

Auteurs : Sorel ABANDA, Omar NIAN, Elom DEGBE

Encadrant : Benoit STUTZ

Résumé : Cette étude s'inscrit dans le cadre de l'optimisation des performances thermiques d'un séchoir solaire indirect couplé à un stockage thermique sur lit de cailloux. L'objectif principal est d'évaluer l'efficacité du dispositif en combinant une **modélisation thermique** et une **analyse expérimentale**. Le volet modélisation repose sur l'établissement des **bilans thermiques du capteur solaire et du stockage thermique** à l'aide d'un modèle numérique sous Excel. Ce modèle permet d'estimer l'évolution des températures dans le capteur en fonction de paramètres tels que l'irradiance, le débit d'air et les caractéristiques des matériaux. L'étude expérimentale, quant à elle, consiste en la réception du prototype, l'instrumentation des capteurs de température, d'humidité et de débit, ainsi que l'analyse des performances thermiques du système sur des durées prolongées. Les résultats obtenus montrent une bonne corrélation entre les profils de température simulés et les tendances expérimentales, bien que des écarts aient été observés. Ces écarts s'expliquent par certaines simplifications du modèle, l'incertitude des mesures et les conditions expérimentales variables. Pour améliorer la précision des simulations, des ajustements sont proposés, notamment l'intégration d'un régime transitoire et la réévaluation des coefficients d'échange thermique. Cette étude contribue ainsi à une meilleure compréhension du fonctionnement du séchoir solaire et ouvre des perspectives pour optimiser son efficacité énergétique et son utilisation en conditions réelles.

Mots clefs : Séchage solaire, modélisation du capteur solaire et du stockage thermique, expérimentation

Nomenclature :

To : La température de l'air ambiant

Tc : La température du ciel

Tv : La température de la vitre

Tab : La température de l'absorbeur

Tb : Température du bois

Te1 : Température à l'entrée de la 1ère lame d'air

Ts1 : Température à la sortie de la 1ère lame d'air

Te2 : Température à l'entrée de la 2ème lame d'air

Ts2 : Température à la sortie de la 2ème lame d'air

\dot{m}_a : le débit d'air à l'entrée de la 1ère lame d'air

\dot{m}_b : le débit d'air à l'entrée de la 2ème lame d'air

Cp : capacité calorifique de l'air

hc int/ext : coefficient de transfert thermique convectif, à l'extérieur ou à l'intérieur du capteur.

hr : coefficient de transfert thermique radiatif.

dS : surface de vitrage

I : l'irradiance

α_i : l'absorptivité du matériau

τ_i : la transmittance du matériau

ϵ_i : l'émissivité du matériau

β : L'angle entre les rayons du soleil et l'orthogonale au capteur.

λ_{isol} : conductivité thermique de l'isolant.

λ_{isol} : conductivité thermique du bois.

D_h : Diamètre hydraulique

1. Introduction

Le séchage solaire est une méthode largement utilisée dans les pays africains pour la conservation des aliments tels que les fruits, légumes, herbes, poissons et viandes. Il permet de prolonger leur durée de vie tout en préservant leurs qualités nutritionnelles. On distingue deux types de séchoirs solaires : à chauffage direct, où les aliments sont exposés aux rayons du soleil, et à chauffage indirect, qui utilise un capteur solaire thermique pour chauffer l'air avant de l'acheminer vers une chambre de séchage. Ce dernier type est plus efficace pour préserver les nutriments et assurer un séchage homogène. Cependant, l'un des principaux défis du séchage solaire est son interruption durant la nuit ou par temps nuageux, favorisant l'humidité et le développement de moisissures. Ce projet vise donc à étudier un séchoir solaire indirect couplé à un stockage thermique sur lit de cailloux, permettant un séchage continu, même en l'absence de soleil. L'objectif est d'évaluer ses performances thermiques par modélisation du système et en réalisant l'étalonnage des appareils de mesures existant sur le dispositif tels que les sondes de température, d'humidité et débitmètre, afin de garantir l'exactitude des mesures et d'optimiser son fonctionnement. Pour cela, l'étude comportera deux volets complémentaires : un volet **modélisation**, qui consistera à estimer les performances du système complet (capteur solaire thermique et stockage thermique), et un volet **expérimental**, qui inclura la réception du prototype, son instrumentation et la caractérisation de ses performances sur des durées prolongées.

2. État de l'art

2.1. Travaux antérieurs sur les séchoirs solaires

Les différentes études menées dans le cadre des projets de Recherche et Développement de **Polytech Annecy-Chambéry** ont contribué à l'évolution progressive du séchoir solaire familial, en mettant l'accent sur l'optimisation du **stockage thermique** et la **caractérisation des performances du système**.

Un premier travail s'est concentré sur l'**analyse du stockage thermique** adapté à un séchoir solaire indirect. Une **revue de l'état de l'art** a permis d'identifier la technologie la plus appropriée, conduisant au choix d'un stockage thermique **de type thermocline** utilisant un lit de cailloux. Le dimensionnement du stockage a été réalisé en déterminant **le type et la quantité de matériau** nécessaire. Les travaux suivants ont porté sur la **conception et la fabrication** d'un prototype combinant un **capteur solaire thermique, une chambre de séchage et un stockage thermique sur cailloux**. Le prototype a ensuite été **instrumenté et testé sous un banc d'ensoleillement artificiel**, permettant d'obtenir des premières données sur son fonctionnement. Une autre étude a visé à caractériser **les performances thermiques et aérauliques** du séchoir. Des **mesures de température, d'humidité, de débit d'air et de perte de poids des aliments** ont été effectuées pour évaluer l'efficacité du dispositif. Une attention particulière a été portée sur l'impact du **diamètre des cailloux du lit de stockage thermique** afin d'optimiser l'inertie thermique du

système. Un dernier projet s'est focalisé sur la **validation du dimensionnement du prototype** et son amélioration pour une meilleure utilisation en travaux pratiques. Des **modifications ont été apportées** au séchoir afin de simplifier son usage et d'optimiser les conditions expérimentales. L'acquisition des données a été réalisée à l'aide d'instruments tels que des **thermocouples, anémomètres et pyranomètres**, permettant une évaluation précise des performances du séchoir.

L'évolution du projet a permis de **passer d'une phase de conception et de dimensionnement du stockage thermique à une phase de validation expérimentale et d'optimisation des performances**. Les différentes études ont progressivement amélioré la compréhension du comportement thermique et aéraulique du séchoir, facilitant ainsi son optimisation pour un usage prolongé et efficace.

Le séchoir solaire familial a été conçu et étudié expérimentalement dans les travaux de **Kindadoussi et Deslandes (2022)**. Le rapport technique mentionne plusieurs **types de séchoirs solaires**, classés selon trois critères. (voir annexe 4)

Le dispositif conçu après les différentes études est un séchoir solaire indirect couplé à un stockage thermique. Le séchoir étudié dans ce projet utilise **un lit de cailloux (calcaire) comme stockage thermique**, une solution efficace et économique. Et c'est sur ce dispositif que ce portera notre projet recherche et développement. (voir annexe 5)

2.2. Modélisation des bilans thermiques des séchoirs

La modélisation thermique d'un séchoir solaire permet de prévoir son comportement. Cette modélisation repose sur l'application des bilans :

- **Bilan énergétique du capteur solaire thermique** : Calcul de l'énergie solaire absorbée et transformée en chaleur utile.
- **Bilan thermique de la chambre de séchage** : Estimation de la quantité de chaleur nécessaire pour évaporer l'eau contenue dans les aliments.
- **Bilan du stockage thermique** : Simulation du stockage et de la restitution de chaleur à travers le lit de cailloux.

Pour cette étude, le travail sera consacré sur la modélisation du capteur solaire et de la partie stockage.

La modélisation faite par (**Tchaya et al., 2017**) et le profil de température établi permet d'avoir la méthodologie à suivre pour modéliser le capteur solaire et d'avoir une approche scientifique. (Voir annexe 3). Contrairement aux travaux précédents qui portaient sur la **conception et la construction du séchoir**, cette étude se concentre sur **l'évaluation de ses performances thermiques et aérauliques**.

3. Approche méthodologique

3.1. Techniques de simulation numérique

Les outils de simulation couramment utilisés pour modéliser les séchoirs sont :

- **Excel** : Calculs analytiques simples pour le bilan thermique.
- **Matlab/Simulink** : Modélisation des équations différentielles pour le transfert thermique.
- **CFD (Computational Fluid Dynamics, ex. ANSYS, COMSOL)** : Simulation fine des écoulements d'air et des transferts thermiques dans le séchoir.

Ainsi l'étude que nous avons réalisé sur le séchoir familial a utilisé principalement Excel et VBA pour simuler les températures de l'air et du lit de stockage.

3.2. Organisation du travail

L'étude est divisée en deux volets :

- **Volet modélisation**
 - Élaboration d'un **bilan thermique du capteur solaire**.
 - Élaboration d'un **bilan thermique du stockage**.
 - Résolution des équations de transfert thermique et de bilan énergétique.
 - Simulation sur Excel et VBA des variations de température dans le séchoir.
- **Volet expérimentation**
 - **Réception et instrumentation du prototype** avec capteurs de température, d'humidité et anémomètres.
 - **Mise en place des essais expérimentaux** sous banc d'ensoleillement artificiel.
 - **Analyse des performances thermiques et de séchage** sur une durée prolongée (>24h) pour valider les modèles de simulation.

4. Présentation du séchoir solaire étudié

4.1. Principe de fonctionnement

Le séchage solaire est un procédé utilisé pour prolonger la durée de conservation des aliments en réduisant leur teneur en eau de **80 % à environ 10 %**. Ce processus empêche le développement de moisissures et peut être appliqué à une large gamme de produits (fruits, légumes, herbes, viandes, poissons). Le principe repose sur **trois phénomènes fondamentaux**. Il s'agit de l'**Absorption de chaleur** (l'air est chauffé par le rayonnement solaire) ; le **Transfert de masse**

(L'humidité des aliments s'évapore vers l'air ambiant) ; le **Renouvellement de l'air** : Un flux d'air sec évacue l'humidité pour maintenir un séchage efficace.

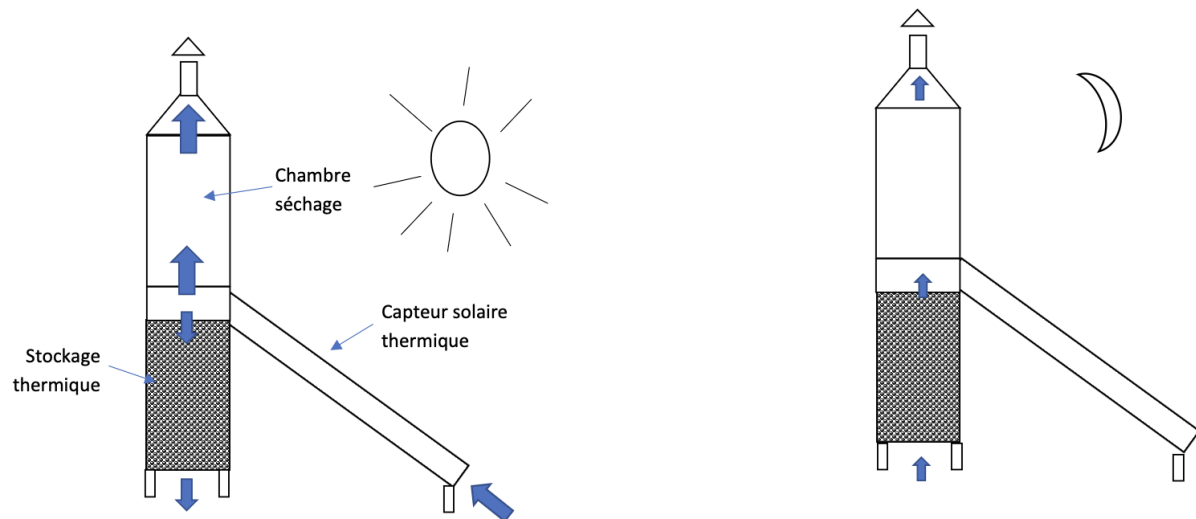


Figure 1 : Schéma du principe de fonctionnement

Comme l'illustre le schéma, le séchoir solaire est composé de trois éléments principaux : **le capteur solaire thermique, la chambre de séchage et la chambre de stockage**. Son fonctionnement est le suivant : durant la journée, une partie de l'air chauffé par l'absorbeur du capteur solaire est dirigée vers le **stockage thermique**, tandis que l'autre partie circule directement vers les **cloies de séchage**. Lorsque l'ensoleillement cesse (pendant la nuit), la chaleur emmagasinée dans le **lit thermique** est libérée pour prolonger le séchage des produits. Cette phase de **décharge thermique** entraîne une inversion du sens de circulation de l'air à travers le lit thermique, ce qui provoque une diminution progressive de sa température.

4.2.Éléments du séchoir solaire

4.2.1. Capteur solaire

Le capteur solaire utilisé a des dimensions de **3,6 m de long et 0,7 m de large**. Il est exposé à un **rayonnement solaire moyen de 600 W/m²**, simulé artificiellement à l'aide de **lampes halogènes**.

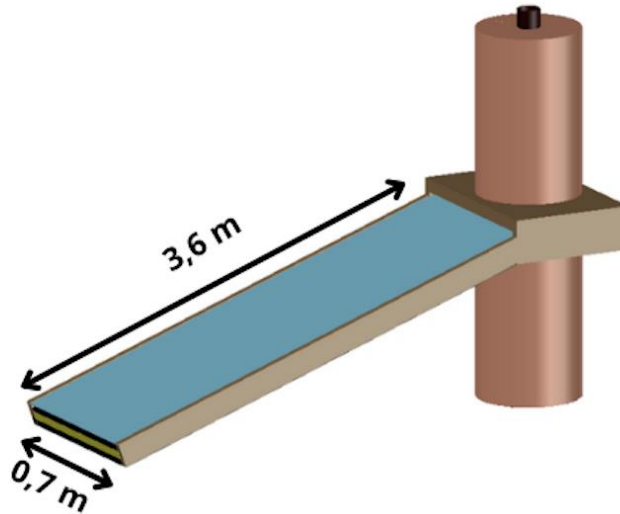


Figure 2 : Schéma du Capteur solaire

Le capteur est constitué de plusieurs couches superposées, disposées de haut en bas comme suit.

- **Vitre** : Une couche en verre de **5 mm** d'épaisseur.
- **Lame d'air** : Un espace d'épaisseur **1,9 cm** destiné à améliorer le transfert de chaleur à l'air.
- **Absorbeur** : Conçu pour être interchangeable, l'absorbeur en **tôle métallique** s'étend au-delà du capteur pour entourer la structure en bois inférieure. Cette tôle est positionnée de manière à être séparée de **1,9 cm** de la vitre et de **1 cm** de la structure en bois, créant ainsi **deux lames d'air** à l'intérieur du capteur.
- **Bois** : il a une épaisseur de **1,8 cm** et participe à l'isolation.
- **Isolant** : Une couche de **polystyrène récupéré** de **8 cm** d'épaisseur pour limiter les pertes thermiques.

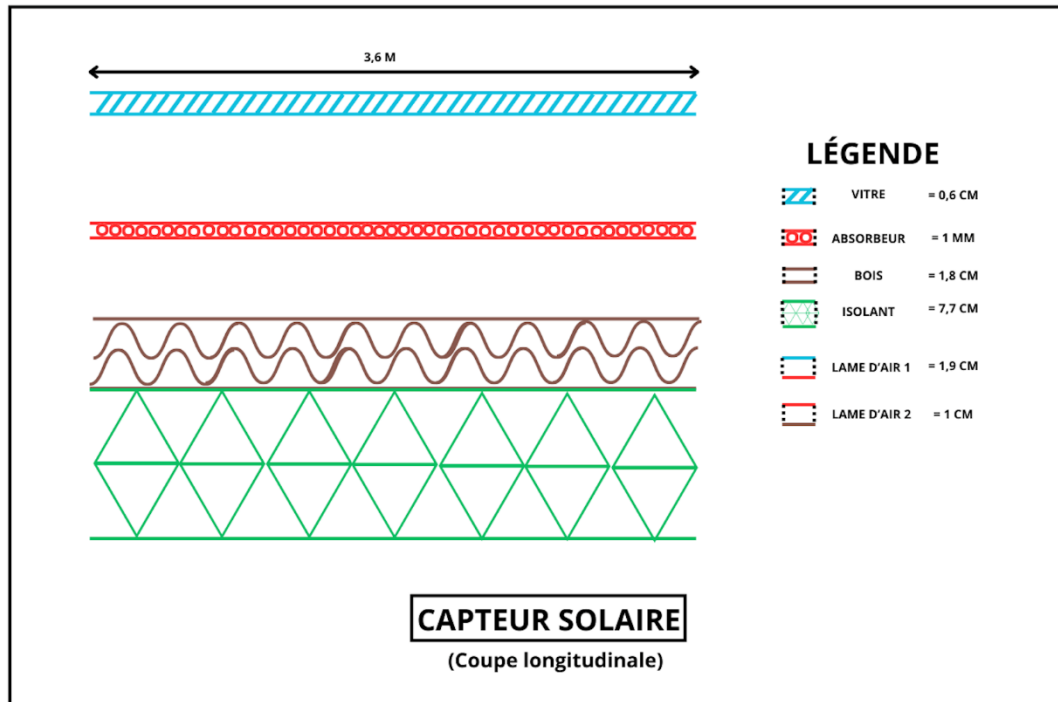


Figure 3 : Schéma du Capteur solaire (coupe longitudinale)

4.2.2. Chambre de séchage

La chambre de séchage est constituée d'un **baril en métal**, dans lequel sont installées **six claies en grillage** permettant de disposer les aliments tout en favorisant une diffusion homogène de la chaleur. Ce baril est placé à l'intérieur d'un **caisson en bois**, isolé avec de la **laine de bois** pour limiter les pertes thermiques. Une **cheminée en tôle** est positionnée au sommet de la chambre de séchage pour évacuer l'air chargé d'humidité provenant des produits. Afin d'optimiser cette évacuation, un **ventilateur**, sélectionné en fonction du débit d'air et des pertes de charge à compenser, est intégré au système.

4.2.3. Chambre de stockage

Le stockage thermique est assuré par un **réservoir métallique d'un volume de 0,2 m³**, contenant un **lit de stockage** qui accumule une partie de l'énergie captée pendant la journée. Cette énergie est ensuite restituée la nuit pour maintenir le séchage en l'absence de soleil. Pour assurer la circulation de l'air à travers ce lit thermique, le fond du réservoir est perforé avec de **petits trous**, de diamètre inférieur à celui du matériau de stockage. Un **ventilateur placé à la base du réservoir** favorise la diffusion homogène de la chaleur dans la chambre de stockage. Le réservoir est intégré dans un **caisson en bois bien isolé** pour minimiser les pertes thermiques. Le choix du **matériau de stockage** et de sa quantité sera précisé dans les sections suivantes du rapport.

4.3.Acquisition des données

L'acquisition des données expérimentales se fait par des thermocouples. Voir (Annexe 1). Pour la modélisation du capteur solaire, l'analyse se concentrera principalement sur les **thermocouples 20, 21 et 22**, situés à la **sortie du capteur solaire**. Ces capteurs permettront d'estimer la **température de l'air en sortie**, facilitant ainsi la comparaison avec les résultats du modèle dans certaines conditions spécifiques. De même, le **thermocouple 32**, qui mesure la **température extérieure**, sera également pris en compte pour affiner l'analyse.

5. Modélisation du capteur du séchoir solaire

5.1.Transfert thermique dans un capteur solaire

Le capteur solaire thermique fonctionne en convertissant l'énergie solaire en chaleur, qui est ensuite transférée à un fluide caloporteur. Ce processus implique plusieurs phénomènes thermiques et entraîne différentes pertes qui peuvent affecter son efficacité.

5.1.1. *Transfert thermique dans un capteur solaire*

- **Absorption et transmission de l'énergie solaire**

D'après le document (*Le Pierrès, 2024*) ; lorsque les rayons du soleil atteignent le capteur solaire, ils interagissent d'abord avec la vitre protectrice. Une partie du rayonnement est réfléchi par la vitre et est donc perdue. Une autre partie est transmise à travers la vitre et atteint l'absorbeur situé en dessous. Cet absorbeur qui est en tôle pour le prototype utilisé maximise l'absorption en captant une grande partie de cette énergie et la transforme en chaleur. La chaleur ainsi générée est ensuite transmise au fluide caloporteur qui est l'air circulant dans les deux lames d'air du capteur.

- **Mécanismes de transfert thermique dans le capteur pour chauffer l'air**

Le transfert de chaleur au sein du capteur se fait principalement par conduction, convection et rayonnement :

- **Conduction thermique** : La chaleur est transmise à travers les différents matériaux du capteur (vitre, absorbeur, bois, isolant). Ce transfert dépend la conductivité thermique des matériaux, de leur épaisseur et de la différence de température entre les surfaces.
- **Convection thermique** : L'air en mouvement transporte la chaleur de l'absorbeur, de la vitre et du bois vers l'intérieur permettant ainsi de chauffer l'air qui y circule.
- **Rayonnement thermique** : L'absorbeur, chauffé par le soleil, émet un rayonnement infrarouge. Une partie de ce rayonnement est piégée par la vitre (effet de serre) contribuant à chauffer l'air, tandis qu'une autre partie est émise vers l'extérieur, ce qui constitue une perte d'énergie.

- **Pertes thermiques du capteur**

Malgré l'optimisation du système, plusieurs pertes thermiques peuvent réduire le rendement du capteur :

- **Pertes par conduction** : La chaleur peut être transférée vers l'extérieur via la structure du capteur si l'isolation est insuffisante. Cela entraîne une dissipation thermique indésirable.
- **Pertes par convection** : L'air extérieur en contact avec l'isolant ou la vitre y soustrait de la chaleur naturellement par convection. Mais si le capteur n'est pas bien étanche, l'air chaud peut s'échapper, diminuant ainsi l'efficacité du transfert thermique vers le fluide caloporteur.
- **Pertes par rayonnement** : L'absorbeur émet un rayonnement thermique qui peut être perdu dans l'environnement, surtout si la vitre et le bois ne piège pas suffisamment ces infrarouges.

Ainsi pour le capteur solaire étudié, nous pouvons modéliser la représentation suivante en y supposant les différentes pertes thermiques comme il a été fait dans les travaux de **(Kindadoussi & Deslandes, 2022)**.

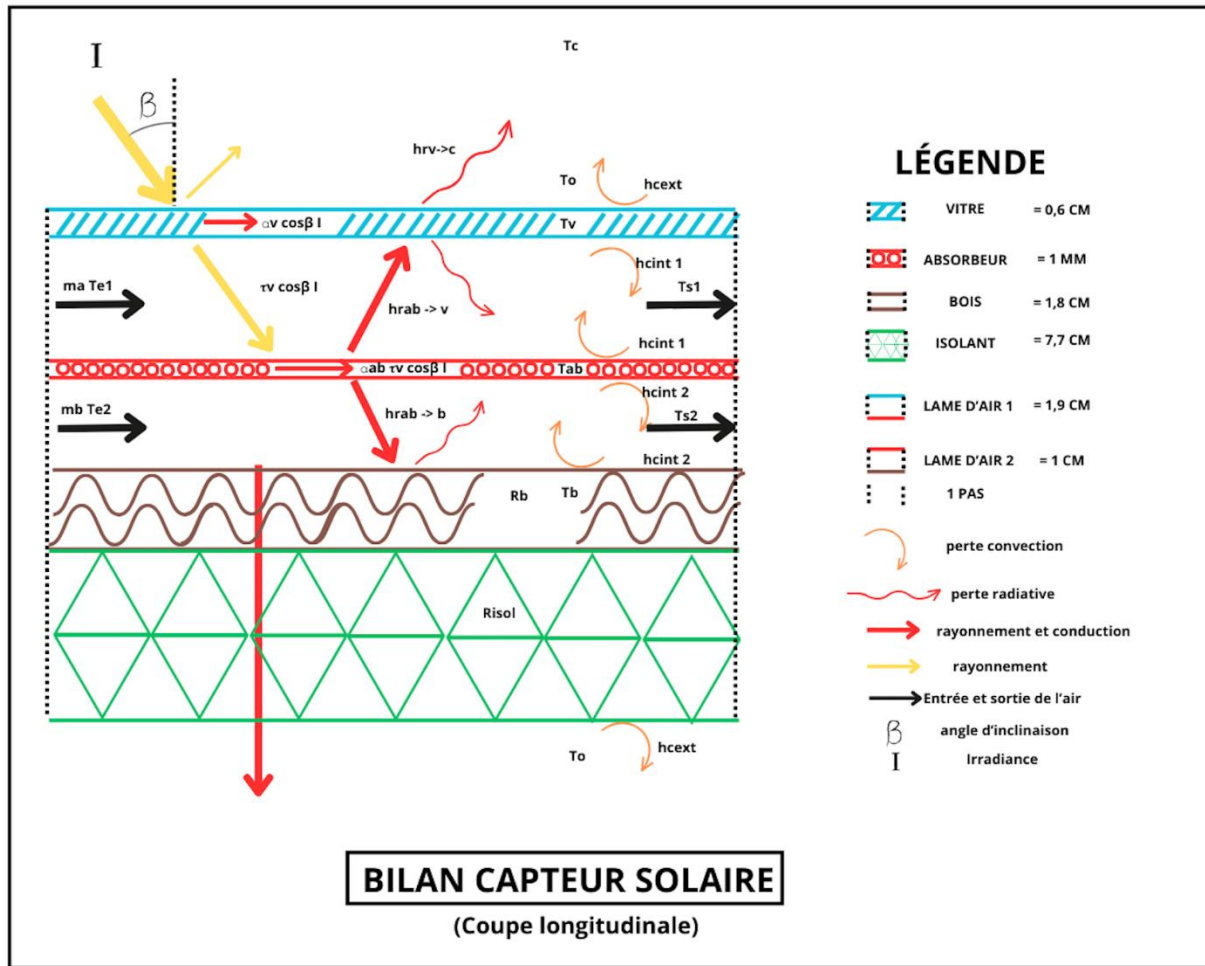


Figure 4 : Bilan du Capteur solaire (coupe longitudinale)

Le transfert de chaleur dans ce capteur solaire débute par l'absorption du rayonnement solaire incident I sous un angle β . Une partie de ce rayonnement est réfléchi par la vitre, tandis que le reste la traverse pour atteindre l'absorbeur ($\alpha_v \cos \beta I$). La vitre, en plus de transmettre une partie de l'énergie solaire, absorbe une fraction de la chaleur (et la dissipe par **rayonnement infrarouge** ($h_{rv \rightarrow c}$) et **convection avec l'air extérieur** (h_{cext}). L'absorbeur capte l'énergie solaire et la redistribue de plusieurs manières : par rayonnement ($h_{rab \rightarrow v}$) vers la vitre, par conduction et convection (h_{cint1} , h_{cint2}) vers les lames d'air situées sous la vitre, et par conduction vers la structure sous-jacente.

Deux lames d'air assurent la circulation et la diffusion de la chaleur. La première, en contact avec la vitre et l'absorbeur, favorise les échanges thermiques par convection. La seconde, située entre l'absorbeur et la structure en bois, contribue au transfert de chaleur tout en limitant les pertes. La chaleur se propage ensuite par conduction dans la structure en bois, avant d'atteindre l'isolant, dont le rôle est de minimiser les pertes thermiques vers l'extérieur.

Enfin, différentes pertes thermiques surviennent dans le système. Les pertes par convection sont dues aux échanges entre les surfaces chaudes et l'air environnant, tandis que les pertes radiatives correspondent à l'émission de chaleur sous forme de rayonnement infrarouge par l'absorbeur et la vitre. Les pertes par conduction, quant à elles, concernent le transfert de chaleur à travers les matériaux du capteur vers l'environnement extérieur. Ce fonctionnement global permet au capteur de capter, stocker et transférer efficacement la chaleur à un fluide ou à l'air en circulation.

5.2.Hypothèses et conditions de l'étude

Dans cette section, nous allons analyser l'évolution de la température à l'intérieur du capteur solaire en établissant les bilans thermiques qui s'y appliquent. L'objectif est de comprendre la répartition et le transfert de chaleur au sein du système afin d'évaluer son efficacité thermique.

Nous considérons un régime permanent, où les variations temporelles des températures sont négligeables, et supposons un flux thermique constant à la surface du capteur. Pour affiner l'analyse, la longueur de l'absorbeur est discrétisée en 10 segments, permettant une meilleure représentation des variations thermiques le long du capteur. Le débit d'air à l'entrée de la première lame d'air et de la deuxième lame d'air sont différents. Nous considérons également que les flux convectifs intérieurs côté vitre et côté plaque sont différents, étant donné qu'ils dépendent de la température qui est influencée par le débit de l'air. Les flux extérieur côté vitre ou côté sous capteur sont aussi considérés égaux.

5.3.Établissement des bilans thermiques

À chaque segment, cinq bilans thermiques distincts seront établis afin de déterminer les températures caractéristiques du système. Ces bilans nous permettront d'obtenir :

- **La température de l'absorbeur (T_{ab})** , qui capte l'énergie solaire et transfère la chaleur par conduction, convection et rayonnement.
- **La température de la vitre, (T_v)** qui reçoit une partie de l'énergie absorbée et la dissipe par rayonnement et convection.
- **La température de l'air dans la première lame d'air (T_{s1})**, où les échanges thermiques se font principalement par convection entre l'absorbeur et la vitre.
- **La température de l'air dans la seconde lame d'air (T_{s2})**, qui contribue au transfert de chaleur entre l'absorbeur et la structure en bois du capteur.
- **La température du bois (T_b)**, qui reçoit la chaleur transmise par rayonnement depuis l'absorbeur et dont l'isolation permet de limiter les pertes thermiques vers l'extérieur.

Cette approche permettra d'obtenir une répartition détaillée des températures au sein du capteur solaire, facilitant ainsi l'analyse des performances thermiques et l'optimisation du système.

Nous établissons le bilan thermique pour chaque élément du capteur solaire. Cette équation décrit les flux thermiques entrants et sortants, permettant d'identifier les échanges de chaleur à travers le système.

- **Bilan absorbeur**

$$\alpha_{ab}\tau_v\cos\beta IdS - h_{cint1}dS \left(T_{ab} - \frac{T_{e1} + T_{S1}}{2}\right) - h_{cint2}dS \left(T_{ab} - \frac{T_{e2} + T_{S2}}{2}\right) - hr_{ab \rightarrow v}dS (T_{ab} - T_v) - hr_{ab \rightarrow b}dS (T_{ab} - T_b) = 0$$

- **Bilan vitre**

$$\alpha_v\cos\beta IdS + hr_{ab \rightarrow v}(T_{ab} - T_v) - h_{cext}dS (T_v - T_o) - h_{cint1}dS \left(T_v - \frac{T_{e1} + T_{S1}}{2}\right) - hr_{v \rightarrow c}dS (T_v - T_c) = 0$$

- **Bilan première lame d'air**

$$\dot{m}_a C_p (T_{S1} - T_{e1}) - h_{cint1} dS \left(T_{ab} - \frac{T_{e1} + T_{S1}}{2}\right) - h_{cint1} dS \left(T_v - \frac{T_{e1} + T_{S1}}{2}\right) = 0$$

- **Bilan deuxième lame d'air**

$$\dot{m}_b C_p (T_{S2} - T_{e1}) - h_{cint2} dS \left(T_{ab} - \frac{T_{e2} + T_{S2}}{2}\right) - h_{cint2} dS \left(T_b - \frac{T_{e2} + T_{S2}}{2}\right) = 0$$

- **Bilan bois**

$$hr_{ab \rightarrow b}(T_{ab} - T_b) - h_{cint2}dS \left(T_b - \frac{T_{e2} + T_{S2}}{2}\right) - \left(\frac{e_b}{\lambda b} + \frac{e_{isol}}{\lambda_{isol}} + \frac{1}{h_{cext}}\right)^{-1} dS(T_b - T_o) = 0$$

5.4.Coefficient de transfert thermique

Les corrélations des coefficients d'échange radiatif et convectif donnés dans cette partie sont majoritairement tirées des travaux de Duffie et Beckman, des cours de Thermique du bâtiment et aussi de Transfert thermique avancé. (Rani & Tripathy, 2020) (STUTZ) (Akhtar & Mullick, 2011) (Schaap & Veltkamp, 1993) (Malakar, Arora, & Nema, 2020). Par contre le coefficient de convection entre la vitre et le ciel $h_{c \rightarrow v}$ est tiré de (Tchaya et al., 2017) car il permettait d'avoir des résultats plus réalistes pour le modèle.

- **Coefficient d'échange radiatif entre le ciel et la vitre :**

$$hr_{v \rightarrow c} = \sigma_v \varepsilon_v (T_c + T_v)(T_c^2 + T_v^2) \quad \text{avec } T_c = 0,0552 Ta^{1,5}$$

- **Coefficient d'échange radiatif entre la vitre et l'absorbeur :**

$$hr_{ab \rightarrow v} = \frac{\sigma_{ab}(T_{ab} + T_v)(T_{ab}^2 + T_v^2)}{\frac{1}{\varepsilon_{ab}} + \frac{1}{\varepsilon_v} - 1}$$

- Coefficient d'échange radiatif entre le bois et l'absorbeur :

$$hr_{ab \rightarrow b} = \frac{\sigma_{ab}(T_{ab} + T_b)(T_{ab}^2 + T_b^2)}{\frac{1}{\varepsilon_{ab}} + \frac{1}{\varepsilon_b} - 1}$$

- Coefficient de convection vers l'extérieur

$$h_{cext} = 5,67 + 3,86 V_{vent}$$

- Coefficient de convection dans la première lame d'air

$$h_{cint1} = Nu * \frac{\lambda_{air1}}{e1}$$

- Coefficient de convection dans la deuxième lame d'air

$$h_{cint2} = Nu * \frac{\lambda_{air2}}{e2}$$

$$\text{avec } Nu = 0,022 Re^{0,8} Pr^{0,6} \quad \text{pour les 2 } h_{cint}.$$

$$Re = \frac{\rho V_{vent} D_h}{\mu} \quad \text{et} \quad D_h = \frac{4(l \cdot e)}{2 \cdot (l + e)}.$$

A partir de ces données et coefficients, nous pouvons maintenant modéliser le comportement de notre capteur.

5.5. Résolution des équations

En partant du bilan thermique pour chaque élément du capteur solaire. Nous mettons en place une équation avec des variables inconnues, utilisée pour isoler et déterminer les paramètres thermiques recherchés. Ainsi, pour chaque segment analysé, nous obtenons un système de **cinq équations à cinq inconnues (Tab, Tv, Ts1, Ts2, Tb)** représentant les différentes températures caractéristiques du capteur. Ces équations permettront de résoudre le modèle thermique et d'évaluer précisément la répartition de la chaleur au sein du capteur solaire.

- Bilan absorbeur

$$hr_{ab \rightarrow v} T_v - (h_{cint1} + h_{cint2} + hr_{ab \rightarrow v} + hr_{ab \rightarrow b}) T_{ab} + \frac{h_{cint1}}{2} T_{S1} + \frac{h_{cint2}}{2} T_{S2} + hr_{ab \rightarrow b} T_b$$

$$= -\alpha_{ab} \tau_v \cos \beta I - \frac{h_{cint1}}{2} T_{e1} - \frac{h_{cint2}}{2} T_{e2}$$

- **Bilan vitre**

$$(h_{cext} + h_{cint1} + hr_{ab \rightarrow v} + hr_{v \rightarrow c}) T_v - hr_{ab \rightarrow v} T_{ab} - \frac{h_{cint1}}{2} T_{S1}$$

$$= \alpha_v \cos \beta I + h_{ext} T_o + \frac{h_{cint1}}{2} T_{e1} + hr_{v \rightarrow c} T_c$$

- **Bilan première lame d'air**

$$h_{cint1} dST_v + h_{cint1} dST_{ab} + (-\dot{m}_a C_p - h_{cint1} dS) T_{S1} = (-\dot{m}_a C_p + h_{cint1} dS) T_{e1}$$

- **Bilan deuxième lame d'air**

$$h_{cint2} dST_{ab} + (-\dot{m}_b C_p - h_{cint2} dS) T_{S2} + h_{cint2} dST_b = (-\dot{m}_b C_p + h_{cint2} dS) T_{e2}$$

- **Bilan bois**

$$hr_{ab \rightarrow b} T_{ab} - \frac{h_{cint2}}{2} T_{S2} + h_{cint2} dST_b + \left(h_{cint2} + hr_{ab \rightarrow b} + \left(\frac{e_b}{\lambda b} + \frac{e_{isol}}{\lambda isol} + \frac{1}{h_{cext}} \right)^{-1} \right) T_b$$

$$= \frac{h_{cint2}}{2} T_{e2} + \left(h_{cint2} + hr_{ab \rightarrow b} + \left(\frac{e_b}{\lambda b} + \frac{e_{isol}}{\lambda isol} + \frac{1}{h_{cext}} \right)^{-1} \right) T_o$$

Avec ces équations nous obtenons un système d'équation linéaire de la forme :

$$a_{11} T_v + a_{12} T_{ab} + a_{13} T_{s1} + a_{14} T_{s2} + a_{15} T_b = cst_1$$

$$a_{21} T_v + a_{22} T_{ab} + a_{23} T_{s1} + 0 \cdot T_{s2} + 0 \cdot T_b = cst_2$$

$$a_{31} T_v + a_{32} T_{ab} + a_{33} T_{s1} + 0 \cdot T_{s2} + 0 \cdot T_b = cst_3$$

$$0 \cdot T_v + a_{42} T_{ab} + 0 \cdot T_{s1} + a_{44} T_{s2} + a_{45} T_b = cst_4$$

$$0 \cdot T_v + a_{52} T_{ab} + 0 \cdot T_{s1} + a_{54} T_{s2} + a_{55} T_b = cst_5$$

Pour résoudre les bilans thermiques du capteur solaire, nous avons utilisé la **méthode de l'inverse de la matrice**. Il consiste à d'abord exprimer le système sous la forme matricielle **AX = B**, où **A** est la matrice des coefficients reliant les différentes équations, **X** le vecteur des températures inconnues et **B** le vecteur des constantes. Ensuite, il faut calculé l'inverse de **A** (à condition qu'elle

soit inversible) pour obtenir la solution sous la forme $\mathbf{X} = \mathbf{A}^{-1}\mathbf{B}$, permettant ainsi de déterminer les températures de chaque élément du capteur.

$$\begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} & a_{14} & a_{15} \\ a_{21} & a_{22} & a_{23} & 0 & 0 \\ a_{31} & a_{32} & a_{33} & 0 & 0 \\ 0 & a_{42} & 0 & a_{44} & a_{45} \\ 0 & a_{52} & 0 & a_{54} & a_{55} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} Tv \\ Tab \\ Ts1 \\ Ts2 \\ Tb \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} cst_1 \\ cst_2 \\ cst_3 \\ cst_4 \\ cst_5 \end{bmatrix}$$

5.6. Conception du modèle

5.6.1. Résolution des équations

La modélisation du capteur solaire a été réalisée sous Excel et repose sur une structure composée de 10 feuilles, correspondant aux 10 pas de calcul. Chaque feuille contient trois types de données :

- **Paramètres variables** : Ce sont les valeurs d'entrée modifiables permettant d'influencer les résultats (ex. : débit d'air, irradiance...).
- **Données fixes** : Elles regroupent les constantes physiques et les propriétés des matériaux qui restent inchangées ou varient uniquement avec la température de l'air (ex. : conductivité thermique, émissivité, coefficients thermiques...).
- **Résultats calculés** : Ces valeurs sont obtenues via des formules et ne doivent pas être modifiées directement (ex. : nombres de Reynolds, Nusselt, Prandtl...).

Chaque feuille Excel est structurée en **neuf tableaux**, organisant les données et les calculs nécessaires à la modélisation du capteur solaire. Le premier tableau regroupe les **paramètres de l'air et des écoulements**, incluant la température, la pression et la vitesse de l'air. Le second contient les **caractéristiques des matériaux**, comme la conductivité thermique, l'émissivité et la capacité calorifique des composants du capteur. Un troisième tableau définit les **dimensions du capteur**, essentielles pour les calculs de surface et de volume. Les **données sur le rayonnement solaire** sont également intégrées, prenant en compte l'irradiance et l'angle d'incidence des rayons. Les **conditions initiales** renseignent les températures de départ des différents éléments du capteur (vitre, absorbeur, air, structure). Ensuite, un tableau est dédié au **calcul des coefficients d'échange thermique**, qui varient en fonction des conditions du fluide et des matériaux. La **résolution du système d'équations linéaires (AX=B)** permet de déterminer les températures aux différents points du modèle. Une fois ces calculs effectués, les **conditions finales** sont mises à jour avec les températures après traitement. Enfin, un dernier tableau assure la **vérification du bilan thermique**, garantissant la cohérence des flux d'énergie et la stabilité des résultats. (voir annexe 6)

Les simulations sont interactives et s'effectuent en ajustant les températures d'entrée de l'air dans le premier tronçon, ainsi que les températures initiales de l'absorbeur, du bois et de la vitre. Les calculs sont automatisés et s'exécutent de manière itérative sur chaque feuille, en actualisant les propriétés thermiques de l'air en fonction de sa température et en recalculant les coefficients de transfert. Le modèle fournit alors l'évolution du profil de température tout au long du capteur ainsi qu'une synthèse des résultats, incluant la température moyenne d'entrée et de sortie du fluide.

Il est également possible de modifier le débit d'air ou la vitesse du vent à l'entrée du capteur. Ce qui rend plus intéressant les simulations.

5.6.2. Analyse du modèle

Ci-dessous est illustrée l'évolution typique observée dans de nombreuses simulations.

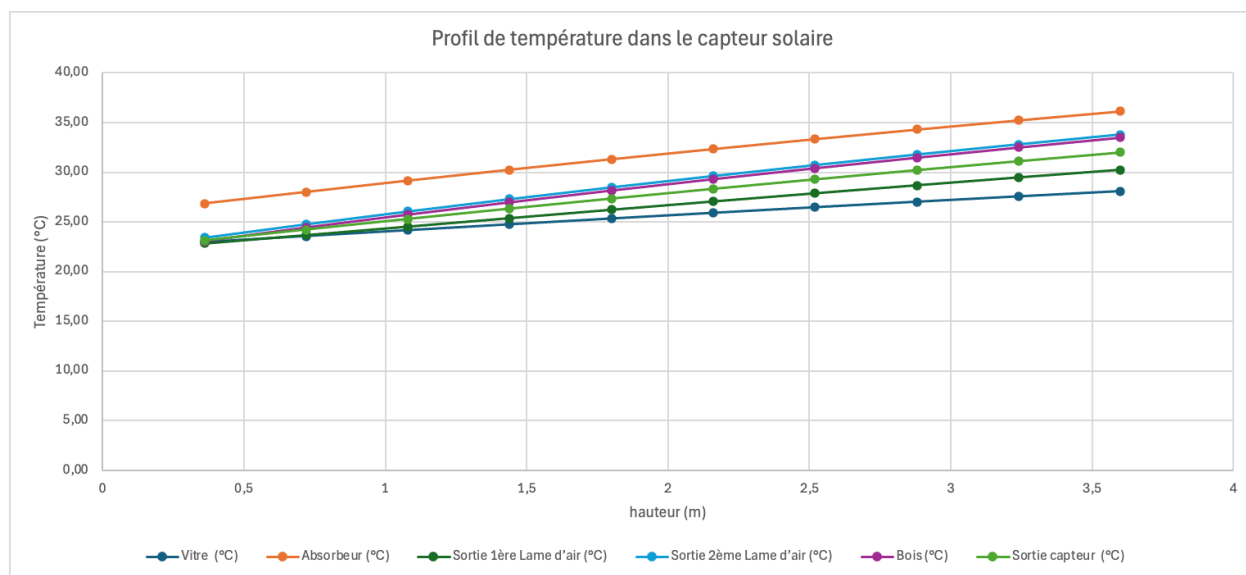


Figure 5 : Profil de température dans le capteur solaire

L'analyse de la courbe du profil de température dans le capteur solaire révèle une tendance générale où la température augmente progressivement le long de la hauteur du capteur, indiquant ainsi un transfert thermique efficace depuis l'absorbeur vers l'air circulant. Toutes les courbes suivent une tendance croissante, ce qui est en accord avec le principe fondamental du chauffage solaire. En ce qui concerne la température des composants, l'absorbeur (représenté en orange) atteint la température la plus élevée, comme prévu, car il capte directement l'énergie solaire. Le bois (violet), quant à lui, suit une tendance similaire à celle de l'absorbeur mais reste légèrement plus froid. La vitre (bleu foncé), étant en contact avec l'environnement extérieur, présente une température plus basse, ce qui est logique en raison des pertes thermiques qu'elle subit.

Concernant la température de l'air dans le capteur, les températures des sorties d'air, y compris celles de la première et de la deuxième lame d'air ainsi que de la sortie finale, augmentent de manière progressive. La sortie finale (vert clair) est légèrement plus chaude que les lames d'air intermédiaires, ce qui témoigne d'un bon transfert thermique entre les différentes couches d'air. En comparant les sorties d'air, on constate que la température de la deuxième lame d'air (bleu clair) est très proche de celle de la première lame (vert foncé), ce qui suggère une répartition homogène de la chaleur entre les flux d'air.

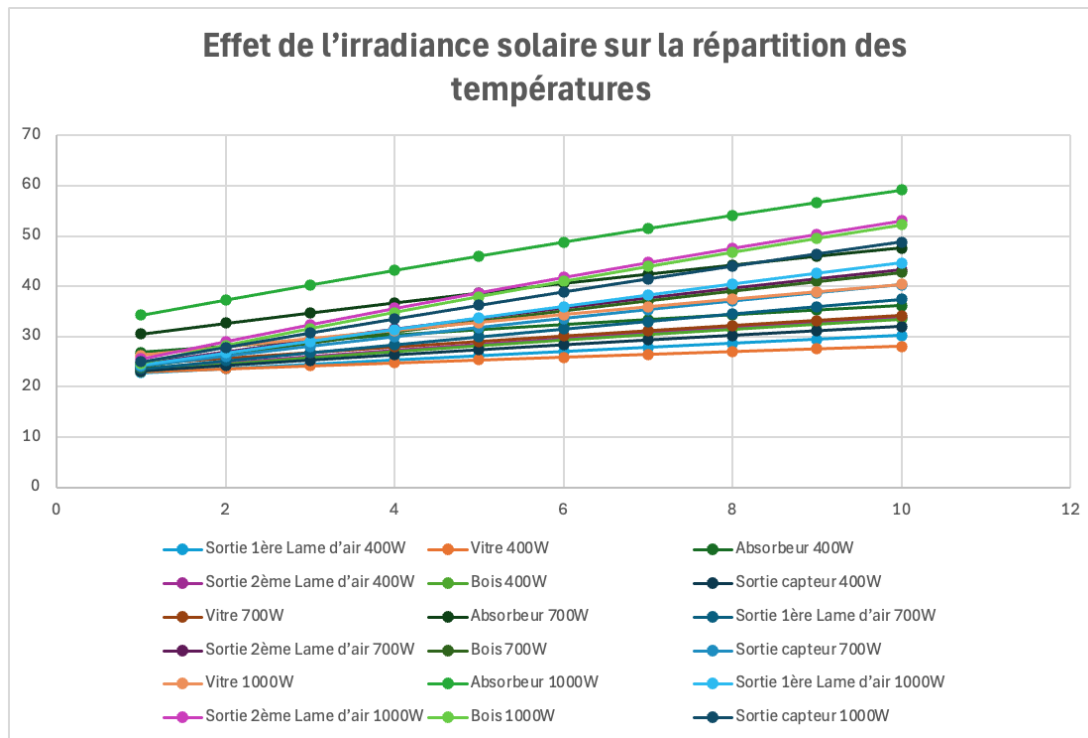
En termes d'optimisation, la différence de température entre l'absorbeur et l'air en sortie demeure importante, ce qui pourrait indiquer des pertes thermiques ou un coefficient d'échange thermique insuffisant. L'amélioration de l'isolation ou l'augmentation du débit d'air pourraient permettre d'extraire davantage d'énergie et d'optimiser l'efficacité thermique du capteur. En conclusion, bien que la courbe montre un fonctionnement global cohérent du capteur, avec un bon transfert thermique, des améliorations restent envisageables pour optimiser les températures de sortie et réduire les pertes thermiques.

5.7.Simulations numériques sur Excel

5.7.1. Analyse de la distribution thermique sur la longueur du capteur

Pour les simulations suivantes, les valeurs des propriétés des matériaux ont été soigneusement choisies afin de refléter au mieux les caractéristiques du système conçu. Une première simulation donnait des **faibles températures de l'air qui** s'expliquent principalement par la **basse température de l'air ambiant** utilisée dans les calculs. Alors il est proposé par notre tuteur de PRD, M. Benoit STUTZ de considérer une **température ambiante de 25°C** afin d'obtenir des résultats plus représentatifs des conditions estivales. De plus, il est recommandé de **prendre un angle d'incidence de 0°** entre le rayonnement solaire et la normale au capteur, ce qui correspond à une exposition optimale. Enfin, pour une modélisation plus précise, la température de la **voûte céleste** peut être estimée à **5°C en dessous de la température ambiante**, ce qui permet de mieux prendre en compte les échanges radiatifs avec le ciel.

- **Effet de l'irradiance solaire sur la répartition des températures**



L'analyse de cette courbe montre l'effet de l'irradiance solaire sur la répartition des températures dans le capteur. On observe que, quelle que soit la puissance de l'irradiance (400W, 700W ou 1000W), les températures augmentent progressivement le long du capteur. L'absorbeur présente systématiquement les températures les plus élevées, suivi de la sortie du capteur et des différentes lames d'air.

L'augmentation de l'irradiance entraîne une élévation globale des températures à tous les niveaux du capteur. En effet, plus l'énergie solaire reçue est importante, plus l'absorbeur chauffe et transfère de chaleur à l'air circulant dans le capteur. De plus, les écarts de température entre les différentes surfaces augmentent avec l'irradiance, illustrant une meilleure efficacité thermique à forte puissance.

On remarque aussi que la température de la vitre reste la plus basse parmi les composants, ce qui est cohérent avec son rôle de protection et de transmission du rayonnement solaire. Enfin, l'augmentation de la température de sortie du capteur avec l'irradiance confirme une amélioration du transfert thermique, ce qui peut être exploité pour optimiser les performances du système en fonction des conditions d'ensoleillement.

○ Impact du débit d'air sur l'évolution thermique

Température	Faible : 0.01 m ³ /s	Moyen : 0.04 m ³ /s	Élevé : 0.08 m ³ /s
-------------	---------------------------------	--------------------------------	--------------------------------

Température entrée capteur (°C)	22	22	22
Température sortie capteur (°C)	61,23	35,11	29,03

En respectant les mêmes conditions à l'entrée et en faisant varier le débit, on remarque le gradient de température entre l'entrée et la sortie diminue quand le débit augmente. Lorsque le débit d'air augmente, l'air traverse le capteur plus rapidement, ce qui réduit son temps de contact avec l'absorbeur et limite l'élévation de température. De plus, la chaleur absorbée est répartie sur une plus grande masse d'air, ce qui diminue le gradient thermique entre l'entrée et la sortie. Par ailleurs, l'augmentation du débit améliore le coefficient de convection, favorisant l'échange thermique mais dispersant davantage la chaleur. Ainsi, bien que plus d'énergie soit transférée globalement, l'élévation de température par unité de masse d'air reste plus faible, expliquant la diminution du gradient thermique observé.

5.7.2. Vérification de la cohérence des températures avec des valeurs expérimentaux

Il serait pertinent d'utiliser des valeurs mesurées en début d'expérimentation afin d'estimer, à l'aide du modèle, la température de sortie du capteur et de la comparer aux résultats expérimentaux. Pour cela, nous nous appuyons sur les données relevées le **05-03-2024**. Le débit de l'air est 0,03 m³/s.

	Text (°C)	Tentrée capteur (°C)	Température sortie capteur (°C)
Expérience	21	25	78
Modèle	21	25	51

L'écart observé entre la température expérimentale et la prédiction du modèle suggère que des ajustements sont nécessaires pour affiner la modélisation thermique.

La différence significative entre la **température expérimentale en sortie (78°C)** et celle prévue par le **modèle (51°C)** peut s'expliquer par plusieurs facteurs, notamment :

- **Hypothèses simplificatrices du modèle**

La modélisation en régime permanent suppose un état stationnaire, ce qui peut poser un problème si l'expérience s'est déroulée sur une durée d'une heure. En effet, un tel modèle risque de ne pas prendre en compte la montée en température progressive du système. De plus, les hypothèses sur les coefficients d'échange thermique peuvent introduire des écarts par rapport à la réalité. Les

valeurs utilisées pour la convection, la conduction et le rayonnement peuvent différer des conditions réelles, ce qui pourrait impacter la précision des résultats obtenu

- **Conditions expérimentales différentes des hypothèses du modèle**

Si l'irradiance solaire a varié au cours de l'expérience (fluctuations de l'éclairage artificiel), la puissance reçue par le capteur pourrait être plus élevée que celle prise en compte dans la simulation. Un vent plus faible que ce qui est mis dans le modèle peut avoir contribué à la réduction des pertes thermiques par convection sur la vitre du capteur, entraînant une température plus élevée.

- **Influence des paramètres du système**

Les matériaux du capteur (absorbeur, structure, isolant) accumulent et restituent de la chaleur. Si le modèle ne prend pas en compte cet effet de stockage, il peut sous-estimer la température finale. Un débit d'air plus faible que prévu réduirait l'évacuation de la chaleur et augmenterait la température en sortie.

- **Incertitudes de mesure et erreurs expérimentales**

Les thermocouples ou sondes utilisés peuvent présenter des écarts de mesure. Et un mauvais placement des capteurs de température peut induire des variations (ex. mesure trop proche de l'absorbeur).

Pour réduire l'écart entre le modèle et l'expérience, il serait intéressant de :

- Intégrer un **régime transitoire** dans la modélisation pour mieux représenter l'évolution thermique sur **1 heure**.
- Ajuster les **coefficients d'échange thermique** en fonction des conditions expérimentales réelles.
- Prendre en compte les **variations réelles de l'irradiance et des conditions météorologiques**.
- Vérifier le **débit d'air réel** pour l'intégrer dans les calculs.

6. Modélisation du stockage du séchoir solaire

6.1.Modèle de Salifou Tera

Salifou Tera propose un modèle basé sur une équation d'énergie simplifiée pour étudier l'évolution de la température dans un réservoir de stockage thermique. Ce modèle repose sur plusieurs hypothèses clés :

- **Égalité des températures** : La température du fluide caloporteur (eau), celle du matériau de stockage (basalte), et celle de la paroi du réservoir sont supposées égales à chaque point du réservoir.
- **Fluide caloporteur** : L'eau est utilisée comme fluide caloporteur.
- **Matériau de stockage** : Le basalte est choisi pour ses propriétés thermiques.
- **Conditions initiales** :
 - Température d'entrée de l'eau dans le réservoir : 80°C.
 - Température initiale du lit thermique (basalte) : 20°C.
- **Méthode numérique** : L'équation d'énergie est discrétisée par la méthode d'Euler implicite et résolue numériquement via la méthode de Jacobi sous VBA.

6.2. Bilan thermique

Le bilan d'énergie réduit à une seule équation développée par Salifou Tera (Thibaut Esence) :

$$\varepsilon \cdot C_{pf} \cdot \rho_f \frac{\partial T_f}{\partial t} + (1-\varepsilon) \cdot C_{ps} \cdot \rho_s \cdot \frac{\partial T_s}{\partial t} + \varepsilon \cdot C_{pf} \cdot \rho_f \cdot u \frac{\partial T_f}{\partial z} =$$

$$\frac{\partial}{\partial z} \cdot \left[\left(\lambda_{eff,s} + \lambda_{eff,f} + \frac{(\varepsilon \cdot \rho \cdot C_{pf} \cdot w)^2}{h \cdot S} \right) \cdot \frac{\partial T_f}{\partial z} \right] + U_{f/\infty} \cdot S_l \cdot (T_\infty - T_f)$$

Avec

$$w = \frac{\varepsilon \cdot \rho_f \cdot C_{pf}}{(\rho \cdot C_p)_{eff}} \cdot u = \frac{\varepsilon \cdot \rho_f \cdot C_{pf}}{\varepsilon \cdot \rho_f \cdot C_{pf} + (1-\varepsilon) \cdot \rho_s \cdot C_{ps}} \cdot u$$

La vitesse du front thermique.

Le premier terme de gauche représente la variation d'énergie interne dans la phase fluide, le deuxième terme de gauche représente la variation d'énergie interne dans la phase solide et le troisième terme de gauche représente le flux d'enthalpie. Le premier terme à droite représente le terme de diffusion du fluide et le dernier terme de droite représente les pertes de chaleur vers l'environnement.

6.3. Impact des hypothèses sur les résultats

Les hypothèses simplificatrices adoptées par Salifou Tera influencent directement les résultats obtenus par son modèle :

6.3.1. *Égalité des températures*

- En supposant que les températures du fluide, du solide et de la paroi sont identiques, le modèle élimine les gradients thermiques locaux entre ces phases. Cela simplifie les calculs mais peut sous-estimer les pertes thermiques ou les inefficacités liées aux échanges thermiques réels.
- Cette hypothèse est valide pour des matériaux très conducteurs comme le basalte, mais elle pourrait être moins précise pour des matériaux avec une conductivité thermique plus faible.

6.3.2. *Utilisation de l'eau comme fluide caloporteur :*

- L'eau a une capacité calorifique élevée ($C_p = 4180 \text{ J/(kg.K)}$), ce qui améliore l'efficacité du transfert thermique comparé à l'air utilisé dans le modèle de Kindadoussi et Sawadogo.
- Cependant, l'utilisation d'eau nécessite un système étanche et peut entraîner des pertes thermiques dues à l'évaporation ou à la condensation.

6.3.3. *Matériaux de stockage (basalte)*

- Le basalte a une densité élevée ($\rho=3000 \text{ kg/m}^3$) et une bonne capacité calorifique ($C_p=840 \text{ J/(kg.K)}$), ce qui permet un stockage efficace de la chaleur.
- Comparé au calcaire utilisé par Kindadoussi et Sawadogo, le basalte offre une meilleure inertie thermique mais peut être plus coûteux ou moins disponible localement.

6.3.4. *Conditions initiales*

- Une température initiale basse (20°C) pour le lit thermique accentue le gradient thermique avec l'eau chaude entrant à 80°C , ce qui favorise un transfert rapide de chaleur au début du processus.
- Cette condition diffère des systèmes où la température initiale est homogène ou proche de celle du fluide.

6.4. Méthode numérique

- La méthode d'Euler implicite est stable pour résoudre des équations différentielles par pas de temps, même avec des pas relativement grands.
- La méthode de Jacobi permet une résolution itérative efficace mais peut converger lentement si le maillage est fin ou si les gradients thermiques sont importants.

- **Comparaison avec le modèle Kindadoussi-Sawadogo**

Caractéristique	Modèle Salifou Tera	Modèle Kindadoussi-Sawadogo
Fluide caloporteur	Eau	Air
Matériau de stockage	Basalte	Calcaire
Hypothèse principale	Températures égales (fluide/solide/paroi)	Gradients thermiques pris en compte
Température d'entrée	80°C	Non spécifiée
Température initiale	20°C	Non spécifiée
Méthode numérique	Euler implicite + Jacobi	Non spécifiée

6.5. Résolution des équations et simulations numériques (Excel ou autre logiciel)

Les simulations présentées dans l'article de *SALIFOU Tera* sont faites en utilisant l'eau comme fluide. Dans notre cas, le fluide utilisé sera de l'air. A la différence de l'eau, les propriétés physico-chimiques de l'air changent en fonction de sa température. Nous ferons l'hypothèse pour nos

simulations que les caractéristiques de l'air sont prises à température supposée constante et égale à la température moyenne de la chambre à l'état initial.

En supposant une température initiale du fluide dans la chambre à 20°C et une température en sortie des capteurs à 70°C, on obtient une température moyenne de 45°C.

$$T_{moy} = T_o + T_{in} / 2$$

Les propriétés de l'air à 55°C sont conciliées dans le tableau suivant :

Propriétés physiques de l'air			
Masse volumique	Capacité thermique	Conductivité thermique	Viscosité dynamique
ρ (kg/m ³)	C_p (J/Kg.K)	λ (W/m.K)	μ (kg/m.s)
1,105	1007	0,0276	1,935E-05

Tableau : Propriétés physiques de l'air

Source : Fundamentals of Heat and Mass Transfer, JOHN WILE

Les propriétés thermo physiques du calcaire qui est dans notre cas le solide sont retrouvées dans la littérature.

Propriétés physiques du calcaire		
Masse volumique	Capacité thermique	Conductivité thermique
ρ (kg/m ³)	C_p (J/Kg.K)	λ (W/m.K)
2750	840	1,3

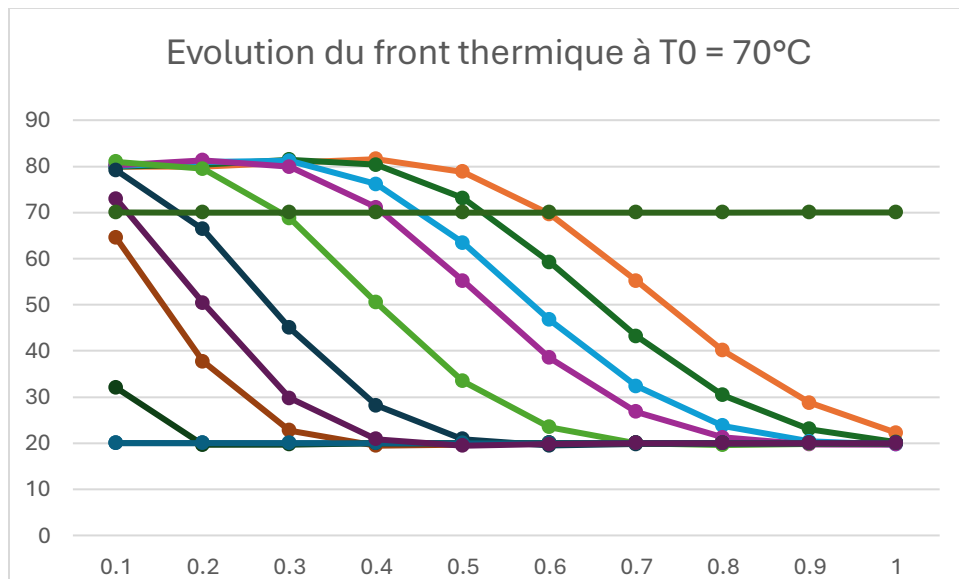
Tableau : Propriétés physiques du calcaire

Source: <https://material-properties.org/fr/calcaire-densite-capacite-thermique-conductivite-thermique/>

6.6. Test du modèle

Le modèle implémenté en VBA se trouve en annexe. La première étape a consisté en la modification des caractéristiques du fluide (remplacer l'eau par l'air). La modification du solide de la zone de stockage a suivi en remplaçant les caractéristiques du basalte par celles du calcaire précédemment déterminé.

Le code écrit ne modifie que la colonne M et laisse tout le reste du tableau figé. Cela peut être dû à une erreur dans la rédaction du code qui fasse que les modifications ne soient pas prises en compte lors de l'exécution du code. La majorité du travail a donc consisté à corriger le problème.



On constate bien une incohérence au niveau du trait horizontal apparaissant dans le dessus de la figure à l'intérieur même du front thermique. Cela confirme que *le code n'est pas fonctionnel dans son état actuel*.

6.7. Perspectives

La suite du travail consistera à modifier le code afin d'établir :

- Les conditions de stabilité entre le pas de temps et d'espace
- Les limites de la modélisation grâce à une seule équation

7. Expérimentation et caractérisation du prototype

Les expériences se sont réalisées sur 24 heures. L'objectif est de voir les performances du sechoir pendant 8h d'ensoleillement (periode de charge) et la nuit (periode de décharge). Des plaques 17 percées ont aussi été ajoutées en entrée et sortie de la chambre de séchage afin de mieux répartir les flux d'air.

Les expériences se sont passées comme suit :

Les lampes sont allumées ainsi que les ventilateurs. Le début de l'expérience se fait le matin afin de passer en mode nuit en fin de journée. Pour mettre le système en mode nuit, c'est à-dire en décharge, les ventilateurs du stockage (du bas) et les lampes sont éteints. L'entrée du capteur est également bouchée pour rendre la pénétration d'air froid dans la chambre de séchage impossible.

- 11 lampes sont allumées pendant 08h de temps
- Les 3 ventilateurs sont en marche avec : V1 : 12 Volts ; V2 : 12 Volts ; V3 : 12 Volts (V1 : ventilateur du haut ; V2 : ventilateur du bas sur le côté ; V3 : ventilateur du bas devant, sous le capteur)
- Début du stockage : 08h 00 - Début de la décharge : 16h 00 – Fin de séchage: le lendemain à 08h.

Cependant il faut signaler que la centrale d'acquisition RIGOL SIGMA n'était pas installée dans l'ordinateur au début des expériences. Un nouveau logiciel RIGOL a été installé mais présentait des manquements. Ce qui nous a empêché de prendre les mesures de débit d'air et de la température etc.

7.1. Protocole de test (mesures de poids des aliments)

Capteur		
Coté gauche	Milieu	Coté droit
272	378	277
805	1005	824
810	983	601
691	913	724
790	983	870
855	1057	775
793	1085	960
860	1116	988
748	1077	948

777	1015	770
443	216	485
145	182	107
7989	10010	8329
665,75	834,2	694,1

Irradiance solaire sur les differentes parties du capteur

Tableau 1: Taux d'humidité des éponges après 4h de séchage à 12V

Numéro éponge	Emplacement de le séchoir	Poids avant mouillage (g)	Poids après mouillage (g)	Poids après 4h de séchage (g)	Taux d'humidité restante	Taux de séchage
1	Haut	9,45	19,76	11,74	59,4	40,6
2	Bas	15,68	50,02	39,47	78,9	21,1
3	Milieu	9,92	23,28	17,6	75,6	24,4
6	Milieu	15,73	48,25	38,67	80,1	19,9
7	Bas	33,26	168,17	147,83	87,9	12,1
8	Bas	7,66	26,63	19,24	72,2	27,8
9	Bas	16,18	34,54	23,24	67,3	32,7

Tableau 2: Taux d'humidité des éponges après 8h de séchage à 12V

replacement de le séchoir	Poids après 8h de séchage (g)	Taux d'humidité	Taux de séchage
Milieu	9,52	81,1	18,9
Haut	28,86	73,1	26,9
Bas	11,77	66,9	33,1
Bas	27,19	70,3	29,7
Haut	123,35	83,4	16,6
Haut	12,07	62,7	37,3
Haut	16,42	70,7	29,3

Tableau 3: Taux d'humidité des éponges après 24h de séchage à 12V

Numéro éponge	Poids avant mouillage (g)	Poids après mouillage (g)	Poids après 24h de séchage (g)	Taux d'humidité	Taux de séchage
1	9,57	19,79	9,45	47,8	52,2
2	18,65	67,74	17,04	25,2	74,8

3	10,09	24,51	9,94	40,6	59,4
6	19,91	58,73	18,15	30,9	69,1
7	108,53	182,28	80,77	44,3	55,7
8	8,14	36,94	6,24	16,9	83,1
9	16,33	37,58	16,16	43,0	57,0

Tableau 4: Taux d'humidité des éponges après 24h de séchage à 10V

Numéro éponge	Poids avant mouillage (g)	Poids après mouillage (g)	Poids après 24h de séchage (g)	Taux d'humidité	Taux de séchage
1	9,47	18,39	9,48	51,5	48,5
2	15,76	73,53	32,58	44,3	55,7
3	9,96	23,14	9,95	43,0	57,0
6	15,81	67,17	22,45	33,4	66,6
7	33,67	214,49	138,42	64,5	35,5
8	5,23	35,24	6,24	17,7	82,3
9	16,17	29,09	16,21	55,7	44,3

Analyse et interpretation des résultats

7.2.Analyse et interpretation des résultats

7.2.1. Taux d'humidité restant

Le taux d'humidité restant après différentes durées de séchage est compris entre **59,4 % et 87,9 % après 4 heures**, et diminue progressivement après **8 heures**.

→ Interprétation :

- Après **8 heures**, certains échantillons atteignent environ **62 %**, tandis que d'autres restent à **70 % ou plus** (Tableau 1). Cela signifie qu'ils ne sont pas encore complètement secs et que le processus doit continuer.
- Après **24 heures**, le taux d'humidité devient minimal, indiquant que le produit est proche de son état final de séchage.
- Plus le taux d'humidité restant est bas, plus le séchage est efficace.

7.2.2. *Influence de la tension électrique (10V, 12V)*

- À **12V**, l'humidité restante diminue plus rapidement (exemple : 62,7 % après 8 heures).
- À **10V** l'humidité restante reste plus élevée, indiquant un séchage plus lent.

→ **Interprétation** : Une tension plus élevée accélère l'évacuation de l'humidité et améliore l'efficacité du séchoir.

7.2.3. *Temps de séchage optimal*

- **Entre 4h et 8h**, la majorité de l'humidité est encore présente, indiquant que le séchage est en phase active.
- **Après 24h**, l'humidité restante devient faible, ce qui suggère que la durée optimale de séchage est probablement autour de 24 heures selon le type de produit et la tension optimale selon cette expérience est de 12V.

7.2.4. *Améliorations*

- Améliorer l'homogénéité du séchage en testant différentes configurations (meilleure répartition des produits, ajustement du flux d'air).
- Augmenter la tension si possible pour réduire l'humidité plus rapidement.
- Tester différents matériaux et charges pour voir comment ils influencent l'efficacité du séchage.
- Mesurer la température et l'humidité en continu pour optimiser le temps de séchage.

8. Conclusion

L'objectif de cette étude était d'évaluer les performances thermiques du capteur solaire en combinant une approche de modélisation et une analyse expérimentale.

Le modèle du capteur solaire a été établi sur excel. Les simulations montrent une bonne évolution des profils de température. L'analyse du modèle du capteur solaire a révélé que les **coefficients de rayonnement** restent très faibles, indépendamment du gradient de température qui reste également faible. Cette incohérence peut être liée à une mauvaise estimation des **caractéristiques thermiques des matériaux**, les valeurs ayant été directement extraites de la littérature sans validation expérimentale. Il est donc possible que ces propriétés ne correspondent pas exactement aux matériaux réels utilisés dans le capteur solaire. Pour améliorer la précision du modèle, plusieurs ajustements sont nécessaires. Il est primordial de **vérifier l'exactitude des formules utilisées** pour le calcul des **coefficients d'échange thermique** par convection et rayonnement, en s'assurant que les équations employées sont bien adaptées aux conditions spécifiques du capteur. De plus, une **réévaluation des nombres de Nusselt** est essentielle, car ils déterminent directement les coefficients de convection et influencent significativement le transfert thermique. Enfin, il serait pertinent de **mettre à jour les propriétés des matériaux** en s'appuyant sur des mesures expérimentales ou des bases de données plus précises afin d'améliorer la fiabilité de la modélisation. Ces ajustements permettront d'affiner la représentation numérique du capteur solaire et d'obtenir des résultats plus cohérents avec les observations expérimentales, renforçant ainsi la pertinence du modèle pour l'analyse et l'optimisation des performances du système.

Le modèle proposé par Salifou Tera offre une approche simplifiée mais efficace pour modéliser la température dans un système de stockage thermique utilisant un fluide liquide comme caloporteur. Ses hypothèses permettent une résolution rapide des équations mais peuvent limiter la précision dans des configurations où les gradients thermiques locaux jouent un rôle important. Comparé au modèle plus détaillé de Kindadoussi et Sawadogo, il met davantage l'accent sur l'efficacité énergétique grâce à l'utilisation d'eau et d'un matériau à forte inertie thermique comme le basalte. Ces différences doivent être prises en compte selon les objectifs spécifiques et les contraintes pratiques du projet.

Bibliographie

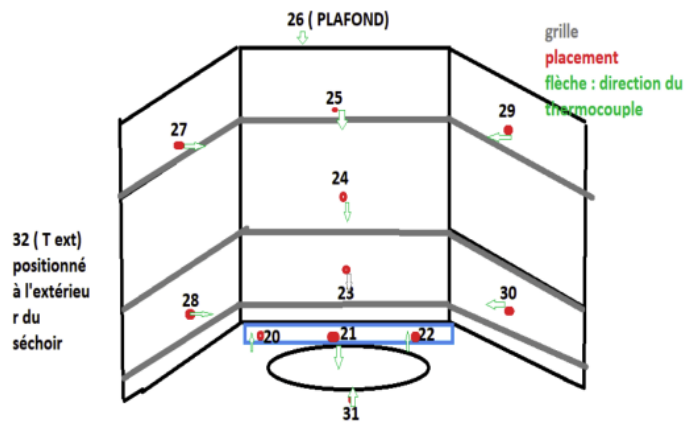
1. https://ppl-ai-file-upload.s3.amazonaws.com/web/direct-files/58306887/72ce03ec-0623-41d9-94d5-d7d6e9c82122/KINDADOUSI-SAWADOGO_2021-2022EBE5_Bourget_Projet_R-D.pdf
2. <https://ppl-ai-file-upload.s3.amazonaws.com/web/direct-files/58306887/e7a83517-823d-43bd-991d-c1a2bbd0edd3/Rapport-PRD-sechage-solaire.docx>
3. <https://ppl-ai-file-upload.s3.amazonaws.com/web/direct-files/58306887/1672c6ff-b984-453c-9c24-d242d3ea3c45/Rapport-de-stage-2023-S8-Bethuel-1.pdf>
4. <https://ppl-ai-file-upload.s3.amazonaws.com/web/direct-files/58306887/155a7daf-0d9c-4f0e-83cb-195d75863378/Rapport-technique-Enregistre-automatiquement.docx>
5. https://ppl-ai-file-upload.s3.amazonaws.com/web/direct-files/58306887/f8855ad9-3619-426c-b5c7-8c2d4717c950/RAPPORT_FINAL_MONTLOUIS_TIRAS.pdf
6. <https://ppl-ai-file-upload.s3.amazonaws.com/web/direct-files/58306887/6017dede-a107-42f3-85d7-7a391ac3e444/Rapport-sur-la-methode-experimentale.docx>
7. <https://pmc.ncbi.nlm.nih.gov/articles/PMC10652741/>
8. <https://www.emerald.com/insight/content/doi/10.1108/EC-12-2023-0916/full/html>
9. <https://journalcjast.com/index.php/CJAST/article/view/4411>
10. https://netl.doe.gov/sites/default/files/netl-file/21TPG_Mathur.pdf
11. <https://www.mdpi.com/2076-3417/14/9/3690>
12. <https://pubmed.ncbi.nlm.nih.gov/38024705/>
13. <https://journalpsij.com/index.php/PSIJ/article/view/783>
14. <https://www.mdpi.com/2673-9941/4/1/2>
15. <https://www.tandfonline.com/doi/full/10.1080/14786451.2023.2185870>
16. <https://progres.ujkz.gov.bf/publications/8003/details>
17. <https://pmc.ncbi.nlm.nih.gov/articles/PMC9887261/>

18. <https://www.mhi.co.jp/technology/review/pdf/e571/e571040.pdf>
19. <https://onlinelibrary.wiley.com/doi/full/10.1002/er.5622>
20. <https://www.mdpi.com/1996-1073/15/3/1121>
21. <https://www.mdpi.com/2624-7402/6/4/228>
22. <https://www.osti.gov/biblio/1998552>
23. <https://www.mdpi.com/2673-4591/61/1/6>
24. <https://onlinelibrary.wiley.com/doi/10.1155/2020/9205283>
25. <https://escholarship.org/uc/item/2hr85907>
26. https://orbit.dtu.dk/files/216243718/Marongiu_et_al_Postprint.pdf
27. <https://www.systemiq.earth/wp-content/uploads/2024/02/Global-ETES-Opportunity.pdf>
28. [https://www.niti.gov.in/sites/default/files/2019-10/ISGF-Report-on-Energy-Storage-System-\(ESS\)-Roadmap-for-India-2019-2032.pdf](https://www.niti.gov.in/sites/default/files/2019-10/ISGF-Report-on-Energy-Storage-System-(ESS)-Roadmap-for-India-2019-2032.pdf)
29. <https://www.redalyc.org/journal/5537/553756967002/553756967002.pdf>
30. https://www.scirp.org/pdf/eng_2023012914422076.pdf
31. <https://polarnightenergy.com/study/>
32. <https://www.mdpi.com/2624-7402/5/4/150>
33. <https://c.coek.info/pdf-a-three-equation-thermocline-thermal-energy-storage-model-for-bidisperse-packed-.html>
34. <https://researchers.mq.edu.au/files/313306659/301311851.pdf>
35. TCHAYA, Guy Bertrand, KAMTA, Martin, HAVET, Michel, et KAPSEU, César. *Thermal performance modelling of solar collector with heat storage*. International Journal of Engineering Systems Modelling and Simulation, 2017, vol. 9, no 1, p. 53-62. [Consulté le 27 février 2025] Disponible sur : <https://hal.science/hal-01798553v1>
36. Nolwenn Le Pierrès. *Introduction à l'énergie solaire thermique-application aux réseaux de chaleur urbains et à l'industrie*. Diaporama de cours, Polytech Annecy Chambéry .2024.
37. Fifonsy Anne-Carole KINDADOUSI et Clément DESLANDES, Conception et étude expérimentale d'un séchoir solaire familial, 2, 2022 , [Consulté le 22 Décembre 2024],

Annexes

Annexe 1 : Thermocouples

a) Thermocouples séchage



Annexe 2 : dispositif expérimentale



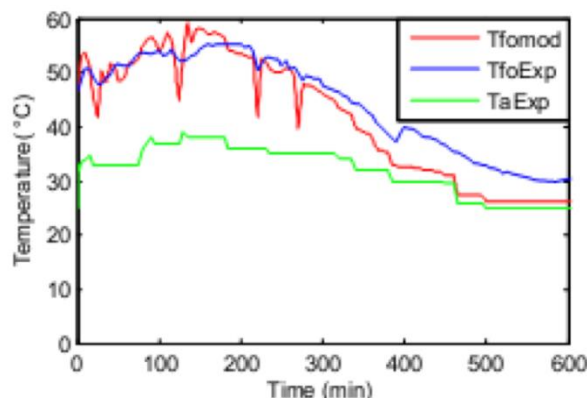
Annexe 3 : modélisation et résolution dans la littérature

The diagram illustrates the heat transfer processes in a solar collector. It consists of three main layers: a glass cover, an absorber, and an insulation layer. The glass cover is at temperature T_g and has a thickness $D/2$. The absorber is at temperature T_p and also has a thickness $D/2$. The insulation layer is at temperature T_{in} . The overall length of the collector is L . The ambient temperature is T_a . The heat transfer coefficients are labeled as h_{rgs} , h_{cvga} , h_{rpg} , h_{rgp} , h_{cvgf} , h_{cvpf} , h_{rpin} , h_{rpn} , h_{cvinf} , and U_b . The flow rates are labeled as T_{f1i} and T_{f2o} . The heat transfer processes are indicated by arrows: h_{rgs} and h_{cvga} for radiation and convection between the glass and ambient; h_{rpg} and h_{rgp} for radiation between glass and absorber; h_{cvgf} and h_{cvpf} for convection between glass and absorber; h_{rpin} and h_{rpn} for radiation between absorber and insulation; h_{cvinf} for convection between absorber and insulation; and U_b for overall heat transfer from the insulation to the ambient.

The matrix method (pseudo-steady state) was applied after some hypotheses.

35

Figure 5 Profile of temperatures with steel absorber (see online version for colours)



Annexe 4 : Différents types de séchoirs solaires

- **Séchoir direct, indirect ou mixte**
 - **Direct** : Les aliments sont exposés directement au rayonnement solaire (ex. séchoirs traditionnels africains).
 - **Indirect** : L'air est chauffé dans un capteur solaire et dirigé vers la chambre de séchage.
 - **Mixte** : Combine les deux méthodes pour améliorer l'efficacité.
- **Séchoir actif ou passif**
 - **Actif** : Ventilation forcée par un ventilateur, souvent alimenté par un panneau photovoltaïque.
 - **Passif** : La ventilation se fait naturellement par tirage thermique.
- **Séchoir avec ou sans stockage thermique**
 - **Sans stockage** : Ne fonctionne que sous ensoleillement.
 - **Avec stockage** : Stocke la chaleur dans un matériau (ex. pierres, eau, PCM) pour prolonger le séchage après le coucher du soleil.

Annexe 5 : Technologies de stockage thermique utilisées

Le **stockage thermique** est une solution essentielle pour assurer un **séchage continu** même après le coucher du soleil. Plusieurs techniques existent :

- **Stockage sensible** : Accumulation de chaleur dans un matériau solide (pierres, briques) ou liquide (eau).
- **Stockage latent** : Utilisation de matériaux à changement de phase (PCM) qui libèrent la chaleur lors de leur solidification.
- **Stockage thermo-chimique** : Utilise des réactions chimiques réversibles pour stocker l'énergie.

Annexe 6 : Modèle capteur solaire

Paramètres de l'air et des écoulements				
Air	Grandeur	Symbole	Valeur	Unité
Air intérieur lame d'air 1	Débit d'air lame d'air 1	mva	0,01	m ³ /s
	capacité calorifique de l'air	Cp	1006,00	J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹
	masse volumique de l'air	rho	1,20	kg/m ³
	viscosité dynamique de l'air	μ	1,83E-05	kg.m ⁻¹ .s ⁻¹
	conductivité de l'air	λ _{air}	0,03	W/(m·K)
	nombre de reynolds	Re	1823,45	-
	nombre de Prandtl	Pr	0,71	-

	Nombre de Nusselt	Nu	7,28	-
	Diamètre hydraulique	Dh	0,04	m
	Vitesse du vent	Vvent	0,75	m/s
	épaisseur lame d'air 1	eair1	0,02	m
Air intérieur lame d'air 2	Débit d'air lame d'air 2	m vb	0,01	m ³ /s
	capacité calorifique de l'air	Cp	1006,00	J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹
	masse volumique de l'air	rho	1,20	kg/m ³
	viscosité dynamique de l'air	μ	1,83E-05	kg.m ⁻¹ .s ⁻¹
	conductivité de l'air	λair	0,03	W/(m·K)

	nombre de reynolds	Re	1846,57	-
	nombre de Prandtl	Pr	0,71	-
	Nombre de Nusselt	Nu	7,35	-
	Diamètre hydraulique	Dh	0,02	m
	Vitesse du vent	Vvent	1,43	m/s
	epaisseur lame d'air 2	eair2	0,01	m
Air extérieur	capacité calorifique de l'air	Cp	1006,00	J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹
	masse volumique de l'air	rho	1,18	kg/m ³
	viscosité dynamique de l'air	μ	1,84E-05	kg.m ⁻¹ .s ⁻¹
	conductivité de l'air	λair	0,03	W/(m·K)
	nombre de reynolds	Re	32302,35	-
	nombre de Prandtl	Pr	0,71	-
	Nombre de Nusselt	Nu	72,54	-
	Longueur caractéristique hydraulique	Lch	0,50	m
	Vitesse du vent	Vvent	1,00	m/s

Caractéristiques des matériaux				
Matériau	Propriété	Symbole	Valeur	Unité

Vitre	absorptivité de la vitre	α_v	0,15	-
	transmittance de la vitre	τ_v	0,9	-
	Émissivité de la surface de la vitre	ε_v	0,85	-
	épaisseur vitre	e_v	0,005	m
Absorbeur	absorptivité de l'absorbeur	α_{ab}	0,9	-
	Émissivité de la surface de l'absorbeur	ε_{ab}	0,8	-
	épaisseur absorbeur	e_{abs}	-	m
Bois	conductivité thermique du bois	λ_b	0,039	W/(m·K)
	Émissivité de la surface du bois	ε_b	0,8	
	épaisseur bois	e_b	0,018	m
Isolant	conductivité thermique de l'isolant.	λ_{isol}	0,04	W/(m·K)
	épaisseur isolant	e_{isol}	0,08	m

Dimensions du capteur			
Grandeur	Symbole	Valeur	Unité
longueur capteur	L	3,6	m
largeur capteur	l	0,7	m
Surface totale capteur	dS	2,52	m ²
nombre de pas	nbr_pas	10	-
Surface capteur pas 1	dS (1 pas)	0,252	m ²

Données sur le rayonnement solaire			
Grandeur	Symbole	Valeur	Unité
Irradianance	I	600	W/m ²
L'angle entre les rayons du soleil et l'orthogonale au capteur.	β	0	°
cos de L'angle entre les rayons du soleil et l'orthogonale au capteur.	$\cos(\beta)$	1,00	-
Constante de Stefan-Boltzmann	σ	5,67E-08	W/(m ² ·K ⁴)

Condition initiale (température des compartiments du capteur)					
Température	Symbole	Valeur Initiale	Unité	Valeur Initiale	Unité
Température entrée 1ère Lame d'air	Te_air1	295,15	K	22,00	°C
Température entrée 2ème Lame d'air	Te_air2	295,15	K	22,00	°C
Température de l'air ambiant	To	298,15	K	25,00	°C
Température du ciel	Tc	293,15	K	20,00	°C
Température de l'Absorbeur	T_ab	294,15	K	21,00	°C
Vitre	T_vitre	296,15	K	23,00	°C
Température du Bois	T_bois	293,15	K	20,00	°C

Annexe 11 :

Calcul des coefficients d'échanges			
Coefficients	Symbole	Valeur	Unité
coefficient de transfert thermique convectif, à l'intérieur du capteur.	hc int lame d'air 1	9,88	W/(m ² ·K)

coefficient de transfert thermique convectif, à l'intérieur du capteur.	hc int lame d'air 2	18,96	W/(m ² ·K)
coefficient de transfert thermique convectif, à l'extérieur du capteur	hc ext	9,53	W/(m ² ·K)
coefficient de transfert thermique radiatif entre la vitre et le ciel	hr->v-c	4,93	W/(m ² ·K)
coefficient de transfert thermique radiatif entre la vitre et l'absorbeur	hr->ab-v	4,09	W/(m ² ·K)
coefficient de transfert thermique radiatif entre le bois et l'absorbeur	hr->ab-b	4,03	W/(m ² ·K)

Résolution du système d'équation linéaire (AX=B) des bilans thermique						
coefficients de la matrice (A)					variable	resultats
4,09	-36,96	4,94	9,48	4,03	T_vitre	- 4742,4
28,43	-4,09	-4,94	0,00	0,00	T_absorbeur	5835,1 33
2,49	2,49	-14,53	0,00	0,00	Ts_air1	- 2819,2 86
0,00	4,78	0,00	-16,82	4,78	Ts_air2	- 2143,7 74
0,00	-4,03	0,00	-9,48	23,38	T_bois	2914,5 22

Condition finale (température des compartiments du capteur)					
Température	Symbole	Valeur	Unité	Valeur	Unité
Vitre	T_vitre	302,07	K	28,92	°C
Absorbeur	T_absorbeur	311,82	K	38,67	°C
Sortie 1ère Lamé d'air	Ts_air1	299,19	K	26,04	°C
Sortie 2ème Lamé d'air	Ts_air2	301,44	K	28,29	°C
Bois	T_bois	300,62	K	27,47	°C
Sortie capteur	Ts	300,32	K	27,17	°C

Vérification du Bilan thermique	
équation	Formule

Bilan absorbeur	0,0
Bilan vitre	0,0
Bilan 1ère lame d'air	0,0
Bilan 2ème lame d'air	0,0
Bilan Bois	0,0