



HAL
open science

Modèle simplifié du comportement hygrothermique d'un chai

J.-L. Battaglia, W. Jomaa, J. Gounot

► **To cite this version:**

J.-L. Battaglia, W. Jomaa, J. Gounot. Modèle simplifié du comportement hygrothermique d'un chai. Journal de Physique III, 1996, 6 (11), pp.1535-1553. 10.1051/jp3:1996201 . jpa-00249544

HAL Id: jpa-00249544

<https://hal.science/jpa-00249544>

Submitted on 4 Feb 2008

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

Modèle simplifié du comportement hygrothermique d'un chai

J.-L. Battaglia (*), W. Jomaa et J. Gounot

Laboratoire Énergétique et Phénomènes de Transfert-ENSAM (**),
Esplanade des Arts et Métiers, 33405 Talence Cedex, France

(Reçu le 21 décembre 1995, révisé le 12 juin 1996, accepté le 8 août 1996)

PACS.44.30.+v – Heat transfer in inhomogeneous media, in porous media, and through interfaces

PACS.47.55.Mh – Flows through porous media

PACS.44.90.+c – Other topics in heat transfer, thermal and thermodynamic processes

Résumé. — Le couplage entre chaleur et humidité est souvent important dans certains types de bâtiment et ne permet pas de traiter les deux transferts indépendamment l'un de l'autre. C'est le cas des chais où se déroule l'élevage du vin en barriques. Sans hypothèses fortes, la prise en compte du couplage hygrothermique donne alors lieu à une modélisation complexe tant au point de vue de sa formulation que de la résolution des équations. Dans ce travail, nous développons un modèle simplifié, basé sur une étude préliminaire du bâtiment considéré. Un algorithme de résolution, adapté à la configuration étudiée, est proposé. Les hypothèses de modélisation sont validées à partir de relevés expérimentaux de température et d'humidité, réalisés sur deux périodes de l'année. Une étude de sensibilité du modèle à certains paramètres est menée. Enfin, une application du modèle, pour l'évaluation de la quantité de vin évaporée sur une année, est présentée.

Abstract. — Coupling between heat and moisture is often important for some kind of buildings. It is the case for wine and spirit storehouse for the breeding of wine in cask. Without strong assumptions, the knowledge model is too complex in regard to the formulation and the resolution of the equations. In this work, we develop a simplified model based on a preliminary study of the concerned building. For the resolution, an algorithm, adapted to our configuration, is proposed. Assumptions are proved with respect to experimental measurements of temperature and relative moisture, for two periods of the year. A sensitivity analysis of the model to some parameters is carried out. Finally, an implementation of the model, to estimate the quantity of wine lost by evaporation during one year, is presented.

(*) Auteur auquel doit être adressée la correspondance (e-mail : jlb@lept-ensam.u-bordeaux.fr)
(**) URA CNRS 873

Nomenclature

A_w	activité de l'eau	
C	fraction massique de vapeur	
C_p	chaleur massique	$J\ kg^{-1}\ ^\circ C^{-1}$
D	coefficient de diffusion massique	$m^2\ s^{-1}$
e	épaisseur	m
F_α	coefficient d'exposition au vent	
F_m	densité de flux masse sur la barrique	$kg\ m^{-2}\ s^{-1}$
g	accélération de la pesanteur	$m\ s^{-2}$
H	enthalpie massique	$J\ m^{-3}$
HR	humidité relative	
\dot{H}	flux d'enthalpie	W
h	coefficient d'échange	$W\ m^{-2}\ ^\circ C^{-1}$
K	perméabilité intrinsèque	m^2
k_r	perméabilité relative	
L	chaleur latente de vaporisation de l'eau	$J\ kg^{-1}$
l	largeur	m
m	masse	kg
\dot{m}	débit masse	$kg\ s^{-1}$
N_b	nombre de barriques	
N_0	nombre de bouteilles	
n_{ope}	nombre d'ouvertures d'air entrant et sortant	
n_p	nombre d'éléments constitutifs de l'enveloppe	
P	puissance	W
p	pression	Pa
Q	débit volume d'air	$m^3\ s^{-1}$
R	rayon d'une barrique ou d'une bouteille	m
S	saturation	
s	surface d'un élément	m^2
t	temps	s
T	température	$^\circ C$
V	vitesse	$m\ s^{-1}$
v	volume	m^3
W	teneur en eau (base sèche)	
x, y, z	variables d'espace	

indices et exposants

(1)	zone 1	irr	irréductible
(2)	zone 2	m	masse
a	air humide	l	liquide
as	air sec	o	bouteille
b	barrique	p	paroi
c	chêne	pc	production de chaleur sensible
cd	condensation	psf	point de saturation des fibres
e	entrant	pv	production de vapeur

éq	équilibre	ray	rayonnement solaire
év	évaporation	s	sortant
ex	extérieur	sat	saturation
h	humide	surf	superficiel barrique
i	intérieur	v	vapeur

Symboles grecs

α	coeff. de régression linéaire	
ρ	masse volumique	kg m ⁻³
ε	facteur d'absorption solaire	
ϕ	porosité	
Φ	flux	W
φ	densité de flux	W m ⁻²
λ	conductivité thermique	W m ⁻¹ °C ⁻¹
δt	pas de temps	s
δx	pas d'espace	m
Δ	domaine de variation de la teneur en eau dans le chêne	

Opérateurs

∇	gradient
$\nabla \cdot$	divergence

1. Introduction

Un chai est un bâtiment servant au stockage des barriques contenant le vin pendant la phase de maturation. Ce type de construction est caractérisé par un volume d'air ambiant important et une architecture très simplifiée. L'absence de paroi transparente au rayonnement solaire est une particularité remarquable de ce type d'ouvrage.

En règle générale, on admet qu'une température d'air moyenne comprise entre 13 et 16 °C est idéale pour l'élevage du vin en barrique, en terme de qualité et de quantité du produit. Les évolutions autour de cette valeur moyenne doivent de plus être faibles, d'où l'intérêt des constructions enterrées. La régulation de la température et de l'humidité de l'air ambiant, ainsi que la prédiction de la quantité de vin perdue pendant la période de stockage sont donc des éléments susceptibles d'améliorer notablement la qualité de la production.

La quantité d'eau présente dans ce type de bâtiment est très importante, le vin étant un mélange d'environ 90 % d'eau et 10 % d'éthanol. La majorité des matériaux rentrant dans la constitution du chai sont poreux (matériau de paroi, chêne de barrique...) et sont donc le siège de migration d'humidité sous forme vapeur et liquide. Les phénomènes d'évaporation et de condensation liés à la présence d'humidité, contribuent d'autant plus significativement au bilan énergétique global que la quantité d'eau présente est importante. Les modèles classiques du comportement thermique instationnaire d'un bâtiment [1, 2], ne prenant en compte que la partie sensible de l'enthalpie, ne sont donc pas adaptés à cette configuration, la contribution latente n'étant plus négligeable. Le but de ce travail est donc la modélisation des échanges de chaleur et d'humidité dans un chai. Le type de bâtiment étudié ici étant un ouvrage monté sur terre-plein.

Tableau I. — *Caractéristiques géométriques et thermophysiques des différents matériaux entrant dans la constitution du bâtiment. Les caractéristiques du chêne sont portées en annexe (r désigne le rayon).*

[Geometric and thermo-physics values of the materials used in the building constitution. Oak characteristics are in the annex (r is the radius).]

Composant	matériau	λ ($\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$)	ρ (kg m^{-3})	C_p ($\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$)	e (m)
mur	siporex	0,35	900	1100	0,2
ouvrants	pin	0,5	600	1100	0,06
	polystyrène	0,035	25	1370	0,1
toit	air	0,02	1	1000	0,5
	fibrociment	0,4	425	800	0,005
dalle	béton armé	1,75	2500	1000	0,1
barrique	eau	0,6	1000	4182	$r = 0,3$
bouteille	eau	0,6	1000	4182	$r = 0,045$

Le modèle que nous proposons permet, d'une part, d'évaluer la température T_i et l'humidité relative HR_i de l'air dans le chai en fonction du temps et, d'autre part, d'analyser et quantifier le phénomène d'évaporation du vin au travers du chêne formant l'enveloppe de la barrique. Ce phénomène, nommé "consume", est directement lié aux sollicitations thermiques et hydriques agissant sur le bâtiment, à savoir : la température extérieure T_{ex} , le flux solaire Φ_{ray} , l'humidité relative extérieure HR_{ex} et éventuellement des termes sources prenant en compte la production de vapeur d'eau et de chaleur à l'intérieur du chai (présence humaine, machines).

L'évaluation du couplage entre la température et l'humidité en tout point du bâtiment fait appel à un nombre important de données pour la simulation [3, 4]. Dans ce cas il devient difficile d'analyser la sensibilité du modèle à chacun des paramètres. Dans le souci de réduire le nombre de paramètres et de simplifier le modèle, il est primordial, dans un premier temps, d'évaluer la contribution de chaque élément du chai dans le bilan de masse et de chaleur dans l'air ambiant. Une étude menée par ailleurs [5], montre que, dans la configuration étudiée, on peut négliger la participation de l'enveloppe du chai devant celle des barriques dans le bilan massique de vapeur dans l'air ambiant. Ceci reste valable lorsque la quantité d'eau mise en jeu est importante (mouillage des parois dû à la pluie ou à la condensation par exemple).

Le comportement hygrothermique du bâtiment est simulé avec des sollicitations réelles correspondant à deux périodes caractéristiques de l'année. Les résultats sont comparés avec les mesures réalisées dans le chai. Les résultats obtenus permettent de valider les hypothèses liées à la modélisation. La sensibilité du modèle au renouvellement d'air et au coefficient d'échange thermique, caractérisant les échanges de chaleur entre les barriques et l'air ambiant par convection, est ensuite étudiée. Enfin, la consume est évaluée en fixant la valeurs des sollicitations représentatives pour chaque saison de l'année.

2. Description du site

Le site étudié, constitué par deux zones accolées, est représenté sur la figure 1. Les caractéristiques thermophysiques des différents matériaux rentrant dans la constitution de l'enveloppe sont portées dans le tableau I.

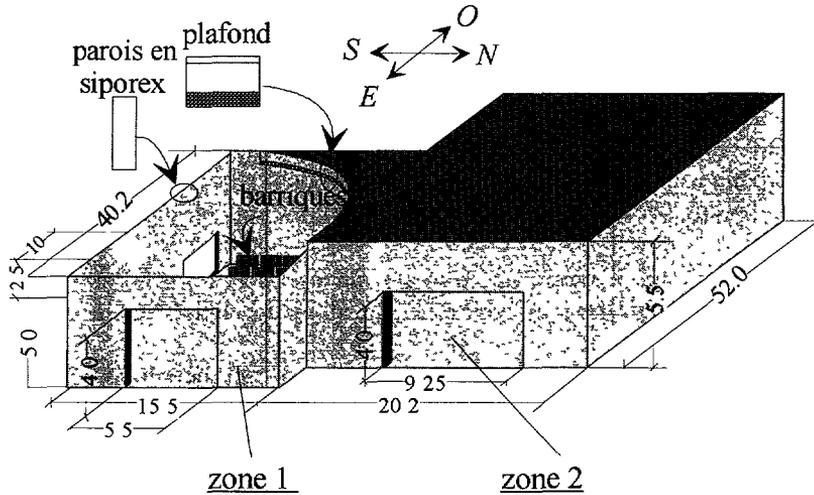


Fig. 1. — Représentation et orientation du bâtiment. Les volumes des zones 1 et 2 sont respectivement de 3115 m³ et 5070 m³.

[Representation and aspect of the building. Bulk of zone 1 and 2 are respectively 3115 m³ and 5070 m³.]

Le renouvellement d'air est dû aux infiltrations au niveau des ouvrants non-étanches, ou à l'ouverture de ceux-ci pour l'accès au bâtiment. Ce débit dépend d'une part des conditions météorologiques extérieures telles que la température et la vitesse du vent et d'autre part de l'exposition du bâtiment. Une évaluation du renouvellement d'air en fonction du temps peut être obtenue en écrivant le débit à travers un élément, de largeur l et de hauteur dz , sous la forme [6] :

$$dQ = Kl[\Delta P]^n dz \quad (1)$$

où K et n dépendent du type d'élément concerné, et ΔP est la pression relative qui s'écrit :

$$\Delta P(z) = P_i(z) - P_{ex}(z) = P_i(0) + \underbrace{(\rho_{a_{ex}} - \rho_{a_i})gz}_1 + \underbrace{\frac{1}{2}F_\alpha \rho_{ex} V^2}_2 \quad (2)$$

Le terme 1 de l'équation (2) prend en compte le tirage thermique, la masse volumique de l'air ρ_a étant fonction de la température. Le terme 2 correspond à la surpression due au vent, F_α étant le coefficient d'exposition de l'élément et V la vitesse du vent. En faisant l'hypothèse d'incompressibilité et d'indilatibilité de l'air, le bilan massique d'air humide conduit à l'expression des débits dans chacune des deux zones ($j = 1, 2$) :

$$\sum_{k=1}^{n_{ope}} Q_k = 0 \Rightarrow P_i(0) \Rightarrow \Delta P \Rightarrow Q_j (j = 1, 2). \quad (3)$$

Ce calcul nécessite donc la connaissance de la vitesse du vent V sur le site. Pour une météorologie standard, la valeur de Q obtenue par l'équation (3), pour les éléments du bâtiment étudié, est comprise entre 0,25 m³ s⁻¹ et 0,4 m³ s⁻¹. Nous retiendrons donc la valeur de 0,3 m³ s⁻¹ comme valeur de référence pour Q .

3. Modélisation

L'état hygrothermique du bâtiment est caractérisé par la valeur de la température et de l'humidité relative, supposées homogènes dans chaque volume d'air, pour chacune des deux zones.

Le but du modèle est de calculer, pour des sollicitations connues, la température et l'humidité relative de l'air ambiant dans chaque zone. Pour cela, nous écrivons le bilan massique de vapeur et le bilan d'enthalpie totale égale à la somme des enthalpies sensible et latente, dans les volumes d'air ambiant.

Les valeurs des variables, résultant du couplage entre l'air et les différents éléments du chai (parois, barriques) sont déduites des équations de bilan de chaleur et de masse sur chaque élément.

Les variables caractérisant l'état hygrothermique de l'air ambiant dans chaque zone sont la masse volumique de vapeur ρ_v , (kg m^{-3} d'air humide) et la température d'air humide T_i ($^{\circ}\text{C}$).

3.1. BILAN MASSIQUE DE VAPEUR. — Pour la zone 1 ce bilan s'écrit :

$$\frac{dm_v^{(1)}}{dt} = \dot{m}_e^{(1)} - \dot{m}_s + \dot{m}_b + \dot{m}_p^{(1)} + \dot{m}_{pv}^{(1)} \quad (4)$$

m_v est la masse de vapeur (kg) :

$$m_v^{(1)} = \rho_{v_i}^{(1)}(v^{(1)} - N_b v_b) \quad (5)$$

$v^{(1)}$ le volume de la zone et N_b le nombre de barriques stockées de volume unitaire v_b et de surface unitaire s_b .

$\dot{m}_e^{(1)}$ et $\dot{m}_s^{(1)}$ sont respectivement les débits masse de vapeur (kg s^{-1}) entrant et sortant de la zone. En supposant l'air incompressible et indilatable, les débits volume de renouvellement d'air entrant et sortant sont égaux à $Q^{(1)}$ et les débits masse s'écrivent alors :

$$\dot{m}_e^{(1)} = Q^{(1)} \rho_{v_{ex}} \quad \dot{m}_s^{(1)} = Q^{(1)} \rho_{v_i}^{(1)} \quad (6)$$

$\rho_{v_{ex}}$ étant la masse volumique de vapeur de l'air extérieur.

Soit \dot{m}_b le débit masse échangé entre les barriques et l'air ambiant (nous considérons que le comportement hygrothermique est le même pour toutes les barriques), ce débit s'écrit :

$$\dot{m}_b = N_b h_m s_b (\rho_{v_{surf}} - \rho_{v_i}^{(1)}) \quad (7)$$

h_m (m s^{-1}) est le coefficient d'échange massique entre la barrique et l'air ambiant et $\rho_{v_{surf}}$ la masse volumique de vapeur à la surface de la barrique.

Comme nous l'avons précisé en introduction, on peut négliger la contribution des éléments de l'enveloppe du bâtiment (parois et ouvrants) devant celle des barriques dans le bilan massique de vapeur :

$$\dot{m}_p^{(1)} \ll \dot{m}_b \quad (8)$$

Enfin, $\dot{m}_{pv}^{(1)}$ est un terme source de production de vapeur prenant en compte la présence humaine éventuelle dans le bâtiment.

Dans le chai, le bilan de masse de vapeur (4) se met finalement sous la forme :

$$(v^{(1)} - N_b v_b) \frac{d\rho_{v_i}^{(1)}}{dt} = Q^{(1)} (\rho_{v_{ex}} - \rho_{v_i}^{(1)}) + N_b s_b h_m (\rho_{v_{surf}} - \rho_{v_i}^{(1)}) + \dot{m}_{pv}^{(1)}. \quad (9)$$

Pour la zone 2, seuls le renouvellement d'air et le terme source de production de vapeur $\dot{m}_{pv}^{(2)}$ interviennent dans l'équation de bilan de masse de vapeur :

$$(v^{(2)} - N_o v_o) \frac{d\rho_{v_i}^{(2)}}{dt} = Q^{(2)}(\rho_{v_{ex}} - \rho_{v_i}^{(2)}) + \dot{m}_{pv}^{(2)} \quad (10)$$

où N_o est le nombre de bouteilles de volume unitaire v_o et $Q^{(2)}$ le débit de renouvellement d'air pour la zone 2.

3.2. BILAN ENTHALPIQUE. — Pour la zone 1, le bilan d'enthalpie totale (sensible + latente) s'écrit :

$$\frac{dH_i^{(1)}}{dt} = \dot{H}_e^{(1)} - \dot{H}_s^{(1)} + \dot{H}_p^{(1)} + \dot{H}_b + \dot{H}_{pv} + \dot{H}_{pc} \quad (11)$$

Par convention nous prenons comme enthalpie de référence $h_0(T = 0) = 0$. $H_i^{(1)}$ est l'enthalpie de l'air humide qui se met sous la forme :

$$H_i^{(1)} = (v^{(1)} - N_b v_b) \left(\underbrace{\rho_{as} C_{pas} T_i^{(1)}}_1 + \underbrace{\rho_{v_i}^{(1)} (L_0 + C_{pv} T_i^{(1)})}_2 \right) \quad (12)$$

Le terme 1 fait référence à la partie sensible de l'enthalpie, faisant intervenir la masse volumique et la chaleur massique de l'air sec (respectivement ρ_{as} et C_{pas}) ainsi que la température de l'air $T_i^{(1)}$. Le terme 2 prend en compte le terme latent de l'enthalpie dans lequel intervient la masse volumique de vapeur dans l'air ambiant $\rho_{v_i}^{(1)}$, la chaleur latente d'évaporation de l'eau L_0 à 0 °C et la chaleur massique de la vapeur d'eau C_{pv} .

Le flux d'enthalpie entre l'extérieur et l'intérieur de la zone par renouvellement d'air est :

$$\dot{H}_e = (\rho_{as} C_{pas} T_{ex} + \rho_{v_{ex}} (L_0 + C_{pv} T_{ex})) Q^{(1)} \quad (13)$$

T_{ex} étant la température de l'air extérieur.

De la même façon pour le flux d'enthalpie par renouvellement de l'intérieur vers l'extérieur de la zone, on a :

$$\dot{H}_s = (\rho_{as} C_{pas} T_i^{(1)} + \rho_{v_i}^{(1)} (L_0 + C_{pv} T_i^{(1)})) Q^{(1)} \quad (14)$$

Le flux d'enthalpie entre les parois de l'enveloppe du bâtiment et l'air ambiant dans chaque zone ne fait intervenir que la partie sensible :

$$\dot{H}_p = \sum_{j=1}^{n_p^{(1)}} h_j s_j^{(1)} (T_p^{j(1)} - T_i^{(1)}) \quad (15)$$

h_j étant le coefficient d'échange thermique global à la paroi de surface S_j prenant en compte les échanges par convection et rayonnement.

Le flux d'enthalpie entre l'air ambiant et les barriques fait intervenir l'expression du flux masse \dot{m}_b :

$$\dot{H}_b = N_b h_b s_b (T_{surf} - T_i^{(1)}) + \dot{m}_b (L_0 + C_{pv} T_{surf}) \quad (16)$$

T_{surf} étant la température superficielle des barriques.

Le terme source de vapeur introduit une puissance latente dans le bilan enthalpique de la forme :

$$\dot{H}_{pv}^{(1)} = \dot{m}_{pv}^{(1)} (L_0 + C_p T_i^{(1)}) \quad (17)$$

Nous prenons enfin en compte un terme source sous la forme de la puissance sensible \dot{H}_{pc} . Finalement le bilan d'enthalpie totale (11) pour le chai devient :

$$\begin{aligned} (v^{(1)} - N_b v_b) \left[(\rho_{as} C_{pas} + \rho_{v_i}^{(1)} C_{pv}) \frac{dT_i^{(1)}}{dt} + (L_0 + C_{pv} T_i^{(1)}) \frac{d\rho_{v_i}^{(1)}}{dt} \right] = N_b h_b s_b (T_{surf} - T_i^{(1)}) \\ + (\rho_{as} C_{pas} (T_{ex} - T_i^{(1)}) + \rho_{v_{ex}} (L_0 + C_{pv} T_{ex}) - \rho_{v_i}^{(1)} (L_0 + C_{pv} T_i^{(1)})) Q^{(1)} + \dot{H}_{pc}^{(1)} \\ + h_z \sum_{j=1}^{n_p^{(1)}} s_j (T_p^{j(1)} - T_i^{(1)}) + \dot{m}_{pv}^{(1)} (L_0 + C_{pv} R_i^{(1)}) + \dot{m}_b (L_0 + C_{pv} T_{surf}). \end{aligned} \quad (18)$$

Pour la zone 2, le bilan se met sous la forme :

$$\begin{aligned} (v^{(2)} - N_o v_o) \left[(\rho_{as} C_{pas} + \rho_{v_i}^{(2)} C_{pv}) \frac{dT_i^{(2)}}{dt} + (L_0 + C_{pv} T_i^{(2)}) \frac{d\rho_{v_i}^{(2)}}{dt} \right] = N_o h_o s_o (T_{surf_o} - T_i^{(2)}) \\ + (\rho_{as} C_{pas} (T_{ex} - T_i^{(2)}) + \rho_{v_{ex}} (L_0 + C_{pv} T_{ex}) - \rho_{v_i}^{(2)} (L_0 + C_{pv} T_i^{(2)})) Q^{(2)} + \dot{H}_{pc}^{(2)} \\ + h_z \sum_{j=1}^{n_p^{(2)}} s_j (T_p^{j(2)} - T_i^{(2)}) + \dot{m}_{pv}^{(1)} (L_0 + C_{pv} R_i^{(2)}). \end{aligned} \quad (19)$$

À ces équations, il faut rajouter les équations de bilan sur chaque élément (enveloppe, barrique) du bâtiment, qui vont permettre d'accéder aux inconnues : $\rho_{v_{surf}}$, T_{surf} , T_{surf_o} et T_p^j ($j = 1, \dots, n_p^{(1)} + n_p^{(2)}$) des équations (9), (10), (18) et (19).

3.3. BILAN DE CHALEUR SUR UNE PAROI MULTICOUCHES. — En prenant comme exemple la paroi composite formant le plafond, on écrit le transfert de chaleur à travers chaque couche j ($j = 1, \dots, 3$) (20), ainsi que les 4 conditions aux limites, de type Newton aux parois intérieures et extérieures (21, 23) et continuité du flux de chaleur et de la température entre chaque couche (22) [7]. L'hypothèse d'unidirectionnalité est admise ici étant donné le rapport de forme des parois (H/e) $\gg 1$.

$$(\rho C_p)_j \frac{\partial T_j(x, t)}{\partial t} = \lambda_j \frac{\partial^2 T_j(x, t)}{\partial x^2} \quad \begin{cases} 0 < x < e_1 \\ e_1 < x < e_2 \\ e_2 < x < e \end{cases} \quad (20)$$

$$\lambda_1 \frac{\partial T_1(x, t)}{\partial x} = h_{ex} (T_{surf}^1(t) - T_{ex}(t)) - \varepsilon \varphi_{ray} \quad x = 0 \quad (21)$$

$$\begin{cases} \lambda_j \frac{\partial T_j(x, t)}{\partial x} = \lambda_{j+1} \frac{\partial T_{j+1}(x, t)}{\partial x} (j = 1, 2) \\ T_i(x, t) = T_j(x, t) \end{cases} \quad \begin{cases} x = e_1 \\ x = e_2 \end{cases} \quad (22)$$

$$-\lambda_3 \frac{\partial T_3(x, t)}{\partial x} = h_i (T_{surf}^3(t) - T_i(t)) \quad x = e \quad (23)$$

φ_{ray} est la densité de flux solaire global horizontal sur la paroi externe. ε est le coefficient d'absorption solaire dans le visible, h_e et h_i sont les coefficients d'échange thermique globaux extérieur et intérieur sur chaque face de la paroi (voir l'annexe pour les valeurs numériques).

Pour une paroi monocouche, les équations restent les mêmes, mais on ne conserve que les conditions aux limites (21) et (23). Il est à noter que, dans cette modélisation, la paroi est

considérée comme un système thermique stationnaire et linéaire : les coefficients d'échange (h_e et h_i) et les caractéristiques thermophysiques des matériaux (λ, ρ, C_p) sont indépendants du temps et de la température. Cette hypothèse est admise pour tous les éléments de l'enveloppe.

3.4. BILANS DE CHALEUR ET DE MASSE SUR UNE BARRIQUE. — Une barrique est formée d'une enveloppe (ou coque) constituée de plusieurs lames de bois (douelles) en chêne assemblées à l'aide de cerceaux. Pour simplifier nous la considérerons cylindrique et nous supposons que les interfaces entre douelles sont parfaitement étanches.

La modélisation consiste alors à décrire, d'une part, le transfert de chaleur dans l'eau et, d'autre part, le transfert couplé de chaleur et de masse dans le chêne. L'épaisseur de chêne étant très faible devant le rayon de la barrique ($e \ll R$), l'enveloppe peut donc être considérée comme une paroi plane. Il faut enfin compléter ces équations par les différentes conditions aux limites.

On considère que le chêne a un comportement de type capilaro-poreux et qu'il est assimilable à un milieu continu homogène équivalent en équilibre thermodynamique local [8]. Nous ne prenons pas en compte l'éthanol (constituant environ 10 % du produit) qui, par sa miscibilité avec l'eau et sa volatilité dans l'air, rend la modélisation trop complexe [9]. Dans le milieu œnologique, il est d'autre part admis que, dans des conditions normales de fonctionnement, le degré d'alcool n'évolue pas de façon significative pendant la phase d'élevage du vin. On en déduit donc que la perte relative d'éthanol est la même que pour l'eau. Les équations de conservation de la masse et de l'énergie dans ce milieu [10] supposent qu'il n'y a pas de réaction chimique entre les différentes phases (solide, liquide et gaz).

Quand on néglige la contribution de la variation locale de température au transfert de masse (thermo-migration) devant le terme de diffusion massique, l'équation de conservation de la masse dans le milieu poreux se ramène à une équation diffusive [11] :

$$\frac{\partial W}{\partial t} = \nabla \cdot (D_w(T, W) \nabla W) \quad (24)$$

où W est la teneur en eau (kg d'eau par kg de matériau anhydre) et D_w le coefficient de diffusion global prenant en compte le transfert de vapeur, d'air sec, d'eau liquide et d'eau liée. De même quand on néglige le terme convectif lié au transport de masse et la production de chaleur due au changement de phase (liquide \leftrightarrow vapeur) devant le terme de conduction thermique, l'équation de conservation de l'énergie s'écrit :

$$(\rho C_p)_c(T, W) \frac{\partial T}{\partial t} = \nabla \cdot (\lambda_c(T, W) \nabla T). \quad (25)$$

Les hypothèses précédemment formulées sont vérifiées lorsque l'amplitude et la vitesse des sollicitations (température et humidité de l'air ambiant) restent faibles, ce qui est toujours vrai dans notre configuration. Finalement, le modèle pour la barrique s'écrit :

$$(\rho C_p)_e \frac{\partial T(r, t)}{\partial t} = \lambda_e \left(\frac{\partial^2 T(r, t)}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T(r, t)}{\partial r} \right) \quad 0 < r < (R - e) \quad (26)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} (\rho C_p)_c(T, W) \frac{\partial T(r, t)}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial r} \left(\lambda_c(T, W) \frac{\partial T(r, t)}{\partial r} \right) \\ \frac{\partial W(r, t)}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial r} \left(D_w(T, W) \frac{\partial W(r, t)}{\partial r} \right) \end{array} \right. \quad (R - e) < r < R \quad (27)$$

où les conditions aux limites sont les suivantes :

- flux de chaleur nul sur l'axe de symétrie de la barrique

$$\frac{\partial T(r, t)}{\partial r} = 0 \quad r = 0, \quad (28)$$

- à l'interface eau-chêne ($r = R - e$), il y a continuité du flux de chaleur et de la température et la teneur en eau est égale à la teneur en eau à saturation

$$\left\{ \begin{array}{l} \lambda_e \frac{\partial T(r, t)}{\partial r} = \lambda_c(T, W) \frac{\partial T(r, t)}{\partial r} \\ T_e(r, t) = T_c(r, t) \\ W(r, t) = W_{\text{sat}} \end{array} \right. \quad r = (R - e), \quad (29)$$

- à la surface de la barrique, les relations traduisant les échanges de chaleur et de masse avec l'air ambiant, sont :

$$\left\{ \begin{array}{l} -\rho_{cs} \left(D_W(T, W) \frac{\partial W}{\partial r} \right) = h_m(\rho_{v, \text{surf}} - \rho_{v_i}^{(1)}) = F_m \\ - \left(\lambda_c(T, W) \frac{\partial T_c}{\partial r} \right) = h_b(T_{\text{surf}} - T_i^{(1)}) + L(T_{\text{surf}}) F_m \end{array} \right. \quad r = R \quad (30)$$

Dans le modèle diffusif (27) le couplage entre les variables T et W , caractéristiques de chaque type de transfert, résulte des coefficients $(\rho C_p)_c(T, W)$, $\lambda_c(T, W)$ et $D_w(T, W)$ d'une part et, d'autre part, des conditions aux limites (30). Nous portons en annexe l'expression du coefficient de diffusion massique $D_W(T, W)$, ainsi que les différentes données et corrélations nécessaires à ce modèle.

Selon l'état hygrothermique de l'air ambiant il peut y avoir soit évaporation de l'eau contenue dans le chêne, soit condensation de la vapeur d'eau, présente dans l'air ambiant, à la surface des barriques. Lors d'une phase d'évaporation, on détermine le coefficient d'échange massique h_m , à partir de l'analogie de Lewis. Elle suppose que la surface du chêne en contact avec l'air ambiant est continuellement approvisionnée en eau. L'évaporation correspond alors à une phase isenthalpe où la température de surface est égale à la température humide de l'air humide $T_{i,h}^{(1)}$ et où toute la chaleur reçue sert à vaporiser l'eau. Ceci se traduit par :

$$h_b(T_i^{(1)} - T_{i,h}^{(1)}) = L(T_{i,h}^{(1)}) h_m(\rho_v^{(1)} - \rho_{v,h}^{(1)}). \quad (31)$$

La relation (31) permet alors de calculer h_m , à partir du coefficient d'échange thermique h_b global et de l'état hygrothermique de l'air ambiant (quelques résultats sont portés dans le Tab. II). Lorsque la température superficielle du chêne est inférieure ou égale à la température de rosée de l'air ambiant, où la pression de vapeur devient égale à la pression de vapeur saturante, il y a condensation sur le chêne.

4. Approche numérique

4.1. MÉTHODE DE RÉOLUTION. — Pour toute simulation on doit définir un état initial : température et humidité relative de l'air ambiant dans chaque zone : $\left\{ \rho_{v_i}^{(1,2)}, T_i^{(1,2)} \right\}^{(0)}$, profil de température dans les parois de l'enveloppe, profil de teneur en eau et de température pour une

Tableau II. — Identification du coefficient d'échange massique h_m en fonction des caractéristiques hygrothermiques de l'air ambiant HR_i et T_i et du coefficient d'échange thermique h_b .

[Identification of the mass exchange coefficient h_m in regard with the hygrothermal characteristics of the ambient HR_i et T_i and with heat exchange coefficient h_b .]

T_i (°C)	HR_i	h_b (W m ⁻² °C ⁻¹)	h_m (m s ⁻¹)
10	80	5	$3,9194 \times 10^{-3}$
10	40	5	$3,8530 \times 10^{-3}$
20	80	5	$3,8307 \times 10^{-3}$
20	40	5	$3,9091 \times 10^{-3}$

barrique. La simulation ne donnera des résultats exploitables qu'à partir d'un temps équivalent à 3 ou 4 fois la constante de temps principale du bâtiment (estimée ici à 250 heures [12]). À partir de cet instant, la condition initiale n'a plus d'influence sur le comportement hygrothermique du bâtiment.

Pour des évolutions réelles des sollicitations (de type climatique), le domaine de variation des variables T_i et ρ_{v_i} reste très limité. Ceci nous permet d'adopter une méthode de résolution rapide, décrite sur la figure 2. Les équations de bilan massique (9, 10) et enthalpique (18, 19) sont résolues à partir d'une discrétisation explicite en temps. Les équations de transfert dans les matériaux sont résolues par la méthodes des éléments finis, en utilisant des éléments 1D linéaires. La discrétisation en temps est obtenue par un schéma Euler semi-implicite [13].

4.2. GESTION DU PAS DE TEMPS. — La condition limite {CL6}, traduisant la stationnarité de la teneur en eau ($W = W_{sat}$) à l'interface eau/chêne, est traité numériquement à partir de la méthode de pénalisation [13]. Cette méthode rend délicate la résolution des équations de transferts couplés dans la barrique. Ainsi, si l'on veut pouvoir simuler l'évolution de la température et de l'humidité dans le chai avec des temps de calculs raisonnables, on doit adopter une méthode de gestion du pas de temps δt qui assure la convergence et la stabilité du schéma numérique. Ce schéma étant constitué par l'ensemble des équations (26) à (30) discrétisées dans l'espace par la méthode des éléments finis et dans le temps par la méthode Euler semi-implicite.

Application : On considère un état d'équilibre dans le chêne correspondant à $T_i^{(0)} = 10$ °C et $HR_i^{(0)} = 80$ % dans l'air ambiant. On suppose une modification instantanée des conditions limites, telle que $T_i = 20$ °C et $HR_i = 60$ %. Sur la figure 3, on trace le profil de teneur en eau dans le chêne à différents instants en utilisant la méthode de gestion du pas de temps classique de type "gradients conjugués". Sur la figure 4, on constate que le profil de teneur en eau dans le chêne varie peu pour des conditions limites très différentes. Le flux masse d'équilibre $F_{m_{eq}}$ est donné dans le tableau III pour les quatre configurations présentées.

Remarque : À l'état stationnaire obtenu à la fin de chaque simulation, le flux d'eau évaporée à la surface du chêne dans l'air ambiant (condition (30)) est égale à celui traversant l'interface eau-chêne (condition (29)). Cet équilibre est à différencier de l'équilibre hygroscopique, correspondant à une teneur en eau d'équilibre dans le chêne W_{eq} , ne dépendant que des caractéristiques hygrothermiques de l'air ambiant. Cette différence se traduit par :

$$W_{surf} > (W_{eq})_{x=\epsilon}(T_i^{(1)}, HR_i^{(1)}). \quad (32)$$

Le choix du pas de temps est très important, particulièrement pour des simulations basées sur des sollicitations hygrothermiques réelles. En effet si δt est trop grand, cela peut faire

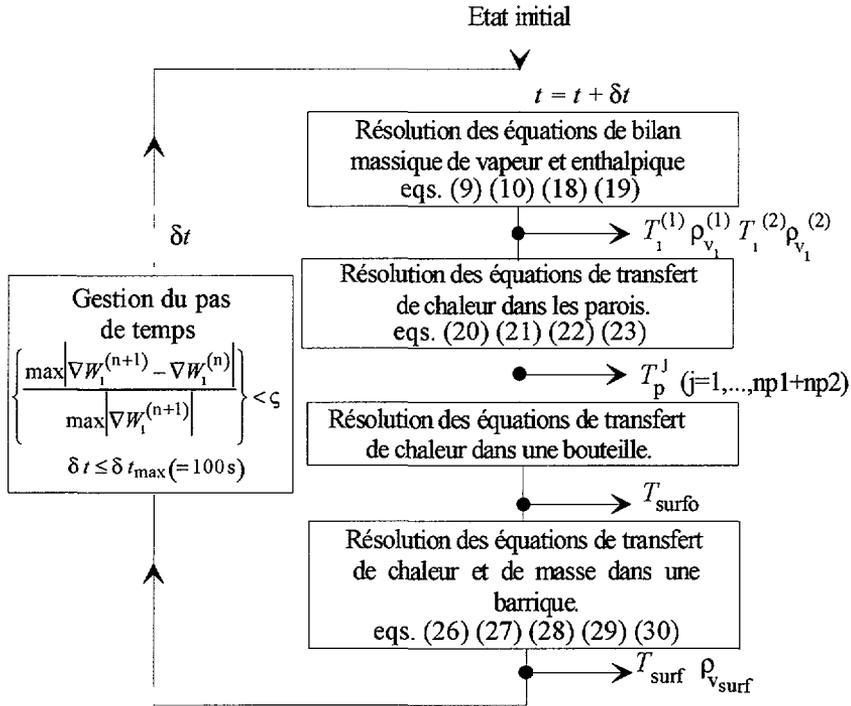


Fig. 2. — Algorithme de résolution du modèle de comportement hygrothermique du bâtiment.

[Algorithme of resolution of the hygrothermal behaviour model of the building.]

Tableau III. — Valeur du flux masse stationnaire à la surface d'une barrique en fonction des caractéristiques hygrothermiques de l'air ambiant HR_i et T_i .

[Stationary mass flux value at the cask surface in regard with the hygrothermal characteristics of the ambient HR_i et T_i .]

T_i (°C)	HR_i	$F_{m_{eq}}$ ($kg\ m^{-2}\ s^{-1}$)
10	80	$1,387 \times 10^{-6}$
10	40	$1,431 \times 10^{-6}$
20	80	$1,913 \times 10^{-6}$
20	40	$1,961 \times 10^{-6}$

apparaître un phénomène, purement numérique, de condensation superficielle sur l'enveloppe des barriques. En effet, la température superficielle de barrique, calculée à l'itération précédente, devient inférieure à la température de rosée de l'air. Si le pas de temps est trop grand, on risque donc de ne pas prendre en compte les états intermédiaires. Ainsi, δt dépend non seulement de la résolution numérique des équations couplées dans le chêne, mais aussi du débit Q de renouvellement d'air. Plus ce dernier est grand et plus l'amplitude de variation de δt doit être faible. Pratiquement, on fixe une valeur limite δt_{max} pour δt , que l'on détermine à partir de simulations avec des pas de temps très petits (de l'ordre de la seconde).

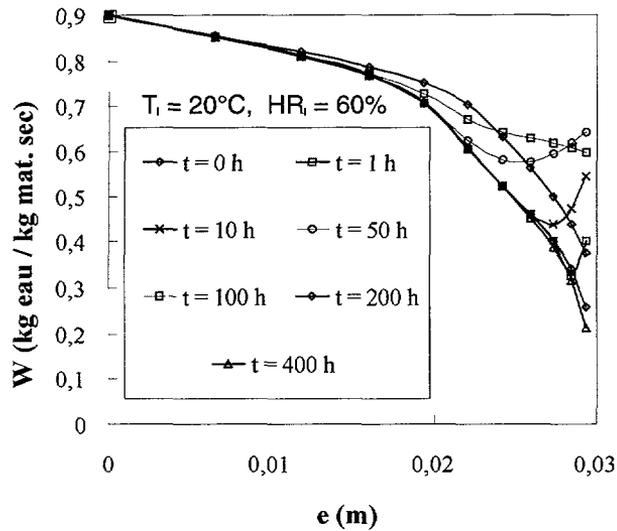


Fig. 3. — Profils de teneur en eau dans le chêne, en fonction du temps, calculés par la méthode de gestion du pas de temps (gradients conjugués) ($h_b = 5 \text{ W m}^{-2} \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$, $N = 11$, $\alpha = 0,8$, $Q = 0,3 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$).

[Water amount cross-section in oak, computed with time step management method (gpt: conjugate gradient) $\delta t = 5 \text{ s}$ ($h_b = 5 \text{ W m}^{-2} \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$, $N = 11$, $\alpha = 0.8$, $Q = 0.3 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$).]

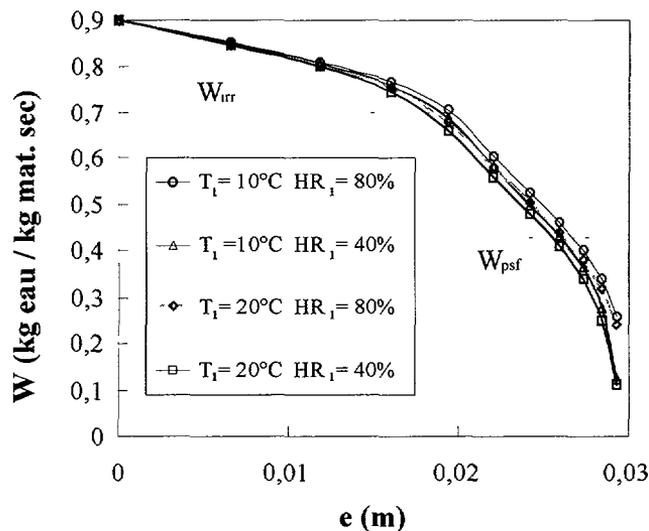


Fig. 4. — Profils d'équilibre de teneur en eau dans le chêne pour différentes valeurs de la température $T_i^{(1)}$ et de l'humidité relative $HR_i^{(1)}$ de l'air ambiant ($h_b = 5 \text{ W m}^{-2} \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$, $N = 11$, $\alpha = 0,8$, $Q = 0,3 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$). $W_{irr} = 0,7$ est la teneur en eau irréductible et $W_{psf} = 0,425$ est le seuil d'hygroscopicité.

[Water amount cross-section in oak at the equilibrium for different values of temperature $T_i^{(1)}$ and relative moisture $HR_i^{(1)}$ of the ambient ($h_b = 5 \text{ W m}^{-2} \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$, $N = 11$, $\alpha = 0.8$, $Q = 0.3 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$). $W_{irr} = 0.7$ is the irreducible water amount and $W_{psf} = 0.425$ is the hygroscopic threshold.]

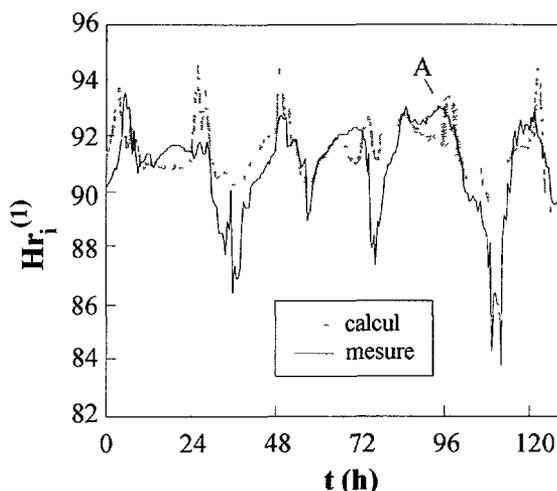


Fig. 5. — Comparaison entre la réponse du modèle hygrothermique et les relevés expérimentaux pour l'humidité relative à l'intérieur du chai au mois de février ($h_b = 5 \text{ W m}^{-2} \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$, $Q = 0,3 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$).

[Comparison between hygrothermal model response and experimental measurements for the relative moisture inside the wine and spirit storehouse in February ($h_b = 5 \text{ W m}^{-2} \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$, $Q = 0.3 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$).]

5. Validation et applications du modèle

5.1. SIMULATION DU COMPORTEMENT RÉEL. — À partir de la modélisation et de l'algorithme de résolution présentés, nous simulons le comportement hygrothermique du bâtiment pour des sollicitations mesurées aux mois de février et de juin. Les résultats de la simulation sont ensuite comparés avec les mesures de température et d'humidité relative effectuées à l'intérieur du chai pour ces périodes.

En février, le flux solaire est faible et essentiellement diffus. L'humidité relative extérieure évolue de 55 à 100 %, mais la température étant assez basse, cela correspond à des teneurs en eau faibles comprises entre 5 et 8 g eau/kg air sec. En juin, les conditions de température et d'humidité correspondent à une teneur en eau dans l'air comprise entre 7,5 et 11 g eau/kg air sec, donc plus élevée qu'en hiver.

La comparaison entre le calcul et la mesure pour l'humidité relative intérieure du chai est représentée sur les figures 5 et 6. Du point de vue quantitatif, on constate que la variation d'humidité relative intérieure (entre 84 % et 94 % pour la mesure) est faible vis-à-vis de celle de l'extérieur (comprise entre 55 % et 100 %), malgré un renouvellement d'air de $0,3 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$. L'explication tient en deux points. D'une part, le bâtiment est thermiquement bien isolé (l'amplitude de la température intérieure est de l'ordre de $2 \text{ }^\circ\text{C}$ pour une variation de l'ordre de $17 \text{ }^\circ\text{C}$ à l'extérieur). D'autre part, le chêne de barrique est un matériau fortement hygroscopique ($W_{\text{psf}} = 0,425 \text{ kg eau/kg mat. anhydre}$) et a un rôle régulateur vis-à-vis de l'humidité ambiante. Cette régulation a été mise en évidence par Monchoux *et al.* [14] et Bienfait [15] sur le rôle du mobilier vis-à-vis de l'humidité dans un local d'habitation. Qualitativement, l'écart entre le modèle et les mesures est de l'ordre de 5 %. L'évolution moyenne de l'humidité est globalement bien reproduite par le modèle, mais on observe par contre des différences de comportement importantes, voir des tendances inversées (zones A et B sur les Figs.). Ceci résulte de plusieurs phénomènes, dont les plus significatifs sont liés à la précision de la mesure

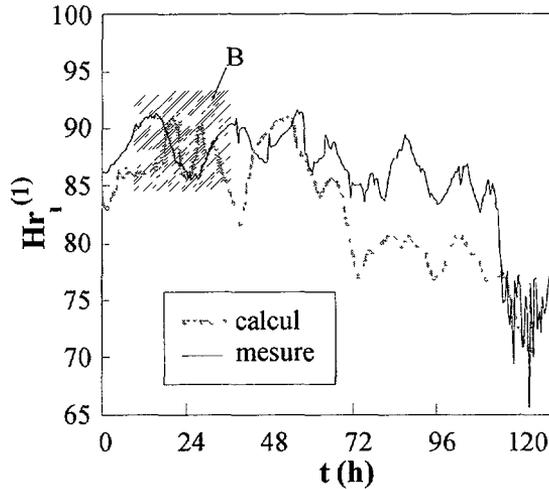


Fig. 6. — Comparaison entre la réponse du modèle hygrothermique et les relevés expérimentaux pour l'humidité relative à l'intérieur du chai au mois de juin ($h_b = 5 \text{ W m}^{-2} \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$, $Q = 0,3 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$).

[Comparison between hygrothermal model response and experimental measurements for the relative moisture inside the wine and spirit storehouse in June ($h_b = 5 \text{ W m}^{-2} \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$, $Q = 0.3 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$).]

de l'humidité relative intérieure et extérieure d'une part et, d'autre part, à l'utilisation d'une seule sonde d'humidité pour l'intérieur. Enfin, l'incertitude sur la valeur du débit de renouvellement d'air Q est élevé lorsque celui-ci résulte essentiellement d'infiltrations au travers d'ouvrants non-étanches.

Les simulations relatives au comportement réel du bâtiment permettent de valider les hypothèses adoptées pour la modélisation. Nous pouvons donc à présent rechercher l'influence des paramètres sur la réponse hygrothermique du modèle.

5.2. SENSIBILITÉ DU MODÈLE. — Nous simulons le comportement dynamique du chai en prenant en compte des sollicitations périodiques de la température et de l'humidité extérieures :

$$\begin{cases} T_{\text{ex}} &= 22,5 + 7,5 \sin\left(\frac{2\pi t}{24 \times 3600}\right) \\ HR_{\text{ex}} &= 65 - 15 \sin\left(\frac{2\pi t}{24 \times 3600}\right) \end{cases} \quad (33)$$

Ce type de sollicitation trouve son intérêt dans le fait que l'on peut aisément évaluer l'effet de la variation d'un paramètre du modèle sur l'amplitude et le déphasage de la réponse.

Nous étudions alors la sensibilité du modèle à deux paramètres importants : le débit de renouvellement d'air et le coefficient d'échange thermique à la surface des barriques. Ces deux coefficients sont fortement couplés, puisque lorsque le débit de renouvellement d'air Q augmente, h_b augmente aussi. On constate, sur la figure 7, que plus Q augmente, plus la valeur moyenne et l'amplitude de la température intérieure augmentent. D'autre part, le modèle purement thermique (MT) [13] (ne prenant donc pas en compte la présence d'humidité) donne une réponse dont la valeur moyenne coïncide effectivement avec celle de la température extérieure. Cette valeur est supérieure de $3,6 \text{ }^\circ\text{C}$ à celle du modèle hygrothermique et l'amplitude est deux fois plus grande. On vérifie d'autre part que plus le renouvellement est important et plus le

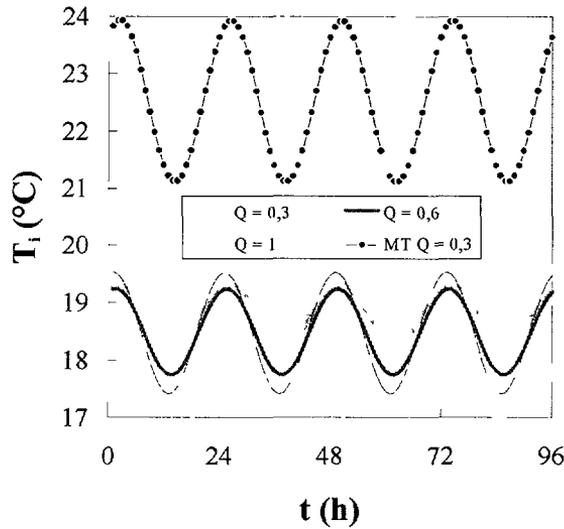


Fig. 7. — Réponse en humidité du modèle hygrothermique à des sollicitations périodiques, pour différentes valeurs du débit de renouvellement d'air. MT est la réponse du modèle purement thermique pour $Q = 0,3 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$ ($h_b = 5 \text{ W m}^{-2} \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$).

[Hygrothermal model response in humidity to periodic solicitations, for different values of renewed air flow. MT is the thermal model response for $Q = 0.3 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$ ($h_b = 5 \text{ W m}^{-2} \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$).]

déphasage entre la réponse hygrothermique et la sollicitation diminue. Enfin, pour un débit de renouvellement d'air constant ($Q = 0,3 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$), plus le coefficient d'échange thermique h_b (et donc massique h_m) de la barrique est grand, plus l'évaporation à la surface des barriques est importante. Il en résulte que la valeur moyenne de l'humidité relative intérieure est grande et son amplitude faible.

5.3. ÉVALUATION DE LA CONSOMME. — Il est important, pour des raisons économiques, d'évaluer la quantité de vin évaporée au cours du stockage. Pour déterminer cette quantité dans la configuration étudiée, il suffit d'intégrer le flux masse total sur la durée du stockage. Pour une première estimation, nous considérons une température, une humidité relative et un flux solaire caractéristiques des quatre saisons de l'année pour la région du sud-ouest. On aboutit alors aux résultats présentés dans le tableau IV.

En sommant les consumes calculées pour chaque saison on obtient un total de 7,37%, ce qui est tout à fait cohérent avec les estimations effectuées dans le chai, donnant une consume comprise entre 5 % et 10 % suivant les années.

6. Conclusion

Dans le domaine de l'étude des transferts couplés de chaleur et de masse dans un bâtiment tel qu'un chai, on ne peut simplifier le modèle de connaissance qu'en formulant des hypothèses tant au niveau des équations que de l'évaluation quantitative de la contribution de chaque élément du bâtiment sur le bilan massique de vapeur dans l'air ambiant.

Le modèle du comportement hygrothermique du bâtiment viticole a été validé à partir de mesures effectuées dans le chai sur deux périodes caractéristiques de l'année : hiver et été. L'approximation consistant à ne retenir que la contribution des barriques et du renouvellement

Tableau IV. — Calcul de la consume sur chaque période de l'année. F_m est le flux masse pour une barrique. q_{ev} est la quantité d'eau évaporée correspondante calculée sur les 3 mois de la saison ($h_b = 5 \text{ W m}^{-2} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$, $Q = 0,3 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$).

[Computation of the quantity of water evaporated during one year. F_m is the mass flux for one cask. q_{ev} is the quantity of water evaporated computed for the 3 month of the circumspect saison ($h_b = 5 \text{ W m}^{-2} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$, $Q = 0.3 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$).]

saison	$T_i^{(1)}(^\circ\text{C})$	$HR_i^{(1)}$	$F_m \text{ (kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}\text{)}$	$q_{ev} \text{ (kg)}$	consume/ saison
hiver					
$T_{ex} = 8 \text{ } ^\circ\text{C}$,					
$HR_{ex} = 90 \text{ } \%$,	7,79	0,955	$1,3865 \times 10^{-7}$	808	0,71 %
$\Phi_{ray} = 200 \text{ W m}^{-2}$					
printemps					
$T_{ex} = 15 \text{ } ^\circ\text{C}$,					
$HR_{ex} = 90 \text{ } \%$,	14,56	0,978	$2,6520 \times 10^{-7}$	1546	1,37 %
$\Phi_{ray} = 300 \text{ W m}^{-2}$					
été					
$T_{ex} = 25 \text{ } ^\circ\text{C}$,					
$HR_{ex} = 75 \text{ } \%$,	23,96	0,867	$5,9483 \times 10^{-7}$	3469	3,08 %
$\Phi_{ray} = 350 \text{ W m}^{-2}$					
automne					
$T_{ex} = 17 \text{ } ^\circ\text{C}$,					
$HR_{ex} = 80 \text{ } \%$,	16,28	0,913	$4,2754 \times 10^{-7}$	2493	2,21 %
$\Phi_{ray} = 250 \text{ W m}^{-2}$					

d'air pour le calcul du bilan massique de vapeur sur l'air ambiant semble justifiée. On constate en effet que l'écart entre les valeurs d'humidité relative calculées et mesurées dans le chai, est faible devant l'amplitude de la réponse.

Deux paramètres ont une influence prépondérante sur le comportement hygrothermique du bâtiment : le débit volume de renouvellement d'air et le coefficient d'échange thermique (et donc massique) à la surface des barriques. Ces deux paramètres étant fortement interdépendants.

Les simulations ont mis en évidence le rôle régulateur des barriques vis-à-vis de l'humidité ambiante. Selon l'état hygrothermique de l'air ambiant, le chêne adsorbe l'eau contenue dans l'air sous forme de vapeur, ou évapore l'eau stockée en son sein. Nous avons constaté que pour une faible teneur en eau dans l'air, correspondant à une température inférieure à $15 \text{ } ^\circ\text{C}$ et à une humidité relative supérieure à $90 \text{ } \%$, l'évaporation à la surface des barriques est très faible et l'évolution de la température est donc très peu sensible à la présence d'humidité dans la configuration étudiée. Le modèle purement thermique donne alors une réponse en température qui coïncide avec celle calculée à partir du modèle hygrothermique et avec celle mesurée dans le chai. Au dessus de $15 \text{ } ^\circ\text{C}$, l'évaporation augmente considérablement et joue un rôle prépondérant sur l'amplitude et la valeur moyenne de la température dans le chai. Dans cette configuration le modèle hygrothermique donne des résultats concordant avec les mesures.

On constate par contre que le modèle thermique surestime la valeur de la température dans le chai et ne peut pas être adopté dans ce cas.

L'algorithme de résolution adopté permet de simuler le comportement du chai avec des temps de calculs réduits (de l'ordre de 20 minutes pour des sollicitations réelles) et donc faibles en regard de la constante de temps principale du bâtiment. Ce modèle peut alors être utilisé en vue de réguler la température et l'humidité de l'air ambiant. À partir de nombreuses simulations, on peut d'autre part optimiser la conception du bâtiment, particulièrement pour le choix des matériaux. Les critères d'optimisation étant ici liés à la diminution de la consomme.

Annexe

1) Coefficient d'échanges pour l'enveloppe du bâtiment :

Coefficient d'absorption solaire : $\varepsilon = 0,6$.

Coefficient d'échange convectif : $h_{ex} = 15 \text{ W m}^{-2} \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$, $h_i = 9 \text{ W m}^{-2} \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$

2) Eau : $\rho_e = 1000 \text{ kg m}^{-3}$, $C_{p_e} = 4182 \text{ J kg}^{-1}$, $\lambda_e = 0,6 \text{ W mK}^{-1}$

3) Données et corrélations utiles pour le calcul des coefficients $(\rho C_p)_c$, λ_c et D_w du modèle diffusif [16].

D_w . Coefficient global de diffusion dans l'équation de transfert de masse dans la chène

$$D_W = -\frac{\rho_e}{\rho_s} K \frac{k_{re}}{\mu_e} \frac{\partial P_c}{\partial W} + \frac{1}{1-C} D \frac{\rho_g}{\rho_s} \frac{\partial C}{\partial W} + D_B$$

$\rho_{cs} \text{ (kg m}^{-3}\text{)}$	750
$\rho_c \text{ (kg m}^{-3}\text{)}$	$\rho_{cs}(0,626 W + 1)$
$C_{p_c} \text{ (J kg}^{-1}\text{)}$	$((1112 + 4,85 T) + 4180 W)/W$
$\lambda_c \text{ (W mK}^{-1}\text{)}$	$(0,386 W + 0,137)$
$D \text{ (m}^2 \text{ s}^{-1}\text{)}$	$\frac{1}{\rho_{sc}} \exp \left[\left(\frac{A_1}{T} + A_2 \right) W + \left(\frac{B_1}{T} + B_2 \right) \right]$
	$A_1 = 10886, A_2 = -31,2, B_1 = -7600, B_2 = 6,69$
ϕ	0,5
W_{psf}	0,425
(kg eau/kg mat. sec)	
W_{sat}	0,9
(Kg eau/kg mat. sec)	
$K \text{ (m}^2\text{)}$	5×10^{-17}
A_w	$\exp(-b_1 b_2^{(100 W)})$
	$b_1 = 2,51 \times 10^{-4} T^2 - 0,1811 T + 35,719$
	$b_2 = -9,475 \times 10^{-4} T + 1,133$
$P_c \text{ (Pa)}$	$1,5628 \times 10^3 (1 - S) \exp(2,947/S)$
	$S = W \phi \frac{\rho_e}{\rho_{cs}}$ est la saturation

Bibliographie

- [1] Lefebvre G., Comportement thermique dynamique des bâtiments : simulation et analyse, Technique de l'Ingénieur, traité Mécanique et Chaleur, Doc. B 2041 (1989).
- [2] Neveu A., Formulation de modèles linéaires d'enveloppe, Énergétique des bâtiment, Tome 2 : calcul des enveloppes, ouvrage coordonné par R. Dehausse, (Pyc Editions, 1988).
- [3] Fauconnier R., Influence de l'humidité sur la consommation énergétique d'un bâtiment en chauffage discontinu, l'humidité dans le bâtiment (Collège International des sciences de la construction-ITBTP, 1982).
- [4] Fauconnier R., Martinon M.-H. et Dalicieux P., Modélisation des échanges d'humidité avec les parois et le mobilier d'une pièce d'habitation (approche de validation expérimentale), Rapport EDF (Service Applications de l'Electricité et Environnement, 1989).
- [5] Battaglia J.-L., Recherche de modèles simplifiés pour le comportement thermique et hygrothermique d'un bâtiment viticole (Thèse de Doctorat, Université Bordeaux 1, 1995).
- [6] Roldan A., Étude thermique et aéraulique des enveloppes de bâtiment : influence des couplages intérieurs et multizones (Thèse de Doctorat, INSA de Lyon, 1985).
- [7] Özisik N., Heat conduction (Wiley, New-York, 1990).
- [8] Withaker S., Simultaneous heat, mass and momentum transfer in porous media: a theory of drying, *Adv. Heat Transfer* **13** (1980)119-203.
- [9] Schwarzbach J., Diffusion in porous materials partially wetted with a binary mixture, *Chem. Eng. Process.* **26** (1989) 35-44.
- [10] Whitaker S., Heat and mass transfer in granular porous media: a theory of drying, *Advances in drying*, vol. 1, HPC (New York, 1980) pp. 23-61.
- [11] Puiggali J.-R and Quintard M., Properties and simplifying assumptions for classical drying models, *Advances in Drying*, vol. 5, Hemisphere Publishing Corporation (New York, 1990).
- [12] Battaglia J.-L. et J. Gounot, Réduction du modèle thermique d'un système linéaire par identification des paramètres d'un modèle de transfert : application au comportement thermique dynamique d'un bâtiment de stockage, *Rev. Gen. de Therm.* **34** n°405 (1995).
- [13] Dhatt G. et Touzot G., Une présentation de la méthode des éléments finis, Collection Université de Compiègne (Maloine S.A., Ed., Paris, 1984).
- [14] Monchoux F., Serin B., Thellier F. et Cordier A., Gestion de l'air d'un local, modélisation des échanges d'humidité internes air-habitat-mobilier, *Rev. Gen. Therm. Fr.*, n°335 – 336 (1989) 663-669.
- [15] Bienfait F., Modalités de prise en compte des transferts de l'humidité dans le mobilier en vue du calcul de l'humidité relative de l'air d'un local, CSTB, 1986.
- [16] Hernandez J.-M., Séchage du chêne : caractérisation, procédés convectif et sous vide (Thèse de Doctorat, Université Bordeaux 1, 1991).