

LES ECHANGES HYGRINIQUES DANS UN LOGEMENT : MODELISATION ET TENTATIVE DE VALIDATION EXPERIMENTALE

DALICIEUX Pascal *, NIARD Philippe *, FAUCONNIER Roland **

* Electricité de France, France

** Fédération Nationale du Bâtiment, France

MOTS CLES

Humidité relative intérieure - Calcul - Validation expérimentale

RESUME

Afin d'assurer aux occupants d'un logement une bonne qualité d'air intérieur, et d'éviter toutes condensations excessives risquant d'entraîner une rapide dégradation du bâti, un débit de ventilation minimum est indispensable.

Pour rendre compte de la qualité d'un système de ventilation, nous avons intégré dans notre modèle mathématique un calcul des échanges hygriques à l'intérieur d'un local.

Des mesures «in situ» le montrent facilement, l'humidité relative à l'intérieur d'une pièce est très sensible aux phénomènes d'absorption-désorption liés à la présence des parois et du mobilier (bois, moquette, tissus,...). Nous présentons une méthode de calcul permettant d'approcher ces différents échanges de vapeur d'eau, puis à l'aide d'expérimentations effectuées en cellules laboratoire, nous confrontons nos calculs aux mesures.

Les calculs ont été effectués selon deux degrés de complexité : en considérant l'ambiance intérieure comme une zone homogène unique, ou bien en discrétisant le local en neuf zones reliées par des lois de débit simplifiées. Le logiciel utilisé est le modèle «BILGA».

Si l'allure générale des courbes calculées donne satisfaction par rapport aux mesures, le modèle «multizone» semble offrir une meilleure dynamique du système, et représente bien la stratification observée expérimentalement.

La principale difficulté du calcul provient du manque de connaissance concernant les coefficients α et β traduisant la faculté d'absorber la vapeur d'eau pour un matériau donné. Nous constatons, que seul le coefficient β (coefficient d'échange surfacique) influence sensiblement les résultats de calcul.

WATER VAPOUR EXCHANGES IN A DWELLING : MODELLING AND ATTEMPT AT TEST VALIDATION

DALICIEUX Pascal *, NIARD Philippe *, FAUCONNIER Roland **

* Electricité de France, France

** Fédération Nationale du Bâtiment, France

KEY WORDS

Indoor relative humidity - Computation - Test validation

ABSTRACT

A minimum ventilation flow is indispensable to guarantee adequate quality of the air inside a dwelling and to prevent excessive condensation which can rapidly deteriorate the frame.

A computation of water vapour exchanges inside premises has been entered in our mathematical model to describe the quality of a ventilation system.

As easily shown by «on site» measurements, relative humidity inside a room is very sensitive to absorption phenomena associated with the presence of partitions and furniture (wood, carpeting, material, etc...). This paper presents a computation method to secure an approximation of the various water exchanges, and the computations are then confronted to measurements using tests performed in a laboratory.

Two degrees of complexity have been taken for the computations :

- a) taking the atmosphere inside the room as a single homogeneous zone or,
- b) discretizing the premises into nine zones linked by simplified flow laws.

The software used is the «BILGA» model.

Although the general shape of the computed curves is satisfactory by comparison with measurements, the «multi-zone» model offers a better dynamics of the system and portrays the stratification observed during tests with accuracy.

The main difficulty in the computation stems from the lack of information on coefficients α and β which translate the ability of a given material to absorb water vapour. It can be observed that coefficient β alone (surface exchange coefficient) acts markedly on the results of the computation.

INTRODUCTION

Le renforcement de l'isolation thermique des logements, observé ces dernières années a fait apparaître dans certains cas des condensations excessives. Ces dernières sont à l'origine de désordres, tant au niveau du confort de l'occupant, en terme de qualité d'air, que de la conservation du bâti.

La réduction des ponts thermiques, l'amélioration de l'étanchéité à l'air de l'enveloppe des bâtiments, associées à une diminution « contrôlée » du taux de ventilation sont les principales responsables de cet accroissement des risques de condensation dans les logements.

La modélisation mathématique étant un des moyens les plus utilisés pour rendre compte des performances d'un système de chauffage ou de ventilation, le calcul de la variable « humidité relative » n'est plus à négliger. Il est donc indispensable de calculer avec une plus grande précision les différents échanges de vapeur d'eau intervenant dans un local.

1 - LES TRANSFERTS DE VAPEUR D'EAU EXISTANT DANS UN LOGEMENT

Une pièce d'habitation est le siège d'une production interne de vapeur liée à la présence et à l'activité de ses occupants, à laquelle vient s'ajouter une quantité d'eau transportée par le renouvellement d'air de celle-ci.

Pendant, des mesures d'humidité relative effectuées dans un logement habité, nous ont permis de constater qu'il existe un tampon hygroscopique qui joue un rôle prépondérant (ce tampon est constitué par le mobilier, les parois et les phénomènes de stratification).

Nous proposons une méthode de calcul des transferts de vapeur air-mobilier et air-paroi. Une tentative de validation expérimentale est abordée grâce à des mesures effectuées en cellules laboratoire.

1.1 - Expression générale du bilan massique de vapeur d'eau

Dans une pièce d'habitation, siège d'un renouvellement d'air, on distingue pendant l'intervalle de temps élémentaire « dt » les échanges de vapeur d'eau suivants :

dm_e, dm_s (kg) : masse de vapeur d'eau entrant et sortant de la pièce, transportée par le renouvellement d'air

dm_v (kg) : production interne instantanée (métabolisme et activité des occupants)

dm_m, dm_p : masse absorbée (ou désorbée) par le mobilier et parois de la pièce considérée.

Il s'en suit une quantité de vapeur d'eau « dm_i » stockée dans le volume d'air de la pièce, que l'on peut écrire sous la forme :

$$\frac{dm_i}{dt} = \frac{dm_e}{dt} - \frac{dm_s}{dt} + \frac{dm_v}{dt} - \frac{dm_m}{dt} - \frac{dm_p}{dt} \quad (1)$$

Nous nous bornerons ici à détailler les termes de flux de vapeur échangés entre l'air ambiant et les masses internes (mobilier et parois).

1.2 - Transfert de masse entre l'ambiance et le mobilier

Nous avons fait l'hypothèse simplificatrice qui consiste à considérer un élément de mobilier comme un matériau homogène. Il est possible d'introduire plusieurs éléments dans une même pièce.

Considérant un matériau « m », le flux massique $\frac{dm_m}{dt}$ traversant sa surface périphérique « s » est donné par la loi de transfert linéaire :

$$\frac{dm_m}{dt} = h'S (C_i - C_m) \quad (2)$$

où h' est le coefficient de transfert de masse
 C_i, C_m sont les concentrations de vapeur d'eau dans l'ambiance intérieure et à la surface du matériau « m ».

Dans la mesure où le matériau est entièrement dans l'ambiance à la température «Ti», la relation (1) peut s'écrire :

$$\frac{dm_m}{dt} = \beta S (HR_i - HR_m) \quad (3)$$

avec : $\beta = \frac{h'Psat(Ti)}{r_v (Ti + 273,15)}$: coefficient d'échange surfacique déterminé expérimentalement

HR_i, HR_m : l'humidité relative respectivement dans l'ambiance et à la surface du mobilier

$HR_m = \frac{m_m}{m_s V_m \alpha_m}$: avec « α_m » pente de la courbe d'absorption du matériau «m» après linéarisation.

Une des principales difficultés dans cette modélisation numérique est le manque d'information concernant les coefficients α et β des différents matériaux rencontrés dans une pièce d'habitation.

1.3 - Transfert de masse à travers les parois

Dans la mesure où il est nécessaire de faire un bilan d'humidité en régime varié, nous devons prendre en compte les phénomènes de transmission de vapeur mais aussi les phénomènes d'absorption de vapeur. Pour cela, nous allons utiliser l'analyse de PHILIP et DE VRIES qui traite les transferts couplés de chaleur et d'humidité en milieu non saturé et en régime varié. Dans cette théorie, le potentiel de transfert utilisé est la teneur en eau : u en (kg eau/kg mat sec).

1.3.1 - Les équations régissant les transferts

Dans cette méthode, on considère que le transport de l'eau se fait en phase vapeur et en phase liquide sous un gradient de teneur en eau et un gradient de température.

En intégrant le terme de gravité $\rho_e k g \cos \alpha$ (α : angle entre la paroi et l'horizontale, g : accélération de la pesanteur (m/s²), k : la conductivité hydraulique (s)), le flux de masse s'écrit :

$$\dot{m} = -\rho_s (D_u \text{ grad } u + D_T \text{ grad } \theta) + \rho_e k g \cos \alpha \quad (\text{kg.m}^2.\text{s}^{-1})$$

D_u et D_T se rapportent à une teneur en eau (kg eau/kg mat.sec).

L'équation est donc :

$$\frac{\partial u}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left[D_u \left(\frac{\partial u}{\partial x} + E_T \frac{\partial \theta}{\partial x} \right) \right] \quad (\text{kg eau/kg mat, s}^{-1})$$

avec D_u : coefficient de diffusion généralisée de l'humidité
et $E_T = D_T/D_u$: coefficient de thermomigration.

En combinant avec l'équation de la chaleur, nous obtenons le système suivant :

$$\rho_c \cdot \frac{\partial \theta}{\partial t} = \frac{\partial \lambda}{\partial x} \frac{\partial \theta}{\partial x} + \lambda \frac{\partial^2 \theta}{\partial x^2} + \epsilon' L_v \rho_s \frac{\partial u}{\partial t} \quad \text{chaleur}$$

$$\frac{\partial u}{\partial t} = \frac{\partial D_u}{\partial x} \left(\frac{\partial u}{\partial x} + E_T \frac{\partial \theta}{\partial x} \right) + D_u \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial E_T}{\partial x} \frac{\partial \theta}{\partial x} + E_T \frac{\partial^2 \theta}{\partial x^2} \right) \quad \text{humidité}$$

1.3.2 - Les conditions aux limites

Au contact air-paroi, nous considérons que la teneur en eau de surface est liée à l'humidité relative de surface par l'intermédiaire de la courbe d'absorption qui sera linéarisée par morceaux (méthode de la tangente).

$$\rho_{sl} D_{ul} \left(\frac{\partial u}{\partial x} + E_T \frac{\partial \theta}{\partial x} \right) + \rho_e k g \cos \alpha = h' (C_i - C_s) \quad (\text{kg.m}^2.\text{s}^{-1})$$

h' est le coefficient superficiel d'échange de masse en (kg/s.m²)

$h' = 0,00005 \text{ h}$

h est le coefficient superficiel d'échange de chaleur en (W/m².K)

$$\text{soit en posant } F(\theta) = \frac{Psat}{461,24 (\theta + 273,16)}$$

$$\rho_{sl} D_{ul} \left(\frac{\partial u}{\partial x} + E_{\tau} \frac{\partial \theta}{\partial x} \right) \Big|_{x=0} + \rho_e k g \cos \alpha = h' [F(\theta_i) HR_i - F(\theta_s) HR_s]$$

avec $F(\theta_s) HR_s = A.u_{x=0} + B$ A et B dépendent de u et θ .

Au contact matériau, nous considérons que le potentiel de succion est continu (les teneurs en eau étant différentes). Le rapport des teneurs en eau à l'interface est donné par les courbes de succion.

1.3.3 - Echange avec l'ambiance

Si n est le nombre de parois limitant l'ambiance, le flux d'humidité échangé avec l'ambiance s'écrit :

$$\dot{m} = \sum_{n=1}^n h'_n [F(\theta_i) HR_i - F(\theta_{Sn}) HR_{Sn}] \cdot S_n \quad (\text{kg/s}) \quad S_n : \text{surface de chaque paroi.}$$

2 - COMPARAISON MESURE-CALCUL SUR DES CONFIGURATIONS SIMPLES DANS LE CAS D'ECHANGE AVEC LE MOBILIER

Les mesures nous ayant permis de comparer les calculs à l'expérimentation ont été réalisées dans des cellules en climat naturel. Nous ne présentons ici que des mesures relatives aux échanges de vapeur avec un mobilier (simulé par 50 kg de bois de pin), les parois internes aux cellules ayant été rendues étanches à la vapeur d'eau.

Dans un premier temps, nous nous sommes intéressés à la réponse en humidité relative d'une ambiance face à un échelon d'apport d'eau. Ceci pour deux configurations de calcul : en monozone, où le volume d'air de la pièce n'est représenté que par un nœud de calcul ; puis en multizone. Les calculs en multizone nous ont permis d'aller plus loin dans notre approche de validation en visualisant les phénomènes de stratification.

Les mesures ont été faites sur deux cellules maintenues à température constante de 26,5°C. On injecte 150 (g/h) de vapeur dans les deux cellules de 21 h TU à 5 TU. Le taux de renouvellement d'air est de 0,42 Vol/heure environ. La cellule n° 1 ne comporte pas de «mobilier» alors que la cellule n° 2 comporte 50 kg de planches de pin empilées avec un espacement. Le volume de bois est de 0,113 m³ et la surface exposée est de l'ordre de 14,5 m². Le coefficient α est de 0,125 (kg eau/kg mat. sec) rapporté à une unité d'écart d'humidité.

2.1 - Influence du coefficient d'échanges superficiels d'humidité et du mode de calcul monozone ou multizone

Dans un premier temps, nous allons déterminer l'influence du coefficient d'échanges superficiels d'humidité β pour une valeur de la pente d'absorption α égale à 0,125 (kg eau/kg mat. sec) rapporté à une unité d'écart d'humidité relative. Les calculs sont toujours comparés à l'expérimentation. Dans toutes les figures qui suivent les valeurs expérimentales apparaissent en trait épais.

Dans la figure 1, nous avons comparé l'évolution de l'humidité dans la cellule EDF n° 1 (sans mobilier mais avec production d'humidité) avec les calculs faits en monozone et multizone. Nous voyons que le calcul en multizone pour une hauteur de 1,45 m donne des résultats très semblables à celui du calcul monozone. La corrélation «mesure-calcul» est relativement bonne. On peut cependant remarquer une dynamique plus rapide pour le calcul en multizone.

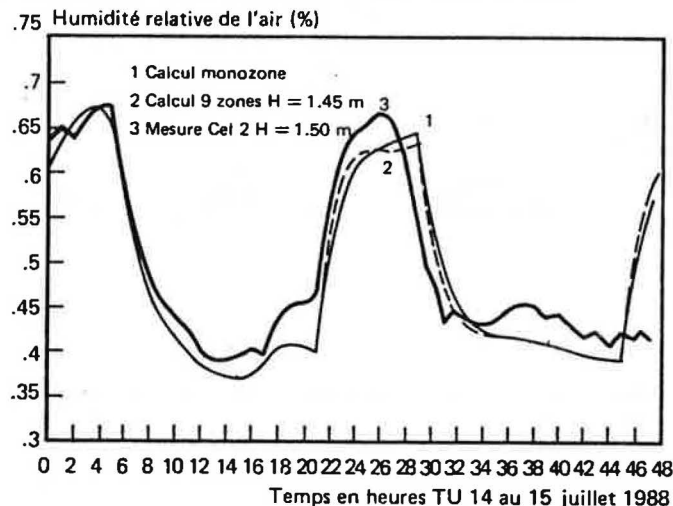


Figure 1 - Evolution de l'humidité de l'air sans mobilier (cel. EDF 1)

Dans les figures 2 et 3, nous avons simulé l'influence de la variation du coefficient β . Physiquement cette variation peut provenir de deux causes principales :

- régime de ventilation (zone ventilée, zone morte, vitesse d'air variable),
- rapport «volume/surface» du mobilier.

Il faut noter que dans les calculs, le rapport $\frac{V}{S}$ est constant puisque nous simulons un cube exposé sur cinq faces. Il s'exprime uniquement en fonction du volume $\frac{V}{S} = \frac{V0,33}{5}$.

Donc pour représenter le rapport $\frac{V}{S}$ réel, il nous faut modifier β' réel de la manière suivante :

$$\beta = \frac{\beta' \text{ réel } S \text{ réelle}}{5 \sqrt{0,66} \text{ réel}}$$

Dans notre application, $\beta = 12,3 \beta'$ réel. Les valeurs indiquées dans les figures sont les valeurs de β et non de β' réel.

Que ce soit dans le cas du calcul multizone ou monozone, les écarts entre calculs et mesures à 1,50 m sont relativement faibles. Nous pouvons faire les remarques suivantes :

- la dynamique d'absorption est mieux représentée en calcul multizone,
- les paliers haut et bas sont légèrement mieux représentés en calcul monozone,
- dans les deux types de calcul, il semblerait qu'il soit nécessaire d'utiliser deux coefficients β :
 - un coefficient β de l'ordre de 0,00020 pour la désorption,
 - un coefficient β inférieur à 0,00004 pour l'absorption.

Cette dernière remarque peut s'expliquer par les différences notoires qui peuvent exister entre les courbes d'absorption et de désorption et par les phénomènes de diffusion qui sont inclus dans le coefficient β .

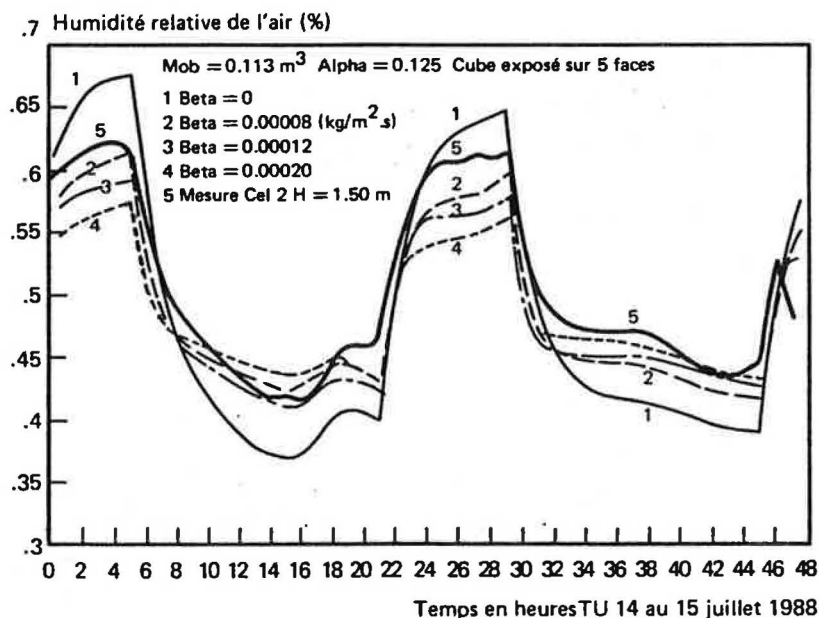


Figure 2 - Influence du coefficient BETA sur l'humidité Int. (monozone)

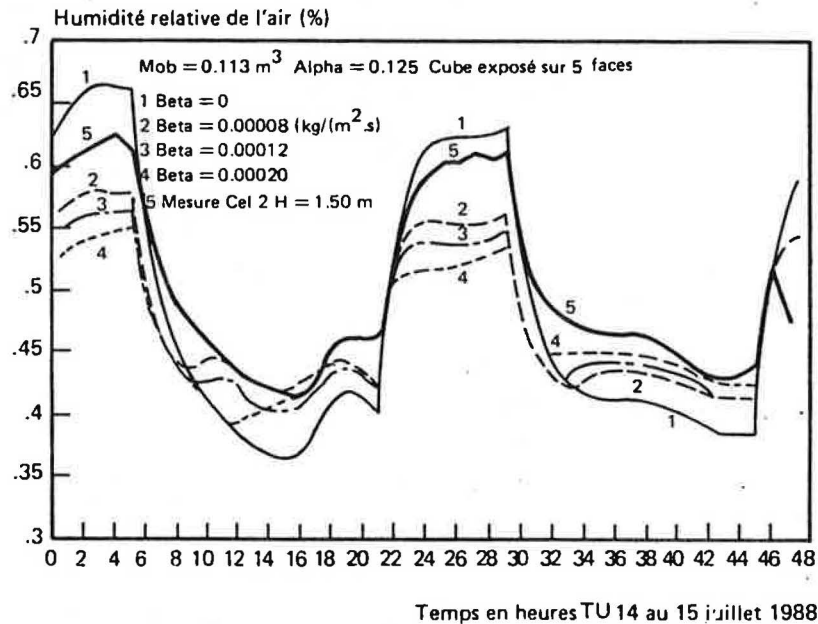


Figure 3 - Influence du coefficient BETA sur l'humidité int. (multizone)

Dans les figures 4 et 5, nous avons reporté les gradients verticaux de températures et d'humidité. Les gradients de températures sont imposés dans le calcul par l'intermédiaire de températures à trois niveaux : H = 0,35 m ; H = 1,45 m ; H = 2,35 m.

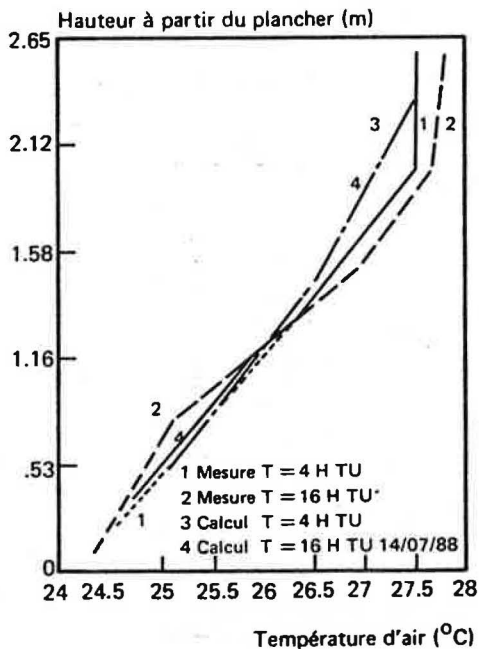


Figure 4 - Stratification de l'air.
 Comparaison calcul exp.
 Cellule n° 2

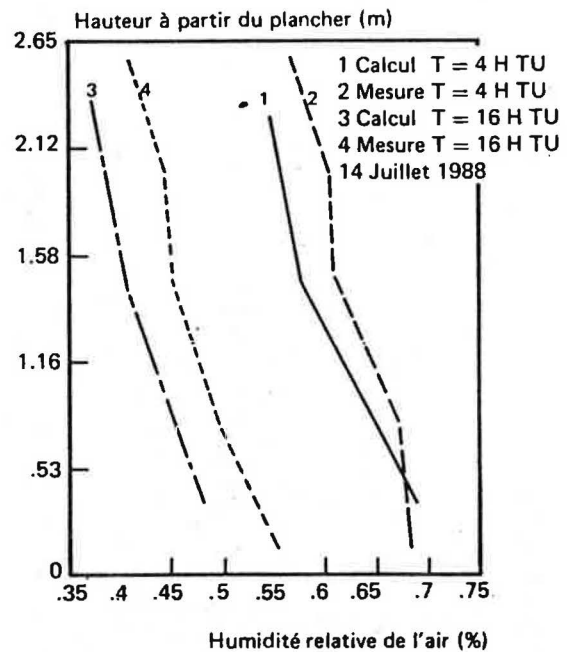


Figure 5 - Stratification de l'humidité.
 Comparaison calcul exp.
 Cellule n° 2

L'allure des gradients d'humidité mesurés est assez bien respectée. A ce sujet, on peut faire les remarques suivantes :

- le gradient est légèrement plus important pendant la période de séchage (peut-être dû à la diffusion de vapeur dans l'air et la gravité),
- le niveau moyen des humidités calculées est inférieur à celui des humidités mesurées (sans doute dû au débit de renouvellement d'air puisque le débit d'entrée d'air mesuré est légèrement différent de celui d'extraction),
- les pentes des gradients d'humidité (mesure et calculs) sont très voisines.

Les figures 6 et 7 montrent les évolutions des humidités dans le temps à différents niveaux dans la cellule n° 2 comparés aux résultats du calcul monozone et multizone.

La stratification des humidités dans le temps est assez bien représentée. Il serait possible d'améliorer ces résultats en augmentant la discrétisation.

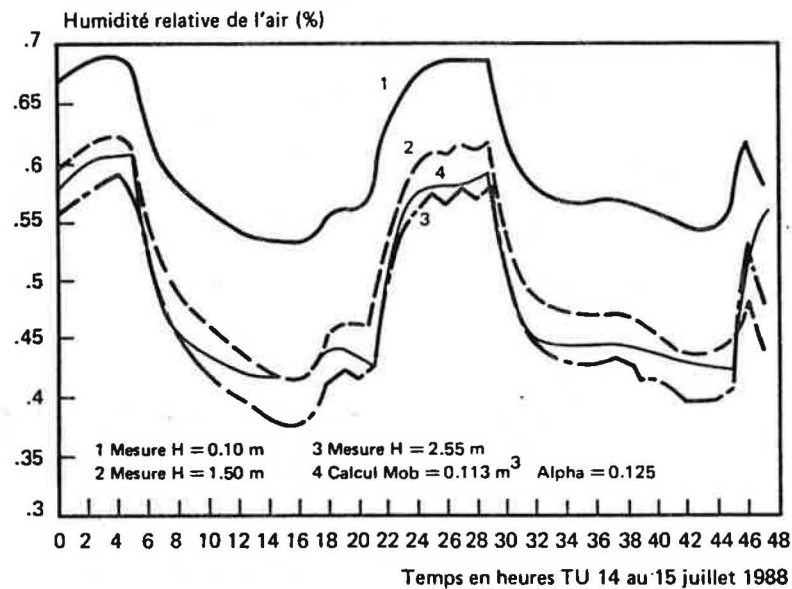


Figure 6 - Comparaison calcul monozone - Expérimentation cellule EDF n° 2

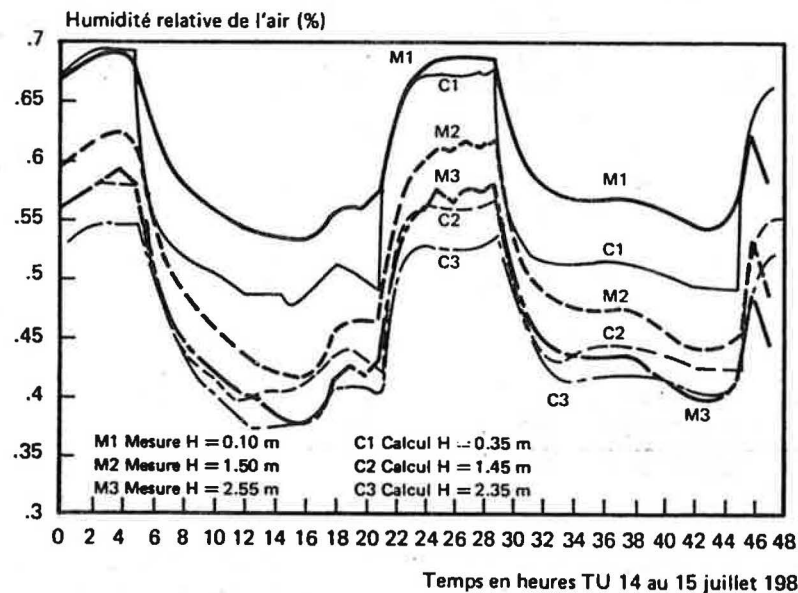


Figure 7 - Comparaison calcul multizone - Expérimentation cellule EDF n° 2

La masse de bois contenue dans la cellule étant pesée en permanence, il est possible de comparer les flux d'humidité échangés entre le bois et l'ambiance (voir figure 8). Dans cette figure, les flux négatifs sont des flux perdus par l'ambiance, donc absorbés par le bois. Nous voyons que l'absorption est surestimée dans les calculs (monozone ou multizone) et que la dynamique d'absorption est mieux représentée dans un calcul multizone.

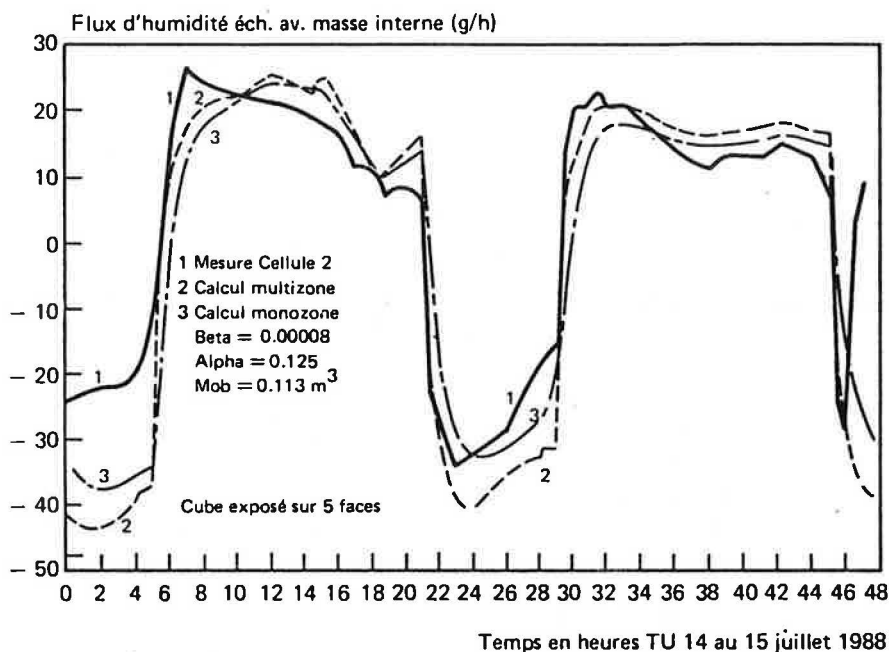


Figure 8 - Influence du mode de calcul sur le flux massique avec masse interne

3 - DIFFUSION DANS LES PAROIS

Dans ce paragraphe, nous présentons uniquement les résultats obtenus par simulation. Nous avons donc simulé la cellule utilisée dans le paragraphe précédent en considérant que seule la paroi extérieure n'est pas étanche à la vapeur d'eau. Cette paroi est composée de 23 cm de parpaing, 9 cm de polyuréthane, 1 cm de plâtre.

La figure 9 présente l'influence du coefficient superficiel d'échange d'humidité. La figure 10 compare les flux de vapeur échangé entre le mobilier et l'ambiance et entre les parois et l'ambiance (pour deux valeurs de coefficient d'échange d'humidité). Les valeurs négatives signifient que la vapeur sort de la pièce.

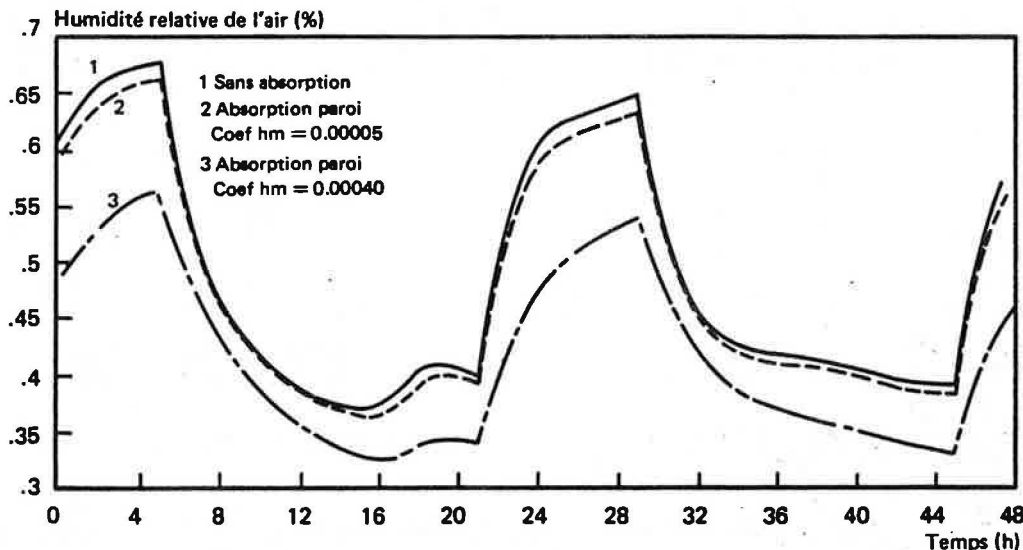


Figure 9 - Influence du coefficient d'échange superficiel sur les parois

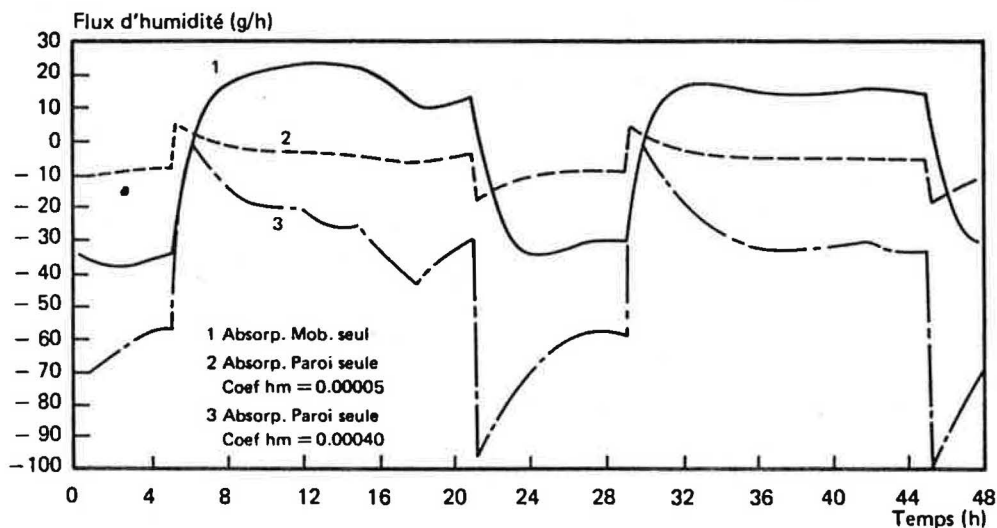


Figure 10 - Evolution des différents modes d'absorption de la vapeur d'eau

CONCLUSION

Les conclusions qui vont suivre ne peuvent être que partielles dans la mesure où le calage expérimental concernant l'absorption-diffusion dans les parois n'est pas encore effectué.

Cependant, on peut déjà dégager un certain nombre de paramètres importants à prendre en compte :

- la stratification de l'air. Celle-ci peut en effet avoir un effet essentiel sur l'impression d'air sec ressentie dans le cas d'un chauffage «stratifiant». Cet effet est d'autant plus grand que l'isolation est mauvaise (en particulier l'isolation du plancher, gradient tête-pied). Un des effets secondaires de cette stratification se situe dans le mode de fonctionnement des systèmes de ventilation hygrorégulant ; en particulier la place des capteurs d'humidité n'est pas neutre,
- le rôle du mobilier. La modélisation du mobilier par un modèle du premier ordre est bonne. La vérification a été faite dans un cas simple. Nous envisageons d'identifier un mobilier complet en l'assimilant à un modèle du premier ordre,
- enfin, le rôle des parois qui peut être décomposé en deux :
 - . les parois intérieures,
Leur modélisation par un modèle du premier ordre est acceptable dans la mesure où l'on ne s'intéresse pas aux teneurs en eau.
 - . les parois extérieures,
Leur fonctionnement est plus délicat car deux phénomènes se superposent (en simplifiant) l'absorption et la diffusion. La prise en compte de ses deux phénomènes simultanément exige des caractéristiques de matériaux, quelquefois longues à mesurer. Il nous reste à vérifier si la superposition des deux modèles suivants est correcte :
 - a) diffusion vapeur suivant la loi de Fick,
 - b) modèle d'absorption du premier ordre.

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [1] M.H. MARTINON, R. FAUCONNIER
Introduction des échanges d'humidité dans les parois et dans le mobilier, dans un logiciel de simulation du comportement hygrothermique des bâtiments.
- [2] P. CRAUSSE, G. BACON, S. BORIES
Etude fondamentale des transferts couplés Chaleur-Masse en milieu poreux, 1980.
- [3] S. BORIES
Principes physiques de l'évaporation. Transferts de chaleur et de masse entre un matériau poreux et l'atmosphère.
- [4] D. QUENARD, H. SALLEE
Comportement dynamique des matériaux de construction vis-à-vis de l'humidité, CSTB Grenoble, août 1986, n° 115.