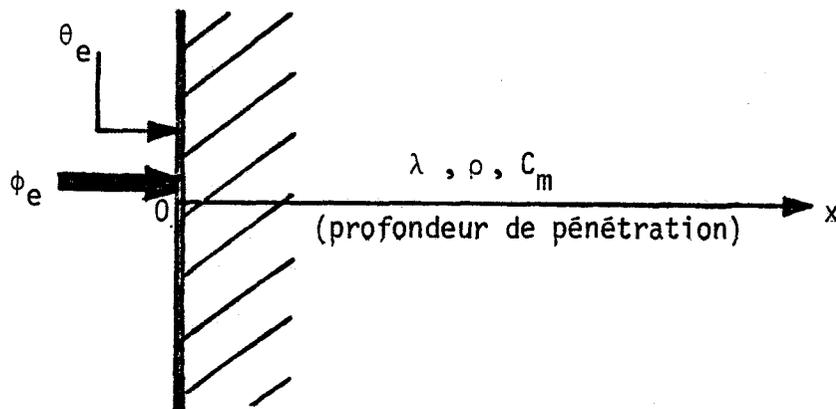


Figure II-1- Milieu infini

Pour une excitation sinusoïdale de type $e^{j\omega t}$, l'équation (I-3) donne des solutions de forme : $A_0 \cdot e^{j\omega t} \cdot e^{-\gamma x}$ (II-1)

où $\gamma = (1+j) \sqrt{\omega/2a} = \alpha + j\beta$

γ est homogène à une constante de propagation

A_0 est une constante dépendante des conditions initiales.

Cette transmission présente une propriété particulière :

$$\alpha = \beta = \sqrt{\omega/2a}$$

Pour une fréquence donnée f_0 , on caractérise souvent une abscisse particulière x_0 pour laquelle l'amplitude est réduite dans le rapport $1/e$ (amortissement à 37 %).

$$\text{On a alors : } \alpha x_0 = 1$$

$$\text{d'où : } x_0 = \sqrt{2a/\omega_0}$$

La longueur x_0 est appelée "épaisseur de peau"

La fréquence caractéristique du milieu est égale à : $\omega_0 = 2a/x_0^2$

Pour une autre fréquence f , l'amortissement de l'amplitude à la distance x_0 dans le milieu on a : $\alpha x_0 = \sqrt{\omega/\omega_0}$

On introduit la variable $\xi = \sqrt{\omega/\omega_0}$ pour représenter des courbes normalisées pour les matériaux thermiques.

A titre d'application, nous donnons figures II-2 et II-3 des courbes normalisées des modules et phases de quelques matériaux de construction.

II-1-1- RESOLUTION DE L'EQUATION DE LA CHALEUR

Pour résoudre l'équation de la conduction de la chaleur (I-8), nous utilisons la technique de la transformation de Laplace. Ramenée à une équation simplement différentielle, cette équation linéaire est plus facile à résoudre. Cette technique nous permet en outre d'introduire les conditions initiales.

Ainsi, aux fonctions thermiques variables $\theta(x,t)$ et $\phi(x,t)$, on introduit respectivement les fonctions analogues associées par la transformation de Laplace $\tilde{\theta}(x,p)$ et $\tilde{\phi}(x,p)$. Rappelons le principe de cette méthode de transformation de Laplace (cf. 1, page 11) où l'équation de la chaleur devient :

$$\frac{d^2\tilde{\theta}}{dx^2} - \frac{p}{a} \cdot \tilde{\theta} = \frac{\theta_0}{a}$$

FIG. II-2- COURBE NORMALISEE DU MODULE DE L'IMPEDANCE D'ENTREE
DES MATERIAUX HOMOGENES .

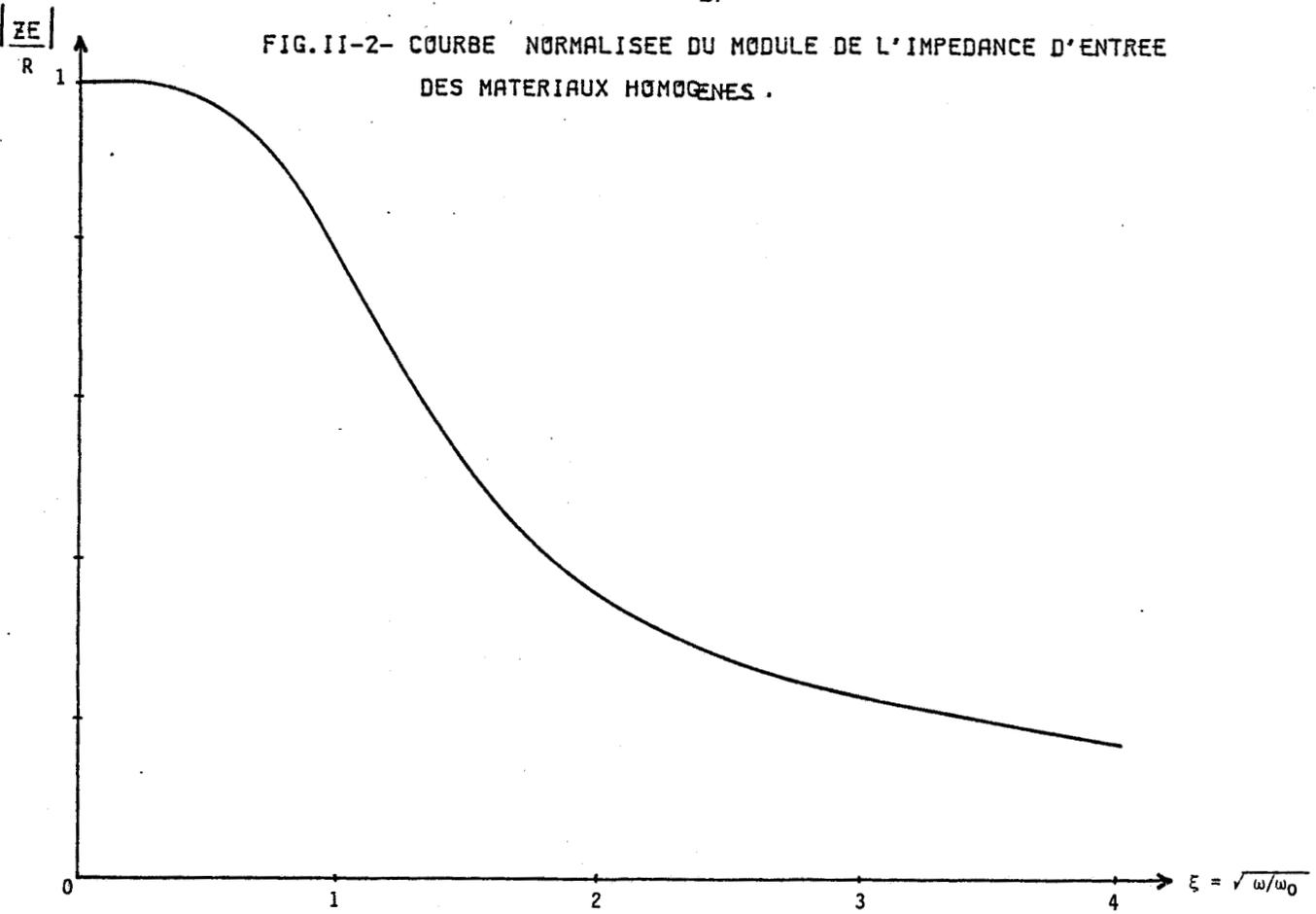
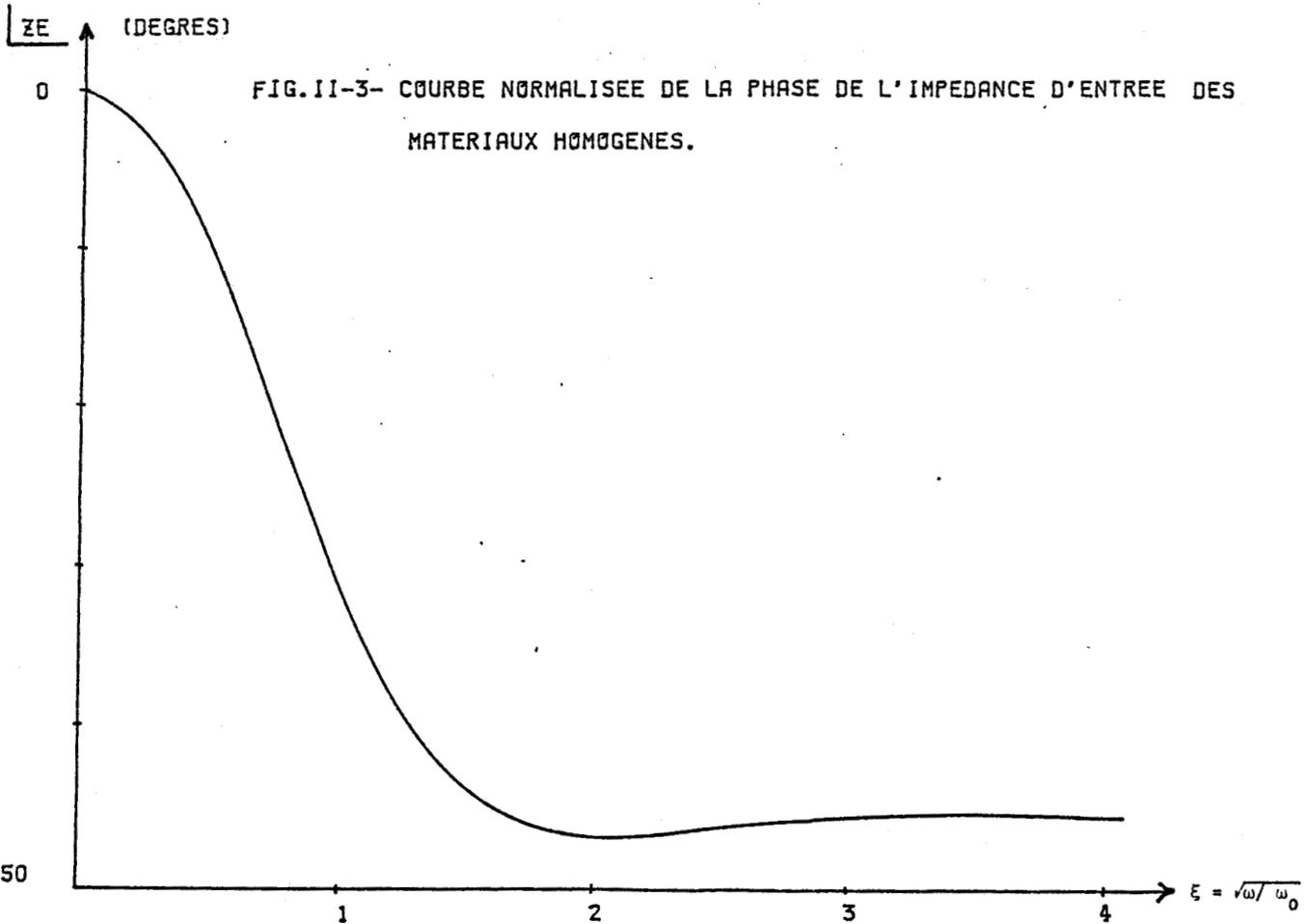


FIG. II-3- COURBE NORMALISEE DE LA PHASE DE L'IMPEDANCE D'ENTREE DES
MATERIAUX HOMOGENES.



Avec $\theta_0 = \theta(x,0)$: conditions initiales

P = le paramètre de Laplace

a = diffusivité du milieu

Avec des conditions initiales nulles ($\theta_0 = 0$), l'équation s'écrit :

$$\frac{d^2\vartheta}{dx^2} - \frac{P}{a} \cdot \vartheta = 0$$

La solution générale à cette équation est de la forme :

$$\vartheta(x,\omega) = k_1 \cdot e^{-\gamma x} + k_2 \cdot e^{\gamma x} \quad (\text{II-2})$$

où k_1 et k_2 sont des constantes qui dépendent des conditions aux limites.

La loi de Fourier (I-9) nous permet de déterminer le flux.

$$\varphi(x,\omega) = \lambda \cdot \gamma \cdot (k_1 \cdot e^{-\gamma x} - k_2 \cdot e^{\gamma x}) \quad (\text{II-3})$$

II-1-2- MATRICE DE TRANSMISSION

La formulation matricielle permet de déterminer l'état thermique d'un système en un point donné d'un milieu connaissant l'état thermique en un point bien choisi, par exemple à la surface du milieu.

L'application du formalisme matriciel à l'analyse des transferts thermiques dans un milieu matériel est très intéressante. En effet, un milieu thermique se comporte comme un système à constantes réparties. D'autre part, cette analyse se prête bien à l'étude des matériaux multicouches.

La transmission thermique dans un milieu infini est caractérisée par une relation matricielle reliant flux et températures.

Si nous adoptons les conditions de surface présentées par la figure II-1 nous aurons :

$$k_1 = 1/2 (\vartheta_e + \varphi_e / \lambda \gamma)$$

$$k_2 = 1/2 (\vartheta_e - \varphi_e / \lambda \gamma)$$

Ainsi, les variations en flux et températures à la profondeur x dans le milieu sont données par les équations suivantes :

$$\tilde{\phi}(x, \omega) = (-\lambda\gamma \operatorname{sh} \gamma x) \tilde{\theta}_e + (\operatorname{ch} \gamma x) \tilde{\phi}_e \quad (\text{II-4})$$

$$\tilde{\theta}(x, \omega) = (\operatorname{ch} \gamma x) \tilde{\theta}_e + \left(-\frac{1}{\lambda\gamma} \operatorname{sh} \gamma x\right) \tilde{\phi}_e$$

d'où la matrice de transmission :

$$\begin{pmatrix} \tilde{\theta}(x, \omega) \\ \tilde{\phi}(x, \omega) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \operatorname{ch} \gamma x & -1/\lambda\gamma \operatorname{sh} \gamma x \\ -\lambda\gamma \operatorname{sh} \gamma x & \operatorname{ch} \gamma x \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \tilde{\theta}_e(\omega) \\ \tilde{\phi}_e(\omega) \end{pmatrix} \quad (\text{II-5})$$

L'excitation étant sinusoïdale, nous introduisons nécessairement pour chaque grandeur thermique $\tilde{\theta}(x, \omega)$ et $\tilde{\phi}(x, \omega)$ un module et une phase.

Dans un milieu infini, les ondes de température et de flux s'atténuent en profondeur et prennent une valeur maximale à la surface avec un déphasage de $\pi/4$ entre les deux variables. La mesure du rapport des amplitudes permet de déterminer l'effusivité du milieu où s'effectuent ces transferts thermiques. Pour caractériser ce milieu, on introduit une grandeur variable Z_C homogène à une impédance

$$Z_C(\omega) = \frac{\sqrt{2}}{b \sqrt{\omega} (1+j)} \quad (\text{II-6})$$

Z_C est appelée impédance caractéristique du milieu.

Dans le cas d'un milieu infini, Z_C représente aussi l'impédance d'entrée du milieu et varie inversement proportionnelle à l'effusivité du milieu et à la racine de la fréquence d'excitation. Ces relations entre flux et température en régime harmonique introduisent naturellement la variation en fréquence de l'impédance caractéristique pour définir les transferts de chaleur dans un milieu matériel.

En module, Z_c est donnée par la relation :

$$|Z_c| = 1/b \sqrt{\omega} \quad (\text{II-7})$$

avec $b = \frac{1}{|Z_c| \sqrt{\omega}} = \sqrt{\lambda \rho C_m}$ (II-8)

L'effusivité b est un paramètre très important pour traduire les relations températures-flux dans les régimes variables.

II-2- MILIEUX SEMI-INFINIS

Nous considérons le milieu semi-infini, milieu plan d'épaisseur finie, constitué d'une ou de plusieurs couches de matériaux, homogènes et de coefficient linéaire.

II-2-1- PAROI MONOCOUCHE

Pour caractériser la conduction de la chaleur dans un milieu semi-infini nous écrivons la matrice de transmission (II-5) avec des conditions aux limites définies figure II-4.

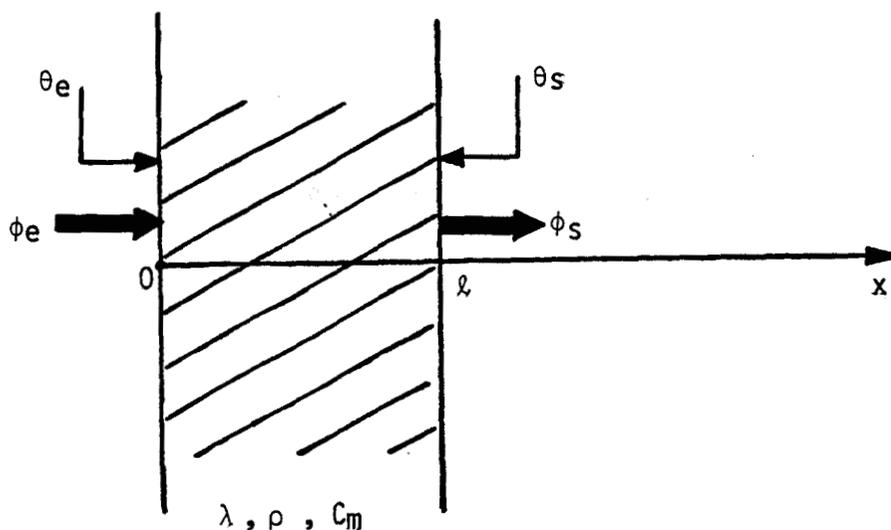


Figure II-4 : Milieu semi-infini caractérisé par λ , ρ , C_m et l .

La matrice de transmission du milieu semi-infini et à constantes réparties s'écrit pour une paroi monocouche d'épaisseur finie l :

$$\begin{vmatrix} \theta_s \\ \phi_s \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} \text{ch } \gamma l & -1/\lambda\gamma \text{ sh } \gamma l \\ -\lambda\gamma \text{ sh } \gamma l & \text{ch } \gamma l \end{vmatrix} \begin{vmatrix} \theta_e \\ \phi_e \end{vmatrix}$$

Etant donné le déterminant de cette matrice égal à l'unité, la matrice inverse nous permet d'obtenir l'évolution des grandeurs thermiques d'entrée en fonction des grandeurs analogues de sortie.

$$\begin{vmatrix} \theta_e \\ \phi_e \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} \text{ch } \gamma l & 1/\lambda\gamma \text{ sh } \gamma l \\ \lambda\gamma \text{ sh } \gamma l & \text{ch } \gamma l \end{vmatrix} \begin{vmatrix} \theta_s \\ \phi_s \end{vmatrix} \quad (\text{II-9})$$

L'impédance caractéristique est donnée par l'expression :

$$Z_c = \frac{\sqrt{2}}{b\sqrt{\omega} (1+j)} = \frac{1}{\gamma\lambda}$$

La relation matricielle (II-9) peut s'écrire également par la relation suivante :

$$\begin{vmatrix} \theta_e \\ \phi_e \end{vmatrix} = \text{ch } \gamma l \begin{vmatrix} 1 & Z_c \text{ th } \gamma l \\ \frac{1}{Z_c} \text{ th } \gamma l & 1 \end{vmatrix} \begin{vmatrix} \theta_s \\ \phi_s \end{vmatrix} \quad (\text{II-10})$$

Dans le cas particulier où le système ou quadripôle est connecté à un puits de température ($\theta_s = \text{cste}$), l'impédance d'entrée définie par le rapport de la température et du flux à l'entrée du milieu s'écrit :

$$Z_e = \frac{1}{\lambda\gamma} \text{ th } \gamma l = Z_c \text{ th } \gamma l \quad (\text{II-11})$$

pour

$$\tilde{\theta}_e = 1/\lambda\gamma \operatorname{sh} \gamma\ell \tilde{\phi}_s$$

et

$$\tilde{\phi}_e = \operatorname{ch} \gamma\ell \tilde{\phi}_s$$

La fonction de transfert en flux est donnée par le rapport :

$$\tilde{\phi}_s/\tilde{\phi}_e = 1/\operatorname{ch} \gamma\ell \quad (\text{II-12})$$

Dans ce cas où le milieu est d'épaisseur finie ℓ , l'impédance d'entrée dépend de ℓ par le terme $\operatorname{th} \gamma\ell$.

Aux très basses fréquences, l'impédance d'entrée est égale, en module, à la résistance thermique de la paroi.

$$\operatorname{th} \gamma\ell \approx \gamma\ell$$

et

$$|Z_e| = \frac{\ell}{\lambda} = R$$

Dans ce régime établi, le flux et la température sont en phase.

Aux très hautes fréquences, le comportement est celui du milieu de même nature mais d'épaisseur infinie. En effet, aux temps courts, les "ondes" thermiques n'ayant pas encore atteint la face de sortie de la paroi ne sont pas réfléchies.

Le déphasage entre la température et le flux d'entrée reste égal à $\pi/4$.

La température est en retard de $\pi/4$ sur le flux à l'entrée de la paroi et le module de l'impédance d'entrée est donné par la relation :

$$|Z_e| = 1/b \sqrt{\omega} \quad (\text{II-13})$$

avec $\operatorname{th} \gamma\ell \approx 1$

L'impédance d'entrée varie inversement proportionnelle à l'effusivité et à la racine de la fréquence d'excitation.

Nous donnons sur les figures II-5 et II-6 des courbes du module et de l'argument de l'impédance d'entrée en fonction de la fréquence pour quelques matériaux homogènes de construction. Nous prenons les matériaux que nous utilisons et dont les caractéristiques thermiques sont données tableau I.

- Polystyrène extrudé (5 cm)
- Bois aggloméré (7 cm)
- Carreaux de plâtre (7 cm)
- Béton lourd (22 cm)

Nous choisissons une échelle logarithmique pour la variation de la fréquence en raison des fréquences utiles contenues dans la gamme 10^{-2} à 10^{-7} Hz. Pour une structure lourde telle que le béton (22 cm) dont le temps de réponse (à 90 % du régime permanent) est de 18 h, cette échelle nous permet de mieux distinguer les différentes zones particulières de variations des grandeurs thermiques dans les hautes fréquences, les basses fréquences et les fréquences intermédiaires.

Les amplitudes des réponses harmoniques représentées par les courbes de module de Z_e sont données en valeurs efficaces.

Une autre façon plus commode de représenter le module de l'impédance d'entrée d'un matériau d'épaisseur finie en fonction de la fréquence est une représentation à l'échelle bilogarithmique (figure II-7) où l'on distingue nettement les trois phases particulières de variations de Z_e .

a) Dans une première phase, des hautes fréquences, la pente des différentes courbes caractéristiques est égale à une constante $1/2$. Toutes les courbes sont parallèles dans cette phase pour tous les matériaux de construction. L'ordonnée à l'origine est liée à l'effusivité du matériau. Le rapport des modules des impédances d'entrée est égal à l'inverse du rapport des effusivités des matériaux correspondants.

Figure II-5 : Variation en fréquence du module de l'impédance d'entrée des monocouches

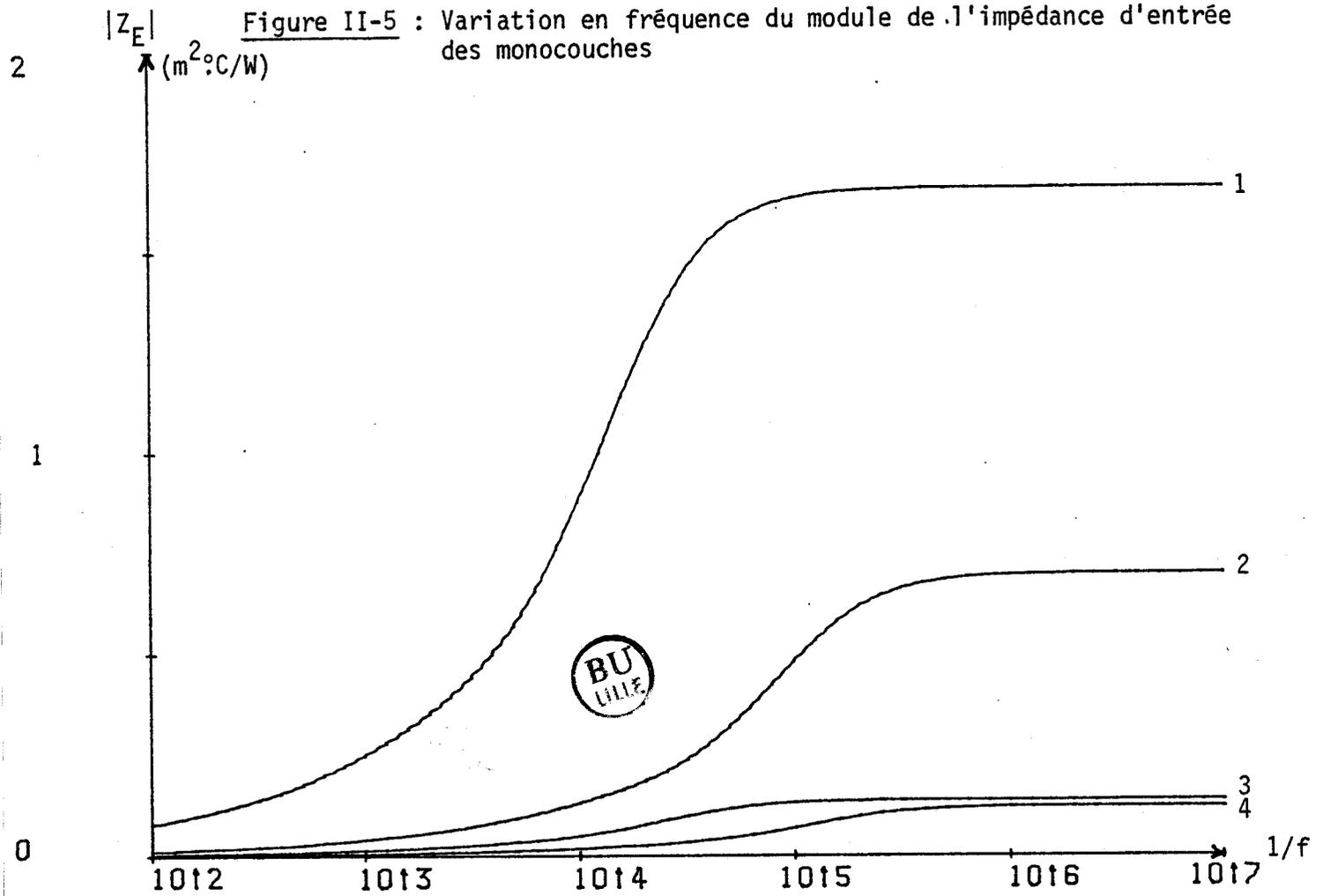


Figure II-6 : Variation en fréquence de la phase de l'impédance d'entrée des monocouches

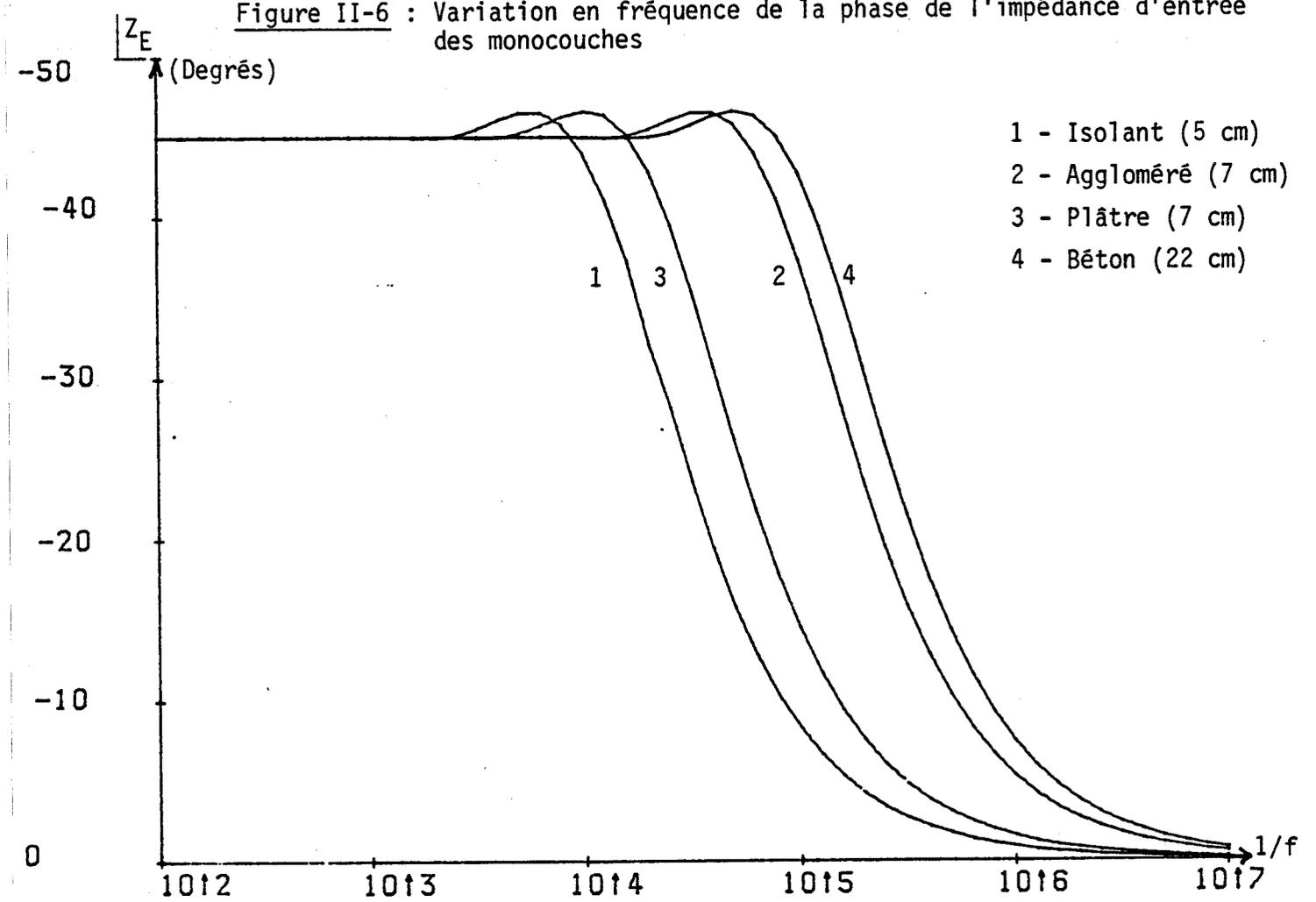
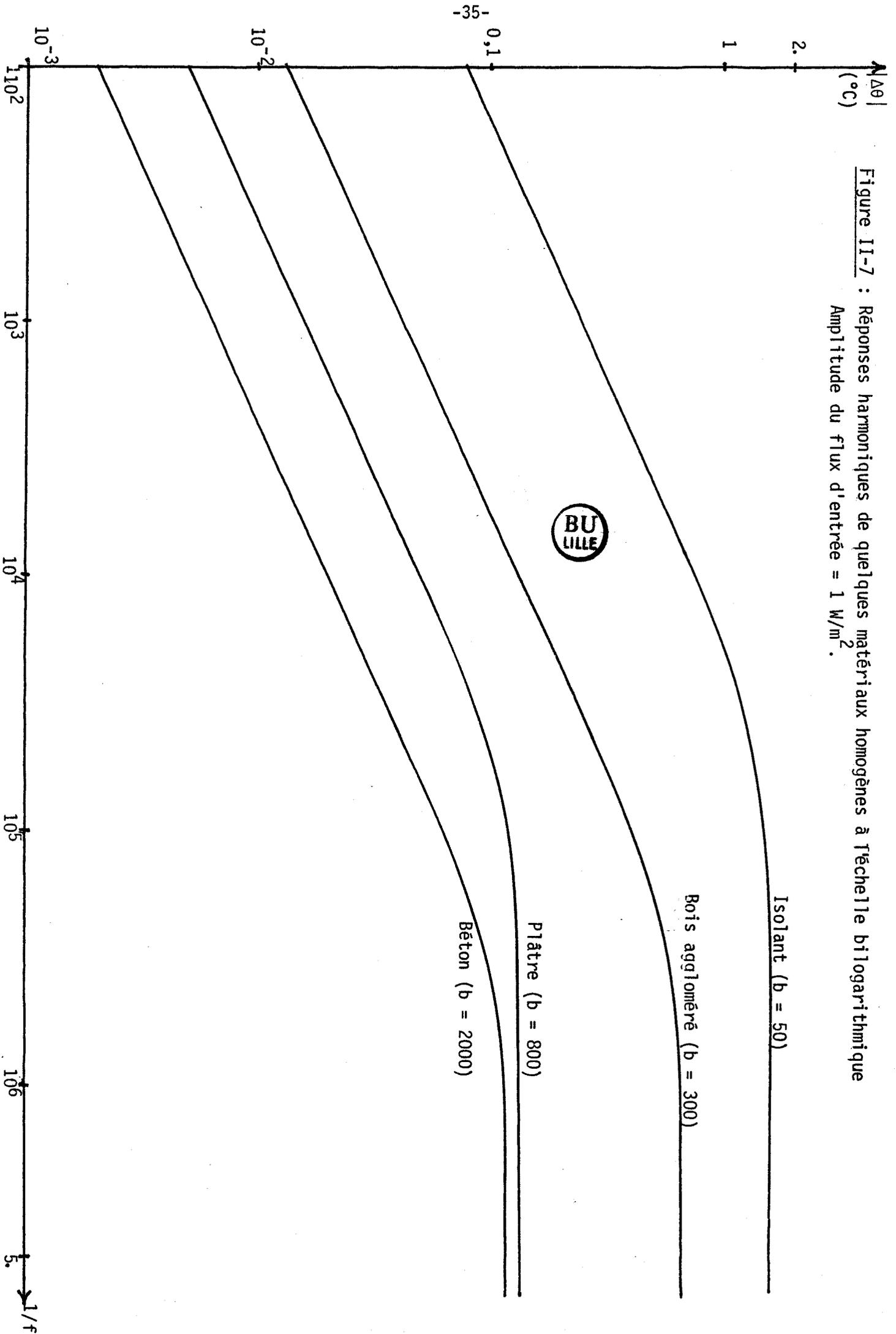


Figure II-7 : Réponses harmoniques de quelques matériaux homogènes à Téchelle bi logarithmique
Amplitude du flux d'entrée = 1 W/m².



b) Dans une troisième phase, régime permanent établi, Z_e est égale à la résistance thermique du matériau.

c) Dans la deuxième phase, comprise entre les deux phases précédentes, l'impédance d'entrée est calculée à partir de l'expression (II-10), relations matricielles.

Ces courbes traduisent clairement les caractéristiques thermiques des matériaux homogènes et leurs réponses en régime variable.

Ces courbes, de module et de phase de l'impédance d'entrée de la paroi monocouche, normalisées et translatées sur l'échelle des fréquences de la valeur f_0 correspondante à la fréquence caractéristique du matériau ($f_0 = \frac{1}{\pi RC}$), se confondent avec les courbes normalisées données figures II-2 et II-3.

A partir de ces courbes caractéristiques, nous déduisons une formule approchée permettant de donner approximativement (à moins de 1 %) la durée de la phase d'effusivité T_{eff} d'un matériau homogène quelconque en fonction de sa résistance et de sa capacité thermiques R et C .

$$T_{eff} \approx 0,4 \cdot RC. \quad (II-14)$$

Ce paramètre est particulièrement important en thermique des bâtiments, en particulier des bâtiments avec régulation, dans la mesure où les transferts de chaleur s'effectuent dans cette zone d'effusivité et l'on a à considérer dans la caractérisation de ces transferts en régime transitoire essentiellement les premiers matériaux constituant les parois qui donnent une contribution majoritaire.

II-2-2- PAROI MULTICOUCHE

Une paroi multicouche est constituée de plusieurs matériaux de natures différentes. Nous verrons page 39 que la disposition de ces couches revêt une grande importance dans les problèmes d'isolation thermique en régime variable et de la localisation des énergies absorbées.

La matrice de transmission d'une paroi multicouche similaire à celle d'une paroi monocouche, est égale au produit des matrices des différentes couches constitutives dans l'ordre où sont disposées ces couches dans la paroi.

$$\begin{vmatrix} \varphi_e \\ \phi_e \end{vmatrix} = \prod_{i=1}^n \begin{vmatrix} \operatorname{ch} \gamma_i \ell_i & \frac{1}{\lambda_i \gamma_i} \operatorname{sh} \gamma_i \ell_i \\ \lambda_i \gamma_i \operatorname{sh} \gamma_i \ell_i & \operatorname{ch} \gamma_i \ell_i \end{vmatrix} \begin{vmatrix} \varphi_s \\ \phi_s \end{vmatrix}$$

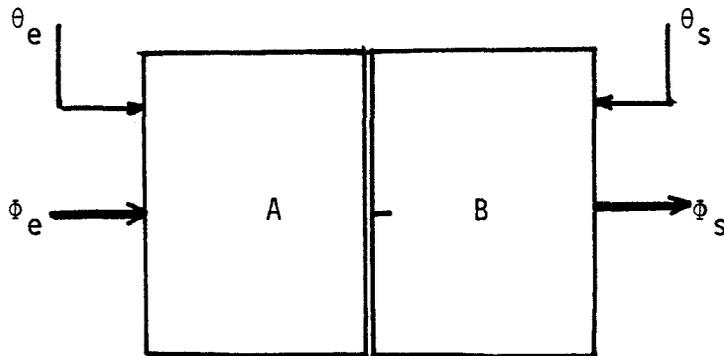
$$\begin{vmatrix} \varphi_e \\ \phi_e \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} M \end{vmatrix} \begin{vmatrix} \varphi_s \\ \phi_s \end{vmatrix} \quad (\text{II-15})$$

Pour éviter toute confusion, nous donnons dans le tableau IV des désignations aux différentes configurations de parois multicouches que nous avons utilisées.

Couche A		Couche B		Désignation
	ℓ/m		ℓ/m	
Polystyrène extrudé	0,05	Béton lourd	0,22	P O B E
Béton lourd	0,22	Polystyrène extrudé	0,05	B E P O
Polystyrène extrudé	0,05	Bois aggloméré	0,07	P O L I
Bois aggloméré	0,07	Polystyrène extrudé	0,05	L I P O
Polystyrène extrudé	0,006	Béton lourd	0,22	P E B E
Polystyrène extrudé	0,05	Plâtre	0,07	P O P A
Plâtre	0,07	Polystyrène extrudé	0,05	P A P O

Tableau IV : Désignation des parois bicouches

Prenons le cas d'une paroi bicouche (A et B) dont le schéma est donné ci-dessous :



Le matériau A est caractérisé par son épaisseur ℓ_1 , son impédance caractéristique Z_{c1} et par γ_1 sa constante de transfert.

Le matériau B est caractérisé par son épaisseur ℓ_2 , Z_{c2} et γ_2 .

L'impédance d'entrée du bicouche s'écrit :

$$Z_e(\omega) = Z_{c1} \cdot \frac{Z_{c2} \operatorname{th} \gamma_2 + Z_{c1} \operatorname{th} \gamma_1}{Z_{c2} + Z_{c1} \operatorname{th} \gamma_1 \cdot \operatorname{th} \gamma_2} \quad (\text{II-16})$$

Un logiciel de simulation développé dans notre laboratoire^[11] permet de calculer le module et la phase de l'impédance d'entrée d'une paroi multicouche débitant sur un puits thermique en fonction de la fréquence.

Les courbes des figures II-8 à II-13 représentent les variations en fréquence du module de l'impédance d'entrée $|Z_e|$ et de sa phase $\angle Z_e$ pour différents cas de configurations de parois bicouches.

En hautes fréquences, le module de l'impédance d'entrée est égale à l'impédance caractéristique de la première couche, celle qui voit arriver l'énergie. Dans ce domaine de fréquences, c'est l'effusivité thermique de la première couche de la paroi ($b = 1/Z_c \sqrt{\omega}$) qui régit l'ensemble du phénomène thermique.

En très basses fréquences, à l'établissement du régime permanent établi, l'impédance d'entrée est égale, en module, à la somme des résistances thermiques des différentes couches constitutives quel que soit l'ordre de disposition de ces couches dans la paroi.

L'importance de la position de l'isolant sur le comportement thermique de la paroi est bien illustrée par l'allure des courbes des figures II-8 à II-13 .

Les temps de réponse des parois bicouche mettent en évidence la différence très nette de comportement thermique entre une paroi isolée de l'intérieur et la même paroi isolée de l'extérieur (tableau VI).

En régime variable, la position de l'isolant est particulièrement importante dans les problèmes d'isolation thermique et dans la localisation des énergies. Nous donnons en Annexe (2) les énergies localisées dans chacune de ces configurations. Par contre, en régime établi, la position de l'isolant ne joue pas un rôle très important car les énergies transmises sont proportionnelles à la somme des résistances des couches composites, le coefficient global de transmission de la paroi est inchangé, seules les énergies stockées sont différentes.

Le temps de réponse du bicouche POBE est égal à 2 h 15 alors que celui de la configuration BEPO est égal à 23 jours. Ces résultats mettent en évidence l'intérêt d'isoler les parois de l'intérieur.

Nos études montrent l'importance de l'isolation thermique par l'intérieur des bâtiments en vue d'une économie d'énergie et d'un confort souhaité compte tenu par exemple des conditions climatiques extérieures (les bâtiments sont toujours en régime variable du fait des régulations des variations de température extérieure, etc...).

Pour notre part, nous montrons qu'avec une température du puits constante et uniforme, nous obtenons une réponse à 90 % de la valeur asymptotique plus rapidement en isolant une paroi en béton (configuration POBE) qu'en procédant à une isolation extérieure (BEPO). Nous faisons les mêmes remarques pour les parois POLI/LIPO et POPA/PAP0.

Les résultats obtenus sont regroupés dans le tableau V suivant et mis en évidence par les courbes des figures II-8 à II-13.

Toutes les courbes sont tracées en fonction de $1/f$ pour des comparaisons avec les courbes fonctions du temps que nous présentons au chapitre III.

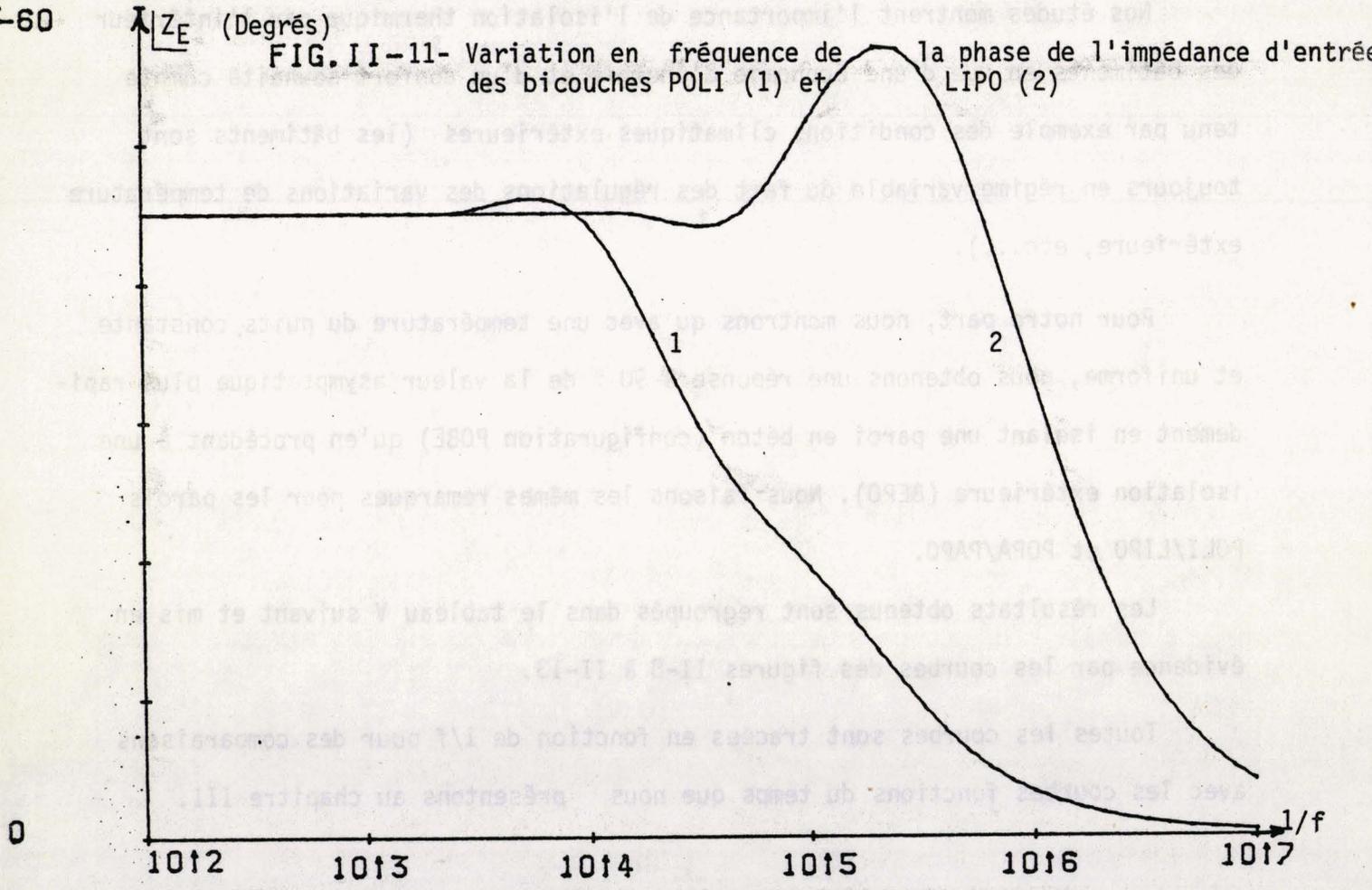
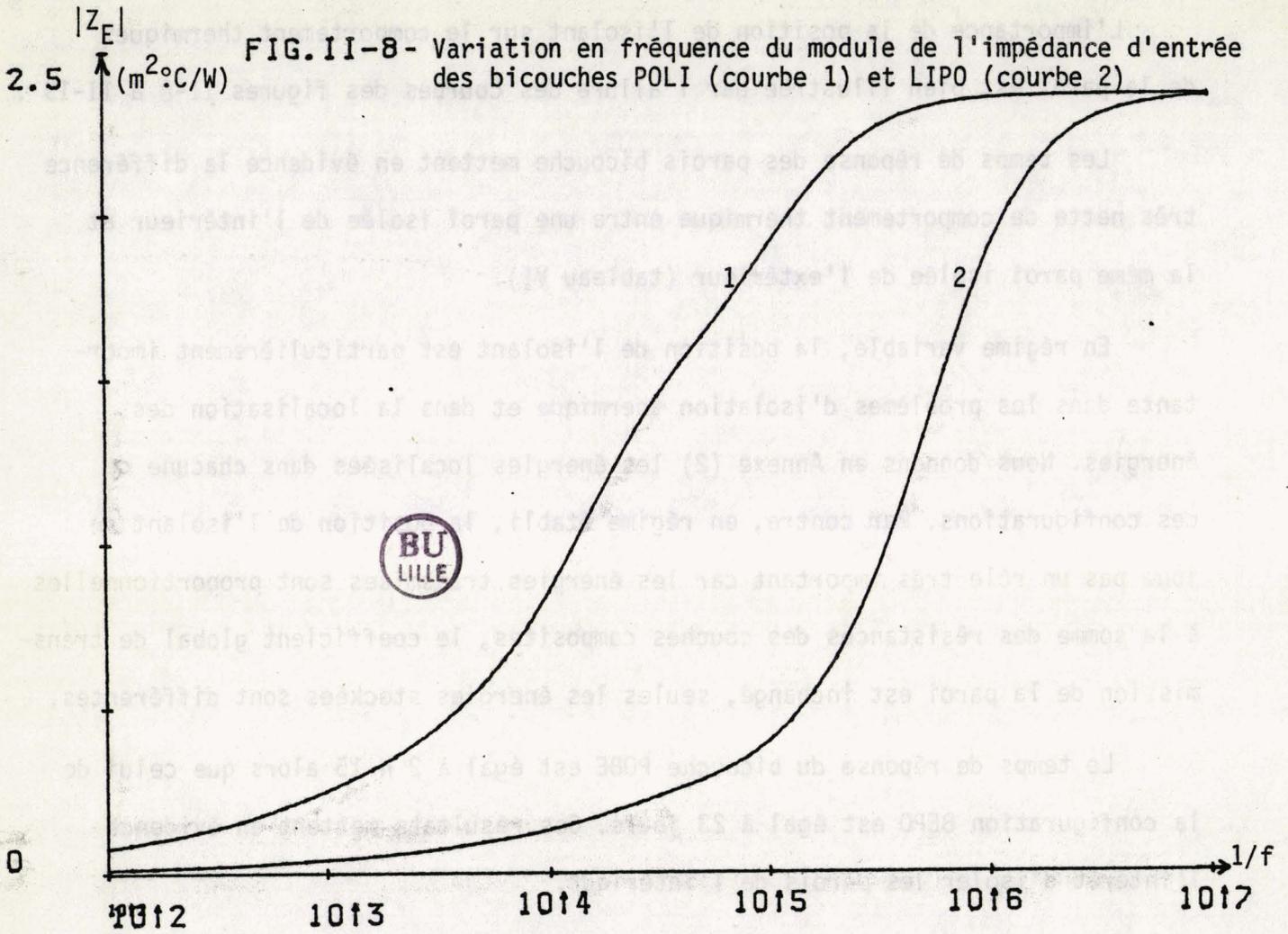


Figure II-9 : Variation en fréquence du module de l'impédance d'entrée des bicouches POBE (courbe 1) et BEPO (courbe 2)

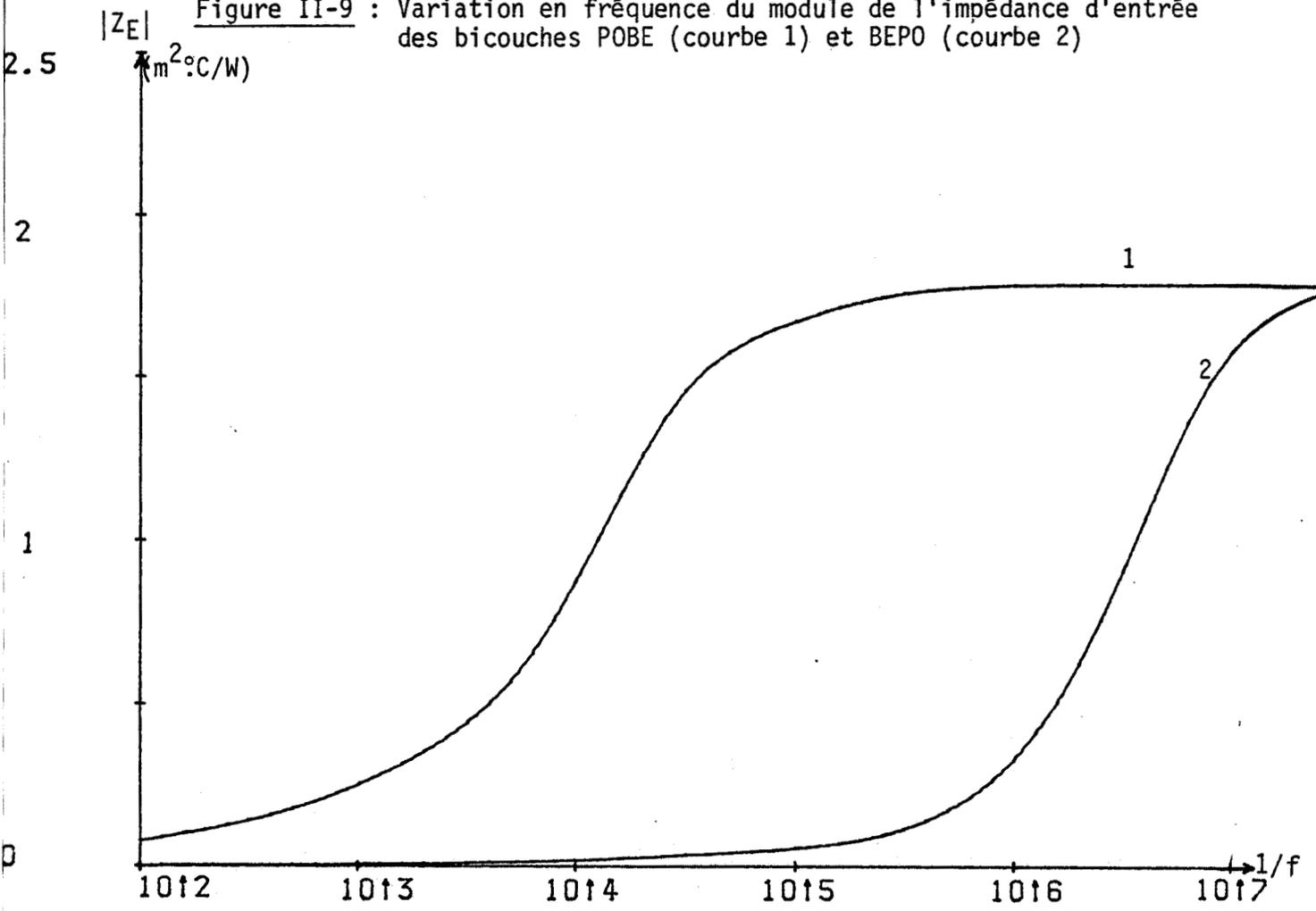


Figure II-12 : Variation en fréquence de la phase de l'impédance d'entrée des bicouches POBE (1) et BEPO (2)

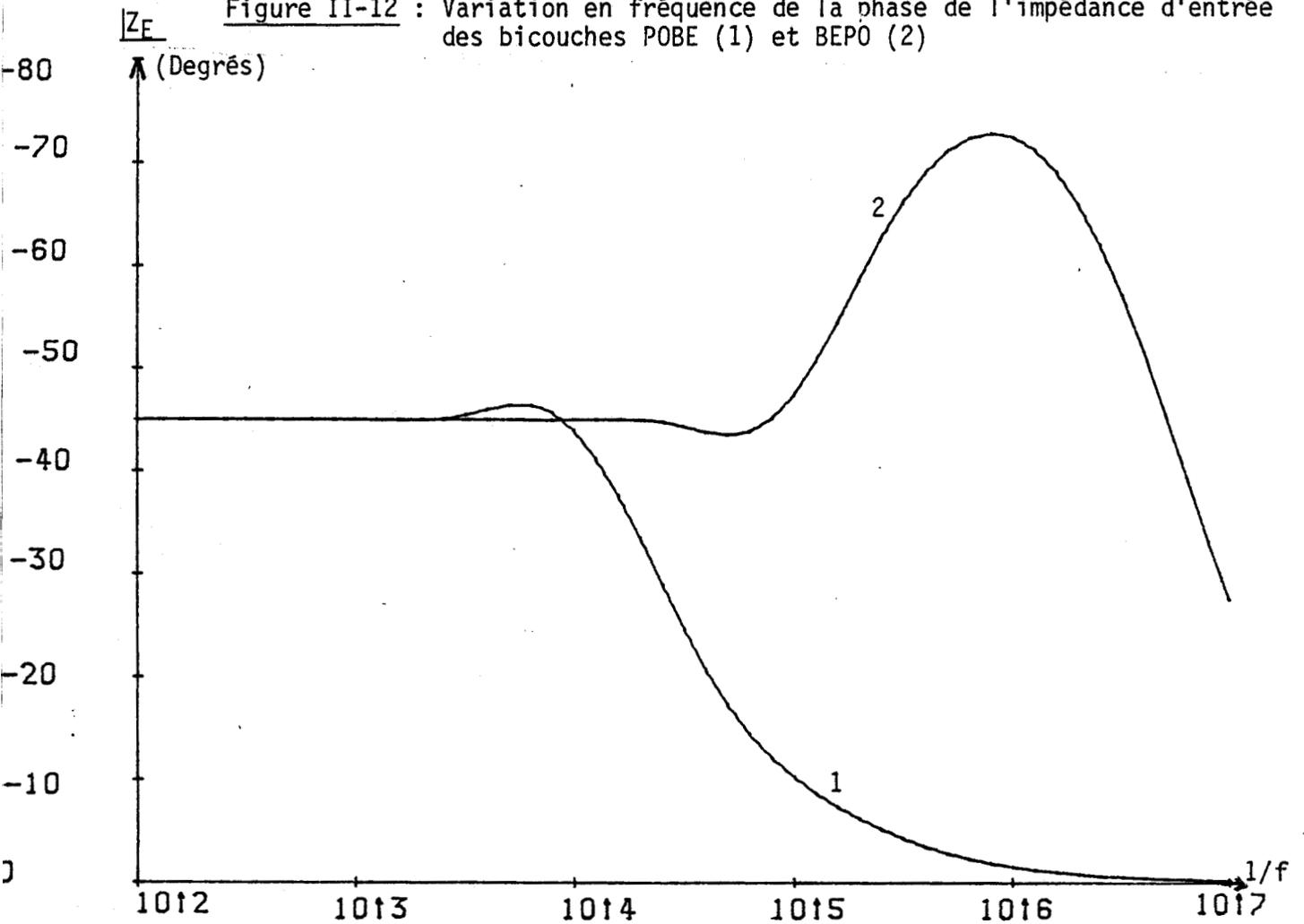


Figure II-10 : Variation en fréquence du module de l'impédance d'entrée des bicouches POPA (courbe 1) et PAPO (courbe 2)

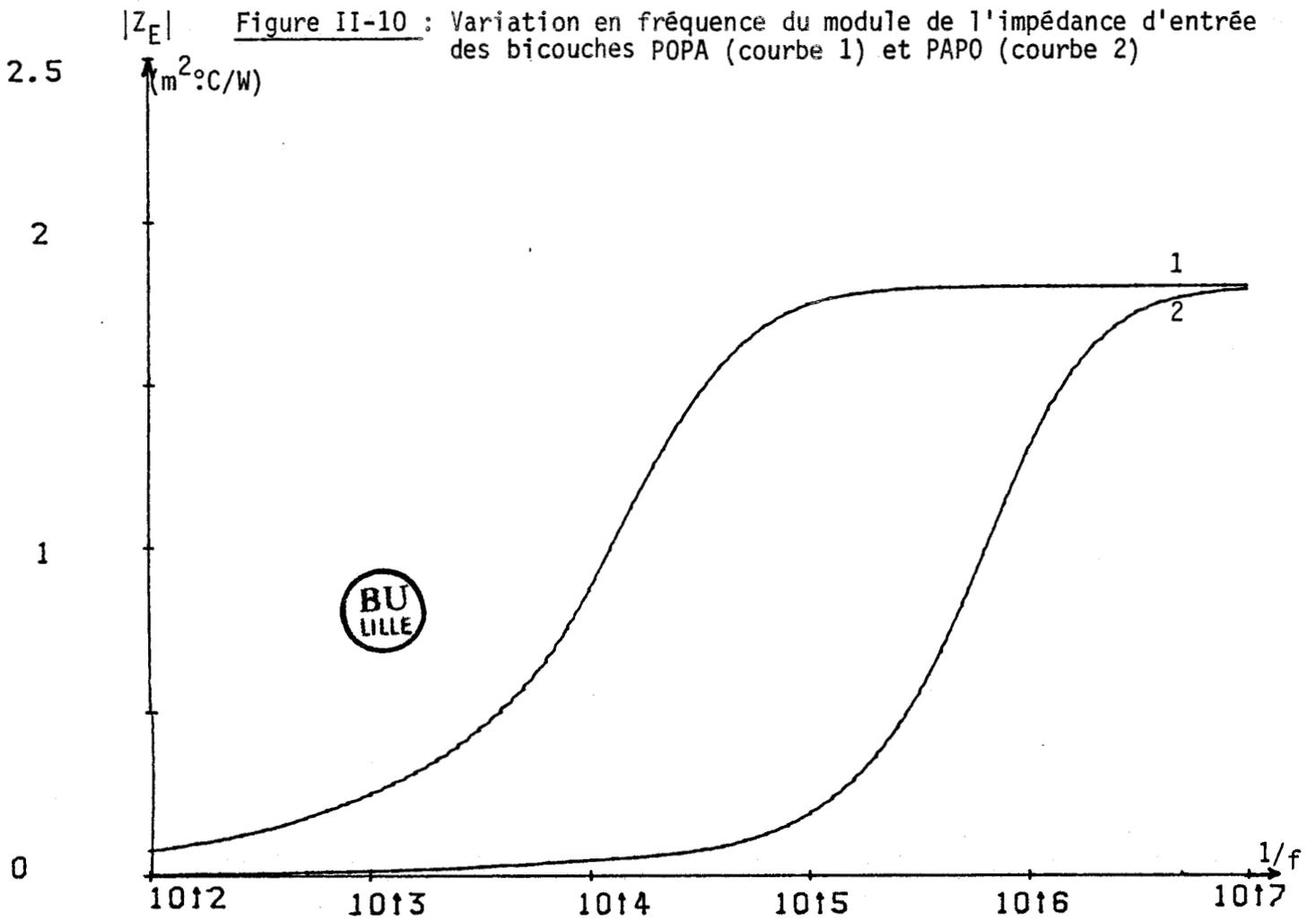
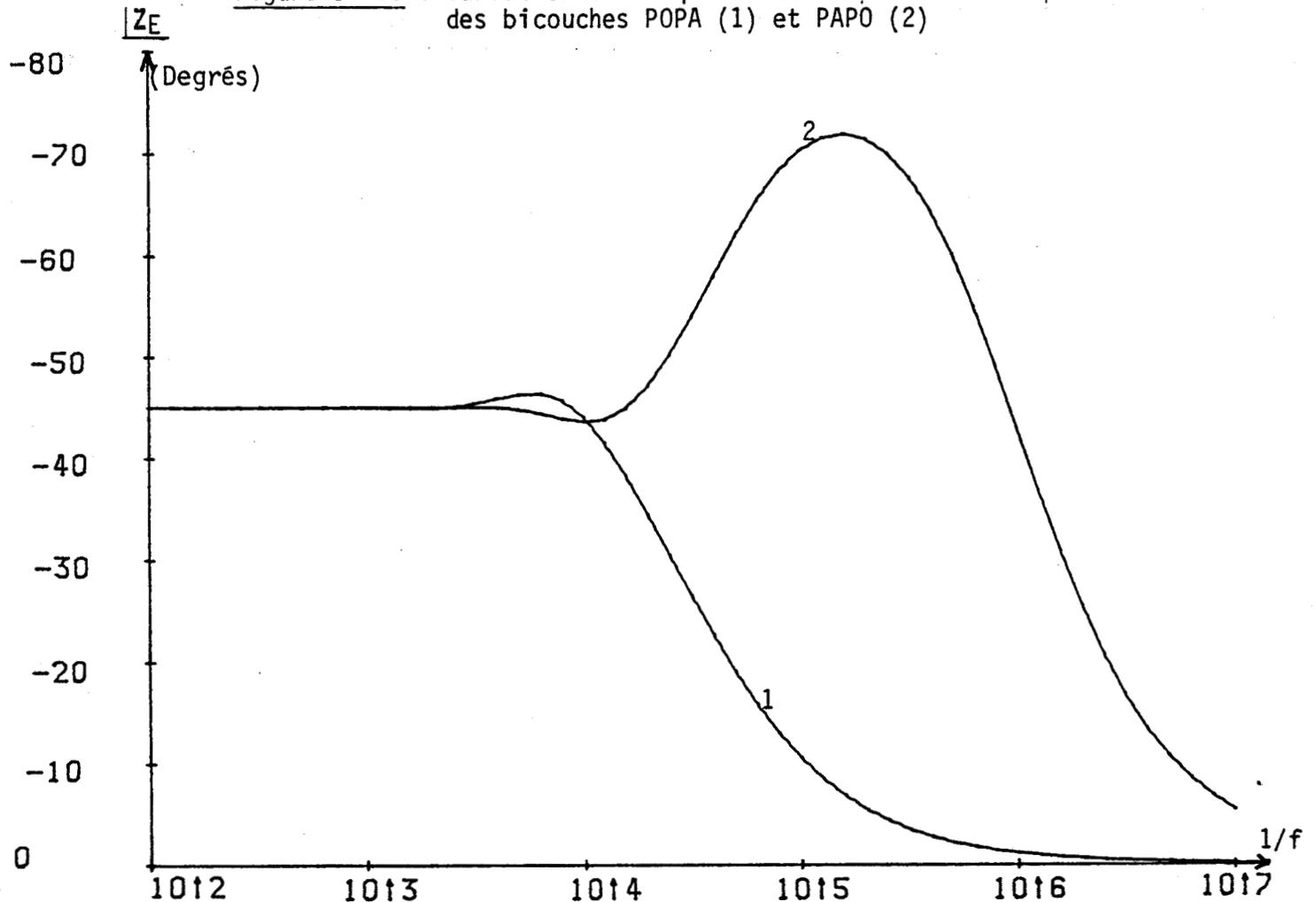


Figure II-13 : Variation en fréquence de la phase de l'impédance d'entrée des bicouches POPA (1) et PAPO (2)



Configuration des parois	$10^3 s$	1 h	3 h	12 h	24 h	120 j
POBE/BEPO	41,76	37,85	29,64	14,66	8,9	1
POLI/LIPO	5,92	5,66	4,78	2,69	1,75	1
POPA/PAPO	15,78	15,43	10,11	3,91	2,28	1

Tableau V : Rapport des réponses en température des différents bicouches

Il est donc plus intéressant d'isoler de l'intérieur les parois de bâtiments en raison, rappelons-le, de l'importance de l'effusivité des premiers matériaux constitutifs en régime transitoire.

Dans le tableau ci-dessous nous donnons le temps de réponse correspondant à chacune des configuration de parois bicouches.

Configurations	POBE	BEPO	POLI	LIPO	POPA	PAPO
Temps de réponse*	2 h 15	24 j	7 h	3 j	2 h	4 j

Tableau VI : Temps de réponse des bicouches

(*) Le temps de réponse est défini comme le temps donnant la réponse à 90 % de sa valeur permanente finale.

II-2-3- INFLUENCE DES COEFFICIENTS D'ECHANGE

Les parois d'un local sont sollicitées en ambiance à travers un coefficient d'échange superficiel.

Nous supposons que les échanges thermiques superficiels sont linéaires et constants le long de la paroi et dépendent en priorité de la convection et du rayonnement et que ces grandeurs sont des constantes.

Nous représentons les échanges superficiels air-paroi, échanges purement résistifs, par une matrice simple de la forme :

$$|H| = \begin{vmatrix} 1 & 1/h \\ 0 & 1 \end{vmatrix} \quad (\text{II-17})$$

h = coefficient d'échange superficiel.

Nos mesures montrent qu'en l'absence de ventilation forcée et de renouvellement d'air important, une valeur moyenne de 10 pour les coefficients d'échange intérieur et extérieur des parois latérales est acceptable.

Pour éviter toute confusion et pour une raison de commodité, nous définissons par "paroi", l'ensemble des coefficients d'échange (intérieur et extérieur) et des matériaux constitutifs d'une cloison latérale d'un local.

L'équation matricielle relative à cette "paroi" s'écrit :

$$\begin{vmatrix} \theta_e \\ \phi_e \end{vmatrix} = |H| \begin{vmatrix} M \\ |H| \end{vmatrix} \begin{vmatrix} \theta_s \\ \phi_s \end{vmatrix} \quad (\text{II-18})$$

Dans cette relation :

θ_e et ϕ_e sont les grandeurs thermiques d'entrée,

θ_s et ϕ_s sont les grandeurs thermiques de sortie.

Les courbes représentées figures II-14 à II-19 montrent nettement l'influence des coefficients d'échange sur le module et la phase de l'impédance d'entrée des parois, monocouche par exemple.

FIG. II-14- Influence du coefficient d'échange sur le module de l'impédance d'entrée de l'isolant (5 cm)

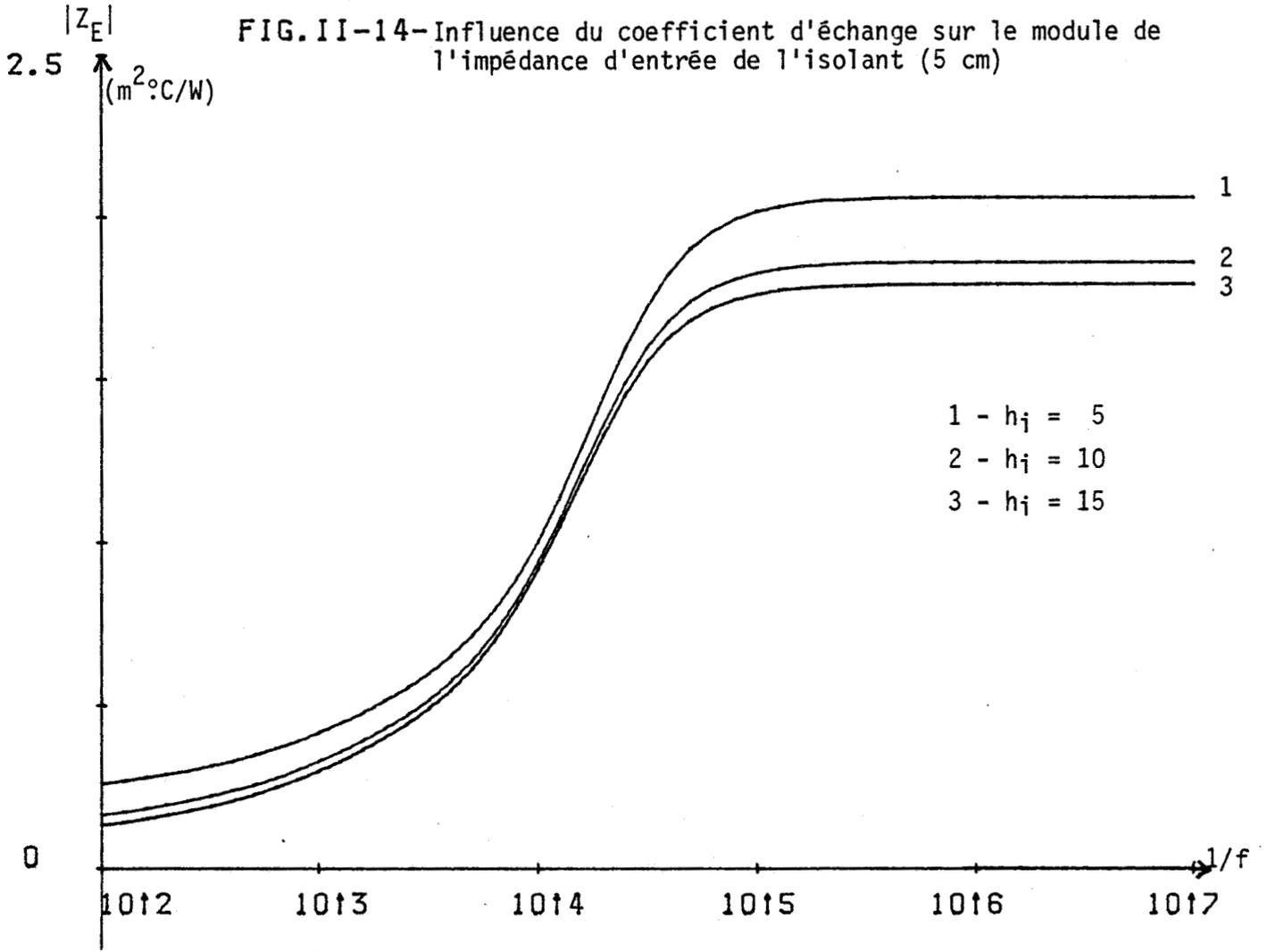


FIG. II-15- Influence de h_i sur la phase de Z_E

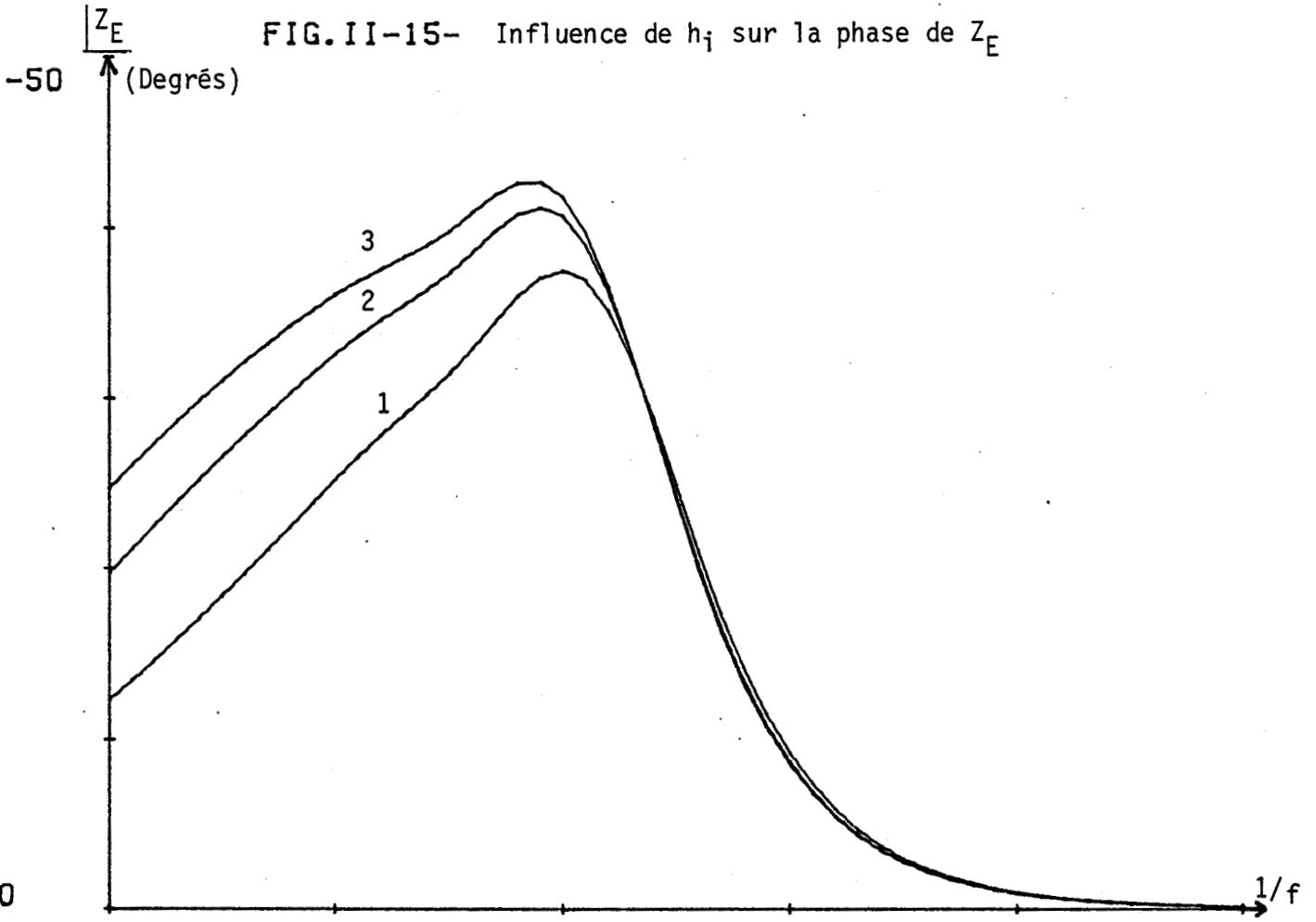


Figure II-16 : Influence du coefficient d'échange sur l'impédance d'entrée du béton (22 cm)

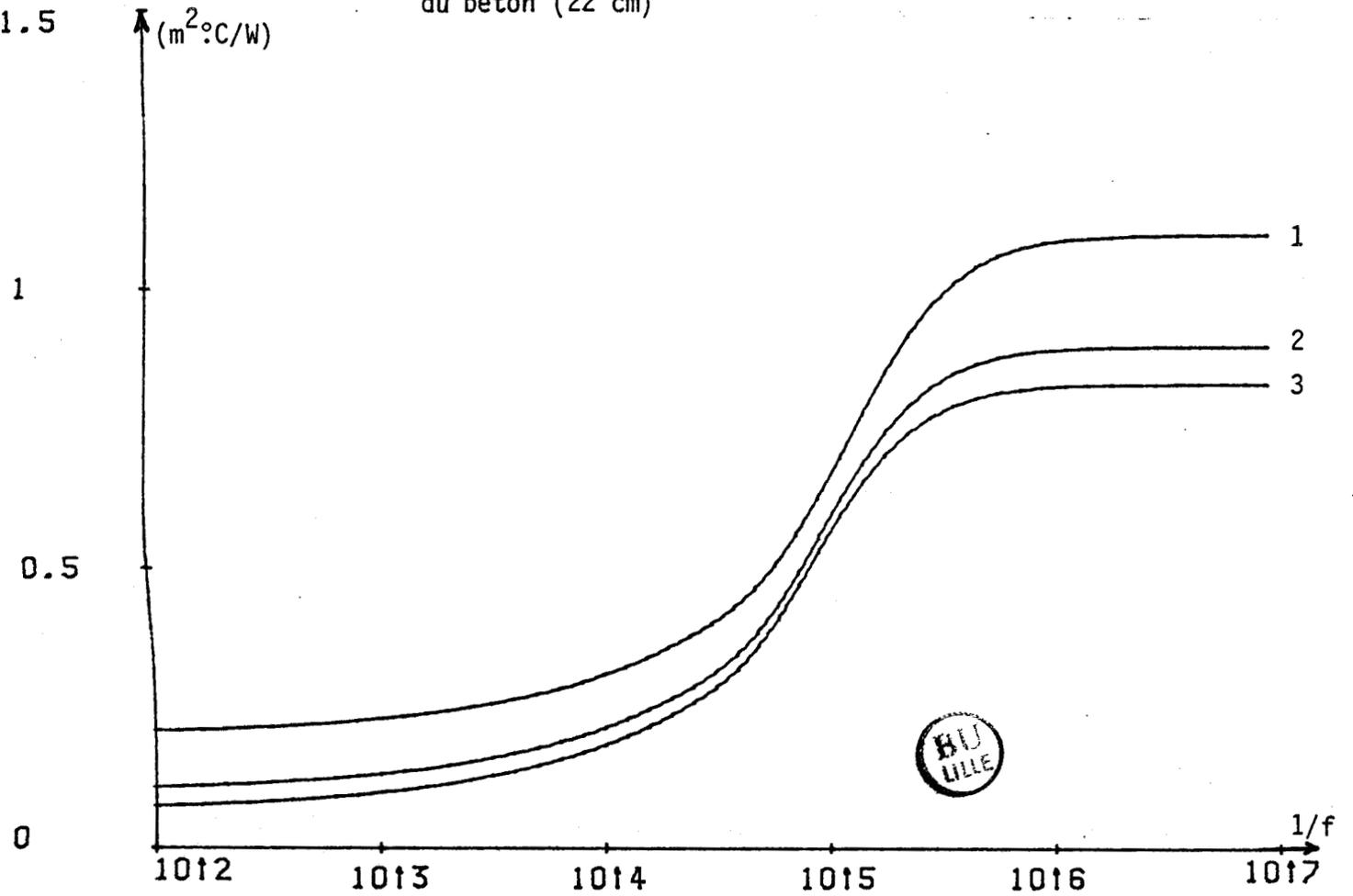


Figure II-17 : Influence de h_i sur la phase de Z_E

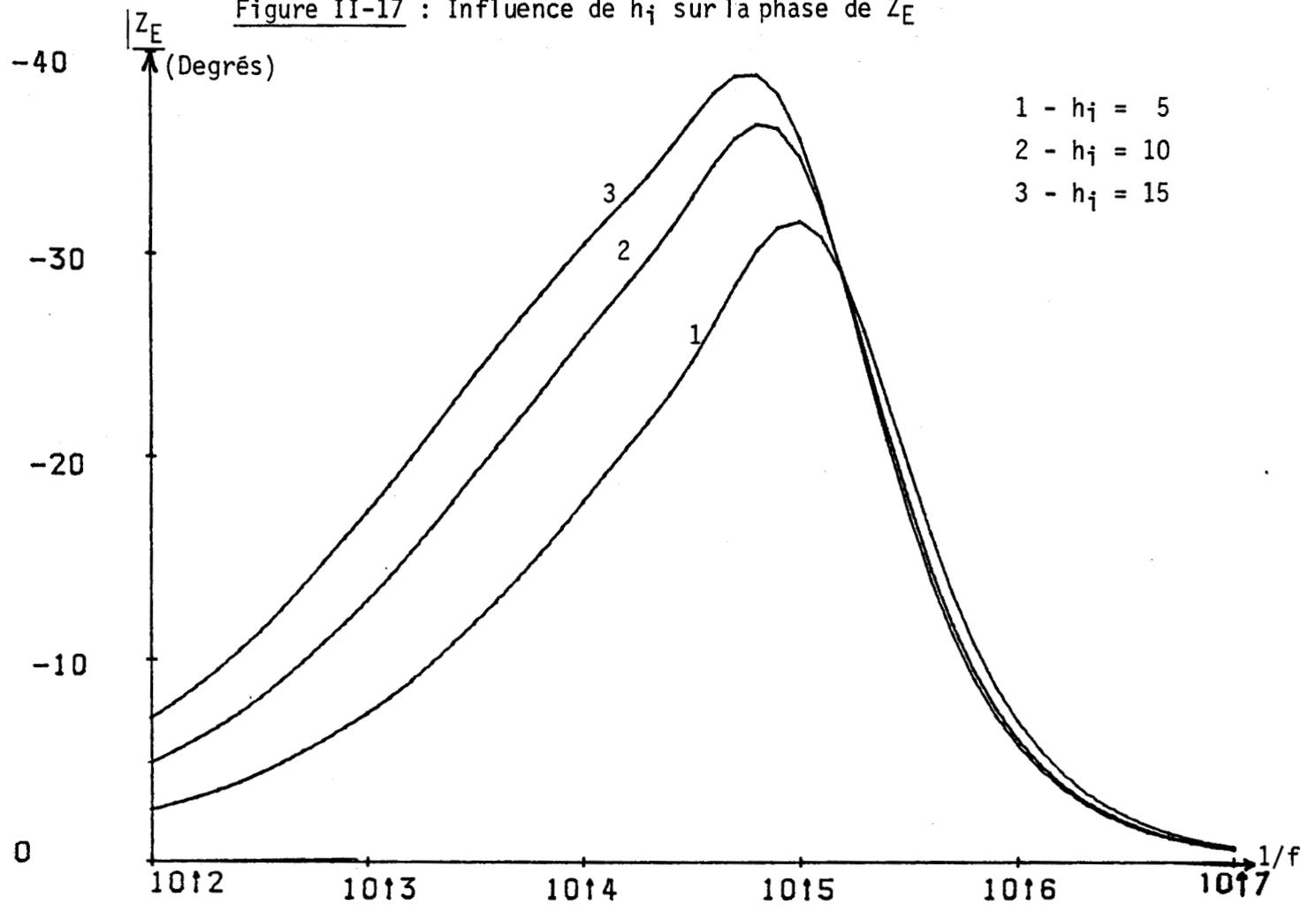


Figure II-18 : Influence du coefficient d'échange sur le module de l'impédance d'entrée de l'aggloméré (7 cm)

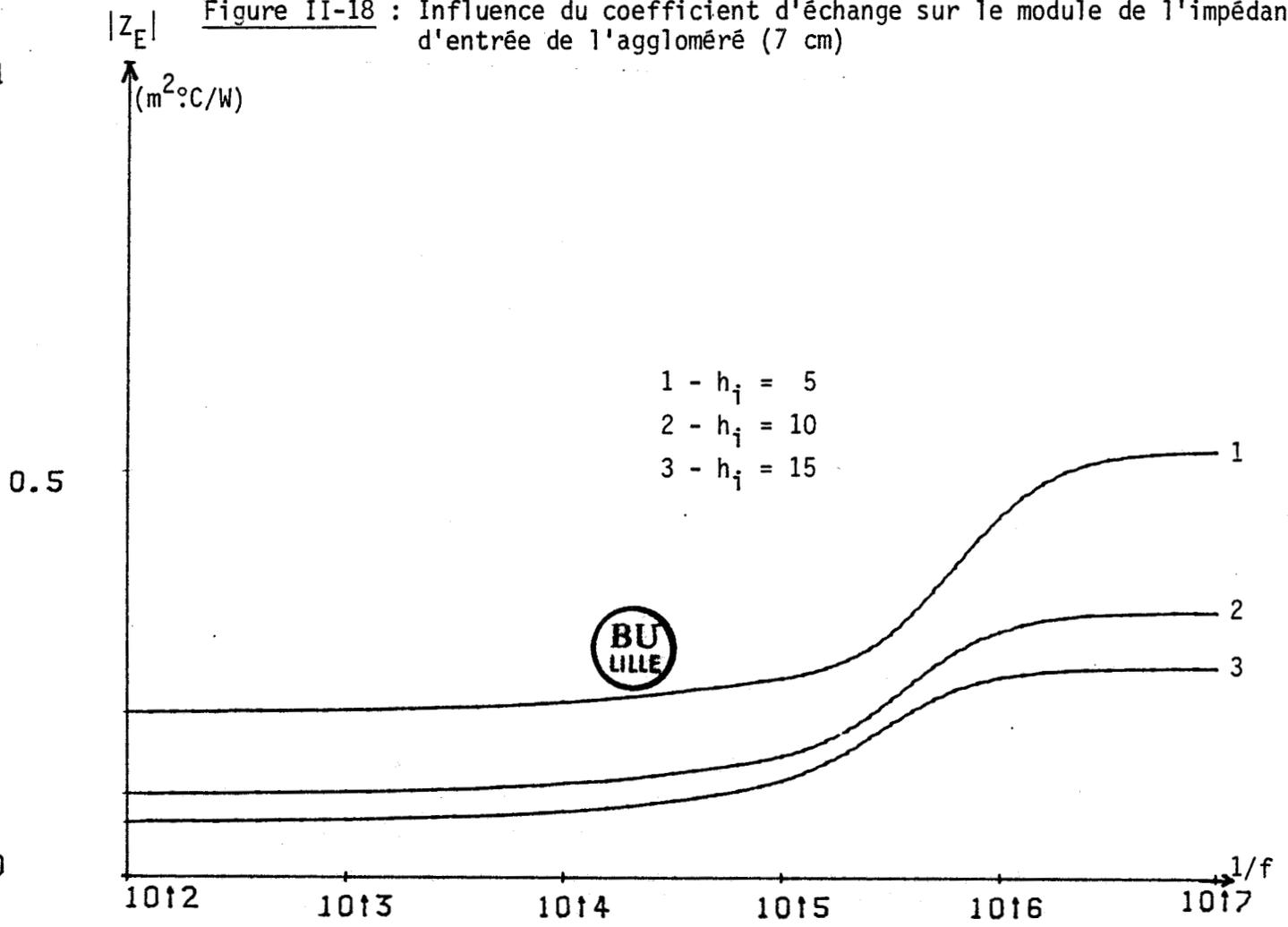
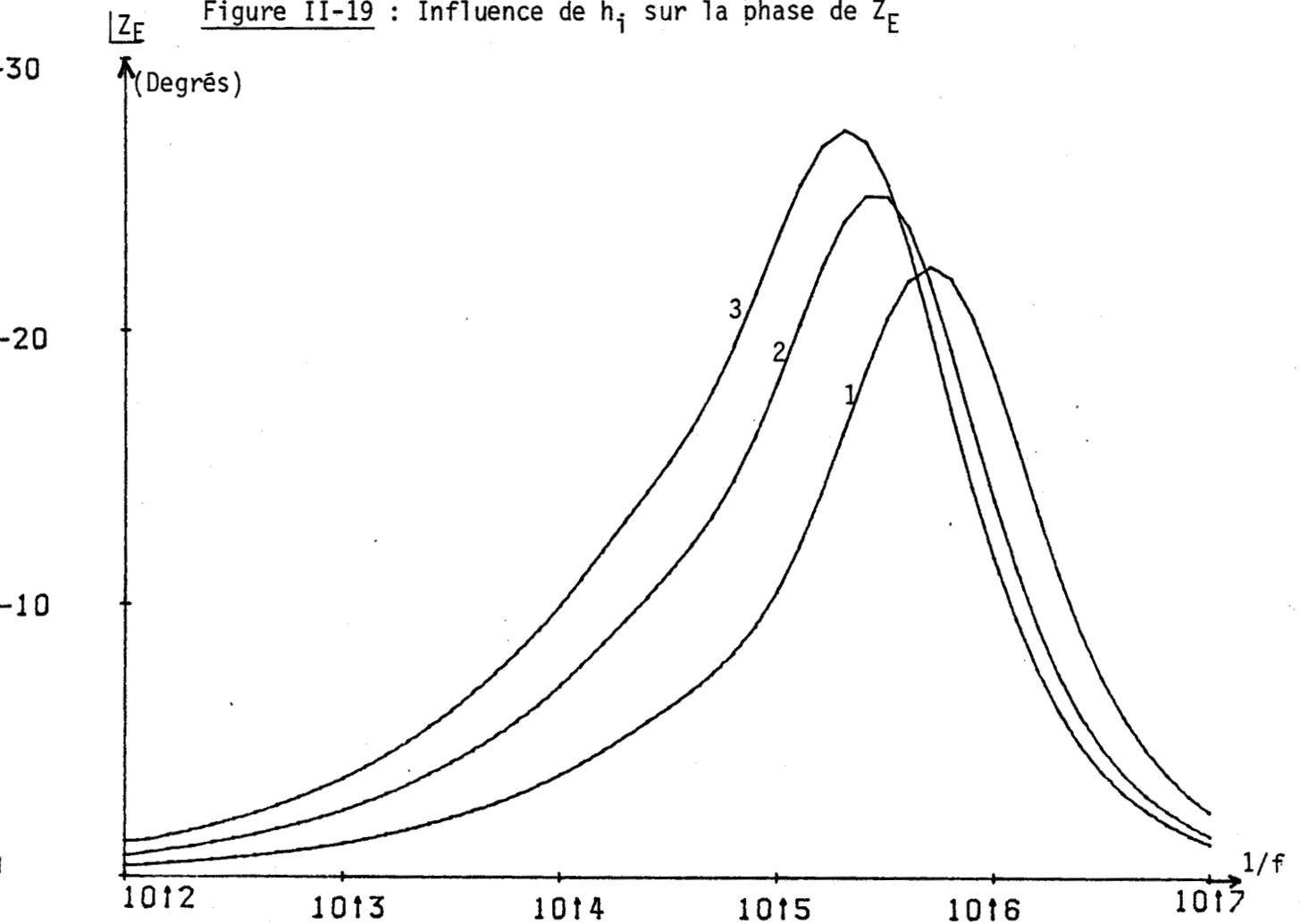


Figure II-19 : Influence de h_i sur la phase de Z_E



A titre d'application, nous prenons trois valeurs (5,10,15) pour les coefficients d'échange et nous étudions en régime harmonique leur influence sur l'impédance d'entrée des parois monocouches : polystyrène extrudé (5 cm), bois aggloméré (7 cm) et le plâtre (7 cm).

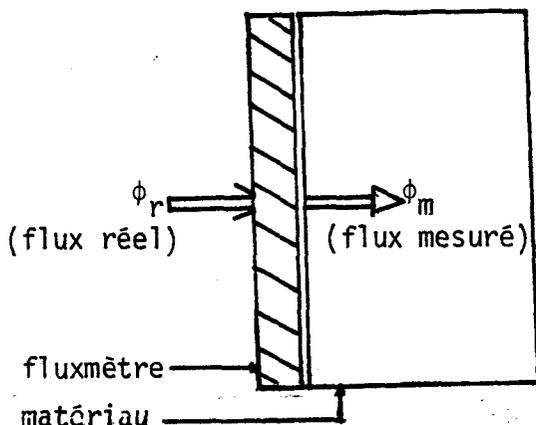
Les résultats obtenus sur l'argument et le module de Z_e sont représentés sur les figures II-14 à II-19.

Théoriquement, le coefficient d'échange s'ajoute à chaque fréquence à la partie réelle de l'impédance d'entrée du milieu d'où son intervention aussi bien dans le module que dans la phase de l'impédance d'entrée.

II-2-4- INFLUENCE DES CAPTEURS DE FLUX

Nous analysons théoriquement les effets d'un fluxmètre disposé sur la surface du milieu à étudier. En effet, la présence du capteur, même de faible inertie, collé sur un matériau perturbe les mesures de flux. L'expérimentateur doit connaître l'importance de ces perturbations pour interpréter ses résultats.

Nous assimilons le capteur à un matériau homogène équivalent. La perturbation peut être représentée en assimilant l'ensemble "fluxmètre + matériau" à un bicouche constitué de deux couches homogènes superposées. Nous analysons les effets du fluxmètre en régime harmonique.



Théoriquement, l'impédance ramenée à l'entrée du capteur est donnée par l'expression (II-16).

$$Z_{ef} = Z_{cf} \cdot \frac{Z_e + Z_{cf} \operatorname{th} \gamma_f \ell_f}{Z_e \operatorname{th} \gamma_f \ell_f + Z_{cf}}$$

où $Z_e = Z_c \cdot \operatorname{th} \gamma \ell$, impédance d'entrée du matériau disposé seul sur le puits.

Dans un premier temps, au-delà du temps propre du capteur (quelques secondes),

$$\text{th } \gamma_f l_f \approx \gamma_f l_f$$

alors

$$Z_{cf} \gamma_f l_f = R_f \quad \text{et} \quad \gamma_f l_f / Z_{cf} = j C_f \omega$$

$$Z_{ef} = \frac{R_f + Z_e}{1 + j C_f Z_e \omega}$$

où R_f et C_f sont respectivement la résistance et la capacité thermique par unité de surface du capteur.

Dans un deuxième temps où la résistance du fluxmètre devient négligeable devant l'impédance d'entrée du matériau $Z_e \gg R_f$ on a :

$$Z_{ef} = \frac{Z_e}{1 + j C_f Z_e \omega}$$

Le fluxmètre se comporte alors comme une capacité C_f localisée placée en parallèle devant l'impédance d'entrée du matériau.

Enfin, dans un troisième temps où le régime permanent s'établit, le fluxmètre n'a pratiquement aucune influence sur la caractérisation des matériaux dont la résistance thermique est très grande vis-à-vis de celle du capteur.

Nous donnerons au chapitre IV des détails techniques sur les fluxmètres ainsi que des indications sur la correction de mesure des flux. Cependant, à titre d'application numérique, nous montrons l'influence d'un fluxmètre, de caractéristiques thermophysiques données, sur l'impédance d'entrée d'un matériau unique placé sur un puits thermique.

Caractéristiques thermiques du fluxmètre par unité de surface :

$$R_f = 0,005 \quad \text{W/m}^2\text{K}$$

$$C_f = 2000 \quad \text{J/m}^2\text{K}$$

$$b_f = 650 \quad \text{effusivité du fluxmètre calculée par la relation (I-3).}$$

Les courbes de la figure II-20 mettent en évidence la perturbation introduite par la présence du capteur sur le module et la phase de l'impédance d'entrée de l'isolant (polystyrène de 5 cm d'épaisseur).

Cette perturbation est moins nette sur l'impédance d'entrée du bois aggloméré 7 cm (figure II-21) et encore moins, sinon négligeable, devant le béton 22 cm (figure II-22).

L'analyse de ces courbes montre que la perturbation introduite en régime transitoire n'est appréciable particulièrement que pour les isolants dont l'effusivité est faible (de l'ordre de 40 à 100) vis-à-vis de celle des fluxmètres (650).

En pratique, la correction des flux mesurés doit être effectuée en régime transitoire pour les matériaux d'effusivité inférieur à 100 et pour les fréquences supérieures à $2 \cdot 10^{-4}$ Hz.

Figure II-20 : Influence du fluxmètre sur l'impédance d'entrée de l'isolant (5 cm)

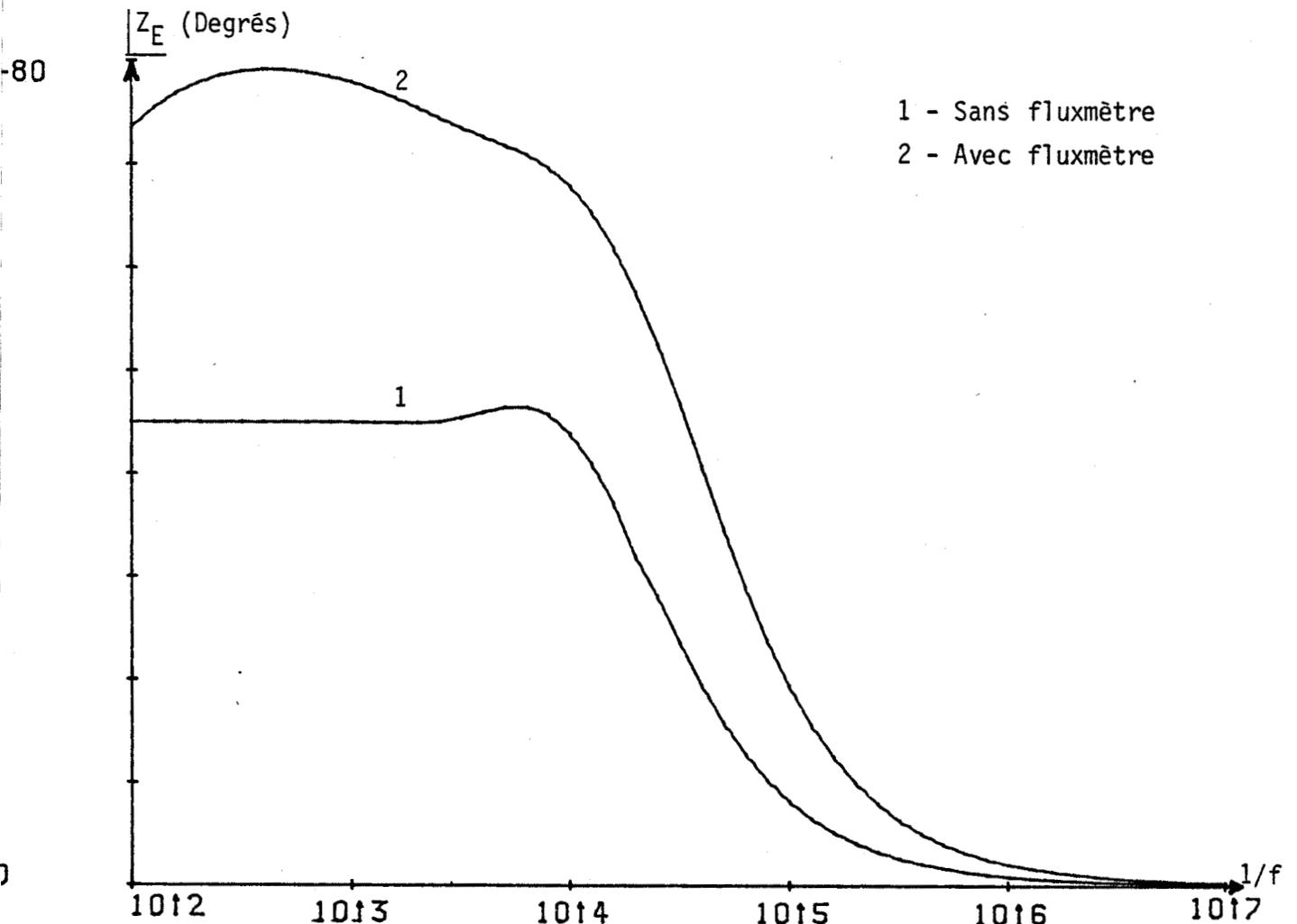
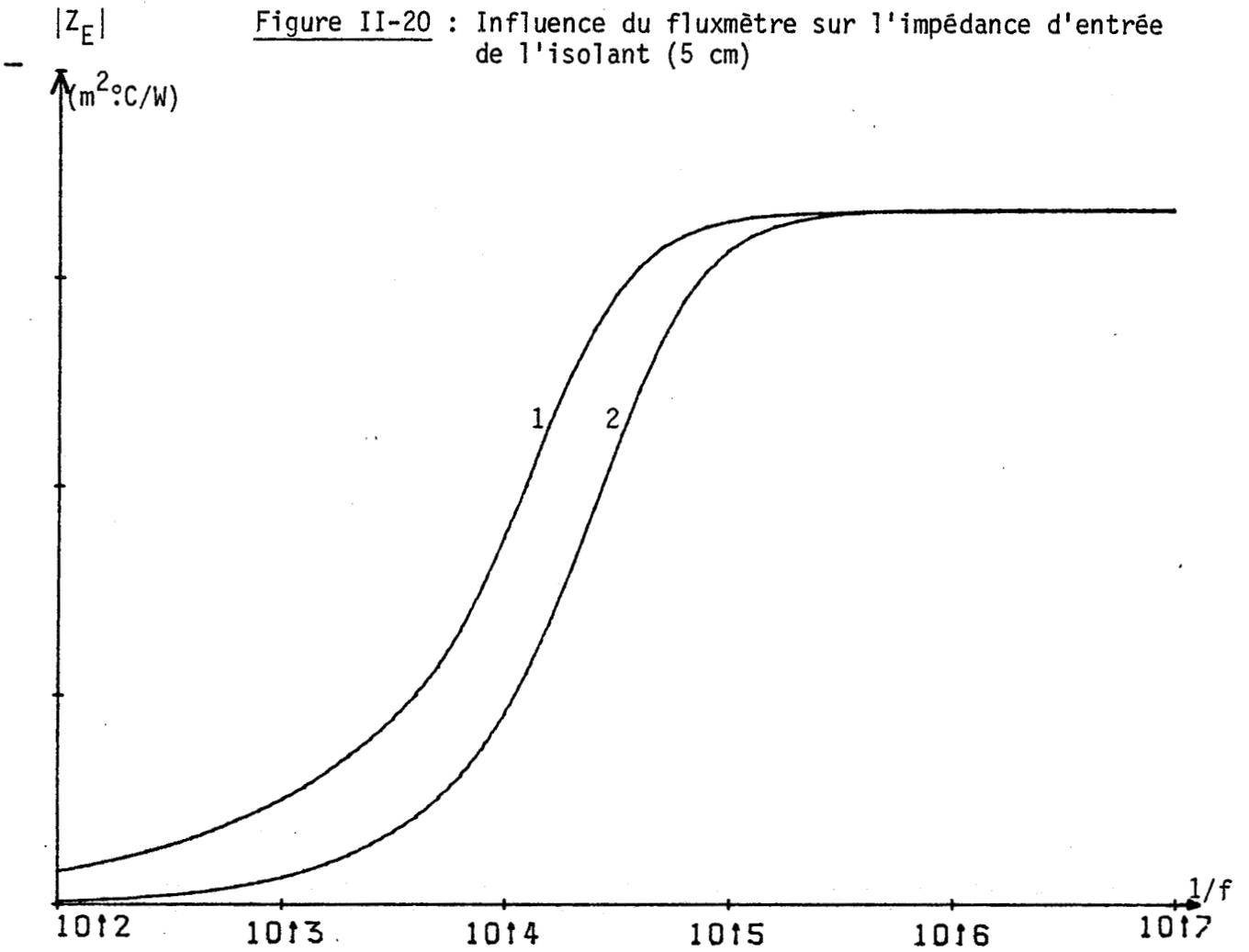


Figure II-21 : Influence du fluxmètre sur l'impédance d'entrée de l'aggloméré (7 cm)

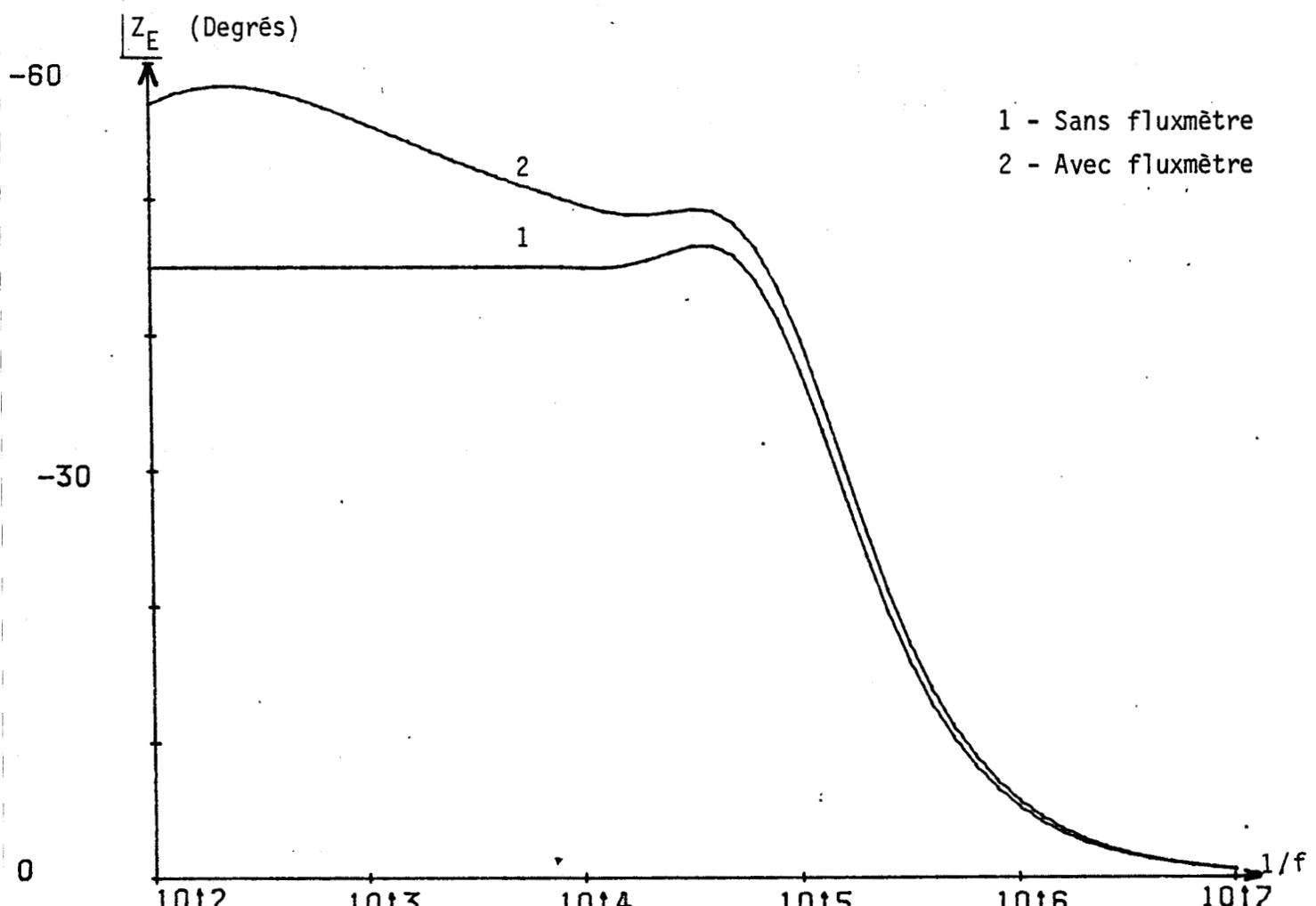
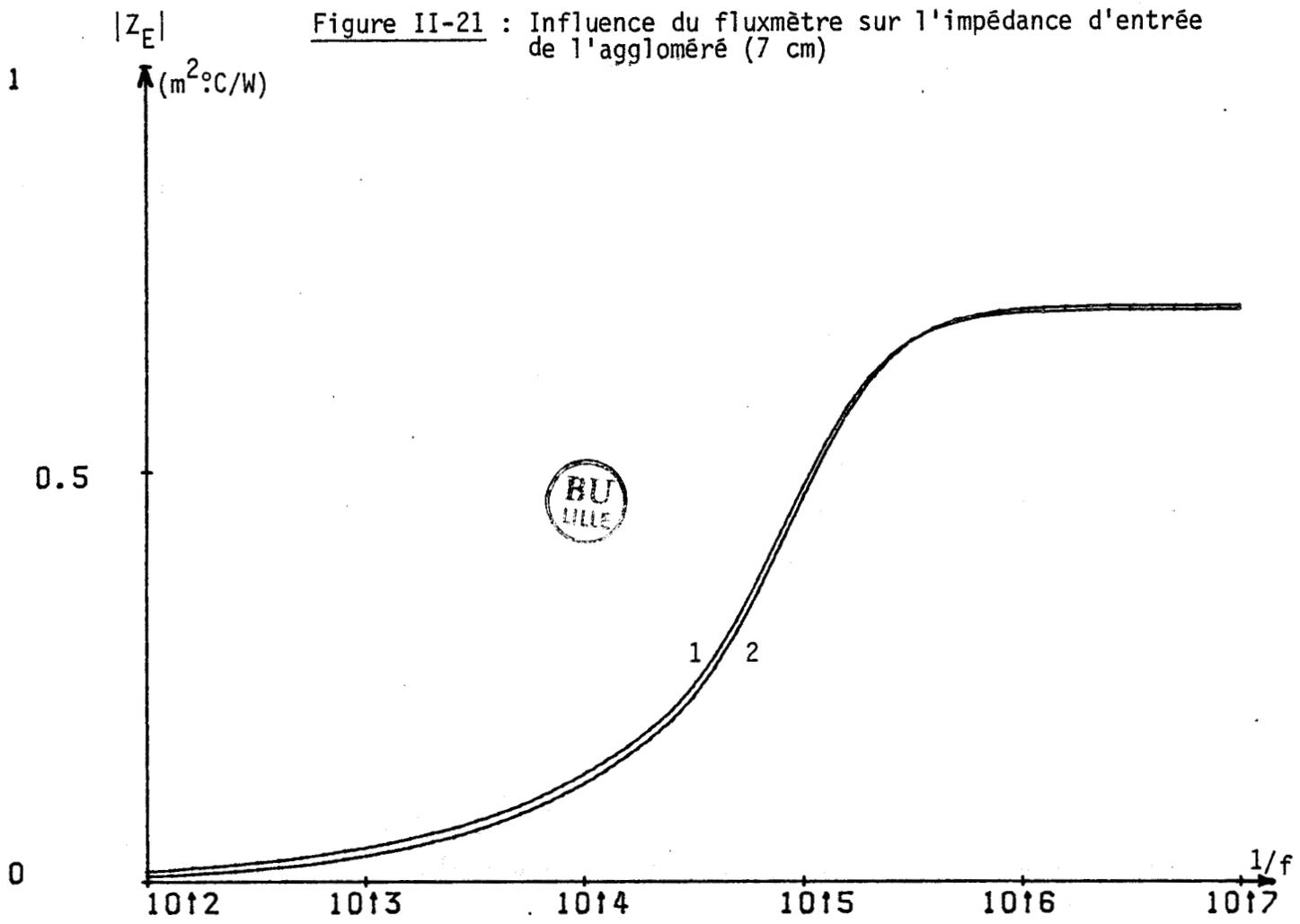
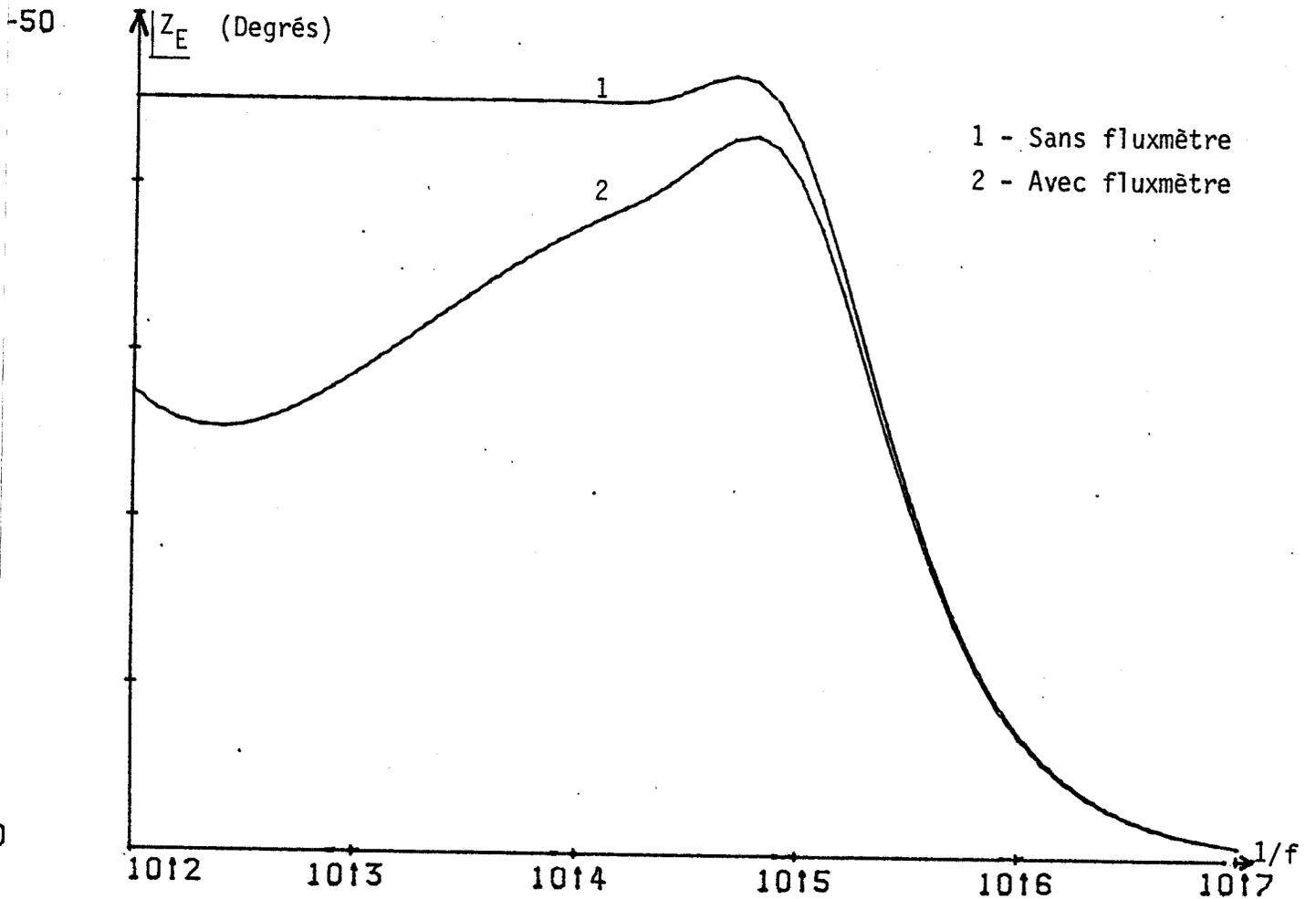
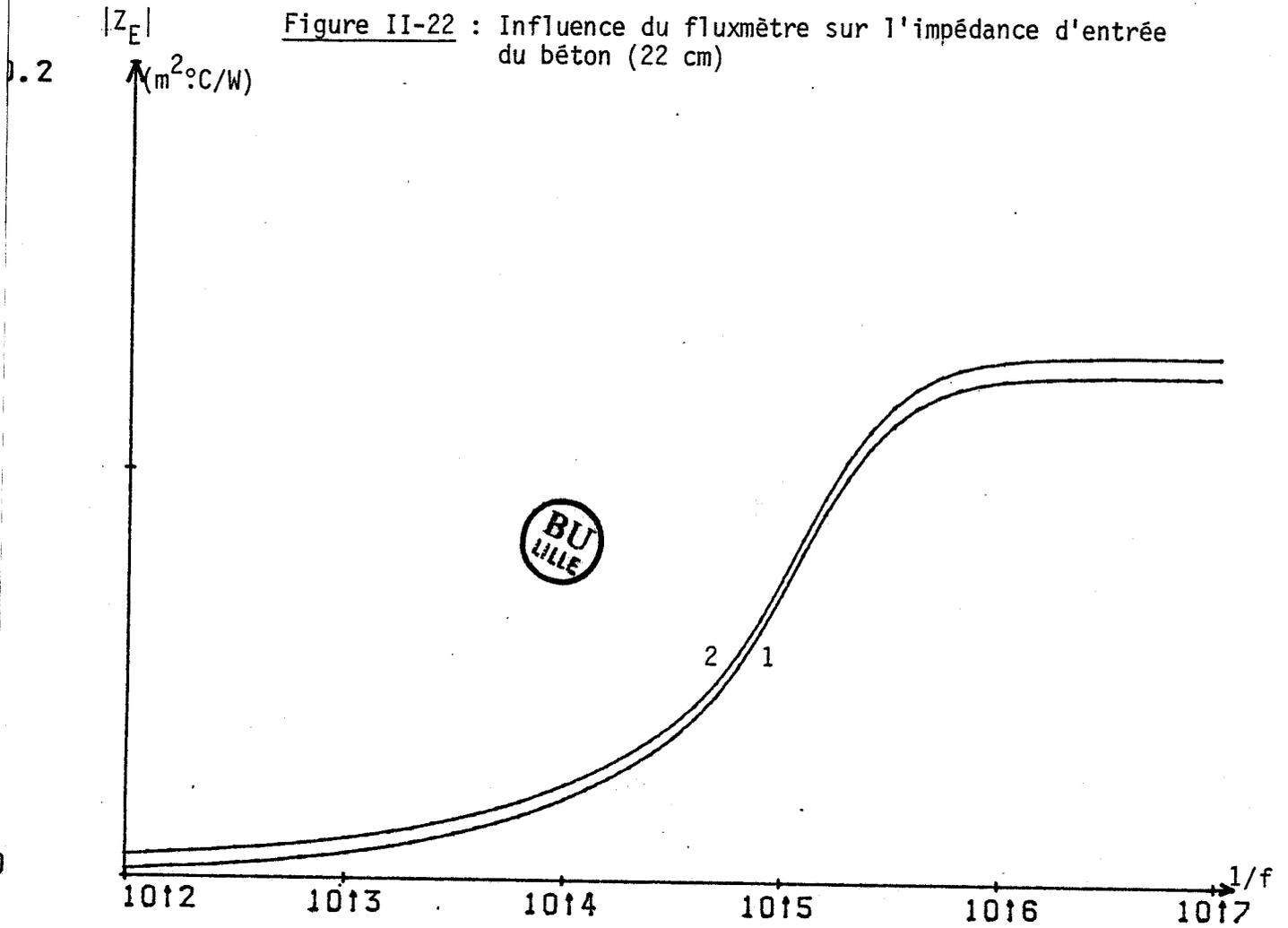


Figure II-22 : Influence du fluxmètre sur l'impédance d'entrée du béton (22 cm)



III-1- LA MODELISATION

La modélisation consiste à établir une méthode ou un moyen mathématique qui permette de reproduire ou de simuler souvent, d'une manière simplifiée, l'évolution d'un phénomène physique parfois complexe.

La modélisation nécessite l'adoption d'hypothèses souvent simplificatives et une traduction mathématique des phénomènes physiques.

Le modèle doit être validé par comparaison avec l'expérience dans différentes conditions expérimentales.

Le modèle validé est utilisé pour calculer la réponse des systèmes réels.

Rappelons que de très nombreux modèles sont proposés en thermique^[1,2,3,8,17].

La complexité de l'évolution thermique dans un local est due au fait que :

- a) les transferts thermiques se font simultanément par conduction, par convection et par rayonnement.
- b) Chaque partie du système ne peut en général être étudiée séparément du fait des interactions avec les autres éléments (phénomènes de couplage).

Le problème posé théoriquement par l'étude d'un local est particulièrement complexe. En effet, les modèles que l'on pourrait utiliser, même très simplifiés, sont très éloignés des schémas élémentaires. En réalité, le milieu est à trois dimensions, les matériaux variés souvent hétérogènes, les jonctions de parois sont nombreuses et de formes géométriques complexes. Il faut tenir compte également de la nature du mouvement de l'air dans le local, de tous les éléments chauffants, des effets d'ensoleillement, des variations climatiques qui se manifestent à tout instant à l'extérieur etc... D'où la nécessité d'étudier le système en régime transitoire. L'étude en régime permanent établie que l'on retrouve dans de nombreux ouvrages de la thermique des bâtiments (DTU,...) sont en fait insuffisants pour la compréhension des mécanismes liés aux échanges de chaleur dans un local.

III-2- INFLUENCES ENERGETIQUES

Un local d'habitation est soumis aussi bien à des sollicitations thermiques intérieures qu'à des sollicitations thermiques extérieures comme le montre le schéma de la figure III-1.

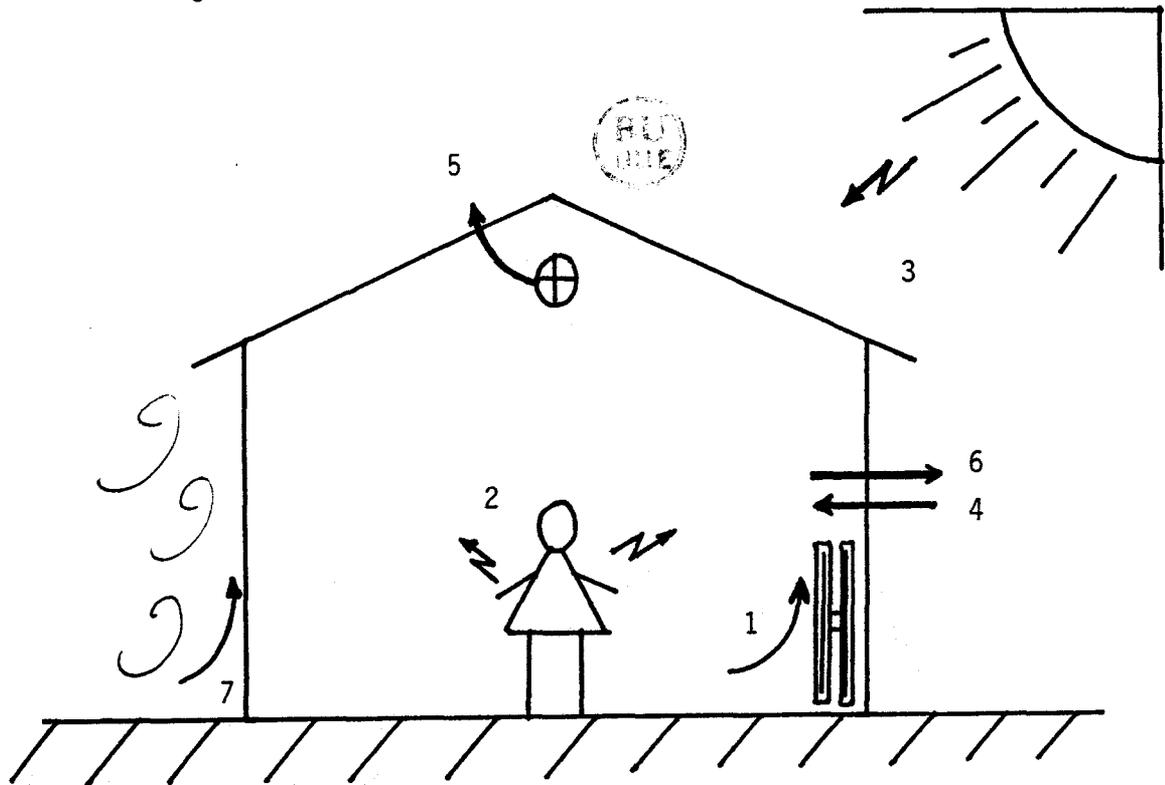


Figure III-1 : Bilan thermique au niveau d'un local d'habitation

III-2-1- LES GAINS DE CHALEUR

A l'intérieur d'un local les quantités de chaleur qui sont fournies au local sont :

- 1) Les apports produits par le chauffage central (source principale de chaleur).
- 2) La chaleur fournie par les sources secondaires appelées chaleur gratuite ou fatale. C'est la chaleur dégagée par les occupants, par les équipements tels que l'éclairage, les appareils ménagers etc...
- 3) Les apports dus au rayonnement solaire à travers la toiture, les parois, les fenêtres.
- 4) Les rentrées de chaleur à travers les parois dues essentiellement par le rayonnement de l'environnement et par convection particulièrement en période chaude de l'année (été).

Les échanges thermiques qui s'effectuent à l'intérieur du local sont :

- les flux radiatifs grande longueur d'onde. Les surfaces des parois sont considérées comme noires ou grises ($\epsilon \neq 1$). Le flux radiatif échangé entre la paroi j et la paroi i est donné par la relation (I-18)

$$\phi_{rij} = \sigma \epsilon_i \epsilon_j \sum F_{ij} (T_{sj}^4 - T_{si}^4)$$

- les flux convectifs données en première approximation par la relation (I-23) :

$$\phi_c = h_c (T_{air} - T_s)$$

Les échanges convectifs dans un local, rappelons le, sont complexes et dépendent de nombreux facteurs tels que la forme du local, le type de chauffage etc...

III-2-2- LES PERTES DE CHALEUR

5) Les fuites thermiques par renouvellement d'air fréquentes dans un local d'habitation dues aux orifices réglementaires d'aération, à l'ouverture des fenêtres et des portes etc...

6) Les déperditions de chaleur à travers les parois.

7) Les pertes dues aux échanges thermiques entre les parois et le milieu extérieur par convection et par rayonnement:

- Les flux radiatifs grande longueur d'onde échangés entre la surface extérieure d'une paroi et son environnement;

- Les flux convectifs échangés avec l'extérieur dépendent, à travers le coefficient d'échange, de la direction et la vitesse du vent, de la forme et la rugosité de la surface.

Des valeurs du coefficient d'échange convectif sont données dans la littérature^[15].

Le modèle a été simplifié en supposant que :

- les conditions thermiques initiales des parois sont nulles, tous les matériaux sont à la température du puits.

- Les apports thermiques sont dûs uniquement à une source thermique répartie (description page 84).
- Toute l'énergie fournie au local est répartie à travers les différentes parois du local par convection et par rayonnement, la quantité d'énergie nécessaire à l'échauffement de l'air du local reste négligeable.

III-3- HYPOTHESES SIMPLIFICATRICES ADMISES DANS CE TRAVAIL

Ces hypothèses interviennent au stade de la description géométrique et thermique du système.

Le modèle que nous avons choisi tient compte des hypothèses suivantes (figure III-2) :

- 1 - Le système est "placé" dans un puits thermique dont la température reste constante et uniforme.
- 2 - Les divers matériaux constituant les parois du système sont homogènes et de coefficients linéaires.
- 3 - Les effets d'angle, les ponts thermiques et autres fuites thermiques sont négligés.
- 4 - Les échanges thermiques sont supposés unidirectionnels.
- 5 - Les conditions thermiques initiales sont nulles : le flux entrant dans la paroi est nul, les températures de surface et de l'air du local sont égales à la température du puits thermique.
- 6 - Les capacités thermiques du volume d'air du local et de la source chauffante sont négligeables vis-à-vis des capacités des parois.
- 6 - Il existe au centre du local, dans un volume suffisant, une température d'air uniforme T_{ai} homogène.

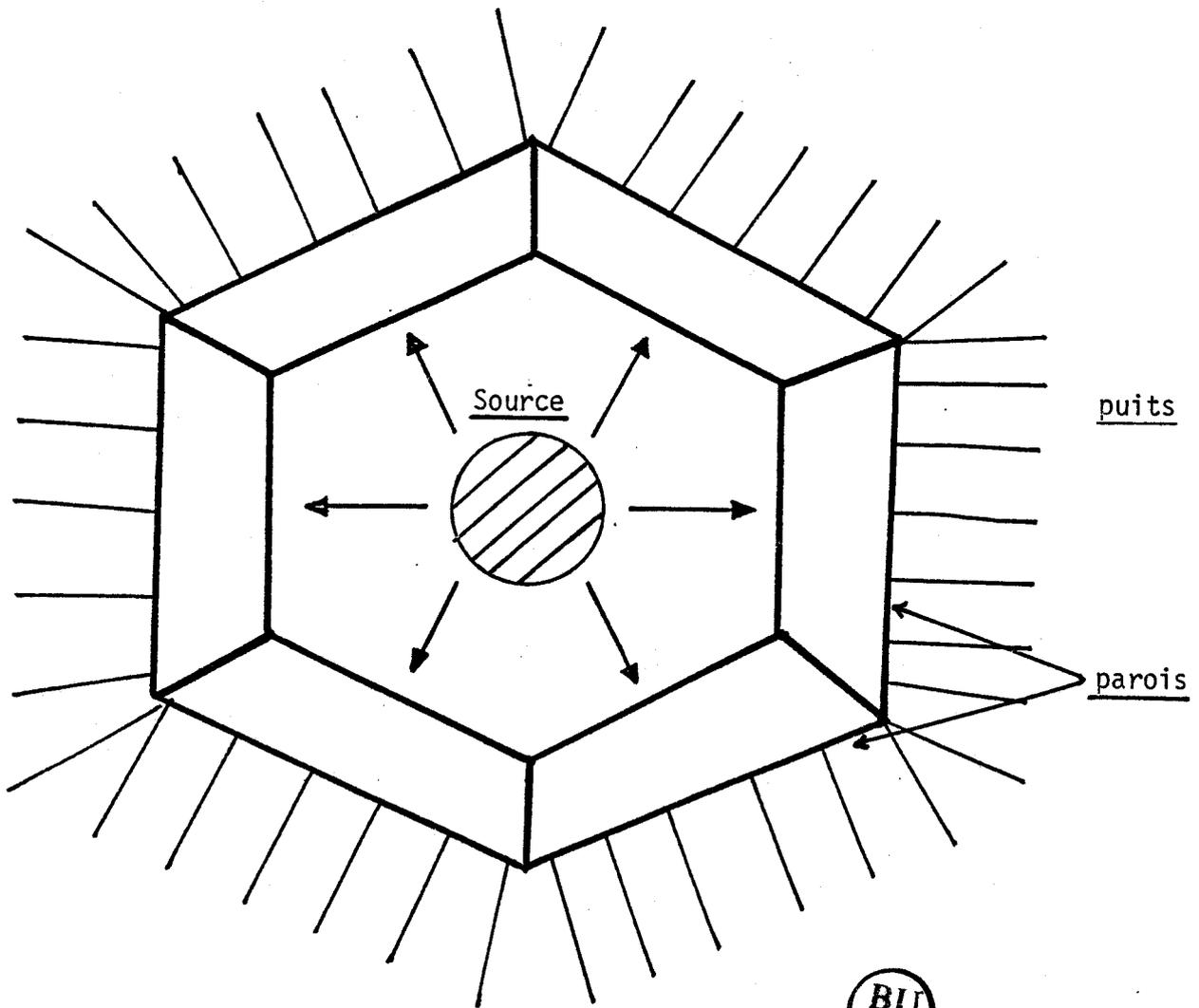


Figure III-2 : Modèle simplifié d'un local



III-4- ETABLISSEMENT DU MODELE

Le modèle que nous proposons a été établi à partir des bilans énergétiques compte tenu des hypothèses simplificatrices énumérées ci-dessus.

Le modèle est basé sur la répartition des énergies fournies aux différentes parois du local.

Nous écrivons d'abord l'équation des bilans des énergies apportées au local, puis nous analysons la répartition de ces énergies à travers les différentes "parois" du local.

Rappelons que les "parois" sont des ensembles à constantes réparties et de l'intérieur vers l'extérieur un coefficient d'échange intérieur une ou plusieurs couches de matériaux homogènes et un coefficient d'échange extérieur.

Le processus de modélisation du local commence par la modélisation de ses parois. Cette modélisation nécessite la connaissance des caractéristiques thermophysiques (λ , ρ et C_m) et géométriques (surfaces) des parois et des réponses de ces parois aux sollicitations thermiques. Ce travail est consacré essentiellement à l'analyse de la répartition des énergies dans les parois du local.

Avec les conditions restrictives énoncées ci-dessus, on peut écrire l'équation de conservation de l'énergie instantanée :

Puissance fournie du local = Σ puissances entrantes dans les parois du local,

et pour un intervalle de temps Δt :

Energie fournie = Σ énergies entrantes dans les parois.
--

La puissance entrante dans la paroi j à l'instant t s'exprime par :

$$P_j(t) = \phi_j(t) \cdot S_j \quad (\text{III-1})$$

où $\phi_j(t)$ = flux transmis à l'instant t à la paroi j par unité de surface,

S_j = surface de la paroi j .

Nous admettons que la répartition des flux est uniforme dans chaque paroi (effet d'angle négligé).

Pour les n parois du local :

$$P(t) = \sum_{j=1}^n P_j(t) = \sum_{j=1}^n \phi_j(t) \cdot S_j \quad (\text{III-2})$$

avec $P(t)$ = puissance fournie au local à l'instant t .

III-5- ANALYSE DE LA REPARTITION DES ENERGIES DANS LES "PAROIS" D'UN LOCAL

En régime variable, la répartition des puissances thermiques à chaque instant dans les différentes "parois" d'un local dépend d'une part de la nature des parois, de la position des divers matériaux constitutifs, en particulier de la position des couches isolantes, et d'autre part de ou des sources d'excitation.

Pour mieux préciser ce problème de répartition des énergies, nous traiterons de :

- la répartition de la puissance lorsque l'excitation est harmonique de type $e^{j\omega t}$.
- La répartition approchée des énergies pour des sources d'excitation périodiques non sinusoïdales (créneau, triangle, trapèze symétrique, etc...) avec comme cas limite l'échelon.

III-5-1- LA SOURCE D'EXCITATION EST UN SIGNAL HARMONIQUE

Considérons le schéma de la figure III-3 d'un modèle simplifié d'un local.

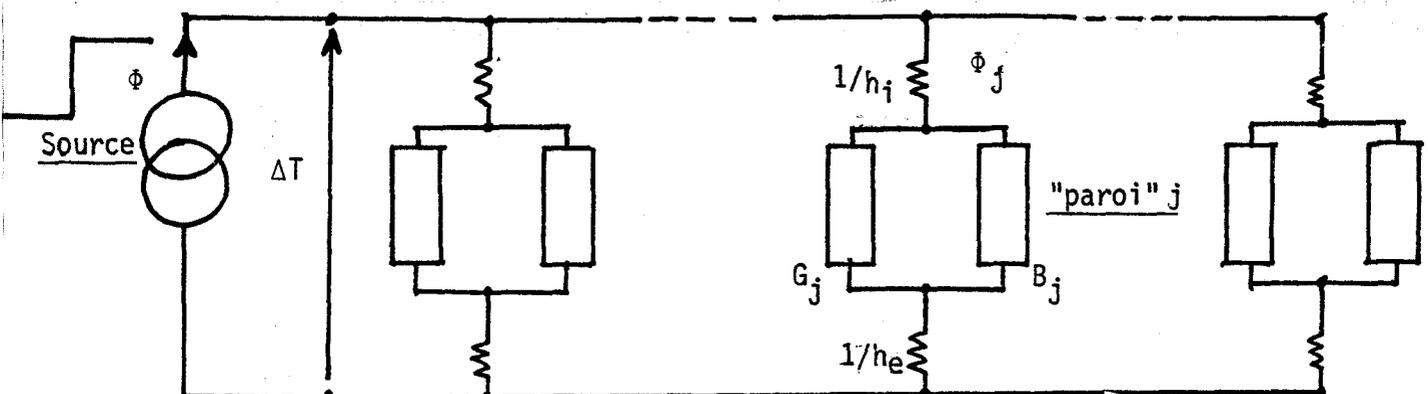


Figure III-3 : Modèle simplifié d'un local

Nous analysons la répartition de la puissance instantanée du type $e^{j\omega t}$ pour une fréquence déterminée à partir du schéma de la figure III-3 et par analogie avec les circuits électriques.

Pour une fréquence de l'excitation harmonique, chacune des "parois" du local présente une conductance G et une susceptance B selon le schéma de la figure III-4 pour une "paroi" J .

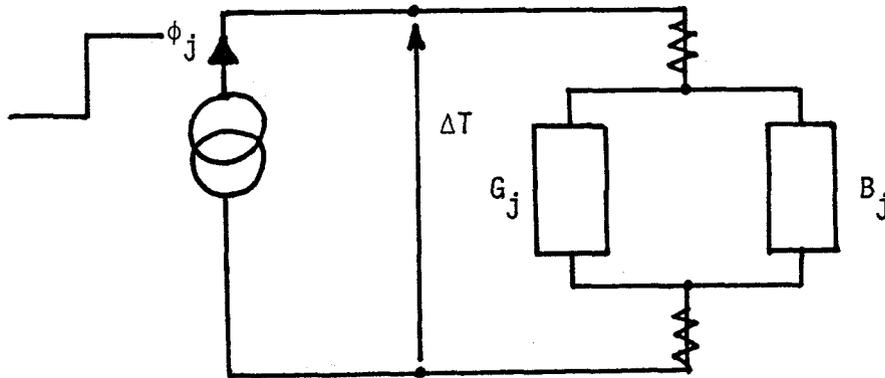


Figure III-4 : Circuit équivalent d'une "paroi" J en régime harmonique

L'admittance d'entrée instantanée est donnée par la relation :

$$Y_j = G_j + i B_j \quad (\text{III-3})$$

soit ϕ_j le flux instantané entrant dans cette "paroi"

$$\phi_j = \Delta T (G_j + i B_j) \quad (\text{III-4})$$

pour l'ensemble des "parois" du local :

$$P = \sum_{j=1}^n \phi_j S_j = \Delta T (\sum G_j S_j + i \sum B_j S_j) \quad (\text{III-5})$$

et en module, le gradient de température ΔT est donné par la relation :

$$|\Delta T| = P \cdot \frac{1}{|(\sum^n G_j S_j)^2 + (\sum^n B_j S_j)^2|^{1/2}} \quad (\text{III-6})$$

et le module du flux ϕ_j entrant dans la "paroi" J est donné par la relation :

$$|\phi_j| = P \cdot \frac{(G_j^2 + B_j^2)^{1/2}}{|(\sum G_j S_j)^2 + (\sum B_j S_j)^2|^{1/2}} \quad (\text{III-7})$$

Nous examinons les réponses du local en régime harmonique, pour différentes sources d'excitations harmoniques réparties sur un spectre de fréquences s'étendant des basses fréquences (par exemple 10^{-6} Hz ou 10^{-7} Hz). Pour que le régime permanent soit obtenu pour toutes les "parois", aux hautes fréquences (par exemple 10^{-2} ou 10^{-3} Hz) pour lesquelles seuls le coefficient d'échange intérieur et l'effusivité du premier matériau interviennent.

a) Pour les fréquences basses, l'influence des susceptances des parois est négligeable (cf.p. 32) et en module la relation (III-6) se réduit à :

$$|\Delta T| = \frac{P}{\sum_{j=1}^n G_j S_j} \quad (\text{III-8})$$

La distribution de l'énergie fournie au local aux basses fréquences se fait, *en régime* comme ~~au~~ permanent, proportionnellement aux conductances des "parois" avec pour une "paroi" j donnée :

$1/G_j = R_j$: somme des résistances thermiques des différents matériaux et des couches d'échange.

Relation bien connue en régime permanent.

Cela revient à écrire :

$$|\Delta T| = P \sum_{j=1}^n R_j / S_j \quad (\text{III-9})$$

Le schéma équivalent d'une "paroi" j aux basses fréquences est donné par la figure III-5.

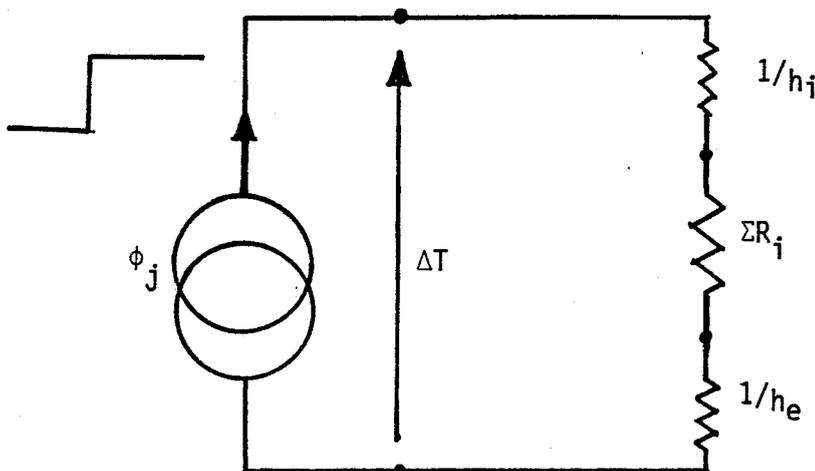


Figure III-5 : Circuit équivalent d'une "paroi" j aux basses fréquences

b) Pour les hautes fréquences, rappelons que (cf. p.32) les matériaux thermiques ont une propriété particulière.

Ils ont en régime thermique une admittance d'entrée dont la partie réelle est égale à la partie imaginaire.

Aux hautes fréquences, la puissance ne "voit" qu'un facteur lié à l'effusivité du premier matériau (cf.p.32) au travers du coefficient d'échange et l'on écrit l'impédance d'entrée pour une "paroi" à une fréquence f_1 :

$$Z_e = 1/h_i + \frac{1}{G_1 + i B_1} = (1/h_i + 1/2 G_1) - i/2G_1$$

en module : $|Z_e| = \left| (1/h_i + 1/2 G_1)^2 + (1/2 G_1)^2 \right|^{1/2}$ (III-10)

Dans le cas où $h_i \ll G_1$ alors : $|Z_e| \approx 1/h_i$

On donne sur la figure III-6 le schéma équivalent d'une "paroi" j aux fréquences élevées.

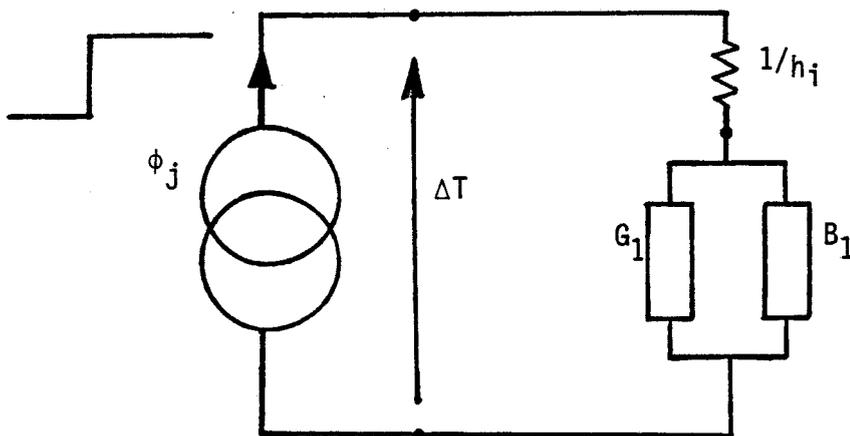


Figure III-6 : Circuit équivalent d'une "paroi" j aux hautes fréquences

G_1 et B_1 sont respectivement la conductance et la susceptance du premier matériau de la "paroi" j

et : $|\Delta T| \approx \phi_j / |y_{ej}| = \phi_j |Z_{ej}|$ (III-11)

En première approximation, puisque $G = B$, la répartition des énergies aux fréquences élevées se fait à chaque fréquence proportionnellement aux modules des admittances d'entrée des "parois".

c) Pour les fréquences de source d'excitation harmonique comprises entre le régime permanent et les hautes fréquences nous devons en toute rigueur utiliser la relation (III-6), mais compte tenu des résultats du régime établi, des résultats aux hautes fréquences et de l'influence du coefficient d'échange, on peut calculer les réponses obtenues d'une part à partir de la relation (III-6), d'autre part les réponses en admettant que la puissance est en première approximation distribuée proportionnellement aux modules des admittances d'entrée des "parois".

En module, nous écrivons :

$$|\Delta T| \approx P / \sum_{j=1}^n S_j |Y_j| \quad (\text{III-12})$$

L'examen de ces courbes (figure III-7) montre qu'en première approximation, souvent à mieux de 5 %, les courbes de réponse sont superposables ; ceci est d'un grand intérêt et permet par exemple de mieux comprendre l'amélioration apportée dans un local en modifiant l'impédance d'une paroi, par exemple en ajoutant une isolation intérieure.

Méthode de calcul

Le calcul des conductances et des susceptances des admittances d'entrée des différentes "parois" du local est effectué pour chaque pulsation ω de l'excitation harmonique par résolution de l'équation matricielle (chapitre II, page 32).

En considérant le modèle simplifié du local de la figure III-2 et en prenant les surfaces réelles des parois, nous calculerons, à une fréquence donnée f_1 de la source d'excitation, le module des impédances d'entrée des "parois" par la relation (II-10) ainsi que le module du gradient de température entre l'air du local et le puits par la relation (III-12). Nous prendrons pour les coefficients d'échange une valeur moyenne de $10 \text{ W/m}^2 \cdot \text{C}$.

Nous calculerons également la réponse du local par la relation approchée (III-12) et nous montrerons figure III-7 que l'écart qui existe entre les réponses du local calculées par les deux relations est inférieur à moins que 5 % près pour les fréquences comprises entre les basses et les hautes fréquences du spectre

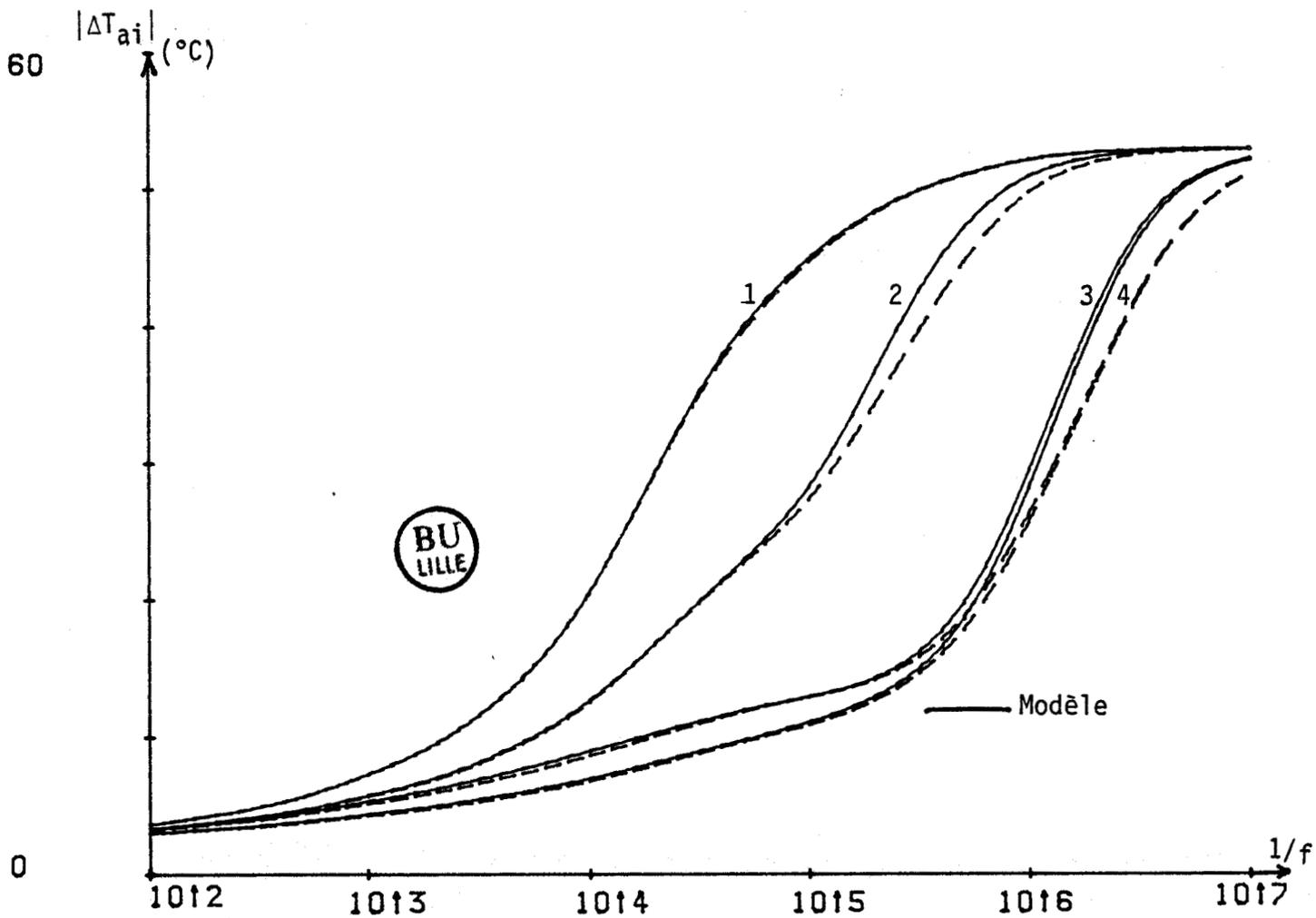


Figure III-7 : Erreur introduite par le modèle sur la température du local dans l'hypothèse de "parois isolées"

- | | |
|----------|----------|
| 1 - LORA | 3 - LORI |
| 2 - LORE | 4 - LORO |

considéré et nul pour les autres fréquences. Ces remarques sont valables pour les différents cas de configuration du local du tableau VII, le local conservant le même volume, la même forme et le même coefficient G_0 .

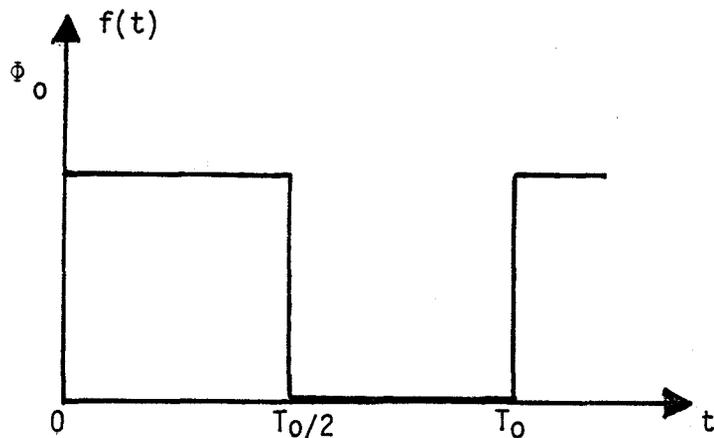
Désignation du local	Paroi A	Paroi B	Paroi C	Autres parois
LORA	POBE	POLI	POBE	Isolées
LORE	POBE	LIPO	POBE	Isolées
LORI	BEPO	POLI	POBE	Isolées
LORO	BEPO	LIPO	POBE	Isolées

Tableau VII : Configurations du local

III-5-2- LA SOURCE D'EXCITATION EST UN SIGNAL PERIODIQUE NON SINUSOIDAL

L'étude suivante est valable quel que soit le signal périodique mais nous étudierons particulièrement ^{pour} un signal d'excitation de type échelon.

Echelon = élément d'un créneau pour lequel le régime établi est obtenu pour une demi-période ;



T_0 période de répétition du signal

Φ_0 amplitude du signal.

La détermination de la réponse d'un local à une excitation donnée dans le cas des hypothèses simplificatrices citées chapitre III, page 58 nécessite la connaissance du comportement complet du système équivalent à l'ensemble des "parois" du local. Pour mieux comprendre ce comportement, nous précisons successivement :

- a) la réponse de chaque "paroi" à une excitation de type échelon,
- b) la réponse du local à une excitation de type échelon.

Rappelons que dans ce modèle simplifié, le renouvellement d'air, les capacités de l'air intérieur et de la source, les effets d'angles pour le rayonnement sont négligés.

Réponse de chacune des "parois" à une excitation de type échelon.

Nous donnons l'évolution de la température intérieure du local en admettant que pour une excitation de source de type échelon la répartition instantanée des puissances est fonction des réponses indicielles des "parois".

Un traitement identique pourra être utilisé pour le cas de toute source d'excitation en particulier de type "rampe + palier" et éventuellement pour un autre type d'excitation périodique non sinusoïdale.

Rappelons que pour calculer les réponses des "parois" à une excitation donnée ici l'échelon, nous utilisons la matrice de transmission (II-9) caractérisant le transfert thermique à travers une "paroi" dont on connaît les caractéristiques thermiques de chacun des matériaux constitutifs.

Les réponses temporelles en température et flux sont obtenues par une méthode d'analyse harmonique du signal d'excitation de type échelon de puissance. Cette méthode consiste à obtenir les réponses temporelles dans un intervalle de temps choisi à partir de la superposition des réponses harmoniques.

La mise en oeuvre de cette méthode nécessite 3 étapes :

- a) Analyse harmonique du signal d'excitation ; la contribution de chaque composante spectrale est donnée en module et phase.
- b) Calcul de la réponse en partie réelle et partie imaginaire ou en module et phase pour chaque "paroi" et pour chaque composante spectrale du signal d'excitation par résolution de l'équation matricielle (II-9).
- c) Synthèse harmonique par superposition, à l'instant t choisi, des réponses harmoniques. Les réponses temporelles ainsi obtenues sont données en température si l'excitation est un flux ou en flux si l'excitation est une température.

Cette méthode est très souple et nous permet de faire la synthèse des signaux dans les intervalles de temps souhaités. Cette méthode est très développée au laboratoire^[11]. Nous prenons une échelle des temps très large de 6 décades par exemple à l'échelle logarithmique (de 10 minutes à 100 jours). Cette méthode nous permet d'obtenir également l'évolution des flux et des températures aussi bien aux interfaces des différentes couches constitutives qu'à la sortie de la "paroi" si l'excitation est à l'entrée ou inversement.

Nous donnons figure III-8 l'organigramme de calcul au micro-ordinateur des réponses temporelles de chacune des "parois", réponses indicelles dans le cas d'un signal échelon.

Dans ce logiciel, il suffit d'introduire les paramètres thermophysiques des matériaux constituant les différentes couches, les surfaces intérieures des parois, les caractéristiques du signal d'excitation (amplitude maximum, fréquence fondamentale, le rapport cyclique et éventuellement le temps de montée) et le nombre de raies choisi du spectre du signal.

La méthode est rigoureuse si l'on considère tout le spectre de raies du signal d'excitation, la fréquence variant de 0 à l'infini. En pratique, nos calculs sont conduits sur un calculateur de taille mémoire modéré (32 K octets). Nous sommes amenés à considérer un nombre maximum de 250 composantes spectrales, soit une fréquence maximale de 250 fois la fréquence fondamentale.

t	LORA	LORE	LORI	LORO
2 mn	7,61	5,96	5,29	4,40
1/4 h	17,21	11,42	8,21	6,62
1/2 h	23,84	14,63	9,43	7,61
1 h	31,45	18,87	10,92	8,94
3 h	43,37	28,14	13,74	11,58
10 h	49,53	37,78	17,71	16,05
24 h	51,65	45,26	23,67	22,18
5 jours	52,78	52,40	40,12	39,40
12 jours	52,84	52,84	52,84	52,84
infini	52,84	52,84	52,84	52,84

Tableau VIII : Réponse en température du local à une excitation de type échelon d'amplitude 780 W.

Méthodologie de calcul théorique sur microordinateur

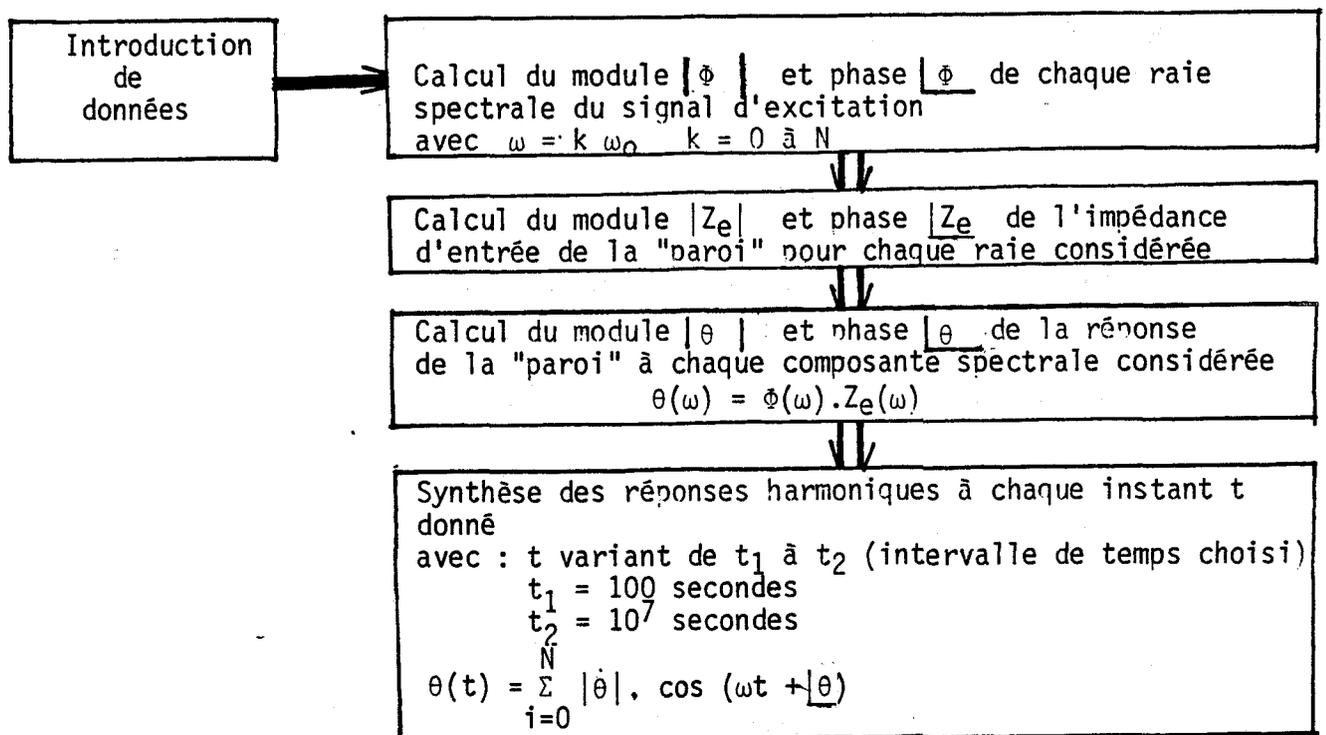


Figure III-8 : Organigramme de calcul

En pratique, la partie de l'énergie contenue dans les raies des fréquences très élevées n'est pas prise en compte dans les calculs. Nous montrerons en annexe (A3) que, dans les calculs théoriques des composantes spectrales des signaux périodiques en particulier le créneau et le trapèze symétrique, l'énergie perdue dans les raies négligées à partir de la 250^e raie est faible, inférieure au millième de l'énergie totale contenue dans le signal. La période fondamentale du signal d'excitation doit être choisie telle que le régime stationnaire permanent soit atteint avant la fin de chaque demi-période.

Dans le cas particulier d'une attaque par échelon, signal ayant un spectre riche en fréquences, la réponse à cet échelon sera erronée pour des temps courts compris entre $t = 0$ et $t = t_1$. La valeur de t_1 dépend de la fréquence fondamentale considérée et du nombre de raies choisies. Pour les temps brefs et pour une excitation de type échelon, il est néanmoins possible de reconstituer l'évolution analytique dépendant uniquement de l'effusivité "b" du premier matériau constitutif.

$$\Delta T(t) = 2 \frac{\phi_0}{b} \sqrt{\frac{t}{\pi}} \quad (\text{III-13})$$

Cette relation n'est valable que pour des temps inférieurs à T_{eff} , temps caractéristique du premier matériau constitutif, que l'on détermine à partir de la relation (II-14).

Dans cette phase d'effusivité, le gradient de température à l'entrée ne dépend que du premier matériau.

Pour les temps courts, les réponses indicielles d'une "paroi" ne sont pas données uniquement par la relation (III-13) car il s'agit dans ce cas de tenir compte également du coefficient d'échange. Le schéma équivalent à une "paroi" correspond à un coefficient d'échange suivi d'un quadripôle qui ne dépend que de l'effusivité du premier matériau constitutif. L'analyse s'effectue par l'équation matricielle (II-18). Nous donnons figures III-9 à III-16 l'évolution temporelle à l'échelle logarithmique, les réponses indicielles des parois monocouche et bicouche sans et avec coefficient d'échange ($h_j = h_e = 10 \text{ W/m}^2\text{K}$).

Figure III-9 : Variation temporelle de l'impédance d'entrée des monocouches

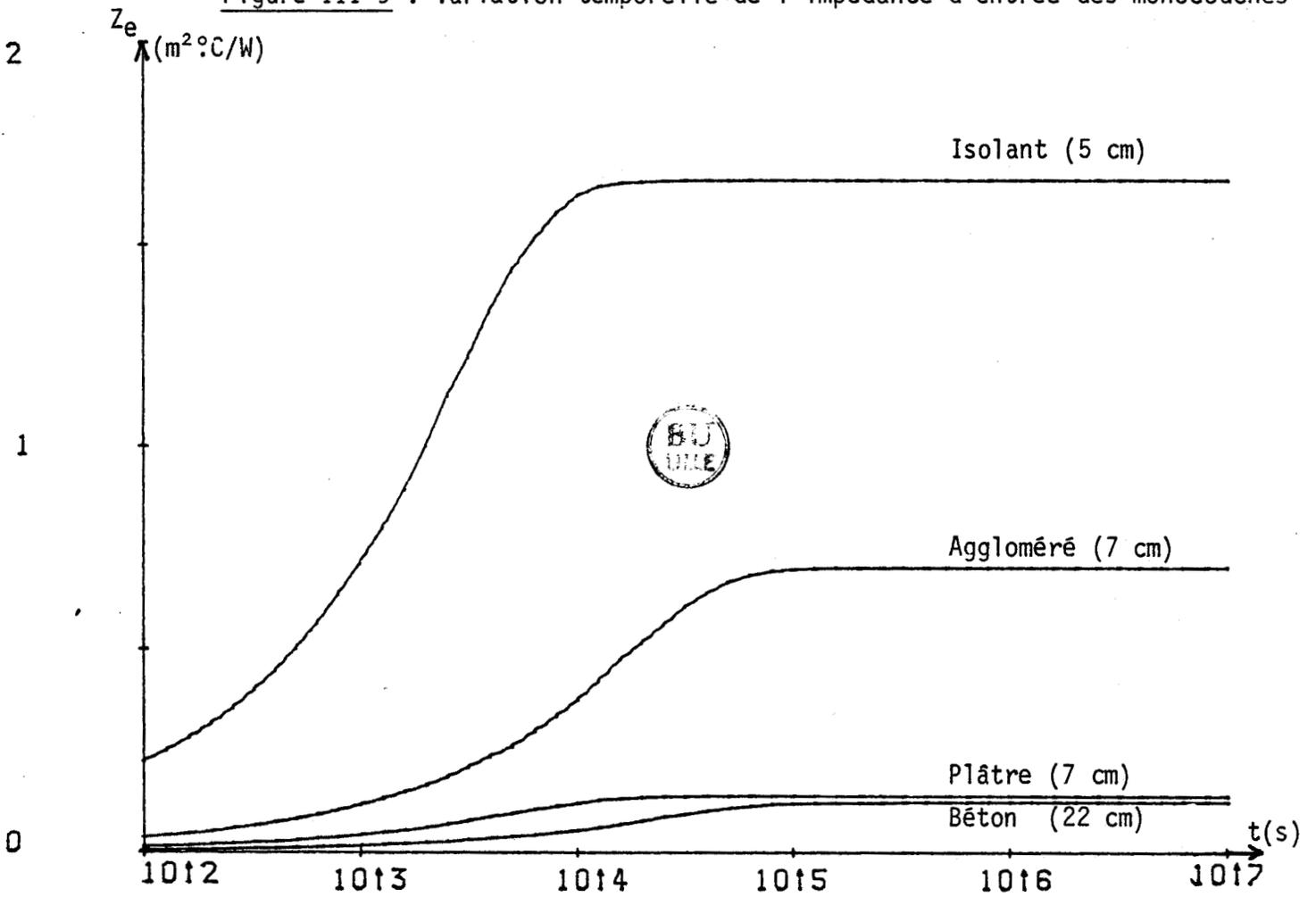
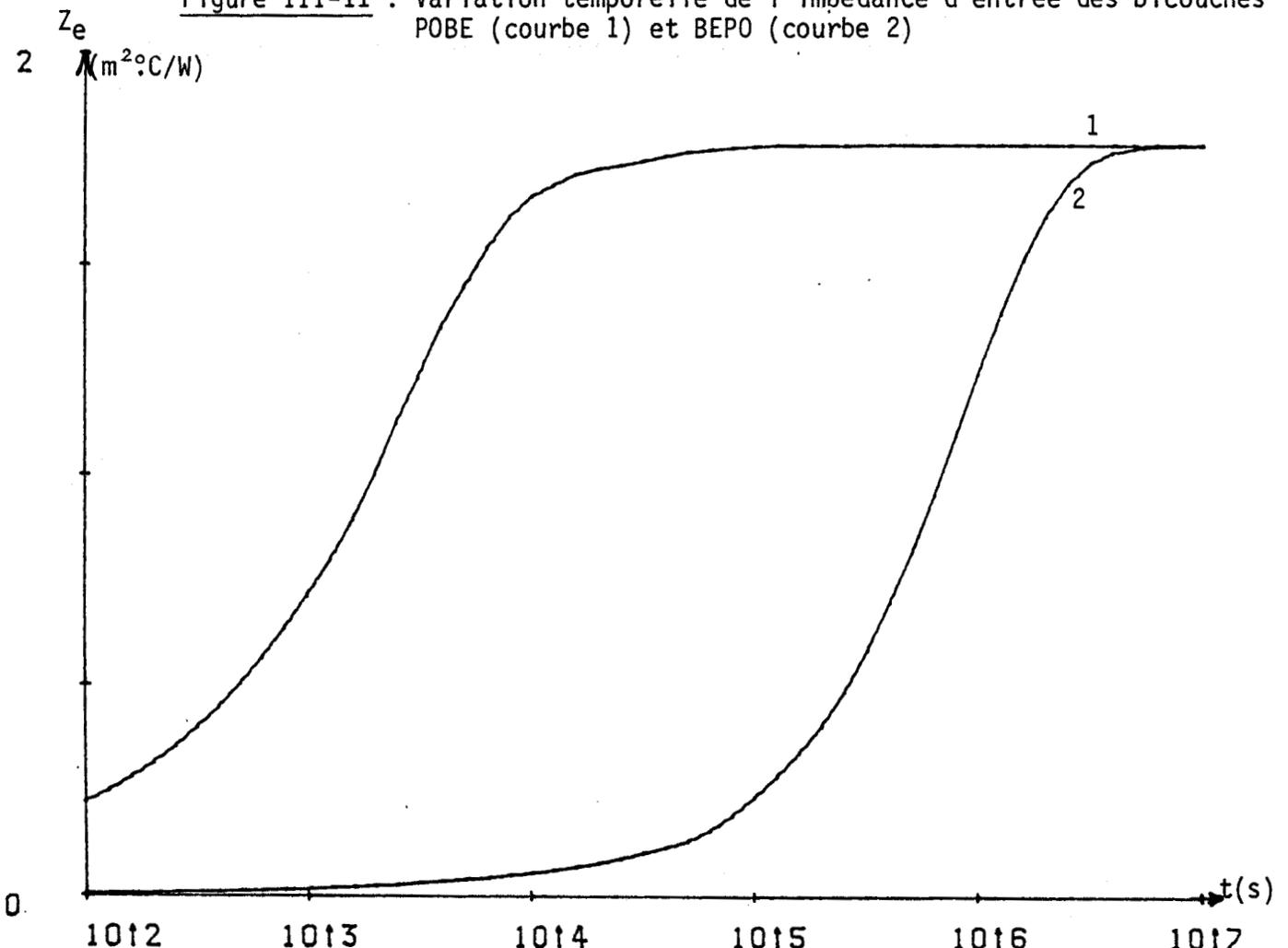
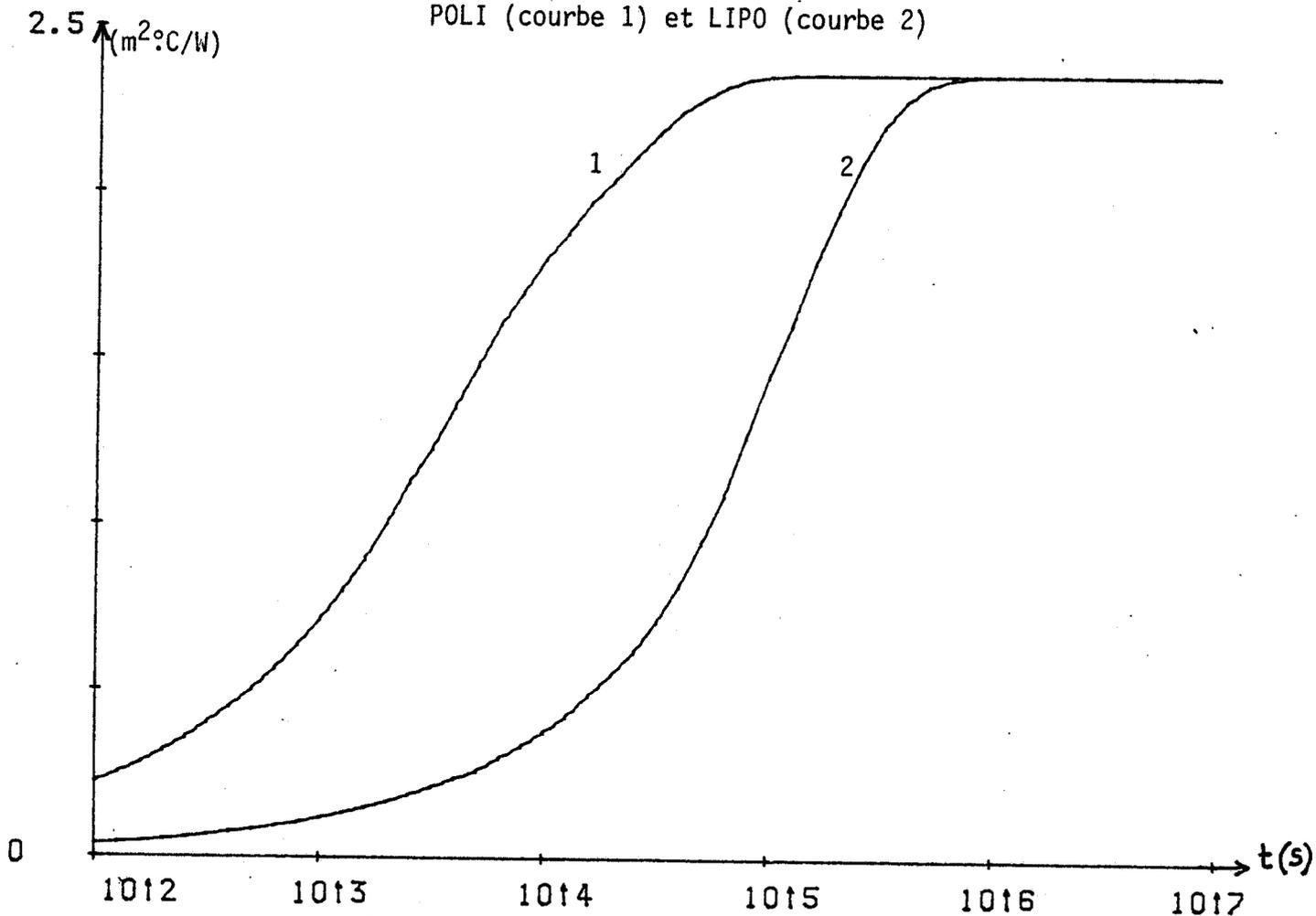


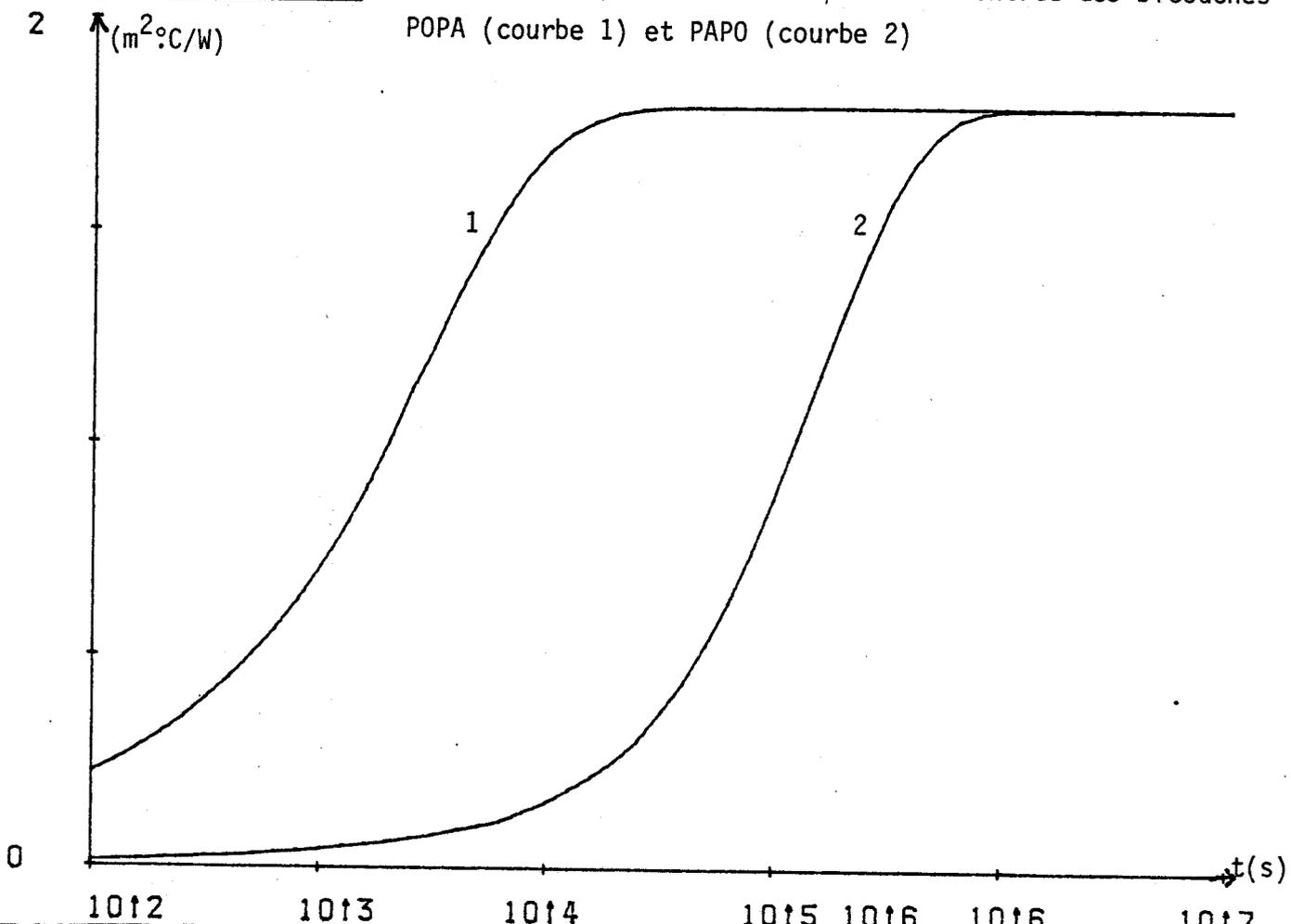
Figure III-11 : Variation temporelle de l'impédance d'entrée des bicouches POBE (courbe 1) et BEPO (courbe 2)

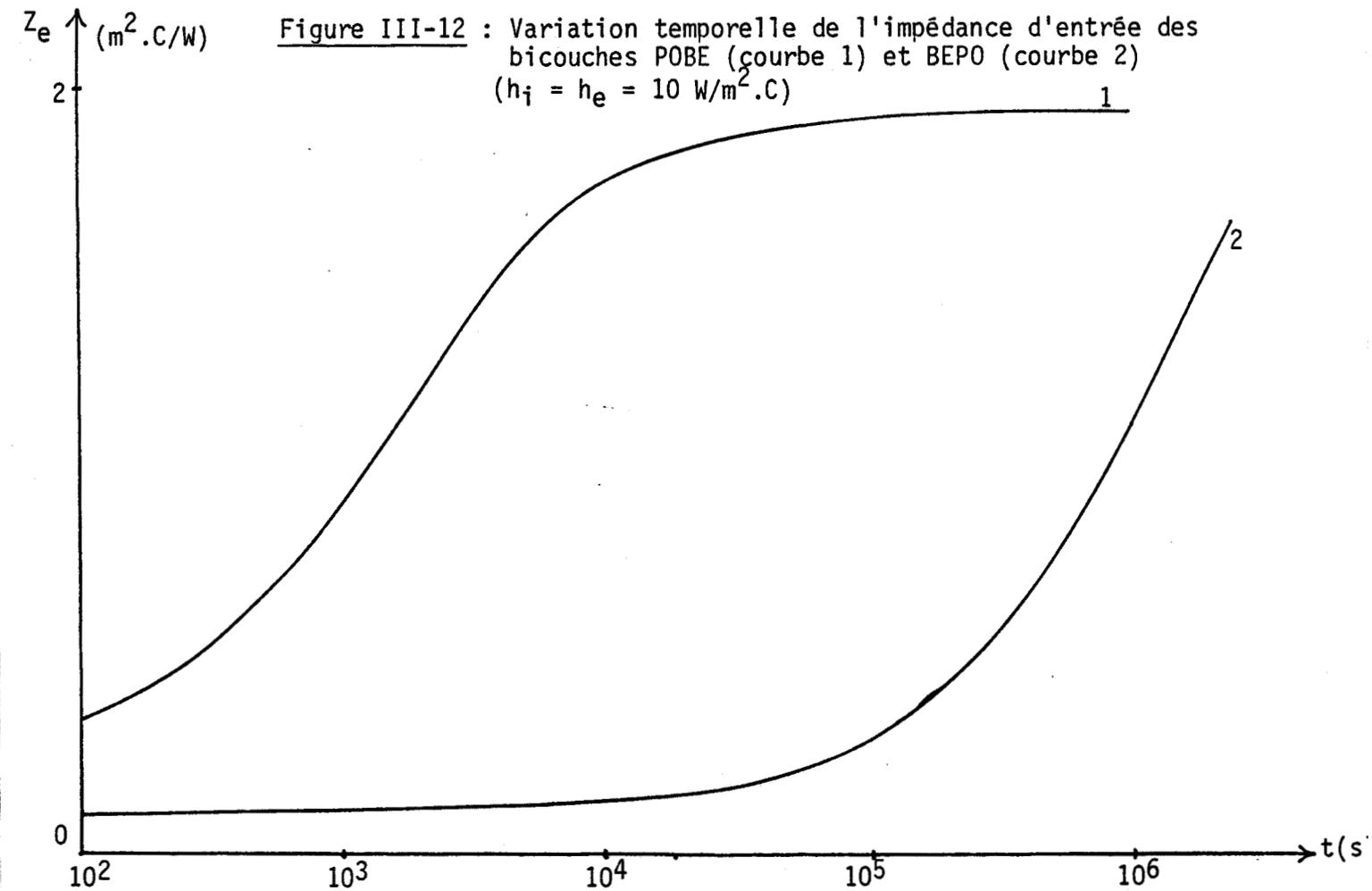
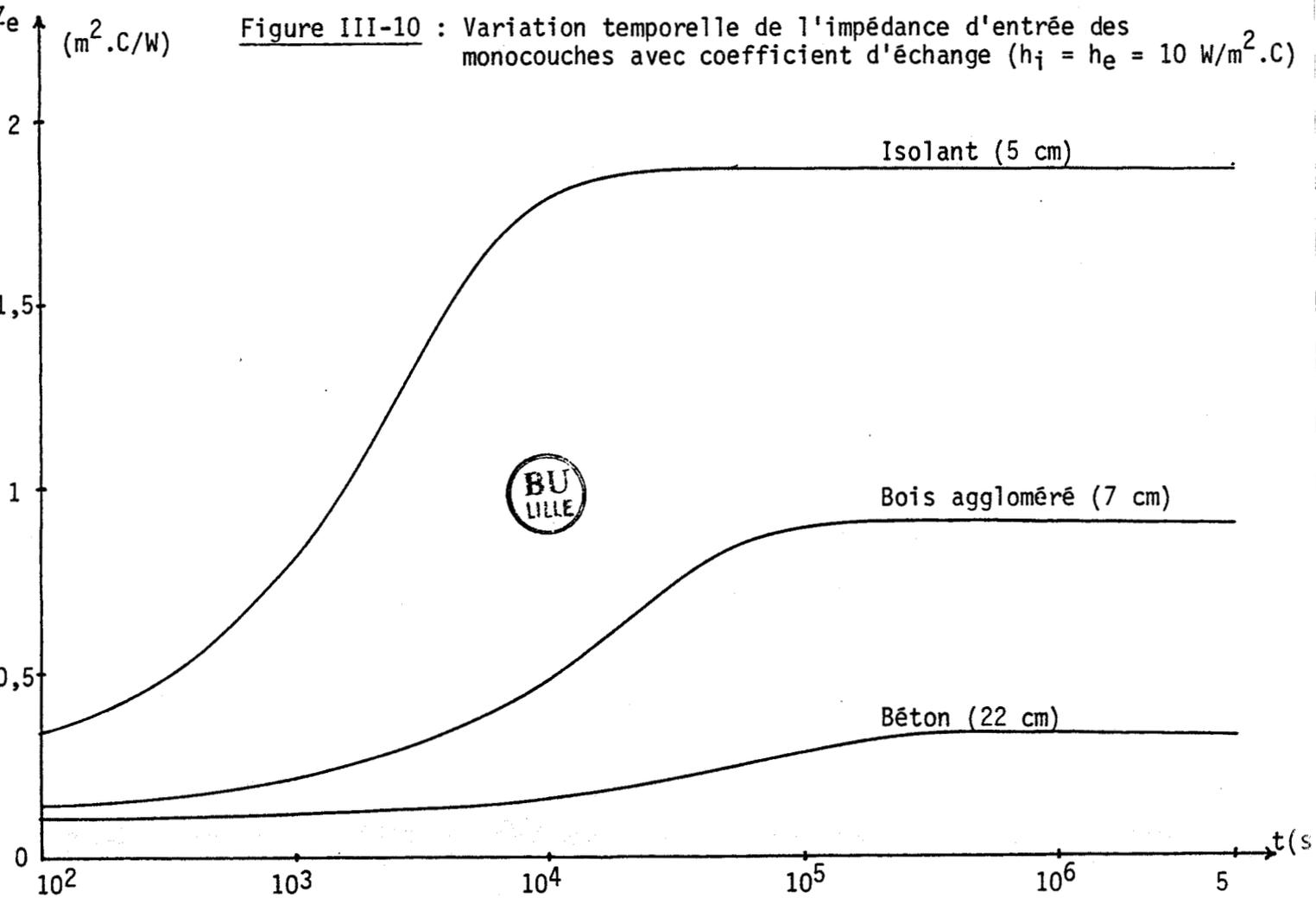


Z_E Figure III-13 : Variation temporelle de l'impédance d'entrée des bicouches POLI (courbe 1) et LIPO (courbe 2)



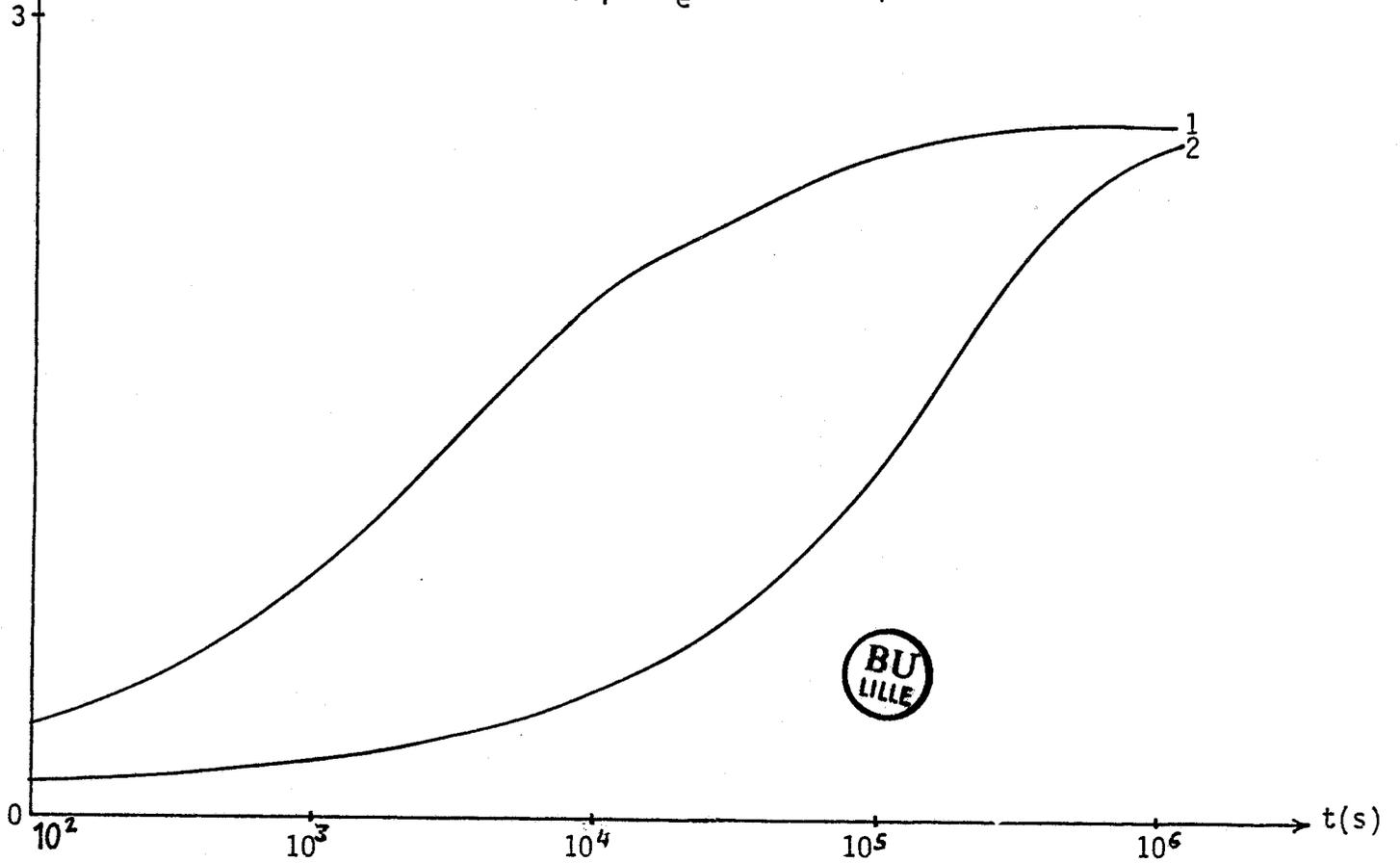
Z_E Figure III-15 : Variation temporelle de l'impédance d'entrée des bicouches POPA (courbe 1) et PAPO (courbe 2)





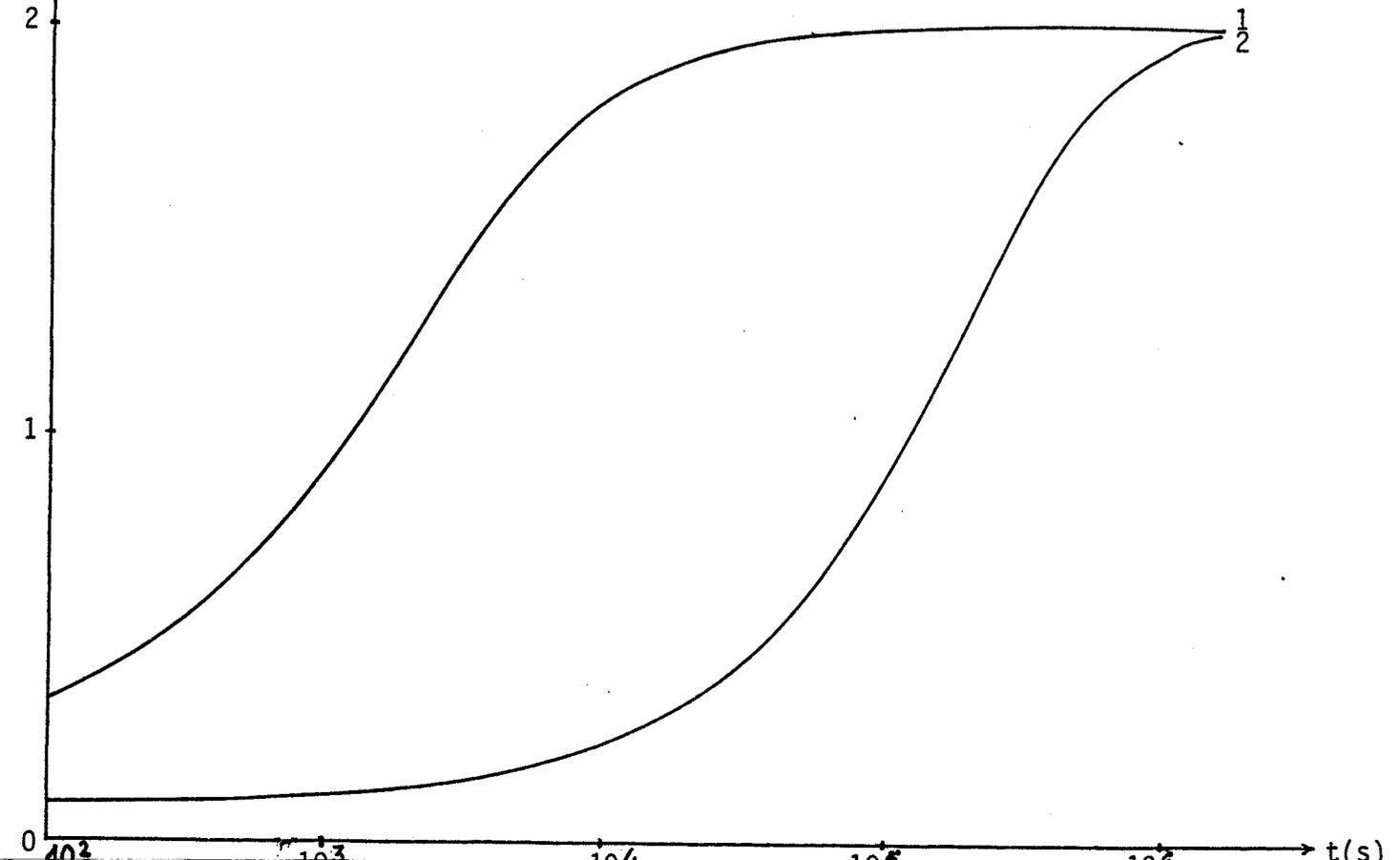
$Z_e \uparrow$ ($m^2 \cdot C/W$)

Figure III-14 : Variation temporelle de l'impédance d'entrée des bicouches POLI (courbe 1) et LIPO (courbe 2) ($h_i = h_e = 10 W/m^2 \cdot C$)



$Z_e \uparrow$ ($m^2 \cdot C/W$)

Figure III-16 : Variation temporelle de l'impédance d'entrée des bicouches POPA (courbe 1) et PAPO (courbe 2) ($h_i = h_e = 10 W/m^2 \cdot C$)



Réponses du local à une excitation "source thermique" de type créneau (échelon)

Déterminons l'évolution de la température intérieure du local en considérant ce local connu limité par un ensemble de "parois".

Nous admettrons, hypothèse simplificatrice, que chaque "paroi" est excitée séparément par un signal donné, d'amplitude constante (échelon), de même nature que l'excitation source de l'ensemble du local.

La répartition instantanée des puissances se fait alors à chaque instant, proportionnellement aux ^{réponses} "conductances" temporelles. On pourra écrire à un instant t_1 donné :

$$\Delta T \# \frac{P_0}{\sum_{j=1}^n S_j Y_j} \quad (\text{III-14})$$

Remarque : cette hypothèse n'est pas rigoureusement exacte, l'expérience montre que la répartition des énergies n'est pas uniforme dans le temps.

Un logiciel élémentaire permet, pour un local déterminé dont les réponses indicielles des différentes "parois" sont connues, de calculer, aux différents instants choisis dans l'intervalle 10 minutes à 100 jours la somme des réponses de toutes les "parois" compte tenu de leur surface par la relation (III-14). On en déduit instantanément la valeur du gradient de température ΔT entre l'intérieur et le puits thermique, pour différentes valeurs de l'amplitude de la puissance P_0 fournie au local.

A titre d'application, prenons le local défini au chapitre III, page A ce local, nous fournissons un échelon de puissance d'amplitude égale à 780 W et nous donnons dans le tableau VIII les valeurs théoriques des réponses en température du local à cette excitation.

Les courbes théoriques de la figure III-17 illustrent l'évolution temporelle de la température intérieure du local pour différentes configurations, avec, comme référence, la température du puits thermique.

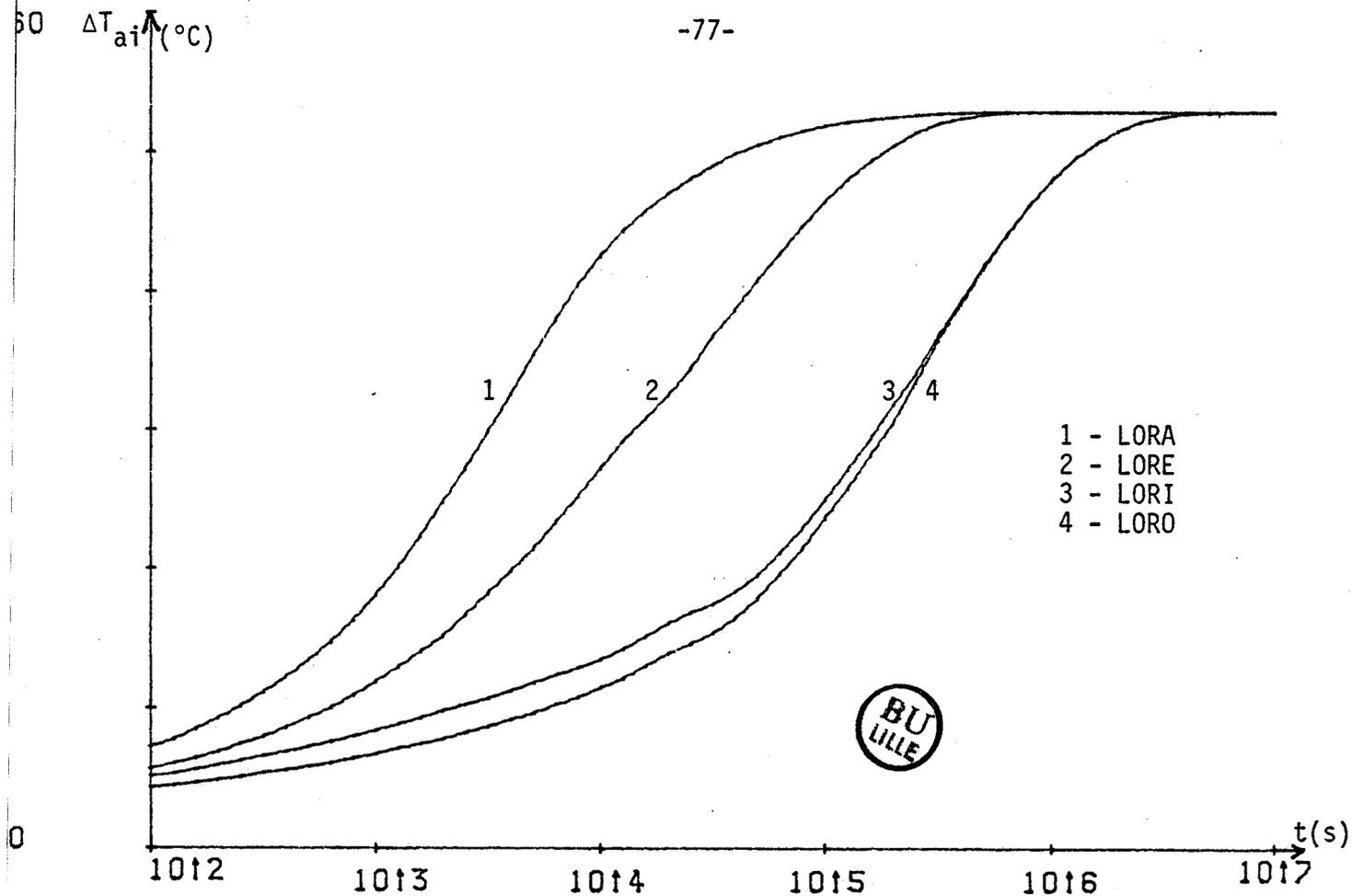


Figure III-17 : Evolution temporelle de la température d'air du local (G_0) obtenue par le modèle.

Nous envisageons le cas plus général et plus complexe où le local est soumis à une source de puissance de type échelon mais où la répartition instantanée des puissances dans les "parois" n'est pas seulement fonction des réponses indicielles des "parois". En effet, l'évolution des flux transmis aux différentes "parois" du local à chaque fréquence du spectre d'excitation dépend des admittances d'entrée des "parois". Les "parois" interviennent simultanément, pour chaque composante spectrale de la source d'excitation, par le module et la phase de leurs admittances d'entrée dans la répartition instantanée des puissances. Du fait du phénomène de couplage qui existe entre les parois, cette répartition ne peut être uniforme.

Les calculs pour les cas d'une excitation de type sinusoïdal montre^{mt} que l'approximation choisie sur la répartition des puissances liées aux réponses temporelles indicielles des "parois" s'avère une très bonne approximation moyennant l'hypothèse que chaque "paroi" est excitée par un échelon d'amplitude constante. Les résultats théoriques obtenus ont été confrontés avec les résultats expérimentaux (chapitre IV, page 104).

En conclusion, c'est seulement en première approximation que l'on admettra que chaque "paroi" est excitée par un signal de type échelon et que l'on pourra utiliser les réponses indicielles. Cette hypothèse reste bonne en pratique et les résultats expérimentaux obtenus au chapitre IV sont comparables aux résultats obtenus avec cette simulation souvent à mieux de 5 % en particulier par les temps inférieures à 24 heures.

IV-1- INTRODUCTION

L'étude expérimentale est indispensable pour établir et valider un modèle plus ou moins théorique. Les résultats théoriques obtenus à partir d'un modèle doivent être confrontés aux résultats acquis par l'expérience compte tenu des hypothèses simplificatrices utilisées pour l'établissement du modèle.

Il est nécessaire de pouvoir estimer le degré de précision avec lequel le modèle cerne la réalité physique. La marge d'incertitude expérimentale marque la limite des possibilités d'observation donc du pouvoir discriminatoire vis-à-vis du modèle.

De nombreux modèles proposés dans la littérature ^[17] s'avèrent compliqués, peu utilisables par les professionnels quant à la description des aspects transitoires des phénomènes souvent complexes intervenant en thermique du bâtiment. Notre travail consiste à présenter et vérifier un nouveau modèle simplifié pouvant traduire d'une manière plus simple et plus rigoureuse l'évolution des phénomènes thermiques particulièrement en régime transitoire.

Ce chapitre, consacré à l'étude expérimentale et à la validation du modèle que nous avons présenté au chapitre III, groupe différentes parties :

- a) Présentation du local expérimental.
- b) Mise en régime thermique du local.
- c) Description des capteurs utilisés pour la mesure des flux et des températures. Description de la chaîne automatique de mesure et d'acquisitions numériques.
- d) Détermination de l'évolution des réponses des parois du local et de la réponse du local lui-même quand il est soumis à une sollicitation thermique donnée. Discussion des résultats expérimentaux pour diverses configurations du local.
- e) Confrontation des résultats théoriques et expérimentaux pour une configuration donnée.

Validation du modèle.

IV-2- PRESENTATION DU LOCAL EXPERIMENTAL

Pour cette étude expérimentale nous utilisons un local vide isolé, de forme parallélépipédique (figure IV-1) et de volume moyen : 14 m^3 .

Ce local est situé au sous-sol d'un bâtiment à forte inertie parce que dans ce sous-sol, la température de l'air ambiant est pratiquement constante et uniforme dans la journée et varie de moins d'un degré sur quelques jours.

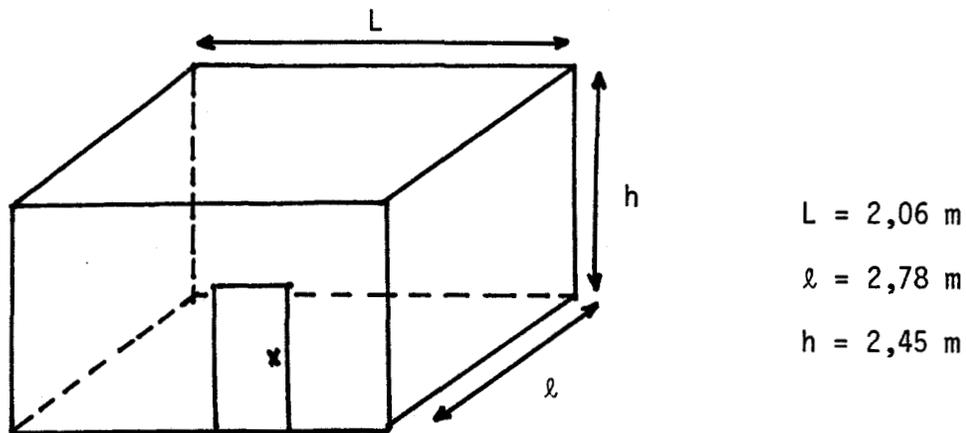


Figure IV-1- Vue perspective du local

L'enveloppe du local est constituée de matériaux homogènes et isotropes. Toutes les parois sont opaques.

Les caractéristiques géométriques et thermophysiques des matériaux constitutifs utilisés sont données dans le tableau I.

Nous appelons A, B, C, D les parois latérales et E, F respectivement le plafond et le plancher. Les différentes parois du local sont structurées comme il est indiqué ci-dessous :

Paroi A = isolant (5 cm) + béton (22 cm) ou inversement	$S_1 = 6,78$, $K_1 = 1/1,785$
Paroi B = isolant (5 cm) + bois aggloméré (7 cm) ou inversement	$S_2 = 6,78$, $K_2 = 1/2,36$
Paroi C = isolant (5 cm) + béton (33 cm) + terre plein	$S_3 = 5,05$, $K_3 = 1/1,85$
Paroi D = isolant (5 cm) + bois aggloméré (7 cm)	$S_4 = 5,05$, $K_4 = 1/2,36$
Plafond E = isolant (5 cm) + air + isolant (héraclite)	$S_5 = 5,70$, $K_5 = 1/30$ (estimé)
Plancher F = isolant (10 cm) + sable	$S_6 = 5,70$, $K_6 = 1/35$ (estimé)

K = coefficient de transmission surfacique de chaque paroi en $w/m^2 \cdot ^\circ C$ calculé à partir des valeurs admises pour les conductivités des matériaux (tableau I),

S = surface intérieure de chaque paroi en m^2 .

Les parois C, D, E, F ne changent pas de configuration au cours de nos expériences. La possibilité d'isoler les parois A et B soit de l'intérieur, soit de l'extérieur, selon les configurations désignées par POBE ou BEPO et POLI ou LIPO (voir tableau II), nous permet d'expérimenter quatre configurations différentes de local de même coefficient de déperdition volumique G_0 .

La valeur du coefficient G_0 est donnée selon les règles de calcul du coefficient $G^{[22]}$ par la relation :

$$G = \frac{\sum_j K_j S_j}{V_0} \quad W/m^3 \cdot ^\circ C \quad (IV-1)$$

V_0 = volume intérieur du local en m^3 .

Selon que l'isolant est placé à l'intérieur ou à l'extérieur sur les parois A ou B, le volume du local varie légèrement, de 2 % au maximum, du volume moyen V_0 ($V_0 = 14 m^3$).

De ce fait, compte tenu de la relation (IV-1) nous donnons la valeur moyenne du coefficient G_0 à +2 % près : $G_0 = 1,10 W/m^3 \cdot ^\circ C$.

Rappelons que pour ce local expérimental, on évite les apports thermiques de l'extérieur, particulièrement les flux solaires, ce qui nous permet de simplifier l'analyse des résultats.

Les difficultés rencontrées sont en partie liées à l'existence des conditions initiales (comme pour toutes les structures expérimentales).

Rappelons qu'une paroi béton de 22 cm d'épaisseur isolée de l'extérieur (configuration BEPO) a un temps de réponse (le temps de réponse est défini comme étant le temps donnant la réponse à 90 % de la valeur finale obtenue en régime quasi-permanent) de l'ordre de 10 jours et qu'il est difficile d'obtenir des conditions initiales négligeables (équilibre des énergies de convection, rayonnement et de conduction au niveau de chaque paroi et équilibre à l'intérieur de chaque paroi). Le problème de l'influence des conditions initiales et des couplages sur le modèle sera traité ultérieurement.

Nous présentons au chapitre V quelques remarques sur les manifestations dues aux conditions initiales, au renouvellement d'air à partir de relevés expérimentaux et aux transferts thermiques en régime d'effusivité.

IV-3- SOURCES THERMIQUES

Nous souhaitons une température d'air uniforme dans un volume central important à l'intérieur du local. Pour cela, nous avons effectué de très nombreux essais de mise en régime thermique du local avec ou sans ventilation, à l'aide de :

- radiateurs électriques,
- bandes chauffantes réparties.

IV-3-1- CHOIX DE LA SOURCE THERMIQUE

Après de nombreux essais liés aux relevés de température d'air intérieur, nous obtenons des résultats assez satisfaisants sur l'homogénéisation de la température dans un volume central d'air d'au moins 5 m³, en procédant à un

chauffage en volume avec des sources de grandes surfaces et de faible température. Ce procédé de mise en régime thermique du local consiste à suspendre au plafond, comme le montre le schéma de la figure IV-2, une série de bandes chauffantes. La puissance fournie par cette source thermique peut être réglée dans la gamme 300 W - 2 KW à l'aide de moyens appropriés.

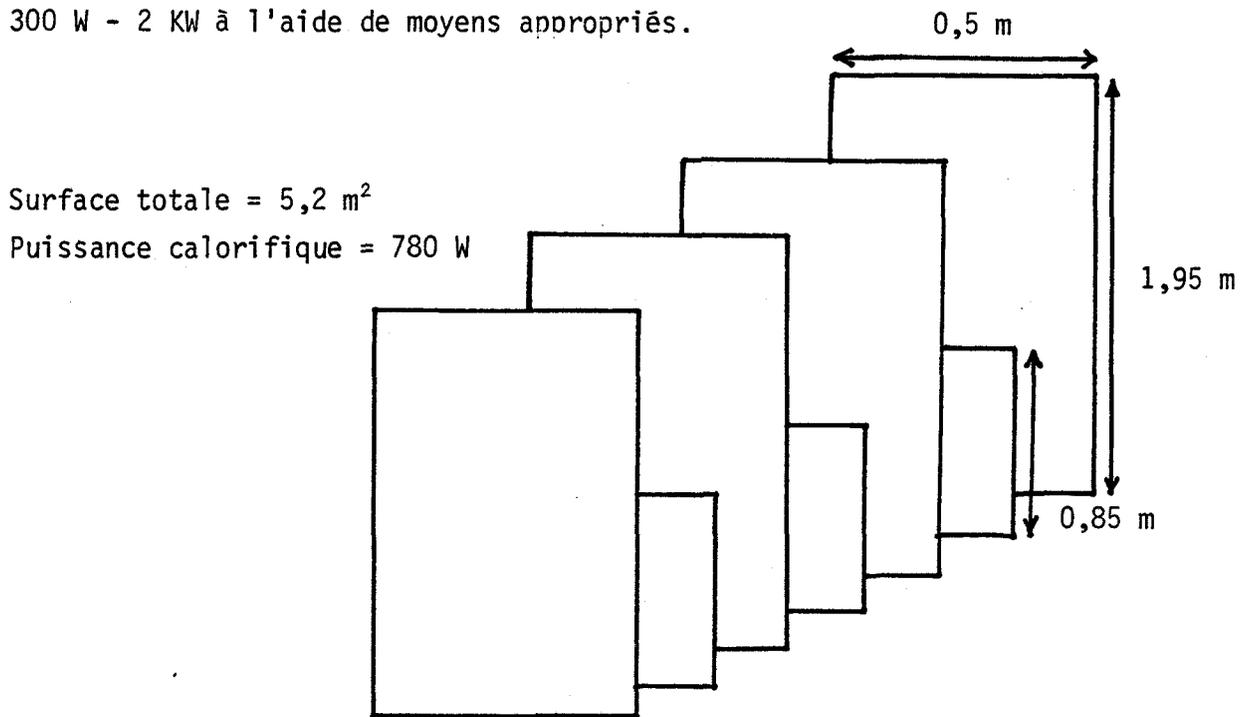


Figure IV-2 : Répartition des bandes chauffantes dans le local

IV-3-2- CARACTERISTIQUES DE LA SOURCE THERMIQUE UTILISEE

Les bandes chauffantes que nous avons utilisées comme source thermique s'alimentent sur secteur ou sur transformateur et peuvent fournir une puissance calorifique d'environ 150 W/m².

La source thermique utilisée possède une capacité thermique non négligeable. Cette capacité se manifeste particulièrement en régime transitoire. L'énergie thermique fournie en début de cycle est emmagasinée en partie dans la capacité thermique de la source et l'énergie fournie au local est, durant les 10 premières minutes, inférieure à l'énergie consommée.

Pour un environnement donné et pour un échelon de puissance électrique fourni, la source thermique présente, pour le flux transmis, un temps de montée de l'ordre de $\tau_m = 500$ secondes (figure IV-3).

Pour corriger cette influence, nous pourrions asservir le flux émis afin de compenser l'énergie emmagasinée dans la source. Nous pourrions également asservir le flux à toute autre forme de signal par exemple sinusoïde, de type "rampe + palier", etc... Nous n'avons pas effectué cet asservissement d'où une erreur systématique pour les temps courts.

Les échanges radiatifs entre la source et l'environnement (parois) sont très importants à cause de l'importance de la surface de la source.

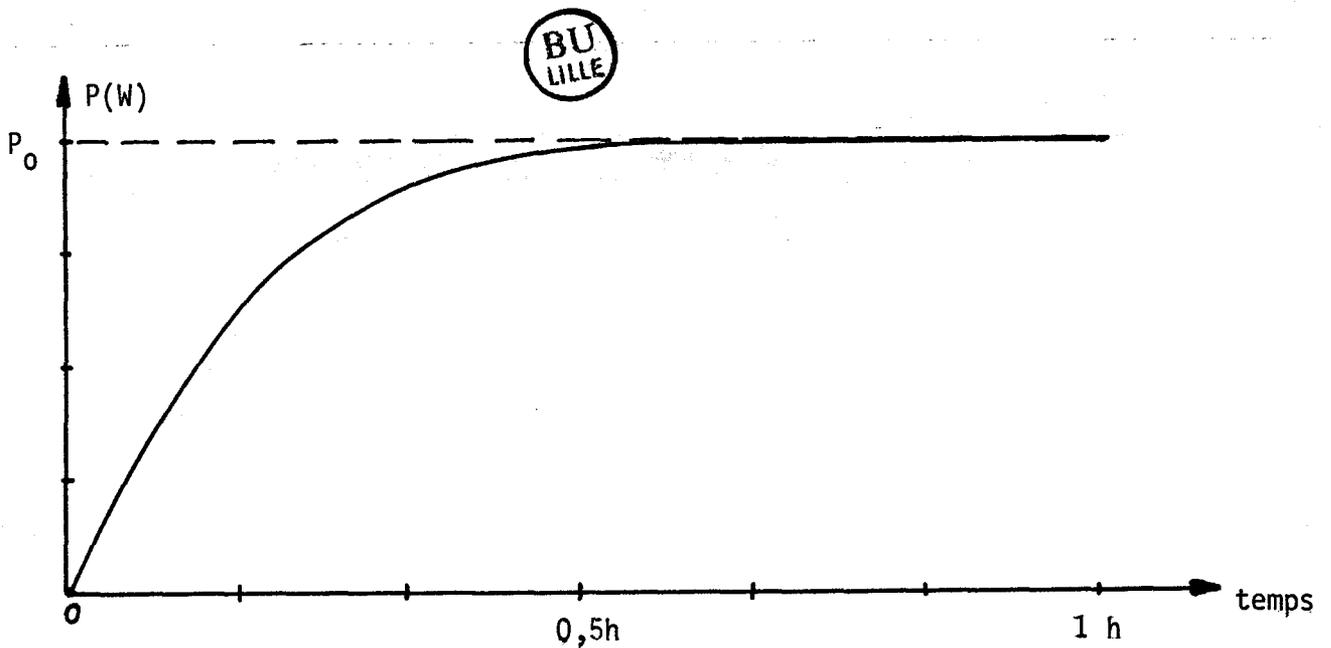


Figure IV-3 : Puissance thermique fournie par la source

IV-4- MESURES DES GRANDEURS THERMIQUES

Dans cette étude, nous nous intéressons uniquement aux flux, températures et aux puissances fournies.

A l'instant $t = 0$, les conditions initiales sont supposées négligeables. Tous les matériaux constitutifs ainsi que l'air du local ont une température d'équilibre voisine de celle du "puits" thermique.

A partir de l'instant $t = 0^+$ où le local est soumis à une perturbation thermique, échelon de puissance thermique P_0 , nous effectuons des mesures de flux et de températures systématiquement à des intervalles de temps déterminés.

Nous mesurons les flux et les températures sur l'axe central perpendiculaire à la paroi. Nous mesurons les flux entrant, les températures de surface, la température intérieure en plusieurs points d'un volume central d'air et nous mesurons les températures extérieures au local et les flux transmis.

IV-4-1- MESURES DE TEMPERATURE

Les mesures de température de la surface des matériaux à faible capacité thermique et les mesures de température d'air ambiant sont difficiles.

Rappelons que nous mesurons aussi bien les températures de l'air intérieur et extérieur que les températures de surface des matériaux constitutifs.

Les capteurs disponibles dans le commerce ont toujours une capacité thermique et si les équilibres thermiques sont rapidement atteints lorsque l'on mesure la température de matériaux à capacité thermique moyenne ou forte, il n'en est pas de même pour l'air et les matériaux à faible capacité. Il faudrait un capteur à impédance interne négligeable ou un capteur actif qui à chaque instant fournit l'énergie nécessaire pour que le volume du fluide environnant ne soit pas perturbé, pour que la température du capteur et la température du milieu ambiant soient en équilibre. En particulier, lorsque la température d'air varie rapidement en augmentant, les températures mesurées sont toujours, en régime rapidement variable, plus faibles que les températures réelles.

Les températures d'équilibre sont perturbées par les effets radiatifs dont il faut se protéger.

Rappelons quelques unes des méthodes classiques de mesure de température : capteurs au platine, au silicium, au nickel, au cuivre, à thermistance de rayonnement, thermocouples différentiels ou non etc...

Nous avons effectué de nombreux essais de mesure de température de l'air ambiant, de température de surface ainsi que de gradient de température entre l'air et les parois par exemple, à l'aide de sonde au Si, de thermocouples différentiels et de corps noirs disposés selon le schéma de la figure IV-4.

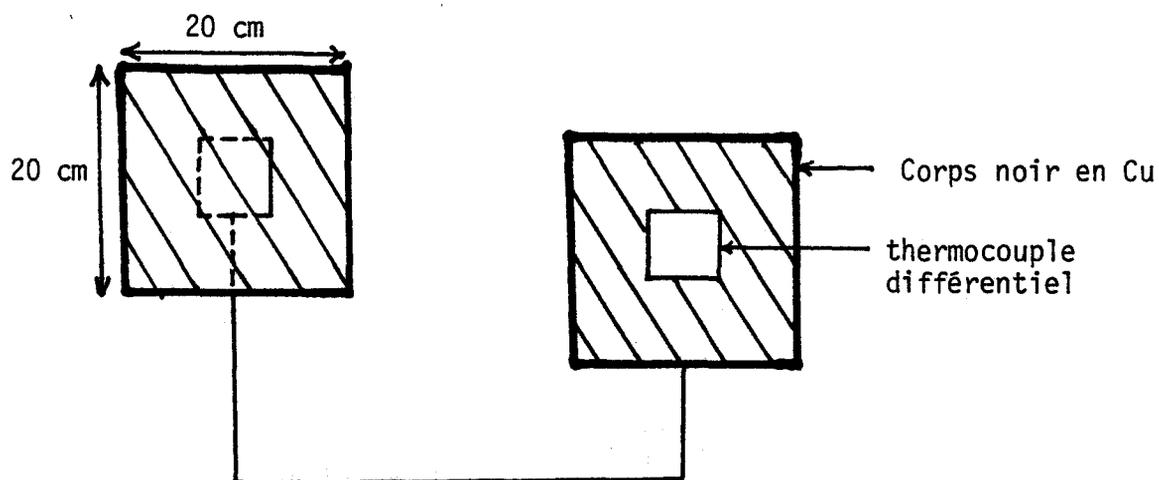


Figure IV-4 : Mesure de température par thermocouples différentiels.

L'avantage de ces méthodes c'est qu'elles sont précises mais l'inconvénient c'est qu'elles sont inaptées aux mesures rapides de température surtout en régime transitoire en raison de la capacité thermique non négligeable des corps noirs et des thermocouples.

Par ailleurs, les mesures que nous avons effectuées à l'aide de sondes au Silicium dopé N type kty 10 ont été satisfaisantes à l'échelle des temps choisis.

Pour mesurer la température de l'air ambiant, nous avons utilisé une petite surface de 300 mm² en cuivre noirci, collée sur la sonde. Ces capteurs nous ont permis d'obtenir les mêmes résultats qu'avec les thermocouples et les corps noirs mais en un temps beaucoup plus court.

Nous obtenons souvent une information de température à 10 % près pour l'air ambiant et pour la surface des matériaux à faible capacité.

Le tableau V nous donne la sensibilité théorique des sondes au Si dopé N que nous avons utilisé dans nos expériences.

Températures (°C)	10	15	20	25	30	35	40	45	50
Résistance (Ω)	1775	1850	1925	2000	2075	2150	2225	2300	2375

Tableau IX : Variation de la résistance des sondes au Si en fonction de la température (donnée par le fabricant)

En raison des effets radiatifs sur la mesure de température d'air, nous avons, pour protéger la sonde du rayonnement, utilisé un cylindre en cuivre au centre duquel est fixé le capteur (figure IV-5).

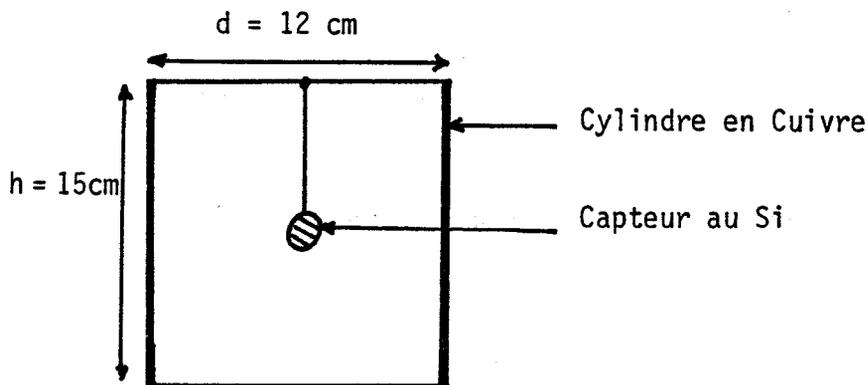


Figure IV-5 : Mesure de la température d'air

Ce procédé a été utilisé dans d'autres laboratoires de recherche^[2] et s'avère efficace pour éviter les échanges radiatifs entre le capteur et l'environnement.

Nous mesurons la température d'air en plusieurs points contenus dans un volume central et nous prenons la température moyenne de l'air du local. En ce qui concerne la mesure de température de surface des matériaux, nous avons pris le soin d'insérer d'une manière superficielle les capteurs de température dans le matériau. Comme la température n'est pas uniforme sur toute la surface de la paroi, nous mesurons la température au centre de la paroi.

IV-4-2- MESURES DE FLUX

Les bilans d'énergie thermique dans les locaux sont favorisés si l'on peut mesurer de façon continue flux et températures.

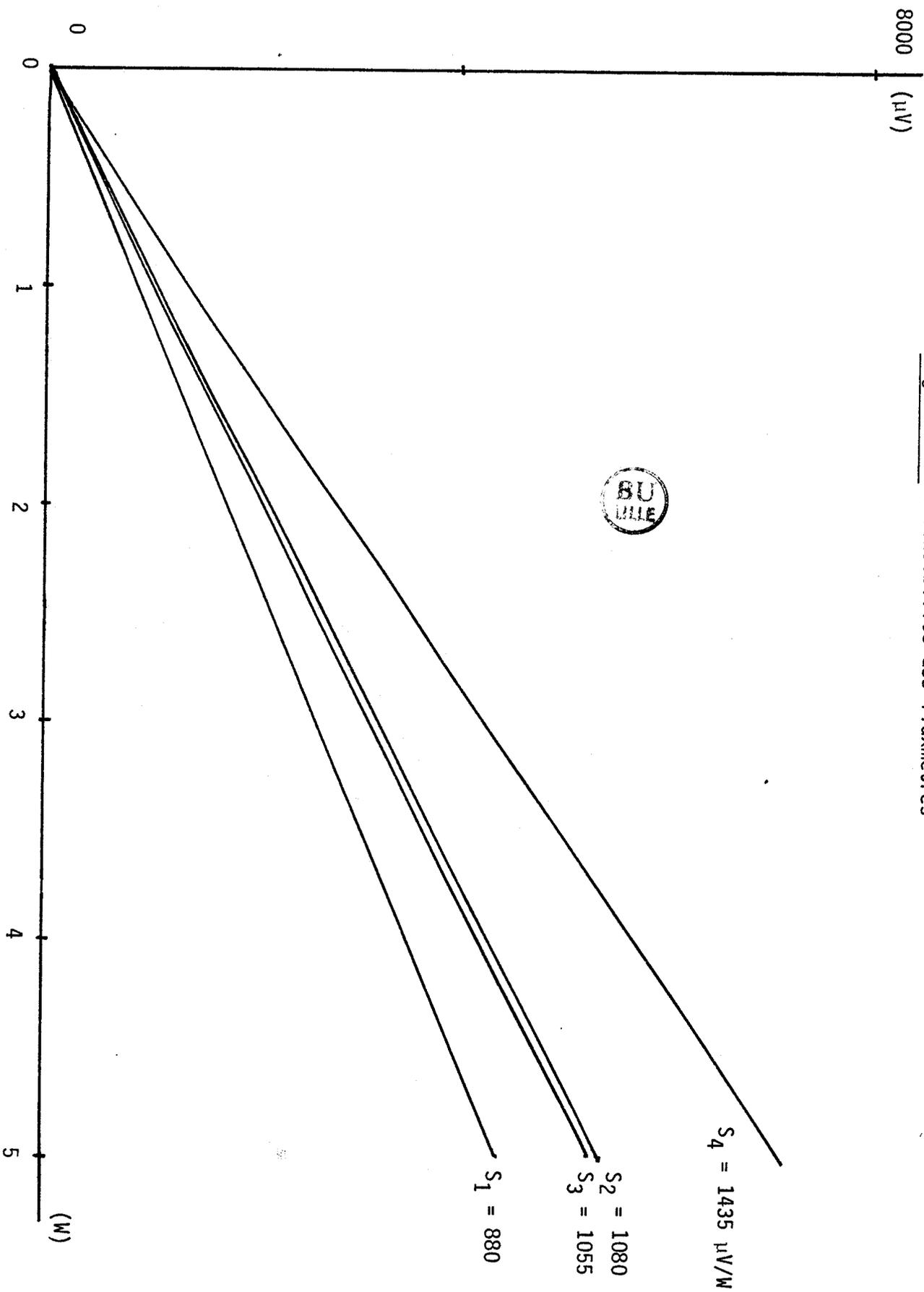
Les mesures de flux transmis aux parois restent difficiles ; à notre connaissance, l'impédance interne des fluxmètres n'est jamais négligeable. Le professeur THERY a développé au laboratoire de Mesures Automatiques de nouveaux fluxmètres prototypes brevetés^[20], actuellement en cours de commercialisation. Nous avons utilisé ces fluxmètres prototypes qui ont une impédance beaucoup plus faible que les fluxmètres actuels du commerce.

Caractéristiques des fluxmètres utilisés : ces capteurs sont composés de deux fluxmètres montés tête bêche avec garniture de feuille de cuivre sur chaque côté :

- dimensions = (12,8 x 12,8) cm² ; épaisseur # 0,2 mm
- résistance thermique série # 0,005 K/W.m²
- capacité thermique # 2200 J/K.m²
- sensibilité moyenne comprise entre 900 et 1400 μ V/W.

Rappelons qu'une méthode d'étalonnage des fluxmètres utilisés est donnée en Annexe (A3). Nous donnons les courbes d'étalonnage correspondantes figure IV-6.

Figure IV-6 : Sensibilité des fluxmètres



Les contacts thermiques entre fluxmètre et matériau ont été améliorés par une mince couche de graisse de silicone.

Pour souligner les difficultés des mesures, nous rappelons quelques aspects des mesures liés d'une part à l'influence des pouvoirs émissifs et absorbants des surfaces et d'autre part à l'impédance interne des fluxmètres.

En supposant un fluxmètre idéal (impédance interne nulle à toutes les fréquences) placé sur un matériau avec des coefficients d'effusivité égaux pour la surface du fluxmètre et la surface du matériau, on obtient une information électrique proportionnelle aux flux thermiques entrants dans le matériau. Pour un fluxmètre réel, l'information obtenue n'est pas exacte car elle est liée à la nature de la sollicitation thermique et à l'impédance interne. De nombreux travaux ont été effectués au laboratoire pour préciser les erreurs commises ; nous rappelons ici quelques données. Pour une excitation source de type échelon thermique, une énergie thermique est nécessaire pour augmenter la température moyenne du fluxmètre (influence de la capacité thermique) et cette énergie stockée n'est pas disponible pour augmenter la température du matériau.

En pratique, en régime établi, les flux sont exacts et en régime transitoire pour les temps courts jusqu'à 1000 secondes, l'erreur dépend de l'effusivité du fluxmètre et du matériau et il faut introduire des corrections :

- a) L'effusivité du fluxmètre et du matériau sont du même ordre de grandeur. L'erreur sur le flux est faible.
- b) L'effusivité du matériau est plus grande que celle du fluxmètre. L'erreur reste faible.
- c) L'effusivité du matériau est faible vis-à-vis de celle du fluxmètre. L'erreur peut être très importante pour des matériaux légers type polystyrène extrudé et pour les temps courts $t < 1000$ secondes. Les flux mesurés sont trop élevés et les réponses temporelles déduites trop élevées.

Un abaque donnant les erreurs commises peut facilement être établi si l'on connaît les caractéristiques exactes des fluxmètres utilisés. Pour les mesures que nous avons effectuées, nous estimons des erreurs inférieures à 5 % pour le cas du béton, plâtre, marbre, bois agglomérés. Pour les mesures sur polystyrène extrudé, nous avons corrigé nos résultats expérimentaux pour conserver une erreur inférieure à 10 % pour les temps compris entre 10 et 1000 secondes.

Rappelons par ailleurs que l'émissivité de la surface du fluxmètre doit être de même ordre que celle de la paroi. On obtient souvent ce résultat en ajoutant un papier gris sur la surface du fluxmètre ($\alpha \approx 0,9$). Nous donnons dans le tableau X, le coefficient de correction des flux mesurés.

Matériaux \ t	10^2	$2 \cdot 10^2$	$5 \cdot 10^2$	10^3	$2 \cdot 10^3$	$3 \cdot 10^2$	$5 \cdot 10^3$	10^4
Isolant	0,20	0,28	0,40	0,50	0,60	0,72	0,84	0,96
Bois	0,56	0,70	0,85	0,90	0,96	0,98	1	1

Tableau X : Coefficient de correction des flux mesurés

Il n'y a pas de correction à effectuer sur les flux entrants dans le plâtre dont l'effusivité est égale à celle du fluxmètre. Pour le béton dont l'effusivité est supérieure, les corrections sont négligeables.

Pour les temps courts, le flux réel est donné par la relation suivante :

$$\phi_r = \phi_m \cdot k$$

où k , facteur de correction,

et ϕ_m , flux mesuré

IV-5- CHAÎNE AUTOMATIQUE DE MESURE ET D'ACQUISITION DE DONNÉES

Le choix de la technique de mesure et d'acquisition de grandeurs variables dépend de :

- a) la nature des paramètres à mesurer (tension, résistance, f.e.m. fréquence, puissance, etc...)
- b) la rapidité de mesure demandée,
- c) la précision, particulièrement pour la mesure de faibles valeurs,
- d) la possibilité d'enregistrement et de traitement des grandeurs mesurées,
- d) des moyens techniques disponibles (capteurs, instruments de mesure, etc...)

Rappelons que les grandeurs thermiques importantes à mesurer sont des flux, des températures et des puissances instantanées et efficaces.

La mesure de température nécessite, si l'on utilise un élément passif (résistance), de disposer d'une source de courant étalonnée pour convertir la mesure de température en une mesure de tension, sauf si l'on utilise un thermocouple, la mesure de tension suffit alors.

Les fluxmètres que nous utilisons donnent des tensions de sortie proportionnelles aux flux les traversant.

Les signaux électriques issus des capteurs, sont souvent de très faible niveau, de l'ordre de quelques dizaines de μV . Il est nécessaire de les amplifier convenablement avant de les transmettre à un convertisseur analogique numérique.

Pour mesurer ces signaux à faible niveau, deux techniques sont couramment utilisées :

- a) un commutateur bas niveau type Hewlett-Packard,
- b) un amplificateur à gain constant, de l'ordre de 1000, à forte impédance d'entrée.

Dans les deux cas, la grandeur mesurée est transmise à un convertisseur analogique numérique tel qu'un voltmètre numérique. Une source de courant est nécessaire pour la mesure de température si l'on utilise des sondes à élément passif (capteurs au Si dopé par exemple).

La chaîne de mesure que nous avons utilisée comprend, outre les capteurs :

- Un commutateur de très faible niveau d'entrée, permettant de sélectionner la voie à mesurer. Sa capacité est de 40 voies.
- Un voltmètre numérique de haute précision ($2 \mu\text{V}$) permettant la mesure de tension s'il s'agit d'un flux ou de résistance si l'on mesure une température (capteurs au Si dopé N).

Par ailleurs, en vue du traitement et de l'enregistrement des résultats expérimentaux, nous utilisons une chaîne automatique constituée de :

- Un microordinateur mémoire 32 K Octets
- Un lecteur de disquettes
- Une imprimante.

Le synoptique de la chaîne automatique de mesures et d'acquisitions de données que nous avons utilisé est donné figure IV-7.

Le logiciel que nous avons élaboré permet le fonctionnement automatique de cette chaîne de mesure et d'acquisitions.

Caractéristiques techniques de l'appareillage de mesure utilisé :

- Voltmètre numérique : sa précision est $\pm 2 \mu\text{V}$ après remise à zéro.
Convertisseur à 8 bits
- Commutateur bas niveau : le niveau d'entrée est de $\pm 2 \mu\text{V}$ dans les conditions normales d'utilisation.

Estimation erreur du système : $\pm 10 \mu\text{V}$.

IV-6- RESULTATS EXPERIMENTAUX

Les résultats expérimentaux sont regroupés en deux chapitres (chapitre IV et chapitre V).

A) Dans le chapitre IV, nous présentons deux cas :

a) Les parois A et B du local sont composées de deux matériaux et se présentent avec diverses configurations (tableau II). Les autres parois ne changent pas de structure. Nous expérimentons dans ce cas, les différentes configurations d'un local conservant un même coefficient G_0 (figure IV-8).

Capteurs de flux et de température

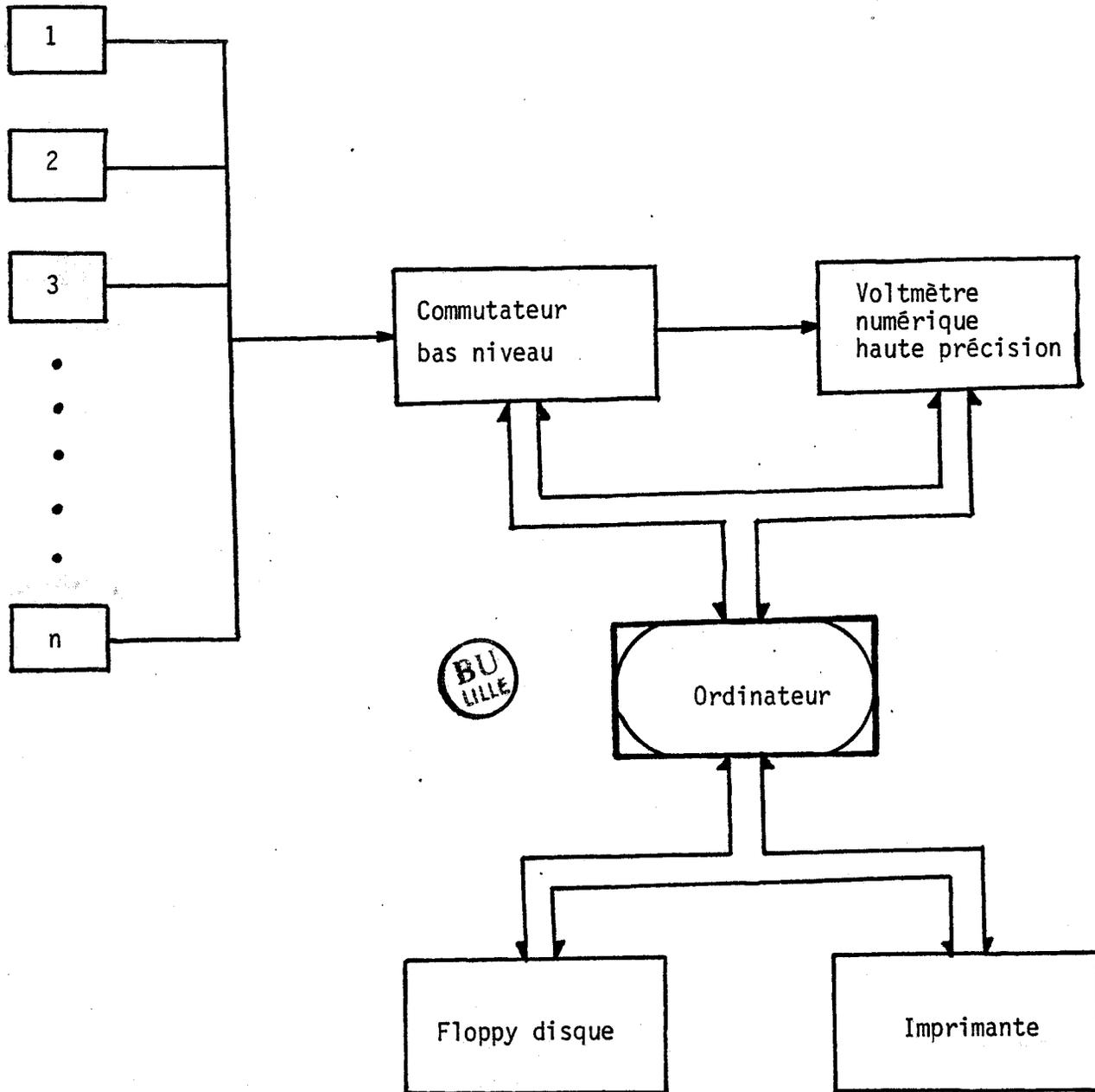
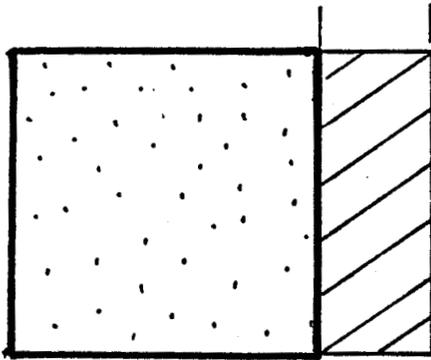
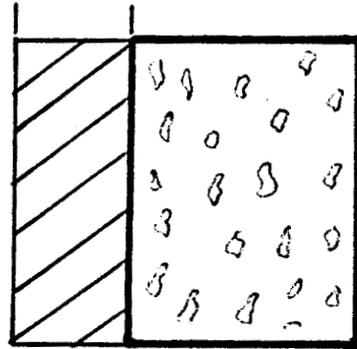


Figure IV-7 : Synoptique de la chaîne de mesure automatique et d'acquisitions numériques.

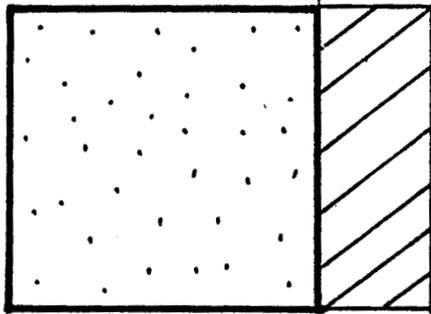


POBE

LORA

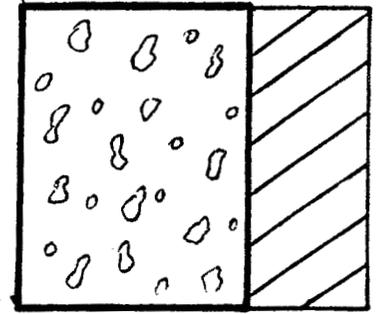


POLI



POBE

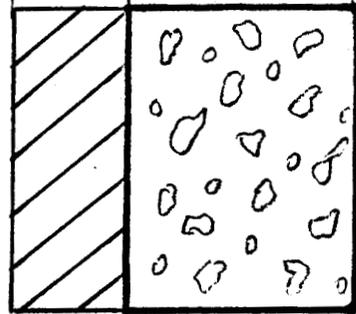
LORE



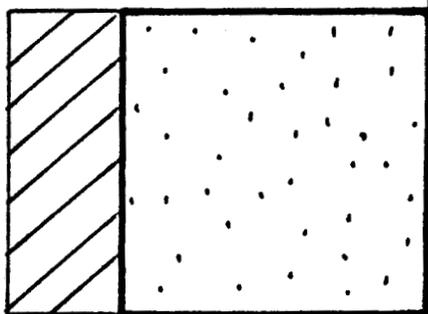
LIPO



LORI

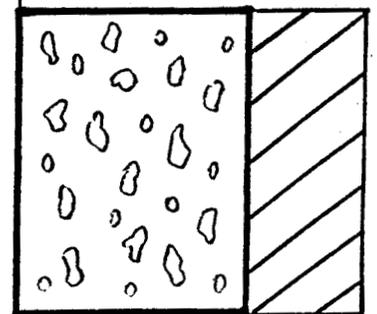


POLI

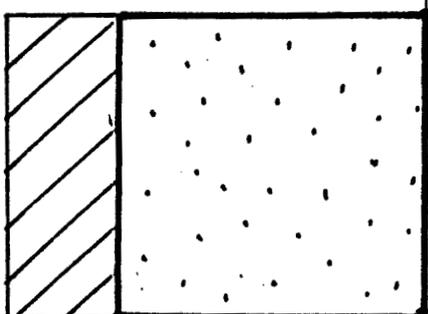


BEPO

LORO



LIPO



BEPO

Figure IV-8 : Structures des parois A et B dans les configurations du local (G_0).

b) Nous conservons la même géométrie du local, mais on introduit d'autres matériaux dans les parois A et B pour analyser l'effet de ces matériaux. Il est évident que le G_0 varie alors un peu.

Dans les deux cas, un même échelon de puissance est fournie au local. Nous traitons des réponses des différentes parois, de la répartition thermique qui s'effectuent à la surface des parois et de la variation de la température intérieure du local.

Nous effectuons, s'il y a lieu, des corrections de mesure de flux entrant à l'aide du facteur de correction donné sur tableau X. Rappelons que des erreurs de mesure de flux apparaissent aux temps courts particulièrement sur des matériaux à faible effusivité (isolants).

Nous interprétons nos résultats expérimentaux.

Nous confrontons les résultats théoriques aux résultats expérimentaux.

B) Dans le chapitre V, nous étudions d'une manière qualitative l'influence des conditions initiales et du renouvellement d'air sur le modèle expérimental. Nous précisons, en particulier, les mécanismes qualitatifs observés suite à des perturbations d'arrêt et de remise en fonctionnement du chauffage.

Dans de nombreux cas, l'expérimentation a nécessité plusieurs jours de chauffage pour obtenir le régime pseudo-permanent en raison des temps de réponse (la réponse à 90 % de la valeur permanente) élevés particulièrement pour la configuration BEPO, de l'ordre de 10 jours. Pour cette raison, nous présentons nos résultats expérimentaux sur une échelle logarithmique des temps variant de 10^2 à 10^7 secondes soit de 2 minutes à 115 jours.

Remarque : Nous avons pris la même échelle que pour la présentation des résultats théoriques afin de faire une comparaison des courbes théoriques et expérimentales. Cette échelle nous permet de suivre l'évolution des grandeurs variables aussi bien aux hautes fréquences qu'aux basses fréquences (régime permanent établi).

Le même local de coefficient G_0 présente quatre configurations étudiées expérimentalement et dont la désignation est donnée par le tableau VII. Dans les quatre expériences, seules les parois A et B changent de structure. Rappelons que le plancher plafond sont isolés, les parois C et D isolées également.

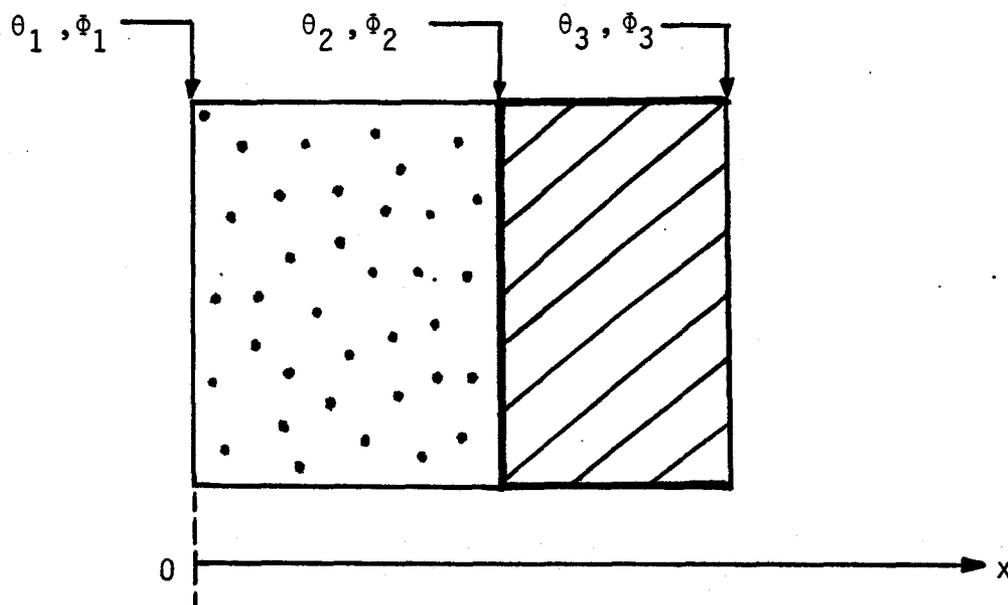
IV-6-1- MESURES EFFECTUEES

Nous mesurons à différents instants choisis (échelle logarithmique) :

- le flux entrant ϕ_{1j} et la température de surface T_{1j} de la paroi j à l'intérieur du local,
- la température moyenne T_{aj} de l'air à l'intérieur du local,
- le flux sortant ϕ_{3j} et la température de surface T_{3j} de la paroi j à l'extérieur du local,
- la température de l'air extérieur (puits) T_0 ,
- les flux ϕ_{2j} et température T_{2j} entre matériaux constitutifs.

Nous exploitons l'ensemble de ces valeurs expérimentales relatives à une "paroi" j afin de comparer l'influence des divers matériaux.

Rappelons que nos mesures donnent des valeurs efficaces.



IV-6-2- PRESENTATION ET INTERPRETATION DES RESULTATS EXPERIMENTAUX



Les valeurs de températures et de flux relevés au cours de nos expériences sont relatives à une perturbation thermique de type échelon de puissance P_0 à laquelle est soumis le local.

Nous donnons le tracé des résultats expérimentaux :

a) pour les différentes parois j les valeurs des quotients :

$(T_{1j} - T_{3j})/\phi_{1j}$, homogène à une réponse temporelle de la paroi j sans coefficient d'échange.

$(T_{ai} - T_0)/\phi_{1j}$, homogène à une réponse temporelle de l'ensemble "paroi j + coefficients d'échange".

$(T_{ai} - T_{1j})/\phi_{1j}$, caractéristiques des échanges superficiels intérieurs.

b) Pour une configuration déterminée du local :

ϕ_{1j} , les valeurs des flux entrants dans les différentes parois du local.

$T_{ai} - T_0$, la différence de température entre l'air du local et l'air extérieur.

$T_{ai} - T_{1j}$, la différence de température entre l'air intérieur et les parois du local

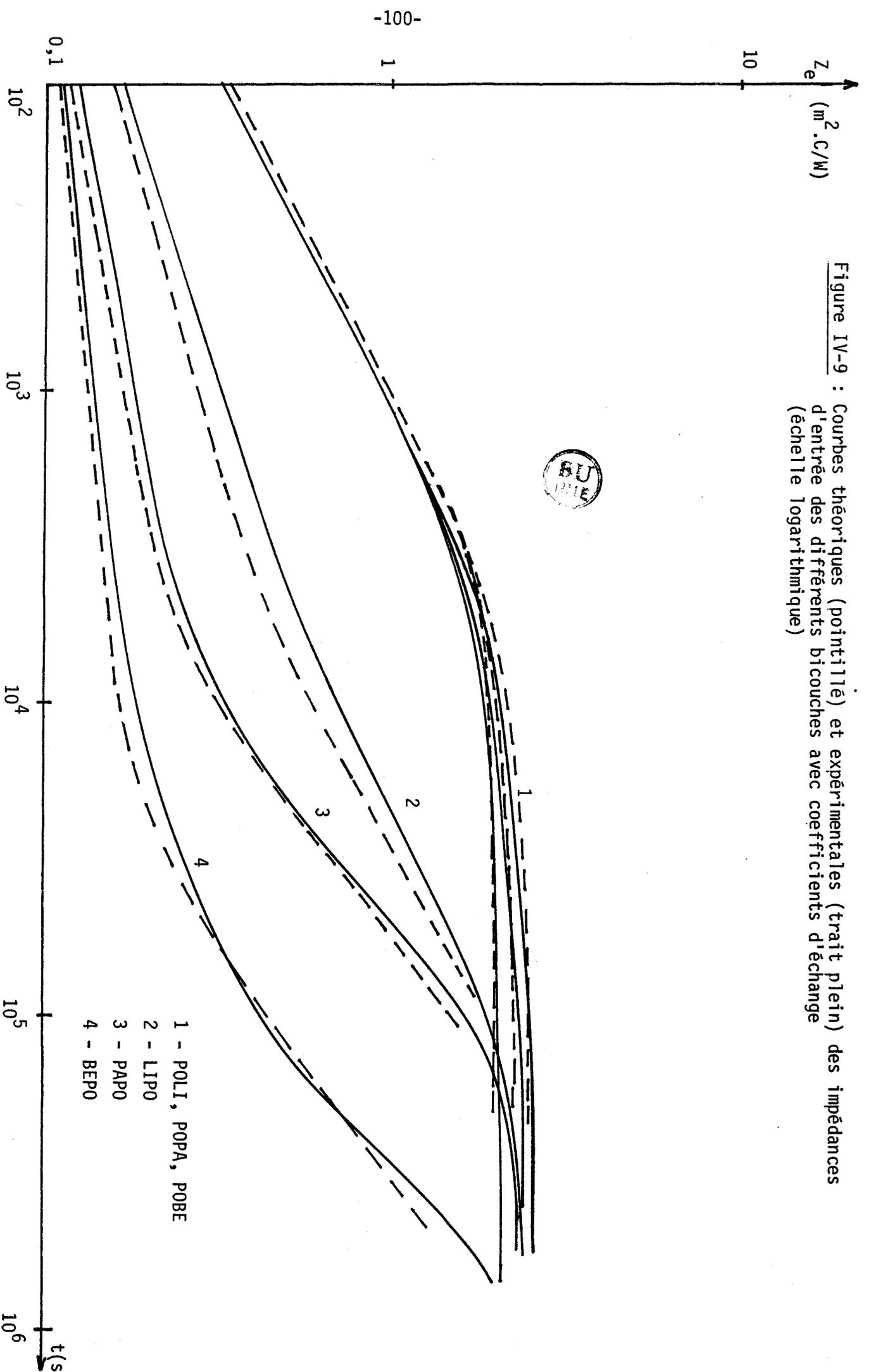
IV-6-2-1- Parois

Pour la représentation des courbes expérimentales, nous avons choisi pour l'échelle des temps une échelle logarithmique en raison, rappelons le, des temps de réponse considérés importants particulièrement pour la configuration BEPO (plusieurs jours). Il est évident que l'allure des courbes expérimentales est différente suivant le type de représentation, en particulier pour les flux, les variations importantes ont lieu durant les quinze premières minutes pour les isolants, la première heure pour les matériaux agglomérés et le plâtre, les trois premières heures pour le béton. Les flux entrants présentent ensuite des allures que nous assimilons à un échelon.

Les courbes présentées sur les figures IV-9 sont relatives à la variation temporelle des réponses expérimentales des différentes parois.

Les courbes présentées en trait plein sont les réponses expérimentales et en pointillé les réponses théoriques avec un coefficient d'échange de $10 \text{ W.m}^2/\text{°C}$,

Figure IV-9 : Courbes théoriques (pointillé) et expérimentales (trait plein) des impédances d'entrée des différents bicouches avec coefficients d'échange (échelle logarithmique)



et les valeurs d'effusivité du premier matériau bien choisies. Ces courbes présentent trois zones caractéristiques qui, à l'échelle des temps ont des durées très différentes.

a) Zone 1 : Zone d'effusivité du premier matériau.

Dans cette zone, nous observons des variations d'amplitudes sensiblement linéaires (échelle logarithmique des temps). Ces variations sont dues au mécanisme de l'influence de l'effusivité du premier matériau constitutif, réponses en $k \sqrt{t}$ pour le matériau ($k = \text{constante}$).

Rappelons que théoriquement, on doit avoir pour le matériau :

$$k = \frac{2}{b} \cdot \frac{1}{\sqrt{\pi}} \quad \text{avec } b : \text{effusivité du matériau.}$$

Cette phase dure pratiquement, compte tenu des coefficients d'échange :

- 2 h pour le béton (22 cm) et la configuration BEPO,
- 1 h 30 pour le bois aggloméré (7 cm) et la configuration LIPO,
- 40 mn pour l'isolant (5 cm) et les configurations POBE, POLI et POPA,
- 1 h pour le plâtre (7 cm) et la configuration PAPO.

Rappelons que théoriquement la durée du régime d'effusivité est de 3 heures pour 22 cm de béton, 1h30 pour 7 cm de bois aggloméré, 1 h pour 7 cm de plâtre et de 30 mn pour 5 cm d'isolant compte tenu des coefficients d'échange.

b) Zone 2 : Zone de fortes variations

Cette zone présente de fortes variations des réponses liées à la matrice de transmission des matériaux.

Cette phase dure pratiquement (à 90 % des réponses permanentes) :

- 8 jours pour la structure BEPO,
- 4 jours 12 h pour la structure LIPO,
- 1 jour 15 h pour la configuration PAPO,
- entre 5 et 10 h pour les configurations POBE, POLI et POPA.

c) Zone 3 : Zone du régime permanent

Dans cette dernière zone, les réponses tendent vers les constantes du régime permanent établi. En pratique, il est long pour des structures à forte inertie (béton) et difficile d'obtenir le régime permanent en raison de la variation de la température extérieure dans cette zone. Nos mesures (quelques jours) n'ont permis d'atteindre qu'un régime pseudo-permanent. Ces constantes du régime établi sont les mêmes pour les bicouches POBE et BEPO, POLI et LIPO, POPA et PAPO. Elles sont égales à la somme des résistances thermiques des différents matériaux constitutifs et des résistances superficielles liées aux coefficients d'échange à l'extérieur et à l'intérieur du local.

a) Influence de la position de l'isolant

Les courbes expérimentales des réponses des parois bicouches montrent l'importance particulière de la position de l'isolant dans la paroi.

Configuration bicouche POBE/BEPO :

Nous venons de rappeler que la phase d'effusivité apparente dure 2 h lorsque le premier matériau est le béton (configuration BEPO) et 40 mn lorsque le premier matériau est l'isolant (configuration POBE). Ceci est lié aux énergies entrantes dans l'une ou l'autre des configurations et à la valeur des gradients de température. L'évaluation des énergies entrantes dans ces bicouches aux différents instants du cycle peut être tabulée expérimentalement à partir des courbes flux et températures.

Dans le tableau XI nous donnons le rapport des quotients $(T_{ai} - T_o)/\phi_{1j}$ ou des réponses expérimentales des bicouches POBE et BEPO à des instants choisis.

Configuration POLI/LIPO :

Nous faisons les mêmes remarques que précédemment sur l'importance de l'isolation à l'intérieur et des énergies entrantes.

La phase d'effusivité dure 1 h 30 lorsque le premier matériau est l'aggloméré (configuration LIPO) et 30 mn lorsque le premier matériau est l'isolant. Nous donnons dans le tableau XI le rapport des quotients $(T_{ai} - T_o)/\phi_{1j}$, (valeurs

expérimentales) homogènes à une impédance d'entrée apparente de la paroi bicouche POLI ou LIPO aux mêmes instants que précédemment.

Configuration POPA/PAPO :

Le régime d'effusivité dure 1 h pour la structure PAPO et 40 mn lorsque l'isolant est le premier matériau (configuration POPA).

Dans le tableau suivant, nous regroupons le rapport des quotients $(T_{ai} - T_0) / \phi_{1j}$ des bicouches POPA et PAPO.

t \ Rapport	BEPO/POBE	LIPO/POLI	PAPO/POPA
10 ³ s	0,15	0,54	0,26
1 h	0,17	0,57	0,30
3 h	0,21	0,66	0,42
1 j	0,45	0,90	0,87
10 j	0,92	1	1

Tableau XI : Rapport des réponses temporelles apparentes des parois bicouches

Remarque : En l'absence de coefficient d'échange, ces rapports sont égaux aux rapports des effusivités des premiers matériaux dans la zone 1 (zone d'effusivité).

b) Les coefficients d'échange superficiel

L'examen des courbes de réponse des températures superficielles des parois montre bien figure IV-10 une régularité entre les courbes température d'air et température de surface. On observe une différence d'amplitude sensiblement constante pendant toute la durée du chauffage, ce qui fait apparaître l'influence d'un coefficient d'échange sensiblement constant.

Nous retrouvons la même information sur le tracé des quotients $(T_{ai}-T_{1j})/\phi_{1j}$ caractérisant les échanges superficiels intérieurs (figure IV-11) au niveau des différentes parois. Les remarques sont valables en dehors de la zone des erreurs de mesure aux temps courts liées les unes à la source, les autres aux fluxmètres.

Par ailleurs, nous avons effectué des mesures directes de gradient de température entre l'air ambiant et les surfaces des parois à l'aide de surfaces noires et de thermocouples différentiels (voir chapitre IV, page 87).

Nous avons trouvé en première approximation une constante pour la somme des échanges thermiques par rayonnement et par convection avec pour les parois verticales une valeur moyenne de $8,8 \text{ W/m}^2 \cdot \text{c}$ pour le béton, $7,4 \text{ W/m}^2 \cdot \text{c}$ pour le bois aggloméré, $7,7 \text{ W/m}^2 \cdot \text{c}$ pour le plâtre et $6,5 \text{ W/m}^2 \cdot \text{c}$ pour l'isolant.

Pour le plancher et le plafond, nos mesures ont montré des valeurs différentes, le mécanisme des échanges thermiques de convection est très différent sur ces parois.

c) Comparaison des réponses expérimentales et des réponses théoriques des "parois"

Nous avons présenté, au chapitre III pour les parois, des courbes théoriques à partir d'association de quadripôles correspondant aux constantes réparties des différents matériaux constitutifs (multicouches) et en prenant pour les coefficients d'échange une valeur constante.

Nos mesures expérimentales ont montré qu'il faut prendre à posteriori des valeurs légèrement différentes pour les capacités thermiques des matériaux. Les valeurs des capacités thermiques données dans la littérature ne sont qu'informatives aussi, nous effectuons une correction sur ces constantes données par le tableau I et nous prenons comme valeur de la capacité thermique linéique des matériaux utilisés :

- 1) $C_0 = 1,45 \cdot 10^6$ pour le béton ($b = 1600$),
- 2) $C_0 = 4 \cdot 10^4$ pour le bois aggloméré ($b = 200$),
- 3) $C_0 = 9,8 \cdot 10^4$ pour le plâtre ($b = 700$)
- 4) $C_0 = 4,8 \cdot 10^3$ pour l'isolant ($b = 38$).

Les courbes de réponses théoriques obtenues à partir de ces valeurs se superposent en première approximation aux réponses expérimentales $(T_{ai}-T_0)/\phi_{1j}$ (figure IV-12).

Les faibles écarts qui existent sont dus essentiellement au coefficient d'échange pris ~~arbitrairement~~ ^{en moyen} égal à $10 \text{ W/m}^2 \cdot \text{c}$ alors que nos mesures ont montré précédemment que les coefficients d'échange sont différents d'un matériau à l'autre.

La superposition n'est pas entièrement satisfaisante pour les temps courts inférieurs à 1000 secondes.

Rappelons que les constantes thermophysiques des matériaux mis en oeuvre ne sont connus qu'à quelques % dans les cas les plus favorables et à 5 ou 6 % dans les cas les plus défavorables.

Nos courbes expérimentales corrigées (influence des fluxmètres) sont très voisines des courbes théoriques.

En première approximation, malgré l'erreur théorique liée à la nature du flux qui n'est pas parfaitement un échelon sur chaque paroi, les réponses obtenues expérimentalement sont très significatives et très voisines des "réponses indicielles" à 5 % près. Elles montrent que le relevé "in situ" des réponses indicielles pour des parois inconnues est possible même si certaines conditions expérimentales ne sont pas entièrement satisfaisantes.

Par contre, ces résultats et d'autres liés à des expériences où la température du puits variait légèrement montrent que sauf pour la zone 1 (influence unique de l'effusivité du premier matériau), les zones 2 et 3 sont entièrement perturbées par les variations de température du "puits".

IV-6-2-2- Local

Pour le local, les courbes importantes sont les courbes de montée en température du local et la répartition des flux dans les parois en fonction du temps.

Figure IV-11 : Variation du coefficient d'échange intérieur (courbes expérimentales)

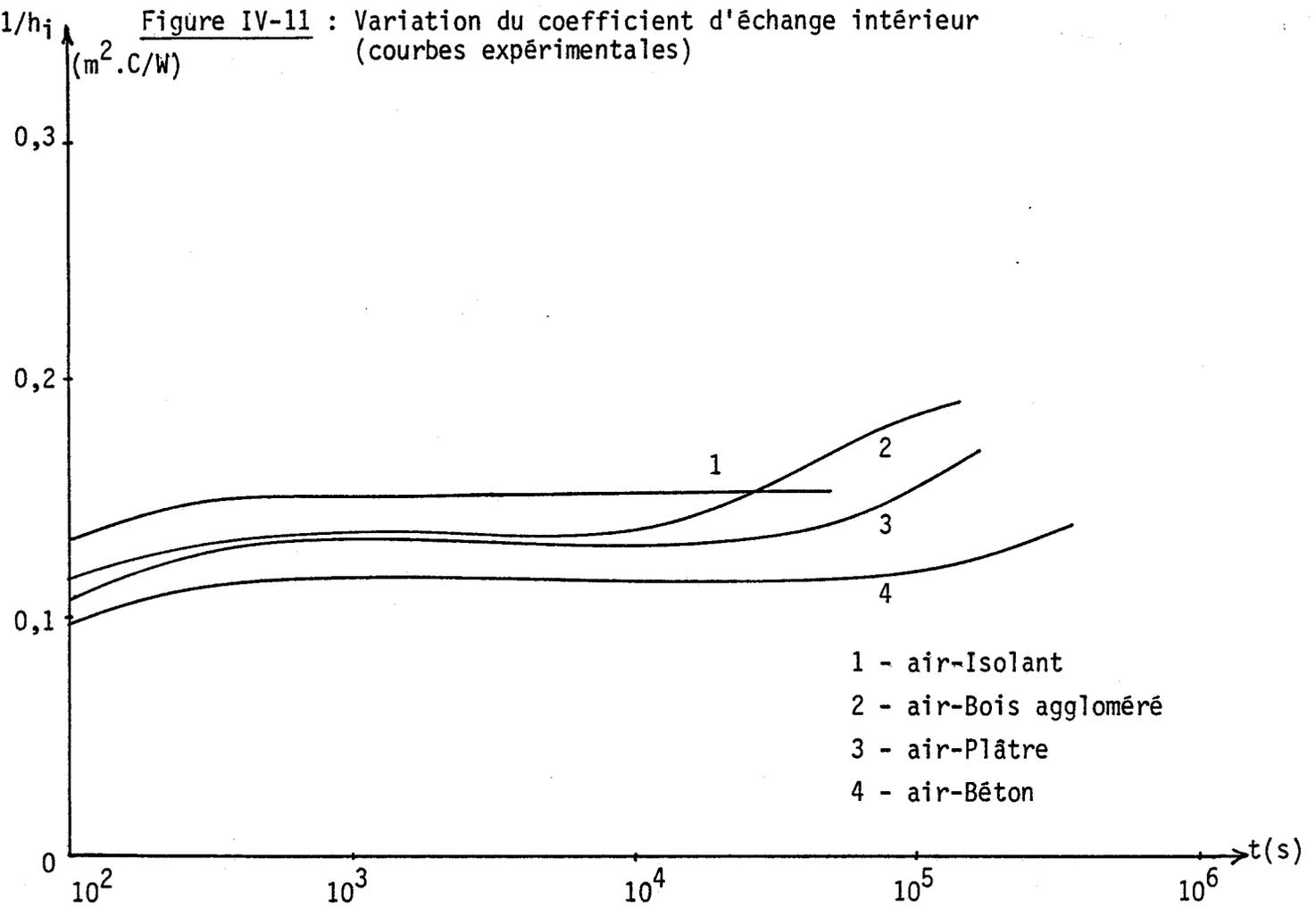
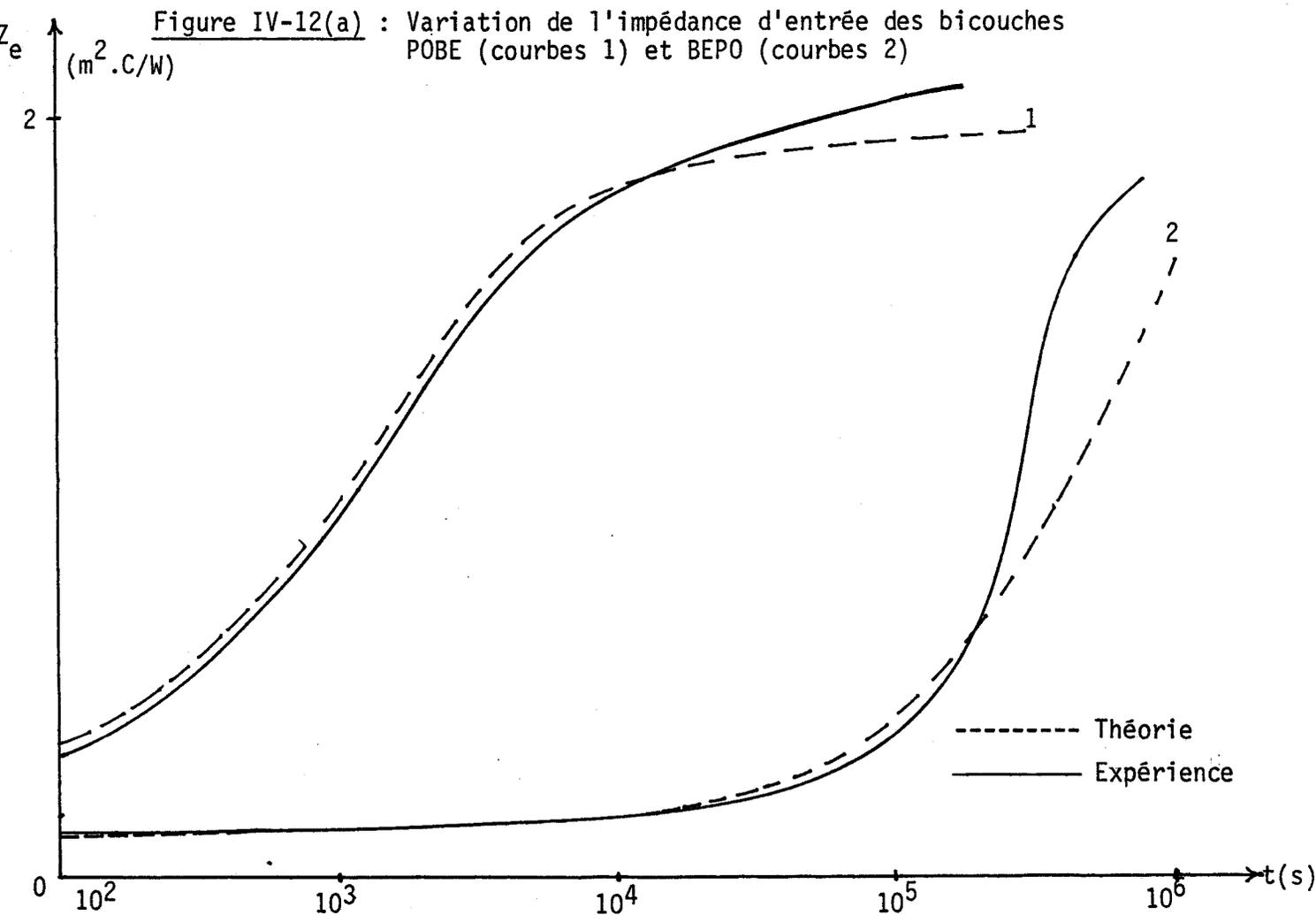
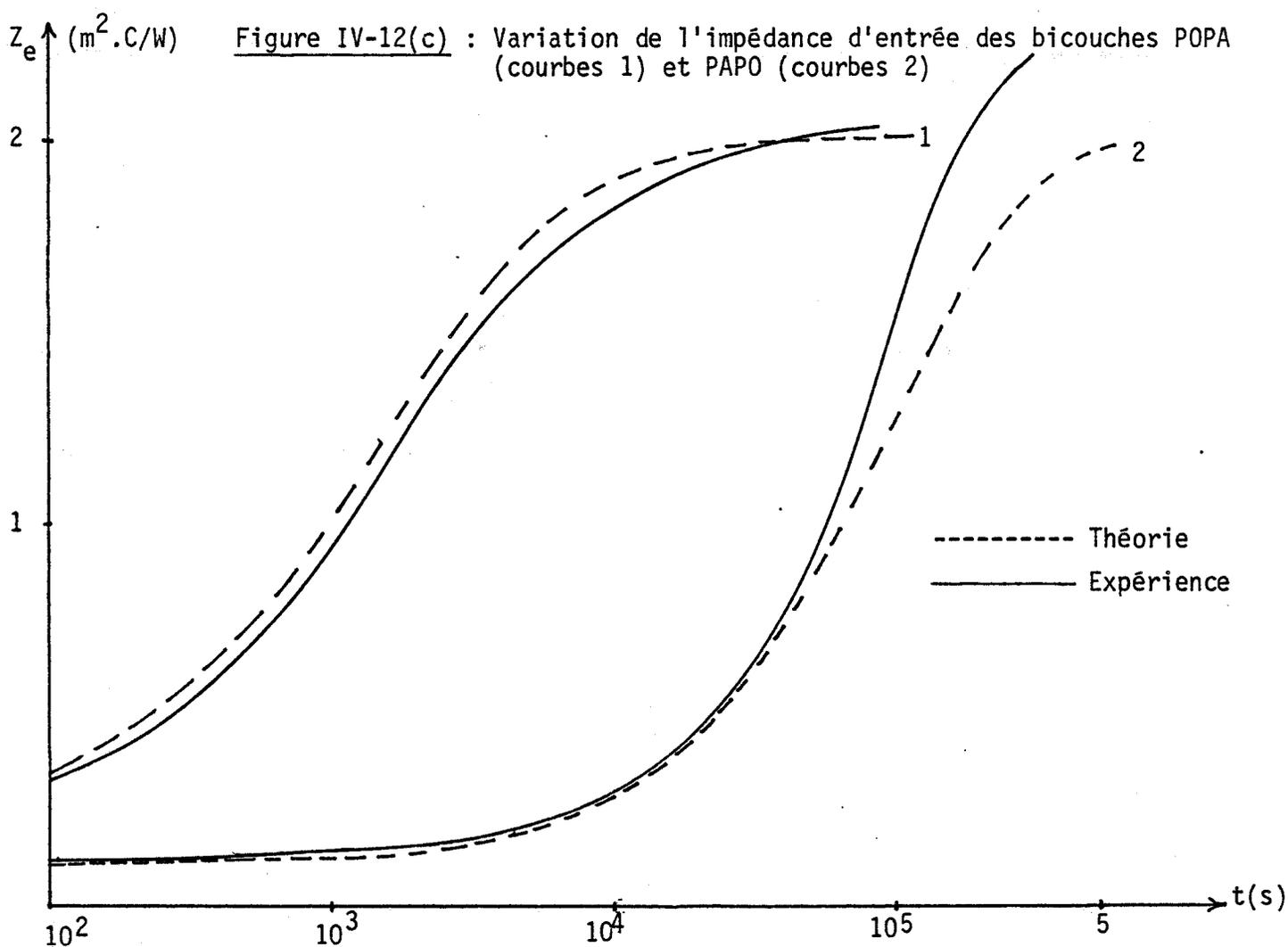
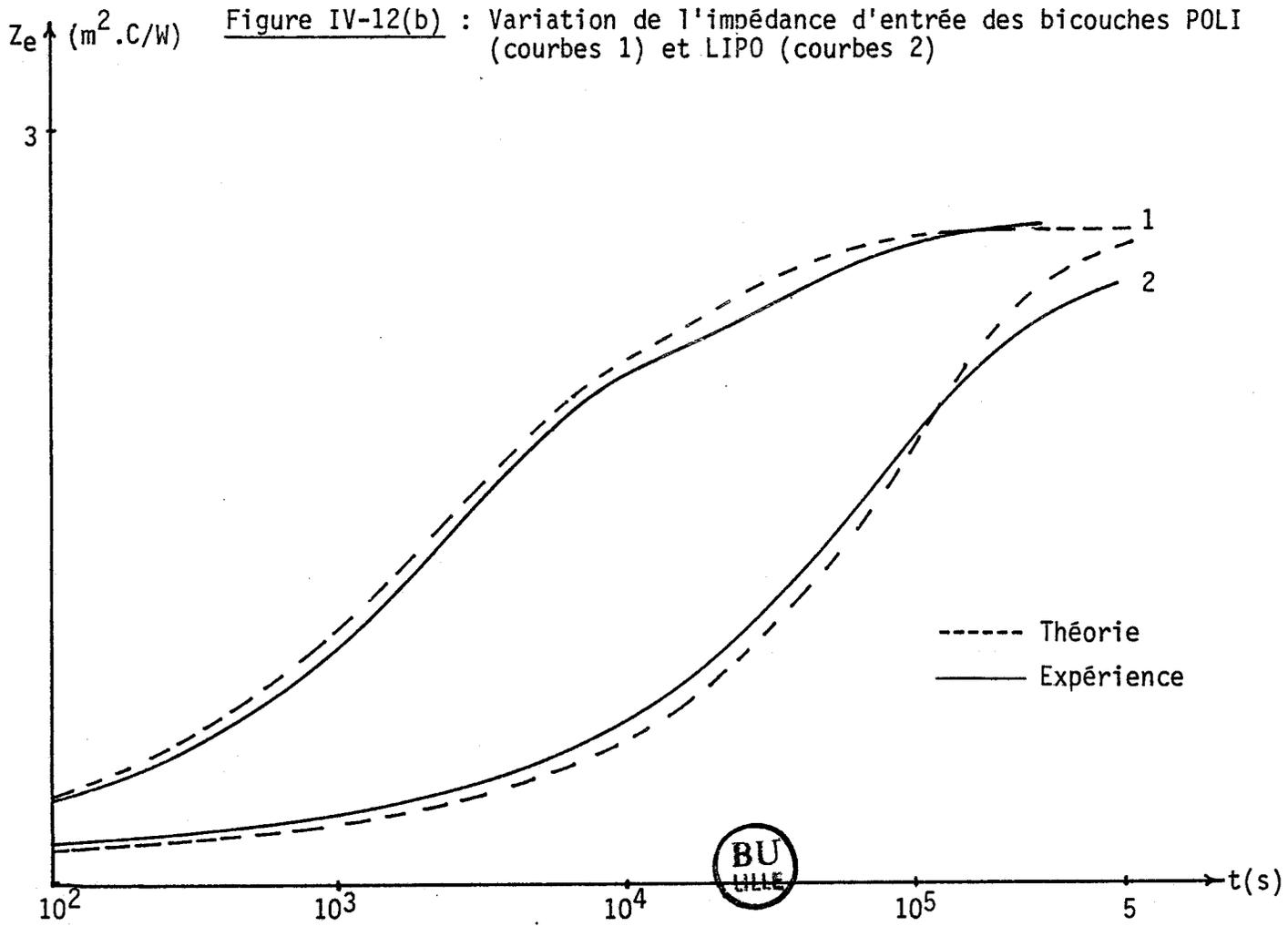


Figure IV-12(a) : Variation de l'impédance d'entrée des bicouches POBE (courbes 1) et BEPO (courbes 2)





Les courbes expérimentales de température de la figure IV-13 montrent :

- a) une montée rapide lorsque toutes les parois sont isolées de l'intérieur (configuration LORA) faible effusivité du 1er matériau.
- b) Une montée plus lente lorsque le premier matériau constitutif vu de l'intérieur a une effusivité moyenne (configuration LORE).
- c) Une montée de plus en plus lente lorsque le premier matériau a une effusivité de plus en plus élevée (configurations LORI et LORO).

Nous donnons dans le tableau XII les différentes mesures de gradient de température $\Delta T = T_{ai} - T_o$ relevées à différents instants intéressants pour les quatre configurations de local et pour la configuration LOPA et une puissance de chauffage de 780 Watts.

t	LORA	LORE	LORI	LORO	LOPA
10^3 s	16,55	12,25	8,28	7,16	11
1 h	30,60	20,52	10,92	9,12	16,25
3 h	38,08	28,47	13,24	11,10	21,50
1 j	41,72	40,72	22,85	18,32	36
2 j	-	41,82	29,32	14,45	38,50

Tableau XII : ΔT mesuré pour $P_o = 780$ W

Nous montrerons ultérieurement (page 120), lorsque plusieurs parois sont à forte effusivité (parois A et C) la courbe de température présentée sera à montée beaucoup plus lente et lorsque toutes les parois sont à forte effusivité, la montée en température est très très lente. Nos résultats expérimentaux font ressortir de façon formelle l'influence de la place de l'isolant dans la paroi.

Rappelons que pour les différentes configurations de la série LOR étudiées expérimentalement le coefficient de perte volumique est une constante G_o .

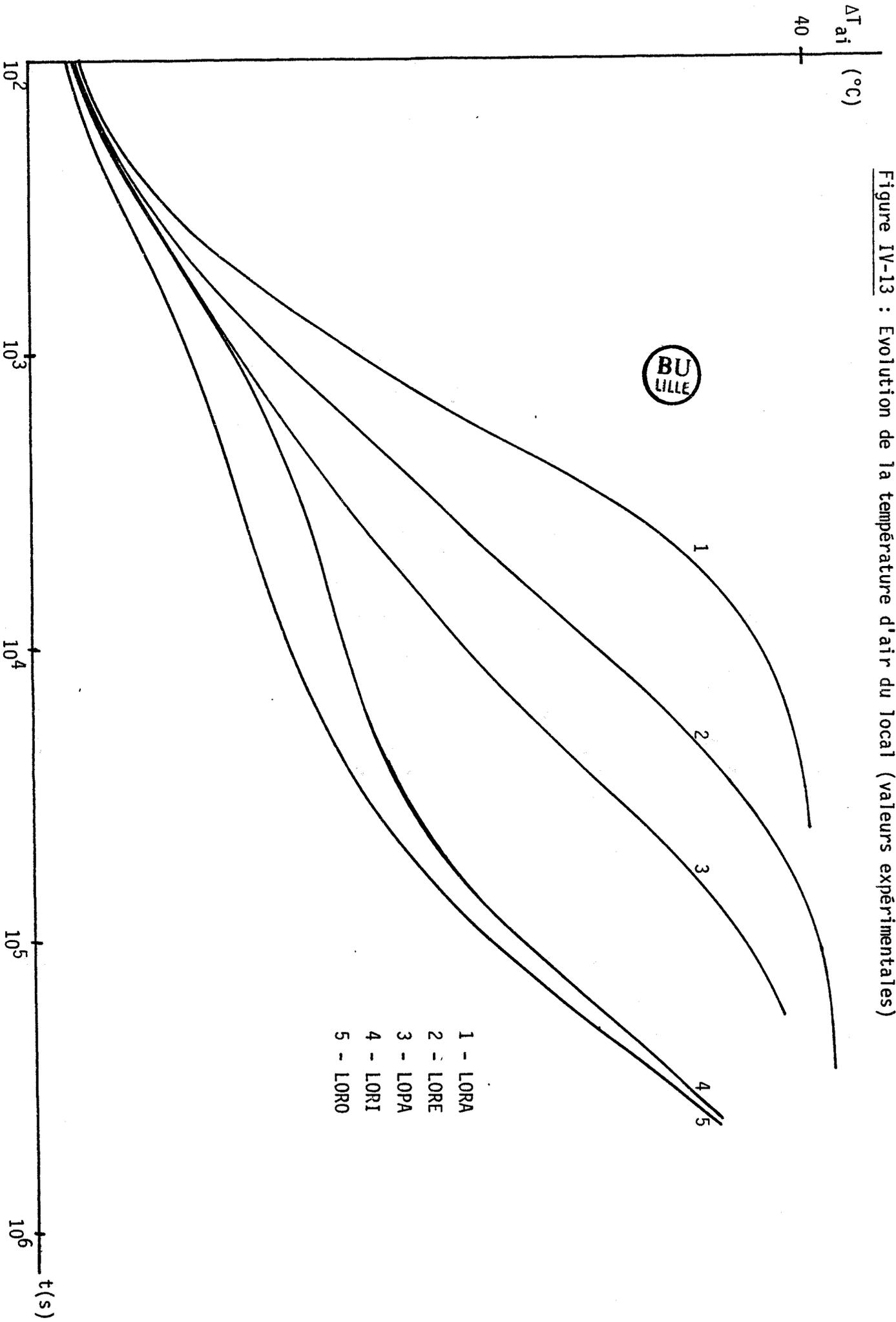


Figure IV-13 : Evolution de la température d'air du local (valeurs expérimentales)

En ce qui concerne les flux entrants dans les différentes parois, nous présentons figure IV-14 les variations de ces flux pour les quatre configurations du local de la série LOR et la configuration LOPA.

Rappelons que la perturbation thermique est un échelon de puissance P_0 donc l'énergie d'excitation E_0 pour une durée de chauffage déterminée, est une constante.

Configuration LORA : Toutes les parois sont recouvertes d'isolant à l'intérieur. Tous les flux entrants (figure IV-14-a) ont la même valeur pour les temps courts (même effusivité). Les flux doivent être corrigés pour la période de 10 secondes à 1000 secondes (tableau X).

Cette valeur est relativement importante puisque la puissance fournie doit être égale à la somme des flux entrants compte tenu des surfaces des parois et des hypothèses simplificatrices (voir chapitre III, page 58).

Configuration LORE : Une paroi a la configuration LIPO (aggloméré + isolant), les autres parois sont isolées de l'intérieur. L'ensemble des flux dans les isolants diminuent puisque l'aggloméré absorbe un flux relativement important proportionnel à son effusivité (200). Par contre, comme le montre la figure IV-14-b, les isolants se "voient" pénétrer par un flux relativement plus faible.

Configuration LORI : Dans cette configuration, une seule paroi présente une forte effusivité (béton), les autres étant isolants. Une répartition très différente des flux apparaît (figure IV-14-c). Les flux dans les parois isolantes diminuent fortement, en revanche le flux dans le béton augmente continuellement dans les trois premières heures. Ce flux est lié à la forte effusivité du béton ($b = 1600$). Puisque la somme des flux est constante, l'augmentation du flux dans le béton est compensée par la diminution du flux dans les isolants. Pour bien comprendre ce mécanisme, il faut se reporter sur les courbes des réponses des différentes "parois".

Configuration LORO : Dans ce cas, la paroi A présente à l'entrée le béton (BEPO), la paroi B le bois aggloméré (LIPO) et les autres parois sont isolantes.

Nous avons trois types de flux (figure IV-14-d) :

- le flux dans le béton,
- le flux dans l'aggloméré,
- le flux dans les isolants.

Il apparaît un problème particulier lié à la nature de la réponse de la paroi LIPO.

Les courbes difficiles à interpréter sont compatibles aux réponses théoriques de BEPO, LIPO et isolants. La zone 1 ou zone d'effusivité théorique avec coefficient d'échange pour :

. 7 cm d'aggloméré est de l'ordre de 1 heure 30

. 22 cm de béton, cette phase dure 3 heures.

Elles sont liées aux durées des phases d'effusivité des premiers matériaux.

Configuration LOPA : Comme dans les cas précédents, la répartition des flux est liée aux effusivités des premiers matériaux en régime lentement variable (zone 1).

Un flux relativement important entre dans la paroi PAPO où le plâtre a une effusivité de 700. En régime pseudo-permanent, cette répartition est pratiquement fonction de la somme des résistances thermiques des matériaux constitutifs.

En somme, le sens de répartition des flux suit bien le sens de variation des réponses des "parois" données figure IV-12.

IV-7- VALIDATION DU MODELE

Il s'agit de comparer les courbes expérimentales de température d'air du local et les courbes théoriques obtenues par le modèle établi au chapitre III, page 60.

Rappelons que le modèle est simplifié et qu'il a été établi avec une hypothèse de parois "isolées". L'énergie fournie au local "voit" toutes les parois sans que celles-ci aient, pour chaque fréquence du spectre considéré de la sollicitation thermique, une réaction autre que le rayonnement des autres parois. La répartition énergétique s'effectue à chaque fréquence proportionnellemen

Figure IV-10(a) : Evolution des températures d'air et de surface dans LORA (courbes expérimentales)

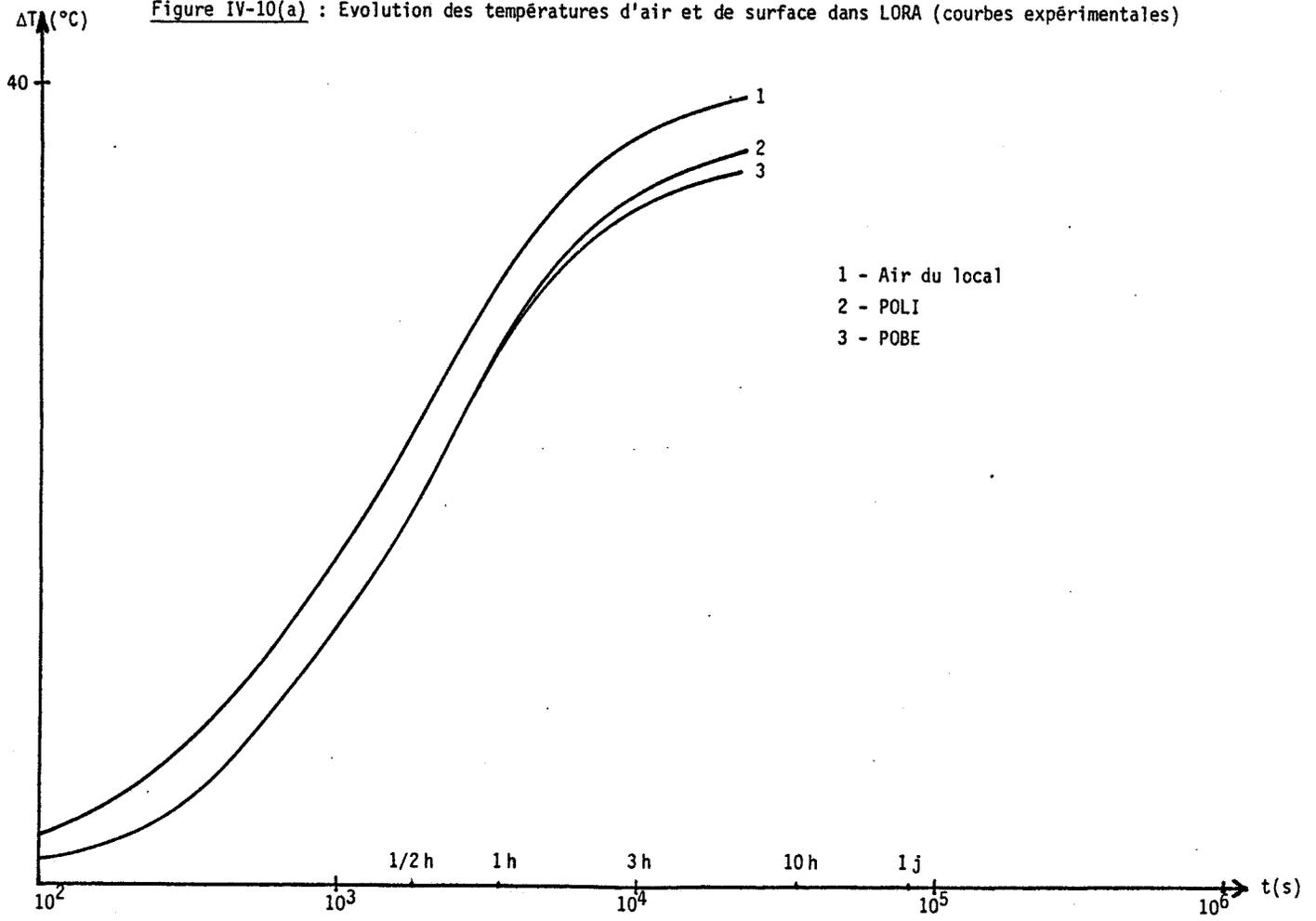


Figure IV-14 (a) : Evolution des flux entrants dans les différentes parois du local LORA (valeurs expérimentales)

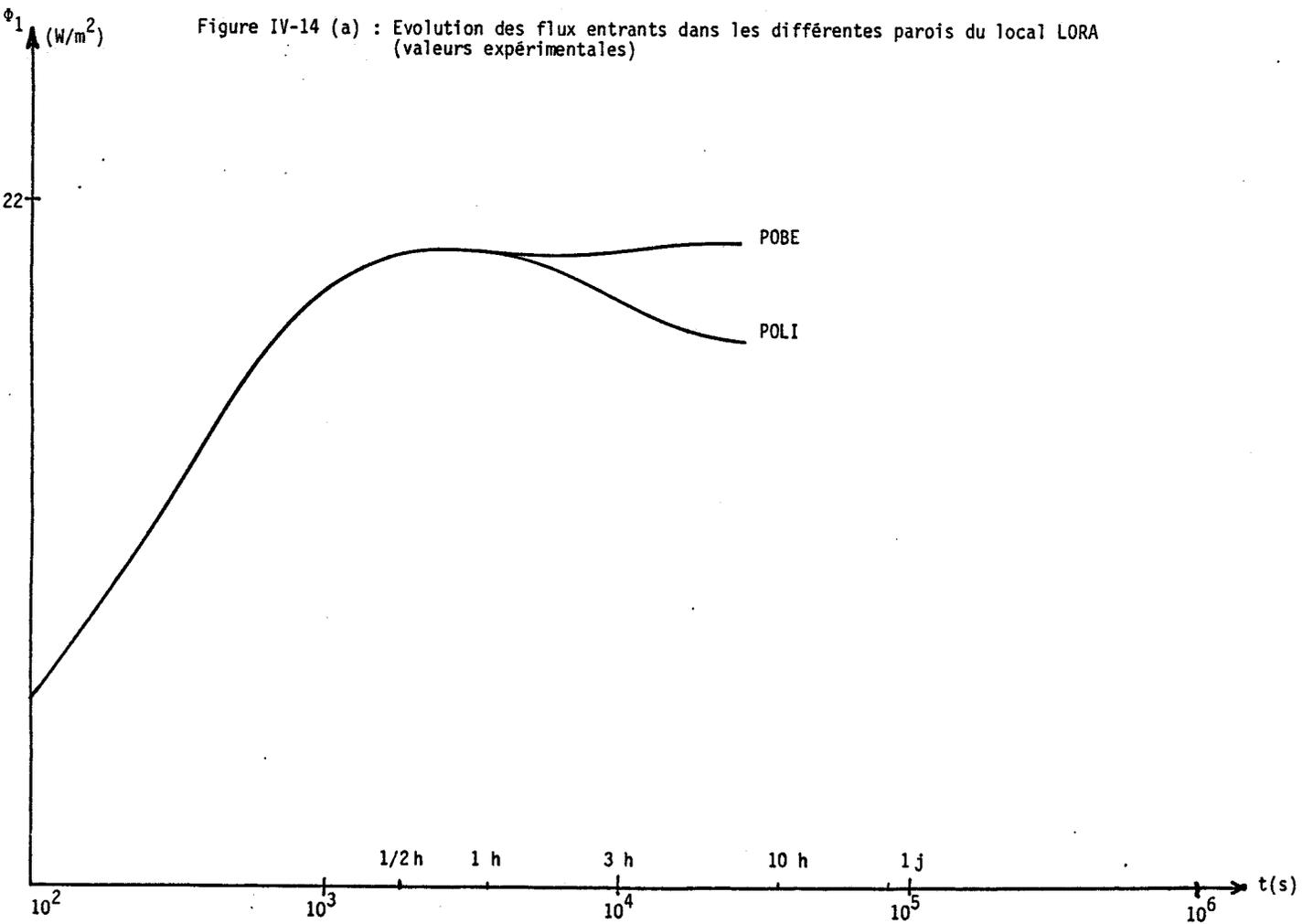
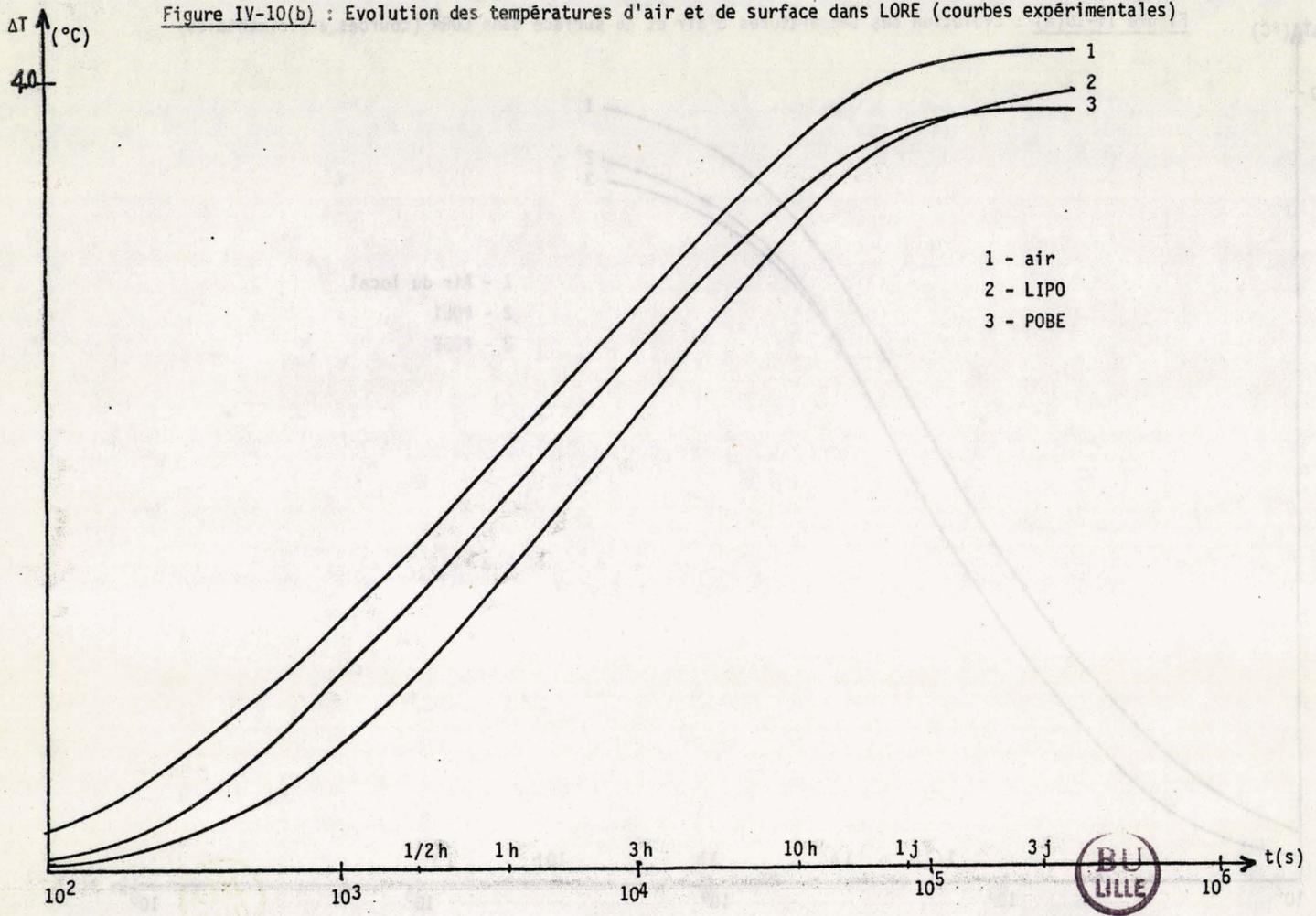


Figure IV-10(b) : Evolution des températures d'air et de surface dans LORE (courbes expérimentales)



Φ_1 (W/m^2)
55

Figure IV-14 (b) : Evolution des flux entrants dans les différentes parois du local LORE (valeurs expérimentales)

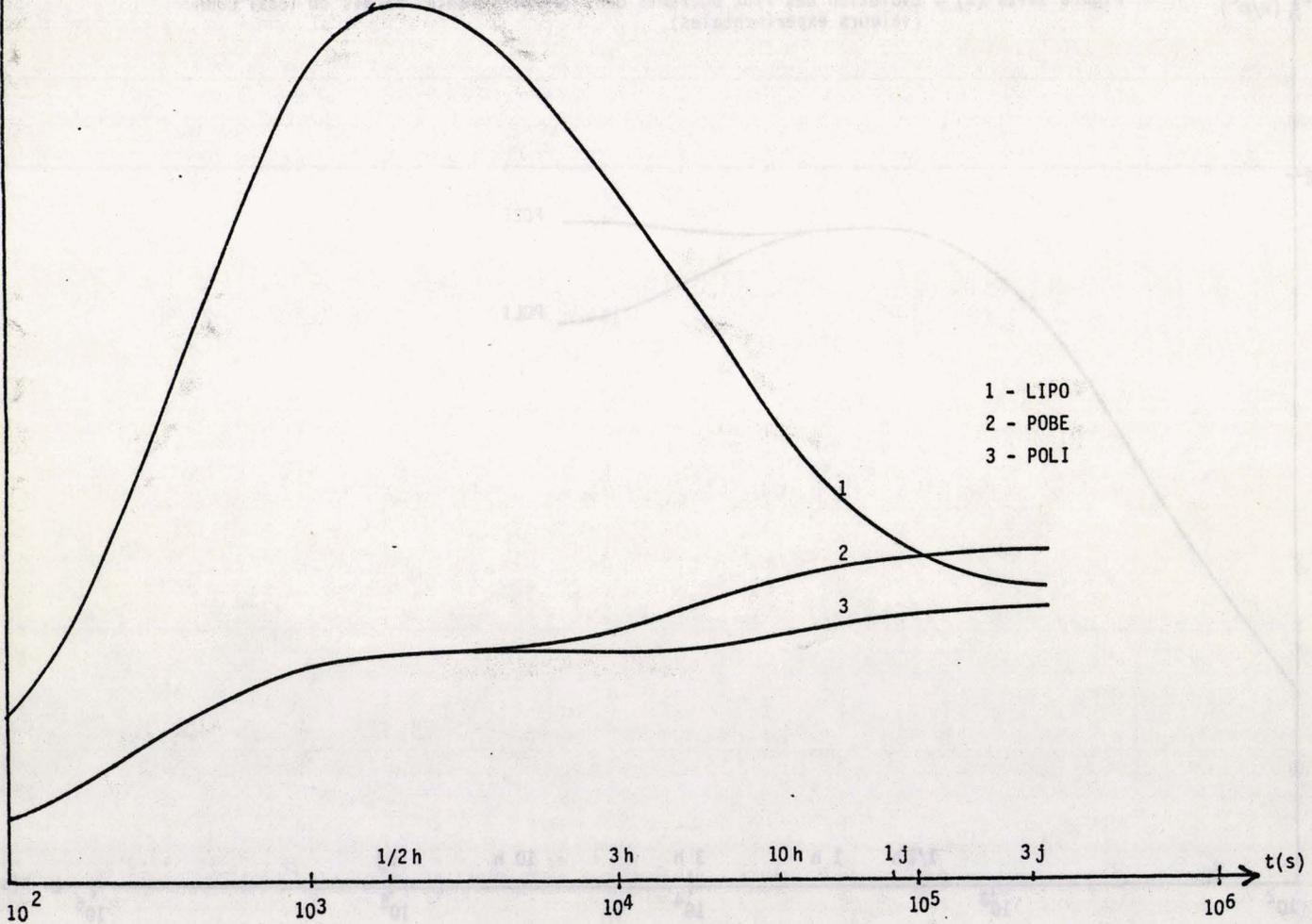


Figure IV-10(c) : Evolution des températures d'air et de surface dans LORI (courbes expérimentales)

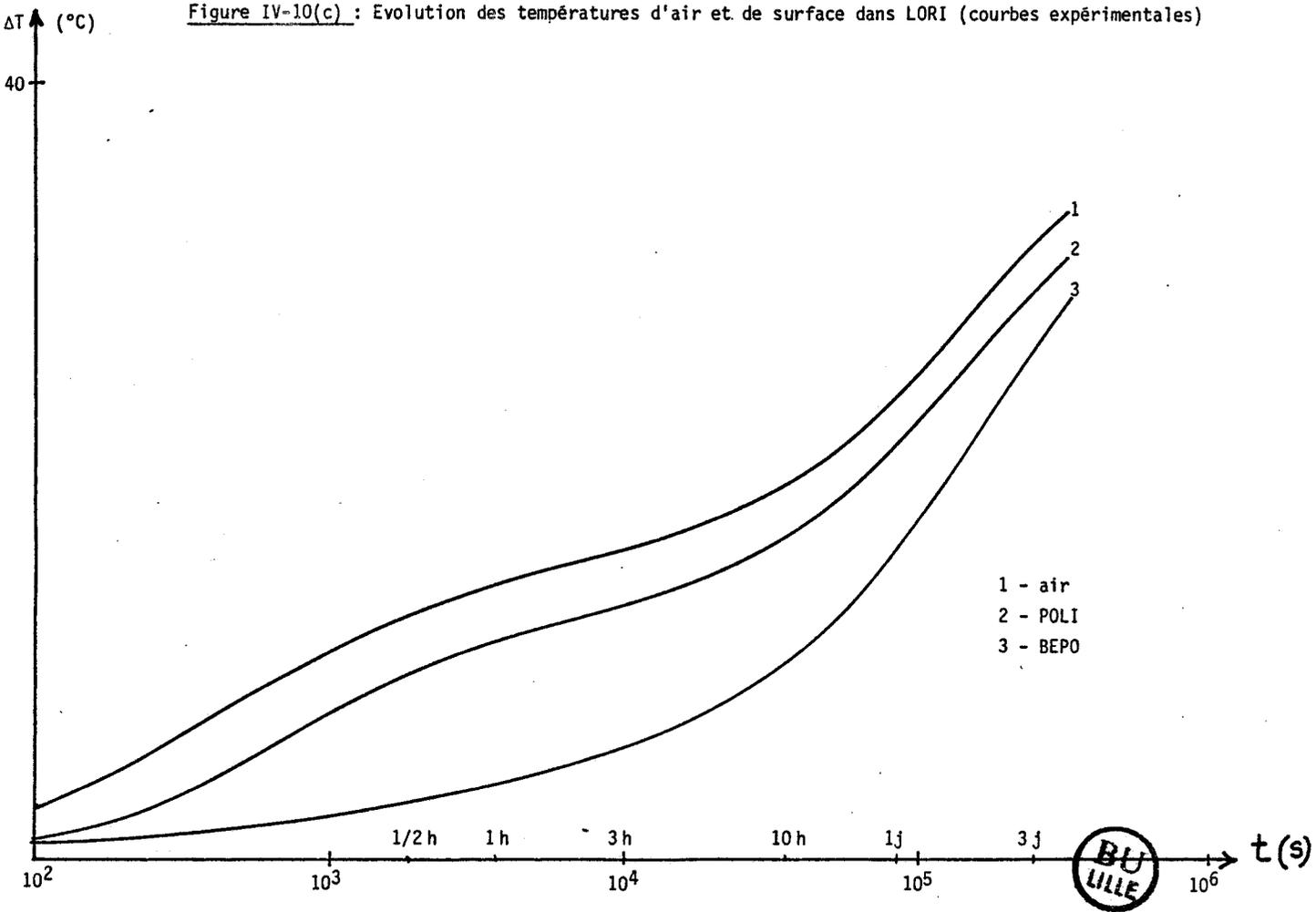


Figure IV-14 (c) : Evolution des flux entrants dans les différentes parois du local LORI (courbes expérimentales)

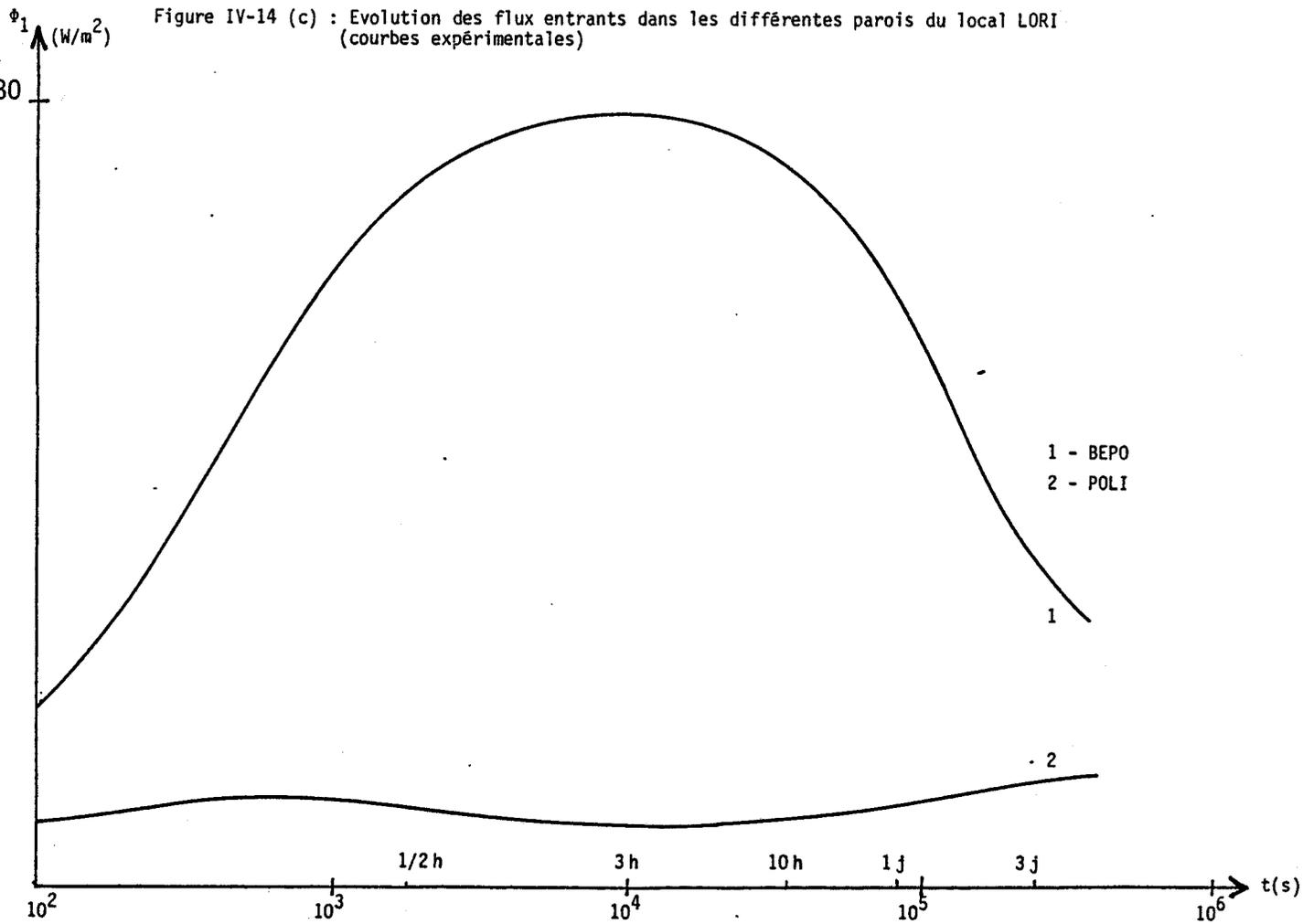


Figure IV-10(d) : Evolution des températures d'air et de surface dans LORO (valeurs expérimentales)

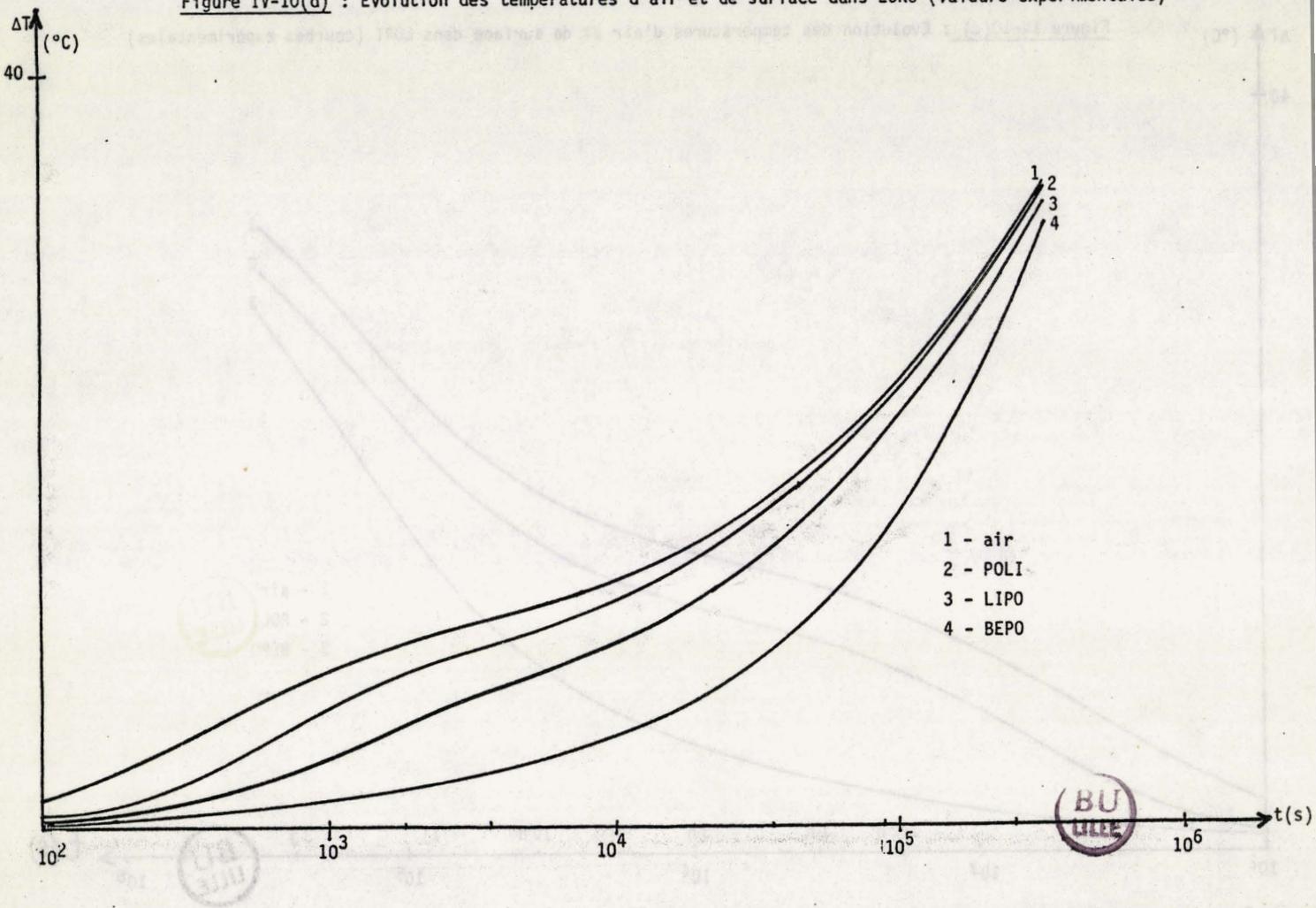


Figure IV-14 (d) : Evolution des flux entrants dans les différentes parois du local LORO. (courbes expérimentales)

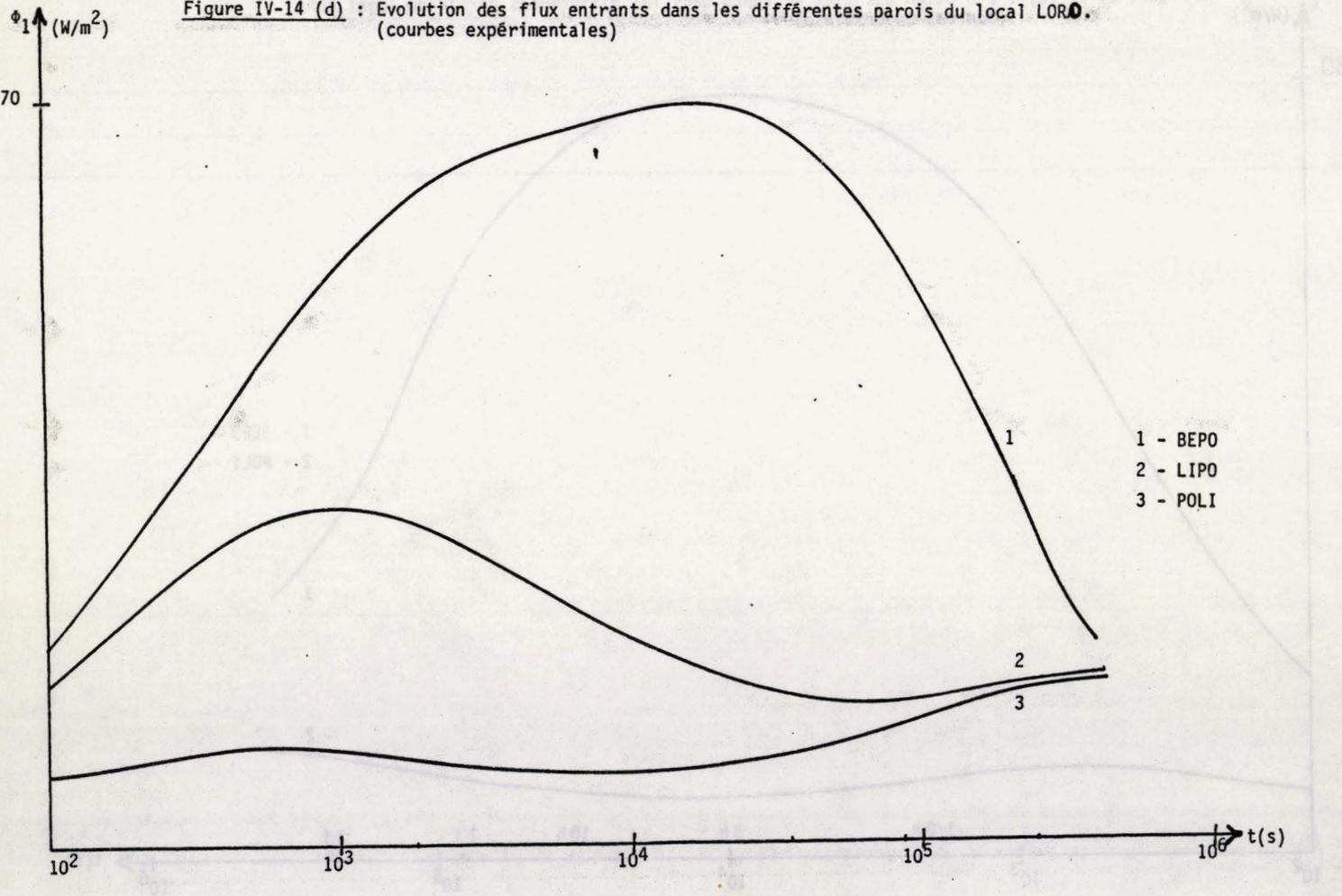


Figure IV-10 (e) : Evolution temporelle des températures d'air et de surface dans LOPA
(valeurs expérimentales)

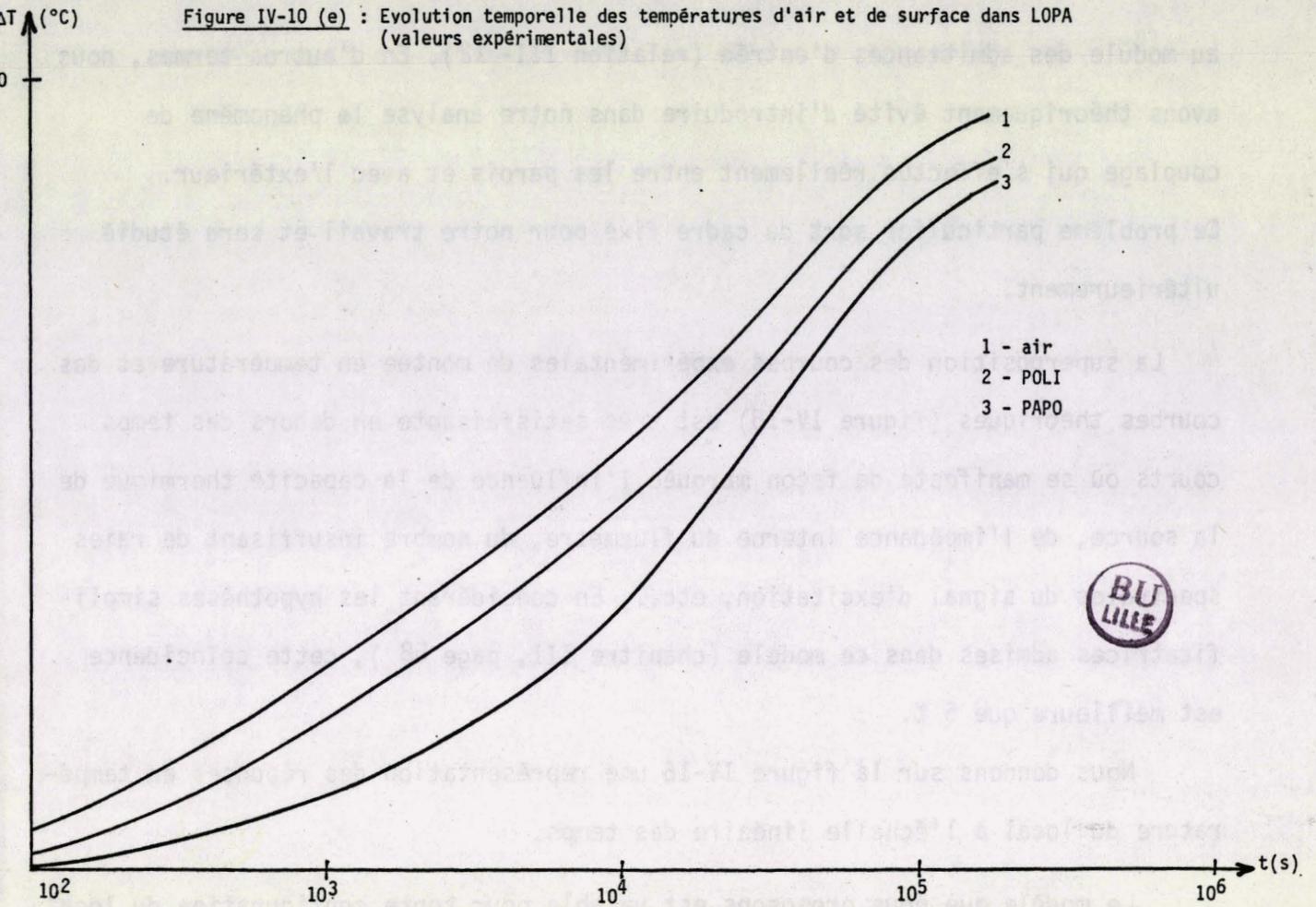
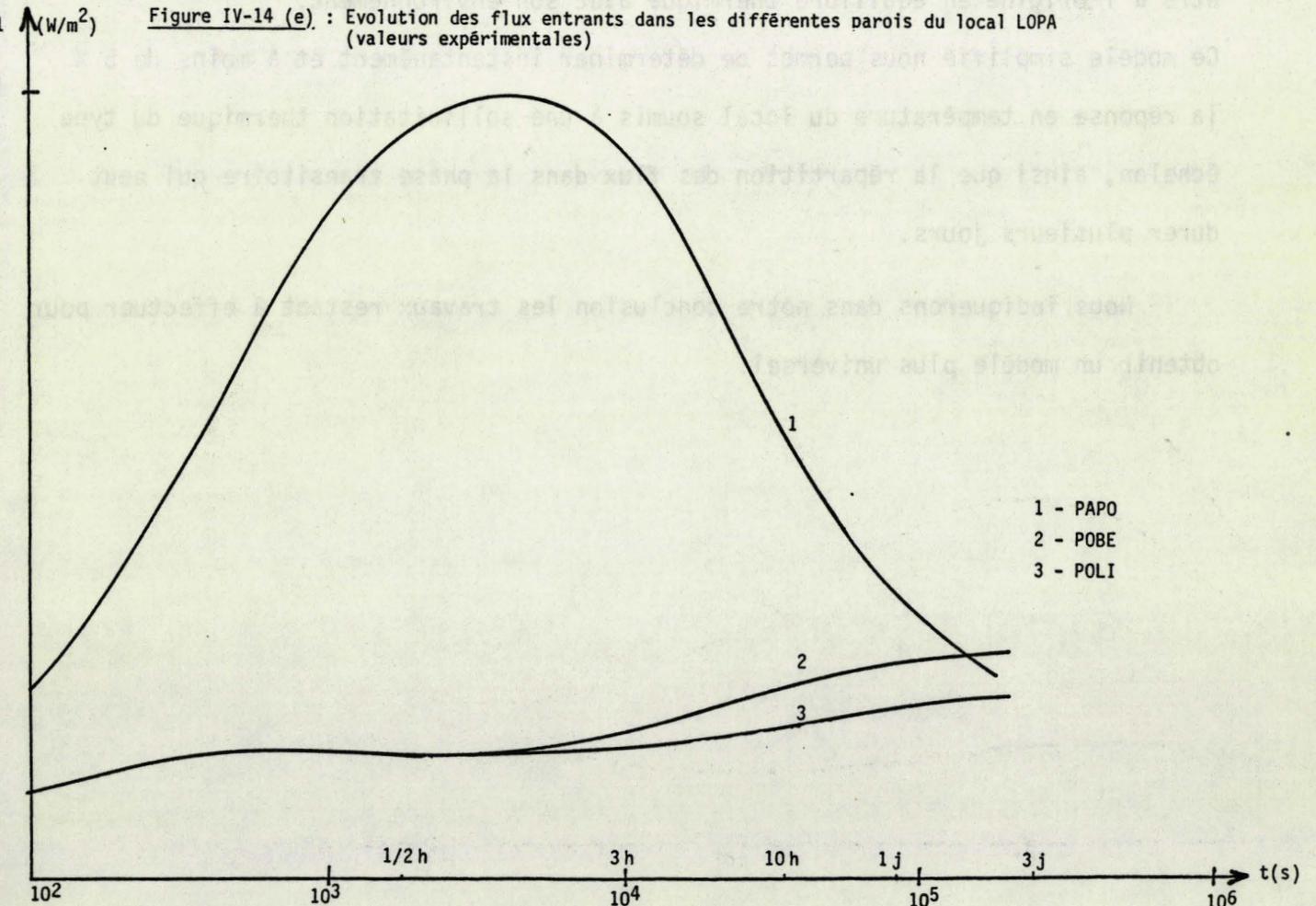


Figure IV-14 (e) : Evolution des flux entrants dans les différentes parois du local LOPA
(valeurs expérimentales)



au module des admittances d'entrée (relation III- 12). En d'autres termes, nous avons théoriquement évité d'introduire dans notre analyse le phénomène de couplage qui s'effectue réellement entre les parois et avec l'extérieur. Ce problème particulier sort du cadre fixé pour notre travail et sera étudié ultérieurement.

La superposition des courbes expérimentales de montée en température et des courbes théoriques (figure IV-15) est très satisfaisante en dehors des temps courts où se manifeste de façon marquée l'influence de la capacité thermique de la source, de l'impédance interne du fluxmètre, du nombre insuffisant de raies spectrales du signal d'excitation, etc... En considérant les hypothèses simplificatrices admises dans ce modèle (chapitre III, page 58), cette coïncidence est meilleure que 5 %.

Nous donnons sur la figure IV-16 une représentation des réponses en température du local à l'échelle linéaire des temps.

Le modèle que nous proposons est valable pour toute configuration du local si l'on accepte les hypothèses simplificatrices, en particulier ce local doit être à l'origine en équilibre thermique avec son environnement.

Ce modèle simplifié nous permet de déterminer instantanément et à moins de 5 % la réponse en température du local soumis à une sollicitation thermique du type échelon, ainsi que la répartition des flux dans la phase transitoire qui peut durer plusieurs jours.

Nous indiquerons dans notre conclusion les travaux restant à effectuer pour obtenir un modèle plus universel.

Figure IV-15 : Comparaison des réponses théoriques (pointillé) et expérimentales (trait plein) en température du local pour différentes configurations.

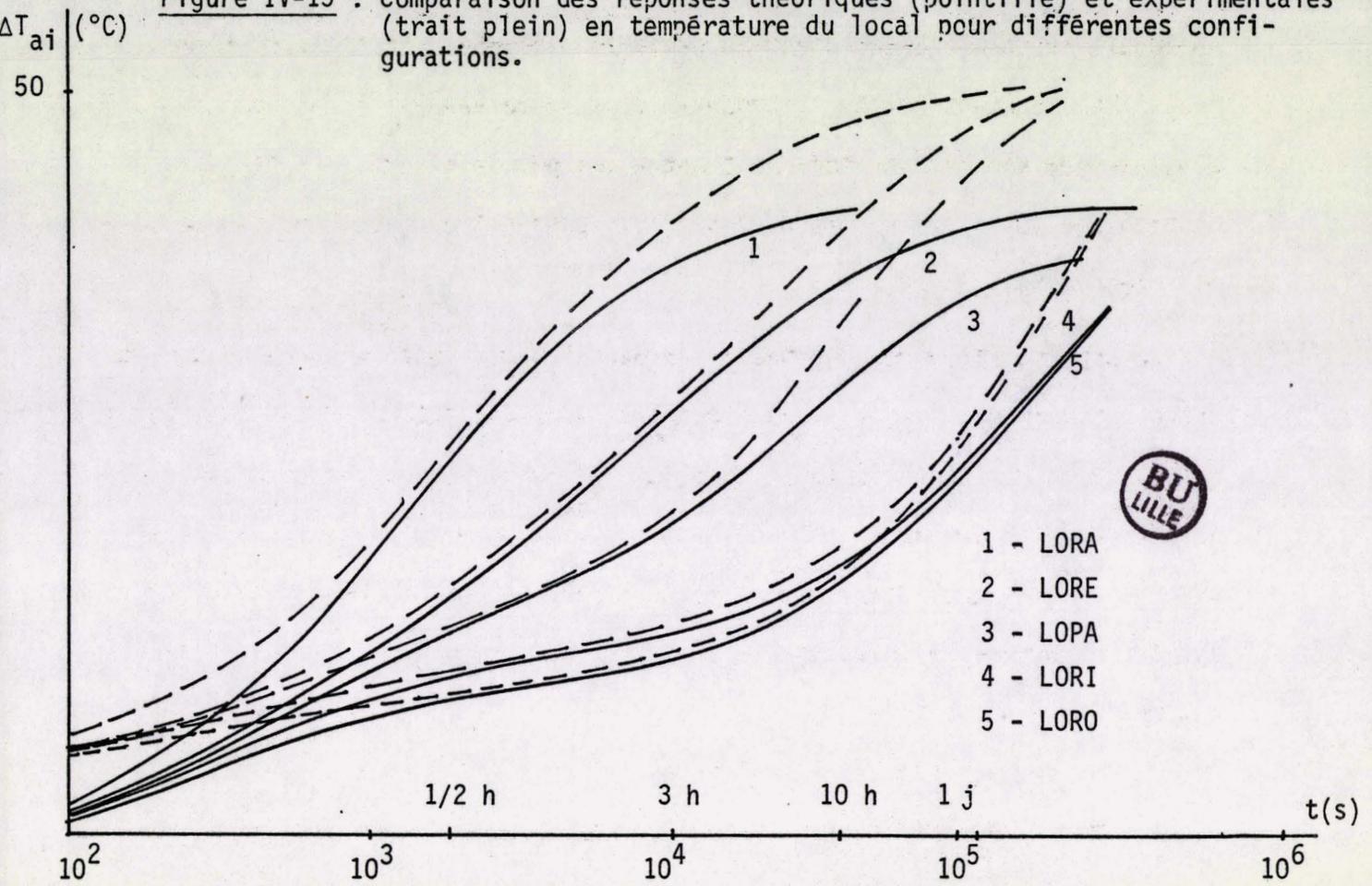
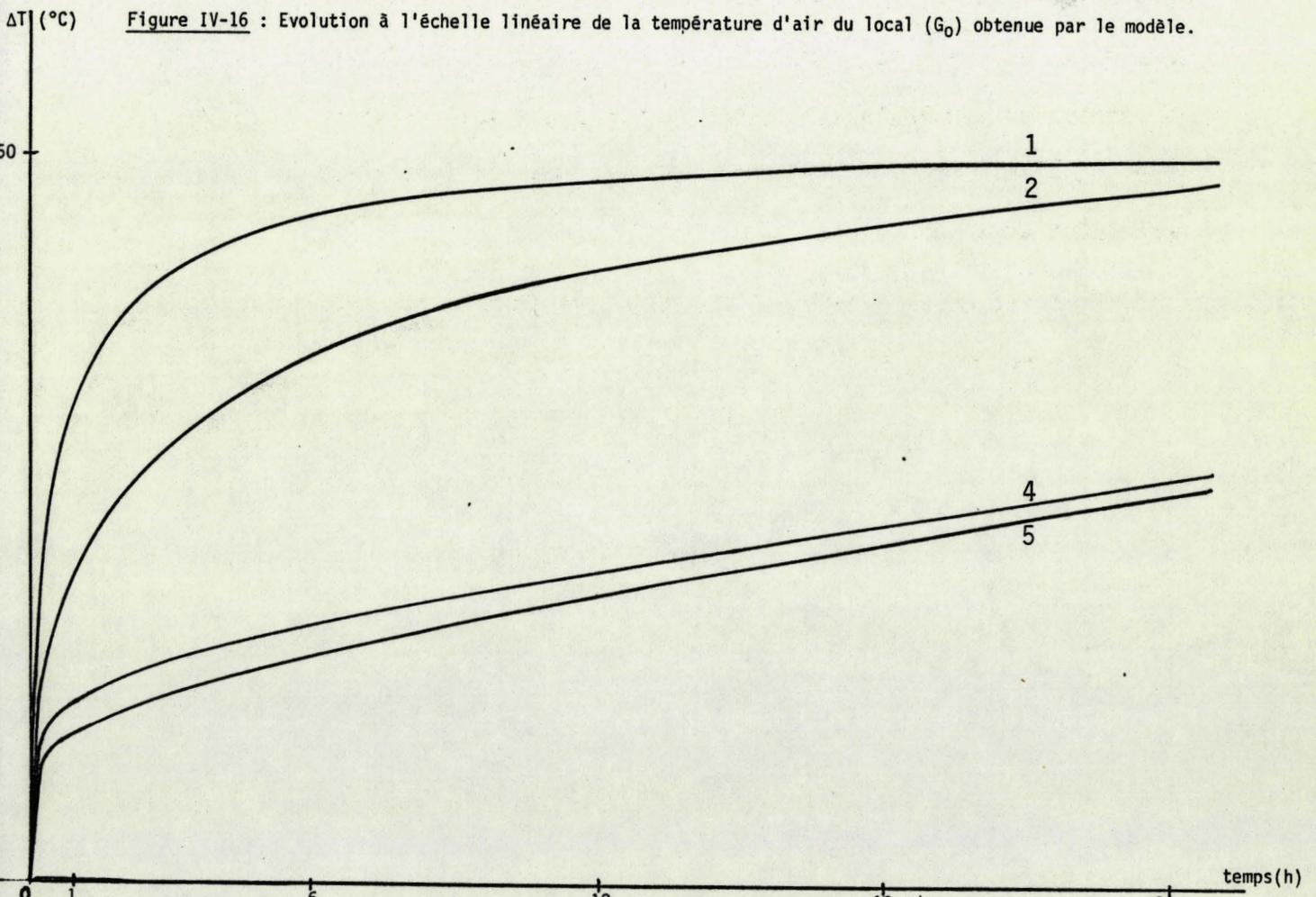


Figure IV-16 : Evolution à l'échelle linéaire de la température d'air du local (G_0) obtenue par le modèle.



V-1- INFLUENCE DE L'INERTIE DU LOCAL

V-1-1- ETUDE EXPERIMENTALE D'UN LOCAL A MOYENNE INERTIE

Nous étudions une configuration de local à inertie plus importante que les structures LORA, LORE, LORI, LORO, déjà étudié même $G_0 = 1,1$. Cette structure est appelée LOMA, elle a pour configuration :

paroi A = Béton (22 cm) (sans isolant)

paroi B = Bois aggloméré (7 cm) (sans isolant)

paroi C = béton (33 cm) + terre plein (sans isolant)

La dernière paroi latérale ainsi que le plancher et le plafond sont isolés. Cette configuration que nous désignons par LOMA admet un coefficient moyen $G_3 \# 6,90 \text{ W/m}^3\text{C}$.

Nous donnons figure V-1 la répartition des flux dans les différentes parois du local pour l'échelon de puissance thermique standard P_0 fourni par la source utilisée. Nous comparons ces flux à ceux de la configuration LORO. Nous remarquons que les flux entrants dans le béton sont inférieurs à ceux de LORO et aussi les flux entrants dans l'aggloméré. Ceci est évident puisque la puissance fournie P_0 est constante.

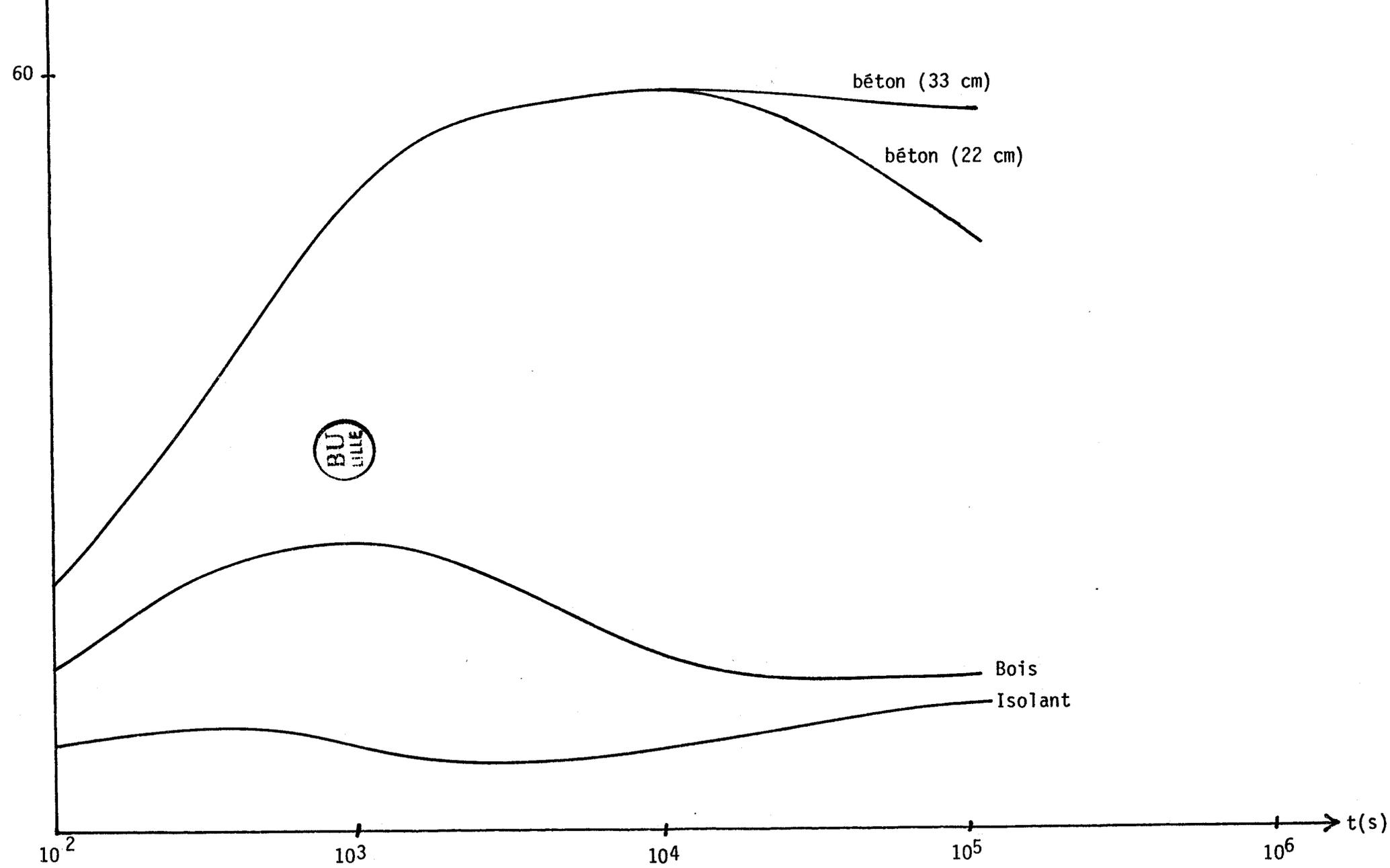
Les répartitions énergétiques pour les deux types de configurations sont schématisées par les courbes de la figure V-1.

Le mécanisme d'évolution de la température est celui déjà décrit pour la configuration LORO en particulier une montée lente en température liée à l'effusivité du premier matériau (béton = 33 % de surface totale des parois du local). Ce mécanisme d'effusivité dure plusieurs heures.

Nous montrons page 127 les influences arrêt et reprise de chauffage de cette importante inertie sur le comportement thermique général du local.

Le modèle thermique défini et établi au chapitre III rend compte des mécanismes décrits ci-dessus. Les courbes expérimentale et théorique de température du

Φ_1 (W/m²) Figure V-1 : Evolution des flux entrants dans les différentes parois de la configuration LOMA
(courbes expérimentales)



-121-

local (figure V-2) sont superposables à mieux de 5 %. A titre indicatif, nous donnons théoriquement sur cette même figure la montée en température d'un local LOVA qui aurait toutes les parois latérales en béton (22 cm) avec le plancher et le plafond isolés.

V-1-2- ETUDE EXPERIMENTALE DE L'INFLUENCE D'UN ISOLANT DE FAIBLE EPAISSEUR SUR UNE PAROI LOURDE A FORTE INERTIE

Dans cette partie, nous souhaitons montrer l'influence d'un isolant de bonne qualité et de faible épaisseur sur le comportement thermique (régimes transitoires) d'une paroi standard à forte inertie et d'un local où il existe cette paroi.

Le local expérimenté de volume moyen V_0 est représenté figure IV-1.

Nous avons utilisé un isolant (polystyrène extrudé) de 6 mm d'épaisseur sur une paroi béton (22 cm). Les caractéristiques thermophysiques de l'isolant (6 mm) sont données tableau I, page 8.

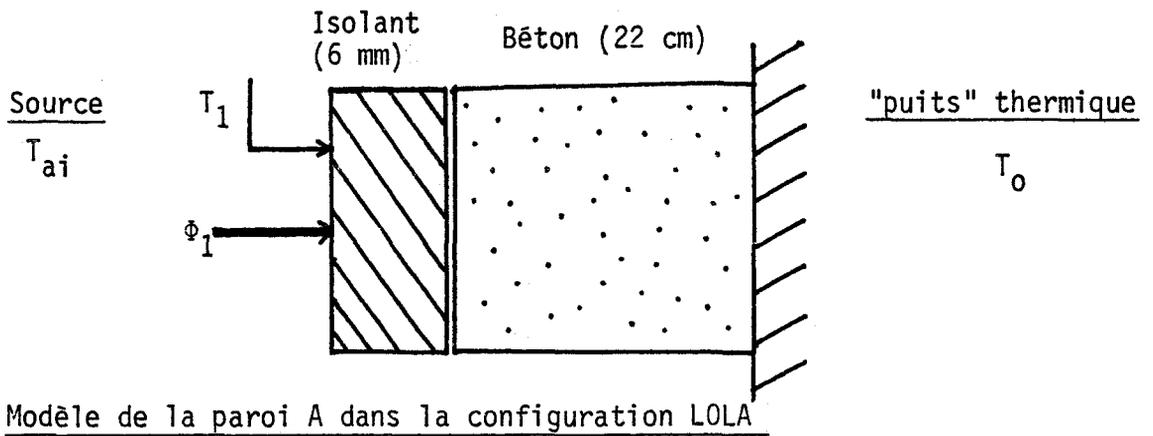
Rappelons que dans cette expérimentation les autres parois du local sont isolées de l'intérieur.

Pour une raison de commodité, nous appellerons cette configuration du local, la configuration LOLA.

Le local ainsi structuré présente un coefficient moyen de perte volumique G_1
 $G_1 \# 2,30 \text{ W/m}^3\text{C}$.

En l'absence d'isolant sur la paroi standard béton, nous appellerons configuration LODA la configuration du local. Cette dernière configuration admet un coefficient moyen de perte volumique $G_2 \# 4,70 \text{ W/m}^3\text{C}$.

Les mesures des grandeurs thermiques que nous effectuons sont les flux entrants Φ_{1j} , les températures moyennes d'air (intérieur T_{ai} et extérieur T_o) et les températures de surface T_{1j} des différentes parois.



Un échelon de puissance thermique P_0 est fourni au local dans les conditions définies page 85.

En présence de l'isolant 6 mm, le flux entrant dans la paroi A est plus faible et évolue moins vite que dans le cas où cette paroi n'était pas isolée (figure V-3) et ceci est mis en évidence par le tracé des courbes de réponses expérimentales et théoriques de la paroi standard avec et sans isolant (figure V-4). On remarque que ces courbes sont parallèles en dehors des temps courts. Ce parallélisme est dû en fait à la résistance thermique de l'isolant. L'effet est spectaculaire au niveau de la paroi standard.

Le régime d'effusivité du béton paroi A dans LODA dure pratiquement 2 heures et la réponse en température est alors faible. Par contre, la phase d'effusivité de l'isolant paroi A dans LOLA ne dure que quelques minutes et l'on a alors une réponse forte. Durant la première heure l'influence reste très importante.

Les courbes de montée en température du local sont données sur la figure V-5. Ces courbes mettent en évidence en régime d'effusivité l'influence très nette du premier matériau béton ou isolant. Le tableau XIII résume les montées en température du local pour différents instants choisis (30 mns, 1 h, 3 h et 1 jour). L'évolution de la température est facilitée par la présence de l'isolant. Cette isolation permet d'élever la température de 7 à 8°C en plus dès la première demi-heure de chauffage. Toutefois, l'influence reste relativement assez faible car toutes les autres parois sont isolées.

Figure V-2 : Evolution de la température du local pour les configurations LOMA (courbes 1) et LOVA (courbe 2)

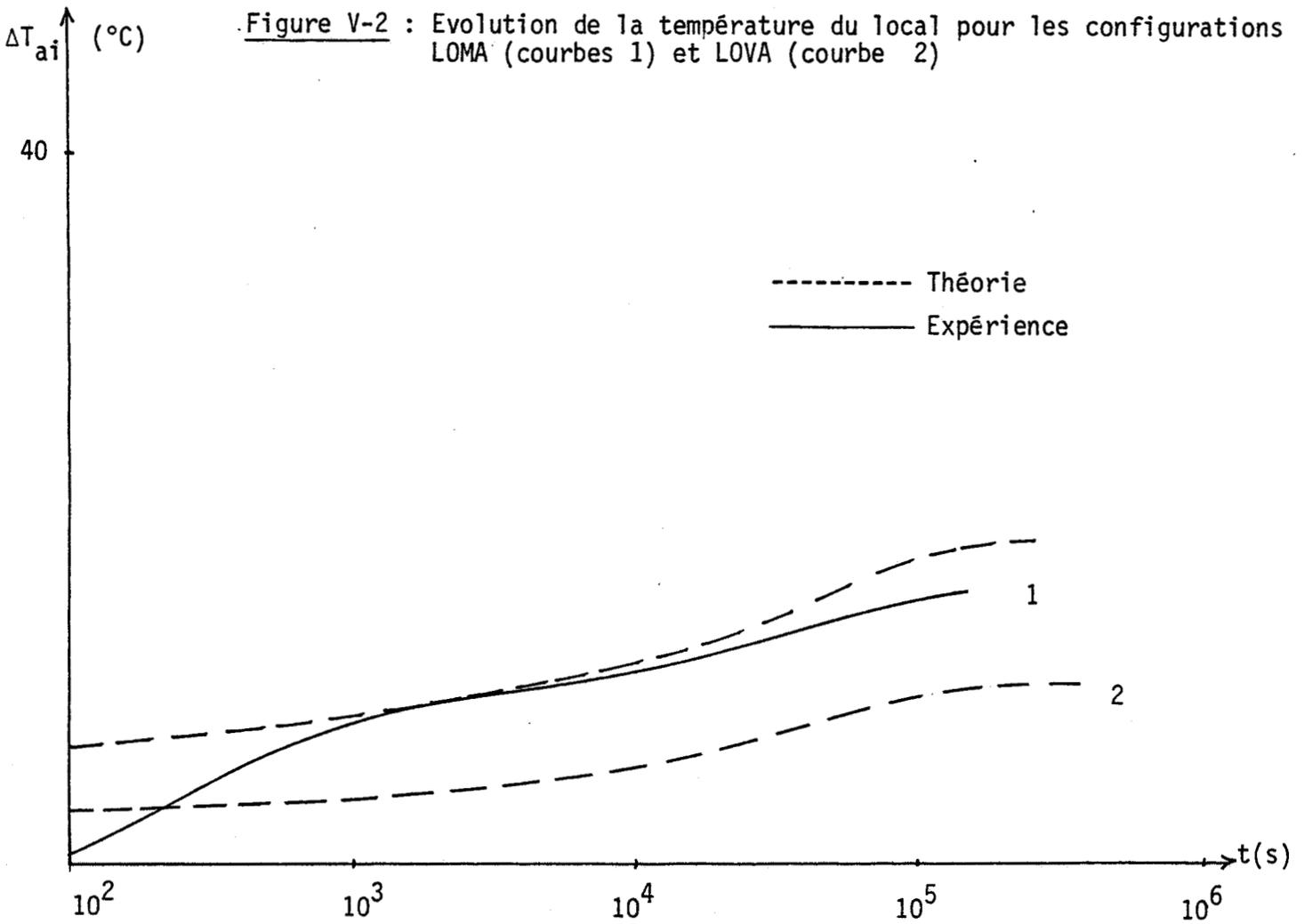


Figure V-4 : Variation de l'impédance d'entrée d'une paroi lourde (béton 22 cm) isolée par 6 mm de polystyrène (courbes 1) et non isolée (courbes 2)

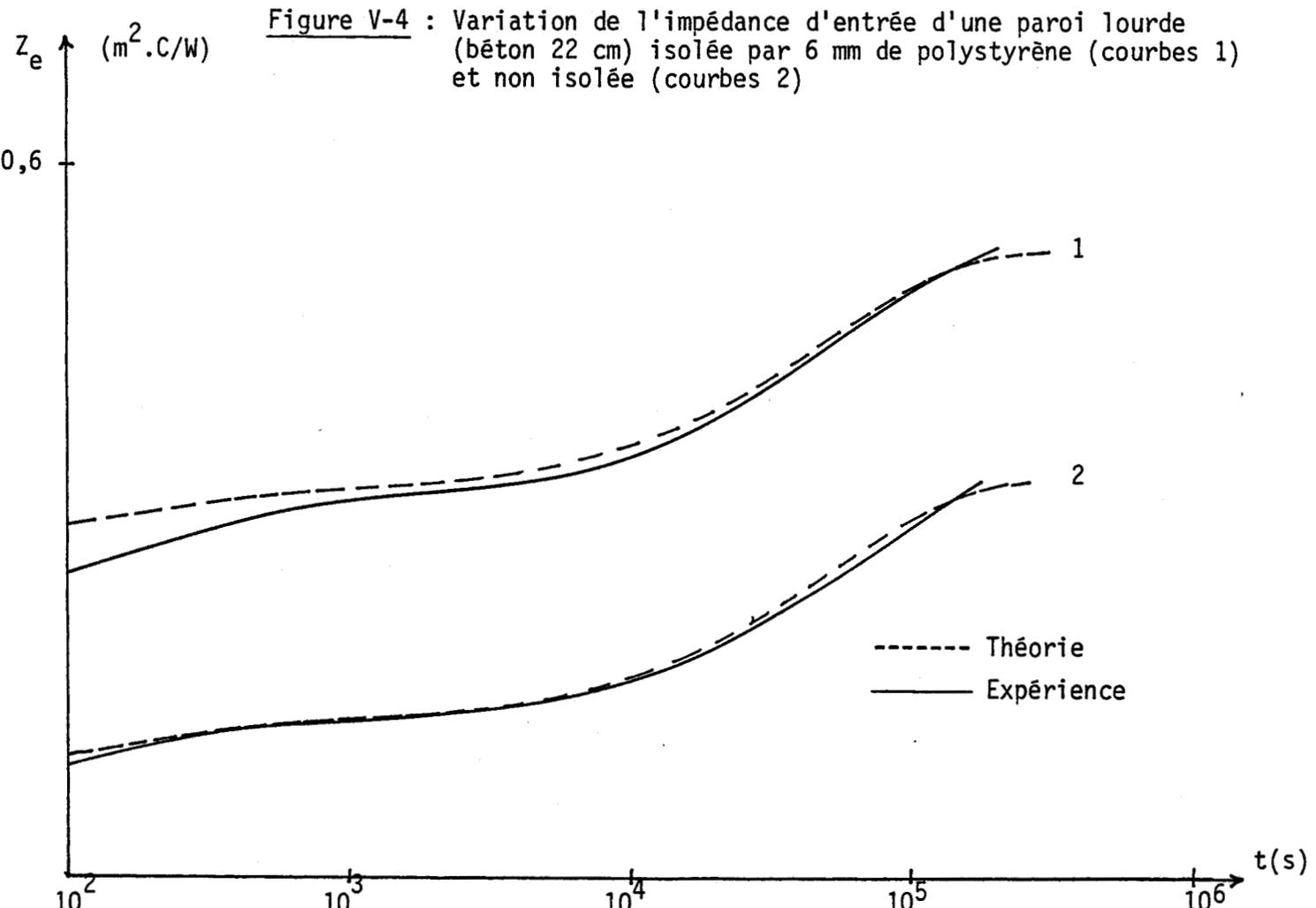


Figure V-3 : Evolution des flux entrants dans la paroi A

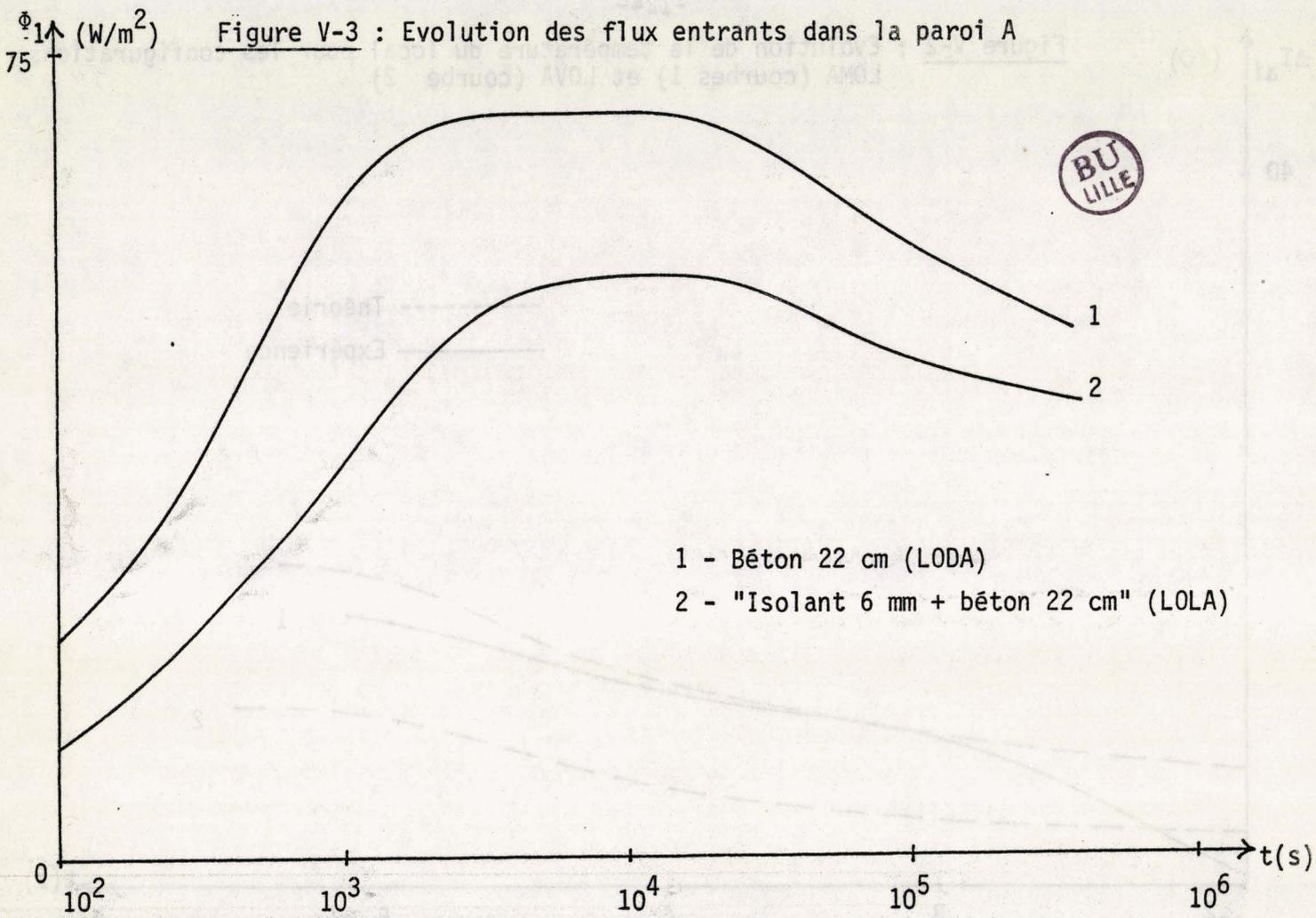
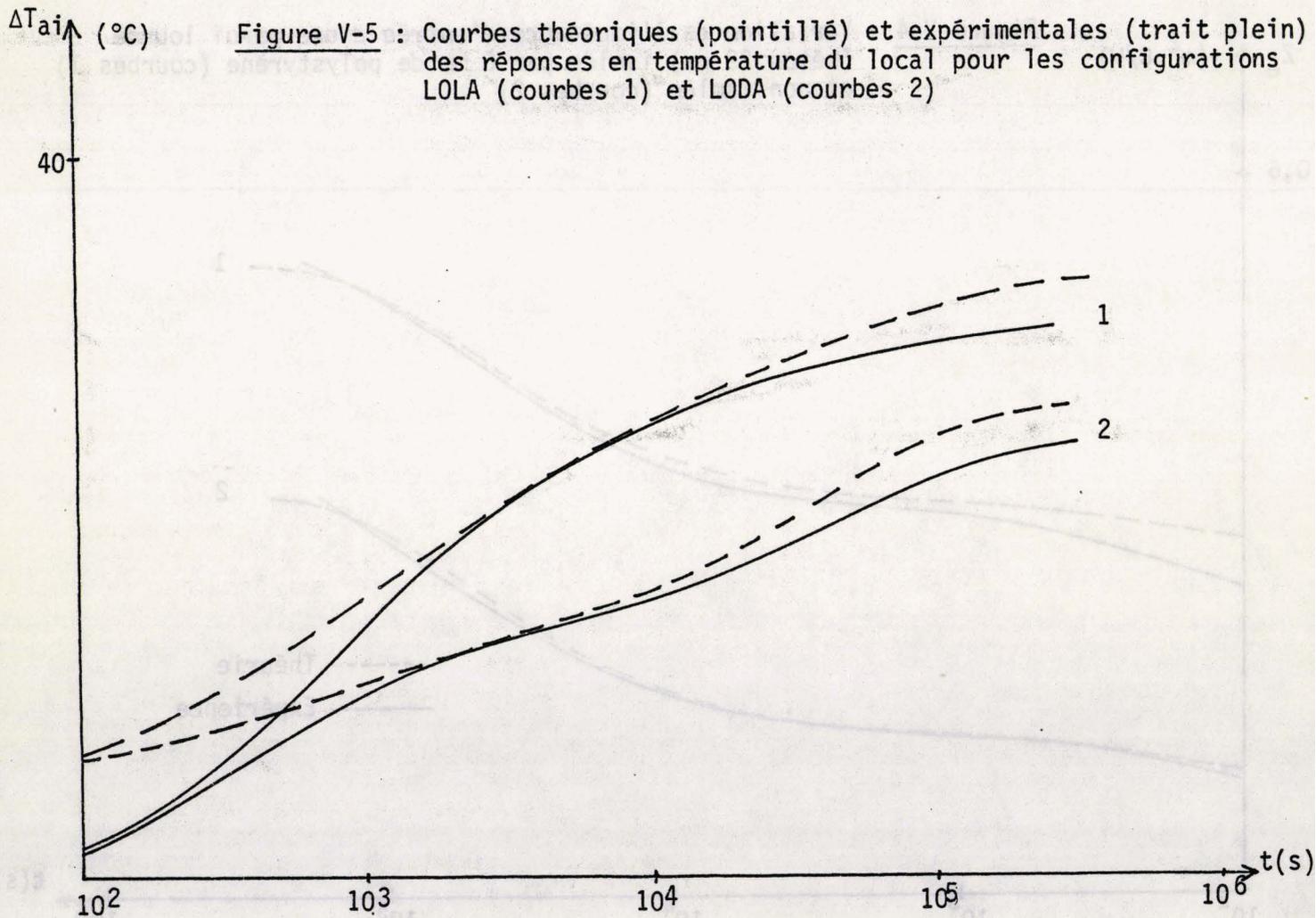


Figure V-5 : Courbes théoriques (pointillé) et expérimentales (trait plein) des réponses en température du local pour les configurations LOLA (courbes 1) et LODA (courbes 2)



Il est évident qu'avec plusieurs parois latérales à forte inertie recouvertes d'un isolant de faible épaisseur, l'effet est spectaculaire, de 0 à 1 h, puisque la montée en température est liée à l'effusivité du premier matériau (isolant).

t	Configuration LOLA			Configuration LODA		
	ϕ_A	ϕ_B	ΔT_{ai}	ϕ_A	ϕ_B	ΔT_{ai}
0 h 30	58	12	18,60	90	8,6	12,10
1 h	67	11	22,40	98	8	13,90
3 h	71,5	11,5	25	95	7,50	15,70
1 j	60	12	29,30	85	8	22

Tableau XIII : Comparaison des flux et température d'air des configurations LOLA et LODA.

Dans ce tableau : ϕ_A = flux entrant dans la paroi A,
 ϕ_B = flux moyen entrant dans les autres parois isolées,
 ΔT = gradients de température entre l'air du local et l'air extérieur.

A titre d'application du modèle, nous donnons en pointillé sur la figure V-5, les réponses théoriques de température du local pour les configurations LOLA et LODA et nous montrons que les courbes expérimentales se superposent aux courbes théoriques à moins de 5 %.

Comparaison entre les courbes expérimentales et les courbes théoriques

En somme la comparaison des montées en température du local expérimenté et du modèle est satisfaisante, souvent à mieux de 5%. A titre indicatif, nous donnons figure V-6 les montées en température de deux locaux ayant même plancher et même plafond isolant l'un avec toutes les parois verticales lourdes, l'autre ayant les mêmes parois recouvertes d'isolant 6 mm (cas fréquent de rénovation de locaux où avant de tapisser des murs intérieurs lourds en brique ou en voile béton sont recouverts d'isolant 6 mm du commerce). La confrontation des courbes montées en

température à l'échelle linéaire est spectaculaire durant les premières heures. Il est évident que le confort lié à ce local est lui aussi nettement amélioré. Par ailleurs, la présence d'un isolant en paroi intérieure même ^{de} faible épaisseur joue un rôle très important lors des régulations des locaux, car il favorise les échanges par rayonnement.

V-2- INFLUENCE DES PERTURBATIONS (ARRET ET REPRISE DU CHAUFFAGE) SUR LES BILANS THERMIQUES.

Nous étudions expérimentalement et qualitativement l'influence des arrêts et reprises du chauffage pendant des périodes déterminées sur des structures de local de même coefficient G_0 : LORA, LORE, LORI, LORO.

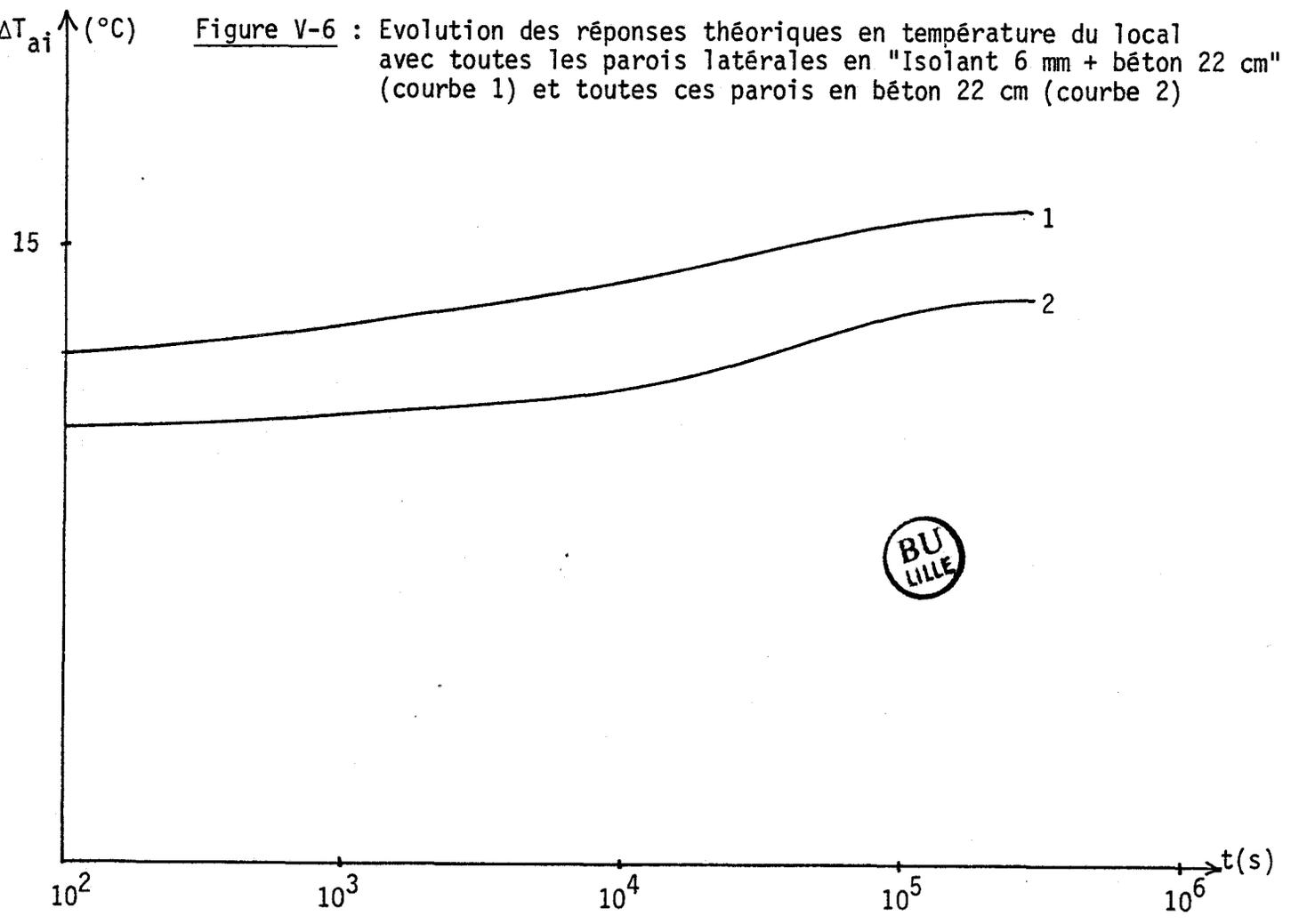
Nous abordons les problèmes de régulation et de consommation d'énergie ainsi que des échanges thermiques entre parois particulièrement pendant l'arrêt du chauffage. Il est bien évident que nos résultats ne peuvent s'interpréter, du moins dans ce travail, que qualitativement. Pour une étude quantitative, il faut une compréhension totale des mécanismes de transferts thermiques (rayonnement entre parois) et des énergies stockées (milieu multicouches à constantes réparties). Nous traitons des régimes liés au premier matériau (phase d'effusivité) et des régimes liés partiellement aux énergies stockées.

Ce domaine de recherche, lié aux conditions initiales, est très important et mérite un travail considérable de modélisation et de comparaison avec des résultats expérimentaux. Nous donnons des indications qualitatives sur les mécanismes de transfert de chaleur et sur les résultats observés.

La méthode utilisée pour étudier l'influence d'une perturbation de la source sur les réponses caractéristiques du local est la suivante :

1) Mise en régime thermique d'un local de la série LOR durant un temps donné (84 h pour le cas I et 1 h 30 pour le cas II) et ceci en l'absence de conditions initiales.

Figure V-6 : Evolution des réponses théoriques en température du local avec toutes les parois latérales en "Isolant 6 mm + béton 22 cm" (courbe 1) et toutes ces parois en béton 22 cm (courbe 2)



2) Arrêt du chauffage et observations des variations de températures d'air, de surface des parois et des variations de flux correspondants.

3) Reprise du chauffage en présence de conditions initiales, observations de l'évolution des grandeurs thermiques.

La perturbation "arrêt-marche" du chauffage peut être périodique de période bien choisie pour simuler les mécanismes de régulation.

Nous décrivons en détail les observations sur deux des configurations et nous indiquons, seulement pour les autres configurations, les modifications importantes constatées.

V-2-1- CONFIGURATION LORE

1) Chauffage : les mécanismes de mise en température du local en l'absence de conditions initiales et la répartition énergétique ont été décrits chapitre IV, page 110.

Rappelons qu'avec des conditions initiales négligeables les flux entrants sont liés en première approximation aux réponses indicelles d'entrée des parois. Le flux transmis à la paroi LIPO est plus important que le flux transmis aux parois isolées. On remarque sur la courbe de flux paroi A isolée une remontée des flux aux temps élevés qui est due à la nature du 2^e matériau constitutif.

Cas I : Supposons qu'un régime pseudo-permanent soit établi (80 heures). Nous donnons les flux entrants figure V-7 et les gradients de températures d'air et de surface des différentes parois figure V-8.

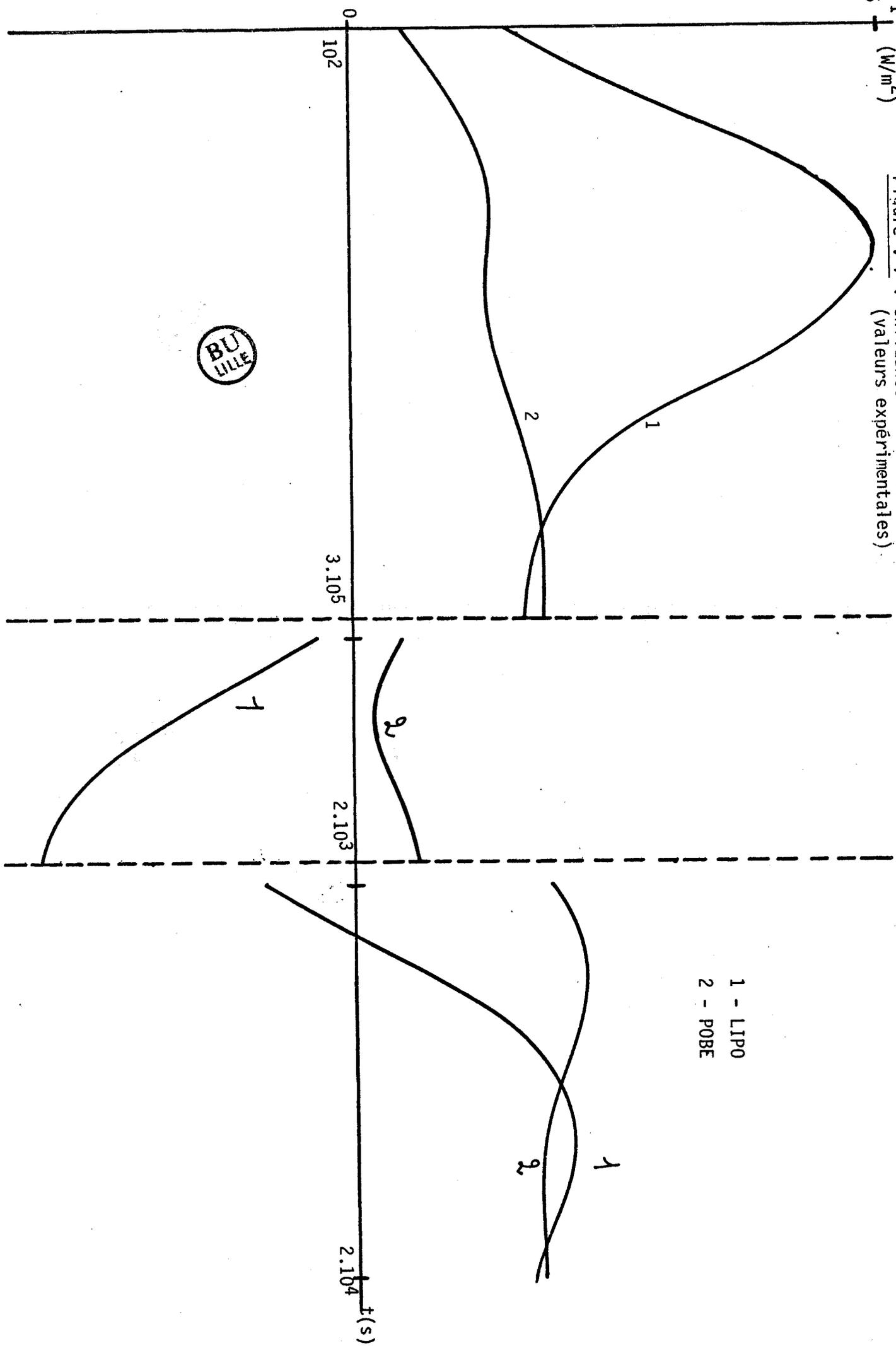
2) Arrêt : Nous effectuons un temps d'arrêt de chauffage de 30 minutes.

La situation de départ est la suivante :

	$T_{ai} - T_0 = 42^\circ\text{C}$	et	$T_0 = 15,80^\circ\text{C}$
Paroi POBE :	$T_A - T_0 = 38^\circ\text{C}$	et	$\phi_A = 20 \text{ W/m}^2$
Paroi LIPO :	$T_B - T_0 = 38,80^\circ\text{C}$	et	$\phi_B = 17,50 \text{ W/m}^2$

55
1
(W/m²)

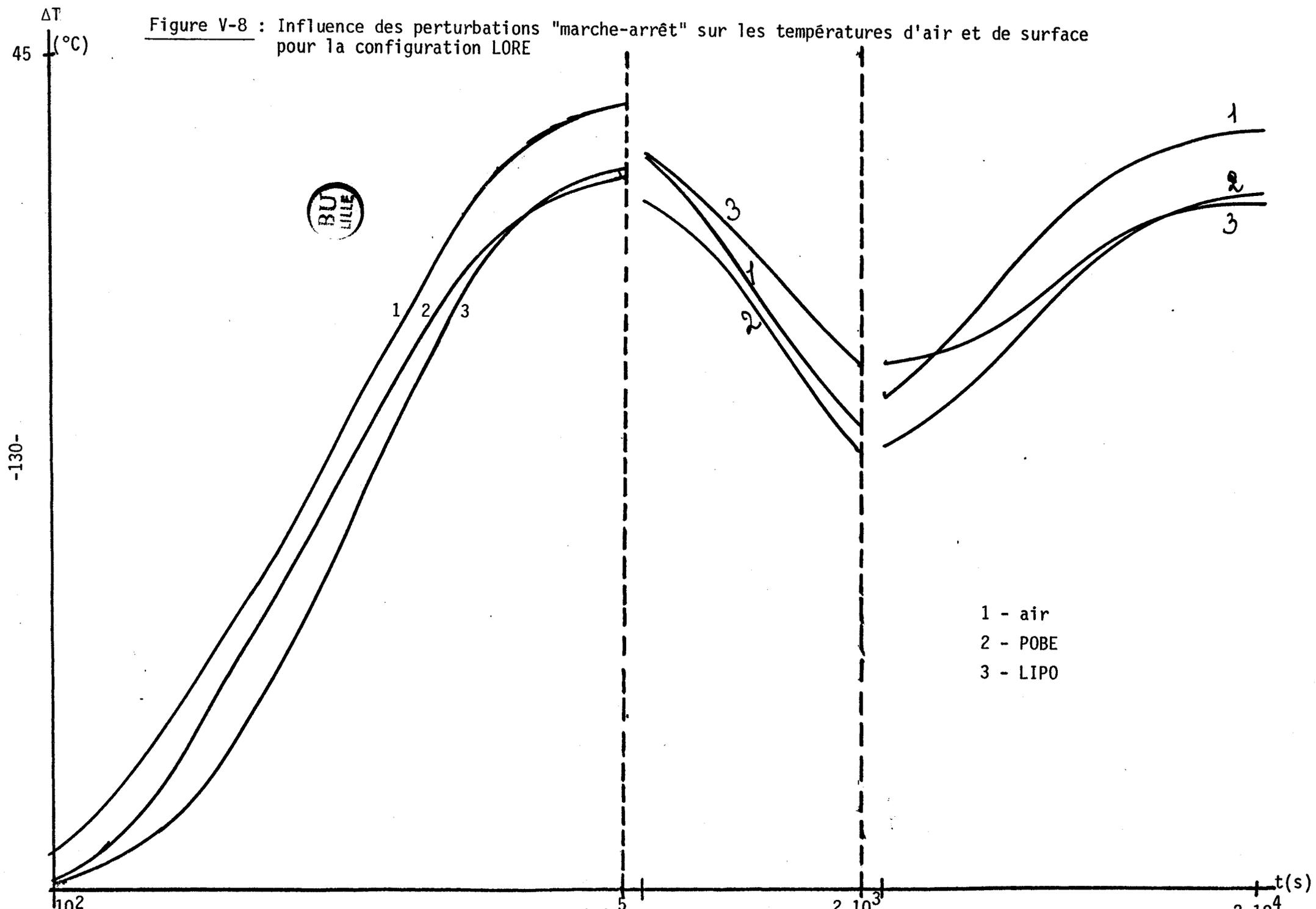
Figure V-7 : Influence des perturbations "marche-arrêt" sur les flux entrants pour la configuration LORÉ (valeurs expérimentales)



1 - LIP0
2 - POBE

t(s)

Figure V-8 : Influence des perturbations "marche-arrêt" sur les températures d'air et de surface pour la configuration LORE



A l'arrêt, la température de l'air intérieur T_{ai} ainsi que les températures de surface diminuent mais celle de la paroi B (LIPO) chute moins vite en raison de l'importante quantité d'énergie stockée dans l'aggloméré (LI) (régime pseudo-permanent obtenu) durant la phase de chauffage.

La différence de température qui s'établit entre T_{ai} et T_B permet à ce matériau de restituer par rayonnement et convection une grande partie de son énergie au local. Cette énergie est répartie dans tous les isolants dont la température est relativement plus faible et permettra en outre une baisse lente de T_{ai} .

On peut dire que l'aggloméré bois joue le rôle de source secondaire. Ce mécanisme est différent de la situation liée à la même configuration LORE après seulement 1 h 30 de chauffage (arrêt en régime transitoire).

3) Reprise du chauffage : A la reprise du chauffage, la situation est la suivante :

Conditions initiales :

$$\begin{array}{ll} T_{ai} - T_0 = 25^\circ\text{C} & ; \quad T_0 = 15,80^\circ\text{C} \\ T_A - T_0 = 23,50^\circ\text{C} & ; \quad \phi_A = 6,50 \text{ W/m}^2 \\ T_B - T_0 = 28,10^\circ\text{C} & ; \quad \phi_B = -32,50 \text{ W/m}^2 \end{array}$$

Les conditions initiales ne sont pas nulles. A la reprise, la température de l'air intérieur T_{ai} ainsi que les températures de surface augmentent. Toutes les parois ont tendance à absorber de l'énergie, mais rappelons que le flux échangé avec l'ambiance est commandé par la différence de température $T_{ai} - T_{\text{paroi}}$.

Comme la durée de la phase d'arrêt (30 minutes) n'était pas suffisante pour permettre à la paroi B (LIPO) de se décharger complètement, l'aggloméré continue pendant 3 minutes environ à fournir de l'énergie en même temps que la source jusqu'à ce que T_{ai} soit égale à T_B . A ce moment là, le flux s'inverse paroi B, $T_{ai} - T_B$ augmente et le flux absorbé par cette paroi évolue dans le même sens.

Le système tend vers le même état d'équilibre (régime pseudo-permanent) que dans le cas du chauffage avec des conditions initiales nulles.

L'examen des courbes nous montre que cet état de régime est atteint beaucoup plus vite dans le cas du chauffage avec conditions initiales non nulles.

Il est important de comparer les pentes de variations des flux parois A et B et de les superposer aux pentes au chauffage initial. Ces pentes sont voisines durant les 10 premières minutes, rappelons qu'elles sont liées majoritairement à l'effusivité du premier matériau de la paroi.

Cas II : arrêt en régime transitoire

Après 1 h 30 de chauffage, nous effectuons un arrêt de 30 minutes, puis nous reprenons le chauffage. Les résultats expérimentaux obtenus en gradients de température sont présentés figure V-12 et en flux entrants sur la figure V-11.

1) Arrêt : la situation est la suivante :

$$T_{ai} - T_0 = 23,50^\circ\text{C} \quad \text{et} \quad T_0 = 14,50^\circ\text{C}$$

$$\text{Paroi POBE} : T_A - T_0 = 21^\circ\text{C} \quad ; \quad \phi_A = 14 \text{ W/m}^2$$

$$\text{Paroi LIPO} : T_B - T_0 = 17,70^\circ\text{C} \quad ; \quad \phi_B = 49,30 \text{ W/m}^2$$

A l'arrêt, les courbes de flux montrent une énergie restituée par les isolants. Elle est absorbée par le bois aggloméré. Les mécanismes de transfert thermique s'inversent après un quart d'heure d'arrêt et il apparaît que l'aggloméré se comporte alors en source secondaire.

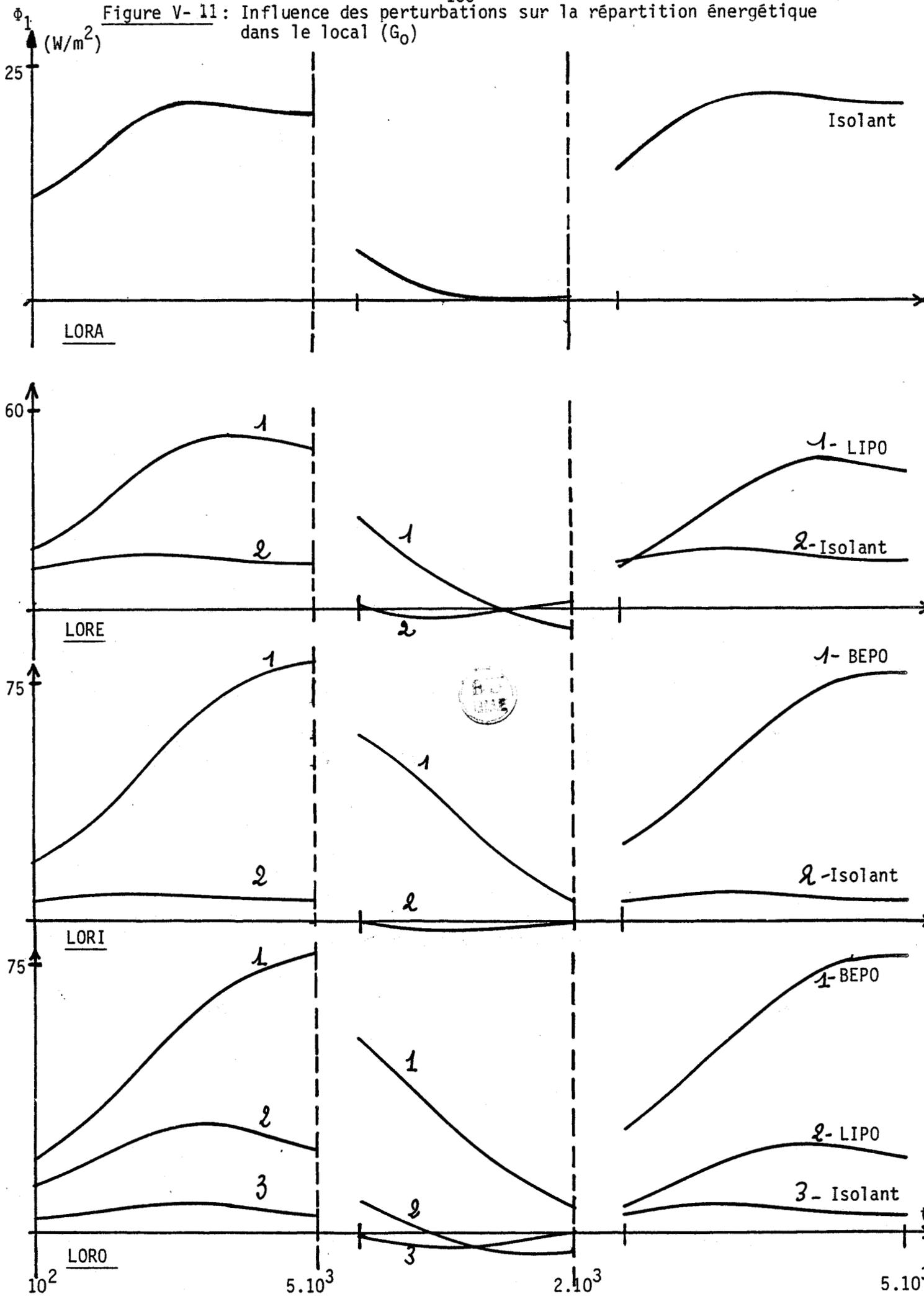
L'énergie qu'il fournit est répartie dans les isolants et chauffe l'air ambiant. Les amplitudes de ces mécanismes sont beaucoup plus faibles que ceux observés cas I.

2) Reprise du chauffage : la situation de départ est la suivante : $T_{ai} - T_0 = 11^\circ\text{C}$

$$T_A - T_0 = 10^\circ\text{C} \quad ; \quad \phi_A = 2 \text{ W/m}^2$$

$$T_B - T_0 = 10,50^\circ\text{C} \quad ; \quad \phi_B = -6 \text{ W/m}^2$$

Figure V-11: Influence des perturbations sur la répartition énergétique dans le local (G₀)



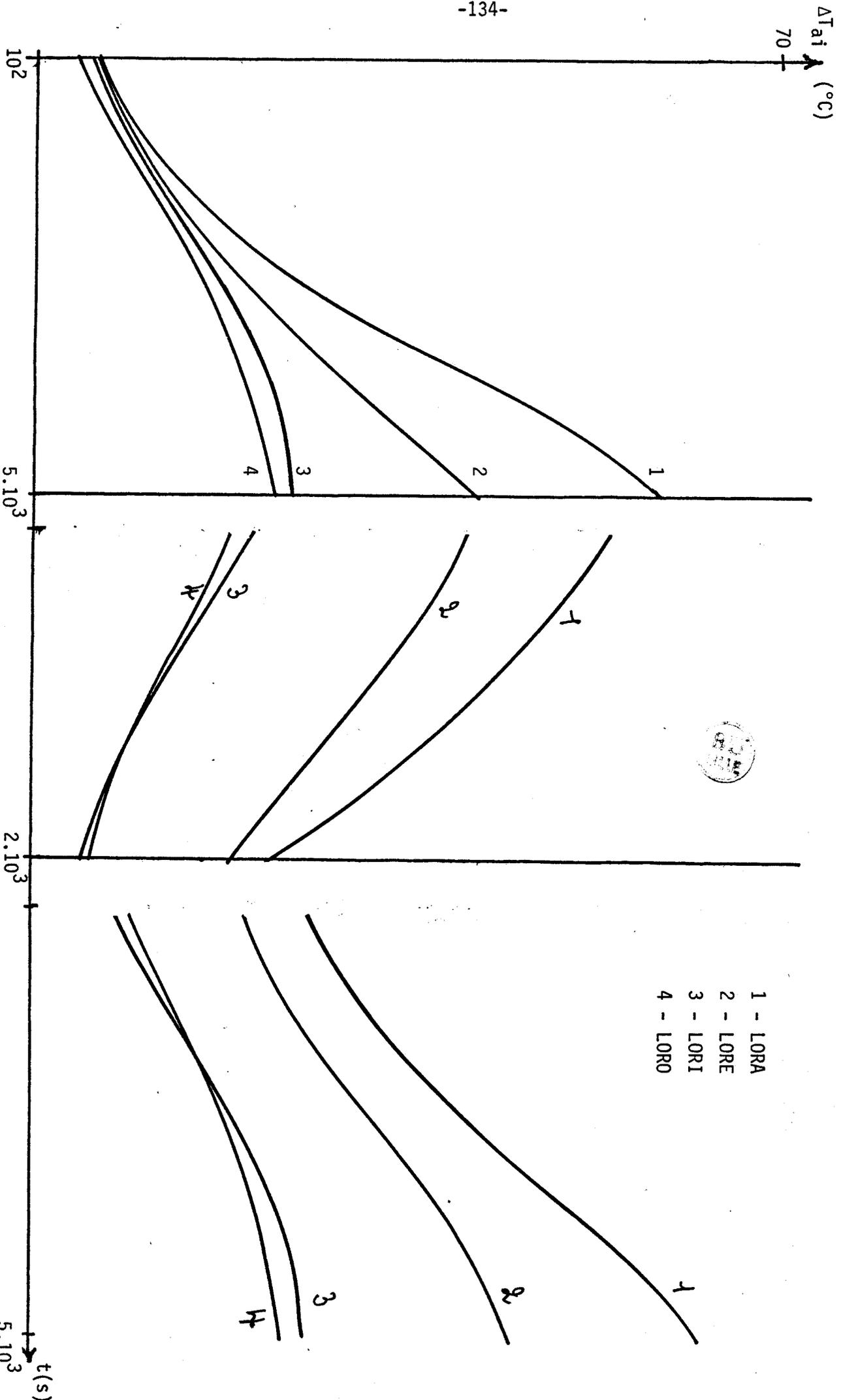


Figure V-12: Influence des perturbations "marche-arrêt" sur la température du local (G_0)

Durant la reprise du chauffage, nous retrouvons les mêmes pentes de variations de flux et de température avec des décalages d'amplitude très différents du cas I (conditions initiales différentes).

V-2-2- CONFIGURATION LORI

1) Chauffage : Un échelon de puissance thermique P_0 est fourni au local dans des conditions initiales nulles. Le mécanisme de transfert de chaleur a été décrit au chapitre IV, page 110.

La répartition énergétique en régime transitoire est liée particulièrement à l'effusivité des premiers matériaux comme le montrent les courbes de flux sur la figure V-9. Le flux entrant dans le béton est important par rapport à celui des isolants et le rapport des flux est pratiquement lié à celui des effusivités des premiers matériaux compte tenu des coefficients d'échange. Les échanges superficiels sont importants paroi béton. En effet, la température de la surface varie peu, le bilan de rayonnement correspond à un important flux entrant et la convection donne un flux entrant élevé.

Cas I : arrêt en régime pseudo-permanent

Nous effectuons un arrêt de chauffage en régime pseudo-permanent.

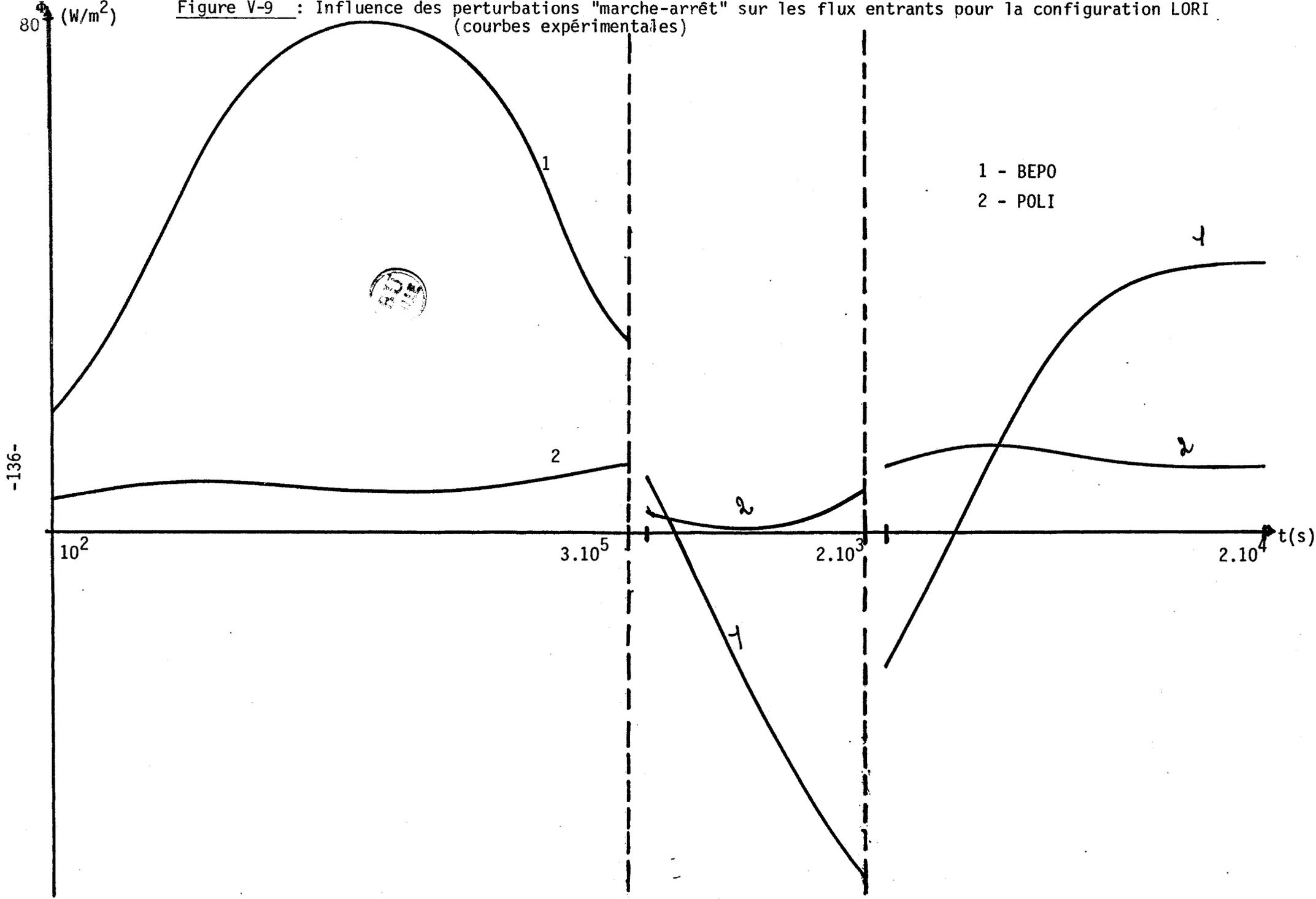
2) Arrêt : la situation à l'arrêt est la suivante :

$$\begin{array}{l} T_{ai} - T_0 = 33,35^\circ\text{C} \quad ; \quad T_0 = 16,50^\circ\text{C} \\ \text{Paroi BEPO} : T_A - T_0 = 28,20^\circ\text{C} \quad ; \quad \phi_A = 84 \text{ W/m}^2 \\ \text{Paroi POLI} : T_B - T_0 = 31,80^\circ\text{C} \quad ; \quad \phi_B = 65,20 \text{ W/m}^2 \end{array}$$

A l'arrêt, le béton se comporte en source secondaire lorsque la température d'air T_{ai} est inférieure à sa température de surface T_A et l'importante énergie qu'il a stockée durant 84 heures de chauffage est commandée par le gradient de températures $T_{ai} - T_A$ (figure V-10).

L'énergie fournie par le béton est répartie dans les autres parois isolées dont la température est faible.

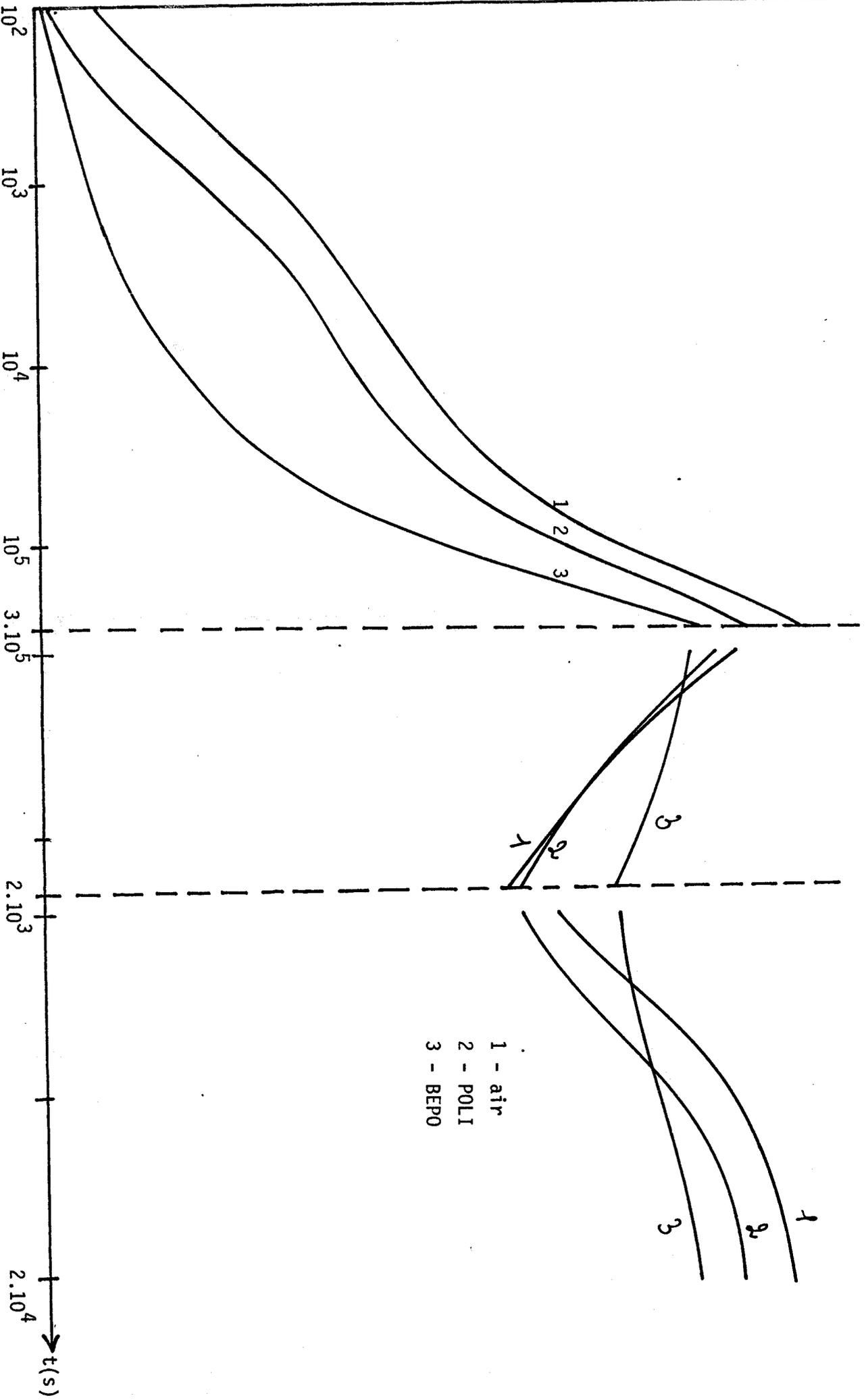
Figure V-9 : Influence des perturbations "marche-arrêt" sur les flux entrants pour la configuration LORI
(courbes expérimentales)



-136-

40 $\Delta T(^{\circ}C)$

Figure V-10 : Influence des perturbations "marche-arrêt" sur la température du local pour la configuration LORI.



3) Reprise du chauffage : la situation de départ est la suivante : $T_{ai} - T_0 = 20,45^\circ\text{C}$

$$\begin{array}{ll} T_A - T_0 = 25,10^\circ\text{C} & ; \quad \phi_A = -53 \text{ W/m}^2 \\ T_B - T_0 = 20,20^\circ\text{C} & ; \quad \phi_B = 6,50 \text{ W/m}^2 \end{array}$$

Il existe des conditions initiales importantes. Les courbes de flux (figure V-9) et de température (figure V-10) montrent que le béton reste plus chaud que l'air ambiant durant les cinq premières minutes et le bilan thermique "flux reçu - flux émis" est négatif. Ceci est lié à l'importante énergie stockée dans le béton. Durant les 20 lères minutes, les pentes de variation des flux entrants restent du même ordre de grandeur que celles observées en "chauffage initial" (phénomène d'effusivité) puis le système évolue rapidement vers le même état d'équilibre du régime pseudo-permanent.

Cas II : Arrêt en régime transitoire

Nous effectuons la même perturbation que précédemment. Soit un arrêt de 30 minutes après 1 h 30 de chauffage avec des conditions de départ négligeables. Nous observons les mécanismes de transfert thermique et nous interprétons les résultats obtenus. Les flux entrants sont présentés figure V-11 et les températures figure V-12.

1) Arrêt : La situation est la suivante :

$$\begin{array}{ll} T_{ai} - T_0 = 14,40^\circ\text{C} & ; \quad T_0 = 16,10^\circ\text{C} \\ T_A - T_0 = 4,40^\circ\text{C} & ; \quad \phi_A = 78 \text{ W/m}^2 \\ T_B - T_0 = 12,60^\circ\text{C} & ; \quad \phi_B = 7 \text{ W/m}^2 \end{array}$$

En période d'arrêt, l'énergie restituée par les isolants est absorbée par le béton.

2) Reprise du chauffage : La situation est la suivante : $T_{ai} - T_0 = 2,5^\circ\text{C}$

$$\begin{array}{ll} T_A - T_0 = 2^\circ\text{C} & ; \quad \phi_A = 6 \text{ W/m}^2 \\ T_B - T_0 = 3^\circ\text{C} & ; \quad \phi_B = -1,5 \text{ W/m}^2 \end{array}$$

Les courbes de flux et de montée en température ont des pentes de variation du même ordre que pour le chauffage sans conditions initiales (chauffage du cas I).

Remarques

Les résultats expérimentaux que nous avons obtenus pour les configurations LORA, LORO et LOPA suite à des perturbations "arrêt-marche" identiques nous ont permis de faire les mêmes constatations que celles des configurations précédentes LORA et LORI. Ces résultats ne sont pas présentés dans ce mémoire.

Nous avons étudié qualitativement l'influence d'une perturbation périodique de période 1 heure, "arrêt-marche" du chauffage; les résultats ne sont pas rapportés ici et ils confirment l'importance des pentes de variation des flux et températures et le rôle déterminant de l'effusivité des premiers matériaux.

Conclusion

L'ensemble des courbes de flux (figure V-11) fait apparaître clairement le rôle essentiel des premiers matériaux à forte et faible effusivité, en phase d'arrêt particulièrement.

En régime pseudo-permanent, les premiers matériaux à forte effusivité jouent le rôle de sources secondaires durant l'arrêt du chauffage (figure V-7 et V-9).

En régime transitoire, ce sont les premiers matériaux à faible effusivité qui jouent le rôle de sources secondaires durant l'arrêt (figure V-11).

En période de chauffage, avec ou sans conditions initiales, les courbes de flux comme les courbes de température présentent la même pente de variation au départ.

L'ensemble des résultats obtenus sur le local, de coefficient de pertes volumiques G_0 , pour une perturbation de la source déterminée, montrent que les influences diffèrent suivant la nature de la perturbation, l'importance des conditions initiales (énergies stockées dans les parois) et la nature des premiers matériaux.

Une étude plus approfondie de ces influences sur le modèle fera l'objet de travaux ultérieurs.

V-3- INFLUENCE DU RENOUELEMENT D'AIR

Nous étudions l'influence du renouvellement d'air sur le local de coefficient de pertes volumiques G_0 présenté au chapitre IV, page 81. Dans la limite de notre travail, nos résultats expérimentaux ne sont interprétés que qualitativement sur les configurations LORA, LORE et LORI.

Nous effectuons un renouvellement d'air naturel non forcé, par une ouverture basse et une sortie haute de même section. Les orifices de ventilation de sections fixes sont situés en façade selon le schéma de la figure V-13. Rappelons que l'air extérieur est calme à température uniforme pratiquement constante.

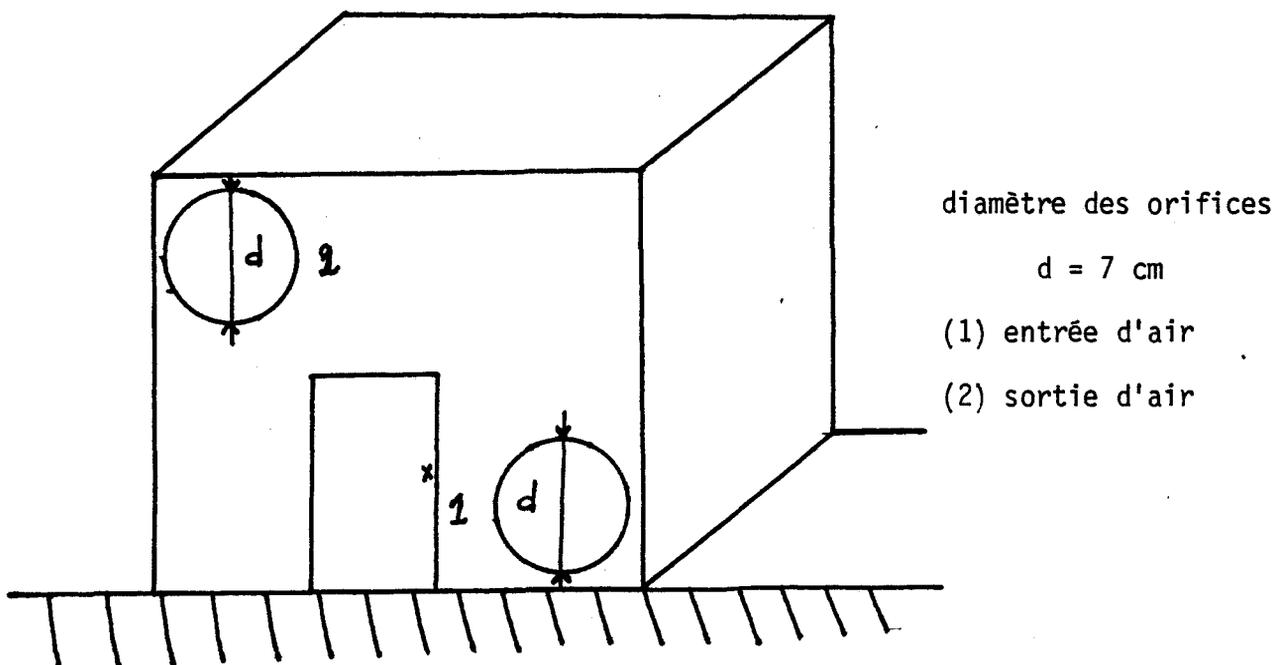
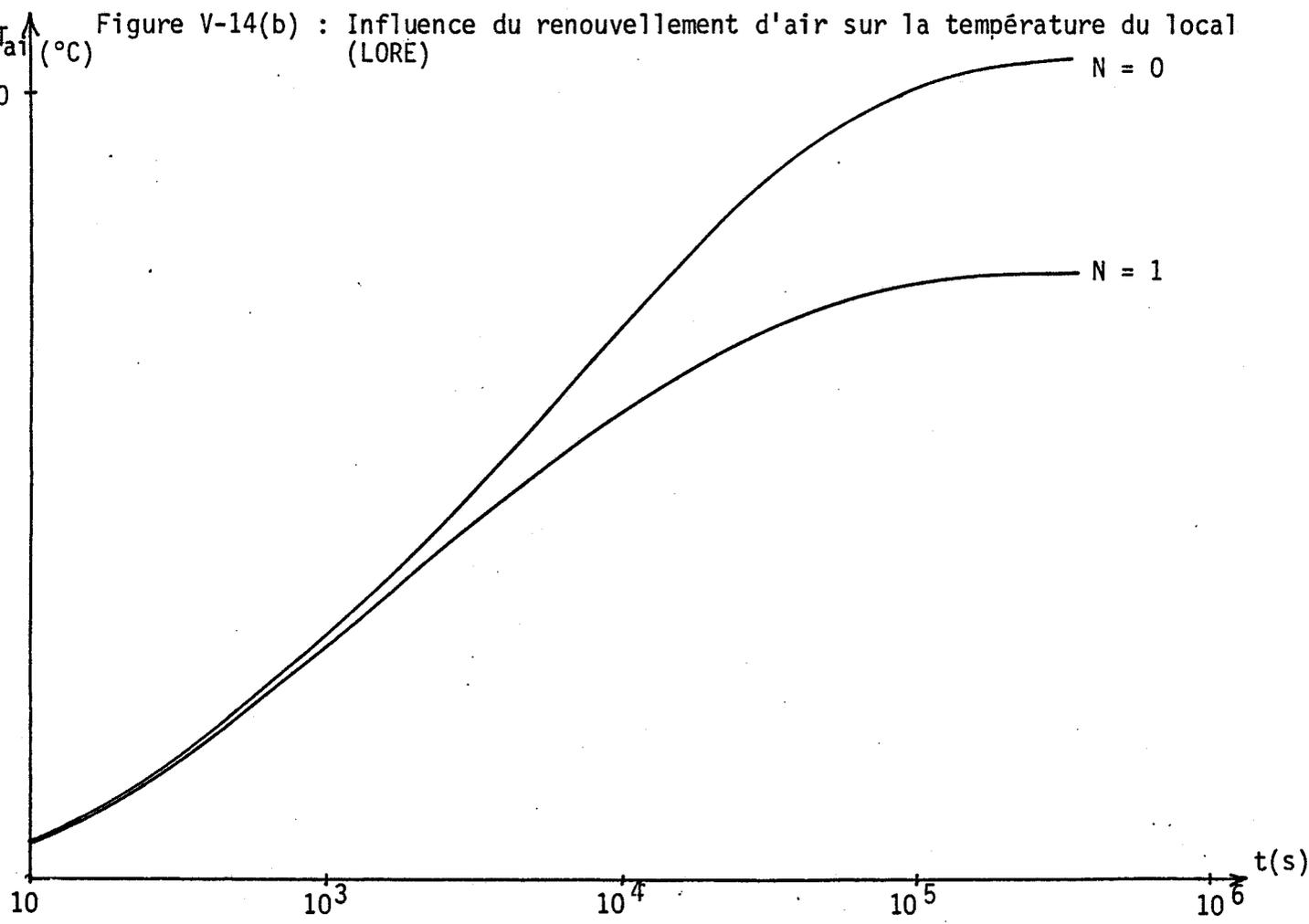
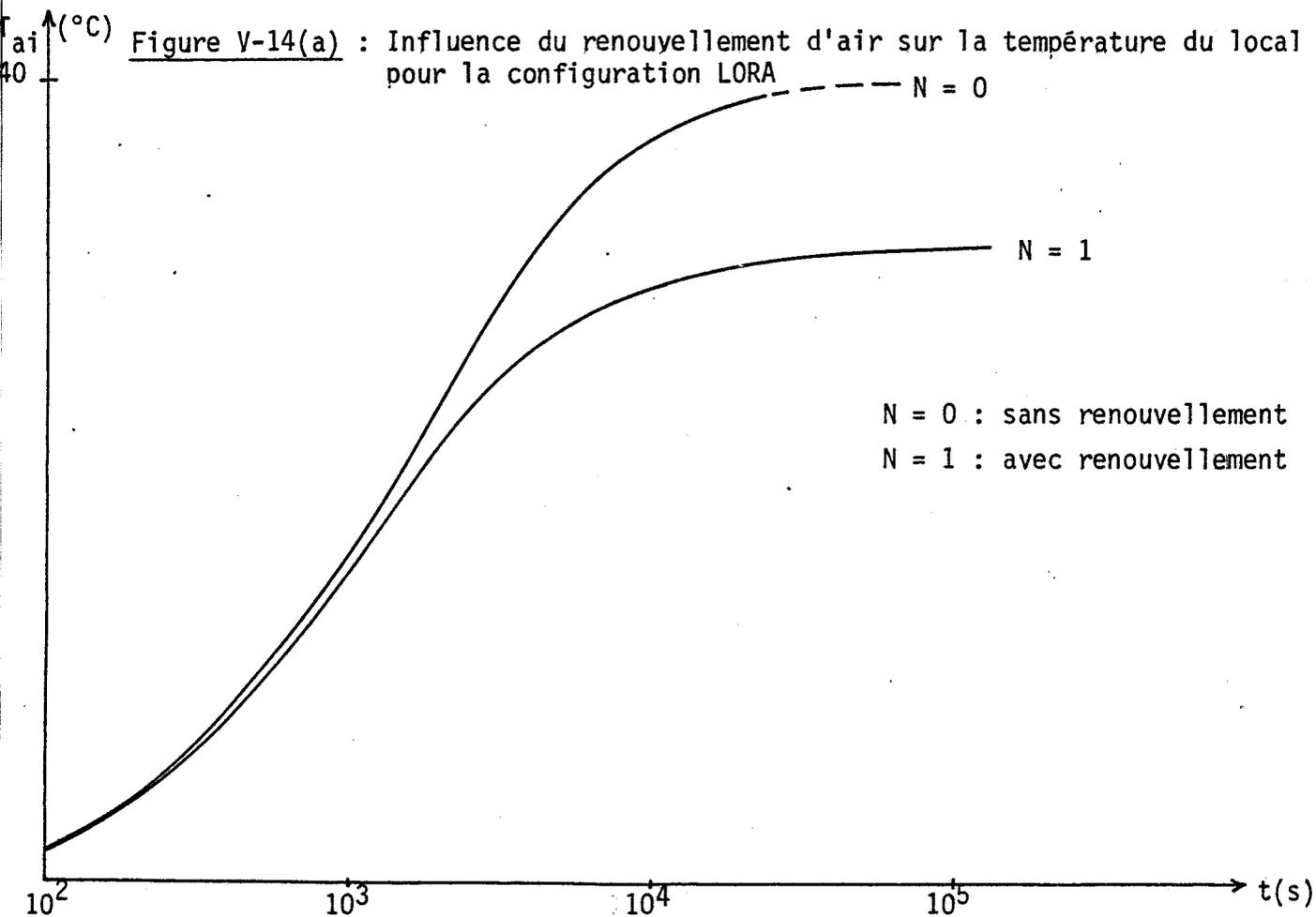


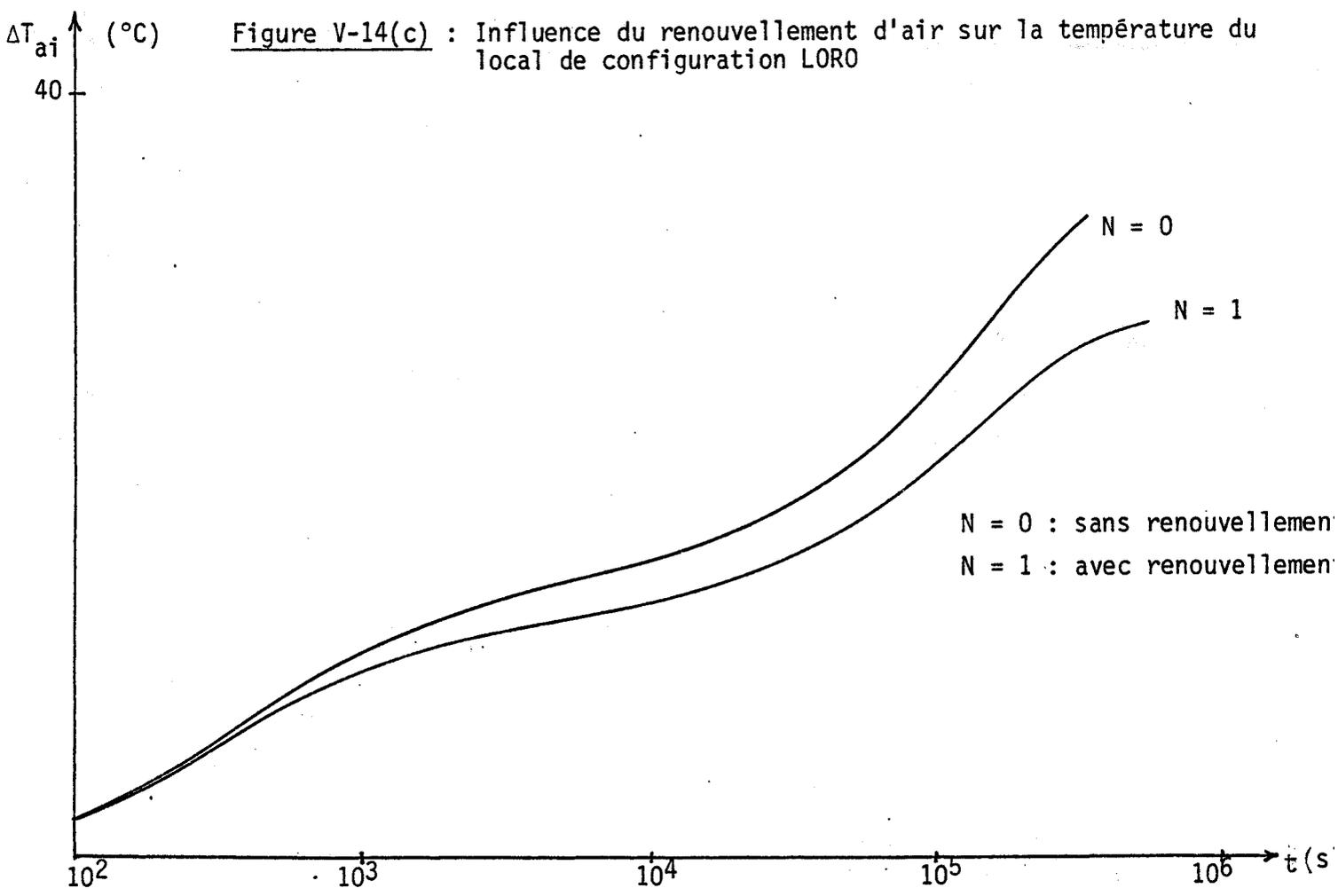
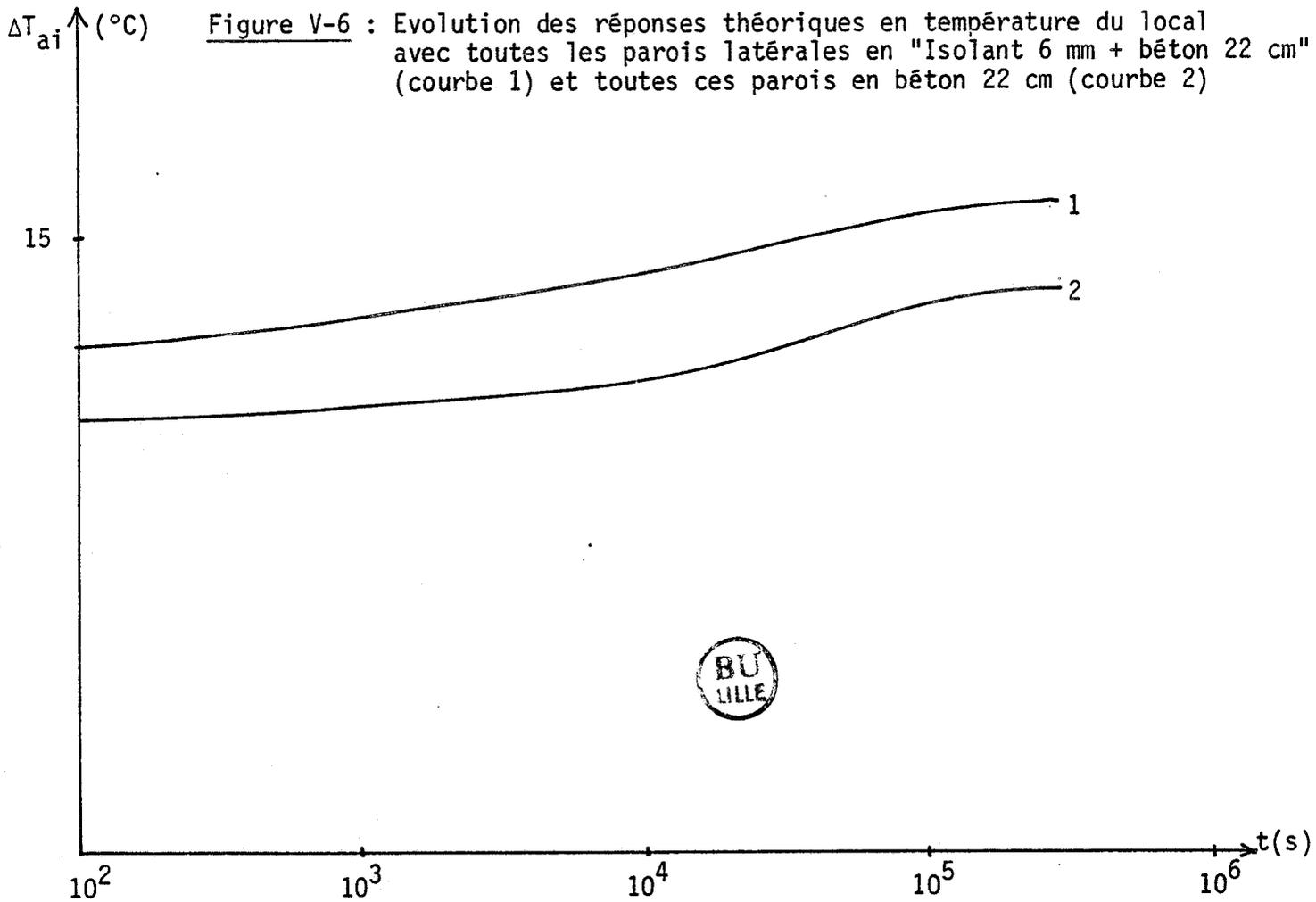
Figure V-13 : Ventilation naturelle du local

Le local est soumis à un échelon de puissance thermique d'amplitude P_0 . A travers ces orifices, il s'effectue un transfert de chaleur vers l'extérieur par renouvellement d'air naturel. Ce transfert est lié au gradient de températures "intérieur-extérieur" et aux sections des ouvertures.

Nous présentons sur les figures V-14 l'évolution de la température du local avec et sans renouvellement d'air. Il est évident que ce transfert continu de chaleur vers l'extérieur s'interprète comme une puissance thermique disponible plus faible. Il apparaît sur les courbes de température que le transfert d'énergie thermique vers l'extérieur est lié au gradient de températures $T_{ai} - T_0$. Ce mécanisme est admis par tous les chercheurs. Les essais que nous avons effectués pour diverses configurations montrent (figure V-14) que plus le local est inerte et moins important est le transfert de chaleur à l'extérieur (remarque : les gradients de températures sont plus faibles dans ce cas).

Nous pouvons admettre que ce transfert thermique par renouvellement d'air est similaire à celui que donnerait l'influence d'une diminution de puissance de chauffage. Cette influence peut en première approximation s'interpréter par une puissance de chauffage active de la forme $P = P_0 (1 - \epsilon)$ avec ϵ lié au renouvellement d'air.





C O N C L U S I O N

L'objectif de ce travail est de contribuer à l'établissement d'un nouveau modèle simplifié d'un local d'habitation. Le modèle est établi à partir des réponses indicielles des parois compte tenu des coefficients d'échange superficiel avec des hypothèses simplificatrices (conditions initiales négligeables, matériaux homogènes, température extérieure constante et uniforme etc...), Il permet de déterminer rapidement et avec une bonne précision la réponse en température d'un local soumis à une sollicitation thermique donnée. Le modèle permet également de donner la répartition énergétique dans les différentes parois du local.

Il est évident que la modélisation d'un système nécessite d'abord la modélisation de ses éléments.

A l'aide d'un formalisme matriciel, nous avons simulé en régime variable les transferts thermiques dans les parois multicouches à constantes réparties. L'évolution du flux et de la température est obtenue par résolution de l'équation de Fourier. Les modèles de parois ont été établis dans l'hypothèse de parois "isolées". Le phénomène de couplage, très complexe d'ailleurs, n'a pas été actuellement introduit dans ce modèle mais fera l'objet de travaux ultérieurs, de même les conditions initiales toujours non négligeables, le renouvellement d'air et les flux entrants.

Nous avons établi qu'en première approximation et ceci est lié à la réponse normalisée des matériaux thermiques, ~~le~~ déphasage (température, flux) variant de 0 à $\pi/4$ à toutes les fréquences du spectre du signal), la puissance thermique fournie est à chaque instant répartie proportionnellement aux réponses indicielles de chacune des parois.

.../...

Une étude expérimentale très variée et très rigoureuse quant aux conditions expérimentales a permis de vérifier en première approximation les résultats théoriques et de valider le modèle.

Les expérimentations ont été effectuées sur des modèles de dimensions importantes (14 m^3) dans les conditions très voisines des conditions théoriques. Les difficultés rencontrées sont principalement liées à la métrologie des mesures car nous savons que les mesures précises de température et de flux de surface sont difficiles, qu'il n'existe pas à notre connaissance de méthode permettant de donner la sensibilité exacte des fluxmètres dans les conditions réelles d'utilisation (matériaux à faible et forte effusivité) et enfin les caractéristiques thermophysiques des matériaux de construction ne sont données dans la littérature qu'à quelques pourcent près.

En dépit des erreurs introduites par les mesures des flux et de température et celles introduites dans le calcul, les courbes théoriques et expérimentales de répartition de puissance, de montée en température, etc..., sont superposables à mieux de 5 %.

Par ailleurs, nous avons montré, à travers les résultats que nous avons obtenus, le rôle essentiel de l'effusivité des premiers matériaux internes au local dans les consommations d'énergie et leur importance dans les transferts thermiques du type "chauffage-arrêt", les mécanismes complexes des échanges de chaleur particulièrement en régime transitoire.

Nous avons souligné l'importance de l'isolation intérieure et le rôle particulier des isolants notamment du plafond isolant dans le rayonnement. Nous avons mis en évidence le rôle et la complexité des coefficients d'échange. Nous avons mis en évidence l'influence des mécanismes transitoires de conduction dans les parois en phase d'effusivité. Pour tous ces aspects dont certains sont nouveaux nous avons comparé des réponses théoriques et expérimentales,

.../...

.../...

D'autre part, nous avons donné des résultats qualitatifs à partir des essais de perturbation de la source et de renouvellement d'air et nous avons essayé d'interpréter les mécanismes d'échanges thermiques qui se sont manifestés à l'intérieur du local.

Les résultats obtenus montrent nettement que les échanges thermiques par arrêt de chauffage sont liés aux énergies stockées par les parois et à l'ordre des matériaux "vu" de l'intérieur du local. Ce sont les gradients de température (température intérieure - température de surface) qui commandent le bilan énergétique des flux entrants et sortants ; par exemple une paroi "béton-polystyrène" se comporte de façon très différente d'une paroi "polystyrène-béton" quant aux transferts thermiques en régime variable. A titre indicatif, nous donnons le comportement expérimental d'une paroi "béton-polystyrène" qui serait en régime pseudo permanent (3 jours de chauffage) avec une température extérieure constante. Il est évident que cet exemple intéressant pour comprendre les mécanismes de transfert n'a aucun intérêt pratique dans les locaux d'habitation, du fait des cycles jour-nuit, renouvellement d'air, flux entrants. Les conditions initiales sont toujours mal définies et seuls les bilans énergétiques sont intéressants.

Nous montrons qu'à la reprise du chauffage la nouvelle répartition des puissances thermiques est liée à l'effusivité des premiers matériaux, les pentes sont les mêmes dans tous les cas. Ces résultats, signalés aussi par M. DUTHOIT^[21], sont de première importance pour comprendre les mécanismes de transfert isolation intérieure-isolation extérieure et pour examiner de nouvelles méthodes de régulation thermique des locaux. Pour le renouvellement d'air, nos résultats expérimentaux montrent qu'en première approximation, ils s'interprètent bien comme si une puissance plus faible $P_0(1 - \epsilon)$ était fournie au local.

.../...

.../...

Nos résultats sur l'influence des perturbations intérieures et du renouvellement d'air sont insuffisants pour donner des valeurs quantitatives, mais ils nous ont permis de montrer que la méthode utilisée était intéressante. L'étude des couplages, l'influence des conditions initiales, celle de renouvellement d'air et les flux entrants est prévue dans des travaux ultérieurs. Le modèle de base développé sera un élément important pour ces études complémentaires.

ANNEXE 1

CALCUL DES ÉCHANGES RADIATIFS À L'INTÉRIEUR D'UN LOCAL

Les échanges radiatifs grande longueur d'onde qui se manifestent à l'intérieur d'un local s'effectuent d'une part entre la source chauffante et son environnement, d'autre part entre les parois essentiellement et entre les parois, les meubles, les occupants etc...

Nous nous intéressons dans cette annexe au bilan thermique radiatif pour chaque paroi du local en un instant donné du cycle,

Le rayonnement thermique dans un local vide s'effectue entre parois perpendiculaires et parallèles. Pour ces cas de configurations simples, nous donnons des abaques pour déterminer directement les facteurs de forme. Pour des configurations complexes, le calcul des facteurs de forme est très difficile. On utilise généralement la formule approchée :

$$F_{ij} = \frac{S_j}{S_T - S_i}$$

avec surface totale $S_T = \sum_{j=1}^n S_j$

Le calcul de flux radiatif échangé est effectué par la relation :

$$\Phi_{ij} = \sigma F_{ij} \cdot S_i S_j (T_i^4 - T_j^4)$$

$$\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^4$$

en supposant en première approximation que les matériaux de construction répondent au modèle de Lambert.

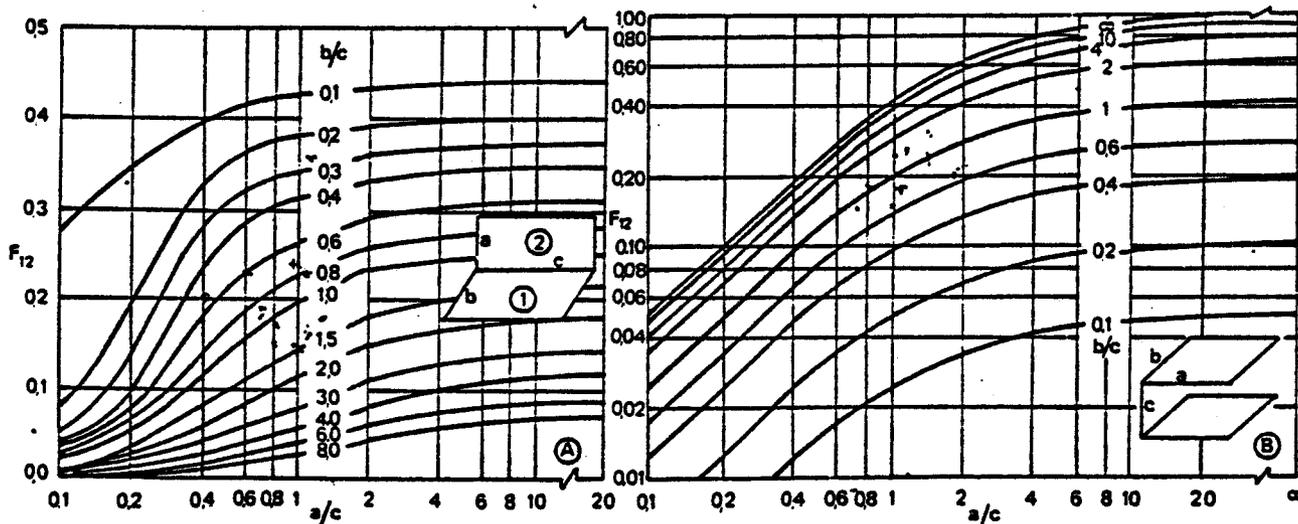
Prenons la configuration LORO dans laquelle les matériaux internes sont le béton (paroi A), le bois aggloméré (paroi B) et les isolants (autres parois).

Nous donnons les températures de surface à un instant donné, par exemple 1 h 30.

Parois	A	B	C	D	E plafond	F plancher
Surface (m ²)	6,78	6,78	5,05	5,05	5,70	5,70
Températures de surface (°C)	20	24,50	27	27	28,50	19

Les résultats (W/m²) sont regroupés dans le tableau suivant :

Parois	A	B	C	D	E	F	Bilan radiatif
A		+ 33,80	+ 47,70	+ 47,70	+ 65,20	- 9,20	+ 182,25
B	- 40,90		+ 15,30	+ 15,30	+ 3 13	- 4 98	- 28,60
C	- 48	- 13,70		0	+ 8,4	-54,6	- 108
D	- 48	- 13,70	0		+ 8,4	-54,6	- 108
E	- 66,30	- 26,30	- 7,90	- 7,90		-73,8	- 182,40
F	+ 7,70	+ 32,70	+ 48,20	+ 48,20	+ 5 77		+ 194,90



- Facteurs de forme de quelques configurations simples.

.../...

Prenons la configuration LORO dans laquelle les matériaux internes sont le béton (paroi A), le bois aggloméré (paroi B) et les isolants (autres parois).

Nous donnons les températures de surface à un instant donné, par exemple 1 h 30.



Parois	A	B	C	D	E plafond	F plancher
Surface (m ²)	6,78	6,78	5,05	5,05	5,70	5,70
Températures de surface (°C)	20	24,50	27	27	28,50	19

Les résultats (W/m²) sont regroupés dans le tableau suivant :

Parois	A	B	C	D	E	F	Bilan radiatif
A		+ 33,80	+ 47,70	+ 47,70	+ 65,20	- 9,20	+ 182,25
B	- 40,90		+ 15,30	+ 15,30	+ 3 13	- 4 98	- 28,60
C	- 48	- 13,70		0	+ 8,4	-54,6	- 108
D	- 48	- 13,70	0		+ 8,4	-54,6	- 108
E	- 66,30	- 26,30	- 7,90	- 7,90		-73,8	- 182,40
F	+ 7,70	+ 32,70	+ 48,20	+ 48,20	+ 5 77		+ 194,90

A N N E X E 2

CALCUL DES GRADIENTS D'ÉNERGIE LOCALISÉE EN RÉGIME PERMANENT DANS LES PAROIS MULTICOUCHES À CONSTANTES RÉPARTIES.

Le gradient d'énergie localisée est déterminé par rapport à la température du puits thermique.

Le supplément d'énergie localisée par rapport à la référence (puits) en régime permanent par unité de surface dans un matériau homogène infiniment mince plongé dans un puits thermique est obtenu par analogie par la relation :

$$E = \frac{1}{2} \cdot C \cdot (T - T_0) = \frac{1}{2} C \Delta T$$

où C = capacité thermique du matériau,

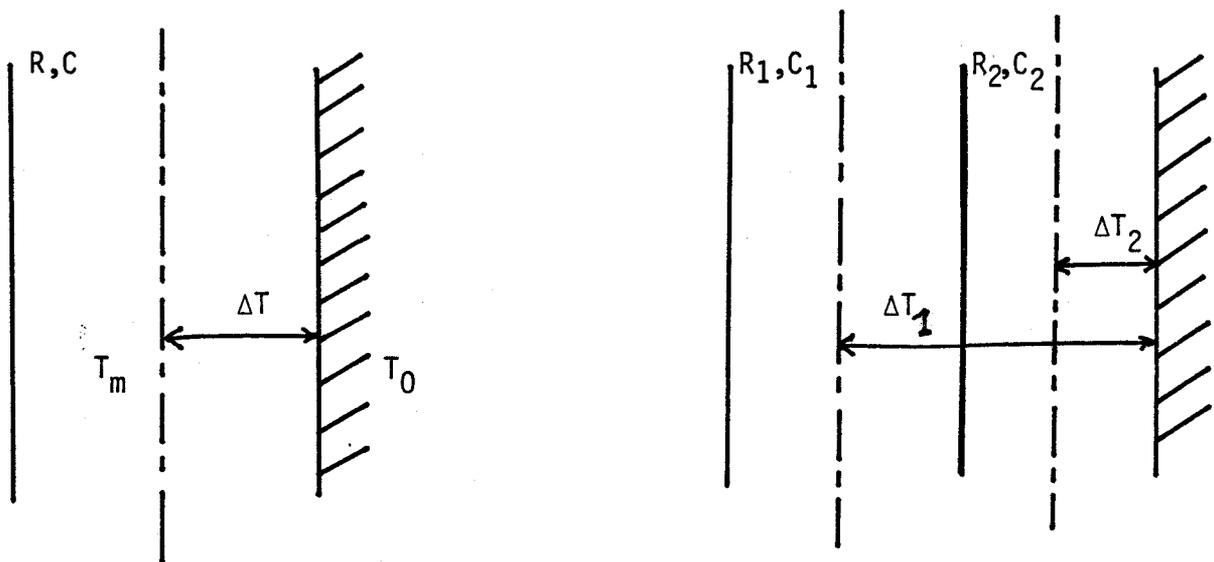
ΔT = écart de températures entre T du matériau et la température du puits T_0 .

Pour un matériau à constantes réparties d'épaisseur λ , l'énergie localisée est donnée par la relation :

$$E = \frac{1}{2} C (T_m - T_0)^2$$

avec T_m = température moyenne dans le matériau.

En régime permanent, le système est à constantes localisées et la température moyenne est prise au milieu du matériau.



.../...

.../...

Le gradient d'énergie localisée en régime permanent dans un multicouche est égal à la somme des gradients d'énergie localisée dans chaque matériau constitutif.

Les résultats obtenus pour différentes configurations de bicouches pour un gradient de température donné entre la face intérieure et le puits en régime permanent sont regroupés dans le tableau suivant pour $\Delta T = 20^\circ\text{C}$.

Bicouches	POBE	BEPO	$\frac{E_{\text{BEPO}}}{E_{\text{POBE}}}$	POLI	LIPO	$\frac{E_{\text{LIPO}}}{E_{\text{POLI}}}$
E (J/m ²)	$2,15 \cdot 10^5$	$5,97 \cdot 10^7$	278	$3,25 \cdot 10^5$	$4,12 \cdot 10^6$	12,68

Remarque : L'énergie localisée dans BEPO est 278 fois plus importante que celle dans POBE. De même l'énergie localisée dans LIPO qui est de 13 fois plus élevée que celle dans POLI.

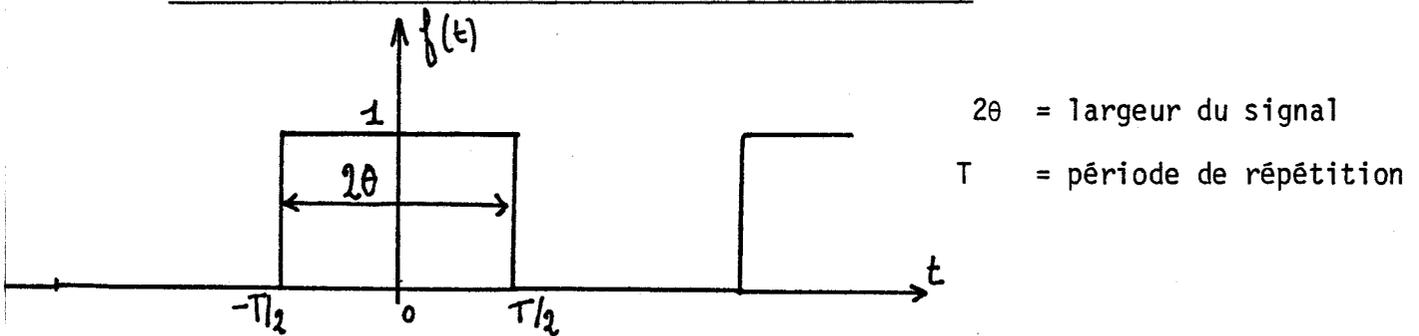
En régime transitoire, le calcul des énergies localisées dans des matériaux à constantes réparties et d'épaisseur finie sont longs et difficiles. Pourtant, ces calculs donnant pour toute la phase transitoire, par exemple de 0 à 24 h, les gradients d'énergie localisés dans les parois multicouches sont très importants.

Des travaux effectués au laboratoire permettent de préciser des ordres de grandeur dans toute cette durée.

A N N E X E 3

INFLUENCE ÉNERGÉTIQUE DU NOMBRE DE RAIES SPECTRALES SUR LES RÉPONSES TEMPORELLES D'UN SYSTÈME.

L'excitation est un signal rectangulaire (créneau)



Coefficients du développement en série de Fourier :

$$a_0 = 2 \theta / T = 1/2 \quad (\text{rapport cyclique})$$

$$b_n = 0$$

$$a_n = 2 a_0 \cdot \frac{\sin 2\pi n \theta / T}{2\pi n \theta / T} = \frac{\sin \pi n / 2}{\pi n / 2}$$

Energie contenue dans le signal :

$$W = \frac{1}{T} \int_{-T/2}^{T/2} f(t) \cdot dt$$

$$W = 2\theta / T = 1/2$$

Energie contenue dans les raies négligées à partir de la $(n+1)^e$:

$$\Delta W = \frac{1}{2} \int_n^{\infty} a_x^2 \cdot dx$$

.../...

.../...

$$\Delta W = \frac{1}{2} \cdot a_0^2 \int_n^\infty 4 \left(\frac{\sin 2 \pi x \theta / T}{2 \pi x \theta / T} \right)^2 \cdot dx$$

Soit :

$$\Delta W = a_0^2 \cdot \frac{1}{(2 \pi \theta / T)^2 \cdot n}$$

d'où :

$$\Delta W / W = \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{n(\pi/2)^2}$$

si l'on prend : $n = 250$ raies, $\Delta W / W < 1/1250$.

L'énergie perdue en prenant seulement 250 raies du spectre du signal rectangulaire est inférieure au 1/1250 de l'énergie totale contenue dans le signal.

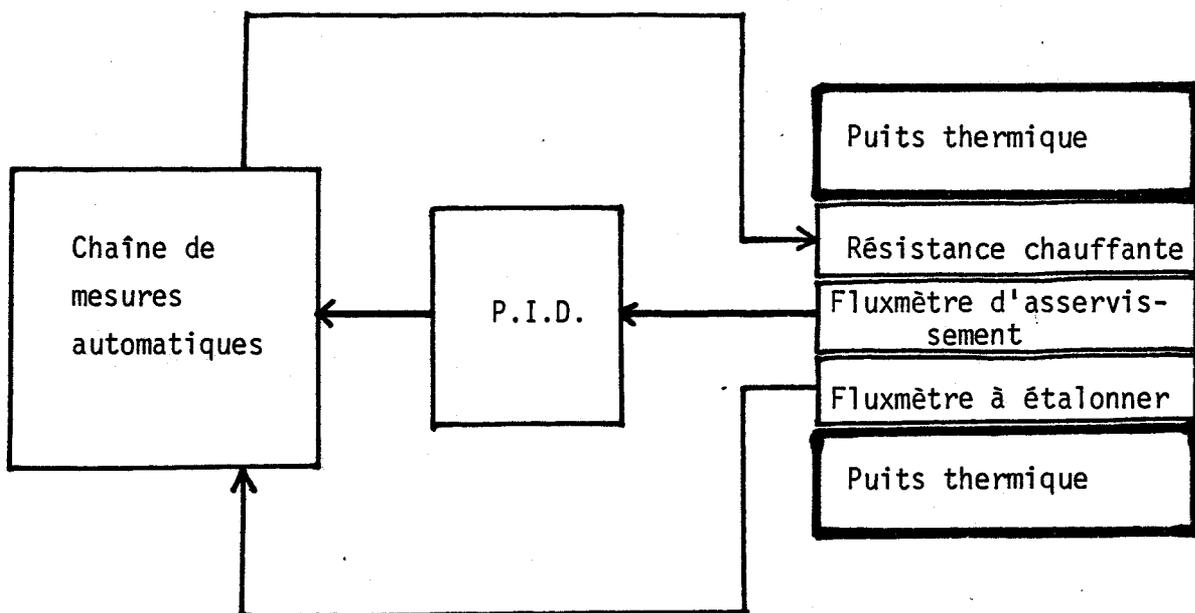
A N N E X E 4

ÉTALONNAGE DES FLUXMÈTRES

La connaissance de la sensibilité des capteurs de flux est nécessaire pour déterminer la valeur du flux traversant le capteur. L'étalonnage doit être d'autant plus précis que les flux à relever sont de faibles valeurs.

A notre connaissance, il n'existe pas actuellement une méthode permettant de donner la sensibilité exacte d'un fluxmètre compte tenu de son environnement. Seule la méthode expérimentale nous permet de déterminer la sensibilité des fluxmètres. Cependant, cette méthode reste toujours inapte à donner avec précision la sensibilité du fluxmètre.

Nous disposons au laboratoire d'un banc d'étalonnage réalisé par M. BOUCHIQUET. Le montage est donné ci-dessous :



Banc d'étalonnage des fluxmètres.

.../...

Le fluxmètre à étalonner est placé entre le "puits" thermique et une résistance imprimée en constantan de même surface que le capteur.

La méthode consiste à fournir une puissance thermique à travers la résistance chauffante. Un fluxmètre d'asservissement à flux nul disposé entre la source thermique et le capteur à étalonner permet de contrôler l'écoulement total de cette puissance au travers du capteur. La tension qui apparaît à ce moment là aux bornes du fluxmètre à étalonner est relevée par une chaîne de mesures automatiques et d'acquisitions numériques. Cette tension détectée est proportionnelle au flux traversant le capteur.

Connaissant la puissance thermique délivrée par la source, on déduit facilement la sensibilité du capteur. La difficulté d'obtenir une valeur correcte de la sensibilité est due essentiellement à la perturbation de la pression mécanique exercée sur le système.

B I B L I O G R A P H I E

- [1] J. BRAU - "Modélisation thermique des bâtiments"
Thèse de docteur ès Sciences (1980), Lyon I
- [2] A. DUMEZ - "Méthodes d'études du régime variable appliquées à une paroi. Etude du comportement thermique d'un local en régime transitoire. Calcul des apports par ensoleillement du vitrage. Comportement spontané d'air du local non chauffé. Problèmes d'optimisation".
Thèse de Sciences Physiques (1982), Paris VI
- [3] P. DEPECKEN, J. BRAU, S. ROUSSEAU - "Pertinence des modèles simplifiés pour la description du comportement des bâtiments en régime thermique variable"
Annales de l'Institut Technique du Bâtiment et des Travaux Publics n° 404 (1982), Paris
- [4] J. VIRGONE - "Etude théorique et expérimentale du comportement thermique des parois de bâtiments par les facteurs de réponse"
Thèse de Docteur-Ingénieur (1982), Génie Civil, INSA de Lyon
- [5] J. MASUCH - "La réaction thermique des locaux : recherches analytiques"
PROMOCLIM E., Tome 5 E - n° 1 (1974)
- [6] G. OLIVE - "Réponses thermiques d'un local aux perturbations hautes fréquences"
PROMOCLIM E., Tome 7 E - n° 1 (1976)
- [7] H. OIRY, B. CASSAGUE, J.P. BARDON, J. BRANSIER - "Interprétation des grandeurs caractéristiques essentielles intervenant dans le comportement thermique d'un local en régime instationnaire"
- [8] J. BAU - "Modélisation thermique des bâtiments. Validation des modèles de calcul par une étude expérimentale en ambiance climatique simulée".
Thèse de Docteur d'état (1980), INSA de Lyon
- [9] J. BADOT et J. LEBRUN - "Etude expérimentale des échanges de chaleur dans un local chauffé en régime transitoire"
Collection des publications, Fac. Sciences Appliquées, n° 78, (1979)
Université de Liège

.../...

- [10] J.M. DEVISME - "Contribution à l'étude du comportement thermique des parois multicouches de bâtiment et à la mesure des caractéristiques thermophysiques des matériaux constitutifs"
Thèse de Docteur ès Sciences (1980), Paris VI
- [11] D. LECLERCQ - "Caractérisation des transferts thermiques par analyse de la réponse en fréquence"
Thèse de Doctorat 3ème cycle (1982)
Université de Lille 1
- [12] J. MASUCH - "Les transferts de chaleur en régime variable dans les parois opaques multicouches"
U.T.I. - Collège International des Sciences de la Construction.
Séminaire : "Le comportement thermique des matériaux dans la construction", St-Rémy-les-Chevreuses (1977)
- [13] A. LEBRUN, D. LECLERCQ, N. SAHRAOUI - "Contribution à l'étude d'un modèle donnant pour un local la réponse en température en régime transitoire"
Rapport interne, CREMAT, Université de Lille I (1984)
- [14] S. BELLATAR - "Traitement par corrélation des mesures simultanées de flux thermique et de température de surface appliqué à l'analyse des échanges énergétiques sur la surface d'une paroi en régime variable"
Thèse de 3è cycle (1985), Université de Lille 1
- [15] D. HERNOT et G. PORCHER - "Thermique appliquée aux bâtiments"
p. 13 à 93 (1984), les éditions parisiennes CFP Chauff Froid Plomberie
- [16] J. F. SACADURA - "Initiation aux transferts thermiques"
CAST - INSA de Lyon - Technique et Documentation (1982)
- [17] P. GUILLEMARD - "Analyse théorique des différents modèles simplifiés de comportement thermique des bâtiments"
Rapport de stage IRBAT - Union Technique Interprofessionnelle des Fédérations Nationales du Bâtiment et des Travaux Publics (1984)
D.R., St-Rémy-Les-Chevreuses
- [18] L. LARET - "Contribution au développement de modèles mathématiques du comportement thermique transitoire de structures d'habitation"
Thèse de Docteur Ingénieur, Sciences Appliquées (1980),
UPB - Université de Liège
- [19] L. LARET - "Etude du régime transitoire des locaux d'habitation. Modélisation par des systèmes d'équations diff. ordinaires"
Collection des pub. de la Faculté des Sciences Appliquées, Université de Liège, n° 56 (1975)



- [20] P. THERY - "Fluxmètres calorifiques"
Brevet ANVAR (1979)
- [21] B. DUTHOIT - "Les méthodes de la théorie du signal appliquées à l'étude des interactions énergétiques entre une paroi opaque et son environnement"
Thèse de Docteur ès Sciences (1985), Université de Lille 1
- [22] D.T.U., Document Technique Unifié
"Règles de calcul du coefficient G"
- [23] A. LEBRUN - "Rôle de l'effusivité dans la conduction thermique"
Rapport interne (11 p.), CREMAT, Université de Lille 1, (oct. 1985)



PÉSUMÉ

Ce travail s'inscrit dans le cadre de la modélisation thermique des bâtiments.

Le nouveau modèle approché présenté permet de simuler avec une bonne précision le comportement thermique des locaux en régime transitoire dans des conditions d'environnement restrictives.

L'analyse des transferts thermiques en régime variable dans les parois multicouches à constantes réparties utilise la méthode du formalisme matriciel. Les modèles de parois ont été établis dans l'hypothèse de parois "isolées".

Le modèle est établi à partir d'hypothèses simplificatrices (conditions initiales nulles, matériaux homogènes, température extérieure constante et uniforme, parois opaques, etc,...). L'auteur montre que la puissance thermique fournie est à chaque instant répartie, en première approximation, proportionnellement aux modules des admittances thermiques régime sinusoïdal et aux réponses temporelles régime impulsionnel.

Une étude expérimentale très complète sur un modèle de grand volume 14 m^3 a donné des résultats expérimentaux superposables aux résultats théoriques à mieux de 5 %.

L'étude expérimentale a montré le rôle important de l'effusivité des premiers matériaux dans les échanges thermiques intérieurs et dans les consommations d'énergie particulièrement en régime transitoire et le rôle important des isolants dans le rayonnement ainsi que l'importance des conditions initiales en régime de perturbations "marche-arrêt".

Le travail donne de nombreux éléments nouveaux utilisables pour la gestion thermique des locaux : consommation minimale pour un cahier de charge donné.

