



Etude numérique des performances thermiques d'un séchoir serre avec stockage de chaleur dans des matériaux à changement de phase

Orawan AUMPORN^a, Belkacem ZEGHMATI^a, Xavier CHESNEAU^a, Serm JANJAI^b

^aLaboratoire de Mathématiques et Physique (LAMPS), Université de Perpignan Via Domitia 52, Avenue Paul Alduy 66860 Perpignan cedex, France.

^bSolar Energy Research Laboratory (SERL), Department of Physics, Faculty of science, Silpakorn University, Nakhon Pathom 73000, Thaïlande.

orawanaumporn@gmail.com, zeghmati@univ-perp.fr, chesneau@univ-perp.fr, serm@su.ac.th

Résumé : Ce travail concerne une étude numérique des performances thermiques d'un séchoir serre équipé d'un système de stockage de chaleur dans des MCPs. Il est constitué d'une serre tunnel et d'un système de stockage placé sous le sol de la serre composé d'une couche de MCP (paraffine) disposé entre une plaque en acier et une couche de béton. Nous avons appliqué la méthode nodale pour établir les équations de transferts dans la serre, adopté le modèle enthalpique pour le transfert de chaleur dans les MCPs et l'équation de la conduction dans la couche de béton. Les résultats montrent que la température de l'air à l'intérieur du séchoir est d'autant plus élevée que la vitesse de l'air asséchant est faible. Pour un débit volumique de l'air asséchant donné, la durée de séchage de la banane (*Musa ABB CV. Kluai "Namwa"*) est d'autant plus faible que la densité de flux solaire est importante. L'efficacité de stockage est d'autant plus élevée que la densité de flux solaire est faible.

Mot clés : Séchage solaire, Système de stockage de chaleur, Matériaux à changement de phase

1. Introduction

Le séchage solaire de denrées agro-alimentaires dans les séchoirs convectifs modulaires ou les séchoirs serres dépend des conditions météorologiques telles que le flux solaire, la température ambiante, l'humidité relative de l'air et sa vitesse. Pour pallier aux fluctuations du flux solaire et des conditions ambiantes, il est nécessaire d'utiliser une source d'énergie d'appoint pour maintenir la température de l'air asséchant à une valeur constante au cours du temps pour poursuivre le séchage en l'absence du flux solaire notamment la nuit. Le stockage de la chaleur solaire excédentaire pendant la période d'ensoleillement par chaleur sensible, chaleur latente ou par voie thermo-chimique s'avère être une solution qui permet d'assurer le fonctionnement des séchoirs pendant la période diurne. Le stockage de chaleur par mode latent est très attractif en raison de sa grande capacité de stockage. En outre, il présente une grande stabilité chimique et une faible variation du volume du matériau lors de son changement de phase [1]. Aussi, l'utilisation de MCPs pour le stockage de chaleur dans les séchoirs solaires a fait l'objet de nombreux travaux aussi bien numériques qu'expérimentaux [4-7]. Parmi les MCPs les plus répandus, citons les cires de paraffine, les acides gras, les sels hydratés, le chlorure de calcium hexahydraté, le thiosulfate de sodium pentahydraté et le carbonate de sodium décahydraté [2-3]. Ainsi, il a été montré que l'utilisation de la cire de paraffine comme MCPs dans des séchoirs solaires convectifs modulaires contribuait à accroître la durée au cours de laquelle la température de l'air asséchant est supérieure à la température ambiante [4]. Le stockage de chaleur dans la paraffine permet de prolonger le séchage de champignons dans un séchoir modulaire convectif après le coucher du soleil de deux heures et de réduire d'au moins 40% la consommation électrique utilisée pour le fonctionnement de la source d'appoint de ce séchoir [8]. Il est à noter que l'efficacité de stockage atteint une valeur maximale de 21%. Pour un système de stockage composé d'un réservoir cylindrique rempli de paraffine dont la surface en contact avec le MCP est augmentée par des ailettes, l'efficacité de stockage est d'autant plus élevée que la vitesse de l'air asséchant qui circule dans une canalisation de section circulaire en forme de U plongée dans le MCP est faible [9].

De nombreux travaux sur les performances thermiques d'une serre équipée d'un système de stockage composé de MCPs ont montré que la température de l'air asséchant à l'intérieur de la serre pourrait être

maintenue inférieure à la température ambiante pendant la journée et supérieure pendant la nuit [10-13]. Dans un séchoir tunnel dans lequel est disposé un conduit de section circulaire renfermant des tubes remplis de $\text{CaCl}_2 \cdot 6\text{H}_2\text{O}$ et dans lequel circule l'air à un débit volumique de $220 \text{ m}^3/\text{h}$, la température diurne atteint 49°C pour une température ambiante de 39°C . Pendant la nuit, elle est quasiment constante et égale à 30°C [10].

La bibliographie montre que les séchoirs serres ont fait l'objet de nombreux travaux. Cependant, un séchoir serre équipé d'un système de stockage de chaleur dans des MCPs disposé sous le sol de la serre n'a pas à notre connaissance fait l'objet d'étude. Aussi, ce travail est consacré à une modélisation numérique d'un séchoir serre équipé d'un système de stockage de chaleur par chaleur latente. Nous analysons l'influence du débit d'air asséchant, la température ambiante, le flux de chaleur sur les performances thermiques du séchoir serre et du système de stockage de chaleur...

2. Description du séchoir serre et du système de stockage de chaleur

2.1 Séchoir serre

Le séchoir serre comporte (figure 1) : (1) une serre tunnel dans laquelle les produits à sécher sont disposés sur des claies, (2) un système de stockage de chaleur composé d'une plaque métallique, d'un matériau à changement de phase et d'une couche de béton.

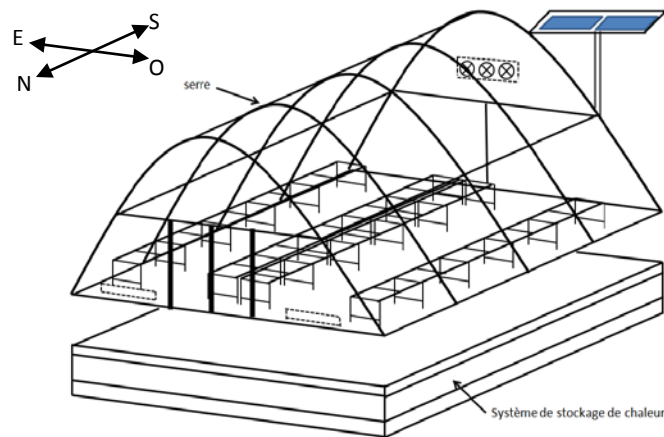


Figure 1 : Modèle du séchoir serre avec le système de stockage de chaleur

La serre tunnel ($6 \times 8 \times 3,5 \text{ m}$) se compose d'une couverture transparente en polycarbonate d'épaisseur 6 mm disposée sur une charpente métallique en forme d'arche. La partie inférieure est une plaque en acier (2 mm d'épaisseur) peinte en noir ($\alpha_{abs} = 0,95$) qui se comporte comme un absorbeur. L'axe de la serre est orienté dans la direction nord-sud. L'air ambiant entre dans la serre sous l'action de ventilateurs par deux ouvertures de section rectangulaire ($1 \times 0,2 \text{ m}$) situées sur la face nord. Les produits à sécher sont répartis en couche mince sur quatre claies composées de grilles métalliques ($0,9 \times 7 \text{ m}$). L'air s'échauffe par convection forcée sous l'action du flux solaire transmis par la couverture et absorbé par les différents composants de la serre. Cet air s'écoule par convection forcée parallèlement aux produits à sécher et est évacué vers l'atmosphère par des ouvertures situées sur la face sud.

Le flux solaire transmis à l'intérieur de la serre à travers la couverture est en parti absorbé par les produits à sécher et la plaque métallique. Le flux solaire absorbé par la plaque métallique est converti en chaleur et cette chaleur est transférée par conduction à travers la plaque aux MCPs.

2.2 Système de stockage de chaleur

Le système de stockage de chaleur est composé d'une couche de paraffine d'épaisseur $0,1 \text{ m}$ placée entre une plaque métallique et une dalle de béton d'épaisseur $0,05 \text{ m}$ (figure 2). La chaleur latente de fusion de ce MCP est égale à 206 kJ/kg , sa température de fusion est de $27,7^\circ\text{C}$. Les propriétés thermo-physiques des composants du système de stockage sont reportées dans le tableau 1.

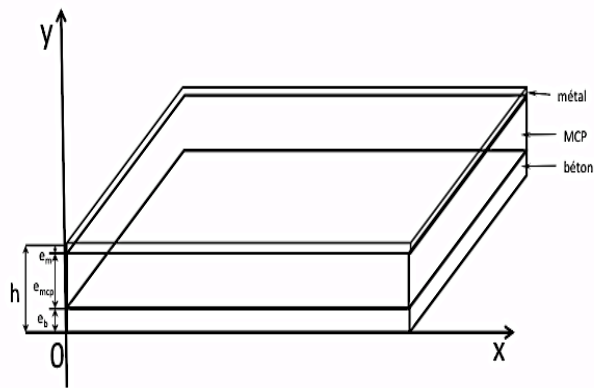


Figure 2 : Schéma du système de stockage de chaleur

Tableau 1 : Propriétés thermo-physiques du métal, du MCP et du béton

	Conductivité thermique (k) ($Wm^{-1}K^{-1}$)	Chaleur spécifique (C_p) ($Jkg^{-1}K^{-1}$)	Masse volumique (ρ) (kgm^{-3})
métal	26	450	7900
MCP solide	0,18	1800	789
MCP liquide	0,19	2400	750
Béton	1,4	780	2400

2.3 Formulation mathématique

2.3.1 Hypothèses simplificatrices

Nous posons les hypothèses suivantes : (1) l'écoulement d'air est unidirectionnel, (2) la voûte céleste se comporte comme un corps noir, (3) les propriétés thermiques des matériaux de la serre, du système de stockage de chaleur, de l'air et du produit à sécher sont constantes dans la gamme de température considérée, (4) la déformation du produit lors du séchage est négligée, (5) l'air est parfaitement transparent au flux solaire, (6) les produits à sécher sont assimilés à des corps gris, (7) la température et la teneur en eau du produit sont uniformes, (8) la température des différents milieux du séchoir serre et la fraction massique de vapeur d'eau sont uniformes dans un plan perpendiculaire à l'écoulement d'air, (9) l'écoulement est identique tout au long de la traversée de la serre, c'est-à-dire qu'il reste laminaire, transitoire ou turbulent et ne change pas de régime, (10) les transferts par convection naturelle dans la phase liquide du MCP sont négligeables, (11) le MCP se comporte comme un matériau idéal (pas de dégradation, ni de surfusion).

2.3.2 Equations de transfert

2.3.2.1 Séchoir serre

Les équations de transfert sont obtenues en utilisant la méthode nodale. Le séchoir serre est décomposé en tranches fictives perpendiculaires à la direction de l'écoulement de l'air. Chaque tranche est supposée indépendante des autres. Dans ces conditions la quantité de chaleur au sein d'une tranche (i) du modèle est égale à la somme algébrique des densités de flux de chaleur échangé dans cette tranche. Elle s'écrit :

$$m_i C p_i \left(\frac{\partial T_i}{\partial t} + \vec{v}_i \cdot \overrightarrow{\text{grad}} T_i \right) = \sum_i h x_{ij} A_{ij} (T_j - T_i) + \sigma_i \quad (1)$$

avec

- j : Indice du milieu pour lequel T_j est un potentiel connecté au potentiel T_i
 σ_i : Source ou puits de chaleur (W)
 hx_{ij} : Coefficient de transfert de chaleur entre les milieux i et j ($\text{Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$) selon le mode x : conduction, convection ou rayonnement
 A_{ij} : Aire de la section considérée (m^2)
 \vec{v}_i : Vecteur vitesse du milieu i considéré (ms^{-1}).

Dans la suite, nous appliquons l'équation (1) aux différents composants du séchoir.

Couverture

$$m_c C p_c \frac{\partial T_c}{\partial t} = h_{c,c-amb} A_c (T_{amb} - T_c) + h_{r,c-ciel} A_c (T_{ciel} - T_c) + h_{r,pr-c} A_{pr} (T_{pr} - T_c) + h_{r,c-f} A_c (T_f - T_c) + h_{c,c-a} A_c (T_a - T_c) + h_{r,c-se} A_c (T_{se} - T_c) + \varphi \alpha_c A_c \quad (2)$$

Air assèchant

$$m_a C p_a \left[\frac{\partial T_a}{\partial t} + V_a \frac{\partial T_a}{\partial x} \right] = h_{c,a-pr} A_{pr} (T_{pr} - T_a) + h_{c,a-f} A_f (T_f - T_a) + h_{c,c-a} A_c (T_c - T_a) \quad (3)$$

Produit

$$m_{pr} C p_{pr} \frac{\partial T_{pr}}{\partial t} = h_{c,a-pr} A_{pr} (T_a - T_{pr}) + h_{r,pr-c} A_{pr} (T_c - T_{pr}) + h_{r,pr-f} A_{pr} (T_f - T_{pr}) - L_v \left(\frac{\partial M}{\partial t} \right) + \varphi \tau_c \alpha_{pr} A_{pr} \quad (4)$$

Plaque métallique

$$m_f C p_f \frac{\partial T_f}{\partial t} = h_{c,a-f} A_f (T_a - T_f) + h_{r,c-f} A_f (T_c - T_f) + h_{r,pr-f} A_f (T_{pr} - T_f) + \varphi \tau_c \alpha_f A_f + A_f h_{cond} (T_2 - T_f) \quad (5)$$

La vitesse de séchage $\left(\frac{\partial M}{\partial t} \right)$ est déduite de l'expression suivante :

$$\frac{\partial M}{\partial t} = A_{pr} \times \beta_m \times (C_{vs}(T_{pr}) - C_v) \quad (6)$$

avec β_m : coefficient de transfert de masse déterminé par la relation de Mills [15] :

$$\beta_m = 0,332 Re^{0,5} Sc^{0,33} \quad (7)$$

$C_{vs}(T_{pr})$ et C_v : concentration de vapeur d'eau saturante et concentration de vapeur d'eau de l'air assèchant, respectivement. La concentration de vapeur d'eau saturante est déduite de l'isotherme de sorption basée sur le modèle d'Oswin modifié [16-17] :

$$\frac{1}{HR} = \left[\frac{C_1 + C_2 T_{pr}}{M} \right]^{C_3} + 1 \quad (8)$$

avec $C_1=16,68$, $C_2=-0,1212$ et $C_3=0,9020$

$$C_{vs}(T_{pr}) = \frac{0,622 \times P_{vs}(T_{pr})}{P_a - 0,378 \times P_{vs}(T_{pr})} \quad (9)$$

$$P_{vs}(T_{pr}) = \frac{P_v}{HR} \quad (10)$$

avec P_v : Pression partielle de vapeur d'eau dans l'air assèchant (Pa)

2.3.2.2 Système de stockage de chaleur

Le transfert de chaleur dans la couche de béton est décrit par l'équation fondamentale de la conduction. Dans le MCP, nous avons retenu la méthode enthalpique modifiée par Zivkovic et Fujii [14] pour modéliser le transfert de chaleur et le changement de phase solide-liquide. Dans le référentiel (0xy) associé au système

séchoir – serre – stockage de chaleur, l'équation de transfert de chaleur par conduction s'écrit, compte tenu des hypothèses simplificatrices formulées ci-dessus, comme suit :

$$\rho_k C_{pk} \frac{\partial T_k}{\partial t} = k_k \left(\frac{\partial^2 T_k}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_k}{\partial y^2} \right) \quad (11)$$

avec $k=1$; béton et $k=2$; MCP

En utilisant la formulation enthalpique, l'équation (6) vérifie l'expression suivante :

$$\frac{\partial H}{\partial t} = k_2 \left(\frac{\partial^2 T_2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_2}{\partial y^2} \right) \quad (12)$$

avec H : enthalpie volumique

$$H = h + \rho_2 L_f \cdot f(T_2) \quad (13)$$

avec h : chaleur sensible volumique (Jm^{-3})

L_f : chaleur latente de fusion (Jkg^{-1}) et $f(T_2)$ = fraction de MCP à l'état liquide :

$$f(T_2) = \begin{cases} 0 & T_2 < T_f & \text{solide} \\]0,1[& T_2 = T_f & \text{fusion} \\ 1 & T_2 > T_f & \text{liquide} \end{cases} \quad (14)$$

$$h = \int_{T_2}^{T_f} C_{p_2} dT \quad (15)$$

$$H(T) = \int_{T_2}^{T_f} \rho c dT + \rho f(L_f) \quad (16)$$

En combinant les équations (12) et (13), il vient :

$$\frac{\partial h}{\partial t} = k_2 \left(\frac{\partial^2 T_2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_2}{\partial y^2} \right) - \rho_2 L_f \frac{\partial f}{\partial t} \quad (17 - a)$$

Soit

$$\rho_2 C_{p_2} \frac{\partial T_2}{\partial t} = k_2 \left(\frac{\partial^2 T_2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_2}{\partial y^2} \right) - \rho_2 L_f \frac{\partial f}{\partial t} \quad (17 - b)$$

2.5 Conditions initiales et aux limites

2.5.1 Conditions initiales

$\forall t < t_0$; t_0 étant l'instant à partir duquel la face supérieure de la plaque métallique est soumise au flux solaire.

$$T_k(x, y, t) = T_{amb} \quad (18)$$

avec $k=1$: béton, $k=2$: MCP, $k=c$: couverture, $k=a$: air asséchant, $k=pr$: produit à sécher, $k=f$: plaque métallique

2.5.2 Conditions aux limites

- Système de stockage de chaleur

$\forall t > t_0$

$$x = 0 \text{ et } x = L ; 0 \leq y \leq h \quad \left. \frac{\partial T_k}{\partial x} \right|_{x=0,L} = 0, \quad k = 1,2 \quad (19)$$

$$y = e_b + e_{mcp}; 0 \leq x \leq L \quad h_{cond}(T_2 - T_f) = k_2 \frac{\partial T_2}{\partial y} \Big|_{y=e_b+e_{mcp}} \quad (20)$$

$$y = e_b; 0 \leq x \leq L \quad k_1 \frac{\partial T_1}{\partial y} \Big|_{y=e_b} = k_2 \frac{\partial T_2}{\partial y} \Big|_{y=e_b} \quad (21)$$

$$y = 0; 0 \leq x \leq L \quad k_1 \frac{\partial T_1}{\partial y} \Big|_{y=0} = k_{Terre} \frac{\partial T_{Terre}}{\partial y} \Big|_{y=0} \quad (22)$$

- Séchoir serre

$$\text{Entrée :} \quad T_k = T_{amb} \quad (23)$$

Nous caractérisons les performances thermiques du séchoir serre avec système de stockage de chaleur par le rendement thermique du séchoir serre (η_g) et l'efficacité de stockage de chaleur (η_s) et de déstockage (η_d).

- Rendement du séchoir serre :

$$\eta_g = \frac{Pu}{\varphi A_c} \quad (24)$$

- Efficacité de stockage:

$$\eta_s = \frac{m_{mcp,s} \bar{f} L_f}{\varphi \alpha_f \tau_c A_f} \quad (25)$$

- Efficacité de déstockage:

$$\eta_d = \frac{m_{mcp,l}(1 - \bar{f})L_f}{m_{mcp} \bar{f} L_f} \quad (26)$$

avec

Pu : puissance utile (W), φ : densité du flux solaire (Wm^{-2}), A_c : aire de la couverture (m^2), A_f : aire de la plaque métallique soumise au flux solaire (m^2), $m_{mcp,l}$: poids de MCP liquide (kg), $m_{mcp,s}$: poids de MCP solide (kg), L_f : chaleur latente de fusion du MCP (Jkg^{-1}), α_f : absorptivité de la plaque métallique, τ_c : transmittivité de la couverture, \bar{f} : fraction liquide à la fin de la période de charge. Cette période est définie par la durée d'insolation moyenne à Bangkok. La période de décharge correspond à la période nocturne dans cette ville.

L'évolution journalière de la densité de flux solaire (φ) et de la température ambiante (T_{amb}) est approchée par une expression sinusoïdale :

$$\varphi = \varphi_m \times \sin\left(\frac{\pi}{24} \times (t - HL)\right) \quad (27)$$

$$T_{amb} = \left(\frac{T_{max} + T_{min}}{2}\right) - \left(\frac{T_{max} - T_{min}}{2}\right) \times \sin\frac{2\pi t}{24} \quad (28)$$

avec

φ_m : densité maximale de flux solaire (Wm^{-2}), T_{max} et T_{min} : température ambiante maximale et minimale (K), t : temps (h), HL : heure du levée du soleil (h)

2.6 Méthodologie numérique

Les équations qui régissent les transferts dans le séchoir sont résolues par une méthode implicite aux différences finies et l'algorithme de Gauss couplé à une procédure itérative parce que les coefficients de transfert de chaleur, notamment par rayonnement, sont fonction des températures des différents composants du séchoir serre qui sont inconnues. Lorsque le critère de convergence de la procédure itérative est vérifiée ($0,5^\circ C$), la température de l'air de la tranche considérée est calculée à partir de la puissance utile Pu et elle est considérée comme la température de l'air à l'entrée de la tranche suivante.

Pour le système de stockage de chaleur, les équations de transfert sont également discrétisées par une méthode implicite aux différences finies. Les systèmes d'équations algébriques sont de types tri-diagonaux et sont résolues par l'algorithme de Thomas.

A chaque pas de temps, le couplage entre les équations qui régissent les transferts de chaleur dans le séchoir et dans le système de stockage de chaleur est assuré par la continuité des densité de flux de chaleur par conduction à travers la plaque métallique et à l'interface MCP-plaque métallique. Après avoir déterminé la distribution de température dans les MCPs, la fraction liquide f est réactualisée dans le temps par une procédure explicite.

Le programme informatique que nous avons élaboré est écrit en Fortran 90.

3. Validation du code numérique

Afin de valider le code numérique que nous avons conçu pour modéliser les transferts de chaleur dans le système de stockage de chaleur composé de MCPs, nous l'avons appliqué au problème de Zivkovic et Fujii [14] qui ont considéré un réservoir parallélépipédique en acier inoxydable ($100 \times 100 \times 20$ mm), rempli d'un MCP ($\text{CaCl}_2 \cdot 6\text{H}_2\text{O}$) (tableau 2), immergé dans un réservoir d'eau à 60°C . La température au milieu du réservoir est mesurée par un thermocouple de type K. La figure 3 montre une évolution en fonction du temps de la température du MCP au centre du récipient.

Tableau 2 : les propriétés thermo-physiques de $\text{CaCl}_2 \cdot 6\text{H}_2\text{O}$

Température de fusion ($^\circ\text{C}$)		29,9
Chaleur latente (kJkg^{-1})		187
Masse volumique (kgm^{-3})	Solide	1710
	Liquide	1530
Chaleur spécifique ($\text{kJkg}^{-1}\text{K}^{-1}$)	Solide	1,4
	Liquide	2,2
Conductivité thermique ($\text{Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$)	Solide	1,09
	liquide	0,53

Nos résultats sont en bon accord qualitatifs et quantitatifs avec ceux de Zivkovic et Fujii [14]. En effet, l'écart maximal observé est de 2%. Cependant, nous observons que la durée de fusion du MCP déterminée par notre code numérique est supérieure à celle obtenue expérimentalement par Zivkovic et Fujii. Cet écart semble dû à l'effet de la convection naturelle dans le MCP liquide que nous avons négligé dans notre modèle.

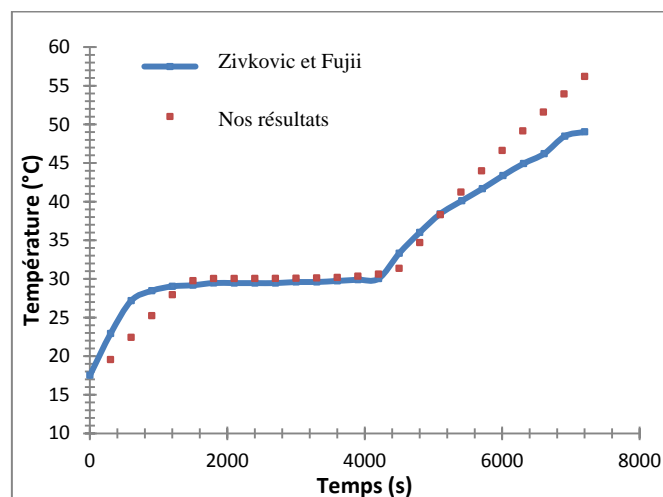


Figure 3 : Evolution en fonction du temps de la température du MCP au milieu du récipient

4. Résultats et Discussion

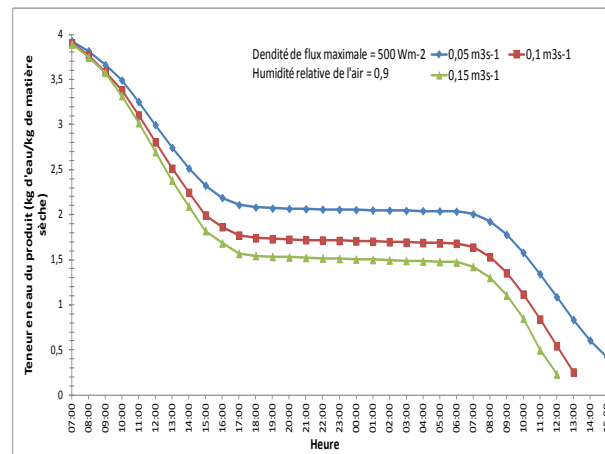
Les calculs ont été effectués pour trois valeurs du débit volumique de l'air asséchant (0,05 ; 0,1 et 0,15 m^3s^{-1}), une humidité relative de l'air ambiant (0,9) et un flux solaire journalier décrit par une sinusoïde dans laquelle les valeurs maximales du flux solaire sont égales à 500, 700 et 900 W/m^2 . L'évolution journalière de la

température ambiante est décrite également par une sinusoïde dans laquelle les valeurs de températures minimale et maximale sont respectivement égales à 25 °C et 30°C. Les résultats présentés sont limités à l'influence du débit volumique de l'air asséchant, de la densité maximale du flux solaire, sur les distributions spatio-temporelles des températures des composants du séchoir serre, du système de stockage, le rendement thermique du séchoir, les efficacités de stockage et de déstockage de la chaleur solaire emmagasinée au cours de la journée.

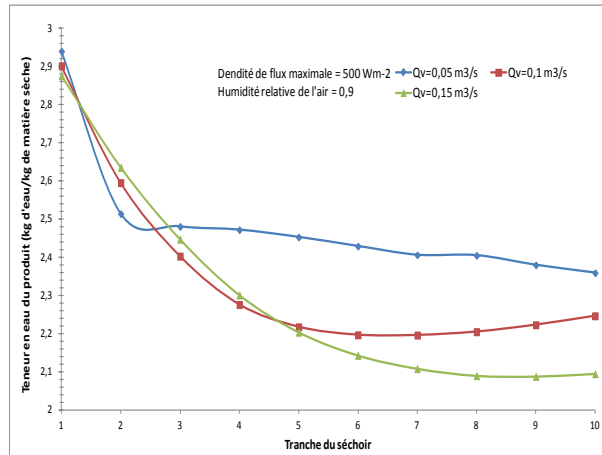
4.1 Influence du débit volumique de l'air

- Teneur en eau du produit

La figure 4(a) représente l'évolution au cours du temps de la teneur en eau du produit réparti sur la première claie du séchoir et la figure 4(b) montre l'évolution à 14h (TL) de la teneur en eau des produits le long du séchoir serre. L'analyse de ces figures montre que la durée de séchage est d'autant plus élevée que le débit volumique de l'air asséchant est faible. En effet, les coefficients de transfert de chaleur et de masse entre le produit et l'air asséchant sont proportionnels à la vitesse de l'air et donc au débit volumique. Il s'ensuit que, pour une humidité relative donnée de l'air asséchant, la durée de séchage est d'autant plus faible que le débit d'air asséchant est grand. Ce résultat rejoint celui de l'évolution de la teneur en eau le long du séchoir (figure 4(b)). Cependant, la teneur en eau du produit pour l'heure considérée (14h TL), demeure, à partir de la 3^{ème} claie, sensiblement constante le long du séchoir pour la plus petite valeur du débit d'air asséchant considéré dans nos calculs. Ainsi, le séchage n'est pas uniforme le long du séchoir pour les 3 valeurs de débit volumique de l'air asséchant. En effet, pour les produits disposés sur les claies à l'entrée du séchoir, l'évaporation est, pour l'humidité relative considérée, d'autant plus élevée que le débit volumique de l'air asséchant est grand. Au fur et à mesure que l'air asséchant progresse dans le séchoir serre, l'évaporation diminue parce que la vapeur prélevée aux produits engendre une augmentation de la teneur en eau de l'air asséchant et par conséquent réduit le gradient de concentration de vapeur d'eau à la surface des produits. Il s'ensuit une diminution de la vitesse de séchage qui tend vers une valeur nulle à une distance de l'entrée du séchoir d'autant plus grande que le débit d'air asséchant est élevé. Le point d'inflexion observé sur la courbe de l'évolution de la teneur en eau le long du séchoir obtenu pour la plus faible valeur du débit volumique d'air asséchant résulte de l'importante augmentation de la teneur en eau de l'air asséchant dans la zone d'entrée du séchoir.



(a)



(b)
Figure 4 : Evolution de la teneur en eau du produit. Influence du débit volumique de l'air asséchant
(a) Au cours du temps
(b) Le long du séchoir serre à 14h

- Distribution spatio-temporelle de la température

Système de stockage

L'évolution au cours du temps de la température au milieu ($x=4$ m, $y=0,5$ m) du système de stockage de chaleur est similaire à celle des températures de l'air asséchant, de la plaque métallique et du flux solaire capté par le séchoir serre (figure 5). Pour les 3 valeurs du débit volumique d'air asséchant retenus, la température atteint 30°C pendant une durée de 7 heures (8h à 15h). Cette valeur est supérieure à la température de fusion du MCP. Toutefois, il n'y a pas de différence notable de la température du MCP pour les débits volumiques d'air considérés dans nos calculs. Ce résultat démontre que les transferts de chaleur par convection entre la plaque métallique et l'air asséchant ne sont pas, comparés au flux solaire absorbé par cette plaque, prédominants.

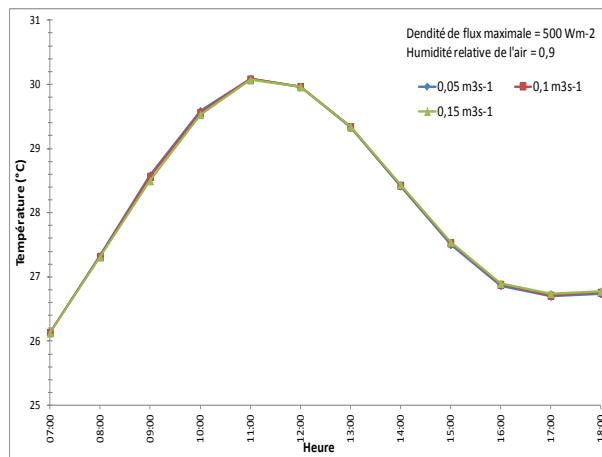


Figure 5 : Evolution au cours du temps de la température dans le MCP. Influence des débits volumiques de l'air asséchant

Séchoir serre

Pour les 3 débits volumiques de l'air asséchant retenus, il s'avère que la température de l'air asséchant la plus élevée est obtenue pour le débit volumique de l'air le plus faible. Ainsi pour le débit volumique d'air asséchant égal à $0,05\text{ m}^3\text{s}^{-1}$, la valeur maximale de la température de l'air asséchant atteint 43°C à 12h (figure 6). Pour des conditions d'entrée d'air fixées, les actions combinées du flux solaire absorbé par les différents composants du séchoir serre et des transferts convectifs provoquent un accroissement de la température de l'air asséchant et de celle des produits le long du séchoir et au cours du temps. Il est à noter que cet accroissement est d'autant plus élevé que le débit volumique de l'air asséchant est faible. Ce résultat s'explique par la durée à

laquelle l'air asséchant parcourt la serre qui est d'autant plus élevée que la vitesse et donc le débit volumique de l'air asséchant est faible.

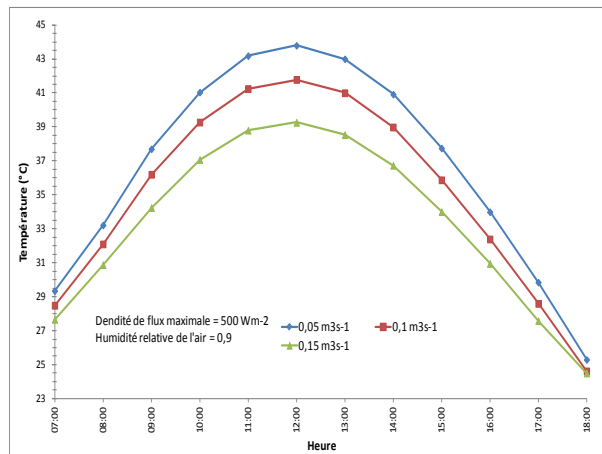
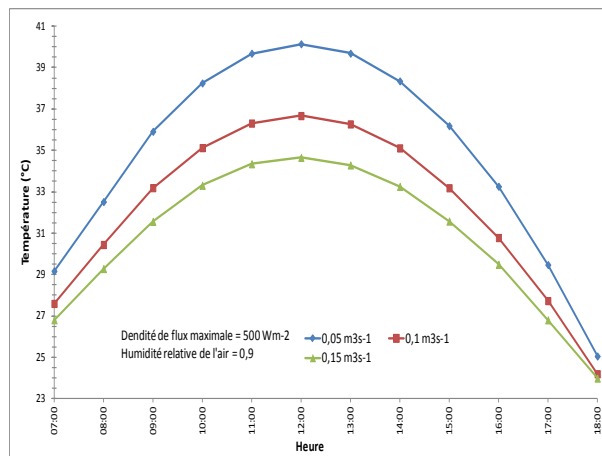
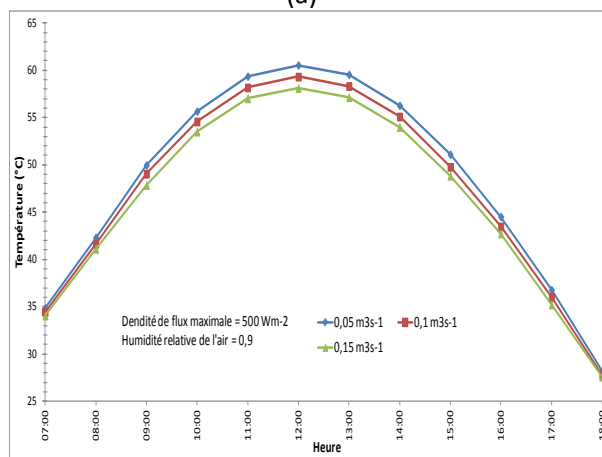


Figure 6 : Evolution de la température de l'air asséchant dans le séchoir serre. Influence des débits volumiques de l'air asséchant

Les évolutions, au cours de la journée, des températures du produit à sécher, de la couverture du séchoir serre et de la face supérieure de la plaque métallique sont similaires à celle de l'air asséchant. Il est à noter que les températures les plus élevées sont obtenues, comme pour celle de l'air asséchant, pour le débit volumique d'air asséchant le plus faible. Ainsi, pour le débit volumique d'air asséchant égal à $0,05 \text{ m}^3\text{s}^{-1}$, la valeur maximale de la température du produit à sécher, de la face supérieure de la plaque et de la couverture atteignent respectivement 40°C , 60°C et 38°C .



(a)



(b)

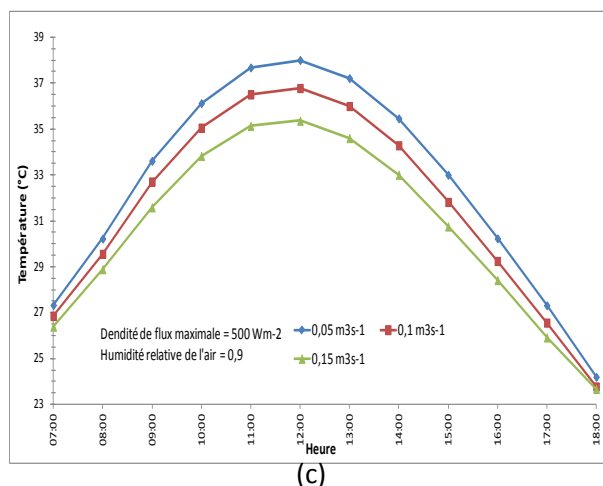


Figure 7 : Evolution de la température des composants du séchoir serre. Influence des débits volumiques de l'air asséchant

- (a) température du produit
- (b) température du sol à l'intérieur
- (c) température de la couverture

4.2 Rendement thermique du séchoir serre

Le rendement thermique augmente avec le débit volumique de l'air asséchant parce que les coefficients de transferts de chaleur et de masse entre les produits à sécher et l'air asséchant sont proportionnels à la vitesse de l'air asséchant. Ainsi, la puissance utile qui représente la quantité de chaleur récupérée par l'air lors de la traversée du séchoir est, pour les valeurs des débits considérés, d'autant plus importante que les débits d'air sont élevés. Il est à noter que le système de stockage de chaleur dans des MCPs améliore le rendement thermique qui atteint, pour une température ambiante égale à 30°C et les valeurs maximales du débit volumique de l'air asséchant et de la densité de flux solaire, la valeur la plus élevée (figure 8).

Ce rendement varie au cours de la journée entre 12% et 38% lorsque le séchage s'effectue avec le stockage de chaleur dans les MCPs et entre 8% et 28% lorsqu'il se déroule en l'absence du stockage de chaleur. Dans ce cas, nous avons considéré que la face inférieure de la plaque métallique est adiabatique.

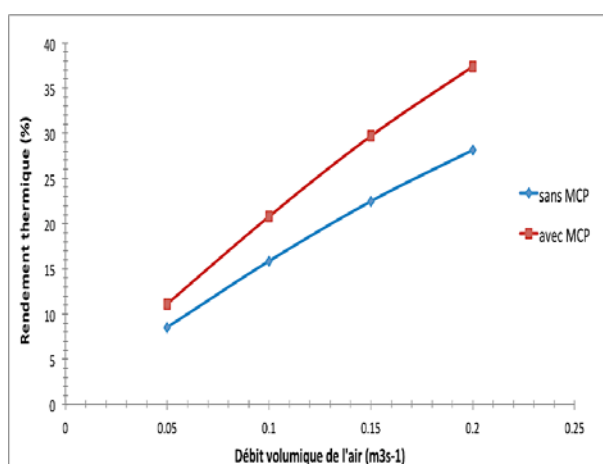


Figure 8 : Evolution du rendement thermique du séchoir serre en fonction des débits volumiques de l'air asséchant

Le rendement thermique du séchoir serre est d'autant plus élevé que la densité maximale de flux solaire est faible (figure 9). Comme nous l'avons indiqué précédemment, les échanges de chaleur par convection entre les composants dans le séchoir et le flux solaire absorbé par les produits à sécher et la plaque métallique provoquent un accroissement de la température de l'air le long du séchoir. Il en résulte une augmentation au cours du temps de la puissance utile ce qui explique l'accroissement du rendement thermique du séchoir au cours de la journée. Le rendement est, pour des conditions d'entrée du séchoir serre données, par définition d'autant plus élevé que la densité de flux solaire capté par la serre est faible.

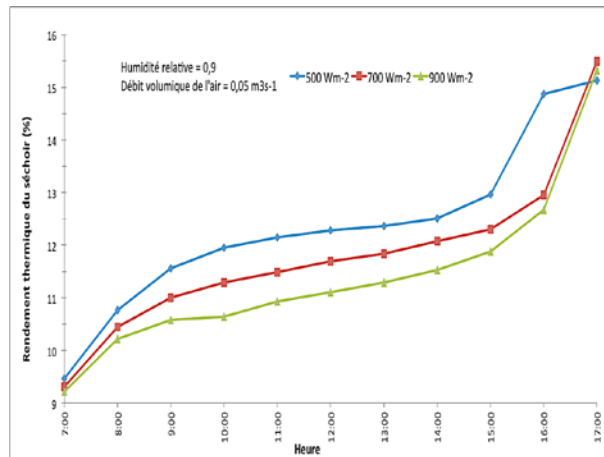


Figure 9 : Rendement thermique du séchoir au cours du temps

4.3 Efficacité du système de stockage

L'efficacité de stockage a été calculée pour une durée de 10 heures (7h à 17h) et celle du déstockage pour une durée de 14 heures (17h à 7h).

Les efficacités de stockage et de déstockage sont d'autant plus élevées que la densité de flux solaire est faible (tableau 3). Ces résultats sont corroborés par ceux obtenus concernant l'influence du débit volumique de l'air et de la densité de flux solaire sur la température de l'air asséchant et des composants du séchoir serre. En effet, la température des MCPs est, au cours de la période diurne (7h-17h), notamment entre 7h-13h, d'autant plus élevée que le débit volumique de l'air asséchant est faible et que la densité du flux solaire capté par la serre est élevée. Pendant cette période la fraction de MCP qui s'est liquéfiée est, pour un débit d'air asséchant donné, d'autant plus élevée que la densité du flux solaire est importante. Au cours de la période nocturne, la température de l'air dans la serre diminue jusqu'à atteindre la valeur inférieure à celle de la température de fusion des MCPs. Il s'ensuit une solidification d'une partie des MCPs liquides qui s'accompagne d'un dégagement de chaleur qui est transférée par conduction à travers la plaque métallique puis par convection à l'air asséchant. Ainsi, la quantité de chaleur libérée au cours de la période de décharge (17h-7h) est, d'après la définition de l'efficacité de déstockage, d'autant plus élevée que la fraction liquide de MCPs à la fin de la période de la charge est faible. Elle est obtenue pour la densité du flux solaire la plus faible de celles retenues dans cette étude.

Tableau 3 : Efficacité de stockage et de déstockage dans le MCP. $Q_v=0,05 \text{ m}^3\text{s}^{-1}$ et $HR=0,9$

Densité de flux solaire (Wm^{-2})	Efficacité de stockage (%)	Efficacité de déstockage (%)
500	73	27
700	63	8
900	51	3

Conclusion

Nous avons modélisé le fonctionnement d'un système de séchage composé d'un séchoir serre et d'un système de stockage de chaleur dans des MCPs disposé dans son sous-sol. Les équations de transferts dans le séchoir sont déduites de bilans thermiques établis sur chacun de ses composants ; celles qui régissent les transferts dans les MCPs et la couche de béton sont respectivement basées sur la méthode enthalpique et l'équation de conduction. Ces équations ont été discrétisées par une méthode implicite aux différences finies. Les systèmes d'équation algébriques ainsi obtenues sont résolus par l'algorithme de Gauss pour les équations de transfert dans le séchoir et l'algorithme de Tomas pour celles du système de stockage de chaleur. Après avoir mis en évidence l'influence du débit volumique de l'air asséchant sur les distributions de température des composants du séchoir serre, de l'air asséchant et du système de stockage de chaleur, du rendement du séchoir, nous avons simulé le fonctionnement du système de séchage sur une durée de 24h. Nous pouvons conclure :

- La diminution du débit volumique de l'air provoque une augmentation des températures des composants du séchoir (air, produit, plaque métallique et couverture) et une augmentation de la durée de séchage.

- Le séchoir serre intégré au système de stockage de chaleur dans des MCPs réduit la durée de séchage.
- La diminution de la densité de flux solaire entraîne une augmentation du rendement thermique du séchoir serre et de l'efficacité de stockage et de déstockage de chaleur.

Nomenclature

A	aire (m ²)	Q _v	débit volumique de l'air asséchant (m ³ s ⁻¹)
C _p	chaleur spécifique (Jkg ⁻¹ K ⁻¹)	S _c	nombre de Schmidt
e	épaisseur (m)	T	température (K)
h	hauteur du système de stockage de chaleur (m)	t	temps (s)
h _c	coefficient de transfert de chaleur par convection (Wm ⁻² K ⁻¹)	Lettre grecque	
h _r	coefficient de transfert de chaleur par rayonnement (Wm ⁻² K ⁻¹)	α	absorptivité
k	conductivité thermique (Wm ⁻¹ K ⁻¹)	φ	densité de flux solaire (Wm ⁻²)
L	longueur du système de stockage de chaleur (m)	ρ	masse volumique (kgm ⁻³)
L _v	chaleur latente de vaporisation du produit (Jkg ⁻¹)	τ	transmittivité
M	teneur en eau du produit (kg d'eau/kg de matière sèche)	Indice	
m	masse (kg)	a	air
P _v	pression partielle de vapeur d'eau (Pa)	amb	ambiant
P _{vs}	pression partielle de vapeur d'eau saturante (Pa)	c	couverture
P _a	pression atmosphérique (Pa)	ciel	ciel
		f	plaque métallique
		pr	produit
		se	sol à l'extérieur de la serre

Références

- [1] J.A. Duffie et W.A. Beckman, *Solar Engineering of Thermal Processes*, 4th Edition, 2013.
- [2] A. Abhat, Low temperature latent heat thermal energy storage: heat storage materials, *Solar Energy*, Volume 30 No.4, Pages 313-332, 1983.
- [3] B. Zalba, J. M. Marin, L.F. Cabeza et H. Mehling, Review on thermal energy storage with phase change: materials, heat transfer analysis and applications, *Applied Thermal Engineering*, Volume 223, Pages 251-283, 2003.
- [4] S.M. Shalaby et M.A. Bek, Experimental investigation of a novel indirect solar dryer implementing PCM as energy storage medium, *Energy Conversion and Management*, Volume 83, Pages 1-8, 2014.
- [5] L.M. Bal, S. Satya et S.N. Naik, Solar dryer with thermal energy storage systems for drying agricultural food products: A review, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Volume 14, Pages 2298-2314, 2010.
- [6] L.M. Bal, S. Satya, S.N. Naik et V. Meda, Review of solar dryers with latent heat storage systems for agricultural products, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Volume 15, Pages 876-880, 2011.
- [7] A. Sharma et al., Review on thermal energy storage with phase change materials and applications, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Volume 13, Pages 318-345, 2009.
- [8] A. Reyes, A. Mahn et F. Vasquez, Mushrooms dehydration in a hybrid-solar dryer, using a phase change material, *Energy Conversion and Management*, Volume 83, Pages 241-248, 2014.
- [9] S. Devahastin et S. Pitaksuriyarat, Use of latent heat storage to conserve energy during drying and its effect on drying kinetics of a food product, *Applied Thermal Engineering*, Volume 26, Pages 1705-1713, 2006.
- [10] M. Lazaar, S. Bouadila, S. Kooli et A. Farhat, Conditioning of the tunnel greenhouse in the north of Tunisia using a calcium chloride hexahydrate integrated in polypropylene heat exchanger, *Applied Thermal Engineering*, Volume 68, Pages 62-68, 2014.
- [11] A. Kürklü, A.E. Wheldon et P. Hadley, Use of phase change material (PCM) for frost prevention in a model greenhouse, *Journal of engineering sciences*, Volume 3 No.2, Pages 359-363, 1997.
- [12] A. Kürklü, A. Özmerzi, A.E. Wheldao, P. Hadley, Use of phase change material (PCM) for the reduction of peak temperatures in a model greenhouse, *Acta horticulturae*, Volume 443, Pages 105-110, 1997.
- [13] T. Boulard, E. Razafinjohany, A. Baille, A. Jaffrin et B. Fabre, Performance of a greenhouse heating system with a phase change material, *Agricultural and Forest Meteorology*, Volume 52, Pages 303-318, 1990.
- [14] B. Zivkovic et I. Fujii, An analysis of isothermal phase change of phase change material within rectangular and cylindrical containers, *Solar Energy*, Volume 70 No. 1, Pages 51-61, 2001.

- [15] Md A. Karim et M.N.A. Hawlader, Drying characteristics of banana: theoretical modelling and experimental validation, *Journal of Food Engineering*, Volume 70, Pages 35-45, 2005.
- [16] S. Phoungchandang et J.L. Woods, Solar drying of Bananas: Mathematical Model, Laboratory Simulation, and Field Data Compared, *Journal of Food Science*, Volume 65 No.6, Pages 990-996, 2000.
- [17] S. Phoungchandang et J.L. Woods, Moisture Diffusion and Desorption Isotherms for Banana, *Journal of Food Science*, Volume 65 No.4, Pages 651-657, 2000.