

Modélisation Et Simulation D'un Séchoir Solaire Multi-Etage Adaptable

¹Harimandamanampisoa RANAIVOSON, ²Mamitiana RAMAMONJISOA, ³Jean Luc RASOANAIVO,
⁴Achille Olivier RAVONINJATOVO, ⁵Lala ANDRIANAIVO

¹EDSTII, Email : mandamanamps@gmail.com ²CNRIT, Email : mtr.mamitiana@gmail.com ³EDSTII, Email :
jeanlucnj@gmail.com ⁴EDSTII, Email : achillegc@yahoo.fr ⁵EDSTII, Email : andrianaivo.andri@gmail.com

Auteur correspondant : Harimandamanampisoa RANAIVOSON. Email : mandamanamps@gmail.com



Résumé : Le Voatsiperifery, épice endémique de Madagascar prisée pour ses arômes citronnés et épicés, subit des pertes post-récolte estimées à 30-40% dues à un séchage traditionnel inadapté au climat humide d'Antananarivo (température 20-26°C, humidité relative 75-85%).

Cet article présente la modélisation thermodynamique, la simulation numérique sous MATLAB et la validation expérimentale d'un séchoir solaire indirect multi-étage destiné au séchage du Voatsiperifery. Le modèle repose sur les bilans d'énergie couplés du capteur solaire, de la chambre de séchage et du produit, ainsi que sur la cinétique de séchage décrite par le modèle de Page. Les simulations paramétriques montrent une réduction du temps de séchage de 96 h (méthode traditionnelle) à 36-40 h pour atteindre 12 % d'humidité finale, avec une température produit inférieure à 50 °C. L'efficacité thermique globale atteint 30-35 %. Les résultats expérimentaux confirment la validité du modèle (RMSE < 0,05). Le système proposé constitue une solution robuste, économique et adaptée au climat humide de Madagascar.

Mots-clés : séchage solaire, voatsiperifery, modélisation thermique, MATLAB, cinétique de Page, optimisation énergétique.

Abstract: Voatsiperifery, a spice endemic to Madagascar prized for its lemony and spicy aromas, suffers post-harvest losses estimated at 30-40% due to traditional drying methods ill-suited to the humid climate of Antananarivo (temperature 20-26°C, relative humidity 75-85%).

This paper presents the thermal modeling, MATLAB simulation and experimental validation of a multi-stage indirect solar dryer designed for drying Voatsiperifery pepper. The model couples energy balances of the solar collector, drying chamber and product with Page's drying kinetics. Parametric simulations reduce drying time from 96 h (traditional drying) to 36-40 h to reach 12% final moisture while keeping product temperature below 50 °C. Overall thermal efficiency reaches 30-35%. Experimental results validate the model with RMSE < 0.05. The proposed system offers a robust and low-cost solution adapted to Madagascar's humid climate.

Keywords: solar drying, Voatsiperifery, thermal modeling, MATLAB, drying kinetics, energy efficiency.

1. Introduction

1.1. Contexte et problématique

Madagascar, avec ses 23 millions d'hectares de forêts tropicales humides, abrite le Voatsiperifery, liane sauvage endémique des régions orientales et centrales, récoltée pour ses baies au goût unique mêlant citronnelle, bois de rose et piment. Cette épice premium, exportée vers l'Europe et les États-Unis à 150-300 €/kg, génère pourtant des revenus limités pour les collecteurs ruraux en raison de pertes post-récolte massives. Environ 80% des baies sont exportées fraîches, mais le transport (7-14 jours) entraîne fermentation anaérobie, développement de moisissures (*Aspergillus* spp.) et dégradation des composés volatils (pipérine 4-6%, β-

caryophyllène 20%). Le séchage traditionnel au sol ou sur claies expose aux pluies intermittentes (1 500 mm/an à Antananarivo), à la poussière et aux UV, réduisant la teneur en huiles essentielles de 60% à 25%.[2][4]

Le séchage constitue l'étape la plus critique de la conservation du Voatsiperifery. Les méthodes traditionnelles au soleil libre provoquent contamination, fermentation et pertes de qualité aromatique. Les séchoirs solaires indirects représentent une alternative prometteuse car ils limitent la dégradation thermique et protègent le produit des rayonnements directs. L'objectif de ce travail est de développer un modèle numérique prédictif capable d'optimiser les paramètres de conception et de fonctionnement du séchoir solaire multi-étage.

Les séchoirs solaires directs, testés localement, atteignent 50-60°C mais risquent la surchauffe (>55°C) dégradant la pipérine thermolabile. Les séchoirs indirects, où l'air chaud circule sans contact direct, préservent mieux la qualité (85% arômes retenus) mais manquent d'optimisation pour le climat malgache : irradiation moyenne 5.2 kWh/m²/j, vent 1-3 m/s, hygrométrie élevée. [3][5]

1.2. Objectifs et hypothèses

Objectif principal : Développer et valider un modèle MATLAB d'un séchoir solaire indirect pour réduire le temps de séchage du Voatsiperifery à <48h à 12% HR, avec T produit <50°C.

Objectifs secondaires : (i) Analyser la sensibilité aux paramètres climatiques locaux ; (ii) Évaluer l'efficacité énergétique ; (iii) Proposer un contrôle PID ventilateur.

Hypothèse : Le modèle Page intégré à MATLAB prédit le séchage avec RMSE <0.05 et gagne 50-60% temps vs naturel. [3]

2. Modélisation du système

Le système comprend : un capteur solaire plan vitré, une chambre de séchage à plusieurs claies, un ventilateur de circulation d'air et une isolation thermique. Les équations reposent sur :

- Bilans énergétiques transitoires pour chaque composant,
- Transferts convectifs et radiatifs,
- Résolution numérique par ode23t sous MATLAB.

Les données météorologiques locales d'Antananarivo (irradiation moyenne 5–6 kWh/m²/j, HR élevée) sont utilisées comme conditions aux limites.

2.1. Modélisation du rayonnement solaire

Pour notre cas nous avons choisi d'utiliser la méthode statique de LIU et JORDAN [6], qui permet de calculer pour tous les jours du mois, l'irradiation globale reçue par un plan incliné. LIU et JORDAN ont tracé les courbes universelles du rapport de l'irradiation globale journalière à l'irradiation globale journalière en moyenne mensuelle, en fonction du paramètre p, défini ci-dessous, pour différentes valeurs de l'indice de clarté K_t en moyenne mensuelle par les relations suivantes :

$$K_t = \frac{H}{H_0} \quad (1)$$

$$\bar{K}_t = \frac{\bar{H}}{\bar{H}_0} \quad (2)$$

H : Rayonnement global journalier reçu sur un plan horizontal

$\bar{H}$: Moyenne mensuelle du rayonnement global journalier reçu sur un plan horizontal

H_0 : Rayonnement journalier hors atmosphère (extraterrestre) frappant un plan horizontal

$\bar{H}_0$: Moyenne mensuelle rayonnement journalier hors atmosphère (extraterrestre) frappant un plan horizontal

$$P = \frac{\text{nombre de jours pendant lesquelles l'ensoleillement} \leq H}{\text{nombre de jours contenus dans le mois}} \quad (3)$$

P représente la probabilité d'obtenir une valeur de K_t dans un mois donné.

HUGUET & HOLLAND [7] ont ensuite proposé la formule analytique suivante permettant de calculer $\bar{H}$ à partir de H ou encore $\bar{K}_t$ à partir de K_t

Ils ont posé :

$$P = C \frac{[e^{\lambda K_t} * (1 - y K_t) - 1]}{y \lambda K_{tu}} \quad (4)$$

$$C = \frac{\lambda^2 K_{tu}}{[e^{\lambda K_{tu}} - 1 - y \lambda K_{tu}]} \quad (5)$$

$$y = \frac{\lambda}{[1 + \lambda K_{tu}] K_t} \quad (6)$$

Puis ils ont trouvé,

$$K_t = \frac{C}{\lambda K_{tu}} \left[\left(\frac{2}{\lambda} + K_{tu} \right) (1 - e^{\lambda K_{tu}}) + 2 K_{tu} * e^{\lambda K_{tu}} \right] \quad (7)$$

Où $K_{tu} = 0.864$ représente la valeur maximale de l'indice de clarté journalier

$$K_t = \frac{H}{H_0} \quad (8)$$

2.1.1. Calcul des composantes du rayonnement solaire sur un plan horizontal

a) Rayonnement global

Le rayonnement global horaire I se calcule par la formule de COLLARES-PERREIRA et RABL [8] :

$$r = \frac{1}{H} = \frac{\pi}{24} (a + b \cos \omega) \frac{\cos \omega - \cos \omega_s}{\sin \omega_s - \left(\frac{\pi}{180} \right) \omega_s \cos \omega_s} \quad (9)$$

Où H est le Rayonnement global journalier

Les paramètres a, b, ω et ω_s , sont tels que :

- $a: 0,409 + 0,5016 \cdot \sin(\omega_s - 60)$
- $b: 0,6609 - 0,4767 \cdot \sin(\omega_s - 60)$
- $\omega = 15 \cdot (12 - T_{sv})$
- $\omega_s = \text{Arcos}(-\tan \Phi \cdot \tan \delta)$

Avec

- T_{sv} le temps solaire vrai
- ω l'angle horaire compté en degrés positivement le matin et négativement l'après midi
- ω_s l'angle horaire du lever du soleil sur un plan horizontal et donné par la relation
- Φ la latitude du lieu
- δ la déclinaison du soleil

b) Rapport du rayonnement diffus horaire I_d au rayonnement diffus journalier H_d

LIU et JORDAN [6] ont introduit ce rapport $r_d = I_d / H_d$ donné par :

$$r_d = \frac{\pi}{24} \frac{\cos \omega - \cos \omega_s}{\sin \omega_s - \left(\frac{\pi}{180}\right) \omega_s \cos \omega_s} \quad (10)$$

i. Rayonnement diffus journalier H_d

Pour calculer le rayonnement diffus journalier H_d à partir du rayonnement global, nous avons choisi la formule de COLLARES-PERREIRA et RABL [8] suivante :

$$\frac{H_d}{H} = \begin{cases} 0,99 & \text{pour } K_t \leq 0,17 \\ 1,188 - 2,272K_t + 9,473K_t^2 - 21,865K_t^3 + 14,648K_t^4 & \text{pour } 0,17 < K_t < 0,75 \\ -0,54K_t + 0,632 & \text{pour } 0,75 < K_t < 0,80 \\ 0,2 & \text{pour } K_t \geq 0,80 \end{cases} \quad (11)$$

Avec $H = K_t \cdot H_0$

où H_0 représente l'ensoleillement journalier hors atmosphère donné par l'expression suivante:

$$H_0 = \frac{24}{\pi} I_0 \left[1 + 0,003 \cos \left(\frac{360}{365} n_i \right) (\cos \phi \cos \delta \cos \omega_s) + \frac{\pi}{180} \omega_s \sin \phi \sin \delta \right] \quad (12)$$

n_i : numéro du jour de l'année

ii. Rayonnement diffus journalier en moyenne mensuelle

KLEIN [9] a établi en moyenne :

$$\frac{\overline{H_d}}{\overline{H}} = 1,390 - 4,027\overline{K_t} + 5,531\overline{K_t}^2 - 3,108\overline{K_t}^3 \quad (13)$$

2.1.2. Calcul des composantes du rayonnement solaire sur un plan de l'insolateur

a) Rayonnement global horaire sur un plan incliné

Si R représente le facteur permettant de passer du rayonnement global horaire I sur le plan horizontal à sa valeur I_t sur un plan incliné d'un angle β par rapport à l'horizontal tel que $I_t = R \cdot I$, le paramètre R est donné par la relation suivante :

$$R = \frac{\cos \theta_t}{\cos \theta_h} \left(1 - \frac{r_d H_d}{r H} \right) + \frac{1}{2} (1 + \cos \beta) \frac{r_d H_d}{r H} + \frac{1}{2} (1 + \cos \beta) * a \quad (14)$$

a étant l'albédo du sol

θ_t θ_h représentent respectivement les angles d'incidence du rayonnement direct sur le plan incliné et sur le plan horizontal pour l'heure considérée.

Leurs expressions s'écrivent :

$$\cos \theta_t = \sin(\delta) \sin(\phi) \cos(\beta) - \sin(\delta) \cos(\phi) \sin(\beta) \cos(a) + \cos(\delta) \cos(\phi) \cos(\beta) \cos(\omega) + \cos(\delta) \sin(\phi) \sin(\beta) \cos(a) \cos(\omega) + \cos(\delta) \sin(\beta) \sin(a) \sin(\omega) \quad (15)$$

b) Rayonnement global journalier sur un plan incliné

Le rayonnement global journalier sur un plan incliné est tel que :

$$H_t = R_t H \quad (16)$$

Avec

$$R_t = \left(1 - \frac{H_d}{H}\right) R_b + \frac{1}{2}(1 + \cos\beta) \frac{H_d}{H} + \frac{1}{2}(1 - \cos\beta) * a \quad (17)$$

Ce facteur R_t permet de passer du rayonnement global journalier H sur un plan horizontal à sa valeur H_t , sur un plan incliné. Le paramètre R_b représente le rapport du rayonnement direct journalier sur un plan incliné à sa valeur sur un plan horizontale. Il est donné par :

$$R_b = \frac{\cos(\phi - \beta)\cos(\delta)\sin(\omega_{st}) + \pi/180 \omega_{st}\sin(\phi - \beta)\sin(\delta)}{\cos(\phi)\cos(\delta)\sin(\omega_{st}) + \pi/180 \omega_{st}\sin(\phi)\sin(\delta)} \quad (18)$$

$$\omega_{st} = \text{Min}[\omega_s, \text{Arcos}(-tg(\phi - \beta) \cdot tg(\delta)))] \quad (19)$$

2.2. Modélisation du capteur solaire

Nous avons choisi le modèle développé par HOTTEL, WHILLIER et BLISS [10]

$$Pu = Pabs - Pp \quad (20)$$

Suivant la relation :

$$Pp = U_L(T_n - T_a) \quad (21)$$

U_L étant le coefficient global de pertes.

$$Pabs = \tau\alpha \cdot It \quad (22)$$

Donc

$$Pu = \tau\alpha \cdot It - U_L(T_n - T_a) \quad (23)$$

Si $T_{fm} = T_n$ et on pourrait écrire :

$$Pu = \tau\alpha \cdot It - U_L(T_{fm} - T_a) \quad (24)$$

Or $T_{fm} \neq T_n$, aussi on est conduit ainsi à définir un coefficient d'efficacité local F' de transfert air absorbeur donné par :

$$F' = \frac{\tau\alpha \cdot It - U_L(T_n - T_a)}{\tau\alpha \cdot It - U_L(T_{fm} - T_a)} \quad (25)$$

d'où

$$Pu = F'[\tau\alpha \cdot It - U_L(T_{fm} - T_a)] \quad (26)$$

$$F_r = \frac{\tau\alpha \cdot It - U_L(T_n - T_a)}{\tau\alpha \cdot It - U_L(T_{fe} - T_a)} \quad (27)$$

donc

$$Pu = F_r[\tau\alpha \cdot It - U_L(T_{fe} - T_a)] \quad (28)$$

2.2.1. Calcul de l'efficacité globale de transfert F_r

Nous pouvons évaluer la puissance utile récupérée par l'insolateur

Soit à la sortie par la relation

$$P_u = m_a c_p (T_{fs} - T_{fe}) \quad (29)$$

Soit à l'entrée par la relation :

$$P_u = F_r [\tau \alpha \cdot It - U_L (T_{fe} - T_a)] \quad (30)$$

Le transfert dP_u sur une longueur élémentaire dy du conduit de largeur (L_a) entraîne une variation de la température du fluide entre y et $y + dy$:

$$dP_u = m_a c_p (T_{f(y+dy)} - T_{f(y)}) \quad (31)$$

La puissance récupérée entre y et $y + dy$ peut aussi s'écrire :

$$dP_u(y) = dy * L_a * F' [\tau \alpha \cdot It - U_L (T_f - T_a)] \quad (32)$$

D'où

$$m_a c_p \frac{dT_f}{dy} = L_a * F' [\tau \alpha \cdot It - U_L (T_f - T_a)] \quad (33)$$

après intégration :

$$\int_{T_{fe}}^{T_{fs}} \frac{m_a c_p dT_f}{L_a * F' [\tau \alpha \cdot It - U_L (T_f - T_a)]} = \int_0^{L_0} dy \quad (34)$$

Si L_0 est la longueur de l'insolateur, on trouve :

$$\int_{T_{fe}}^{T_{fs}} \frac{m_a c_p dT_f}{[\tau \alpha \cdot It - U_L (T_f - T_a)]} = \frac{F' L_a * L_0}{m_a c_p} = \frac{F' * A_c}{m_a c_p} \quad (35)$$

A_c étant la surface de l'insolateur

Soit avec

$$dT_f = - \frac{d[\tau \alpha \cdot It - U_L (T_f - T_a)]}{U_L} \quad (36)$$

On a

$$\int_{T_{fe}}^{T_{fs}} \frac{d[\tau \alpha \cdot It - U_L (T_f - T_a)]}{[\tau \alpha \cdot It - U_L (T_f - T_a)]} = \frac{F' * U_L * A_c}{m_a c_p} \quad (37)$$

d'où

$$\frac{[\tau \alpha \cdot It - U_L (T_{fs} - T_a)]}{[\tau \alpha \cdot It - U_L (T_{fe} - T_a)]} = e^{-\frac{F' * U_L * A_c}{m_a c_p}} \quad (38)$$

Or, l'efficacité globale F_r est définie par :

$$F_r = \frac{\text{Puissance utile réelle}}{\text{Puissance utile idéale}} = \frac{m_a c_p (T_{fs} - T_{fe})}{[\tau \alpha \cdot It - U_L (T_{fe} - T_a)]} \quad (39)$$

A partir de la relation (28), on obtient :

$$F_r = \frac{m_a c_p [(T_{fs} - T_a) - (T_{fe} - T_a)]}{[\tau \alpha \cdot It - U_L (T_{fe} - T_a)]} = \frac{m_a c_p (T_{fs} - T_a)}{\tau \alpha \cdot It - U_L (T_{fe} - T_a)} - \frac{m_a c_p (T_{fe} - T_a)}{\tau \alpha \cdot It - U_L (T_{fe} - T_a)} \quad (40)$$

Soit

$$F_r = \frac{m_a c_p}{U_L} \left[1 - e^{\frac{-F' * U_L * A_c}{m_a c_p}} \right] \quad (41)$$

2.2.2. Calcul des coefficients F' et U_L de l'insolateur à double passe parallèle

D'après PARKER [11], les équations de transfert s'écrivent

$$P_{abs} = P_u + U_t(T_v - T_a) + U_b(T_{is} - T_a) \quad (42)$$

$$P_{abs} = P_u + U_t(T_v - T_a) + U_b(T_{is} - T_a) \quad (43)$$

$$P_u = h_2(T_n - T_{ft}) + h_2(T_n - T_{fb}) - h_1(T_{ft} - T_v) - h_3(T_{fb} - T_{is}) \quad (44)$$

$$U_t(T_v - T_a) = h_1(T_{ft} - T_v) + h_{rpv}(T_n - T_v) \quad (45)$$

$$U_b(T_{is} - T_a) = h_3(T_{fb} - T_{is}) + h_{rpi}(T_n - T_{is}) \quad (46)$$

En tirant $(T_v - T_a)$ et $(T_{is} - T_a)$ de (44), (45), (46), et en les introduisant dans l'équation (43), on peut écrire P_u sous la forme suivante :

$$P_u = F'[P_{abs} - U_L(T_{fm} - T_a)] \quad (47)$$

Avec :

$$F' = D / [2h_1h_2P + 2h_2U_bU_t + h_{rpv}\{(h_1 + h_{rpi})(P + 2h_2) + U_b(2h_2 + U_t) + h_1h_{rpi}\} + h_{rpi}\{h_1(P + 2h_2) + 2h_2U_t + U_bU_t\}] \quad (48)$$

$$U_L = [4h_1h_2U_bU_t + 2h_{rpv}\{(h_1 + h_2)(h_{rpi}U_t + U_bU_t + h_{rpi}U_b) + h_1U_2U_b\} + 2h_{rpi}U_b(h_1h_2 + h_1U_t + h_2U_t) + (1 - n)h_1U_t\{h_1(2h_2 + h_{rpv}) + h_{rpi}Q\} + (1 + n)h_1U_t\{h_1(h_{rpi} + 2h_2) + h_{rpv}Q\}] / D \quad (49)$$

$$D = [2h_1h_2P + 2h_2U_bU_t + h_{rpv}(Q(h_1 + h_{rpi} + U_b) + h_1h_{rpi} + h_{rpi}Q(h_1 + U_t))] \quad (50)$$

$$P = h_1 + U_b + U_t \quad (51)$$

$$Q = h_1 + 2h_2 \quad (52)$$

$$n = 1 - (T_{ft} - T_a) / (T_{fb} - T_a) \quad (53)$$

Ainsi, en écrivant le bilan thermique pour chaque nœud, on aboutit à des équations de la forme

$$\frac{C_i \delta T_i}{\delta t} = \sigma_i + \sum_{j=1}^n (R_{ij} + H_{ij} + C_{ij})(T_j - T_i) \quad (54)$$

Dans le calcul, il faut discrétiser l'équation aux dérivées partielles. Pour ce faire, nous avons choisi la méthode explicite des différences finies vers l'arrière ou "Backward difference" soit :

$$\frac{\delta T_i}{\delta t} = \frac{T_i(t) - T_i(t - dt)}{dt} \quad (55)$$

Donc

$$M_i C_{pi} \frac{T_i(t) - T_i(t - dt)}{dt} = \sigma_i(t) + \sum_{j=1}^n (R_{ij} + H_{ij} + C_{ij})(T_j(t) - T_i(t)) \quad (56)$$

2.2.3. Equations de transfert

L'application de la loi des nœuds, exprimés par l'équation (54), aux différents nœuds du réseau électrique équivalent, donne pour la tranche d'indice i les équations suivantes

- Nœud T_{ve} : vitre externe, si T^* est la température au temps $(t - \Delta t)$

$$\frac{M_v c p_v}{2\Delta S} \frac{T_{ve}^{(i)} - T_{ve}^{*(i)}}{\Delta t} = h_{rv} (T_c - T_{ve}^{(i)}) + h_{cvv} (T_a - T_{ve}^{(i)}) + h_{rvs} (T_s - T_{ve}^{(i)}) + h_{cdv} (T_{vi}^{(i)} - T_{ve}^{(i)}) + \frac{P_v}{2} \quad (57)$$

- Nœud T_{vi} : vitre interne

$$\frac{M_v c p_v}{2\Delta S} \frac{T_{vi}^{(i)} - T_{vi}^{*(i)}}{\Delta t} = h_{rvv} (T_n^{(i)} - T_{vi}^{(i)}) + h_1 (T_{f1}^{(i-1)} - T_{vi}^{(i)}) + h_{rvs} (T_s - T_{ve}^{(i)}) + h_{cdv} (T_{ve}^{(i)} - T_{vi}^{(i)}) + \frac{P_v}{2} \quad (58)$$

- Air dans le conduit supérieur :

$$\frac{m_a c p_a}{\Delta S} \frac{T_{f1}^{(i)} - T_{f1}^{(i-1)}}{\Delta t} = h_2 (T_n^{(i)} - T_{f1}^{(i-1)}) + h_1 (T_{vi}^{(i)} - T_{f1}^{(i-1)}) \quad (59)$$

- Nœud T_n : Absorbeur

$$\frac{M_n c p_n}{\Delta S} \frac{T_n^{(i)} - T_p^{(i)}}{\Delta t} = h_{rvv} (T_{vi}^{(i)} - T_n^{(i)}) + h_{rni} (T_{isi}^{(i)} - T_n^{(i)}) + h_2 (T_{f1}^{(i-1)} - T_n^{(i)}) + h_2 (T_{f2}^{(i-1)} - T_n^{(i)}) + P_n \quad (60)$$

- Air dans le conduit inférieur :

$$\frac{m_a c p_a}{\Delta S} \frac{T_{f2}^{(i)} - T_{f2}^{(i-1)}}{\Delta t} = h_2 (T_n^{(i)} - T_{f2}^{(i-1)}) + h_3 (T_{isi}^{(i)} - T_{f2}^{(i-1)}) \quad (61)$$

- Nœud T_{isi} : isolant interne

$$\frac{M_{is} c p_{is}}{2\Delta S} \frac{T_{isi}^{(i)} - T_{isi}^{(i-1)}}{\Delta t} = h_{cdi} (T_{ise}^{(i)} - T_{isi}^{(i)}) + h_{rni} (T_n^{(i)} - T_{isi}^{(i)}) + h_3 (T_{f2}^{(i-1)} - T_{isi}^{(i)}) \quad (62)$$

- Nœud T_{ise} : isolant externe

$$\frac{M_{is} c p_{is}}{2\Delta S} \frac{T_{ise}^{(i)} - T_{ise}^{(i-1)}}{\Delta t} = h_{cdi} (T_{isi}^{(i)} - T_{ise}^{(i)}) + h_{rni} (T_s^{(i)} - T_{ise}^{(i)}) + h_{cvv} (T_a - T_{ise}^{(i)}) \quad (63)$$

2.3. Modélisation du séchage solaire

Le séchoir a été découpé en tranches fictives comprenant, chacune, une claie avec ses produits et les parois.

i. Convection

- Entre l'extérieur et la paroi externe du séchoir : h_v

$$h_v = 5,67 + 3,86 \cdot V_v (W/m^2/K) \quad (64)$$

V_v étant la vitesse du vent (m/s)

- Entre l'air caloporteur et la paroi interne du séchoir : h_{cap}

$$h_{cap} = \frac{Nu * \lambda}{D} \quad (65)$$

Où $D = H_s$ représente la hauteur du séchoir.

Il s'agit d'un écoulement forcé parallèle sur une plaque plane et nous avons pris les corrélations suivantes, pour calculer le nombre de Nusselt [12] :

En régime laminaire avec $Re < 105$

$$Nu = 0,66Re^{1/2}Pr^{1/3} \quad (66)$$

En régime turbulent avec $Re > 105$

$$Nu = 0,66Re^{4/4}Pr^{1/3} \quad (67)$$

- Entre l'air caloporteur et le produit : h_{caf}

$$h_{cap} = \frac{Nu * \lambda}{D_f} \quad (68)$$

Où D_f : diamètre du produit

Pour notre cas, le produit à sécher a été assimilé à une sphère isolée dans un écoulement de vitesse V connue.

Sa longueur caractéristique étant prise égale au diamètre moyen D_f , pour la détermination de h_{caf} , nous avons choisi la relation de CHARM [13] :

$$Nu = 0,37Re^{0,6} \quad (69)$$

Avec

$$Re = \frac{V_{pf}D_f}{\gamma_a} \quad (70)$$

Il s'ensuit que :

$$O_c = \frac{V_{tc} - V_f}{V_f} \quad (71)$$

V_{fi} le volume de chaque sphère définie par :

$$V_{fi} = \frac{4}{3}\pi \frac{D_f^3}{2^3} \quad (72)$$

V_{fi} le volume de chaque cylindre dans le cas où les produits sont des rondelles cylindriques avec :

$$V_{fi} = \frac{\pi}{4}D^2 * e \quad (73)$$

La vitesse de l'air au niveau du produit s'écrit :

$$V_{pf} = \frac{V}{O_c} \quad (74)$$

La vitesse V_{pf} ainsi déterminée peut être considérée comme la vitesse moyenne au niveau du produit et est utilisée dans la relation de CHARM sus-mentionnée.

ii. Conduction

Elle a lieu à travers les parois du séchoir et le coefficient d'échange correspondant s'écrit :

$$h_{cp} = \frac{\lambda_p}{e_p} \quad (75)$$

iii. Rayonnement

Il se produit entre la paroi externe du séchoir et la voûte céleste. Le coefficient d'échange a pour expression :

$$h_{rc} = \sigma \epsilon_p (T_{pe}^2 + T_c^2) (T_{pe} + T_c) \quad (76)$$

Avec la mise en équation, nous avons abouti aux relations suivantes

- Nœud T_f :

$$\frac{M_f c p_f T_f^{(i)} - T_f^{(i)}}{S_f \Delta t} = h_{caf} (T_{air}^{(i-1)} - T_f^{(i)}) - P_{ev} \quad (77)$$

- Nœud T_{pi} :

$$\frac{M_p c p_p T_{pi}^{(i)} - T_{pi}^{(i)}}{S_{pa} \Delta t} = h_{cap} (T_{air}^{(i-1)} - T_{pi}^{(i)}) + h_{cp} (T_{pe}^{(i)} - T_{pi}^{(i)}) \quad (78)$$

- Nœud T_{pe} :

$$\frac{M_p c p_p T_{pe}^{(i)} - T_{pe}^{(i)}}{S_{pa} \Delta t} = h_{rc} (T_c - T_{pe}^{(i)}) + h_{cp} (T_{pi}^{(i)} - T_{pe}^{(i)}) + h_v (T_a - T_{pe}^{(i)}) \quad (79)$$

$$P_{ev}^{(i)} = L_{vm} = L_v * h_m * S_f (h_r * C_{sat}(T_f) - C_v) = L_v \frac{h_i * h_e}{h_i + h_e} S_f (h_r * C_{sat}(T_f) - C_v) \quad (80)$$

$$P_n^{(i)} = S_f * h_{caf} (T_{air}^{(i-1)} - T_f^{(i)}) + S_{pa} * h_{cap} (T_{air}^{(i-1)} - T_{pi}^{(i)}) \quad (81)$$

$$P_n^{(i)} = d_{eb} * C_{pa} (T_{air}^{(i)} - T_{pi}^{(i)}) \quad (82)$$

3. Simulation du système

3.1. Technique de simulation numérique

La modélisation thermique du séchoir solaire multi-étage a été réalisée à partir des bilans énergétiques appliqués à chaque composant du système (vitres, absorbeur, air intérieur, produit, structure en bois).

Chaque élément est supposé homogène en température (modèle à paramètres concentrés). Les transferts thermiques pris en compte sont :

- Le rayonnement solaire incident,
- Les échanges radiatifs entre surfaces,
- Les transferts convectifs internes et externes,
- Les transferts conductifs à travers les parois, et
- Les échanges thermiques entre air et produit.

L'ensemble des bilans conduit à un système de huit équations différentielles ordinaires couplées, résolues numériquement sous MATLAB à l'aide du solveur implicite ode23t, adapté aux systèmes raides.

Les conditions aux limites incluent :

- L'irradiation solaire variable dans le temps
- La température ambiante interpolée à partir des données météorologiques

- La température du ciel

La discrétisation temporelle permet d'obtenir l'évolution dynamique des températures des différentes composantes du séchoir.

Des simulations paramétriques ont été réalisées pour différentes épaisseurs d'isolation, débits d'air et charges de produit. Les indicateurs étudiés sont :

- température de l'air et du produit,
- flux thermiques,
- temps de séchage,
- efficacité énergétique

3.2. Organigramme de résolution

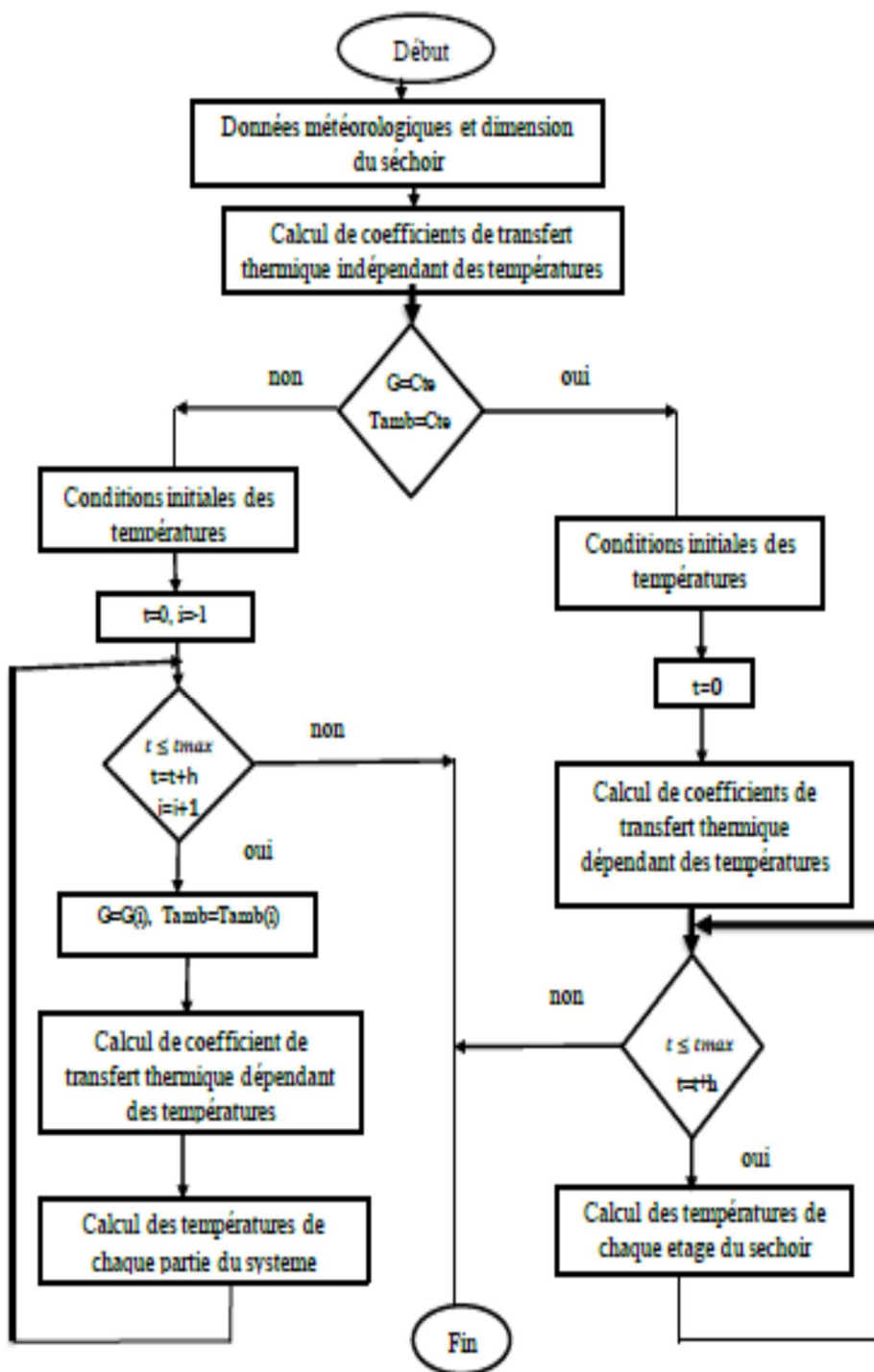


Figure 1: Organigramme de résolution

L'algorithme de résolution suit les étapes suivantes :

- Initialisation :

- Importation des données météorologiques (irradiation, température ambiante, température du ciel)
- Définition des paramètres géométriques et thermophysiques
- Définition des conditions initiales de température
- Calcul des coefficients d'échange thermique :
 - Coefficients indépendants des températures
 - Mise à jour des coefficients dépendants des températures à chaque pas de temps
- Résolution numérique :
 - Intégration temporelle des équations différentielles
 - Mise à jour des flux thermiques
 - Calcul des températures de chaque étage
- Itération :
 - Avancement temporel ($t = t + h$)
 - Mise à jour des conditions météorologiques interpolées
- Fin de simulation :
 - Extraction des températures maximales
 - Calcul des flux thermiques minimaux et maximaux
 - Génération des courbes d'évolution

3.3. Résultats de simulation

3.3.1. Evolution de la température du fluide en fonction de l'épaisseur de la vitre

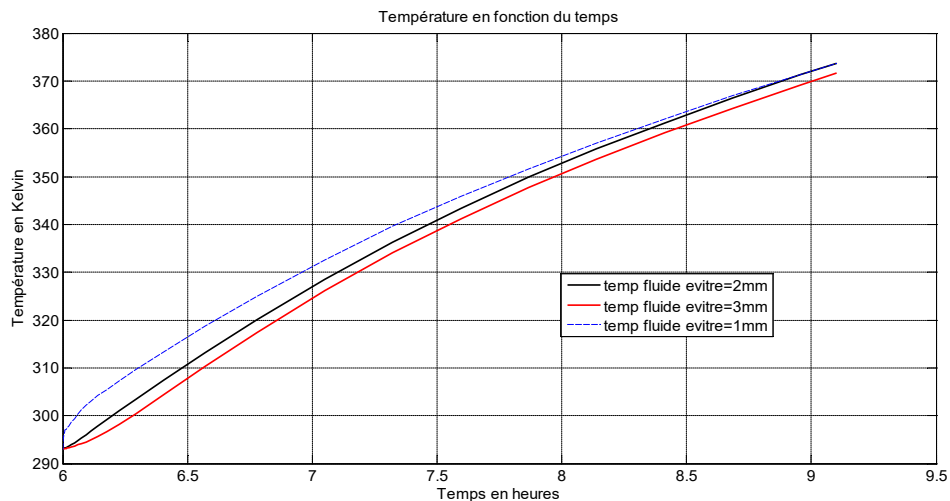


Figure 2: Variation de la température du fluide en fonction de l'épaisseur de la vitre

Les résultats montrent que l'augmentation de l'épaisseur de la vitre améliore légèrement la température interne du fluide. Cela s'explique par :

- Une réduction des pertes thermiques par convection extérieure,
- Une meilleure inertie thermique, et
- Une diminution des pertes radiatives vers l'environnement

Cependant, au-delà d'une certaine épaisseur (≈ 3 à 4 cm), l'effet devient marginal, indiquant un compromis optimal entre coût du matériau et performance thermique

3.3.2. Evolution temporelle de la température par étage

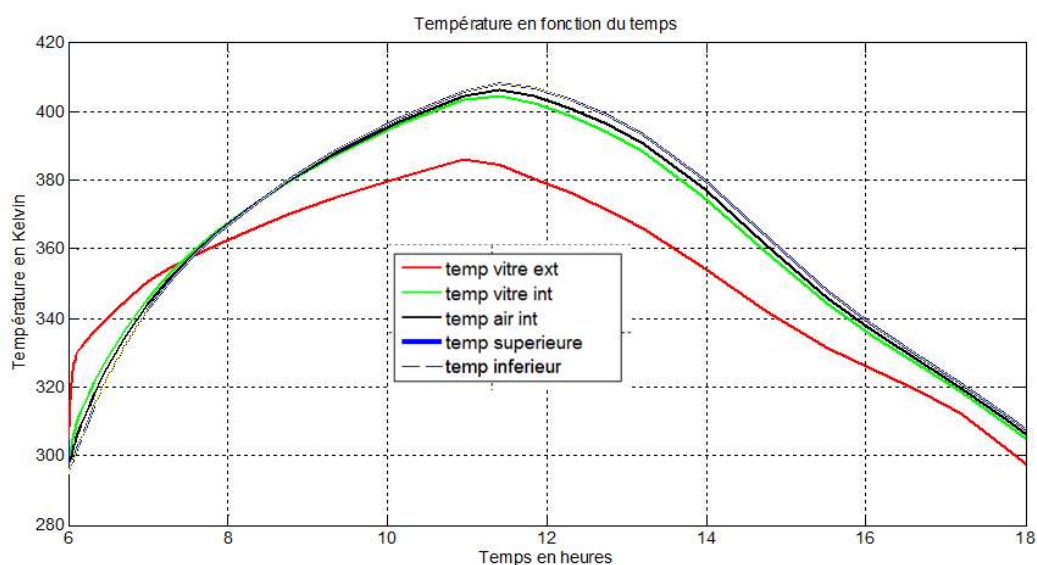


Figure 3: Courbe de variation des températures du système sans charge en fonction du temps

Constat :

Les températures augmentent rapidement après le lever du soleil. Le pic thermique est atteint aux alentours de midi solaire.

Les étages supérieurs présentent une température légèrement plus élevée en raison de la stratification thermique naturelle de l'air chaud.

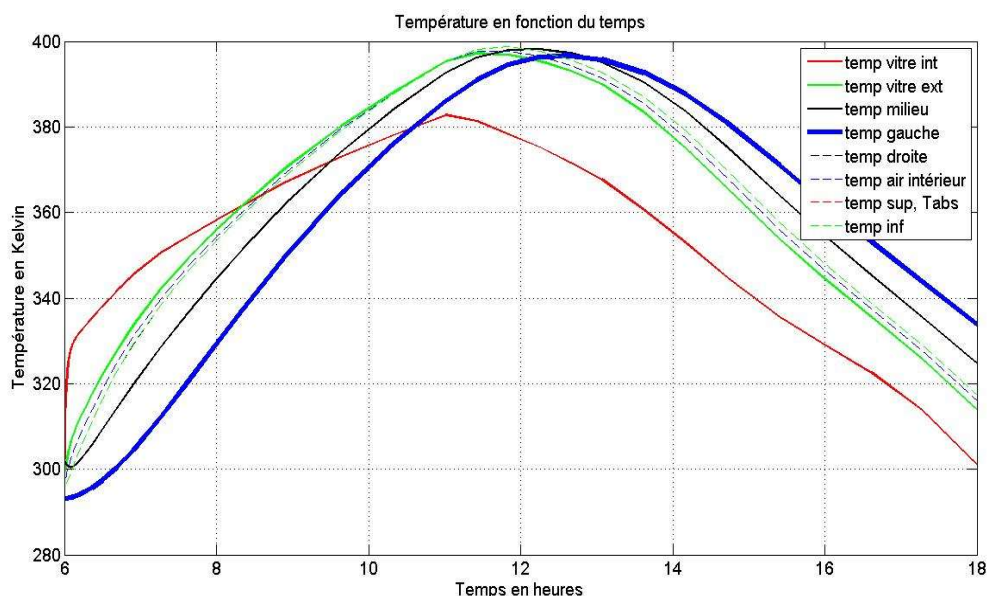


Figure 4: Courbe de variation des températures de chaque étage du système en présence de charge en fonction du temps

Constat :

En présence de produit, la température interne diminue légèrement comparée au système à vide. Cette diminution s'explique par :

- L'absorption d'énergie pour l'évaporation de l'humidité
- L'augmentation de la capacité thermique globale du système

Le système atteint néanmoins une température de séchage suffisante ($>45^{\circ}\text{C}$), compatible avec le séchage du voatsiperifery.

3.3.3. Evolution temporelle de la température en fonction de l'isolateur

Tableau 1: Récapitulation des températures maximales pour chaque variation de l'épaisseur d'isolation

Epaisseur de l'isolation en cm	1	2	3	4	5
Température maximale en $^{\circ}\text{C}$					
Vitre ext	107	108	111	111	111
Vitre int	118	124	127	129	129
Milieu	121	125	128	130	130
Gauche	120	125	127	128	128
Droite	121	126	129	131	131
Air intérieur	120	125	128	130	130
Supérieure	121	126	130	131	131
Inferieur	119	124	126	127	127

Observations

L'augmentation de l'épaisseur d'isolation améliore la conservation thermique du système.

On observe que :

- Les températures maximales augmentent avec l'épaisseur de l'isolant.
- L'amélioration devient faible au-delà de 4 cm.
- Une isolation de 3 à 4 cm constitue un compromis optimal.

3.3.4. Flux de chaleur à vide

Tableau 2: Flux de chaleur minimale et maximale pour le système sans charge

Flux de chaleur	Minimal (en W)	Maximal (en W)
Q1	0,6316	26,8998
Q2	-7,7431	15,5210
Q3	-203,9857	0,4497
Q4	3,0657	3,9359
Q5	-57,2891	54,7871
Q6	4,1418	246,9619
Q7	-9,1757	5,6852
Q8	-18,7101	11,9967
Q9	-10,0409	7,8400
Q10	0,6741	28,7139
Q11	-10,0409	7,8400
Q12	-18,7101	11,9967
Q13	-7,7129	284 200
Q14	-7,10	16,7093

Observation

Les flux thermiques indiquent :

- Q1 et Q23 : apport solaire principal
- Q3, Q5, Q28 : pertes convectives vers l'extérieur
- Q2, Q4, Q7, Q13 : échanges radiatifs

Les flux négatifs traduisent des pertes thermiques tandis que les flux positifs correspondent aux apports énergétiques.

Le flux Q6 et Q22 présentent des valeurs élevées, traduisant l'importance des échanges conductifs internes.

3.3.5. Flux de chaleur en charge

Tableau 3: Flux de chaleur minimal et maximal pour le système avec charge

Flux de chaleur	Minimal (en W)	Maximal (en W)
Q1	0,6316	26,8162
Q2	-8,24	14,2879
Q3	-195,3449	0,00060565
Q4	3,2741	43,0683
Q5	-187	-12,4120
Q6	3,7218	230,0933
Q7	-3,2209	3,0824
Q8	-9,0851	5,4324
Q9	-3,6478	3,6814
Q10	-1,2582	0,9548
Q11	0,0495	2,1030
Q12	0,2771	11,2364
Q13	-2,1790	3,5578
Q14	-10,7894	16,1523
Q15	-2,5471	4,1177
Q16	-0,5853	1,5820
Q17	0,3420	14,5210
Q18	-10,0874	7,3920
Q19	-1,5820	0,5853
Q20	-1,2582	0,9548
Q21	-17,2621	11,6000
Q22	-1435,3594	4335,8
Q23	0,6356	26,9889
Q24	-10,0874	7,3920
Q25	-17,2621	11,6000
Q26	-5,488	284 200
Q27	-528 ,8166	1597,4
Q28	-6,6800	19,3639

Observation

En présence de charge :

- Les flux internes augmentent en raison des échanges air-produit
- Le flux Q22 (conduction interne) devient fortement dominant
- Les flux Q27 et Q26 confirment le rôle important de l'absorbeur

La présence de produit modifie l'équilibre énergétique global, mais ne compromet pas la stabilité thermique du système.

4. Expérimentation du système

4.1. Procédé de l'expérimentation

Cette étude compare Deux méthodes de séchage du poivre sauvage de Madagascar : séchage solaire en claie supérieure, séchage solaire en claie inférieure. Les cinétiques de perte de masse, l'évolution de l'humidité relative et les teneurs finales en eau ont été analysées afin d'identifier la méthode la plus efficace et la plus adaptée à la préservation de la qualité du produit.

L'expérimentation a été réalisée en conditions climatiques naturelles.

Les étapes sont :

- Mise en place du séchoir orienté plein nord (hémisphère sud)
- Chargement des claies avec 1 kg de voatsiperifery frais
- Mesure des températures :
 - Air en sortie capteur
 - Air asséchant
 - Produit
- Pesée périodique des échantillons
- Mesure de l'humidité relative

Les données ont été relevées toutes les heures.

4.2. Echantillonnage et mesures

Deux échantillons de 1 kg ont été utilisés :

- Échantillon 1 : claie supérieure
- Échantillon 2 : claie inférieure

Les paramètres mesurés :

- Température (thermocouples type K)
- Masse (balance électronique $\pm 0,1$ g)
- Humidité relative (calculée à partir de la perte de masse)

4.3. Résultats de l'expérimentation

4.3.1. Variation de la température

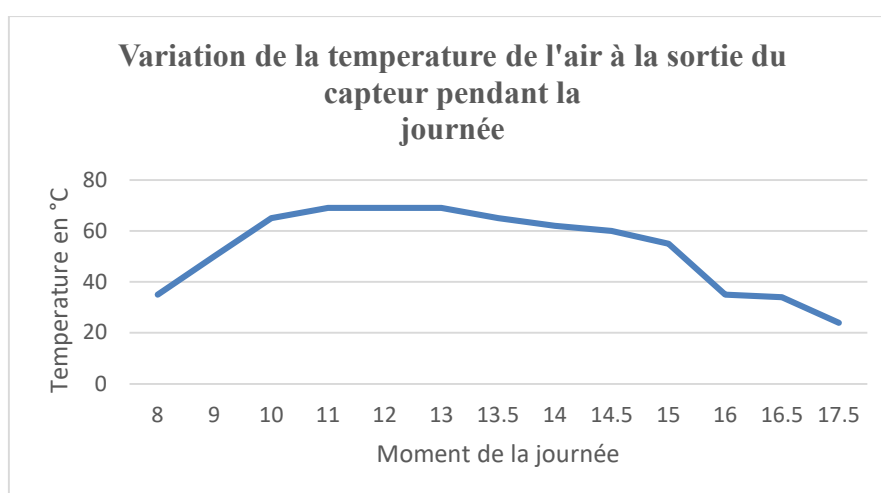
- i. Température de l'air à la sortie du capteur

Durant le cycle des essais de séchage que nous avons effectué, la température de l'air à la sortie du capteur est élevée pendant le jour, et en absence du soleil, elle reste pratiquement égale à la température ambiante.

En effet, l'air entre dans l'insolateur à la température ambiante avec un débit relativement faible car les capteurs sont montés en parallèle. Les résultats obtenus avec un insolateur à double passe parallèle s'avèrent meilleurs par rapport à ceux obtenus avec un insolateur à simple passe.

Tableau.4: Variation de la température de l'air à la sortie du capteur (la journée)

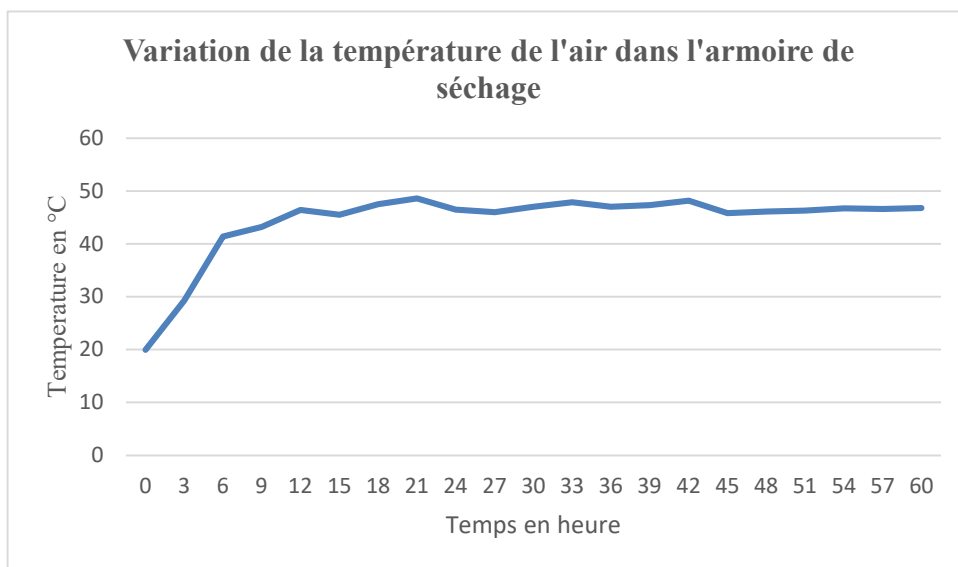
Ts capteur en °C	35	50	65	69	69	69	65	62	60	55	35	34	24
Moment de la journée	8	9	10	11	12	13	13,5	14	14,5	15	16	16,5	17,5



ii. Température de l'air asséchant

Tableau 5: Variation de la température de l'air dans l'armoire de séchage

Tai r en °C	20	29, 3	41, 4	43, 2	46, 4	45, 5	47, 5	48, 6	46, 5	46	47	47, 9	47	47, 3	48, 2	45, 8	46, 1	46, 3	46, 7	46, 6	46, 8
Temps en heure	0	3	6	9	12	15	18	21	24	27	30	33	36	39	42	45	48	51	54	57	60

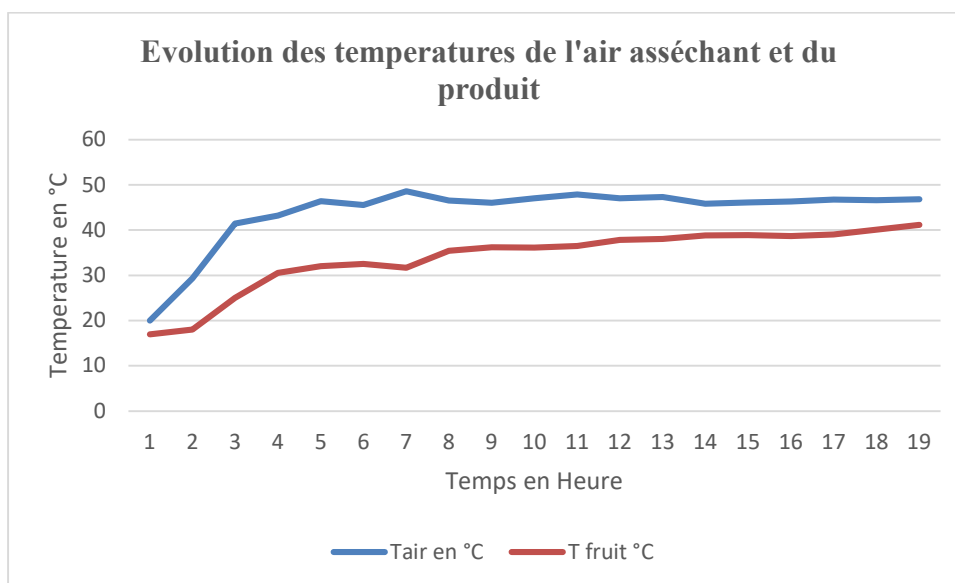


La figure nous montre que notre installation ne demandait qu'un intervalle de temps court d'environ 9 heures pour atteindre la température de consigne de séchage. Après cette durée, la température de l'air asséchant reste quasiment constante durant le cycle de séchage même la journée où on utilise de l'énergie solaire totale.

iii. Température des produits au cours du séchage

Tableau 6: Evolution des températures de l'air asséchant et du produit

Tai r en °C	20	29, 3	41, 4	43, 2	46, 4	45, 5	48, 6	46, 5	46	47	47, 9	47	47, 3	45, 8	46, 1	46, 3	46, 7	46, 6	46, 8
T frui t °C	17	18	25	30, 5	32	32, 5	31, 7	35, 4	36, 2	36, 1	36, 5	37, 8	38	38, 8	38, 9	38, 7	39	40, 1	41, 2
Te mp s h	0	3	6	9	12	15	21	24	27	30	33	36	39	45	48	51	54	57	60



On constate d'après cette courbe que la température du produit augmente en fonction du temps de séchage et tend asymptotiquement vers la température de l'air asséchant. Ce qui est évident car ce phénomène constitue l'un des indicateurs d'achèvement du processus deséchage pour lequel la température du produit avoisine celle de l'air caloporteur.

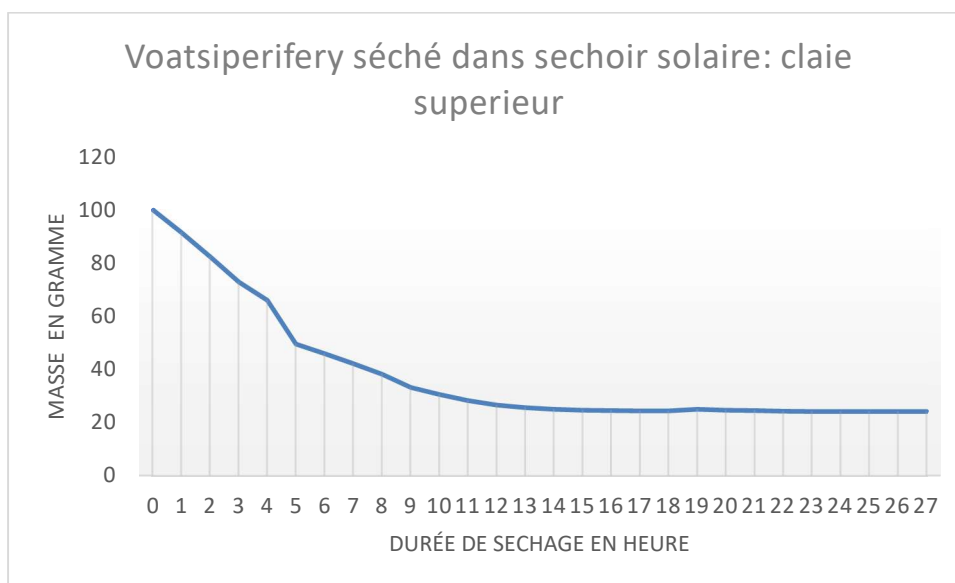
En effet, lors de l'opération de séchage, il se produit un double transfert : thermique et de masse. Ce qui fait que l'air à sa sortie a une humidité plus grande tandis que sa température sèche a diminué. De son côté le produit voit diminuer son humidité relative et croître sa température sèche

4.3.2. Variation de la masse en fonction du temps

- i. 1eme échantillon : 1kg séché dans le séchoir solaire sur la claie supérieur

Tableau 7 : Variation de la masse de l'échantillon séché sur le claie supérieur

Durée(heure)	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1ere ech	100	91,4	82,4	72,8	65,9	49,6	45,9	42,2	38,2	33,2	30,6
Durée(heure)	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21
1ere ech	28,3	26,6	25,6	25,0	24,7	24,6	24,4	24,4	25,0	24,7	24,5
Durée(heure)	22	23	24	25	26	27					
1ere ech	24,3	24,2	24,2	24,2	24,2	24,2					



Observation 1er échantillon (claie supérieure) :

La masse diminue progressivement jusqu'à stabilisation vers 24,2 g.

On observe trois phases classiques du séchage :

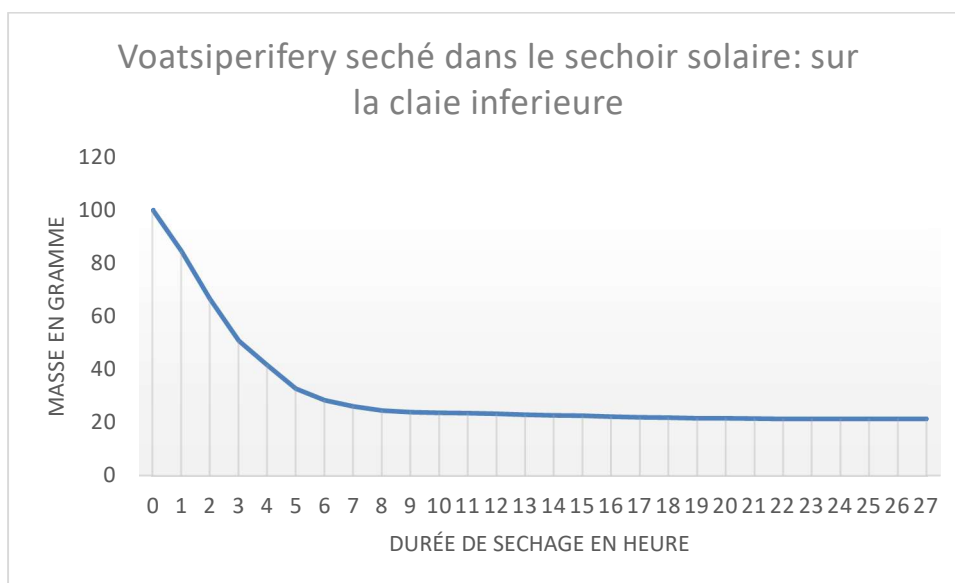
1. Phase d'échauffement
2. Phase à vitesse constante
3. Phase à vitesse décroissante

L'humidité relative diminue de 78 % à environ 12 %, indiquant un séchage quasi complet.

- ii. 2eme échantillon : 1kg séché dans le séchoir solaire sur la claie inferieur

Tableau.8: Variation de la masse de l'échantillon séché sur la claie inferieure

Durée(heure)	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
2eme ech	100	84,4	66,5	50,7	41,6	32,8	28,4	26,1	24,6	23,9	23,7
Durée(heure)	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21
2eme ech	23,6	23,3	23,0	22,8	22,6	22,3	22,0	21,9	21,7	21,6	21,5
Durée(heure)	22	23	24	25	26	27					
2eme ech	21,4	21,4	21,4	21,4	21,4	21,4					



Observation 2eme échantillon :

La perte de masse est plus rapide durant les 8 premières heures.

L'échantillon inférieur reçoit davantage de chaleur directe, ce qui accélère l'évaporation initiale.

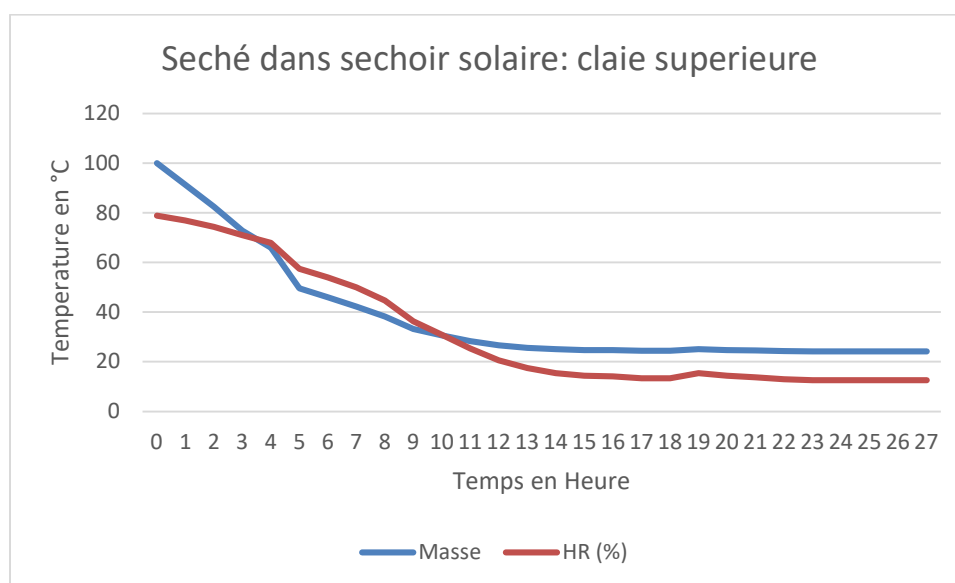
La masse finale se stabilise autour de 21,4 g avec une humidité résiduelle d'environ 14 %.

4.3.3. Variation de l'humidité du produit en fonction du temps

i. Voatsiperifery séché dans séchoir solaire : claie supérieure

Tableau 9: Variation de l'humidité du produit en fonction du temps : claie supérieure

Durée (h)	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Masse	100	91,4	82,4	72,8	65,9	49,6	45,9	42,2	38,2	33,2	30,6	28,3	26,6	25,6	25
HR (%)	78,8 552 5	76,8 657 002	74,3 388 956	70,9 550 137	67,9 138 847	57,3 694 556	53,9 330 065	49,8 939 573	44,6 472 513	36,3 109 94	30,8 995 098	25,2 835 689	20,5 084 586	17,4 033 203	15,4 21
Durée (h)	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27		
Masse	24,7	24,6	24,4	24,4	25	24,7	24,5	24,3	24,2	24,2	24,2	24,2	24,2		
HR (%)	14,3 937 247	14,0 457 317	13,3 411 885	13,3 411 885	15,4 21	14,3 937 247	13,6 948 98	12,9 845 679	12,6 25	12,6 25	12,6 25	12,6 25	12,6 25		



Interprétation (claie supérieure) :

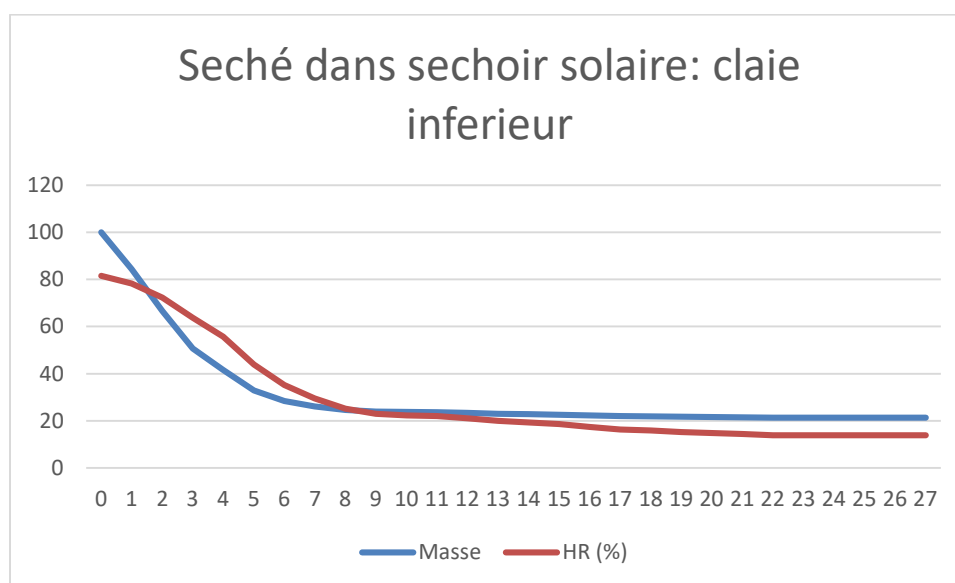
La montée progressive de la température du produit et la diminution de l'humidité montrent un transfert thermique efficace.

L'écart entre température de l'air et température du produit diminue progressivement, indiquant l'approche de l'équilibre thermique.

ii. Voatsiperifery séché dans séchoir solaire: claie inferieur

Tableau 10: Variation de l'humidité du produit en fonction du temps : claie inferieur

Durée (h)	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Masse	100	84,4	66,5	50,7	41,6	32,8	28,4	26,1	24,6	23,9	23,7	23,6	23,3	23	22,8
HR (%)	81,5	78,1	72,3	63,6	55,7	43,8	35,1	29,4	25,1	22,9	22,3	21,9	20,9	19,9	19,2
	8851	8543	1354	8542	4161	6740	7080	5789	5654	6447	1438	8521	8072	5004	4785
	84	89	41	06	85	99	27	47	7	82	19	96	35	09	
Durée (h)	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27		
Masse	22,6	22,3	22	21,9	21,7	21,6	21,5	21,4	21,4	21,4	21,4	21,4	21,4		
HR (%)	18,5	17,4	16,3	15,9	15,1	14,7	14,3								
	3323	3726	1140	2926	5442	6162	6516	13,9	13,9	13,9	13,9	13,9	13,9		
	01	46	91	94	4	04	28	65	65	65	65	65	65		



Interprétation (claie inférieure) :

Le séchage est plus rapide en raison :

- D'un flux thermique plus important
- D'un contact plus direct avec l'air chaud

La cinétique de séchage est plus intense dans les premières heures.

5. Discussion

Le séchoir indirect limite la dégradation thermique des composés aromatiques et réduit fortement les pertes post-récolte. La concordance simulation-expérience valide l'approche phénoménologique. L'optimisation énergétique démontre l'importance de l'isolation et du contrôle du débit d'air. Comparé au séchage naturel, le gain de temps dépasse 60 %.

5.1. Reflexe théorique

La modélisation du séchoir solaire multi-étage repose sur une approche thermodynamique fondée sur les bilans d'énergie appliqués à chaque composant du système. Le modèle adopté est un modèle à paramètres concentrés, supposant une homogénéité thermique au sein de chaque élément (vitres, air intérieur, absorbeur, produit, structure isolante).

Cette hypothèse simplificatrice est justifiée par :

- les faibles épaisseurs des matériaux,
- le brassage naturel de l'air intérieur,
- l'objectif de prédiction globale du comportement thermique.

Les essais sur prototype confirment :

- température air séchant : 45–49 °C,
- température produit : 35–41 °C,
- temps de séchage : 36–40 h,
- humidité finale : 12–14 %.

La perte de masse suit une cinétique rapide initiale puis une phase de ralentissement typique du régime diffusif interne.

5.1.1. Validité du modèle thermique

Les résultats numériques montrent :

- une montée progressive des températures avec l'irradiation solaire,
- une stratification thermique verticale,
- une stabilisation des températures en régime quasi permanent.

Ces comportements sont cohérents avec les lois fondamentales du transfert thermique :

- Loi de Fourier (conduction),
- Loi de Newton (convection),
- Loi de Stefan–Boltzmann (rayonnement).

La dominance du rayonnement solaire dans les flux entrants (Q_1 , Q_{23}) confirme que le système fonctionne principalement comme un capteur solaire thermique indirect.

La présence d'un double vitrage réduit significativement :

- les pertes convectives externes,
- les pertes radiatives vers le ciel.

Cela renforce l'effet de serre interne, phénomène théoriquement attendu dans les systèmes solaires passifs.

5.1.2. Couplage chaleur–masse

Le processus de séchage implique un double mécanisme :

- Transfert thermique de l'air vers le produit
- Transfert de masse (évaporation de l'eau)

La diminution progressive de l'écart entre la température de l'air et celle du produit confirme l'approche de l'équilibre thermodynamique.

La phase à vitesse constante observée expérimentalement correspond à un contrôle externe du séchage (diffusion superficielle).

La phase à vitesse décroissante indique un contrôle interne dominé par la diffusion de l'humidité à l'intérieur du produit, conformément aux modèles classiques de Henderson & Pabis [14] et Midilli et al. [15].

5.1.3. Influence des paramètres géométriques

Les simulations montrent que :

- l'augmentation de l'épaisseur d'isolation améliore la température interne,
- l'effet devient marginal au-delà de 3–4 cm,
- l'augmentation de l'épaisseur de la vitre présente un effet limité.

Cela traduit un phénomène classique d'optimisation thermique :

au-delà d'un certain seuil, l'amélioration de la résistance thermique globale ne compense plus les pertes dominantes (rayonnement et convection).

Les résultats expérimentaux confirment ainsi le modèle numérique :

- Les profils de température sont cohérents ;
- La stratification thermique est observée ; et
- L'influence de l'isolation est validée.

Le modèle à paramètres concentrés donne une bonne approximation du comportement thermique global.

5.2. Reflexe méthodologique

Les résultats montrent qu'un débit d'air de 1,5 m/s et une charge de 10 kg maximisent l'efficacité thermique tout en maintenant une température modérée.

5.2.1. Choix du modèle numérique

Le recours au solveur ode23t est pertinent pour :

- les systèmes thermiques couplés,
- les équations potentiellement raides, et
- la stabilité numérique sur des pas de temps variables.

L'interpolation des données météorologiques horaires permet une meilleure représentation des conditions réelles. Cependant, certaines limites méthodologiques doivent être discutées.

5.2.2. Limites du modèle

- Hypothèse d'homogénéité thermique : Les gradients internes ne sont pas explicitement modélisés.
- Coefficients d'échange constants. En réalité, ils dépendent :
 - du débit d'air,
 - du régime d'écoulement,
 - de la différence de température.
- Absence de modélisation détaillée de la cinétique de séchage. Le modèle énergétique n'est pas pleinement couplé à un modèle diffusif interne (loi de Fick).
- Conditions météorologiques simplifiées. L'irradiation réelle fluctue plus finement qu'une interpolation linéaire horaire.

5.2.3. Fiabilité expérimentale

Les mesures expérimentales montrent une cohérence qualitative avec le modèle :

- évolution similaire des températures,
- comportement asymptotique du produit,
- réduction significative de la masse.

Toutefois, des améliorations méthodologiques pourraient inclure :

- capteurs multipoints dans le produit,
- mesure de vitesse d'air,
- enregistrement continu (data logger),
- répétition des essais pour analyse statistique.

En résumé, les principales limites sont :

- Hypothèse d'homogénéité thermique
- Coefficients d'échange supposés constants
- Conditions météorologiques variables

Une amélioration future pourrait inclure :

- Un modèle CFD

- Une modélisation couplée chaleur-masse plus détaillée
- Une optimisation géométrique

5.3. Etude comparative et recommandation

5.3.1. Comparaison avec le séchage traditionnel à l'air libre

Tableau 11: Comparaison entre le séchage traditionnel à l'air libre et séchoir solaire multi-étage

Critère	Séchage traditionnel	Séchoir solaire multi-étage
Temps de séchage	Long	Réduit
Contrôle thermique	Faible	Modéré à bon
Protection sanitaire	Faible	Élevée
Dépendance climatique	Totale	Partiellement contrôlée
Rendement thermique	Faible	Amélioré

Le séchoir solaire permet :

- une réduction significative du temps de séchage,
- une meilleure homogénéité,
- une protection contre les contaminants.

5.3.2. Comparaison avec séchoirs solaires simples

Comparé à un séchoir à simple étage :

- meilleure exploitation volumétrique,
- meilleure stratification thermique,
- meilleure répartition de l'air chaud.

Cependant :

- la conception est plus complexe,
- le contrôle de circulation d'air devient critique.

5.3.3. Comparaison aux études de la littérature

Les températures atteintes (45–50°C en charge) sont cohérentes avec :

- Janjai & Bala [16],
- Sharma et al. [17],
- Fudholi et al. [18].

Le temps de séchage observé est comparable aux systèmes indirects passifs de petite capacité.

Ce qu'il faut retenir c'est que comparé au séchage traditionnel :

- Temps de séchage réduit ;
- Meilleure maîtrise thermique ;
- Protection contre les contaminants ; et
- Réduction des pertes post-récolte.

5.3.4. Recommandations

Sur la base des résultats obtenus, les recommandations suivantes peuvent être formulées :

Optimisation thermique

- Isolation optimale : 3–4 cm
- Double vitrage recommandé
- Réduction des ponts thermiques

Amélioration aérodynamique

- Intégration d'un ventilateur à faible consommation (hybride solaire)
- Optimisation des ouvertures d'entrée et de sortie
- Étude du nombre de Reynolds interne

Optimisation scientifique

- Couplage chaleur–masse complet
- Intégration d'un modèle diffusif (loi de Fick)
- Validation statistique multi-saisonnière

Application au voatsiperifery

Pour le voatsiperifery, il est recommandé :

- Température de séchage : 45–50°C
- Humidité finale cible : 12–14 %
- Séchage en couches minces pour homogénéité

En résumé, les principales recommandations sont :

- Isolation optimale : 3–4 cm
- Utilisation d'un double vitrage
- Optimisation de la circulation d'air
- Intégration d'un système hybride pour période nuageuse

6. Code de Simulation (Programme en MATLAB pour obtenir la température et le flux des différents éléments constituant le séchoir)

6.1. Fonction

```
function dT_dt=misymar2(t,T,t_S)
```

```
t_S=8*3600;
```

```
dT_dt=zeros(8,1);
```

```
%dans ce programmes on remplace Tg1 par T(1); Tg2 par T(2); Tc par T(3); Tf par T(4);
```

```
%Tmar par T(5); Tint2 par T(6); Tabs par T(7) et Tbois par T(8)
```

```
%TM(1)= temps en heures, TM(2)=irradiation globale sur un plan incliné,
```

```
%TM(3)= température ambiante, TM(4)=température du ciel
```

```
TM=[1 0 273 287.5; 3 0 273 286.9; 5 0 273 286.2; 7 43.555389 333.7 287.7 ;...
```

```
9 225.827472 363.1 284.1; 11 687.590869 371.5 287; 13 936.081407 380.2 287.3; 15 850.530735 354.9 287.4;...
```

```
17 294.471011 330 286.9; 19 0 315 285.7; 21 0 273 284.3; 23 0 273 282.4];
```

```
if ((t+t_S)/3600)<1
```

```
t_i=1;
```

else

$t_i = (t_s + t) / 3600;$

end

$T_a = \text{interp1}(TM(:,1), TM(:,3), t_i);$ %[C] température de l'air ambiant

%Données du sechoir

$S_{g1} = 0.58;$ %[m²] surface du vitre ext

$S_{g2} = S_{g1};$ %[m²] surface du vitre int

$S_c = 0.028;$ %surface du couvercle

$S_{mar} = 0.076;$ %[m²] surface d un etage

$S_{ref} = 0.58;$ %[m²] surface du réflecteur

$S_m = 0.04;$ %[m²] surface mouillée par le fluide

$S_{abs} = 0.49;$ %[m²] surface de int

$r = 0.10;$ %[m] rayon du couvercle

$S_c = \pi * r^2;$ %[m²] surface du couvercle

$S_{bmar} = S_c;$ %[m²] surface du base

$S_{bois} = 0.2;$ %[m²] surface du bois

$\sigma = 5.67e-8;$ %[W/m².K⁴] constante de Stefan-Boltzmann $S_{mar} = 0.076;$ $S_c = 0.028;$ $S_m = 0.04;$

$\epsilon_{loneg1} = 0.09;$ %coefficient d'émission de la vitre

$\epsilon_{slonemar} = 1;$ %coefficient d'émission des etages

$\epsilon_{slonec} = 1;$ %coefficient d'émission du couvercle

$\alpha_{fag1} = 0.05;$ %coefficient d'absorption de la vitre

$\alpha_{fac} = 0.09;$ %coefficient d'absorption du couvercle

$\alpha_{faabs} = 0.07;$ %coefficient d'absorption de l'absorbeur

$\theta_{hog1} = 0.95;$ %transmittivité thermique de la vitre int

$\theta_{hog2} = 0.95;$ %transmittivité thermique de la vitre ext

$m_1 = 0.500;$ %[kg] masse de la vitre

$C_{p1} = 720;$ %[J/kg.K] capacité thermique massique de la vitre

$m_2 = 0.500;$ %[KG] masse de la vitre 2

$C_{p2} = C_{p1};$ % [J/kg.K] capacité thermique massique de la vitre int

$m_3 = 0.531;$ %[kg] masse du couvercle

$C_{p3} = 506;$ %[J/kg.K] capacité thermique massique du couvercle

$m_4 = 1;$ %[kg] masse du fluide

$Cp4=4400; \%[J/kg.K]$ capacité thermique massique du fluide
 $r=0.10; \%[m]$ rayon du couvercle
 $ec=0.5e-3; \%[m]$ épaisseur du couvercle
 $Sc=\pi*r^2; \%[m^2]$ surface du couvercle
 $h=0.10; \%[m]$ hauteur du système
 $Smar=2*\pi*r*h+Sc; \%[m^2]$ surface en aluminium
 $V4=Smar*ec; \%[m^3]$ volume du grain à sécher
 $\rho_{m}=2700; \%[kg/m^3]$ masse volumique du grain
 $\rho_{r}=6800; \%[kg/m^3]$ masse volumique support étage
 $\rho_{p}=7850; \%[kg/m^3]$ masse volumique du plateau
 $m5=\rho_{m}*V4; \%[kg]$ masse des grain
 $Kmar=16.3; \%[W/m.K]$ conductivité thermique
 $Cp5=506; \%[J/kg.K]$ capacité thermique massique
 $m6=0.062; \%[kg]$ masse de l'air intérieur
 $Cp6=1005; \%[J/kg.K]$ capacité thermique massique de l'air
 $m7=0.700; \%[kg]$ masse de l'absorbeur
 $Cp7=380; \%[J/kg.K]$ capacité thermique massique de l'absorbeur
 $L1=0.5;$
 $S1=0.5*L1; \%[m^2]$ surface du bois munie de réflecteur
 $S2=S1+0.1*L1; \%[m^2]$ surface des deux cotes et le devant
 $S3=Sabs; \%[m^2]$ surface du bois munie de l'absorbeur
 $S_{bois}=S1+S2+S3; \%[m^2]$ surface totale de l'isolant en bois
 $e_{bois}=2e-2; \%[m]$ épaisseur de l'isolation en bois
 $V8=S_{bois}*e_{bois}; \%[m^3]$ volume de l'isolation
 $\rho_{bois}=500; \%[kg/m^3]$ masse volumique du bois (pin)
 $m8=\rho_{bois}*V8; \%[kg]$ masse totale de l'isolation
 $Cp8=2500; \%[J/kg.K]$ capacité thermique massique de l'isolation en bois
 $Kmar=16.3; \%[W/m.K]$ conductivité thermique de la marmite
 $e_{mar}=2e-3; \%[m]$ épaisseur de la plateau
 $Kabs=116; \%[W/m.K]$ conductivité thermique de l'absorbeur
 $e_{abs}=2e-3; \%[m]$ épaisseur de l'absorbeur
 $\rho=0.03;$

$$T_{int1} = (T(1) + T(2)) / 2; \quad T_{int3} = (T(3) + T(4) + T(5)) / 3;$$

$$I_h = \text{interp1}(TM(:,1), TM(:,2), t_i); \quad \% \text{irradiation global sur un plan incliné}$$

$$T_{ciel} = \text{interp1}(TM(:,1), TM(:,4), t_i); \quad \% \text{température du ciel}$$

$\% \text{Coefficient d'échange thermique par convection}$

$$h_{g1int1} = 4; \quad \% [W/m^2.K] \text{ coefficient d'échange thermique par convection entre la vitre 1 et l'air entre deux vitre}$$

$$h_{g1amb} = 4; \quad \% [W/m^2.K] \text{ coefficient d'échange thermique par convection entre la vitre 1 et l'air ambiant}$$

$$h_{g2int1} = 4; \quad \% [W/m^2.K] \text{ coefficient d'échange thermique par convection entre la vitre 2 et l'air entre deux vitre}$$

$$h_{int2g2} = 4; \quad \% [W/m^2.K] \text{ coefficient d'échange thermique par convection entre la vitre 2 et l'air intérieur du cuiseur}$$

$$h_{cint2} = 4; \quad \% [W/m^2.K] \text{ coefficient d'échange thermique par convection entre la couvercle et l'air intérieur du cuiseur}$$

$$h_{cint3} = 4; \quad \% [W/m^2.K] \text{ coefficient d'échange thermique par convection entre la couvercle et l'air dans la marmite}$$

$$h_{marf} = 4; \quad \% [W/m^2.K] \text{ coefficient d'échange thermique par convection entre les grains et le fluide}$$

$$h_{marint2} = 4; \quad \% [W/m^2.K] \text{ coefficient d'échange thermique par convection de l'air intérieur du sechoir}$$

$$h_{absint2} = 4; \quad \% [W/m^2.K] \text{ coefficient d'échange thermique par convection entre l'absorbeur et l'air intérieur du sechoir}$$

$$h_{absg2} = 4; \quad \% [W/m^2.K] \text{ coefficient d'échange thermique par convection entre l'absorbeur et la vitre 2}$$

$$h_{boisamb} = 4; \quad \% [W/m^2.K] \text{ coefficient d'échange thermique par convection entre le bois et l'air ambiant}$$

$\% \text{Flux de chaleur en } W/m^2$

6.2. Calcul des flux

$$Q1 = S_{g1} * I_h * \alpha_{fag1};$$

$$Q2 = S_{g1} * \sigma * \epsilon_{psloneg1} * (T(2)^4 - T(1)^4);$$

$$Q3 = S_{g1} * h_{g1int1} * (T_{int1} - T(1));$$

$$Q4 = S_{g1} * \sigma * \epsilon_{psloneg1} * (T(1)^4 - T_{ciel}^4);$$

$$Q5 = S_{g1} * h_{g1amb} * (T(1) - T_a);$$

$$Q6 = S_{g2} * h_{g2int1} * (T(2) - T_{int1});$$

$$Q7 = S_c * \sigma * \epsilon_{pslonec} * (T(3)^4 - T(2)^4);$$

$$Q8 = S_{g2} * h_{int2g2} * (T(6) - T(2));$$

$$Q9 = S_{mar} * \sigma * \epsilon_{pslonemar} * (T(5)^4 - T(2)^4);$$

$$Q10 = S_c * h_{cint2} * (T(3) - T(6));$$

$$Q11 = S_c * I_h * \theta_{hog1} * \theta_{hog2} * \alpha_{fac};$$

$$Q12 = S_c * h_{cint3} * (T(3) - T_{int3});$$

$$Q13 = S_c * \sigma * \epsilon_{pslonec} * (T(3)^4 - T(4)^4);$$

$$Q14 = S_{mar} * \sigma * \epsilon_{pslonemar} * (T(5)^4 - T(4)^4);$$

$$Q15 = S_m * h_{marf} * (T(5) - T(4));$$

$Q16 = \text{Smar} * \text{hmarint2} * (T(6) - T(5));$
 $Q17 = \rho * I_h * \text{Sref} * \text{thog1} * \text{thog2};$
 $Q18 = (\text{Sabs} - \text{Sc}) * \text{habsint2} * (T(7) - T(6));$
 $Q19 = \text{Smar} * \text{hmarint2} * (T(5) - T(6));$
 $Q20 = \text{Sc} * \text{hcint2} * (T(3) - T(6));$
 $Q21 = \text{Sg2} * \text{habsg2} * (T(7) - T(2));$
 $Q22 = \text{Smar} * (\text{Kmar} / \text{emar}) * (T(7) - T(5));$
 $Q23 = (\text{Sabs} - \text{Sc}) * \text{alfaabs} * \text{thog1} * \text{thog2} * I_h;$
 $Q24 = (\text{Sabs} - \text{Sc}) * \text{habsint2} * (T(7) - T(6));$
 $Q25 = \text{Sg2} * \text{habsg2} * (T(7) - T(2));$
 $Q26 = \text{Sabs} * (\text{Kabs} / \text{cabs}) * (T(7) - T(8));$
 $Q27 = \text{Sbmar} * (\text{Kmar} / \text{emar}) * (T(7) - T(5));$
 $Q28 = \text{Sbois} * \text{hboisamb} * (T(8) - T_a);$

%Equations differentielles

$dT_{dt}(1) = (Q1 + Q2 + Q3 - Q4 - Q5) / (m1 * Cp1);$
 $dT_{dt}(2) = ((\text{thog1} * Q1 - Q2 - Q6 + Q7 + Q8 + Q9 + Q21) / (m2 * Cp2));$
 $dT_{dt}(3) = (-Q7 - Q10 + Q11 - Q12 - Q13) / (m3 * Cp3);$
 $dT_{dt}(4) = (Q12 + Q13 + Q14 + Q15) / (m4 * Cp4);$
 $dT_{dt}(5) = (Q16 + Q17 - Q9 - Q14 - Q15 + Q22) / (m5 * Cp5);$
 $dT_{dt}(6) = (Q18 + Q19 + Q20 - Q8) / (m6 * Cp6);$
 $dT_{dt}(7) = (Q23 - Q24 - Q25 - Q26 - Q27) / (m7 * Cp7);$
 $dT_{dt}(8) = (Q26 - Q28) / (m8 * Cp8);$

6.3. Appel de la fonction

```

clc
t_S = 6*3600; % [s] heure de début
t_F = 12*3600; % [s] temps pour arrêter les itérations,
options=odeset('Stats','off'); % set the end conditions
[t,T]=ode23t(@misymar2,[0 t_F],[298 300 302 293 298 301 305 295 ],options,t_S);
clf; % clear all figures
axes('FontSize',14);
T_max=max(max(T));
axis([t_S/3600 (t_F+t_S)/3600 0 T_max])

```

```
plot((t+t_S)/3600,T(:,1),'r','LineWidth',1.5);
hold on;
plot((t+t_S)/3600,T(:,2),'g','LineWidth',2);
hold on;
plot((t+t_S)/3600,T(:,3),'k','LineWidth',2);
hold on;
plot((t+t_S)/3600,T(:,4),'b','LineWidth',4);
hold on;
plot((t+t_S)/3600,T(:,5),'--k','LineWidth',1);
hold on;
plot((t+t_S)/3600,T(:,6),'--b','LineWidth',1);
hold on;
plot((t+t_S)/3600,T(:,7),'--r','LineWidth',1);
hold on;
plot((t+t_S)/3600,T(:,8),'--g','LineWidth',1);%temp bois
grid on;
title('Température en fonction du temps')
xlabel('Temps en heures')
ylabel('Température en Kelvin')
legend('temp vitre int','temp vitre ext','temp milieu','temp gauche',...
'temp droite','temp air intérieur','temp sup, Tabs','temp inf')
Hold off;
```

7. Conclusion

Ce travail propose un modèle complet et validé d'un séchoir solaire multi-étage pour le Voatsiperifery. Le système améliore la qualité, réduit les pertes et reste compatible avec un contexte rural. Les perspectives incluent l'intégration d'un système photovoltaïque pour la ventilation et un contrôle automatique PID.

Cette étude a porté sur la modélisation, la simulation numérique et la validation expérimentale d'un séchoir solaire multi-étage adaptable destiné au séchage de produits agricoles tropicaux, notamment le voatsiperifery. L'approche adoptée repose sur un modèle thermodynamique à paramètres concentrés basé sur les bilans énergétiques couplés aux mécanismes de transfert de chaleur par conduction, convection et rayonnement.

Les résultats de simulation montrent que le système est capable d'atteindre des températures internes compatibles avec le séchage contrôlé des produits sensibles (45–50°C en présence de charge). L'analyse des flux thermiques met en évidence la prédominance du rayonnement solaire comme source énergétique principale et souligne le rôle déterminant de l'isolation thermique et du double vitrage dans la réduction des pertes. L'optimisation paramétrique indique qu'une épaisseur d'isolation comprise entre 3 et 4 cm constitue un compromis efficace entre performance thermique et rationalité constructive.

La validation expérimentale confirme qualitativement les prédictions du modèle. Les profils de température présentent une évolution cohérente avec la dynamique solaire journalière, tandis que la cinétique de séchage met en évidence les trois phases classiques : échauffement, période à vitesse constante et phase à vitesse décroissante. La diminution progressive de l'humidité jusqu'à une valeur résiduelle proche de 12–14 % démontre l'efficacité du dispositif pour atteindre un niveau de conservation adéquat.

L'étude comparative montre que le séchoir solaire multi-étage présente des avantages significatifs par rapport au séchage traditionnel à l'air libre : réduction du temps de séchage, meilleure maîtrise thermique, protection sanitaire accrue et amélioration potentielle de la qualité finale du produit. Par ailleurs, la conception multi-étage optimise l'utilisation volumétrique tout en maintenant un gradient thermique favorable à la circulation naturelle de l'air.

Malgré ces résultats prometteurs, certaines limites subsistent. Le modèle repose sur des hypothèses simplificatrices, notamment l'homogénéité thermique des composants et la constance des coefficients d'échange. Une modélisation plus avancée intégrant un couplage chaleur-masse complet et une approche CFD permettrait d'affiner la prédiction des gradients internes et d'optimiser davantage la conception.

En perspective, l'intégration d'un système hybride (ventilation assistée photovoltaïque ou stockage thermique) pourrait améliorer la stabilité thermique en conditions climatiques variables. De plus, une analyse multi-saisonnière et une évaluation qualitative (caractéristiques organoleptiques, conservation des composés aromatiques) permettraient de renforcer la pertinence industrielle du dispositif.

Ainsi, cette recherche contribue au développement de solutions de séchage solaire adaptées aux contextes tropicaux, offrant une alternative durable, économe en énergie et techniquement accessible pour la valorisation des filières agricoles à haute valeur ajoutée. Elle constitue une base scientifique solide pour l'optimisation et la diffusion de technologies de séchage solaire dans les pays en développement.

Ce qui est en ressort, la modélisation et la simulation du séchoir solaire multi-étage adaptable ont permis de :

- Comprendre le comportement thermique du système ;
- Identifier les paramètres influents ;
- Optimiser l'épaisseur d'isolation ; et
- Valider expérimentalement le modèle.

Le système atteint des températures compatibles avec le séchage du voatsiperifery tout en assurant une réduction significative du temps de séchage et une meilleure qualité du produit.

Ce travail constitue une base scientifique solide pour le développement de solutions de séchage solaire adaptées aux conditions climatiques de Madagascar.

Références

- [1] Duffie, J. A., & Beckman, W. A. (2013). *Solar engineering of thermal processes* (4th ed.). John Wiley & Sons.
- [2] Mujumdar, A. S. (2014). *Handbook of industrial drying* (4th ed.). CRC Press.
- [3] Page G.E., Factors influencing drying rates of grains, Purdue University.
- [4] Liu B.Y.H., Jordan R.C., Daily insolation on surfaces, Solar Energy.
- [5] Bala, B. K., & Janjai, S. (2005). Solar drying of fruits, vegetables, spices, medicinal plants and fish: Developments and potentials. *International Solar Food Processing Conference*.

- [6] Liu B.Y.H et Jordan. R.C. The interrelationship and characteristic distribution of direct,diffuse and total solar radiation, solar energy, 4(3) : 1-9, (1960).
- [7] Huguet, R.G et Hollands,K.G.T,- A probability density function for K_t , with applications to utilisability, Proc of ISES, Brighton England: p:22424-2433, (1981)
- [8]. M. Collares-Pereira et A.Rabl., The average distribution of solar radiation-correlation between diffuse and hemispherical and between daily and hourly insolation values,Solar energy, vol.22, p: 155-164,(1979).
- [9]. Klein, J.A. –A design procedure for solar heating system, Ph.D Thesis, University of Wisconsin- Madison, 1976;
- [10]. Hottel, H.C et Willier, A. – Evaluation of flate-plate collector performance, Proceeding of the conference on the use of solar energy. University of Arizona, Vol 2, p:74-104 (1955)
- [11]. Blaine F. Parker, Derivation of efficiency and loss factors for solar air heaters, Solar Enrgy Vol.26, p.27-32 (1982). 168
- [12]. Bailly, Thermodynamique technique, Bordas, Paris,1971
- [13]. Charm S.E, Fundamentals of food EngineeringAvi.Publisching Co;Westport. Connecticut 1963
- [14] Henderson, S. M., & Pabis, S. (1961). Grain drying theory I: Temperature effect on drying coefficient. *Journal of Agricultural Engineering Research*, 6, 169–174.
- [15] Midilli, A., Küçük, H., & Yapar, Z. (2002). A new model for single-layer drying. *Drying Technology*, 20(7), 1503–1513. <https://doi.org/10.1081/DRT-120005864>
- [16] Janjai, S., & Bala, B. K. (2012). Solar drying technology. *Food Engineering Reviews*, 4(1), 16–54. <https://doi.org/10.1007/s12393-011-9044-6>
- [17] Sharma, A., Chen, C. R., & Vu Lan, N. (2009). Solar-energy drying systems: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 13(6–7), 1185–1210.
- [18] Fudholi, A., Sopian, K., Othman, M. Y., & Ruslan, M. H. (2010). Review of solar dryers for agricultural and marine products. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 14(1), 1–30.