

## Étude des performances thermiques d'un réfrigérateur local basé sur l'évaporation de l'eau à travers une paroi poreuse en argile cuite

Alfa Oumar DISSA<sup>1\*</sup>, Dieudonné Joseph BATHIEBO<sup>1</sup>, Aurélien LÉON<sup>2</sup> et Jean KOULIDIATI<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Laboratoire de Physique et de Chimie de l'Environnement (LPCE), Unité de Formation et de Recherche en Sciences Exactes et Appliquée (UFR/SEA), Université de Ouagadougou, BP7021, Burkina Faso

<sup>2</sup>Air Liquide 75, Quai d'Orsay 75321 Paris Cedex 07 – France

\* Correspondance, courriel : [alfa\\_dissa@univ-ouaga.bf](mailto:alfa_dissa@univ-ouaga.bf)

### Résumé

Dans cette étude, un dispositif de réfrigération basée sur l'évaporation de l'eau à travers une paroi poreuse en poterie est conçu, simulé et expérimenté. L'architecture originale de ce réfrigérateur local a été conçue à partir de l'idée d'optimiser les paramètres pouvant influencer son fonctionnement tout en minimisant le volume d'eau à évaporer à travers la paroi poreuse. Les résultats montrent que le fonctionnement du réfrigérateur est fortement influencé par les trois paramètres physiques dont dépend essentiellement l'évaporation de l'eau à travers un milieu poreux (la température et l'hygrométrie de l'air et la surface totale d'échange). L'analyse des courbes expérimentales et théoriques (simulation) montre que la température de l'eau du réfrigérateur ne peut être abaissée au-delà de la température de bulbe humide de l'air évaporateur. Un tel réfrigérateur en argile cuite aurait de possibles applications dans les cuisines et les Jardins pour la conservation des denrées, en campagne pour le rafraîchissement, sur les airs d'autoroute, dans les parcs nationaux et sur les campings des régions méditerranéennes.

**Mots-clés :** *paroi poreuse, saturation, eau, réfrigérateur, évaporation, température de bulbe humide, argile cuite.*

### Abstract

#### **Study of thermal performances of a local refrigerator based on water evaporation through an earthenware porous wall**

In this study, a system of refrigeration based on water evaporation through a porous wall in earthenware is designed, simulated and tested. The original architecture of this local refrigerator was conceived from the idea to optimize the parameters being able to influence its operation while minimizing the volume of water to be evaporated through the porous wall. The results show that the operation of the refrigerator is strongly influenced by the three physical parameters on which water evaporation through a porous medium mainly depends on (temperature, relative humidity of the air and total surface of exchange). The analysis of the experimental and theoretical curves (simulation) shows that the temperature of the refrigerator water cannot be lowered beyond the wet bulb temperature of the evaporating air. Such an earthenware refrigerator would have possible applications in the kitchens and the Gardens for the conservation of the food products, in the countryside for cooling, on the motorways air, in the national parks and on the camping areas of Mediterranean regions.

**Keywords :** porous wall, saturation, water, refrigerator, evaporation, wet bulb temperature, earthenware.

### Nomenclature

$C_v$	:	concentration en vapeur d'eau, (m)
$D_e$	:	diamètre extérieur des tubes, (m)
$e_{arg}$	:	épaisseur d'argile cuite, (m)
$e_{cim}$	:	épaisseur de ciment, (m)
$h$	:	coefficient d'échange thermique, ( $W.m^{-2}.K^{-1}$ )
$h_{mod}$	:	profondeur du module, (m)
HR	:	humidité relative, (%)
$k$	:	coefficient de transfert de masse, ( $m.s^{-1}$ )
$l_{mod}$	:	largeur du module,
$L_{mod}$	:	longueur du module,
$L_t$	:	longueur des tubes,
$L_v$	:	chaleur latente de vaporisation, ( $kJ.kg^{-1}$ )
$\dot{m}$	:	taux d'évaporation, ( $kg.s^{-1}$ )
$M$	:	masse totale du réfrigérateur, (kg)
$P_v$	:	pression de vapeur d'eau (Pa)
$Q_p$	:	perte thermique (J)
$R$	:	constante des gaz parfaits $R=8.3145 J.mol^{-1}.K^{-1}$
$r^2$	:	coefficient of corrélation
rmse	:	root mean standard error (erreur standard)
$S$	:	surface ( $m^2$ )
$S_{m1}$	:	surface moyenne petite paroi ( $m^2$ )
$S_{m2}$	:	surface moyenne grande paroi ( $m^2$ )
$S_{m3}$	:	surface moyenne paroi intérieure ( $m^2$ )
$S_{Tti}$	:	surface totale d'échange des tubes ( $m^2$ )
$S_{et}$	:	surface des tubes en contact avec l'eau ( $m^2$ )
$S_a$	:	surface du module en contact avec l'air ( $m^2$ )
$T_h$	:	température de bulbe humide ( $^{\circ}C, K$ )
$T_{ep}$	:	température aux interfaces eau – paroi, air-paroi, eau-air ( $^{\circ}C, K$ )
$V_{mod}$	:	Volume du module ( $m^3$ )
$\Delta m$	:	perte de masse (kg)
$\Delta T$	:	chute de température ( $^{\circ}C, K$ )
$\Phi$	:	flux de chaleur (W)
$\lambda$	:	conductivité thermique ( $W.m^{-1}.K^{-1}$ )

### Indice

1	:	petite paroi latérale
2	:	grande paroi latérale
3	:	paroi inférieure
a	:	air
e	:	eau, extérieur
i	:	intérieur
L	:	latente
p	:	paroi
s	:	sensible

sat	:	saturation
sat-ep	:	saturation à l'interface eau-paroi
t	:	tube
v	:	vapeur d'eau

## 1. Introduction

Au Burkina Faso, comme dans d'autres pays d'Afrique subsaharienne, on utilise les jarres en argile cuite pour rafraîchir et stoker l'eau. L'idée de base de ce mécanisme de refroidissement résulte du fait que lorsque de l'air non saturé circule au-dessus d'une surface d'eau, une évaporation se produit et l'air se charge en humidité. La chaleur nécessaire à l'évaporation est prise à l'air et toute la vapeur d'eau produite est emportée par ce même air. La perte de chaleur sensible de l'air est compensée par l'apport de chaleur latente contenue dans la vapeur d'eau. Il s'établit alors un équilibre thermique (de niveau de température plus bas) dans la couche limite air- eau. L'objectif de la présente étude est d'analyser les performances d'un réfrigérateur de denrées alimentaires dont le principe de fonctionnement serait basé sur ce refroidissement par évaporation d'eau, afin d'en améliorer la conception. La source froide (masse d'eau refroidie par évaporation partielle) récupère la chaleur des denrées alimentaires qui voient donc leur température baisser. Simultanément, la quantité d'eau diminue peu à peu et il faut en remettre de temps en temps. Un prototype du réfrigérateur présenté sur la *Figure 1* a été conçu dans le cadre de cette étude. Ce sont les performances thermiques de ce prototype que l'on se propose d'analyser à travers cet article.

## 2. Méthodologie

### 2-1. Principe de fonctionnement du réfrigérateur d'eau en argile cuite

Le mécanisme de réfrigération est basé sur les transferts de chaleur et de masse résultant de l'évaporation de l'eau à travers une paroi poreuse notamment l'argile cuite. Localement, en en une dizaine d'heures, un canari en poterie (jarre sphérique) permet de refroidir de l'eau de 33° à 19 °C pour une température ambiante approchant 40°C, une hygrométrie autour de 40 % et un milieu fortement ventilé. Du point de vue thermodynamique, on cherche donc à optimiser le gain de froid résultant de la vaporisation de l'eau qui est atténué par l'échange de chaleur sensible avec le milieu ambiant. Faire décroître la température d'une certaine quantité d'eau autour de la température de bulbe humide sans aucune consommation d'énergie constitue donc un objectif à atteindre. Il s'ensuit alors un coût de fonctionnement dérisoire. L'eau froide produite par cet échangeur thermique pourrait être alors utilisée pour réfrigérer une enceinte dans laquelle sont entreposées les denrées à conserver.

### 2-2. Description du prototype

Pour les premiers modèles de prototypes du réfrigérateur, nous nous sommes focalisés sur un design simple à réaliser a priori, un parallélépipède traversé par des tubes. Le schéma de principe et les dimensions du dispositif utilisé pour l'étude sont présentés respectivement sur la *figure 1* et le *tableau 1*. Ce prototype est constitué par une calandre traversée par cinq (5) tubes tous en argile cuite poreuse. Cet ensemble calandre-tubes est assimilable à un échangeur thermique à tubes maximisant la surface d'échange avec l'air. Afin d'avoir une meilleure étanchéité du système, les parois externes et les joints de soudure ont été recouverts d'une couche de ciment (béton). De même, la partie supérieure permettant l'ajout d'eau a été recouverte d'une couche de polystyrène. De part la porosité du matériau employé (argile

cuite), l'eau s'infiltré par capillarité à travers les pores de la poterie et s'évapore en produisant du froid à la surface des tubes et des parois en contact avec l'air chaud et sec. Aussi, le matériau utilisé ayant une conductivité thermique non négligeable, le froid produit par la vaporisation de l'eau sera en partie compensé par de la chaleur provenant du milieu ambiant.

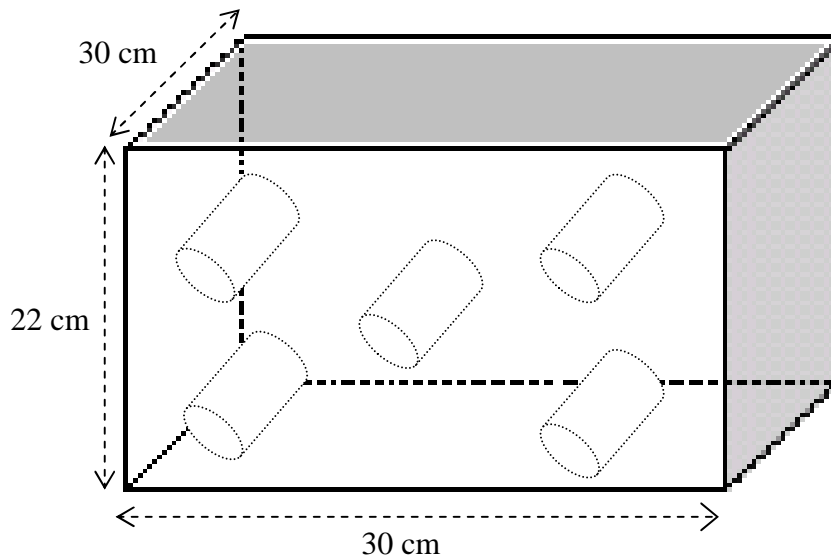


Figure 1 : Schéma de principe du réfrigérateur prototype

Tableau 1 : Dimensions du réfrigérateur du prototype

Longueur du module	$L_{mod} = 30 \text{ cm}$
Largeur du module	$l_{mod} = 20 \text{ cm}$
Longueur des tubes	$L_t = 20 \text{ cm}$
Diamètre intérieur des tubes	$D_i = 2 \text{ cm}$
Diamètre extérieur des tubes	$D_e = 4 \text{ cm}$
Nombre de tubes	$n_t = 5$
Profondeur du module	$h_m = 22 \text{ cm}$
Volume du module	$V_{mod} = L_{mod} * l_{mod} * h = 0,0132 \text{ m}^3$
Épaisseur d'argile cuite	$e_{arg} = 1,5 \text{ cm}$
Épaisseur de ciment	$e_{cim} = 0,25 \text{ cm}$
Surface moyenne petite paroi	$S_{m1} = 0,0387 \text{ m}^2$
Surface moyenne grande paroi	$S_{m2} = 0,0584 \text{ m}^2$
Surface moyenne paroi intérieure	$S_{m3} = 0,057 \text{ m}^2$
Masse totale du réfrigérateur	$M = 5 \text{ kg}$
Surface totale d'échange des tubes	$S_{1ti} = \pi D_i L_t ; S_{Tti} = 5 \times S_{1ti} = 0,072 \text{ m}^2$
Surface des tubes en contact avec l'eau :	$S_e = \pi D_e L_t ; S_{et} = 5 \times S_e$
Surface du module en contact avec l'air :	$S_a = h L_{mod} \times 2 + L_t \times h$

### 3. Modélisation des transferts de chaleur et de masse

#### 3-1. Les hypothèses de travail

Pour modéliser le fonctionnement du réfrigérateur en argile cuite, les hypothèses simplificatrices suivantes ont été admises:

- L'écoulement d'air est permanent et le régime reste laminaire dans les tubes. On peut alors estimer que l'air est constamment renouvelé à la température  $T_a$  sous l'hygrométrie relative  $HR$ .
- Le choix du pas de temps est tel que le flux de chaleur évacué se reporte à toute la masse thermique du système de sorte qu'une température moyenne de l'eau dans le réfrigérateur puisse être calculée.
- La couche limite au voisinage de la surface d'échange paroi interne des tubes-air sec est toujours saturée en eau et la pression de vapeur est celle de la vapeur saturante.
- Les effets de la pesanteur sont supposés négligeables.
- Les transferts sont considérés unidimensionnels selon la direction radiale.

Ces hypothèses permettent de prendre en compte deux types de transfert de chaleur :

- Le transfert de chaleur sensible
- Le transfert de chaleur latente résultant du transfert de masse par évaporation.

#### 3-2. Modèles de transfert de masse et de chaleur

##### 3-2-1. Transfert de chaleur sensible

C'est le transfert entre l'air du milieu ambiant et le réfrigérateur, il est donné par :

$$d\Phi_s = h dS (T_{ep} - T_a) = h (dS) \Delta T \quad (1)$$

Où :  $d\Phi$  est la variation élémentaire de flux de chaleur par unité de section,  $h$  le coefficient d'échange thermique,  $dS$  la surface élémentaire d'échange et  $\Delta T$  la différence de température entre l'eau à la surface interne des tubes et l'air extérieur.

##### 3-2-2. Transfert de masse et de chaleur latente

###### – Transfert de masse

L'équation de transfert de masse par convection entre la vapeur saturante à l'interface eau - paroi des tubes et l'air ambiant, par analogie à l'équation de Newton en transfert de chaleur par convection, s'écrit :

$$\dot{m} = kS (C_{v,sat-ep} - C_{v,a}) \quad (2)$$

et le flux massique par unité de surface s'écrit :

$$d\dot{m} = kdS (C_{v,sat-ep} - C_{v,a}) \quad (3)$$

En supposant que l'air et la vapeur d'eau sont des gaz parfaits, on a :

$$C_{v,sat-ep} = \frac{P_{v,sat-ep}}{R_v T_{ep}} \quad (4)$$

et :

$$C_{v,a} = \frac{P_{v,a}}{R_v T_{ep}} \quad (5)$$

d'où :

$$d\dot{m} = \frac{kdS}{R_v T_{ep}} (P_{v,sat-ep} - P_{v,a}) \quad (6)$$

– *Transfert de chaleur latente de vaporisation*

Le flux total de chaleur nécessaire à la vaporisation de la quantité  $d\dot{m}$  d'eau à travers la paroi des tubes serait alors :

$$d\Phi_L = L_v \times d\dot{m} = L_v \frac{kdS}{R_v T_{ep}} (P_{v,sat-ep} - P_{v,a}) \quad (7)$$

**3-2-3. Le Flux total échangé entre la paroi poreuse saturée et l'air**

C'est le flux extrait de la masse thermique eau+parois à travers les parois des tubes. Ce flux dépend de la température de la masse d'eau qui est elle-même variable dans le temps. On assimile alors les tubes en quinconce à un tube unique de surface équivalente échangeant de la matière et de la chaleur avec la même masse d'eau ; les pertes thermiques étant calculer à partir de la configuration initiale. Le flux total échangé s'exprime alors sous la forme :

$$d\Phi = d\Phi_s + d\Phi_L = hdS(T_a - T_{ep}) - L_v \frac{kdS}{R_v T_{ep}} (P_{v,sat-ep} - P_{v,a}) \quad (8)$$

La chaleur latente de vaporisation et la pression de vapeur saturante utilisées dans l'équation (8) ont été à chaque fois calculées respectivement à partir des équations (9) et (10).

$$\text{Chaleur Latente de vaporisation [1]: } L_v = (597 - 0.56T_h) \times 4185 \quad (9)$$

$$\text{Pression de vapeur saturant [1]: } P_{v,sat} = 10^{17.443 - \left(\frac{2795}{T_h}\right) - 3.868 \log_{10} T_h} \quad (10)$$

### 3-3. Evaluation des pertes thermiques

La partie supérieure du dispositif ayant été isolée à l'aide d'une couche de polystyrène, les pertes thermiques sont supposées avoir lieu principalement à travers les parois latérales et la paroi inférieure du système. Ces pertes ont été calculées à partir des résistances aux transferts thermiques des différentes parois selon les équations suivantes :

$$\text{Les deux (2) petites parois latérales : } Q_{p1} = 2 \times \frac{T_a - T_{pe}}{R_1} \quad (11)$$

$$\text{Les deux (2) grandes parois latérales : } Q_{p2} = 2 \times \frac{T_a - T_{pe}}{R_2} \quad (12)$$

$$\text{La paroi inférieure : } Q_{p3} = \frac{T_a - T_{pe}}{R_3} \quad (13)$$

Avec:

$$R_1 = \frac{1}{S_{m1}} \left( \frac{1}{h_a} + \frac{e_{cim}}{\lambda_{cim}} + \frac{e_{arg}}{\lambda_{arg}} + \frac{1}{h_e} \right) \quad (14)$$

$$R_2 = \frac{1}{S_{m2}} \left( \frac{1}{h_a} + \frac{e_{cim}}{\lambda_{cim}} + \frac{e_{arg}}{\lambda_{arg}} + \frac{1}{h_e} \right) \quad (15)$$

$$R_3 = \frac{1}{S_{m3}} \left( \frac{1}{h_a} + \frac{e_{cim}}{\lambda_{cim}} + \frac{e_{arg}}{\lambda_{arg}} + \frac{1}{h_e} \right) \quad (16)$$

En tenant comptes des *équations (11-13)*, la perte globale du système s'écrit :

$$Q_p = 2 \times (Q_1 + Q_2) + Q_3 \quad (17)$$

Les différentes propriétés thermiques du système et de ces organes utilisées dans les calculs sont présentées sur le **tableau 2**.

### 3-4. Simulation de la variation de la température de l'eau

La simulation de l'évolution de la température de l'eau est réalisée à partir des différentes équations du bilan énergétique ci-dessus. Ces équations sont résolues par itérations à partir d'une méthode explicite à l'aide d'un programme de simulation adapté au logiciel MATLAB version 7.0.1. Les résultats de simulation obtenus donnent l'influence de l'humidité relative, de la température de l'air ambiant et de la surface d'échange sur la variation de la température et de la masse d'eau dans le réfrigérateur en fonction du temps.

**Tableau 2 : Propriétés thermiques du système**

Conductivité thermique de l'eau et de la vapeur d'eau [2]	$\lambda_e = 0,65 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$
Conductivité thermique de l'ai [3]	$\lambda_a = 0,028 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$
Conductivité thermique de l'argile cuite [4]	$\lambda_{arg} = 0,6 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$
Conductivité thermique du ciment [5]	$\lambda_{cim} = 1,15 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$
Coefficient d'échange convectif air-paroi du système [4]	$h_a = 3,7 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$
Coefficient d'échange convectif eau-paroi du système [4]	$h_e = 881,5 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$
Coefficient de transferts de masse air-paroi intérieure tubes [6]	$k = 0,0045 \text{ m.s}^{-1}$
Coefficient d'échange thermique air-paroi intérieure tubes [4]	$h = 4,704 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$
Coefficient d'échange thermique eau-tubes [4]	$h_{te} = 1,0716 \times 10^3 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$

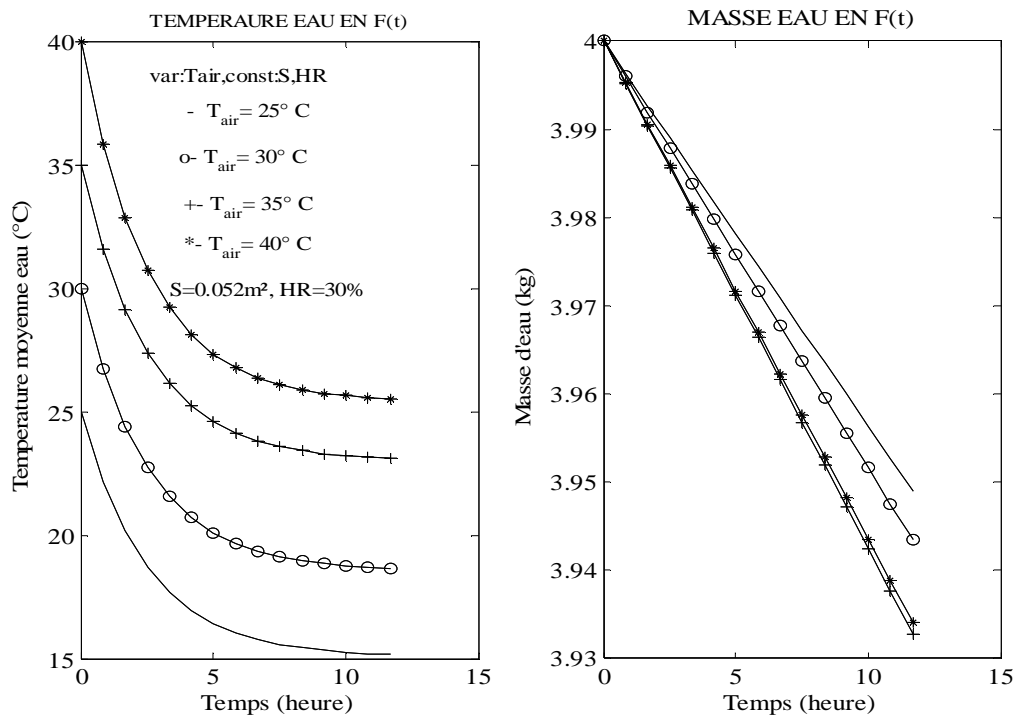
## 4. Résultats et Discussion

### 4-1. Résultats théoriques

#### 4-1-1. Influence de la température extérieure sur l'évolution de la température et de la masse d'eau réfrigérant

Les courbes de température et de masse de l'eau réfrigérant pour des températures extérieures de 25, 30, 35 et 40°C sont illustrées sur la **Figure 2**. La masse d'eau initiale, l'humidité relative de l'air et la

surface d'échange totale air-paroi interne des tubes ont été fixées respectivement à 4 kg, à 30% et à 0.052 m<sup>2</sup>. Selon le diagramme de l'air humide, les températures de bulbe humide correspondant à ces conditions opératoires sont respectivement 14,5; 18; 22 et 25°C. L'analyse de ces courbes montre qu'en 10 heures, on observe à 25; 30; 35 et 40° C des chutes de températures respectives de 9,82°C ; 11,34° C ; 11,90° C et 14,49° C correspondant à des pertes de masse d'eau de 51 g; 56,5 g; 67,2 g et 14,49 g. Ces courbes montrent également que la température de l'eau du réfrigérateur reste toujours au dessus de la température de bulbe humide même pour de longues durées d'opération. Le rapport  $\Delta T / \Delta m$  représentant la chute de température par unité de masse perdue a été un paramètre fondamental pour caractériser la performance du système à chaque condition opératoire. Aussi, à partir des résultats de la **Figure 2**, ce rapport a été évalué à 192,55 °C.s.kg<sup>-1</sup>; 200,71 °C.s.kg<sup>-1</sup>, 177,08 °C.s.kg<sup>-1</sup> et 219,88 °C.s.kg<sup>-1</sup> respectivement à 25; 30; 35 et 40° C. Il est ainsi facile de remarquer que  $\Delta T / \Delta m$  croît globalement avec la température. De ces résultats, on retient que la température de l'eau réfrigérant dépend assez de la température extérieure et qu'elle ne peut être abaissée au-delà de la température de bulbe humide. Aussi, des températures ambiantes assez élevées couplées à milieu ambiant ventilé, favoriseraient donc le bon fonctionnement du réfrigérateur.



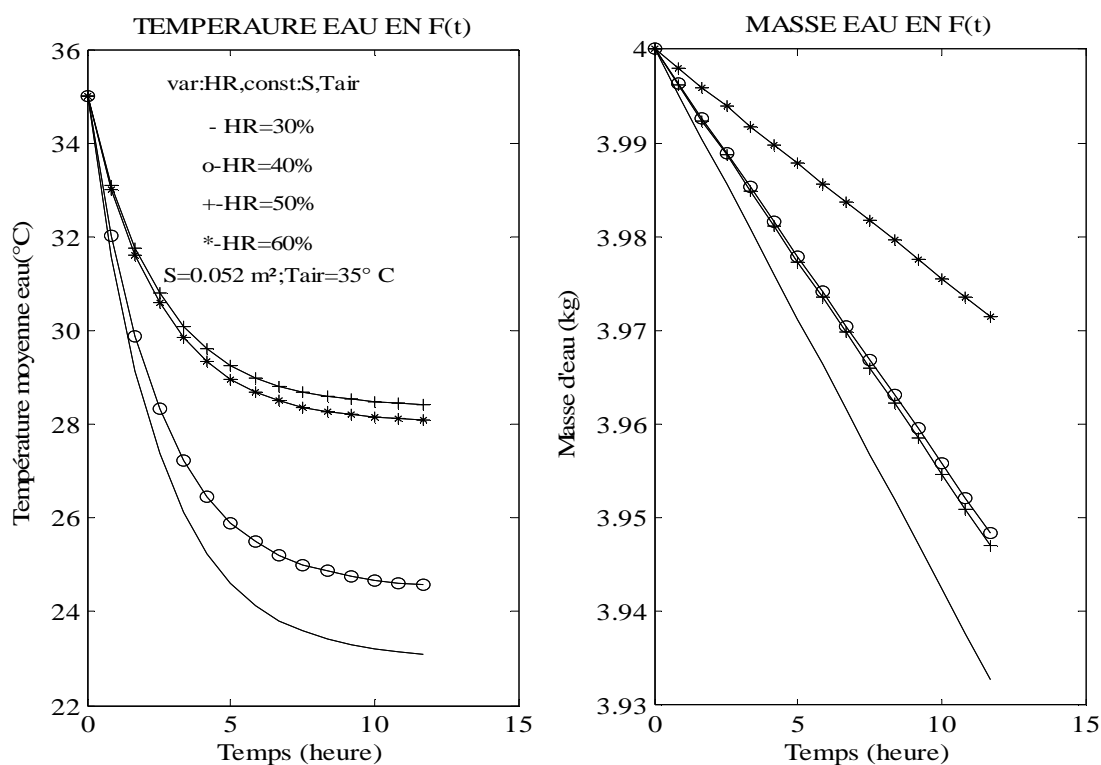
**Figure 2 :** Influence de la température extérieure sur l'évolution de la température et de la masse de l'eau réfrigérant

#### 4-1-2. Influence de l'humidité relative de l'air sur l'évolution de la température et de la masse d'eau réfrigérant

La **Figure 3** présente les courbes de température et de masse de l'eau réfrigérant pour quatre (4) humidités relatives de l'air (30, 40, 50 et 60%) lorsque la masse d'eau initiale, la température extérieure et la surface d'échange totale air-paroi interne des tubes sont fixées respectivement à 4 kg, 35°C et 0.052 m<sup>2</sup>.



Les températures de bulbe humide déduites du diagramme de l'air pour ces conditions opératoires sont respectivement 22, 24, 27 et 28°C. Au bout de 10 heures, pour ces quatre (4) humidités relatives utilisées, on observe des chutes de températures respectives de 11,9°C ; 10,41°C ; 6,57°C et 6,91°C correspondant à des pertes de masse d'eau de 67,20 g ; 51,60 g ; 52,9 g et 28,50 g et des rapports  $\Delta T / \Delta m$  de 177,08 °C.s.kg<sup>-1</sup> ; 201,74 °C.s.kg<sup>-1</sup> ; 124,20 °C.s.kg<sup>-1</sup> et 242,46 °C.s.kg<sup>-1</sup>. Ces résultats montrent un bon fonctionnement du dispositif aux faibles hygrométries et un amortissement du mécanisme d'évaporation aux fortes hygrométries. Cela s'explique par le fait qu'un air à faible hygrométrie a besoin de beaucoup plus de vapeur d'eau qu'un air à forte hygrométrie pour se saturer. Il s'ensuit alors qu'une faible hygrométrie relative constitue un impératif pour le bon fonctionnement du réfrigérateur.

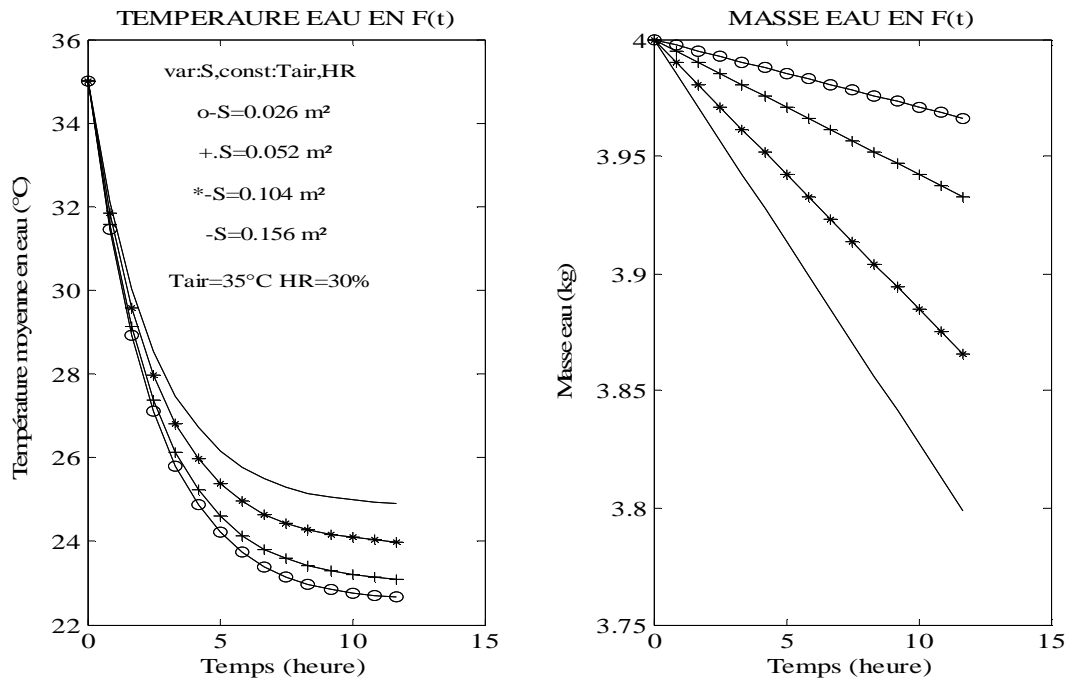


**Figure 3 :** Influence de l'hygrométrie sur l'évolution de la température et de la masse de l'eau réfrigérant

**4-1-3. Influence de la surface d'échange sur l'évolution de la température et de la masse d'eau réfrigérant**

L'influence de la surface totale d'échange sur les courbes de température et de masse de l'eau réfrigérant est montrée sur la **Figure 4**. Quatre (4) surfaces d'échanges (0.026, 0.052, 0.104 et 0.156 m<sup>2</sup>) ont été utilisées avec l'humidité relative de l'air, la masse initiale d'eau et la température extérieure respectivement fixées à 30%, 4 kg et 35°C. La température de bulbe humide correspondant à ces conditions opératoires est alors de 22 °C. A partir des ces courbes, on constate qu'après 10 heures d'opération, les chutes de températures sont de 12,34°C ; 11,9°C ; 11,01°C et 10,11°C respectivement pour les surface d'échange de 0.026, 0.052, 0.104 et 0.156 m<sup>2</sup>. Ces chutes de températures correspondent à des pertes de masse d'eau de 33,60 g ; 67,20 g ; 134,30 g et 201,60 g et des rapports  $\Delta T / \Delta m$  de 367,26 °C.s.kg<sup>-1</sup> ; 177,08 °C.s.kg<sup>-1</sup> ; 81,98 °C.s.kg<sup>-1</sup> et 50,15 °C.s.kg<sup>-1</sup>. Ces résultats montrent que pour une même quantité initiale d'eau, la consommation d'eau est plus élevée pour une grande surface d'échange que pour une petite surface d'échange, alors que les chutes de températures observées sont du même

ordre de grandeur. On conclut que les surfaces d'échange élevées augmenteraient le taux d'évaporation mais pas nécessairement la production de froid dans le processus de refroidissement. Cela pourrait s'expliquer par l'augmentation des pertes frigorifiques avec la surface d'échange. La surface d'échange ainsi que sa géométrie joueraient dans ce cas un rôle capital dans l'amélioration des performances du réfrigérateur.



**Figure 4 :** Influence de la surface d'échange sur l'évolution de la température et de la masse de l'eau réfrigérant

#### 4-2. Comparaison des résultats théoriques aux résultats expérimentaux

Les courbes expérimentales de l'évolution de la température de l'air ambiant, de la température de l'eau réfrigérant et de l'hygrométrie du milieu ambiant sont présentées sur la **Figure 5**. Ces expériences ont été répétées 4 fois les 15/05/2003, 07/07/2003, 22/09/2003 et 07/12/2003. Cependant seuls les résultats du 07/07/2003 ont été présentés dans cette étude. Selon la **Figure 5**, pour ce jour, la température ambiante a varié entre 31 et 33°C et l'humidité relative entre 51 et 67%. Dans ces conditions expérimentales, et pour une surface totale d'échange de 0.052 m<sup>2</sup>, le réfrigérateur prototype a permis de baisser (en 10h) la température de l'eau de 31.1 °C à 26.3 °C. Dans ces mêmes conditions, la simulation de la variation de la température et de la masse de l'eau à l'aide du modèle adopté a permis de comparer les résultats expérimentaux et théoriques à travers la **Figure 6**. Cette figure montre que le modèle permet de prévoir l'évolution de la température et de la masse d'eau avec des coefficients de corrélation respectives  $r^2=0.9914$  et  $r^2=0.9883$  et des erreurs standards respectives de 0.0115 et  $1.742 \times 10^{-6}$ . On en déduit que ce modèle permet d'ajuster convenablement l'évolution de la température et de la masse d'eau du réfrigérateur à eau et servirait donc au dimensionnement de ce dernier. Dans notre étude, seule la convection naturelle a été considérée dans la détermination des coefficients d'échange thermique. Aussi, le modèle pourrait être amélioré par la prise en compte du régime de convection. En effet, le transfert de vapeur d'eau par convection forcée entre la couche limite paroi-eau et l'air est beaucoup plus important en convection forcée qu'en convection naturelle. Il est donc évident que le réfrigérateur aura de meilleures

performances dans le premier cas. Les températures d'eau de réfrigération les plus basses seront alors obtenues en périodes sèches, chaudes et ventilées.

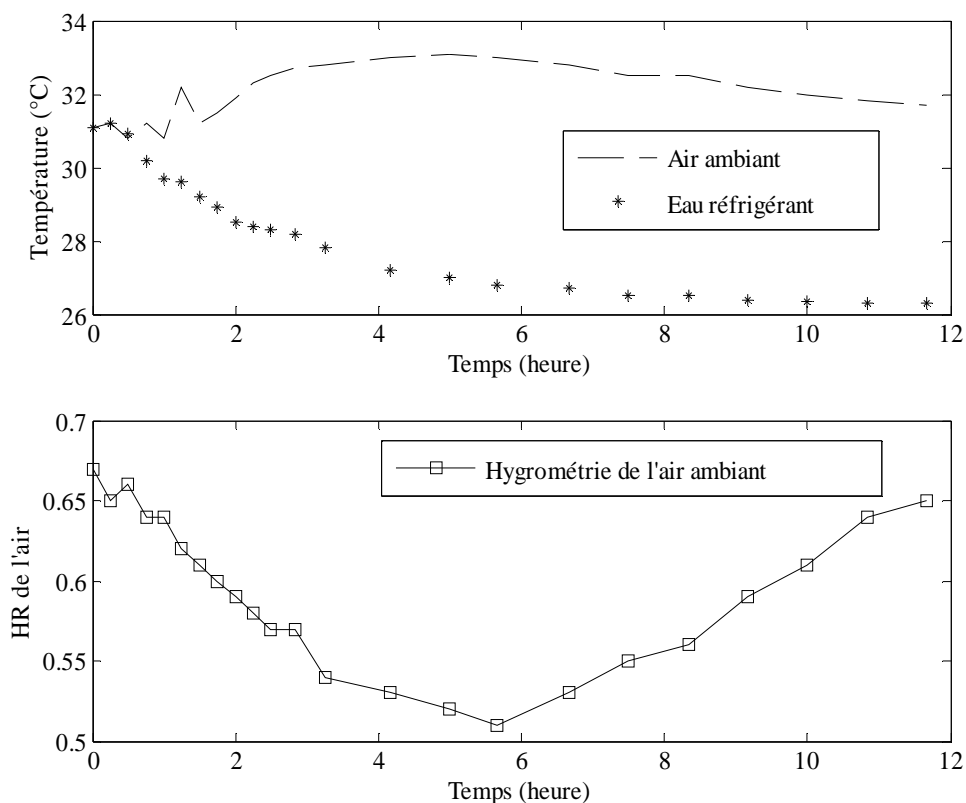


Figure 5 : Courbes expérimentales d'évolution de la température ambiante, de la température de l'eau réfrigérant et de l'hygrométrie de l'air

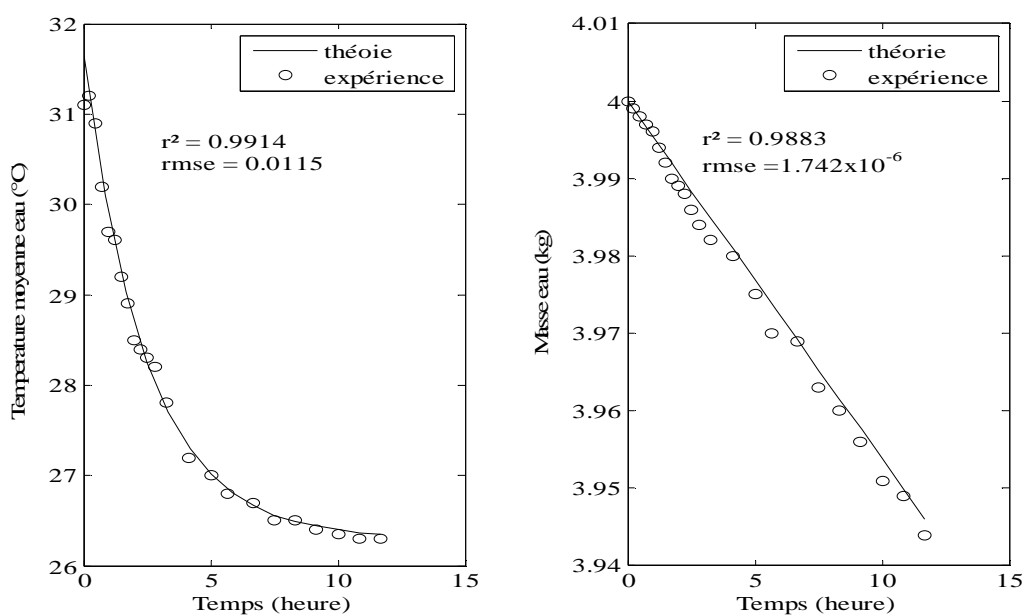


Figure 6 : Comparaison des résultats expérimentaux et théoriques de l'évolution de la température et de la masse de l'eau.

## 5. Conclusion et perspectives

Dans ce travail, un système de réfrigération basé sur l'évaporation de l'eau à travers une paroi poreuse en argile cuite est conçu, simulé et expérimenté. Les résultats montrent que le fonctionnement d'un tel réfrigérateur en argile cuite est fortement influencé par les paramètres physiques dont dépend principalement l'évaporation d'un liquide à travers une paroi poreuse à savoir : la température de l'air ambiant, l'hygrométrie relative de l'air ambiant et la surface d'échange. En outre l'influence de ces trois (3) paramètres, devrait s'ajouter celle du régime de convection qui n'a pas été prise en compte dans notre étude. Les applications possibles d'un tel réfrigérateur en argile cuite se trouvent dans les cuisines et les jardins pour la conservation des denrées, en campagne pour le rafraîchissement, sur les airs d'autoroute, dans les parcs nationaux et aussi sur les campings (régions méditerranéennes).

En se basant sur le modèle choisi, les pistes de recherche à envisager pour l'amélioration des performances de ce réfrigérateur en argile cuite devront porter sur :

- l'étude de l'influence du régime de convection
- l'optimisation de la compacité du réfrigérateur (amélioration du rapport surface d'échange / volume du réfrigérateur).
- l'amélioration des propriétés poreuses de l'argile cuite
- l'étude avancée des phénomènes de capillarité à travers les parois poreuses en argile cuite
- l'étude avancée des transferts de masse à travers les parois poreuses en argile cuite
- l'étude de la forme et de la disposition du réfrigérateur en argile cuite.

D'autres pistes de recherche ajoutées à liste non exhaustive ci-dessus devront contribuer à l'amélioration de la conception et au bon fonctionnement de ce réfrigérateur d'eau en argile cuite.

## Références

- [1] - M. DAGUENET, "*Séchoirs Solaires: Théorie et Pratique*", UNESCO, France (1985).
- [2] - J. R. WELTY, C. E. WICKS and R. E. WILSON, "*Fundamentals of momentum, heat and mass transfer*". Third Ed. John Wiley, New York (1966).
- [3] - M. KAVIANY, "*Principles of heat transfer*", Ed. John Wiley & Sons, Inc. New York (2002).
- [4] - A. O. DISSA, "*Etude des performances d'un réfrigérateur en argile cuite base sur l'évaporation de l'eau à travers une paroi poreuse en argile cuite*". Mémoire de Diplôme d'Etude Approfondie en Physique Appliquée, Université de Ouagadougou, Burkina Faso (2003)
- [5] - J. F. SACCADURA, "*Initiation aux transferts thermiques*", troisième tirage revu, Technique et documentation, Lavoisier, France (1982).
- [6] - A. BEJAN, "*Convection heat transfer*", Second Edition, John Wiley Inter-Science Publication (2005).