

**REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE**  
**MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA**  
**RECHERCHE SCIENTIFIQUE**  
**UNIVERSITE MENTOURI – CONSTANTINE**  
**FACULTE DES SCIENCES DE L'INGENIEUR**  
**DEPARTEMENT DE GENIE CLIMATIQUE**

**MEMOIRE**

**Présenté en vue de l'obtention du**  
**Diplôme de Magister en Génie Climatique**

**THEME**

**CONTRIBUTION A L'ETUDE DE SECHAGE SOLAIRE DE**  
**PRODUITS AGRICOLES LOCAUX**

**Par**

**Boussalia Amar**

**Soutenu le: 27/06/2010**

**Devant le jury:**

**Président: S. ZID**

**Rapporteur: A. BELHAMRI**

**Examineurs: R. GOMRI**

**Z/A. MAHRI**

**M.C. : Univ. Mentouri Constantine**

**Pr. : Univ. Mentouri Constantine**

**M.C.: Univ. Mentouri Constantine**

**M.C.: Univ. Mentouri Constantine**

## Remerciements

Je remercie le bon Dieu qui m'a aidé à terminer ce travail.

Je tiens à exprimer ma profonde reconnaissance à Monsieur **A. Belhamri**, Professeur à l'Université Mentouri de Constantine, qui m'a permis et aidé, sous sa direction, à réaliser ce travail, ainsi que pour ses précieux conseils tout au long de cette.

Je tiens à exprimer ma profonde gratitude à monsieur **S. Zid**, Maître de conférences à l'Université Mentouri de Constantine, pour avoir accepté de présider le jury de soutenance.

Mes vifs remerciements s'adressent également à :

Monsieur **R. Gomri**, Maître de conférences à l'Université Mentouri de Constantine;

Monsieur **Z/A. Mahri.**, Maître de conférences à l'Université Mentouri de Constantine;

D'avoir accepté de me faire l'honneur de juger ce travail, et participer au jury de soutenance.

Je remercie vivement :

Monsieur **S. Mazouzi**, Maître de conférences et chef de département d'informatique à l'Université de Skikda, Monsieur **N. Zidoune**, Professeur à l'Université Mentouri de Constantine, pour leur aide et leur soutien durant la réalisation de ce mémoire ;

Enfin, je tiens à exprimer ma vive reconnaissance à mon épouse pour son soutien et son encouragement durant les moments pénibles. Et à toute personne ayant contribué de près ou de loin à l'élaboration de ce modeste projet.

# SOMMAIRE

|   |           |
|---|-----------|
| <b>INTRODUCTION</b>   | <b>1</b>  |
| <b>CHAPITRE I : ETUDE BIBLIOGRAPHIQUE</b>                                     |           |
| <b>I.1. Séchage</b>   | <b>4</b>  |
| <b>I.1.1. Définition</b>  | <b>4</b>  |
| <b>I.1.2. Théories descriptives du phénomène de séchage</b>                   | <b>4</b>  |
| <b>I.1.3. Modes de séchage</b>  | <b>6</b>  |
| <b>I.1.3.a. Séchage par conduction</b>  | <b>6</b>  |
| <b>I.1.3.b. Séchage par convection</b>  | <b>6</b>  |
| <b>I.1.3.c. Séchage par rayonnement</b>                                       | <b>7</b>  |
| <b>I.1.3.d. Transfert de matière</b>  | <b>8</b>  |
| <b>I.1.3.e. Transfert d'eau en séchage</b>                                    | <b>8</b>  |
| <b>I.1.4. Description physique du séchage</b>                                 | <b>10</b> |
| <b>I.2. Les séchoirs</b>  | <b>13</b> |
| <b>I.2.1. Classifications de séchoirs industriels</b>                         | <b>13</b> |
| <b>I.2.2. Les différents types de séchoirs solaires</b>                       | <b>13</b> |
| <b>I.2.2.1. Les séchoirs naturels</b>   | <b>14</b> |
| <b>I.2.2.2. Les séchoirs solaires directs</b>                                 | <b>14</b> |
| <b>I.2.2.3. Les séchoirs solaires indirects</b>                               | <b>15</b> |
| <b>I.2.2.4. Les séchoirs solaires tunnels</b>                                 | <b>17</b> |
| <b>I.3. Les capteurs solaires</b>   | <b>18</b> |
| <b>I.3.1. Les capteurs plans</b>  | <b>18</b> |
| <b>I.3.2. Les capteurs concentrateurs</b>                                     | <b>20</b> |
| <b>I.4. Travaux antérieurs concernant le séchage et les séchoirs solaires</b> | <b>21</b> |
| <b>I.5. Différents modèles de la cinétique de séchage</b>                     | <b>34</b> |
| <b>I.5.1. Modèle de Lewis</b>   | <b>34</b> |
| <b>I.5.2. Modèle de Henderson et Pabis</b>                                    | <b>34</b> |
| <b>I.5.3. modèle de Page</b>  | <b>34</b> |
| <b>I.5.4. Modèle empirique de Wang Singh</b>                                  | <b>34</b> |
| <b>I.5.5. Modèle Logarithmique</b>  | <b>35</b> |

## **CHAPITRE II : ETUDE D'UN SECHOIR SOLAIRE ET MODELISATION**

|   |           |
|---|-----------|
| <b>II.1. Choix et description du modèle</b>   | <b>36</b> |
| <b>II.2. La cinétique du séchage</b>  | <b>38</b> |
| <b>II.3. Méthode de calcul</b>  | <b>41</b> |
| <b>II.3.1. Modélisation pas à pas</b>   | <b>41</b> |
| <b>II.3.2. Equations de résolution</b>  | <b>42</b> |
| <b>II.3.3. Cas du capteur</b>   | <b>43</b> |
| <b>II.3.3.1. Bilan d'énergie</b>  | <b>47</b> |
| <b>II.3.3.2. Etude numérique des équations du capteur</b>   | <b>48</b> |
| <b>II.3.3.3. Organigramme du programme développé pour le calcul<br/>numérique du capteur</b>  | <b>52</b> |
| <b>II.3.4. Cas de la chambre de séchage</b>   | <b>54</b> |
| <b>II.3.4.1. Bilan d'énergie</b>  | <b>57</b> |
| <b>II.3.4.2. Etude numérique des équations du séchoir</b>   | <b>58</b> |
| <b>II.3.4.3. Organigramme du programme développé pour le calcul<br/>numérique du séchoir solaire</b>                                      | <b>61</b> |
| <b>II.3.5. Recherche bibliographique de coefficients de transfert thermique<br/>et les puissance échangées par le changement de phase</b> | <b>63</b> |
| <b>II.3.5.1. Détermination des coefficients de transfert thermique</b>  | <b>63</b> |
| <b>II.3.5.2. Calcul des puissance <math>P_v</math> et <math>P_n</math></b>  | <b>65</b> |
| <b>II.3.5.3. Puissance échangée par changement de phase</b>   | <b>70</b> |
| <b>II.3.5.4. Estimation de l'efficacité thermique</b>   | <b>71</b> |
| <b>II.3.5.4.1. Efficacité thermique du collecteur</b>   | <b>71</b> |
| <b>II.3.5.4.2. Efficacité du séchoir</b>  | <b>71</b> |
| <br>  |           |
| <b>CHAPITRE III : RESULTATS ET DISCUSSION</b>   | <b>72</b> |
| <b>III.1. Distribution de la teneur en eau</b>  | <b>73</b> |
| <b>III.2. Distribution de la température du produit</b>   | <b>74</b> |
| <b>III.3. Distribution de l'humidité absolue de l'air</b>   | <b>75</b> |
| <b>III.4. Etude paramétrique du modèle</b>  | <b>76</b> |

|   |            |
|---|------------|
| <b>III.4. 1. Effet de la température de l'air chauffé</b>         | <b>76</b>  |
| <b>III.4.2. Effet de la masse du produit</b>                      | <b>78</b>  |
| <b>III.4.3. Effet de la vitesse de l'air</b>                      | <b>81</b>  |
| <b>III.4.4. Effet du diamètre</b>                                 | <b>84</b>  |
| <b>III.5. Résultats obtenus par le couplage capteur – séchoir</b> | <b>88</b>  |
| <b>III.5.1. Intensité du rayonnement solaire</b>                  | <b>89</b>  |
| <b>III.5.2. Influence du rayonnement solaire</b>                  | <b>90</b>  |
| <b>III.5.3. Température de l'air</b>                              | <b>92</b>  |
| <b>III.5.4. Rendement du capteur solaire</b>                      | <b>94</b>  |
| <b>III.5.5. Rendement du séchoir solaire</b>                      | <b>96</b>  |
| <b>III.6. Conclusion</b>  | <b>102</b> |
| <b>CONCLUSION GENERALE</b>  |            |
| <b>103</b>  |            |
| <b>REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES</b>                                | <b>104</b> |
| <b>ANNEXES</b>  | <b>111</b> |
| <b>RESUMES</b>  |            |

## Principales notations

## Unités

|   |                     |
|---|---------------------|
| $C_p$ : capacité calorifique de l'air                 | J/kg.K              |
| D: diamètre   | m                   |
| $e_p$ : épaisseur                                     | m                   |
| h: coefficient de transfert de chaleur par convection | W/m <sup>2</sup> .K |
| larg : largeur  | m                   |
| long: longueur  | m                   |
| $L_v$ : chaleur latente de vaporisation               | J/kg                |
| Q: débit massique de l'air                            | kg/s                |
| $m_p$ : masse de la paroi                             | kg                  |
| P: puissance par unité de surface                     | W/m <sup>2</sup>    |
| p: pression   | Pascal              |
| S: surface  | m <sup>2</sup>      |
| T: température  | K                   |
| t: temps  | s                   |
| U: vitesse  | m/s                 |
| V: volume   | m <sup>3</sup>      |
| W: humidité absolue de l'air                          | kg/kg               |
| X: teneur en eau de base sèche                        | kg /kg              |

## **Indices**

n: absorbeur

ach: air chauffé

ah: air humide

am: air ambiant

as: air sec

b: brique

c: voûte céleste

dif: diffus

dir: directe

e: extérieur

f: produit

fld: fluide

i: intérieur

is: isolant

pe: paroi extérieur

pi: paroi intérieur

sol : sol

v: vitre

vap: vapeur

vsat : vapeur saturée

## Lettres grecques

## Unités

|  |                   |
|--|-------------------|
| $\alpha$ : coefficient d'absorption (rayonnement)      | Sans              |
| $\varepsilon$ : coefficient d'émissivité (rayonnement) | Sans              |
| $\phi$ : humidité relative                             | %                 |
| $\lambda$ : conductivité thermique                     | W/m.K             |
| $\mu$ : viscosité dynamique                            | kg/m.s            |
| $\rho$ : masse volumique                               | kg/m <sup>3</sup> |
| $\sigma$ : constante de Stephan-Boltzman               |                   |
| W/m <sup>2</sup> .K <sup>4</sup>                       |                   |
| $\tau$ : coefficient de transmission (rayonnement)     | Sans              |

## Nombres adimensionnels:

Nu: nombre de Nuselt

Pt : nombre de Prandlt

Re : nombre de Reynolds

# Introduction

L'Algérie dispose d'un important ensoleillement durant la majeure partie de l'année. Elle bénéficie d'une durée annuelle moyenne d'ensoleillement de l'ordre de 2500 heures, et reçoit une énergie solaire moyenne quotidienne de 16.2 à 27 MJ/m<sup>2</sup> sur le plan horizontal [1]. Cette énergie est suffisante, particulièrement en été, pour satisfaire toute la demande énergétique en séchage des produits agricoles [2].

L'augmentation des prix et la pénurie de carburants conduits à des études et recherches profondes sur l'utilisation de l'énergie solaire comme source énergétique alternative, particulièrement dans les pays en voie de développement [3].

Le séchage solaire, comme moyen de conservation des aliments, a été considéré le système le plus utilisé de l'énergie solaire. Le séchage des fruits et légumes est l'un des processus des grands consommateurs d'énergie dans l'industrie de transformation alimentaire et constitue une meilleure méthode de réduire des pertes après la récolte.

Le séchage solaire des récoltes, fruits et légumes, a été pratiqué partout dans le monde pendant des siècles en plein air du soleil. Il a été employé pour sécher des grains, des viandes et d'autres produits agricoles afin de la consommation. Une grande partie de l'offre du monde en fruits et légumes secs continue à être séchée selon la manière traditionnelle au soleil dans l'ouvert sans aides techniques. Cependant, la production à grande échelle limite l'utilisation de séchage normal en plein air du soleil. La méthode traditionnelle du séchage souffre de maint problème, parmi ces derniers sont le manque de capacité de commander le processus de séchage correctement, incertitudes du temps, coût de main d'œuvre élevé, nécessité des zones vastes, infection par des insectes et autres corps étrangers. Les solutions impliquant l'énergie solaire ont proposé des dispositifs de collection, ou les séchoirs solaires.

Un séchoir solaire correctement conçu peut alléger les inconvénients liés au séchage ouvert du soleil, et les qualités du produit sec (final) peuvent être améliorés.

Beaucoup des scientifiques ont étudié la modélisation de séchage solaire des produits agricoles et il y a également simulation des études sur les séchoirs solaires (directs, indirects) et le comportement de divers légumes et fruits, caractérisé par la cinétique de séchage.

Pour utiliser librement, l'énergie renouvelable et non polluante comme source principale fournie par le soleil, l'introduction des séchoirs solaires dans les pays en voie de développement peuvent réduire des pertes de récoltes et améliorer sensiblement, la qualité du produit sec comparé aux méthodes traditionnelles de séchage. Ces dernières années, les nombreuses tentatives ont été faites pour développer le séchage solaire principalement pour préserver les produits agricoles et les forêts. Des systèmes de séchage solaire doivent être correctement conçus pour répondre à des exigences de séchage particulier, de récoltes spécifiques, et pour donner l'exécution satisfaisante en ce qui concerne le besoin en énergie. Des caractéristiques du séchage des matériaux particuliers étant séchés et des modèles de simulation sont nécessaires dans la conception, la construction et l'exploitation des systèmes de séchage. Plusieurs chercheurs ont développé des modèles de simulation pour les systèmes à convection normale et à convection forcée.

L'objectif de notre travail consiste à développer un modèle mathématique, pour le séchage solaire sur couche mince des abricots, en utilisant un séchoir solaire indirect à convection forcée dans les conditions écologiques typiques du temps.

A cet effet, un système d'équations régissant le fonctionnement du séchoir et les différents coefficients d'échange thermique est établi. Une simulation mathématique nous a permis d'obtenir des résultats représentés graphiquement, suivi par une analyse et une discussion, des résultats et en plus d'une conclusion générale.

Le présent travail comporte trois chapitres et une partie annexe.

Le premier chapitre présente une étude bibliographique concernant les différentes méthodes de séchage, suivi par un bref historique sur le séchage solaire, les différents types des séchoirs solaires utilisés ainsi quelques travaux concernant le séchage et les séchoirs solaire.

Le deuxième chapitre est consacré à l'établissement des différentes équations, gouvernant le fonctionnement du système capteur et la chambre de séchage, les expressions des différents coefficients intervenant dans ce système d'équations avec une étude de simulation, et la discrétisation des équations thermiques. Ce chapitre est consacré aussi au gisement solaire, où on a exposé notamment la méthode de détermination du flux solaire incident.

Le troisième chapitre présente les différents résultats obtenus, l'influence de certains paramètres thermo- physiques sur le comportement du séchoir et son rendement, avec leur interprétation.

En fin, la partie Annexe comprend notamment, les caractéristiques physiques utilisées dans le séchoir, les propriétés thermo-physiques de l'air et du produit, et la méthode de résolution numérique utilisée.

# CHAPITRE I : Etude Bibliographique

## I.1. Séchage

### I.1.1. Définition

Le séchage solaire est considéré comme l'opération unitaire qui consiste à éliminer par évaporation l'eau d'un corps humide (produit). Ce dernier peut être solide ou liquide, mais le produit final est solide [4].

L'objectif de sécher un produit est d'abaisser sa teneur en eau, de telle sorte que son activité de l'eau soit portée à une valeur permettant sa conservation à une température ordinaire sur de longues durées (de l'ordre de l'année) [5].

L'élimination ou la séparation de l'eau peut être obtenue par voie mécanique ou thermique.

### I.1.2. Théories descriptives du phénomène de séchage

Plusieurs théories ont été proposées pour expliquer le phénomène de séchage, qui permettent d'étudier le transfert de masse et de chaleur dans un produit. Ces approches théoriques peuvent être classifiées comme suit:

- **Théorie de la diffusion du liquide (Modèle de Sherwood) (1929) [4],[6]**

Cette théorie suppose que le mouvement de l'eau vers la surface du solide est gouverné par la loi de Fick, qui traduit le phénomène de migration de la vapeur d'eau du milieu de forte concentration d'eau vers le milieu de faible concentration d'eau [7]. Autrement dit, du sein de la matière à sécher vers sa surface. Puis à la surface on assiste à l'évaporation due à un apport énergétique extérieur.

Cette théorie donne satisfaction pour le séchage des aliments et des grains, ce qui n'est pas le cas pour les autres produits.

Elle est critiquée pour sa faible représentation des phénomènes physiques, en la simple différence de concentration et de négliger par exemple le gradient de température dans le solide, ou de mettre le coefficient de diffusion constant, ce qui n'est pas valable pour tous les produits.

La diffusivité dépend de plusieurs facteurs, comme la nature du solide, et celle de l'humidité, le taux d'humidité et la température.

- **Théorie capillaire (1937) [4],[6]**

Cette théorie repose sur le fait que le mouvement de l'eau dans les pores résulte d'un potentiel de succion, dont le mécanisme a notamment été étudié par Jurin. Lorsqu'on place un capillaire

dans une cuve remplie d'eau, on observe une élévation du liquide dans le tube par rapport au niveau de la cuve. Cette théorie est appliquée à des produits poreux ou à des produits granulaires. Ceaglske et Hougen démontrent que pour le séchage d'un solide granulaire, l'écoulement de l'eau est entièrement dû aux forces capillaires, et totalement indépendant de la concentration [8].

Krisher de sa part démontre que la première période du séchage est contrôlée par la capillarité, ce qui est confirmé expérimentalement par Gorling sur la pomme de terre.

- **Théorie Whitaker (1977) [9]**

Whitaker propose une nouvelle façon d'écrire les équations de transfert de chaleur et de masse dans les milieux poreux. Il applique un système d'équations de conservation de chaleur et de masse, pour les trois phases contenues dans le milieu (solides, liquide et gaz) et les lois de la thermodynamique. Ensuite il applique pour chacune de phases la prise de moyenne avec certaines simplifications, en prenant un volume élémentaire représentatif à l'échelle des pores; ces paramètres permettent de considérer le milieu poreux comme un milieu continu équivalent. Il aboutit à un système d'équations permettant de calculer les différents paramètres décrivant le séchage. Cette étude peut être considérée comme le point de départ de nouvelles et modernes théories, puisqu'elle donne une très bonne concordance avec les résultats expérimentaux.

- **Théorie de Luikov (1934) [8]**

Luikov découvre le phénomène de la diffusion thermique de l'humidité. Il propose que le gradient de température est l'un des facteurs causant le transfert de l'humidité. Il s'est basé sur l'utilisation des équations fondamentales de la thermodynamique, et le processus de l'irréversibilité pour vérifier que le transfert de la vapeur et du liquide est divisé en deux parties: Un gradient de concentration et un gradient de température.

- **Théorie de Krischer-Berger et Pei (1938) [8]**

Krischer, suppose que pendant le séchage, l'humidité dans l'état liquide est due aux forces capillaires, et dans l'état vapeur au gradient de concentration de la vapeur.

Berger et Pei proposent que le transfert du liquide soit dû aux forces capillaires et au gradient de concentration, et la diffusion de vapeur est due au gradient de pression de la vapeur.

- **Théorie de Philip et De Vries (1957) [6]**

Philip et De Vries, proposent que le mouvement de l'eau soit dû à la capillarité et à la diffusion de la vapeur. Cette théorie est basée sur le développement d'un système d'équations décrivant l'humidité et le transfert de chaleur dans les matériaux poreux.

### I.1.3 -Modes de séchage

Parmi les techniques d'élimination d'eau par voie thermique, deux mécanismes peuvent être mis en œuvre pour extraire par évaporation l'eau d'un produit; des procédés par ébullition et des procédés par entraînement [4], [5]

- Par ébullition, le produit est porté à la température telle que la pression de vapeur d'eau du produit devient égale à la pression totale ambiante régnant dans le séchoir. La température du liquide est donc déterminée par la pression d'ébullition (par exemple 100°C pour l'eau à  $1,013 \times 10^5$  Pa) [4], [5]

- Par entraînement, l'énergie est apportée par un gaz vecteur en mouvement, généralement de l'air chaud. Ce gaz est conditionné de manière à ce que sa température soit supérieure à celle du produit, et la pression de vapeur d'eau  $P$  dans le produit est supérieure à la pression partielle d'eau  $p$  dans l'atmosphère qui l'entoure [4], [5]. Il y a séchage par entraînement, si  $P_t$  est la pression totale régnant dans l'installation, vérifié l'inégalité :  $p < P < P_t$ . Il s'agit en fait d'un transfert de masse par gradient de pression de vapeur d'eau.

Ces deux mécanismes peuvent se succéder au cours d'une opération de séchage ou coexister dans un produit à un moment donné. [5]

Le séchage fait appel aux trois modes de transfert de chaleur par conduction, par convection et par rayonnement, ainsi que le transfert de matière. Ceux-ci sont utilisés seuls ou combinés entre eux. [10]

#### a) Séchage par conduction [4]

L'énergie thermique nécessaire au séchage est apportée non pas un gaz en mouvement autour du produit à sécher, mais par contact direct entre le produit et une paroi chauffée. Le flux thermique dans ce mode de transfert est donné par la relation:

$$\frac{Q}{A} = \lambda \frac{dT}{dt} \quad (I.1)$$

Avec:

$\lambda$  : Conductivité thermique de la pellicule de produit (W/m.K)

$\frac{dT}{dt}$  : Gradient de température entre la paroi chaude et le produit

#### b) Séchage par convection

En séchage industriel, il s'agit probablement du mode de séchage le plus courant. Il consiste à mettre en contact, un gaz (air) s'écoulant en régime généralement turbulent, autour du corps à sécher, qui peut se présenter sous forme de particules, de gouttelettes, de fibres

ou de plaques, pour un séchage par convection, les échanges de chaleur et de masse entre le produit à sécher et l'air de séchage sont déterminés par les coefficients de transfert à la surface, qui dépendent des caractéristiques de l'air (vitesse, température, humidité).

En régime convectif, la chaleur est directement transportée par un fluide caloporteur, qui emmagasine la chaleur (air chaud, vapeur, eau, etc.). La convection est un mode de transfert rapide.

- Si le mouvement de fluide est renforcé par un travail mécanique « artificiel » (ventilation, agitation, pompage d'un fluide), on parle de « convection forcée ». [11]

- Si au contraire, le mouvement du fluide, n'est dû qu'à des courants thermiques ou des mouvements ascensionnels d'ébullition, la convection est dite « naturelle » [11]

D'une manière générale, le temps de séchage est réduit lorsque la différence de température, entre le fluide et le produit, est augmentée. Toutefois la thermo-sensibilité du produit (caractérisée par la température maximale qu'il peut supporter), limite la valeur de l'écart, notamment en fin de séchage. [4]

Ce type de transfert utilise l'équation suivante:

$$Q = \alpha.A.(T_a - T_s) \quad (I.2)$$

Avec :

$Q$  : La quantité de chaleur transférée par unité du temps (W)

$A$  : La surface d'échange ( $m^2$ )

$(T_a - T_s)$  : l'écart entre la température de l'air de séchage et la température superficielle du produit à sécher (K)

$\alpha$  : Le coefficient d'échange par convection ( $W/m^2.K$ )

### c) Séchage par rayonnement [4]

Ce mode est destiné aux produits en plaque (carton, viande), ou en fibre (tissu, papier), mais aussi aux produits granulaires de faibles épaisseurs (cigarettes). L'énergie est apportée aux produits à sécher par des ondes électromagnétiques (rayonnement), soit par élévation de la température d'un émetteur infrarouge. La quantité de chaleur transmise au produit par unité du temps par ce mode de transfert est donnée par :

$$Q = A_1.C \left( \left( \frac{T_1}{100} \right) - \left( \frac{T_2}{100} \right)^4 \right) . \phi \quad (I.3)$$

$$C = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{A_1}{A_2} \left( \frac{1}{\varepsilon_2} - 1 \right)} \quad (\text{I.4})$$

Avec:

$T_1$ : Température de la source émettrice (K)

$T_2$ : Température du produit (K)

$A_1$ : Surface du corps recevant le rayonnement (m<sup>2</sup>)

$A_2$ : Surface de l'émetteur infrarouge (m<sup>2</sup>)

$\varphi$ : Facteur de complexe tenant compte de la position relative de l'émetteur et du produit.

$\varepsilon_1$ : Emissivité du produit

$\varepsilon_2$ : Emissivité de l'émetteur

#### **d) Transferts de matière**

Le transfert de masse joue un rôle très important dans les opérations unitaires de base, telles que le séchage. Dans ces opérations physiques, la résistance au transfert de masse constitue le facteur limitant, quoique le transfert de chaleur et le flux du fluide soient impliqués dans le conditionnement et la conservation où le transfert d'humidité, vapeurs, gaz et composés aromatique, influent sur la qualité de l'aliment [12].

Les difficultés d'application des théories de transfert de masse, dans les processus de transformation des aliments, résultent des structures physiques complexes et de la composition chimique des denrées alimentaires qui varient pour une même denrée et change pendant la transformation.[12]

Il est à noter que la migration de l'eau (liquide ou vapeur) peut également s'effectuer par « filtration » à travers le produit poreux sous l'action d'une différence de pression entre l'intérieur et la surface. [5]

#### **e) Transferts d'eau en séchage**

Les corps à sécher sont constitués par une matrice continue, éventuellement interrompue localement, dans le cas d'un solide, par des pores pouvant déboucher à la surface de celui-ci. L'humidité peut se localiser aussi bien à la surface externe du produit que dans les pores ou au sein même de la matière (figure I.1) [4].

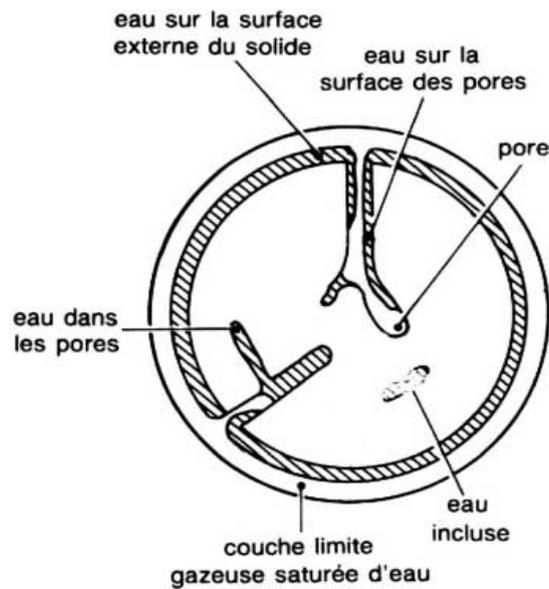
Le séchage peut être décrit comme un transfert d'eau couplé à un transfert de chaleur, dans un matériau poreux non saturé. Dans les produits biologiques le transfert interne d'eau est souvent le phénomène limitant. La taille des pores et la distribution des rayons des pores

dans le produit, influent sur le caractère hygroscopique du produit (plus les pores sont petits, plus le caractère hygroscopique est important) [5].

La vaporisation de l'eau nécessite un apport énergétique de source extérieure au produit à sécher, qui provoque la migration de l'eau vers le milieu ambiant. La vitesse de ce transfert de matière varie au cours du temps. Elle dépend des conditions ambiantes (température, humidité relative, vitesse des gaz en contact avec le produit), mais aussi de la nature même du solide et de l'eau [4].

Les difficultés sont plus complexes dans les aliments solides que dans les liquides.

Le transfert de masse implique un transfert d'une variété de composants avec la phase et en interphase par diffusion moléculaire naturelle ou par convection forcée. La masse est transférée par gradient de concentration ou de pression partielle [12].



**Figure I.1 : représentation schématique d'un solide humide**

### I.1.4. Description physique du séchage [4]

Les caractéristiques du séchage d'un produit ont une meilleure description lorsqu'elles sont représentées par des courbes. L'une des plus intéressantes et indispensable représentation est le taux d'humidité du produit  $n_s$  en fonction du temps  $t$  donnée sur la figure I.2, ou encore la vitesse du séchage  $dns/dt$  en fonction du temps  $t$  donnée sur la figure I.3. Ces courbes de séchage dont la forme la plus complète (c'est-à-dire lorsque toutes les phases de séchage existent).

Krisher a proposé un autre mode de représentation; c'est la vitesse de séchage  $dns/dt$  en fonction du taux d'humidité  $n_s$  représentée sur la figure I.4.

Ces trois types de représentation, mettent en évidence l'existence de plusieurs phases, pendant le déroulement du séchage. Toutes ne sont pas systématiquement observables. Dans le cas où elles sont identifiables, on distingue :

- la phase transitoire de mise en température du produit à sécher (AB) ;
- la phase à vitesse de séchage constante (BC) ;
- la phase à vitesse de séchage décroissante (CD).

C: est le point critique du séchage.

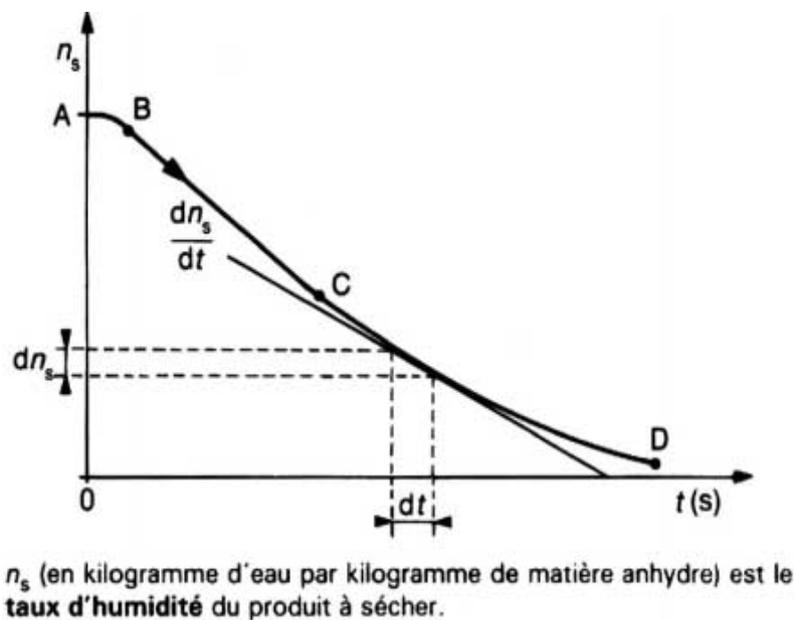


Figure I.2 : Courbe de séchage  $n_s = f(t)$

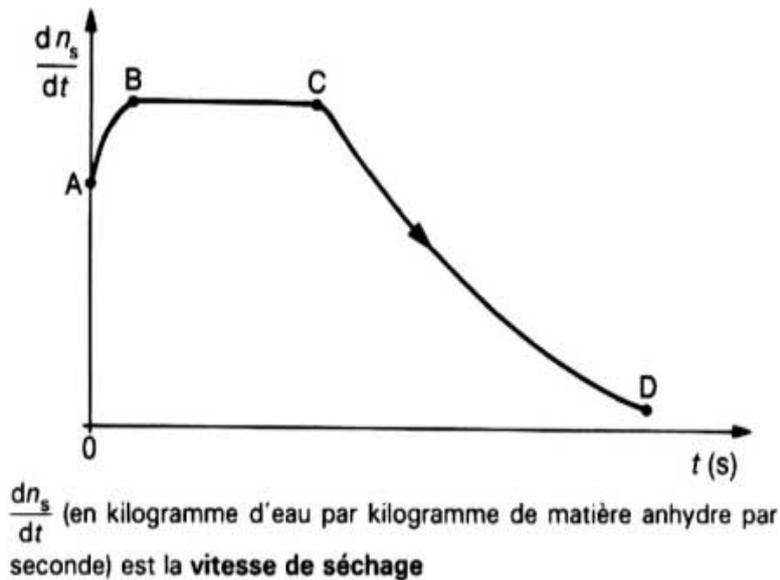


Figure I.3 : Courbe de séchage  $dn_s/dt = f(t)$

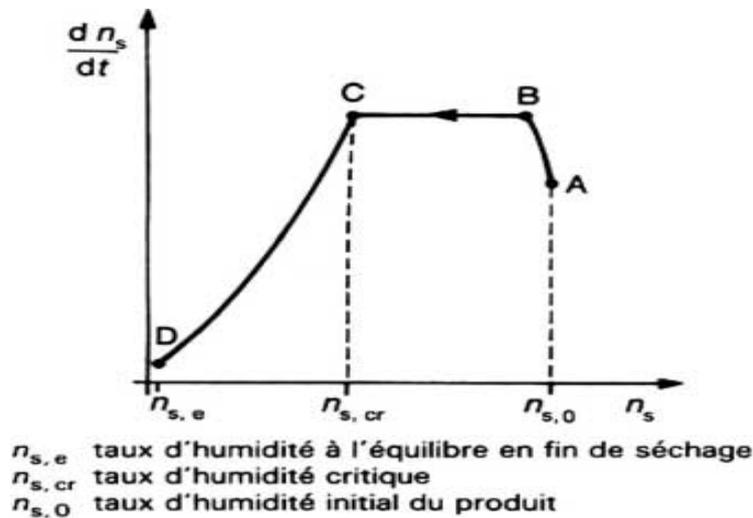


Figure I.4 : Courbe de séchage  $dn_s/dt = f(n_s)$

- **Phase transitoire (AB)**

A: est la valeur initiale de l'humidité.

Lorsque le produit, qui a une température et une humidité constante est mis dans le milieu du séchage, le produit ajuste sa température à la température humide du solide, parce que le produit est plus froid que l'air et la pression partielle de vapeur d'eau à la surface du produit est faible. Dans ce cas l'air chaud entraîne une élévation de température du produit jusqu'à ce que le transfert de chaleur compense exactement le transfert de matière [6]. Elle n'est pratiquement pas détectée, et n'a pas lieu lors du séchage des produits en particules ou en feuilles.

- **Phase à vitesse de séchage constante (BC)** [4], [8]

Pendant toute la durée de cette phase qui se poursuit jusqu'au point critique, la surface du produit est saturée en eau. Il s'y forme une couche limite, où la pression de vapeur d'eau est quasi égale à celle de l'eau pure dans les mêmes conditions de température et de pression. Cette situation résulte, soit de la présence d'eau en quantité importante à la surface du produit, soit d'une diffusion d'eau, au sein du produit vers sa surface externe, suffisamment rapide. Cette phase est comparable à l'évaporation d'un liquide.

La température du produit reste constante et égale à la température dite humide du fluide de séchage. La nature du produit n'intervient pas au cours de cette période, par contre la forme du solide peut influencer sur la vitesse de séchage qui, pendant cette phase, est égale à :

$$\frac{dw}{dt} = M \frac{dn_s}{dt} = K_G \cdot A \cdot (P_s - P_w) \quad (I.5)$$

$M$ : Masse du produit à sécher (kg)

$A$ : Surface à travers laquelle, s'opère le transfert d'humidité (m<sup>2</sup>)

$P_s$ : Pression de vapeur d'eau à la température  $T$  et à la surface du produit, pendant la phase à vitesse constante, cette pression est égale à la pression de vapeur saturée à la température du produit ou température humide (Pa)

$P_w$ : Pression partielle de la vapeur d'eau dans l'air (Pa)

$K_G$ : Coefficient global de transfert de matière (s/m)

Cette période s'achève lorsque le produit atteint une teneur en eau appelée, la teneur en eau critique.

- **Phase à vitesse de séchage décroissante (CD)** [4]

C'est la période de ralentissement, à partir de laquelle, la vitesse de séchage met à décroître. La teneur en eau correspondant à la transition entre période **BC** et **CD**, est appelée « teneur en eau critique » ou point critique du séchage.

Il se crée dans les produits poreux un front d'évaporation se dirigeant progressivement vers l'intérieur de la matière à sécher. La vapeur d'eau ayant un chemin, plus en plus important à parcourir, et pression à la surface du produit diminué, le potentiel d'échange va décroître comme, et par conséquent, la diminution de la vitesse de séchage.

Le flux de chaleur échangé avec l'air n'est plus totalement compensé par la chaleur latente, servant à la vaporisation et on assiste donc à une augmentation de la température du produit.

## **I.2. Les séchoirs**

### **I.2.1. Classifications des séchoirs industriels [13]**

Les séchoirs industriels sont classés selon :

#### **a) Propriété physique de la matière**

Les propriétés physiques de la matière à sécher sont le facteur le plus important pour le choix du séchoir.

#### **b) Méthode d'approvisionnement en énergie**

Lorsque l'énergie est fournie au produit (transfert de chaleur par convection) par l'air chauffé, le séchoir est classé de type convectif. Si la chaleur est transférée au produit avec un contact direct, le séchoir est classé de type conductif.

#### **c) la gamme de température**

Les systèmes de séchage peuvent être classifiés selon la gamme de température de fonctionnement, soit à hautes températures ou à basses températures. Les types de séchoir à hautes températures, sont employés lorsque le produit nécessite un gaz très chaud, et reste en continuité jusqu'à ce que le produit soit séché (le bois par exemple). Pour les types de séchoir à basses températures, ces dernières soient inférieures à 100°C.

#### **d) mode de répartition des nourritures**

##### **- Séchage en couche mince:**

Les fruits et légumes sont posés sur des claies, et séchés en couche mince lorsque l'air chaud traverse les produits de bas vers le haut.

##### **- Séchage en couche épaisse:**

Ce mode de séchage est généralement utilisé pour les fourrages, les céréales, le café etc. l'air chaud est soufflé dans un amas des produits, reposant sur une grille perforée.

### **I.2.2. les différents types des séchoirs solaires**

Il y a plusieurs types des séchoirs solaires développés pour servir les divers buts de sécher des produits agro-alimentaires selon le besoin local et la disponibilité [14]. On peut classer les séchoirs suivant la façon, dont ils utilisent le rayonnement solaire, en séchoirs naturels, séchoirs directs et séchoirs indirects.

- Un séchoir est dit direct, si le rayonnement solaire atteint directement le produit, le séchoir indirect lorsque les produits sont à l'abri du rayonnement.

- Un séchoir est dit à convection naturelle si la circulation d'air est assurée par thermosiphon et un séchoir en convection ventilée (forcée) si elle est assurée par une action mécanique.[15]

### **I.2.2.1. Les séchoirs naturels**

Ils utilisent directement le soleil et l'air, où les produits sont répartis sur des claies ou des nattes, dans des cribs, ou disposé même au sol. Les cribs sont orientés perpendiculairement au vent dominant (figure I.5.a).

Ces séchoirs sont très bon marché, mais nécessite une intervention humaine régulière, protection ou ramassage du produit en cas de pluie, malaxage fréquent, pour éviter la surchauffe de la couche supérieure et homogénéiser le produit pour permettre à la couche inférieure de sécher.

Ce type de séchoir est souvent traditionnel dans les communautés paysannes, pour répondre aux problèmes de la conservation temporaire du produit, en attendant la vente ou la consommation.

Il présente cependant, des inconvénients, qui sont : pertes du produit mal séché ou gâchés lors de remuage, destruction de vitamines A et C, par l'exposition directe au soleil, dégradation par les intempéries et les nuisibles (insectes, rats, poussières).

### **I.2.2.2. Les séchoirs solaires directs**

Par définition, les rayons du soleil frappent directement les séchoirs. Ce sont des appareils simples et rustiques d'un châssis vitré, sous lequel les produits à sécher sont des clayettes.

Une circulation d'air se fait à travers l'appareil, par tirage naturel dû au réchauffement (effet de cheminée) (figure I.5.b), ou par action du vent sur les ouvertures, mais rarement à l'aide d'un ventilateur (figure I.5.c), du fait de la rusticité des modèles.

Ce type de séchage présente deux avantages :

- les produits sont mieux protégés de l'attaque des mouches et autres insectes,
- ils sont soumis à un effet de serre, au même titre qu'un absorbeur de capteur plan, d'où une amélioration du bilan radiatif et une élévation de la température du produit à sécher, ce qui permet de diminuer notablement, les temps de séchage par rapport aux systèmes traditionnels.

Parmi les inconvénients de ce type d'appareil, on peut noter la destruction de certaines vitamines et la photo-oxydation du produit, dues à la partie des ultra-violets transmise par la couverture, et au risque de dépassement de la température maximale admise par le produit, souvent due à la mauvaise circulation de l'air, fréquente dans ces systèmes.

Pour la construction de ces séchoirs, on dispose d'une gamme variée de possibilité. Les matériaux et techniques employés doivent être compatibles avec l'air chaud humide et les

produits à sécher. S'il s'agit d'améliorer des procédés traditionnels, ceux-ci fourniront une base de solutions classiques et adaptées.

Ces appareils conviennent bien à une production artisanale, dispersée et diversifiée. Leur productivité est assez faible, de l'ordre de 5 à 10 kg de produits frais par mètre carré de claies. Les durées d'exposition, selon les conditions météorologiques locales et les produits à traiter, varient entre quelques heures, et trois à quatre jours.

Les bottes de séchage sont de petites unités, transportables, destinées le plus souvent à la cellule familiale, pour la conservation de ses produits. Des surchauffes peuvent y apparaître du fait de leur faible volume et du faible débit d'air qui les traverse en convection naturelle.

Les séchoirs "serres", sont une version à grande échelle des bottes de séchage ; leur utilisation est à envisager lorsqu'il faut sécher une grande quantité de produits frais. Pour être efficaces, les surfaces de séchage doivent être limitées à quelques mètres carrés.

### I.2.2.3. Les séchoirs solaires indirects

Les produits à sécher ne sont pas exposés directement au rayonnement solaire. Ils sont disposés sur des claies à l'intérieur d'une enceinte ou d'un local en rapport avec l'importance des quantités à sécher (figure I.6).

L'air neuf est admis dans l'enceinte de séchage après passage dans des capteurs à air ou autre préchauffeur, qui le réchauffent en fonction du débit utilisé.

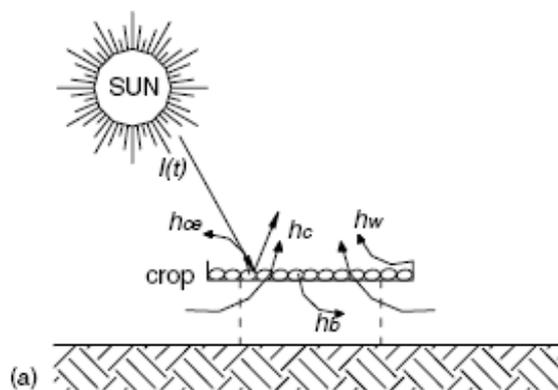


Figure I.5.a : schéma du séchage solaire en plein air

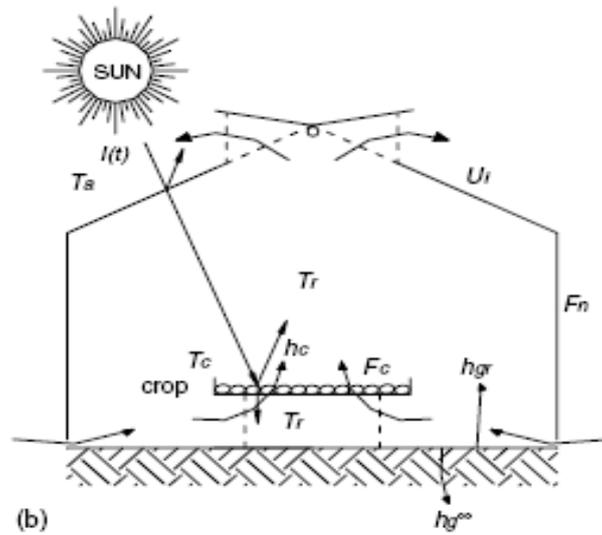


Figure I.5.b : schéma d'un séchoir solaire direct à convection naturelle

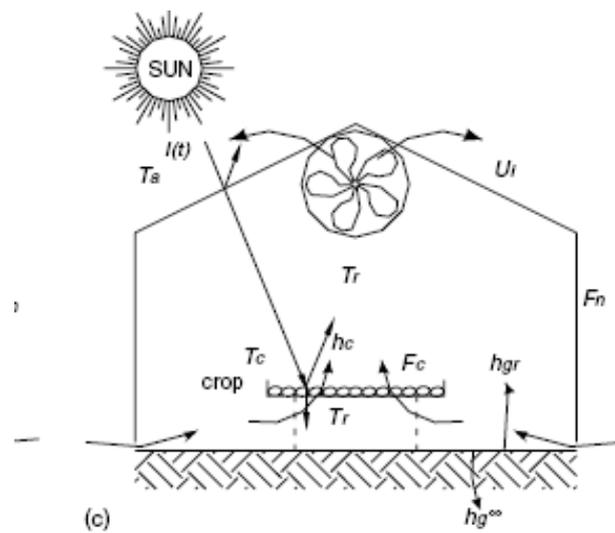
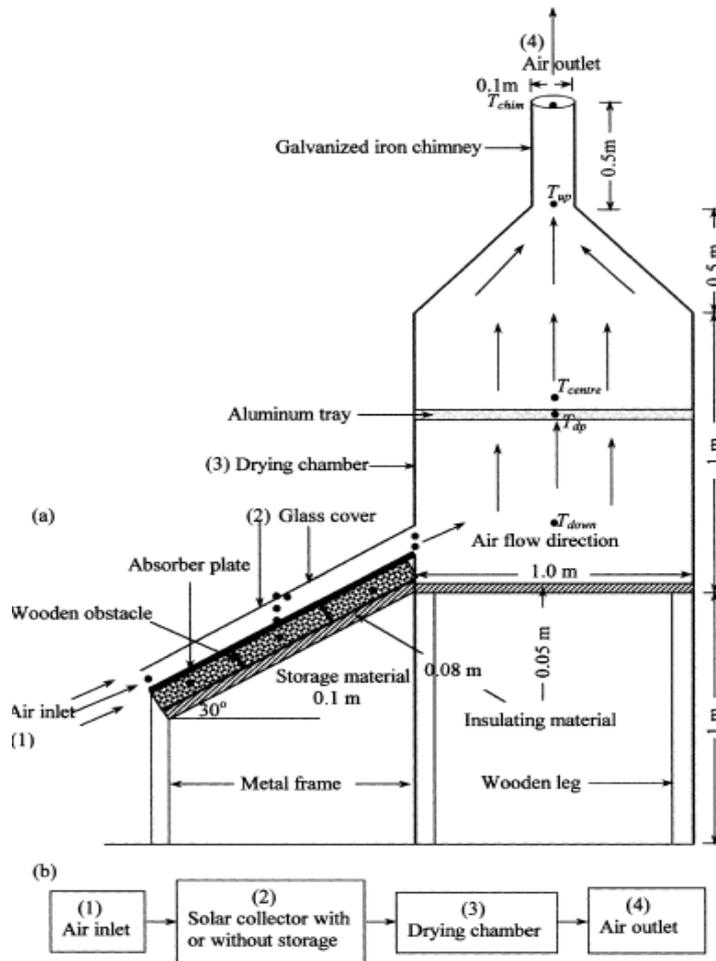


Figure I.5.c : schéma d'un séchoir solaire direct à convection forcée



**Figure I.6 : schéma d'un séchoir solaire indirect à convection naturelle**

#### **I.2.2.4. Les séchoirs solaires tunnels:**

Dans un séchoir tunnel, il y a sur la longueur du séchoir, une succession d'états de température et d'humidité.

Ils sont tous à ventilation mécanique, soit à l'aide d'un simple ventilateur, placé en dehors du séchoir, soit par des ventilateurs multiples placés à l'intérieur de celui-ci (figure I.7)

Il existe des séchoirs tunnels, non seulement pour les industries du bois mais aussi pour le séchage de peinture, de vernis, et le séchage avant cuisson des produits céramiques (tuiles, briques, poteries culinaires, assiettes, etc..).

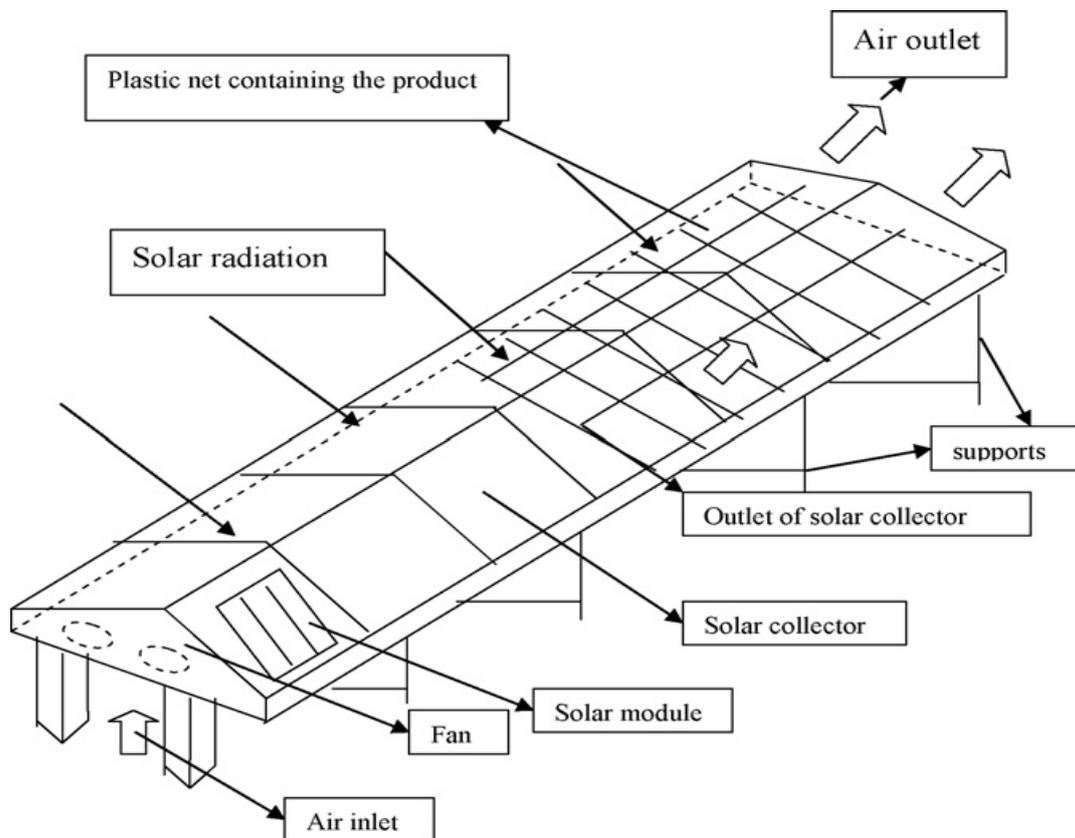


Figure I.7 : schéma d'un séchoir solaire tunnel

### I.3. Les capteurs solaires [16]

Les capteurs solaires sont des systèmes, qui captent et transforment l'énergie du rayonnement solaire en énergie thermique. Cette transformation est obtenue à l'aide des collecteurs thermiques. Il existe deux principaux types de capteurs solaires:

- Les capteurs plans
- Les capteurs concentrateurs

#### 1.3.1. Capteurs plans [16], [17]

Les capteurs plans (figures I.8.a et I.8.b) absorbent le rayonnement solaire à l'aide d'une plaque noire (absorbeur) et munie de fines conduites destinées au fluide caloporteur. Lorsqu'il traverse les conduites, sa température (liquide ou air) augmente, en raison

de la chaleur reçue par la plaque absorbante. Il est constitué d'une couverture transparente (polycarbonate, verre), qui piège le rayonnement solaire thermique absorbé par la plaque noire qui chauffe les fluides caloporteurs à des températures inférieures à 100°C avec un rendement variant de 40% à 80 %.

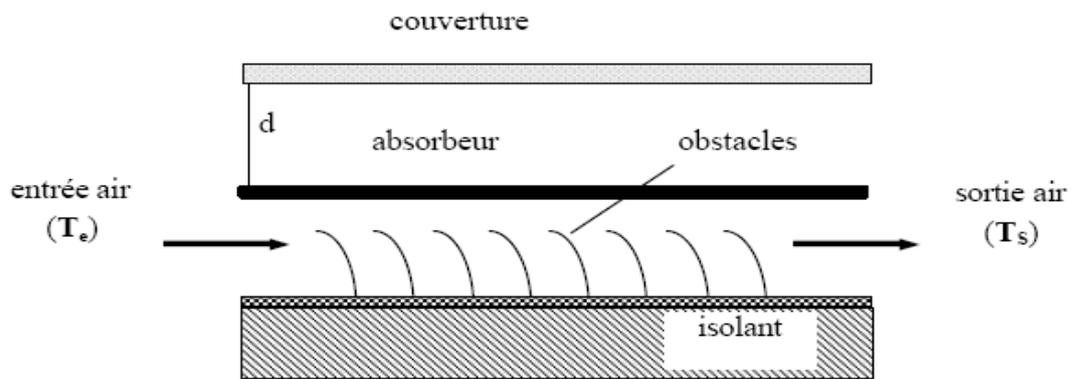


Figure I.8.a : Schéma d'un capteur plan à air [18]

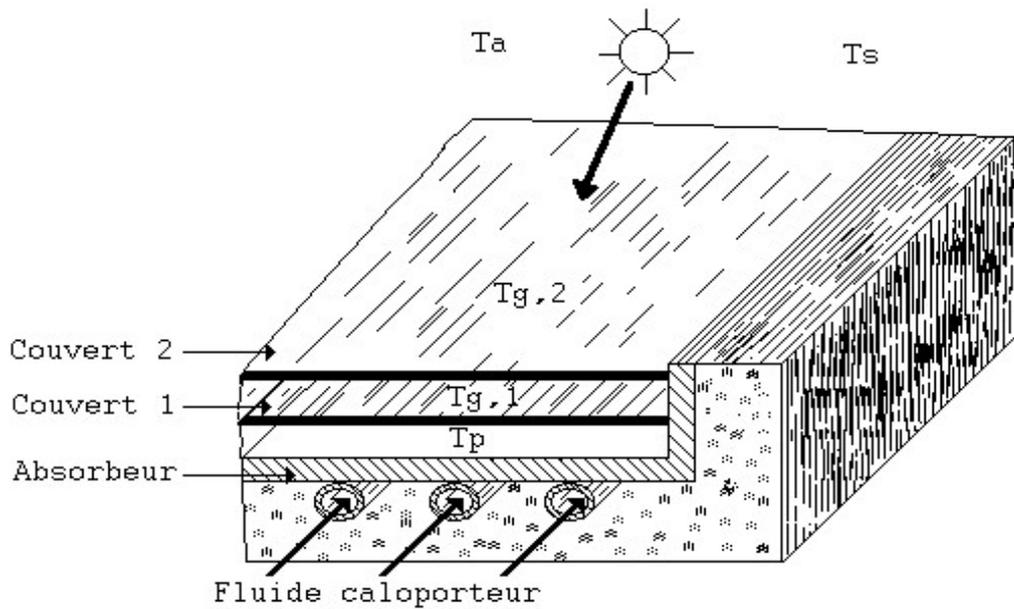


Figure I.8.b : Schéma d'un capteur plan à air

### I.3.2. Capteurs concentrateurs [16], [17]

Les capteurs solaires plans ne peuvent généralement pas porter les fluides caloporteurs à très hautes températures. C'est pour cela, il est possible d'utiliser des capteurs concentrateurs en demi cercle (Paraboliques) (figure I.9), qui concentrent le rayonnement solaire capté sur un tuyau où circule le fluide caloporteur. Cette concentration provoque une augmentation de la température qui peut atteindre plusieurs centaines de degrés Celsius.

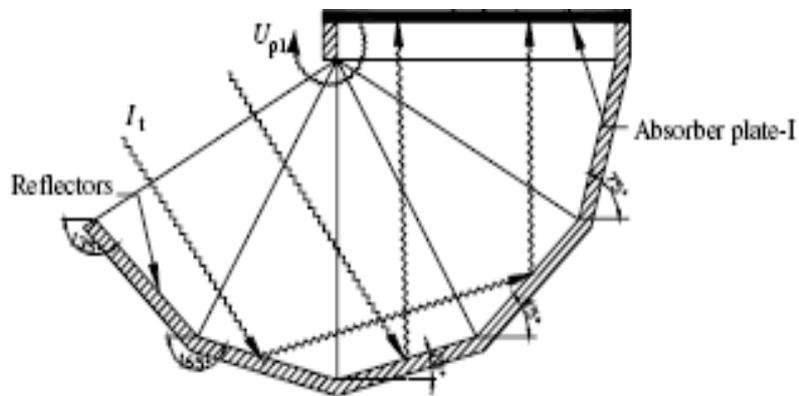


Figure I.9: Schéma simple d'un capteur solaire concentrateur

## I.4.Travaux antérieurs concernant le séchage et les séchoirs solaires

Dans la suite de section, nous présentons les principales recherches ayant abordé le séchage et les séchoirs solaires. Dans tous ces travaux les chercheurs se sont motivés leur contribution par l'avantage à ce type de séchage qui est principalement la propreté et le caractère, renouvelable de l'énergie utilisée à savoir l'énergie solaire.

L'ensemble de ces travaux peuvent être divisés en deux classes: les séchoirs directs et le système indirect.

Au sein de l'école de l'énergie et Etude environnementales à l'Inde, **Dilip R. et al** [19], dans ce travail, ont utilisé un séchoir solaire indirect, fonctionnant à convection naturelle (figure I.10), leur séchoir est composé d'un capteur solaire et d'une chambre de séchage. Les résultats obtenus par ce séchoir, concernant la température qui varient entre 50 °C et 55 °C. Durant la période d'expérimentation qui s'étale de Mars à Mai, les températures obtenues étaient suffisantes pour le séchage de plusieurs produits (fruits et légumes). Ils ont observé que le séchage des raisins par ce système prend 4 jours, alors que le séchage traditionnel nécessite de 7 à 15 jours.

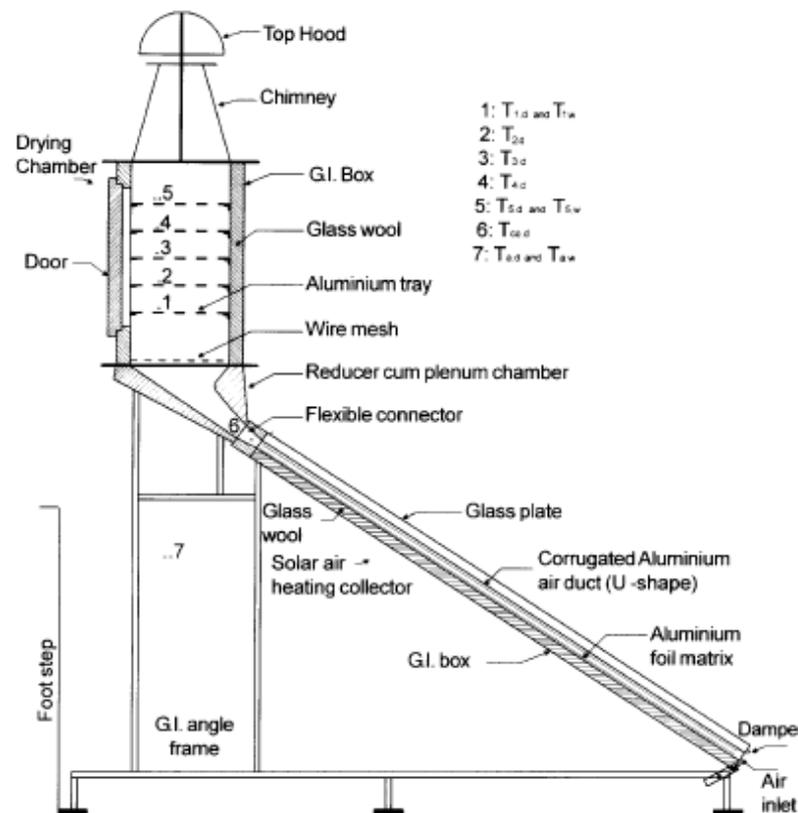
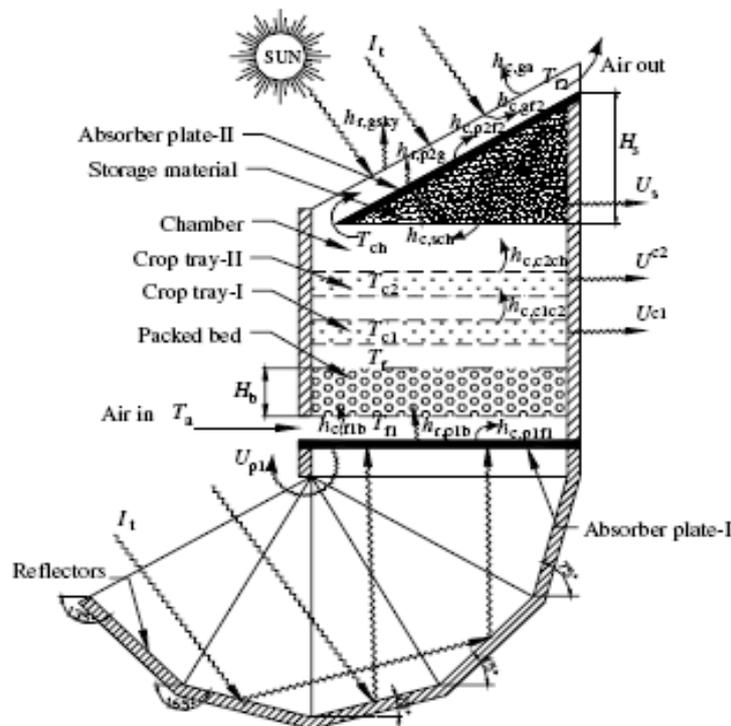


Figure I.10: Schéma d'un séchoir solaire à convection naturelle [19]

**M. Krokida** [20], dans ce travail, s'est intéressé à plusieurs paramètres intrinsèques et extrinsèques. Pour les paramètres extrinsèques il a pris en considération, entre autre la température, l'humidité et la vitesse de l'air, pour les paramètres intrinsèques il a considéré, entre autre, les dimensions des produits. L'objectif de son travail est d'étudier l'influence de ses paramètres sur la cinétique du séchage. Les plages de valeurs pour les différents paramètres choisis durant l'expérience sont les suivants: 5, 10 et 15 mm pour le diamètre du produit; 65, 75 et 85 °C pour la température de l'air; et 1.5, 2 et 2.5 m/s pour la vitesse de l'air et finalement 20 %, 30 % et 40 % pour l'humidité relative de l'air.

Ce qui a ressortit des différents résultats obtenus par cette étude est l'importance des certains paramètres, à savoir les conditions extérieures et les attributs du produit pour l'expression d'un modèle mathématique du séchage. Il a été constaté, également l'importance de la température de l'air comparée à sa vitesse, vis-à-vis à l'altération du séchage.

**Dilip J** [21], développe un nouveau type de séchoir à convection naturelle avec une unité de stockage thermique pour assurer l'air chaud pendant la période non ensoleillée. Ce type se compose d'un réchauffeur d'air plat, relié avec réflecteur de forme polygonale pour refléter le maximum du rayonnement solaire incident (figure I.11). Ce système est destiné pour le séchage de l'oignon, avec une capacité de 90 kg. Cette opération est effectuée pendant un jour du mois d'octobre.



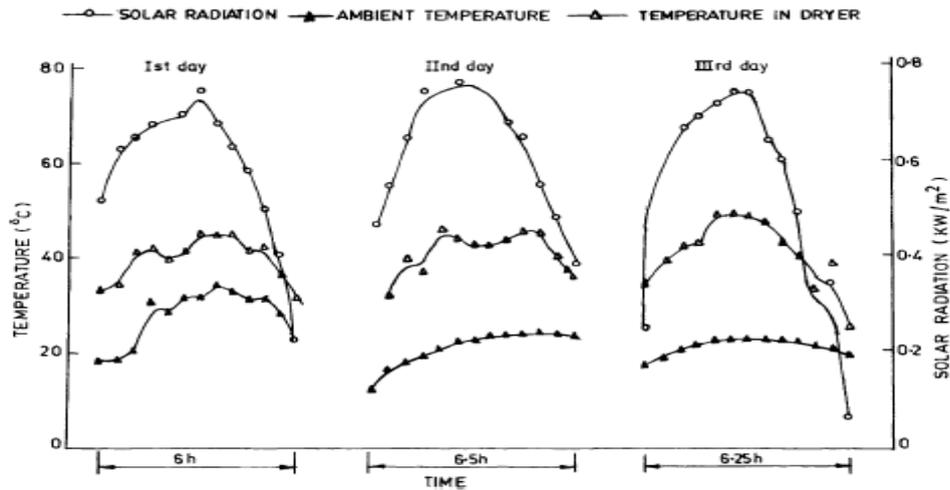
**Figure I.11: Schéma d'un séchoir solaire avec stockage thermique [21]**

**Singh S. et al** [22], ont procédé une étude expérimentale au sein d'un séchoir à effet de serre de simple conception et à des petites exploitations agricoles (figure I.12).

Dans cette étude, ils ont conclu que ce type de séchoir ne peut engendrer que des faibles vitesses pour l'air asséchant; la différence de niveau entre le bas et le haut du séchoir est petite. Dans ces conditions, il est à craindre la présence de températures trop élevées qui risqueraient de détériorer le produit. Le séchage ne dépassait pas les six heures les premiers jours (figure I.13) à cause de l'effet du rétrécissement du produit. Au début, ceux sont les premières claies qui séchaient, puis et à cause du vide entre les produits crée par le phénomène de rétrécissement, le séchage est inversé, c'est-à-dire que les dernières claies sèchent avant les premières. Ce qui reprend le séchage au jour suivant après avoir vidé les premières claies et remplie les dernières claies.

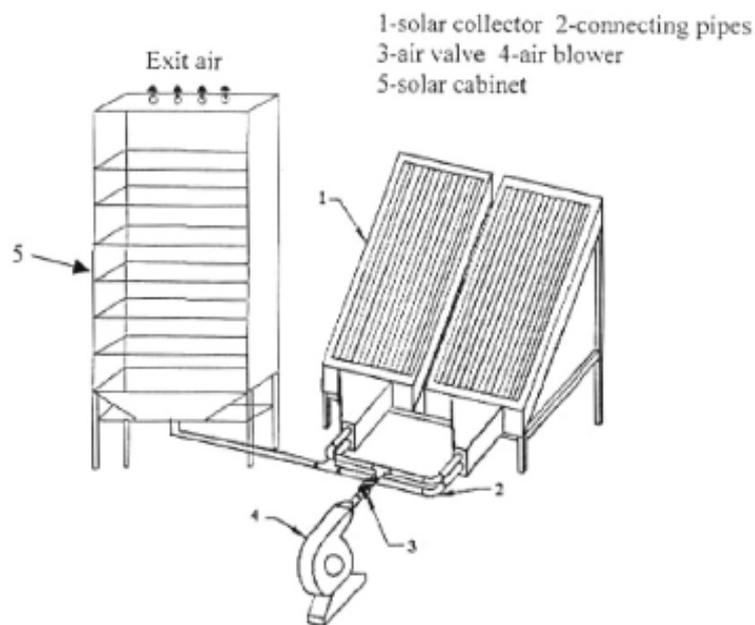


**Figure I.12: Schéma d'un séchoir solaire direct à convection naturelle**



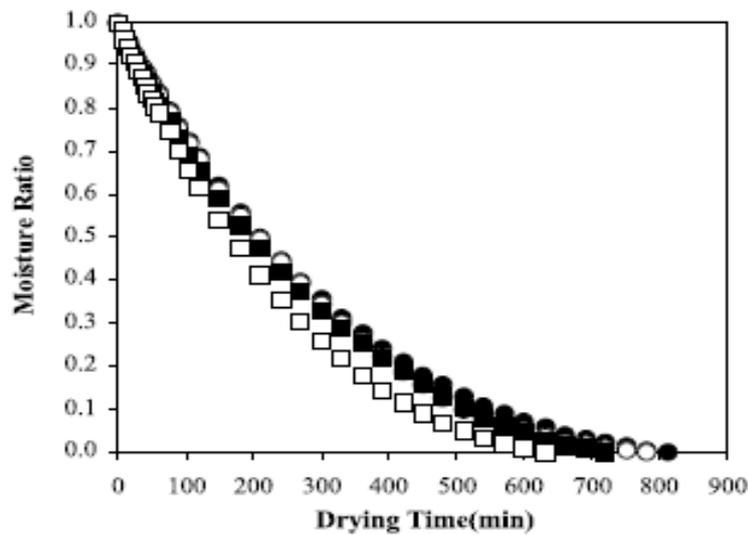
**Figure I.13 : Courbes représente les différentes températures pendant le séchage**

L'étude expérimentale de **Khalil E.J. et al** [23] est basée sur l'efficacité thermique d'un séchoir solaire indirect à convection forcée, qui se compose de trois parties (figure I.14), collecteur solaire, chambre de séchage et un ventilateur. Ce type de séchoir est destiné à sécher les produits (raisins, abricot, et les haricots). Des expériences ont été faites au fonctionnement de trois débits différents (0.076, 0.063 et 0.046m<sup>3</sup>/s). Le procédé expérimental indique que la température de l'air à la sortie du capteur est le facteur le plus important, et montre que lorsque le débit augmente la température diminue.



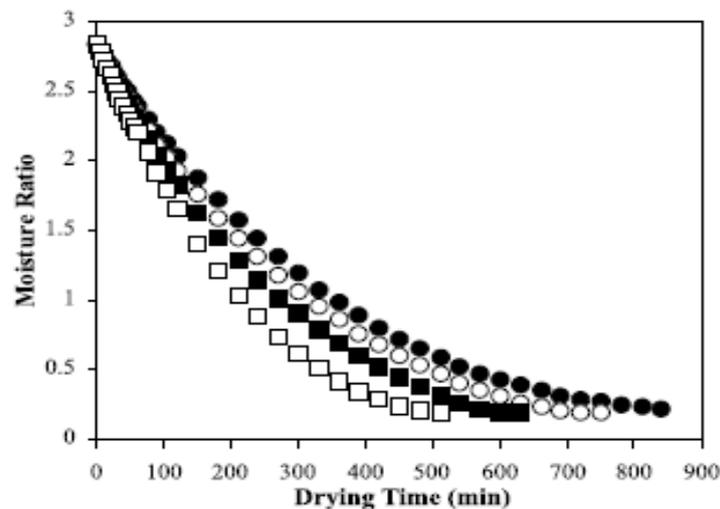
**Figure I.14 Schéma du séchoir solaire étudié**

Une étude expérimentale a été réalisée à la Turquie par **Inci Türk Togrul et al** [24], sur le comportement de séchage des abricots, à l'aide d'un séchoir simple. Les résultats obtenus par ce séchoir concernant la température de l'air qui varient entre ( 50 °C, 60 °C, 70 °C et 80 °C) et la vitesse d'écoulement de l'air entre (0.2, 0.5, 1.0 et 1.5 m/s) avec une teneur en eau initiale de 74% jusqu'à une teneur en eau finale qui varié entre (16-18%) avec l'utilisation de quatorze modèles mathématiques différents, comparés au du coefficient de corrélation, ils indiquent que le modèle logarithmique est le meilleur modèle qui peut décrire les courbes du séchage solaire des abricots, avec un coefficient de corrélation de 0.994. Ils observent également que la décroissance de taux du séchage avec le temps, basée sur le changement de la vitesse et de la température de l'air. Voir figures I.15 et I.16.



**Figure I.15 : Influence de la température de l'air sur la cinétique de séchage [24]**

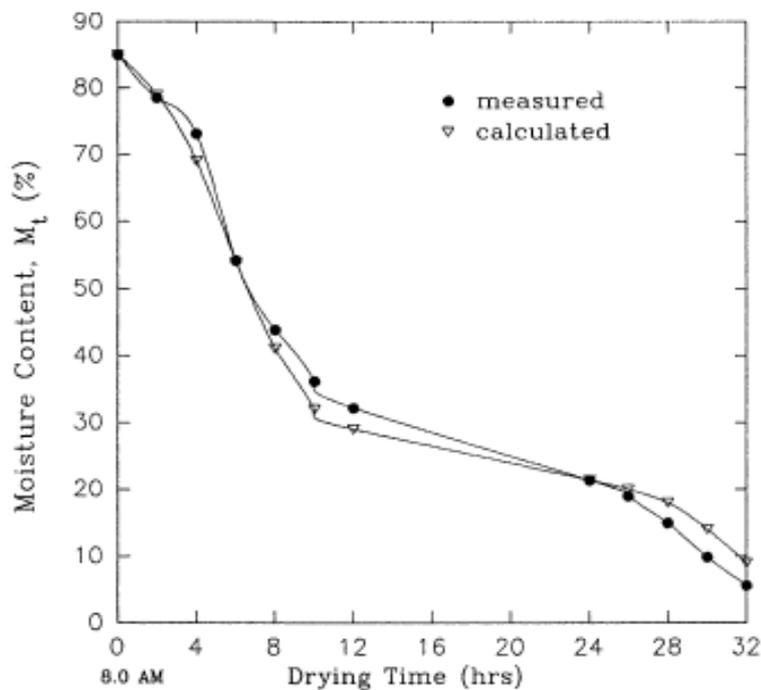
(●) 50 °C, (○) 60 °C, (■) 70 °C and (□) 80 °C.



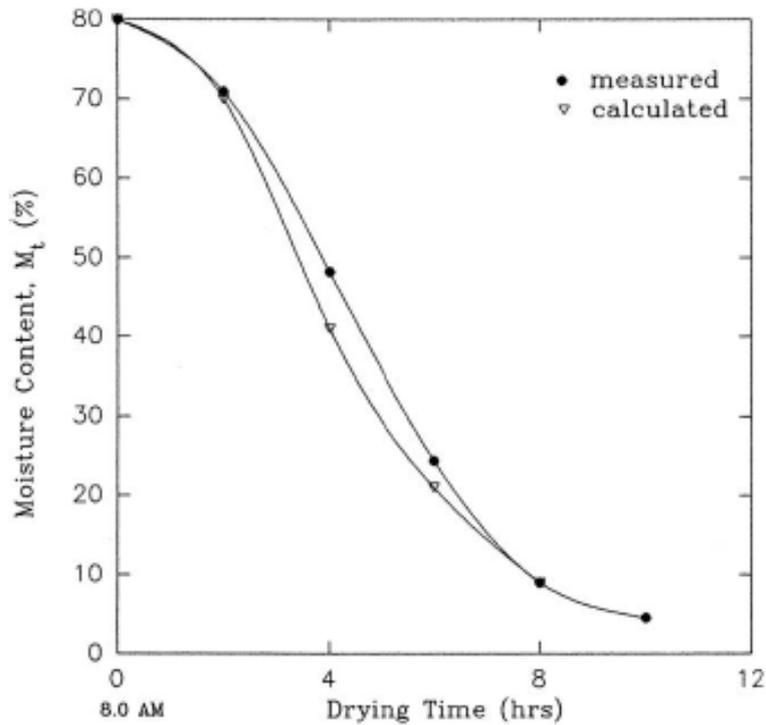
**Figure I.16 : Influence de la vitesse de l'air sur la cinétique de séchage [24]**

(●) 0.2 m/s, (○) 0.5 m/s, (■) 1.0 m/s and (□) 1.5 m/s.

L'étude de **A.A. El-Sebaili et al.** [25], présentent une série d'expériences pour le séchage des figes qui sont coupés en tranche et traités chimiquement dans un séchoir solaire indirect avant le séchage pour augmenter l'évaporation de l'humidité à l'intérieur de produit et par conséquent le temps de séchage va diminuer. Parmi ces résultats obtenus par cette étude, que le séchage des figes dans l'état normal, diminue sa valeur initiale de la teneur en eau, jusqu'à la valeur de l'humidité d'équilibre après 32 h (figure I.17), mais la même masse des figes atteint la même valeur après seulement 12 h (figure I.18), quand les échantillons sont coupés et traités. Ils ont remarqué aussi, que la dimension du produit est le facteur principal qui influé sur le processus de séchage solaire.

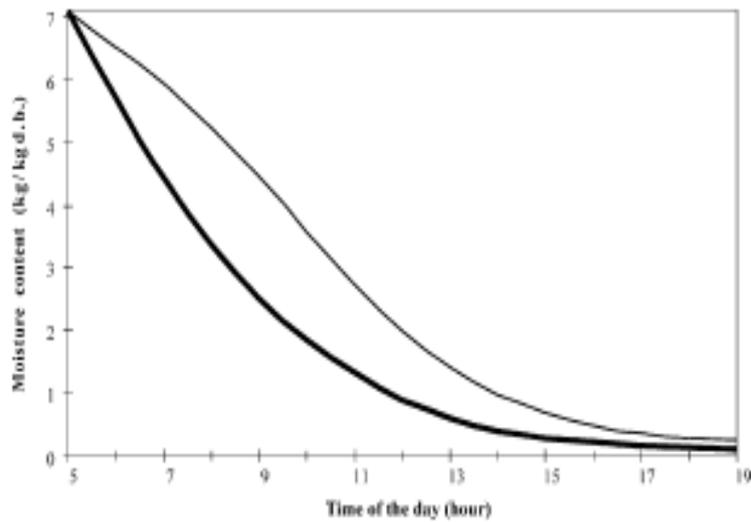


**Figure I.17 : Comparaison entre la teneur en eau calculée et mesurée (durant 32 h de séchage)**



**Figure I.18 : Comparaison entre la teneur en eau calculée et mesurée durant 12 h de séchage**

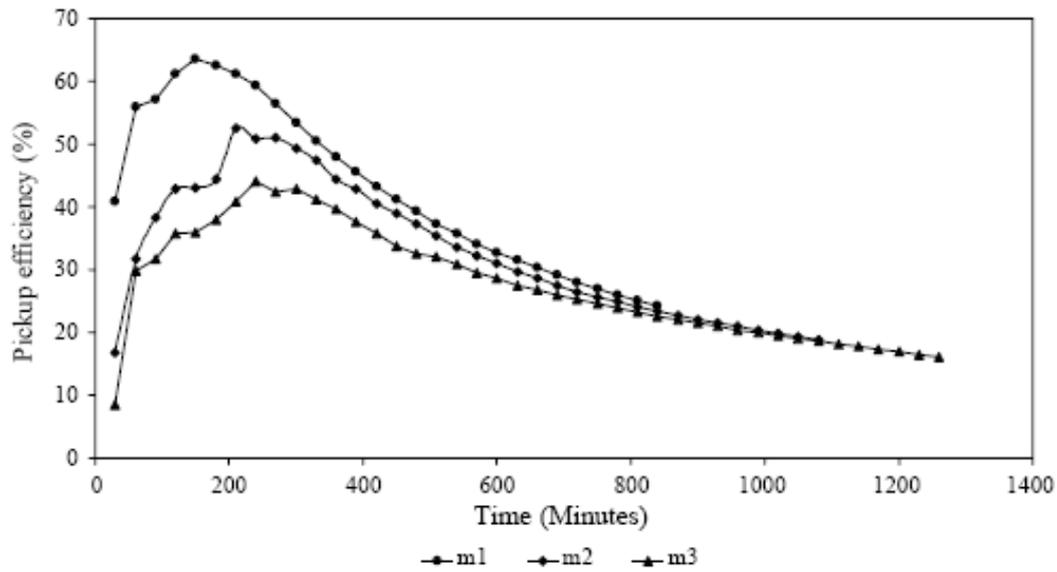
L'étude de **Bennamoun.L et al.** [26], montrent l'importance du séchage solaire utilisant l'appoint de chauffage par rapport au séchage sans appoint, dans un séchoir solaire de type indirect fonctionnant en convection forcée, pour sécher les oignons. La conclusion de ces résultats ont montré que la teneur en eau du produit sans utilisation d'appoint de chauffage n'a pu atteindre la valeur voulue en fin de séchage, par contre la teneur en eau du produit avec utilisation d'appoint atteint la valeur voulue, un gain de temps de séchage est obtenu, il est évalué peu après 15 h en général. L'utilisation d'un appoint peut réduire considérablement le temps de séchage voir figure I.19.



**Figure I.19: L'influence de l'utilisation d'un appoint de chauffage sur l'humidité de produit**

(Avec un appoint de chauffage **——**) (Sans appoint de chauffage **——**)

**Shanmugan V. et al** [27], développent un séchoir solaire de type indirect fonctionnant en convection forcée, fabriqué et exécuté dans des conditions climatiques chaudes et humides en Chennai à l'Inde, pour étudier l'efficacité thermique et l'humidité enlevée pendant le séchage de 75 kg de pois. Ce système est couplé par un capteur solaire orienté vers le sud pour maximiser le rayonnement solaire incident. La conclusion de ces résultats montre que le séchage dans un séchoir de type intégré se continue dans les heures non ensoleillées en plus la qualité du produit est améliorée pour un débit d'air varie entre 0.01, 0.02 et 0.03 kg/s par rapport au produit qui sèche en continuité, ainsi que l'efficacité thermique atteint 63 % (figure I.20), et le taux d'extraction d'humidité varie de 0.55 à 0.85 kg/kWh. (Tableau I.1).

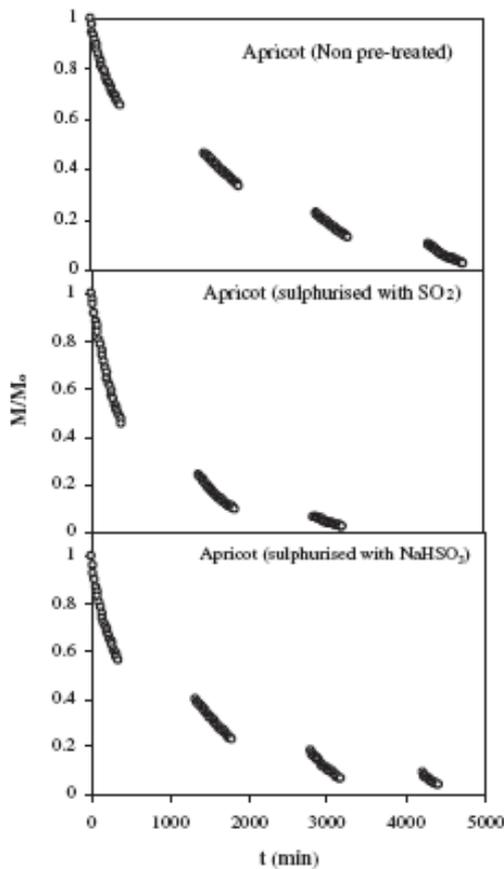


**Figure I.20: variation de l'efficacité thermique avec le temps de séchage [27]**

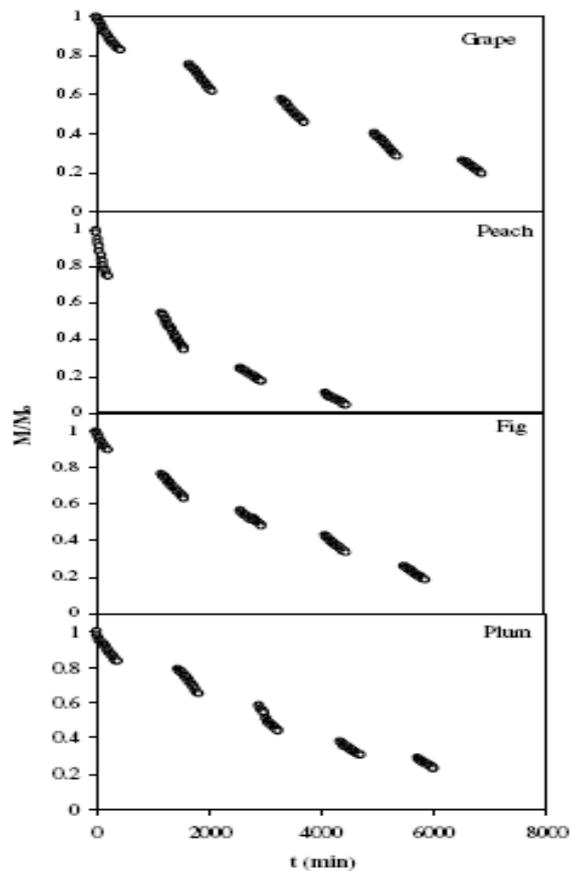
| Air flow rate (kg/m <sup>2</sup> s) | Drying time (h) | Specific moisture extraction rate (kg/kW h) |
|-------------------------------------|-----------------|---|
| 0.03                                | 14              | 0.82  |
| 0.02                                | 18              | 0.65  |
| 0.01                                | 21              | 0.55  |

**Tableau I.1 : Taux d'extraction spécifique d'humidité du système pour le séchage de 20 kg de pois à différents débit d'air [27]**

Une autre étude expérimentale a été réalisée par **Inci Türk Togrul et al** [28], sur le comportement de séchage des raisins, pêches, figes et prunes à l'aide d'un séchage naturel, dont une plage de température ambiante de 27°C à 43 °C et le rayonnement solaire de 0.72 MJ/m<sup>2</sup>h à 2.93 MJ/m<sup>2</sup>h. Les courbes de taux de séchage de ces fruits n'ont contenu aucune période de taux constant, mais ont montré une période de taux de chute. (figures I.21 et I.22). Douze modèles mathématiques ont été examinés pour adapter le taux de séchage des fruits. Parmi ces modèles, l'approximation du modèle modifié de Henderson et de Pabis utilisé pour l'abricot traité, le raisin et la prune, et le modèle donné par Verma appliqué à la pêche. Les modèles choisis ont été également étudiés par multiples essais statistiques. Les résultats obtenus par ces essais ont également une bonne concordance avec les modèles choisis.



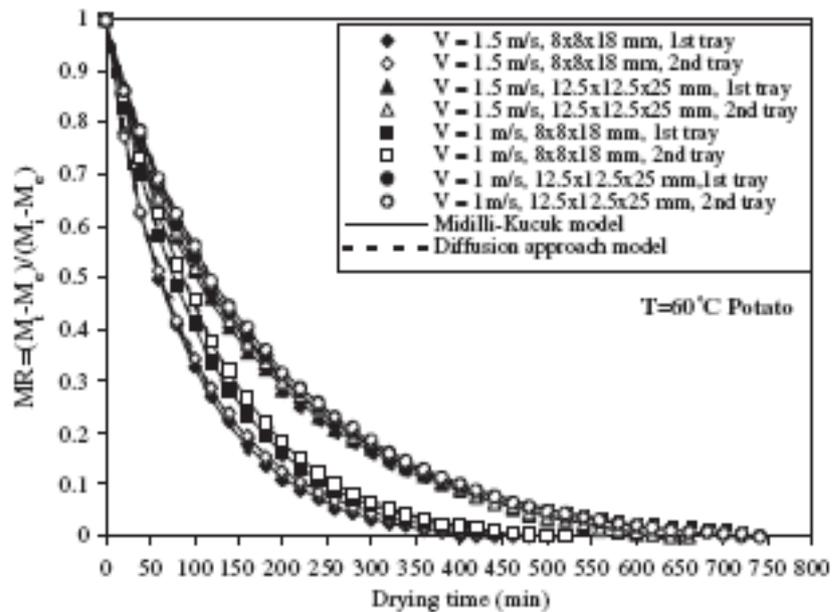
**Figure I.21: courbes de séchage des abricots [28]**



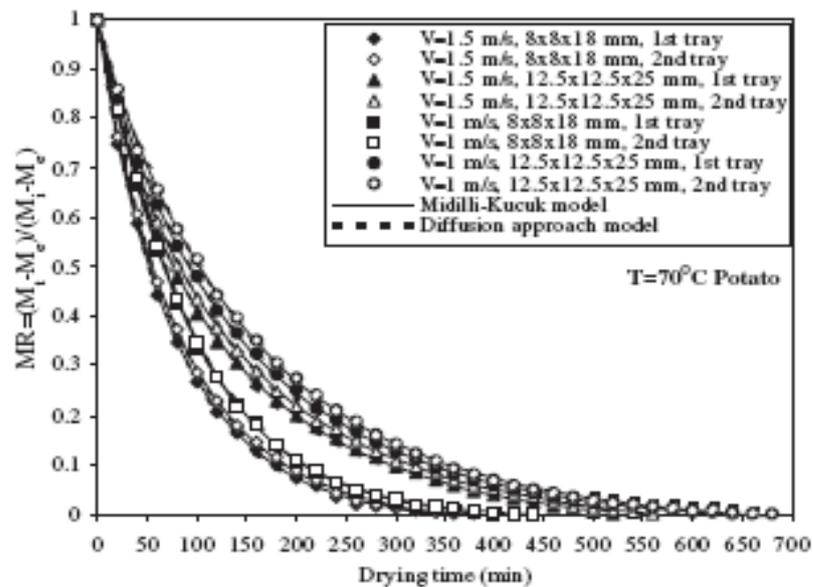
**Figure I.22: courbes de séchage (raisin, pêche, figue et prune) [28]**

L'étude théorique de **Ebru Kavak Akpinar** [29], présente une modélisation mathématique du séchage sur couche mince des tranches de pomme de terre, de pomme et de potiron dans un séchoir cyclone. Afin d'estimer et choisir l'équation de séchage approprié, treize modèles différents, qui sont semi théorique et/ou empirique, ont été appliqués aux données expérimentales et comparés selon leurs coefficients de détermination ( $r$ : coefficient de corrélation et  $\chi^2$ : chi carrée), qui ont été prévus par analyse de régression non linéaire élaboré par un programme informatique de statistique. Ils ont déduit que le modèle de Midilli Kucuk est le meilleur modèle qui permet de décrire d'une manière satisfaisante, les caractéristiques du séchage pour les tranches de pomme de terre, pommes et potiron, qui ont donnée les meilleurs résultats, et ont montré la bonne concordance avec les données expérimentales obtenues à partir des expériences comprenant le processus de séchage sur couche mince. Les

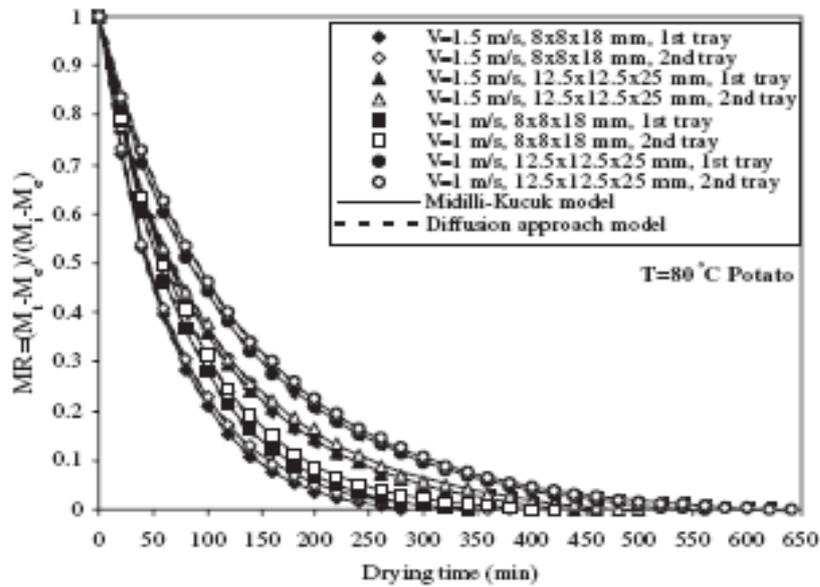
résultats indiquent que l'augmentation de la température de l'air entre 60 à 80 °C, une gamme de vitesse de l'air de 1 à 1.5 m/s et les différents diamètres des cubes de ces produits, conduit à l'augmentation du taux de séchage et à la réduction du temps de séchage (figures I.23, I.24 et I.25)



**Figure I.23 : Variation de taux d'humidité en fonction de temps pour les tranches de pomme de terre à 60 °C [29]**



**Figure I.24 : Variation de taux d'humidité en fonction de temps pour les tranches de pomme de terre à 70 °C [29]**



**Figure I.25 : Variation de taux d'humidité en fonction de temps pour les tranches de pomme de terre à 80 °C [29]**

**Inci Türk Togrul et al** [30], ont procédé à une étude expérimentale et comparative, de la cinétique de séchage solaire des abricots, sur couches minces en plein air et dans un séchoir solaire indirect fonctionnant en convection forcée, qui comprend un capteur solaire de type concentrateur conique. Ces expériences de séchage qui ont été effectuées pendant les périodes de Juin à Août 2000 et selon les conditions climatiques de Elazig à la Turquie. Et avec un changement de plusieurs paramètres d'entrée comme: la température de l'air (50 à 80 °C), et différents débit massique de l'air à la chambre de séchage (50, 60 et 70 kg/h).

Dans cette étude, ils ont conclu que les abricots sèchent 2 fois plus vite dans un séchoir solaire qu'à l'air libre selon l'augmentation des taux de séchage, c'est-à-dire que les niveaux de séchage finaux sont réalisés dans 68-78 h dans un séchoir solaire, alors qu'il prend environ 112 h en plein air. Voir les courbes des figures I.26 et I.27

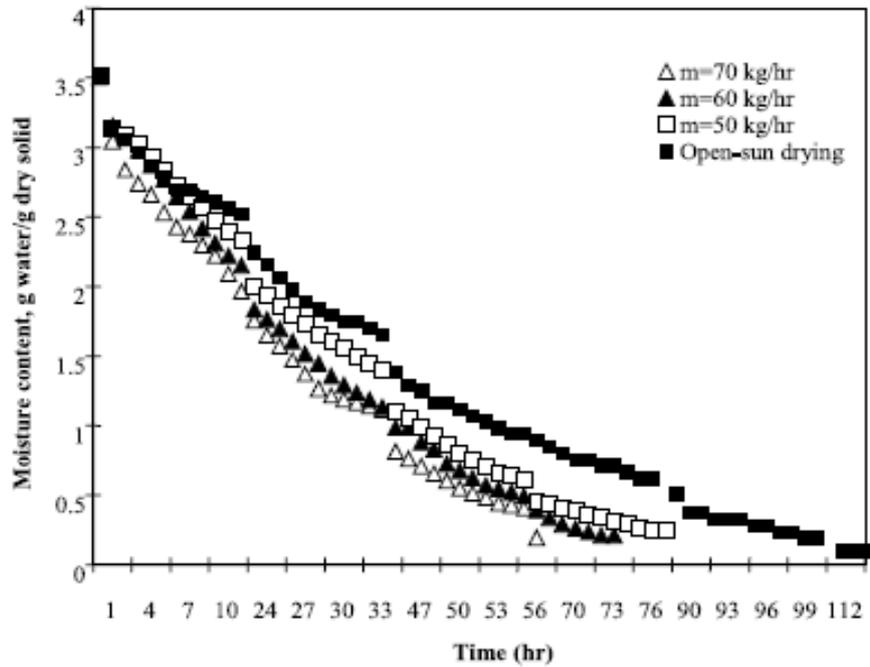


Figure I.26 : La cinétique du séchage solaire d'une couche des abricots aux différents débits d'air [30]

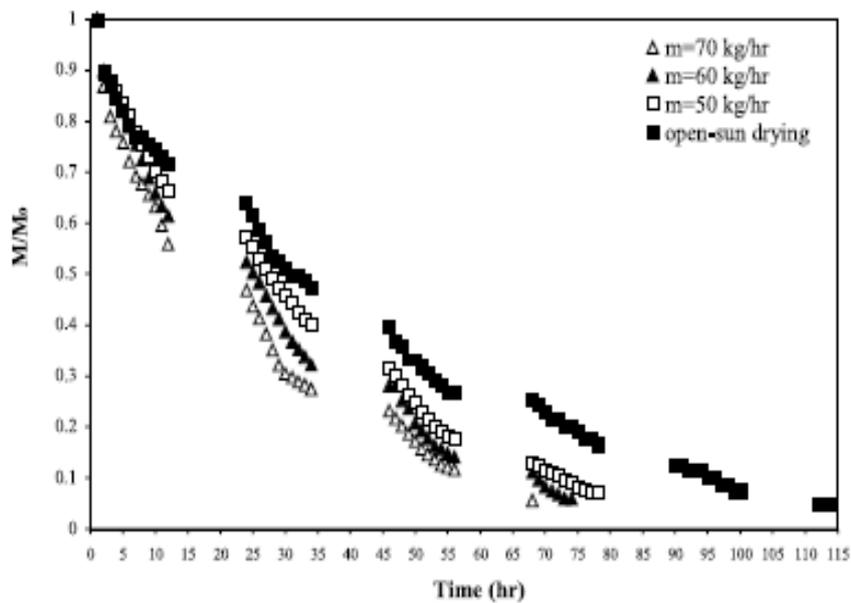


Figure I.27 : variation de taux d'humidité en fonction du temps pour les abricots [30]

Conclusion de ces travaux antérieurs est l'importance qu'il faut donner au choix du modèle pour une bonne représentation du séchage, et l'effet du design du séchoir sur l'énergie dépensée et le temps de séchage. La comparaison entre les différents séchoirs permet d'avoir une idée sur les performances des séchoirs solaires.

## 1.5. Différents modèles de la cinétiques de séchage [28], [31]

Plusieurs chercheurs ont proposé des modèles mathématiques pour décrire le phénomène de changement d'humidité, et le transfert de chaleur et de masse dans le séchage. Parmi ces modèles et les plus utilisés sont:

### 1.5.1. Modèle de Lewis (1921)

Le modèle de Lewis est la solution générale de Fick. Ce modèle considère que la diffusion basée sur la migration d'humidité. Le modèle simple de Lewis est donné comme suit:

$$\frac{dX}{dt} = -k(X - X_e) \quad (I.6)$$

La forme générale du modèle de Lewis prend la forme exponentielle suivante:

$$\frac{X - X_e}{X_0 - X_e} = \exp(-kt) \quad (I.7)$$

$k$ : est une constante de séchage, qui dépend de la température, l'humidité absolue et la vitesse de l'air ainsi du diamètre du produit utilisé.

Ce modèle a été utilisé par Kiranoudis et autres [32], pour décrire le courbes de séchage.

### 1.5.2. Modèle de Henderson et Pabis (1961)

C'est la solution de la deuxième équation de Fick.

$$\frac{X - X_e}{X_0 - X_e} = A \cdot \exp(-kt) \quad (I.8)$$

$A$  et  $k$  sont des constantes de séchage

Ce modèle a été utilisé par Sebaii et autres [25], pour estimer le temps de séchage

### 1.5.3. Modèle Page (1949)

Page a proposé une équation de séchage de la forme suivante:

$$\frac{X - X_e}{X_0 - X_e} = \exp(-kt^n) \quad (I.9)$$

$K$  et  $n$  sont des constantes de séchage qui dépendent de la température de l'air et de la nature du produit, Ce modèle a été utilisé par I.Doymaz [33].

### 1.5.4. Modèle empirique de Wang Singh (1978)

Wang Singh a proposé un modèle empirique, pour décrire les caractéristiques de séchage du produit utilisé, suivant l'équation:

$$\frac{X - X_e}{X_0 - X_e} = 1 + at + bt^2 \quad (I.10)$$

$a$  et  $b$  sont des constantes de séchage.

### 1.5.5. Modèle Logarithmique:

$$\frac{X - X_e}{X_0 - X_e} = a \exp(-kt) + c \quad (\text{I.11})$$

$k$ ,  $a$  et  $c$  sont des constantes de séchage qui dépendent de la température de l'air et sa vitesse. Ce modèle a été utilisé par Inci Türk et Phelivan [24], [30] pour décrire les courbes de séchage.

## CHAPITRE II: Etude d'un séchoir solaire et modélisation

### II.1. Choix et description du modèle

Le système étudié, présenté sur la figure II.1 est un séchoir indirect. Il est constitué des éléments suivants :

- **Une unité de production d'air chaud** : constitué d'un capteur solaire à air à simple circulation et à simple vitrage, incliné de  $30^\circ$  (Latitude de la ville de Constantine) par rapport au plan horizontal et orienté vers le sud.

Les matériaux simulés constituant le capteur sont :

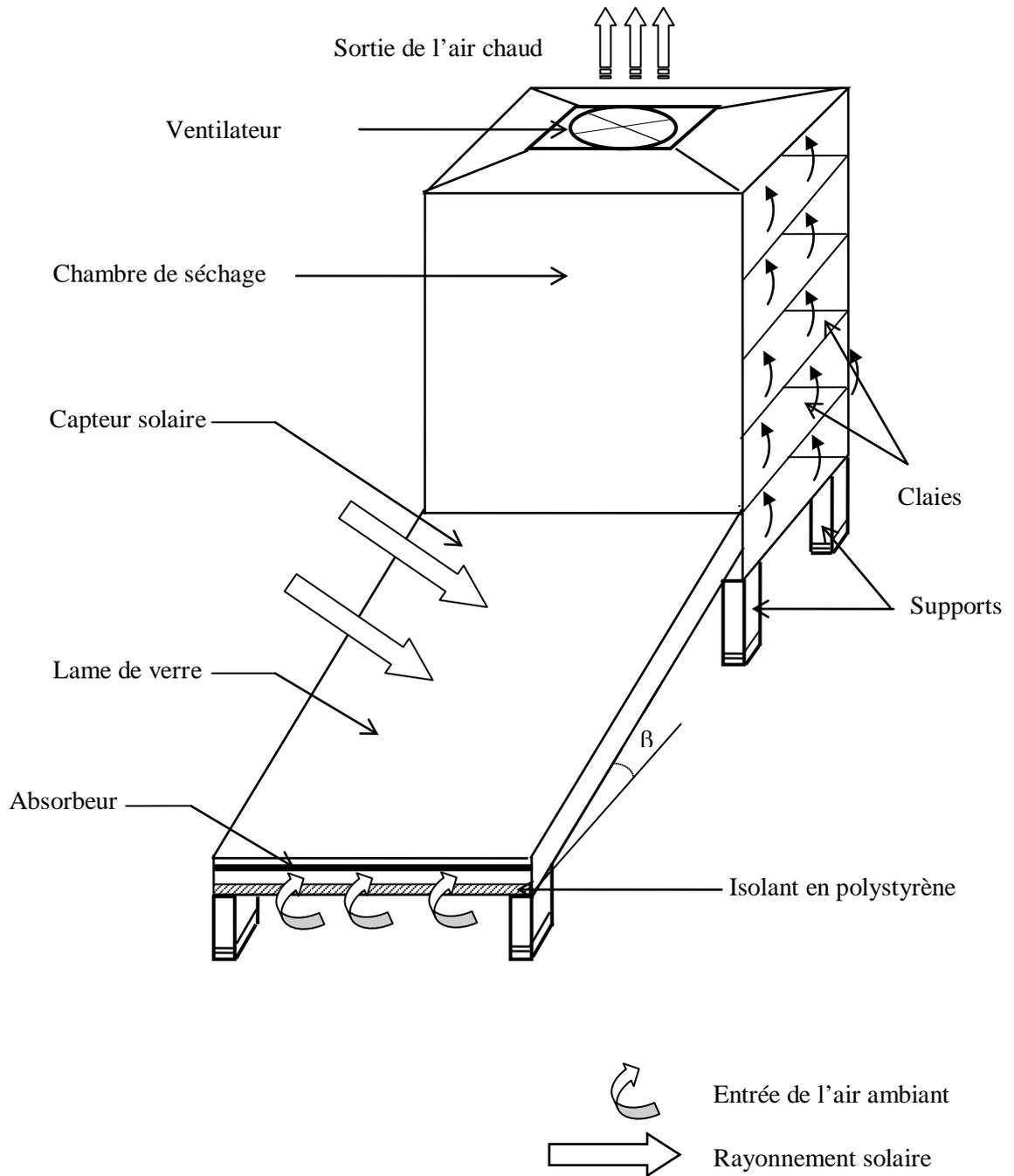
Une tôle galvanisée peinte en noir, d'épaisseur 1 mm utilisée comme absorbeur, ce dernier est couvert de haut par du verre pyrex d'épaisseur 10 mm, laissant passer le rayonnement solaire, et par le bas par un polystyrène d'épaisseur 4 cm, utilisé comme isolant.

- **Une chambre de séchage** : c'est une boîte de petites dimensions (hauteur = 1m, largeur = 1m et la profondeur = 1m)

Le matériau simulé constituant ce séchoir est la brique pleine en terre cuite d'épaisseur de 10 cm avec une isolation externe en polystyrène d'épaisseur de 4 cm pour minimiser l'échange de chaleur avec le milieu extérieur.

Le séchoir comporte 10 claies galvanisées et grillagées, sur lesquelles sont posés les produits à sécher. Les claies sont distantes les unes des autres de 10 cm ; un espace suffisamment important pour que la circulation de l'air puisse se faire de la meilleure façon.

Un ventilateur est aussi utilisé (placé) à la fin de la hauteur du séchoir pour assurer la convection forcée.



**Figure II.1 : Schéma du séchoir solaire**

## II.2. La cinétique du séchage (Inci Türk Togrul et al) [24], [30]

Le modèle de la cinétique s'appuie sur une formule empirique dite "modèle phénoménologique". Ce modèle est généralement intéressant, pour estimer la valeur de la teneur en eau du produit à n'importe quel moment durant le processus de séchage, et ce, après l'affectation de certains paramètres, comme la température de l'air chaud, l'humidité relative, la vitesse de l'air et les dimension du produit. Le modèle empirique choisi pour décrire le processus de séchage des abricots est le modèle logarithmique basé sur l'étude de **Inci Türk Togrul** et **Dursun Pehlivan**, [24]. Dans ce modèle, le taux de la teneur en eau dans le produit à sécher est exprimé (avec une validité de 97.30%), comme suit:

$$\frac{X - X_e}{X_0 - X_e} = a \cdot \exp(-kt) + c \quad (\text{II.1})$$

Avec :

$$a = 1,13481 \cdot \exp(0,018352 \cdot U) \quad \text{tel que } r = 0,912$$

$$k = 0,001269 + 0,000018 \cdot T + 0,00105 \cdot U \quad \text{tel que } r = 0,951$$

$$c = -1,16416 + \exp\left(\frac{1,6982}{T}\right) - 0,0138 \cdot U \quad \text{tel que } r = 0,804$$

Où

$a, k$  et  $c$  : Constantes empiriques du modèle de séchage

$X$  : Teneur en eau (g d'eau/g de matière sèche), % base humide

$T$  : Température de l'air (°C)

$t$  : Temps (heures)

$U$  : Vitesse de l'air asséchant (m/s)

$X_0$  : Teneur en eau initiale (g d'eau/g de matière sèche), % base humide

$X_e$  : Teneur en eau d'équilibre (g d'eau/g de matière sèche), % base humide

$r$  : coefficient de corrélation

La validité du modèle utilisé est établie en comparant les résultats mesurés expérimentalement avec ceux mesurés par simulation, (14 études expérimentales). Ce modèle a montré une bonne concordance avec ces résultats expérimentaux. En effet, la figure II.2 (a et b) montre une comparaison des deux courbes, représentant le taux de la teneur en eau en fonction du temps, pour différentes températures de l'air, obtenue expérimentalement (a) et par notre simulation (b).

La figure II.3 montre de son coté, les deux courbes correspondant respectivement, à la variation du taux de séchage, pour différentes vitesses de l'air, obtenue par (a) et par notre simulation (b).

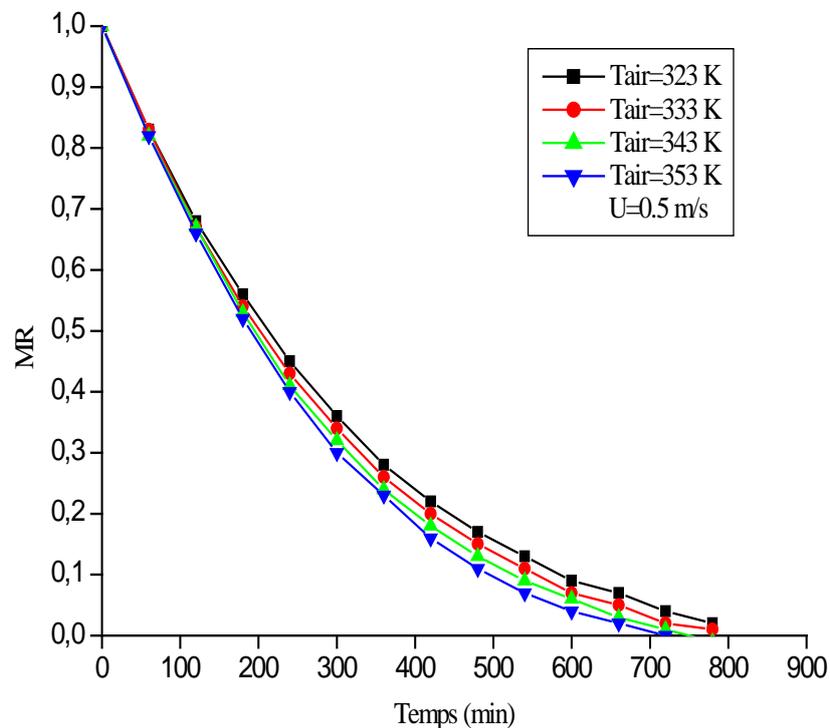
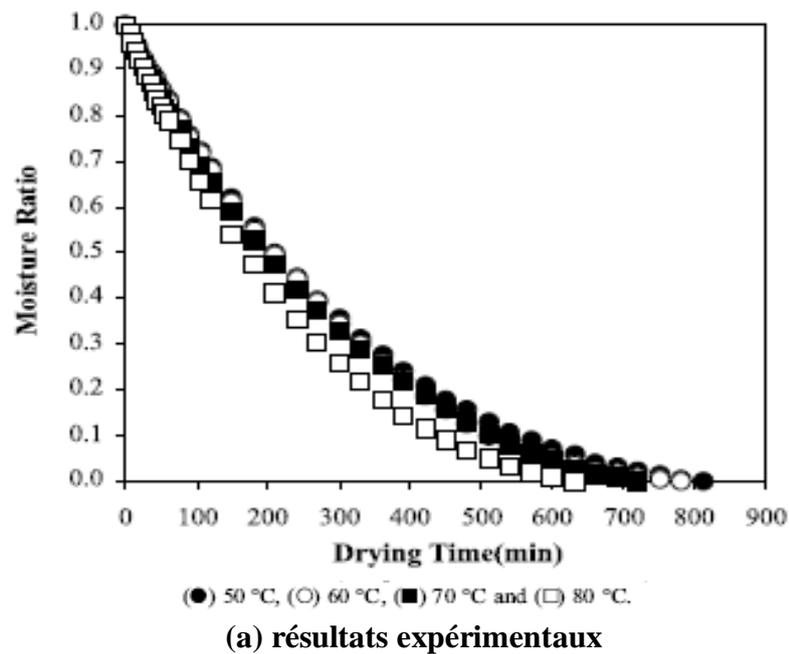
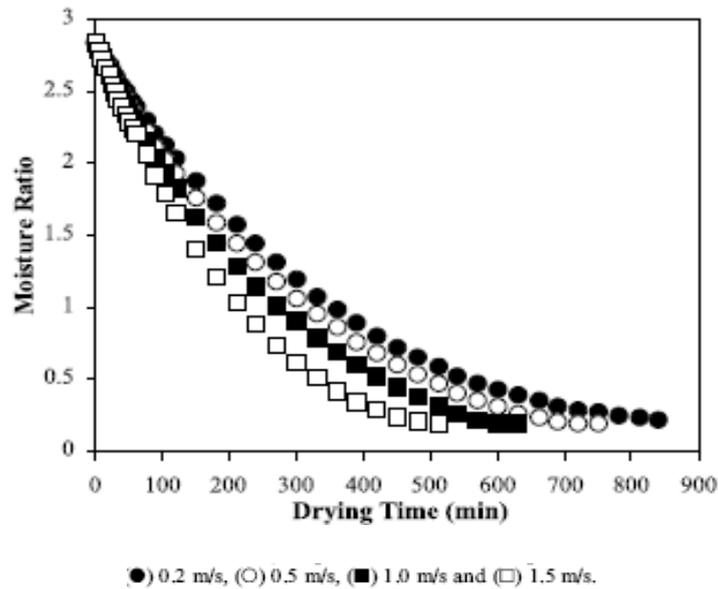
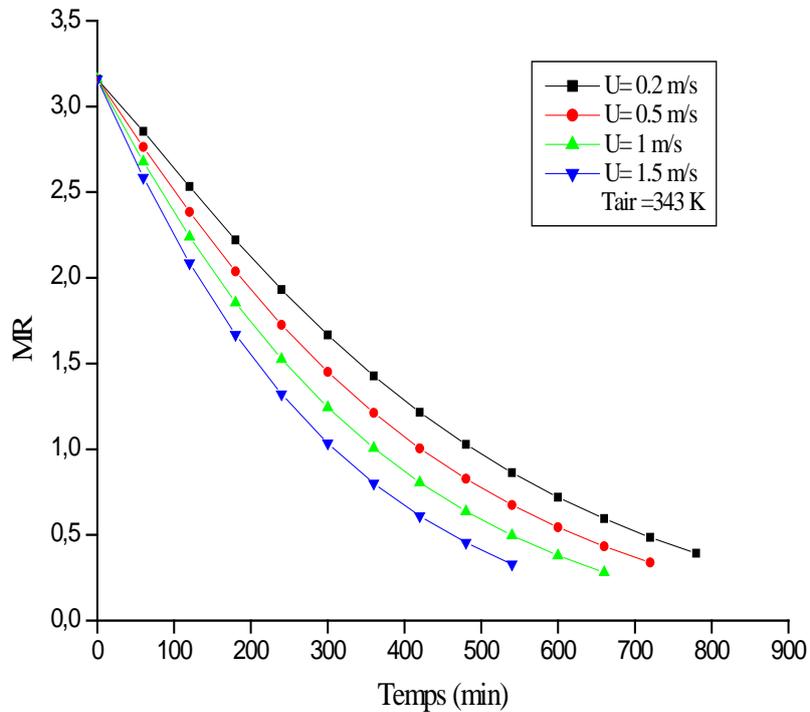


Figure II.2 : Effet de la température de l'air sur les courbes de la cinétique de séchage à 0.5 m/s [24]



(a) résultats expérimentaux



(b) résultats obtenus par simulation

Figure II.3 : Influence de la vitesse de l'air sur la cinétique de séchage à  $T = 70\text{ }^{\circ}\text{C}$  [24]

Le modèle est validé pour une gamme de température de l'air chaud, de (50, 60, 70 et 80 °C) et pour des vitesses de l'air de (0.2, 0.5, 1.0 et 1.5 m/s). Les variations dans la masse, ainsi que dans la température du produit ont été prises en considération dans l'établissement du modèle, de telle façon qu'ils s'accordent avec les propriétés de l'air du séchage.

## II.3. Méthode de calcul

La simulation numérique est un outil qui convient parfaitement pour :

- Etudier le comportement du modèle physique dans des conditions données en utilisant des modèles mathématiques ou logiques, en évitant le coût de construction.
- Simuler le fonctionnement du modèle pour un environnement météorologique donné.
- Etudier l'influence des divers paramètres (nombre de claies, température de l'air asséchant, vitesse d'entrée de l'air humide et l'humidité relative d'entrée de l'air de séchage) sur les courbes du séchage et le temps de séchage.

### II.3.1. Modélisation pas à pas [36]

Pour modéliser un tel type de séchoir, une méthode plus efficace consiste à le découper en tranche fictives, successives égales, de sections perpendiculaires à l'écoulement d'air, contenant chacune en son centre, un lit de produit à sécher. Cette méthode est appelée la méthode de la couche mince.

Pour chaque tranche, écrit les bilans thermiques et massiques dans les différents milieux en présence (air, produits, parois....) en notant que, dans chacune, les échanges se font avec l'air pris dans les conditions de sortie de la tranche précédente.

Pour faciliter l'écriture des équations au sein d'une tranche, en appliquant l'analogie électrique aux transferts thermiques et massiques.

Rappelons que les températures sont assimilées à des potentiels électriques, la densité du flux de chaleur à des intensités du courant électrique et les coefficients de transfert thermique à des résistances électriques (figures II.5-II.7)

L'établissement du modèle repose sur des hypothèses simplificatrices suivantes :

- L'écoulement de l'air est unidimensionnel
- La température du sol est prise égale à la température ambiante
- Les produits séchés sont supposés sphériques.
- Les températures des différents milieux solides sont uniformes dans un plan perpendiculaire à l'écoulement.
- Les propriétés physiques du produit et matériaux constituant le capteur et le séchoir sont constantes ; celles de l'air variant avec la température et l'humidité.
- Les échanges radiatifs à l'intérieur du séchoir sont négligés.
- Les pertes thermiques et pertes de charge dans les conduits de liaisons sont négligées
- La conduction claie-produit (négligée).

### II.3.2. Equation de résolution

On applique alors le premier principe de la thermodynamique pour établir le bilan d'énergie d'un système [15]

$$\varphi_e + \varphi_g = \varphi_s + \varphi_{st} \quad (\text{II.2})$$

$\varphi_e$  : flux de chaleur entrant

$\varphi_g$  : flux de chaleur généré

$\varphi_s$  : flux de chaleur sortant

$\varphi_{st}$  : flux de chaleur stocké

Où :

$$\varphi_e = -\lambda \times S \times \frac{\partial T}{\partial x} \quad (\text{II.3})$$

$$\varphi_g = \dot{q} \times V \quad (\text{II.4})$$

$$\varphi_s = -\lambda \times S \times \frac{\partial T}{\partial x} \Big|_{x+dx} \quad (\text{II.5})$$

$$\varphi_{st} = \rho \times V \times C \times \frac{\partial T}{\partial t} \quad (\text{II.6})$$

Avec :

$\lambda$  : Conductivité thermique du milieu ( $\text{W.m}^{-1}.\text{°C}^{-1}$ )

$x$  : Variable d'espace dans la direction du flux (m)

$S$  : Aire de la section de passage du flux de chaleur ( $\text{m}^2$ )

$\rho$  : Masse volumique de l'élément de surface ( $\text{kg.m}^{-3}$ )

$V$  : Volume de l'élément de surface ( $\text{m}^3$ )

$C$  : Chaleur massique ( $\text{J.kg}^{-1}.\text{°C}^{-1}$ )

$T$  : Température ( $\text{°C}$ )

$t$  : Temps (s)

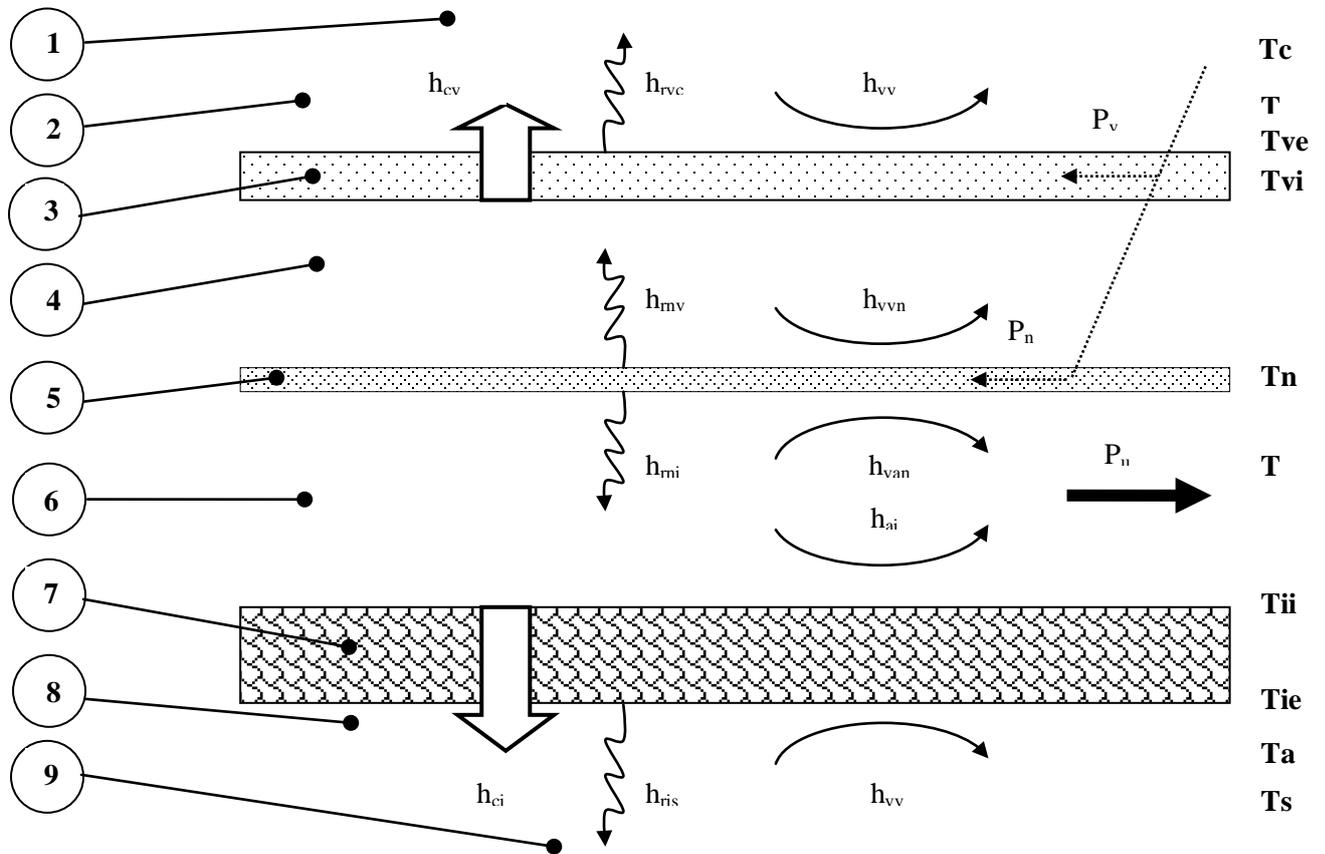
$\dot{q}$  : Densité volumique d'énergie générée ( $\text{W.m}^{-3}$ )

Dans notre cas :  $\varphi_g = 0$

L'application de la loi d'Ohm, en chaque nœud au sein d'une tranche donne le système d'équation suivant :

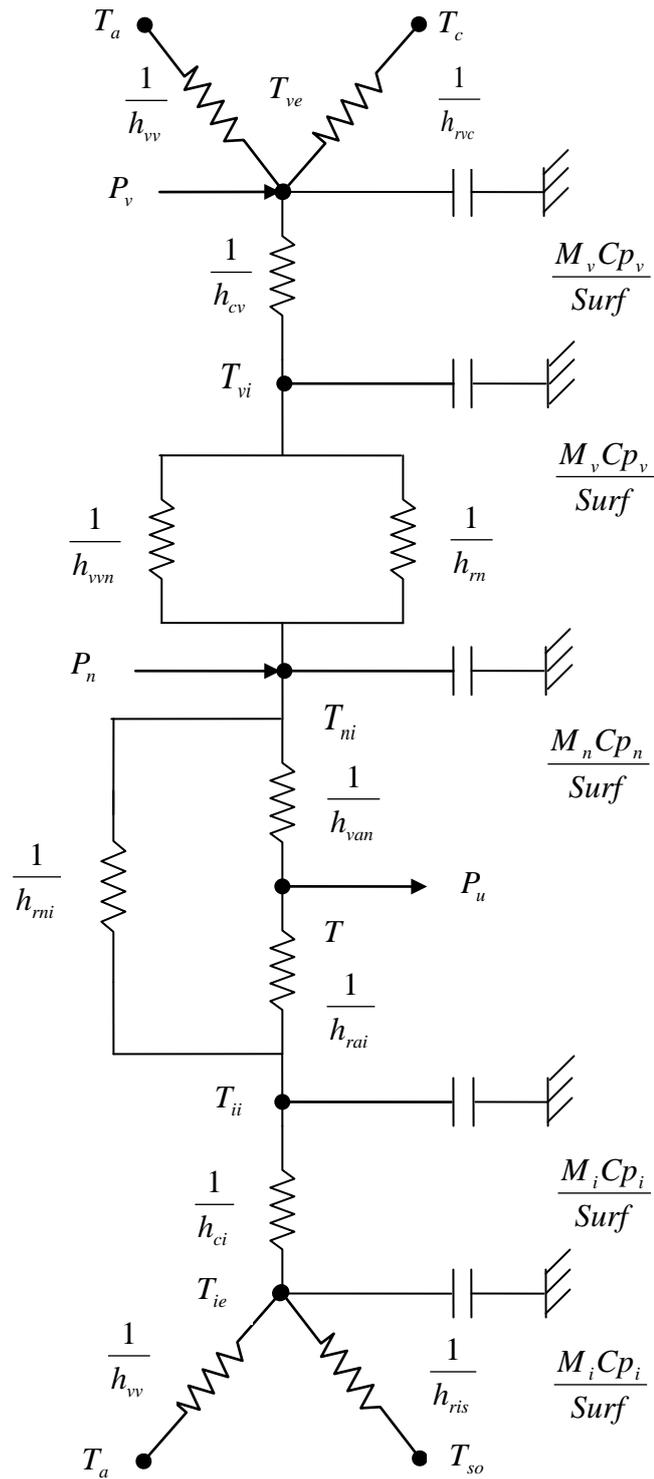
### II.3.3. Cas du capteur

Notre choix s'est porté sur l'insolateur à air schématisé sur la figure II.4



|   |                        |  |                   |
|---|------------------------|--|-------------------|
| 1 | Voûte céleste          |  | Conduction        |
| 2 | Milieu ambiant         |  | Convection        |
| 3 | Vitre                  |  | Rayonnement       |
| 4 | Conduit isolant        |  | Puissance utile   |
| 5 | Absorbeur              |  | Radiation solaire |
| 6 | Conduit utile          |  |                   |
| 7 | Isolation arrière      |  |                   |
| 8 | Milieu ambiant arrière |  |                   |
| 9 | Sol                    |  |                   |

Figure II.4: Représentation schématique des transferts thermiques dans le cas du capteur



**Figure II.5: Schéma électrique équivalent au transfert de chaleur dans une tranche du capteur**

## Nomenclature (Partie capteur solaire)

$Surf$  : Surface de l'insolateur ( $m^2$ ).

$C_p$  : Capacité calorifique massique du fluide caloporteur ( $J / kg.K$ )

$C_{p_v}$  : Capacité calorifique massique de la vitre ( $J / kg.K$ ).

$C_{p_n}$  : Capacité calorifique massique de l'absorbeur ( $J / kg.K$ ).

$C_{p_i}$  : Capacité calorifique massique de l'isolant ( $J / kg.K$ ).

$h_{vv}$  : Coefficient d'échange thermique entre la vitre et l'air ambiant et éventuellement entre l'isolant et l'air ambiant (dû au vent) ( $W / m^2.K$ ).

$h_{van}$  : Coefficient d'échange thermique par convection entre le fluide et l'absorbeur ( $W / m^2.K$ ).

$h_{vai}$  : Coefficient d'échange thermique par convection entre le fluide et l'isolant ( $W / m^2.K$ ).

$h_{cv}$  : Coefficient d'échange thermique par conduction dans la vitre ( $W / m^2.K$ ).

$h_{vvn}$  : Coefficient d'échange thermique par convection entre la vitre et l'absorbeur ( $W / m^2.K$ ).

$h_{ci}$  : Coefficient d'échange thermique par conduction dans l'isolant ( $W / m^2.K$ ).

$h_{rvc}$  : Coefficient d'échange thermique par rayonnement entre la vitre et le ciel ( $W / m^2.K$ ).

$h_{rvn}$  : Coefficient d'échange thermique par rayonnement entre la vitre et l'absorbeur ( $W / m^2.K$ ).

$h_{ris}$  : Coefficient d'échange thermique par rayonnement entre l'isolant et le sol ( $W / m^2.K$ ).

$Q$  : Débit massique du fluide ( $kg / s$ ).

$M_v$  : Moitié de la masse de la vitre pour la section de longueur  $\Delta x$  ( $kg$ ).

$M_i$  : Moitié de la masse de l'isolant pour la section de longueur  $\Delta x$  ( $kg$ ).

$M_n$  : Masse de l'absorbeur pour la section de longueur  $\Delta x$  ( $kg$ ).

$P_v$  : Puissance absorbée par  $1 m^2$  de vitre ( $W / m^2$ ).

$P_{nv}$  : Puissance captée par  $1 m^2$  de l'absorbeur ( $W / m^2$ ).

$T$  : Température du fluide caloporteur (l'air) ( $K$ ).

$T_a$  : Température ambiante ( $K$ ).

$T_c$  : Température de la voûte céleste ( $K$ ).

$T_{ve}$  : Température de la face extérieure de la vitre ( $K$ ).

$T_{vi}$  : Température de la face intérieure de la vitre ( $K$ ).

$T_n$  : Température de l'absorbeur ( $K$ ).

$T_{ii}$  : Température de la face extérieure de l'isolant ( $K$ ).

$T_{ie}$  : Température de la face intérieure de l'isolant ( $K$ ).

### II.3.3.1. Bilan d'énergie

Dans la section (tranche) d'indice "J", l'application de la loi d'Ohm au réseau électrique conduit aux équations suivantes :

- **Au niveau de la face extérieure de la vitre**

$$\frac{M_v \cdot Cp_v}{Surf} \left( \frac{dT_{ve}}{dt} \right) = \frac{P_v}{2} + h_{rvc} (T_c - T_{ve}) + h_{rv} (T_a - T_{ve}) + h_{cv} (T_{vi} - T_{ve})$$

- **Au niveau de face intérieure de la vitre**

$$\frac{M_v \cdot Cp_v}{Surf} \left( \frac{dT_{vi}}{dt} \right) = \frac{P_v}{2} + h_{cv} (T_{ve} - T_{vi}) + h_{mv} (T_n - T_{vi}) + h_{vvn} (T_n - T_{vi})$$

- **Au niveau de l'absorbeur**

$$\frac{M_n \cdot Cp_n}{Surf} \left( \frac{dT_n}{dt} \right) = h_{mv} (T_{vi} - T_n) + h_{vvn} (T_{vi} - T_n) + h_{van} (T_{(j-1)} - T_n) + h_{mi} (T_{ii} - T_n) + P_n$$

- **Au niveau de la face intérieure de l'isolant**

$$\frac{M_i \cdot Cp_i}{Surf} \left( \frac{dT_{ii}}{dt} \right) = h_{vai} (T_{(j-1)} - T_{ii}) + h_{ci} (T_{ie} - T_{ii}) + h_{mi} (T_n - T_{ii})$$

- **Au niveau de la face extérieure de l'isolant**

$$\frac{M_i \cdot Cp_i}{Surf} \left( \frac{dT_{ie}}{dt} \right) = h_{ci} (T_{ii} - T_{ie}) + h_{ris} (T_s - T_{ie}) + h_{iv} (T_a - T_{ie})$$

- **Au niveau du fluide caloporteur (l'air)**

$$\frac{Q \cdot Cp}{Surf} (T_{(j)} - T_{(j-1)}) = h_{van} (T_n - T_{(j-1)}) + h_{van} (T_{ii} - T_{(j-1)}) = h_{van} (T_n + T_{ii} - 2 \times T_{(j-1)})$$

$$\text{Avec } M_v = \frac{m_v}{2} \quad \text{et} \quad M_i = \frac{m_i}{2}$$

Un système d'équations de six inconnues est obtenu, ces inconnues sont :

$$T_{ve}, T_{vi}, T_n, T_{ii}, T_{ie} \text{ et } T$$

Dans les équations,  $dt$  désigne le pas de temps

“\* “ : L'époque  $t - dt$

## II.3.3.2. Etude numérique des équations du capteur

### La discrétisation des équations au niveau du capteur

- Echange au niveau de la face extérieure de la vitre

$$\frac{M_v \cdot Cp_v}{\Delta t \cdot surf} (T_{ve}^{t+\Delta t}(j) - T_{ve}^t(j)) = \frac{P_v}{2} + h_{rc} (T_c - T_{ve}^{t+\Delta t}(j)) + h_{vv} (T_a - T_{ve}^{t+\Delta t}(j)) + h_{cv} (T_{vi}^{t+\Delta t}(j) - T_{ve}^{t+\Delta t}(j))$$

- Echange au niveau de la face intérieure de la vitre

$$\frac{M_v \cdot Cp_v}{\Delta t \cdot surf} (T_{vi}^{t+\Delta t}(j) - T_{vi}^t(j)) = \frac{P_v}{2} + h_{cv} (T_{ve}^{t+\Delta t}(j) - T_{vi}^{t+\Delta t}(j)) + h_{mv} (T_n^{t+\Delta t} - T_{vi}^{t+\Delta t}(j)) + h_{vvn} (T_n^{t+\Delta t}(j) - T_{vi}^{t+\Delta t}(j))$$

- Echange au niveau de l'absorbeur

$$\frac{M_n \cdot Cp_n}{\Delta t \cdot surf} (T_n^{t+\Delta t}(j) - T_n^t(j)) = h_{mv} (T_{vi}^{t+\Delta t}(j) - T_n^{t+\Delta t}(j)) + h_{vvn} (T_{vi}^{t+\Delta t} - T_n^{t+\Delta t}(j)) + h_{van} (T^{t+\Delta t}(j-1) - T_n^{t+\Delta t}(j)) + h_{mi} (T_{ii}^{t+\Delta t}(j) - T_n^{t+\Delta t}(j)) + P_n$$

- Echange au niveau de la face intérieure de l'isolant

$$\frac{M_i \cdot Cp_i}{\Delta t \cdot surf} (T_{ii}^{t+\Delta t}(j) - T_{ii}^t(j)) = h_{vai} (T^{t+\Delta t}(j-1) - T_{ii}^{t+\Delta t}(j)) + h_{ci} (T_{ie}^{t+\Delta t} - T_{ii}^{t+\Delta t}(j)) + h_{mi} (T_n^{t+\Delta t}(j) - T_{ii}^{t+\Delta t}(j))$$

- Echange au niveau de la face extérieure de l'isolant

$$\frac{M_i \cdot Cp_i}{\Delta t \cdot surf} (T_{ie}^{t+\Delta t}(j) - T_{ie}^t(j)) = h_{ci} (T_{ii}^{t+\Delta t}(j) - T_{ie}^{t+\Delta t}(j)) + h_{ris} (T_s - T_{ie}^{t+\Delta t}(j)) + h_{vv} (T_a - T_{ie}^{t+\Delta t}(j))$$

- Echange au niveau du fluide caloporteur (l'air)

$$\frac{Q \cdot Cp}{surf} (T^{t+\Delta t}(j) - T^{t+\Delta t}(j-1)) = h_{van} (T_n^{t+\Delta t}(j) - T_{ii}^{t+\Delta t}(j) - 2 \times T^{t+\Delta t}(j-1))$$

Avec :  $Surf = l \arg . \Delta x$

$\Delta x$ : Longueur de la tranche

Un système d'équations de six inconnues est obtenu, il peut se mettre sous la forme d'une matrice qui s'écrit :

$$\begin{bmatrix} C_{11} & C_{12} & C_{13} & C_{14} & C_{15} & C_{16} \\ C_{21} & C_{22} & C_{23} & C_{24} & C_{25} & C_{26} \\ C_{31} & C_{32} & C_{33} & C_{34} & C_{35} & C_{36} \\ C_{41} & C_{42} & C_{43} & C_{44} & C_{45} & C_{46} \\ C_{51} & C_{52} & C_{53} & C_{54} & C_{55} & C_{56} \\ C_{61} & C_{62} & C_{63} & C_{64} & C_{65} & C_{66} \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} T_{ve}^{t+\Delta t}(j) \\ T_{vi}^{t+\Delta t}(j) \\ T_n^{t+\Delta t}(j) \\ T_{ii}^{t+\Delta t}(j) \\ T_{ie}^{t+\Delta t}(j) \\ T^{t+\Delta t}(j) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} D_1 \\ D_2 \\ D_3 \\ D_4 \\ D_5 \\ D_6 \end{bmatrix}$$

Tel que :

$$C_{11} = \frac{M_v . Cp_v}{\Delta t . surf} + h_{rvc} + h_{vv} + h_{cv}$$

$$C_{12} = -h_{cv} = \frac{-\lambda_v}{e_v}$$

$$C_{13} = 0$$

$$C_{14} = 0$$

$$C_{15} = 0$$

$$C_{16} = 0$$

$$D_1 = \frac{P_v}{2} + h_{rvc} \times T_c + h_{vv} \times T_a + \frac{M_v . Cp_v}{\Delta t . Surf} \times T_{ve}^t(j)$$

$$C_{21} = -h_{cv} = \frac{-\lambda_v}{e_v}$$

$$C_{22} = \frac{M_v . Cp_v}{\Delta t . surf} + h_{cv} + h_{mv} + h_{vvn}$$

$$C_{23} = (h_{mv} + h_{vvn})$$

$$C_{24} = 0$$

$$C_{25} = 0$$

$$C_{26} = 0$$

$$D_2 = \frac{P_v}{2} + \frac{M_v . Cp_v}{\Delta t . Surf} \times T_{vi}^t(j)$$

$$C_{31} = 0$$

$$C_{32} = h_{mv} + h_{vvn} = C_{23}$$

$$C_{33} = \frac{M_n \cdot Cp_n}{\Delta t \cdot surf} + h_{mv} + h_{vvn} + h_{van} + h_{mi}$$

$$C_{34} = -h_{mi}$$

$$C_{35} = 0$$

$$C_{36} = 0$$

$$D_3 = \frac{M_n \cdot Cp_n}{\Delta t \cdot Surf} \times T_n^t(j) + h_{van} \times T^{t+\Delta t}(j-1) + P_n$$

$$C_{41} = 0$$

$$C_{42} = 0$$

$$C_{43} = -h_{mi} = C_{34}$$

$$C_{44} = \frac{M_i \cdot Cp_i}{\Delta t \cdot surf} + h_{vai} + h_{ci} + h_{mi}$$

$$C_{45} = -h_{ci} = \frac{-\lambda_i}{e_i}$$

$$C_{46} = 0$$

$$D_4 = \frac{M_i \cdot Cp_i}{\Delta t \cdot Surf} \times T_{ii}^t(j) + h_{vai} \times T^{t+\Delta t}(j-1)$$

$$C_{51} = 0$$

$$C_{52} = 0$$

$$C_{53} = 0$$

$$C_{54} = -h_{ci} = C_{45}$$

$$C_{55} = \frac{M_i \cdot Cp_i}{\Delta t \cdot surf} + h_{ci} + h_{ris} + h_{vv}$$

$$C_{56} = 0$$

$$D_5 = \frac{M_i \cdot Cp_i}{\Delta t \cdot Surf} \times T_{ie}^t(j) + h_{ris} \times T_s + h_{vv} \times T_a$$

$$C_{61} = 0$$

$$C_{62} = 0$$

$$C_{63} = -h_{van} \times Surf$$

$$C_{64} = -h_{van} \times Surf = C_{63}$$

$$C_{65} = 0$$

$$C_{66} = Q \times Cp$$

$$D_6 = Q \times Cp \times T^{t+\Delta t}(j-1) + 2 \times h_{van} \times T^{t+\Delta t}(j-1)$$

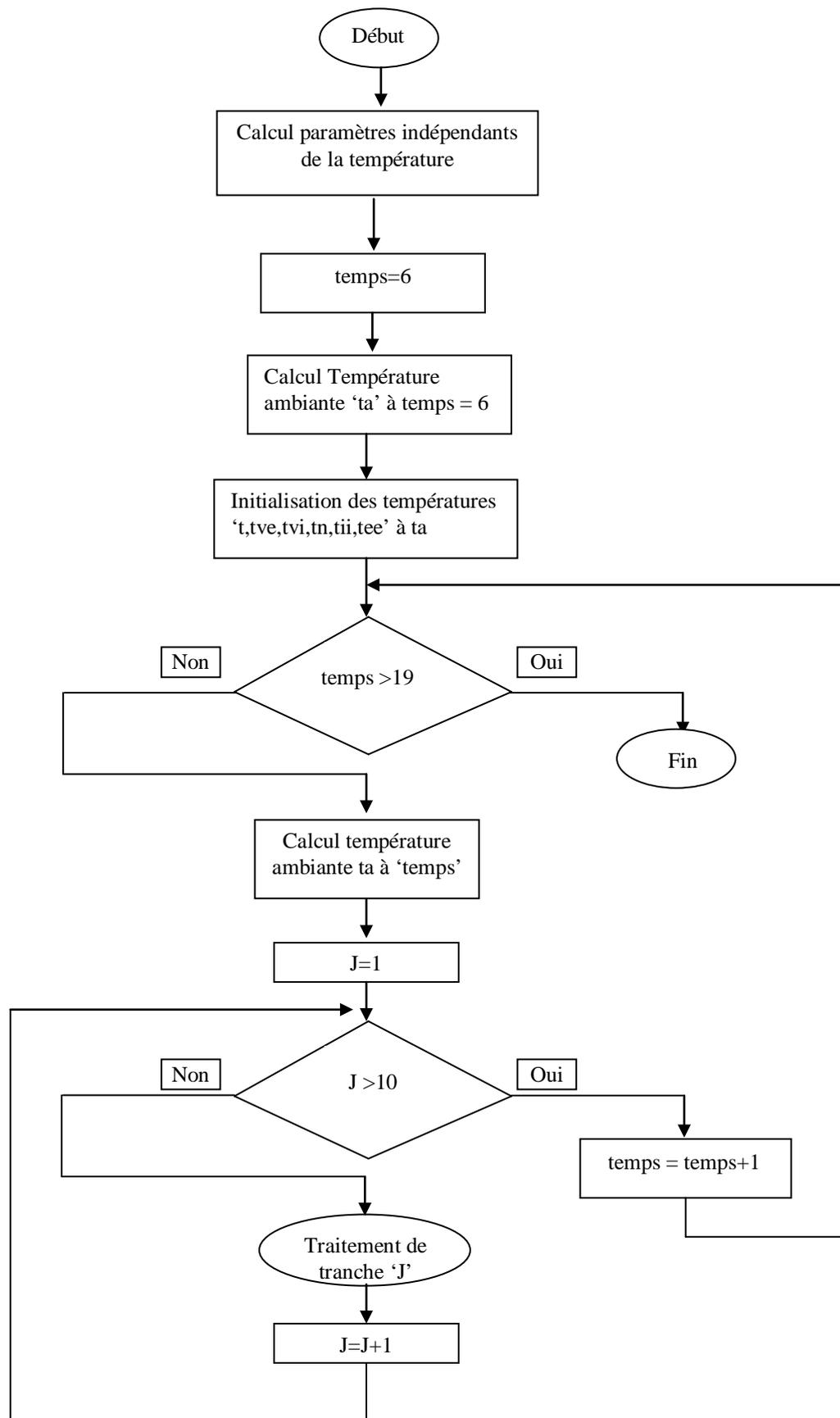
$$D_6 = (C_{66} + 2 \times C_{63}) \times T^{t+\Delta t}(j-1)$$

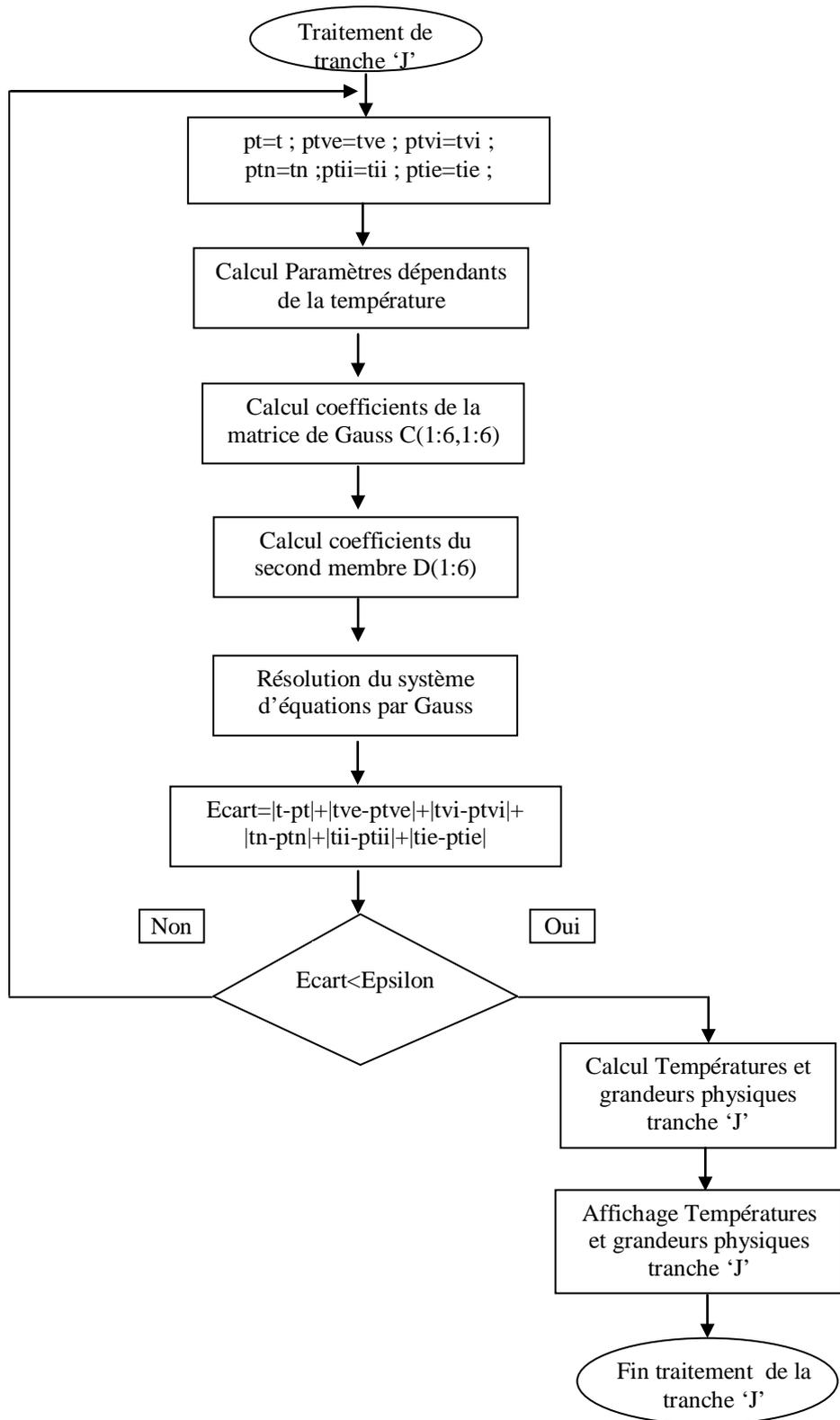
A l'instant initial, tous les éléments constituant le capteur sont à la température ambiante.

Pour la première tranche ( $j = 1$ ), les températures du capteur sont celles de l'air ambiant. Ensuite, pour chaque tranche du capteur et pour chaque pas de temps, un système d'équations est obtenu. Sa résolution permet de calculer les températures du capteur et essentiellement la température de sortie de l'air du capteur qui est prise comme température d'entrée de l'air chauffé au séchoir. Tous cela est représenté dans l'organigramme du programme développé pour le calcul numérique.

Pour la résolution du système d'équations, la méthode de Gauss Seidel est appliquée (voir l'annexe **B**) parce qu'elle est utilisée pour un certain nombre d'équations et dans les systèmes d'équations linéaires et non linéaires, ainsi que la convergence des résultats est plus rapide si la matrice est composée de plusieurs éléments, ayant une valeur nulle (ce qui correspond à nos calculs).

### II.3.3.3. Organigramme du programme développé pour le calcul numérique du capteur





### II.3.4. Cas du séchoir (boite de séchage)

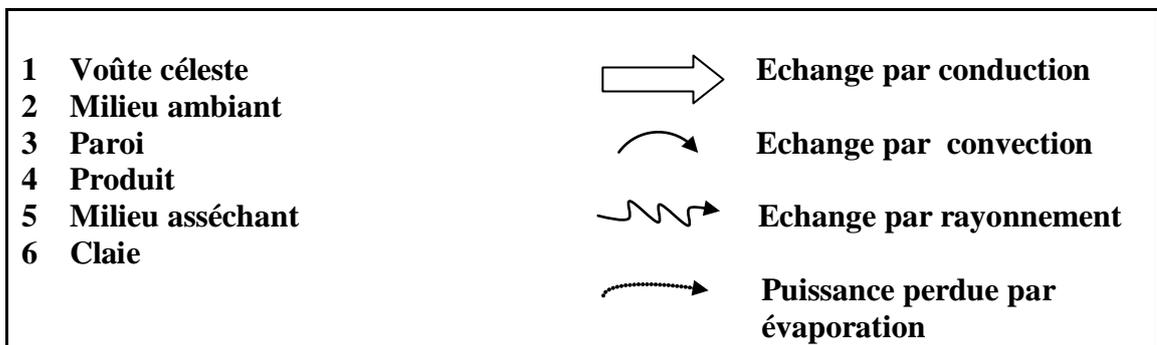
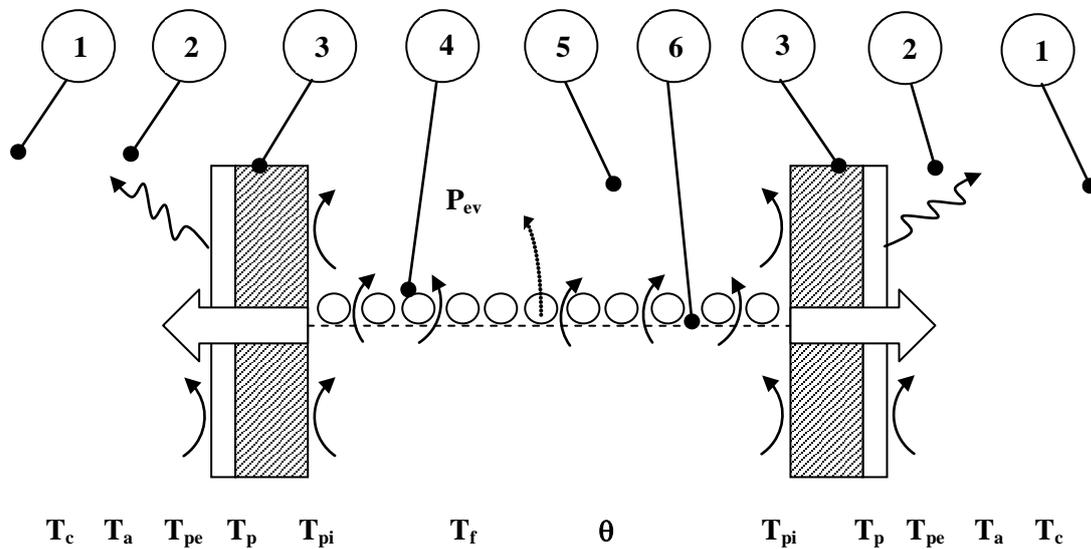
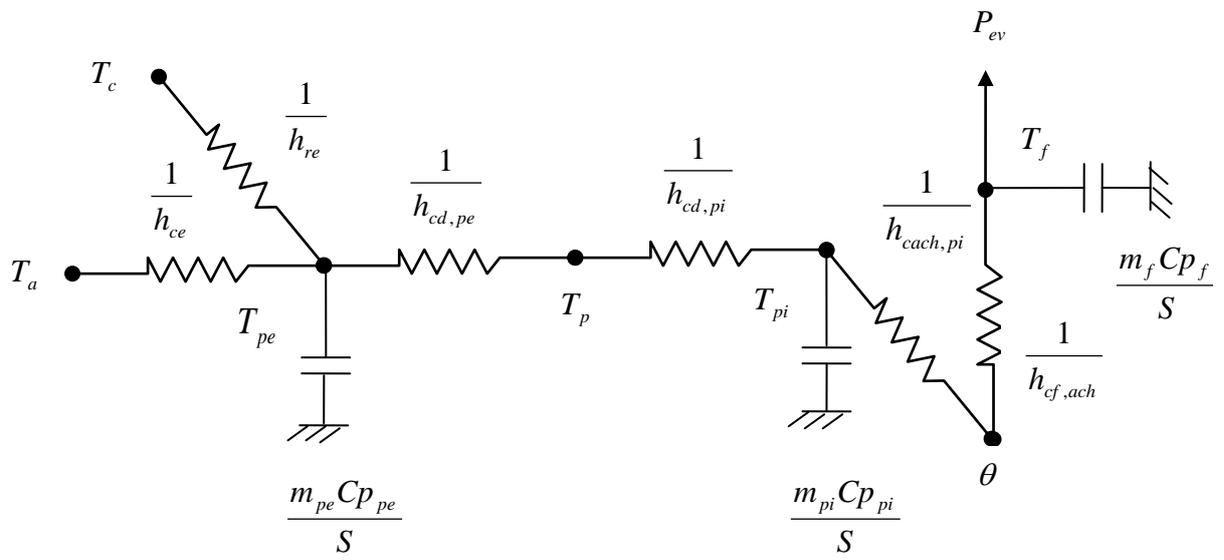


Figure II.6: Echanges thermiques dans une tranche de séchoir



**Figure II.7: Schéma électrique relatif au transfert de chaleur dans une tranche de séchoir**

## Nomenclature (Partie boîte de séchage)

$C_p$  : Capacité calorifique massique de l'air ( $J / kg.K$ )

$C_{p_f}$  : Capacité calorifique massique des produits ( $J / kg.K$ ).

$C_{p_p}$  : Capacité calorifique massique des parois ( $J / kg.K$ ).

$dt$  : Pas de temps ( $s$ ).

$h_{ce}$  : Coefficient d'échange thermique par convection entre la paroi externe du séchoir et l'air extérieur ( $W / m^2.K$ ).

$h_{cf,ach}$  : Coefficient d'échange thermique par convection entre l'air et les produits ( $W / m^2.K$ ).

$h_{cd,pe}$  : Coefficient d'échange thermique par conduction dans les parois du séchoir ( $W / m^2.K$ ).

$h_{cach,pi}$  : Coefficient d'échange thermique par convection entre l'air et la paroi interne ( $W / m^2.K$ ).

$h_{re}$  : Coefficient d'échange thermique par rayonnement entre la paroi externe et la voûte céleste et éventuellement entre la voûte céleste et le sol ( $W / m^2.K$ ).

$L_v$  : Chaleur latente d'évaporation d'eau libre ( $kJ / kg$ ).

$m_f$  : Masse des produits (sur une claie) ( $kg$ ).

$m_p$  : Moitié de la masse des parois dans la tranche  $j$  ( $kg$ ).

$P_{ev}$  : Puissance d'évaporation ( $W$ ).

$Q$  : Débit massique de l'air ( $kg / s$ ).

$S$  : Surface d'échange produit –air pour une claie ( $m^2$ )

$S_p$  : Surface des parois du séchoir dans la tranche  $j$  ( $kg$ )

$T_a$  : Température ambiante ( $K$ ).

$T_c$  : Température de la voûte céleste ( $K$ ).

$T_f$  : Température des produits (température superficielle) ( $K$ )

$T_p$  : Température entre les deux parois ( $K$ ).

$T_{pe}$  : Température de la paroi externe (en contact avec l'air extérieur) ( $K$ ).

$T_{pi}$  : Température de la paroi interne ( $K$ ).

$\theta$  : Température de l'air asséchant (l'air chauffé) ( $K$ ).

### II.3.4.1. Bilan d'énergie

Dans la section (tranche) d'indice "J", l'application de la loi d'Ohm, au réseau électrique conduit aux équations suivantes :

- **Au niveau de la surface de la paroi externe**

$$m_{pe} \cdot Cp_{pe} \left( \frac{dT_{pe}}{dt} \right) = h_{ce} \cdot S_p (T_a - T_{pe}) + h_{re} \cdot S_p (T_c - T_{pe}) + h_{cd,pe} \cdot S_p (T_p - T_{pe})$$

- **Au niveau de la surface de la paroi interne**

$$m_{pi} \cdot Cp_{pi} \left( \frac{dT_{pi}}{dt} \right) = h_{cd,pi} \cdot S_p (T_p - T_{pi}) + h_{cach,pi} \cdot S_p (\theta_{(j-1)} - T_{pi})$$

- **Au niveau de l'air asséchant**

**Echange entre le produit, la paroi interne et l'air asséchant**

$$Q \cdot Cp (\theta_{(j)} - \theta_{(j-1)}) = h_{cach,pi} \cdot S_p (T_{pi} - \theta_{(j-1)}) + h_{cf,ach} \cdot S (T_f - \theta_{(j-1)})$$

- **Au niveau du produit (entre l'air et le produit)**

$$m_f \cdot Cp_f \left( \frac{dT_f}{dt} \right) = h_{cf,ach} \cdot S (\theta_{(j-1)} - T_f) - P_{ev}$$

- **Au niveau de la surface intermédiaire entre la paroi externe et interne**

$$m_{pe} \cdot Cp_{pe} \left( \frac{dT_p}{dt} \right) + h_{cd,pe} \cdot S_p (T_p - T_e) = m_{pi} \cdot Cp_{pi} \left( \frac{dT_p}{dt} \right) + h_{cd,pi} \cdot S_p (T_{pi} - T_p)$$

Un système d'équations de cinq inconnues est obtenu, ces inconnues sont :

$$T_{pe}, T_p, T_{pi}, T_f \text{ et } \theta$$

## II.3.4.2. Etude numérique des équations du séchoir

### La discrétisation des équations au niveau du séchoir

- **Au niveau de la surface de la paroi externe**

$$m_{pe} \cdot Cp_{pe} \left( \frac{T_{pe}^{t+\Delta t}(j) - T_{pe}^t(j)}{\Delta t} \right) = h_{ce} \cdot S_p (T_a - T_{pe}^{t+\Delta t}(j)) + h_{re} \cdot S_p (T_c - T_{pe}^{t+\Delta t}(j)) + h_{cd,pe} \cdot S_p (T_p^{t+\Delta t}(j) - T_{pe}^{t+\Delta t}(j))$$

- **Au niveau de la surface de la paroi interne**

$$m_{pi} \cdot Cp_{pi} \left( \frac{T_{pi}^{t+\Delta t}(j) - T_{pi}^t(j)}{\Delta t} \right) = h_{cd,pi} \cdot S_p (T_p^{t+\Delta t}(j) - T_{pi}^{t+\Delta t}(j)) + h_{cach,pi} \cdot S_p (\theta^{t+\Delta t}(j-1) - T_{pi}^{t+\Delta t}(j))$$

- **Au niveau de l'air asséchant**

#### Echange entre le produit, la paroi interne et l'air asséchant

$$Q \cdot Cp (\theta^{t+\Delta t}(j) - \theta^{t+\Delta t}(j-1)) = h_{cach,pi} \cdot S_p (T_{pi}^{t+\Delta t}(j) - \theta^{t+\Delta t}(j-1)) + h_{cf,ach} \cdot S (T_f^{t+\Delta t}(j) - \theta^{t+\Delta t}(j-1))$$

- **Au niveau du produit (entre l'air et le produit)**

$$m_f \cdot Cp_f \left( \frac{T_f^{t+\Delta t}(j) - T_f^t(j)}{\Delta t} \right) = h_{cf,ach} \cdot S (\theta^{t+\Delta t}(j-1) - T_f^{t+\Delta t}(j)) - P_{ev}$$

- **Au niveau de la surface intermédiaire entre la paroi externe et interne**

$$m_{pe} \cdot Cp_{pe} \left( \frac{T_p^{t+\Delta t}(j) - T_p^t(j)}{\Delta t} \right) + h_{cd,pe} \cdot S_p (T_p^{t+\Delta t}(j) - T_{pe}^{t+\Delta t}(j)) = m_{pi} \cdot Cp_{pi} \left( \frac{T_p^{t+\Delta t}(j) - T_p^t(j)}{\Delta t} \right) + h_{cd,pi} \cdot S_p (T_p^{t+\Delta t}(j) - T_{pi}^{t+\Delta t}(j))$$

Avec :  $S_p = 2 \times (l \text{ arg} + \text{prof}) \times \Delta x$

$\Delta x$ : Longueur de la tranche

Un système d'équations de cinq inconnues est obtenu, il peut se mettre sous la forme d'une matrice qui s'écrit :

$$\begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} & A_{13} & A_{14} & A_{15} \\ A_{21} & A_{22} & A_{23} & A_{24} & A_{25} \\ A_{31} & A_{32} & A_{33} & A_{34} & A_{35} \\ A_{41} & A_{42} & A_{43} & A_{44} & A_{45} \\ A_{51} & A_{52} & A_{53} & A_{54} & A_{55} \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} T_f^{t+\Delta t}(j) \\ \theta^{t+\Delta t}(j) \\ T_{pi}^{t+\Delta t}(j) \\ T_p^{t+\Delta t}(j) \\ T_{pe}^{t+\Delta t}(j) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} B_1 \\ B_2 \\ B_3 \\ B_4 \\ B_5 \end{bmatrix}$$

Tel que :

$$A_{11} = \frac{m_f \cdot Cp_f}{\Delta t} + S \cdot h_{cf,ach}$$

$$A_{12} = 0$$

$$A_{13} = 0$$

$$A_{14} = 0$$

$$A_{15} = 0$$

$$B_1 = \frac{m_f \cdot Cp_f}{\Delta t} T_f^t(j) + h_{cf,ach} \cdot S \cdot \theta^{t+\Delta t}(j-1) - P_{ev}$$

$$A_{21} = -S \cdot h_{cf,ach}$$

$$A_{12} = Q \cdot Cp$$

$$A_{23} = -S_p \cdot h_{cach,pi}$$

$$A_{24} = 0$$

$$A_{25} = 0$$

$$B_2 = Q \cdot Cp \cdot \theta^{t+\Delta t}(j-1) - S_p \cdot h_{cach,pi} \cdot \theta^{t+\Delta t}(j-1) - S \cdot h_{cf,ach} \cdot \theta^{t+\Delta t}(j-1)$$

$$A_{31} = 0$$

$$A_{32} = 0$$

$$A_{33} = \frac{m_{pi} \cdot Cp_{pi}}{\Delta t} + h_{cd,pi} \cdot S_p + h_{cach,pi} \cdot S_p$$

$$A_{34} = -S_p \cdot h_{cd,pi}$$

$$A_{35} = 0$$

$$B_3 = \frac{m_{pi} \cdot Cp_{pi}}{\Delta t} T_{pi}^t(j) + h_{cach,pi} \cdot S_p \cdot \theta^{t+\Delta t}(j-1)$$

$$A_{41} = 0$$

$$A_{42} = 0$$

$$A_{43} = -S_p \cdot h_{cd,pi}$$

$$A_{44} = \frac{(m_{pe} \cdot Cp_{pe} - m_{pi} \cdot Cp_{pi})}{\Delta t} + h_{cd,pe} \cdot S_p + h_{cd,pi} \cdot S_p$$

$$A_{45} = -S_p \cdot h_{cd,pe}$$

$$B_4 = \frac{(m_{pe} \cdot Cp_{pe} - m_{pi} \cdot Cp_{pi})}{\Delta t} T_p^t(j)$$

$$A_{51} = 0$$

$$A_{52} = 0$$

$$A_{53} = 0$$

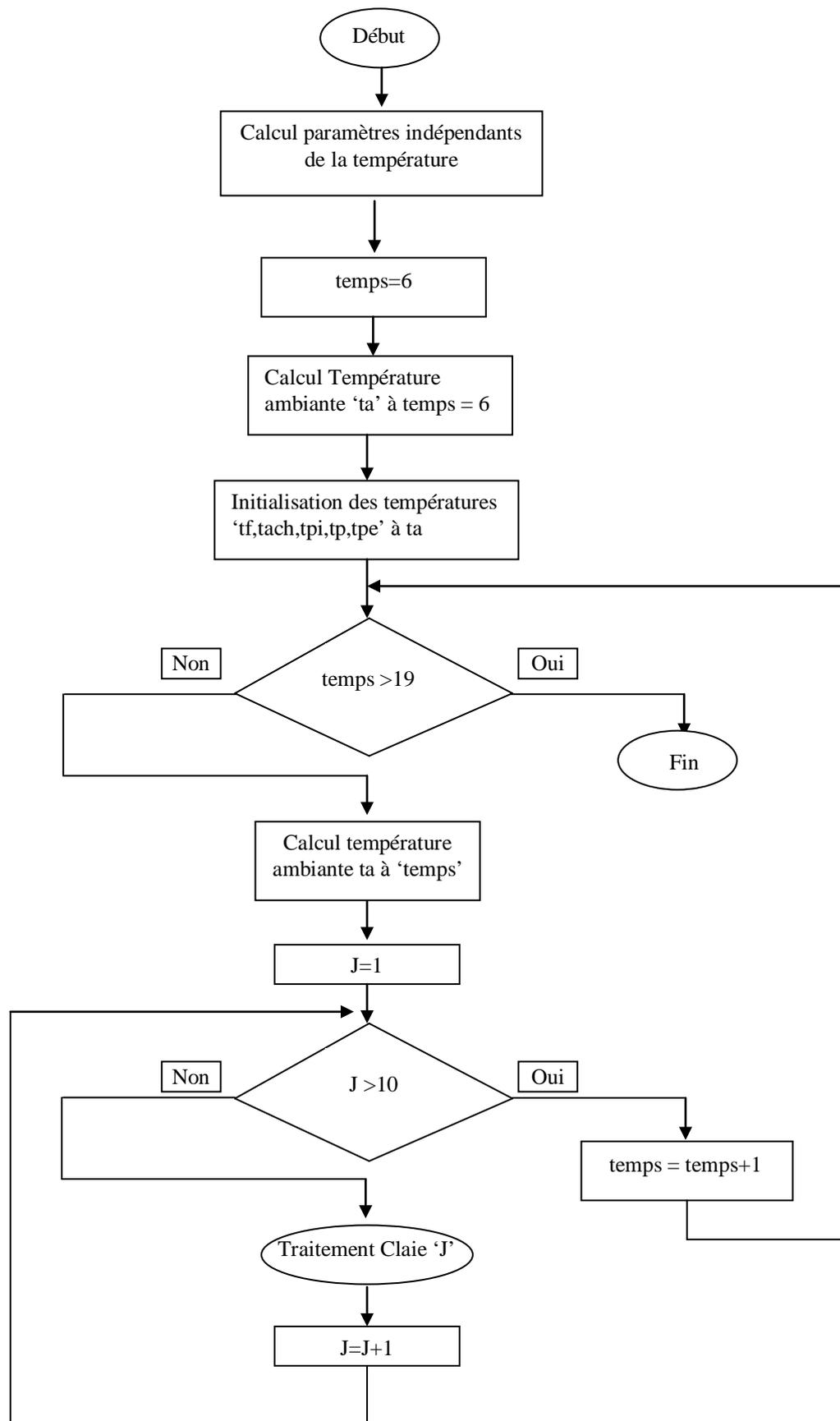
$$A_{54} = A_{45} = -S_p \cdot h_{cd,pe}$$

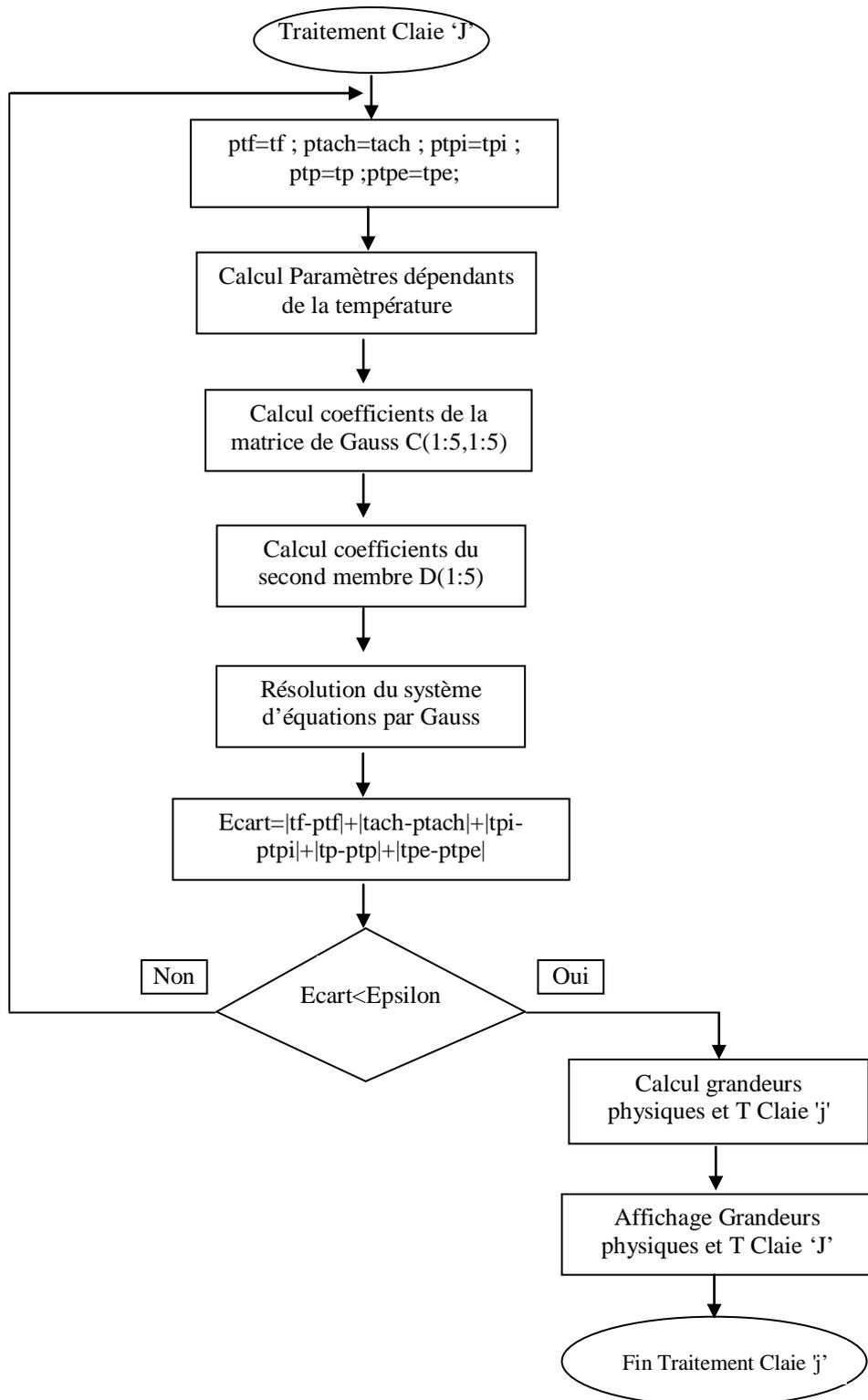
$$A_{55} = \frac{m_{pe} \cdot Cp_{pe}}{\Delta t} + h_{ce} \cdot S_p + h_{re} \cdot S_p + h_{cd,pe} \cdot S_p$$

$$B_5 = \frac{m_{pe} \cdot Cp_{pe}}{\Delta t} T_{pe}^t(j) + h_{ce} \cdot S_p \cdot T_a + h_{cd,pe} \cdot S_p \cdot T_c$$

A l'instant initial, tous les éléments constituant du séchoir et le produit à sécher sont à la température ambiante. Pour la première claie du séchoir ( $j = 1$ ) la température du séchoir est celle de l'air chauffé (sortie capteur). Ensuite, pour chaque claie et pour chaque pas de temps, un système d'équations est obtenu. Sa résolution permet de calculer les températures des différents éléments constituant le séchoir, la température du produit à sécher ainsi que celle de l'air. La cinétique utilisée permet de calculer la teneur en eau du produit et l'énergie d'évaporation. En ce qui concerne le calcul des coefficients de transfert, il est effectué pour chaque pas de temps et pour chaque tranche. Pour la résolution du système d'équations, la méthode de Gauss Seidel est utilisée. Tous cela est représenté dans l'organigramme du programme développé en Langage FORTAN 90 pour le calcul numérique

### II.3.4.3. Organigramme du programme développé pour le calcul numérique du séchoir solaire





## II.3.5. Recherche bibliographique des coefficients de transfert thermique la puissance échangée par le changement de phase et L'estimation de l'efficacité thermique

### II.3.5.1. Détermination des coefficients de transfert thermique

Soit au niveau du capteur ou chambre de séchage les échanges thermiques se font selon les trois modes de transfert : par conduction, par convection et par rayonnement.

- **Au niveau du Capteur**

Calcul du coefficient par conduction à travers la vitre [7]

$$h_{cv} = \frac{\lambda_v}{ep_v} \quad (\text{II.7})$$

Calcul du coefficient par conduction à travers l'isolant [37]

$$h_{ci} = \frac{\lambda_i}{ep_i} \quad (\text{II.8})$$

Calcul du coefficient d'échange par convection entre la vitre et l'air ambiant, ainsi l'isolant et l'air ambiant [35],[36]

$$h_{vv} = 5,67 + 3,86.V \quad (\text{II.9})$$

V : est la vitesse du vent extérieur (m/s)

Calcul du coefficient par convection entre la vitre et l'absorbeur  $(h_{vvn} = \frac{\lambda_{air}}{ep})$

La lame d'épaisseur située entre la vitre et l'absorbeur se comporte comme un isolant vis-à-vis de la transmission par conductibilité, mais si  $\epsilon$  est trop grand, une convection naturelle de l'air intervient, ce qui entraîne des pertes non négligeables par convection. Les conditions optimales sont d'après Chapman [39]

$$[T_n - T_v]e^{-3} < k \quad (k \text{ dépend du fluide considéré})$$

Convection naturelle entre la vitre et l'absorbeur [36], [37]

$$h_{vvn} = \frac{Nu_{vn} \lambda_{air}}{ep}$$

$$Nu_{vn} = (0,06 + 3.10^{-4} (90 - \beta) Gr^{0,33}) \quad (\text{II.10})$$

$$Gr = \rho_{air}^2 \frac{g(T_n - T_{vi}).ep}{\mu_{air}(T_{vi} + t_n)/2}$$

Gr: Nombre de Grashof, qui caractérise le phénomène de la convection naturelle.

Coefficient de transfert par convection entre l'absorbeur et le fluide, ainsi l'isolant et le fluide [36]

$$h_{van} = h_{vai} = \frac{Nu \lambda_{air}}{D_H}$$

$$Nu = 0,018 Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4}$$

Formule de Tan et Chartes

$$Re = \frac{U \cdot D_H \cdot \rho_{air}}{\mu_{air}}$$

$$Pr = \frac{\mu_{air} \cdot Cp_{air}}{\lambda_{air}}$$

$$D_H = \frac{4 \cdot Sect}{Perm} = \frac{4 \cdot (l \arg \cdot ep)}{2 \cdot (l \arg + ep)}$$

Voir l'annexe A, pour le calcul des caractéristiques physiques de l'air utilisé.

Calcul du coefficient d'échange par rayonnement entre la vitre et le ciel [36]

$$h_{rvc} = \sigma \cdot \varepsilon_v \cdot (T_c + T_{ve}) \cdot (T_c^2 + T_{ve}^2)$$

Calcul du coefficient d'échange par rayonnement entre l'absorbeur et la vitre

$$h_{mv} = \sigma \cdot \frac{(T_{vi} + T_n) \cdot (T_{vi}^2 + T_n^2)}{\frac{1 - \varepsilon_v}{\varepsilon_v} + 1 + \frac{1 - \varepsilon_n}{\varepsilon_n}}$$

Calcul du coefficient d'échange par rayonnement entre l'isolant et le sol [40]

$$h_{ris} = \sigma \cdot \varepsilon_{is} \cdot (T_{ie} + T_s) \cdot (T_{ie}^2 + T_s^2)$$

Avec  $T_s = T_a$

$$T_c = 0,0852 T_a^{1,5}$$

La température ambiante  $T_a$  de l'air est calculée à l'aide de la formule :

$$T_a = 8,1 \cdot \sin(0,261 \cdot Tl - 2,093) + 34,74$$

$$T_a = \frac{T_{a \max} + T_{a \min}}{2} + \frac{T_{a \max} - T_{a \min}}{2} \cdot \cos \left[ (14 - TSV) \frac{\pi}{12} \right]$$

Calcul du coefficient d'échange par rayonnement entre l'absorbeur et l'isolant

$$h_{mi} = \sigma \cdot \frac{(T_n + T_{ii}) \cdot (T_n^2 + T_{ii}^2)}{\frac{1 - \varepsilon_n}{\varepsilon_n} + 1 + \frac{1 - \varepsilon_{ii}}{\varepsilon_{ii}}}$$

### II.3.5.2. Calcul des puissances $P_v$ et $P_n$ : [36]

Ce calcul dépend de la journée d'exposition du capteur, de l'angle d'inclinaison et du lieu où se trouve ce dernier, ainsi que d'autres paramètres indispensables, qui seront définis ultérieurement

$P_v$  : Puissance absorbée par la vitre est donnée par la relation suivante :

$$P_v = P_{dir} \cdot \alpha_{dir,v} + P_{dif} \cdot \alpha_{dif,v}$$

$P_n$  : Puissance captée par l'absorbeur est donnée par la relation suivante :

$$P_n = \alpha_n \cdot \frac{P_{dir} \cdot \tau_{dir} + P_{dif} \cdot \tau_{dif}}{1 - (1 - \alpha_n) \cdot \rho_{dif}}$$

$P_{dir}$  : est la puissance directe causée par le rayonnement diffus

$P_{dif}$  : est la puissance diffuse

$\alpha_{dir,v}$  et  $\alpha_{dif,v}$  : sont les coefficients d'absorption respectivement pour le rayonnement direct et le rayonnement diffus.

$\alpha_n$  : Coefficient d'absorption de l'absorbeur

$\tau_{dir}$  : Coefficient de transmission pour le rayonnement direct

$\tau_{dif}$  : Coefficient de transmission pour le rayonnement diffus

$\rho_{dif}$  : Coefficient de réflexion pour le rayonnement diffus

$\rho_{dif}$  : caractérise la réflectivité de la vitre

$$\alpha_{dir,v} = 1 - \tau_{dir1} - \rho_1 \quad [36], [16]$$

$$\rho_1 = \frac{1}{2} \left( \frac{\sin^2(\theta_1 - i)}{\sin^2(\theta_1 + i)} + \frac{tg^2(\theta_1 - i)}{tg^2(\theta_1 + i)} \right)$$

$\rho_1$  : Réflectivité au flux direct

$$\theta_1 = \text{Arc sin} \left( \frac{n_1}{n_2} \cdot \sin(i) \right) \quad (\text{Angle de réfraction})$$

$$\tau_{dir1} = \tau_{r1} \cdot \tau_{a1}$$

$$\tau_{r1} = \frac{1 - \rho_1}{1 + \rho_1}$$

$$\tau_{a1} = \text{Exp} \left( \frac{-ext.ep_v}{\cos(\theta_1)} \right)$$

$$\tau_{dif,v} = 1 - \tau_{dif2} - \rho_2$$

$$\rho_2 = \frac{1}{2} \left( \frac{\sin^2(\theta_2 - i_2)}{\sin^2(\theta_2 + i_2)} + \frac{tg^2(\theta_2 - i_2)}{tg^2(\theta_2 + i_2)} \right)$$

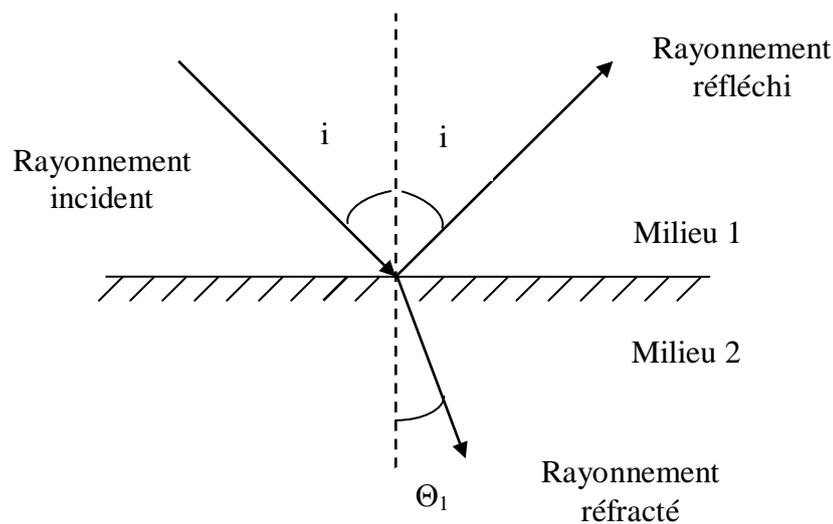
$\rho_2$  : Réflectivité au flux diffus

$$\theta_2 = \text{Arc sin} \left( \frac{n_1}{n_2} \cdot \sin(i_2) \right)$$

$$\tau_{dif2} = \tau_{r2} \cdot \tau_{a2}$$

$$\tau_{r2} = \frac{1 - \rho_2}{1 + \rho_2}$$

$$\tau_{a2} = \text{Exp} \left( \frac{-ext.ep_v}{\cos(\theta_2)} \right)$$



$i$ : Angle d'incidence

$\theta_1$  et  $\theta_2$  : angles de réfraction qui font les rayons avec la normale au dioptre

$n_1$  : indice de réfraction du milieu 1

$n_2$  : indice de réfraction du milieu 2

Calcul de la puissance directe : [41]

$$P_{dir} = I_0 \cdot c \cdot \tau_{dir} \cdot \cos(i)$$

$$P_{dir} = P_{dir,h} \cdot \cos(i)$$

$$P_{dir,h} = I_0 \cdot c \cdot \tau_{dir} \cdot \cos(h)$$

$P_{dir,h}$  : Flux direct reçu par un capteur plan horizontal

$I_0$  : constante solaire est égale à 1353 (W/m<sup>2</sup>)

$c$  : facteur de correction dû à la variation de la distance terre – soleil

$$c = 1 + 0,033 \cdot \cos\left(\frac{360 \cdot d}{365}\right)$$

$$\tau_{dir} = A \cdot \exp\left(\frac{-B}{\sin(h)} \cdot \frac{P}{1000}\right)$$

$d$  : numéro du jour dans l'année

$h$ : la hauteur du soleil

$P$  étant la pression au niveau du sol, elle est évaluée généralement à 1000 [mb]

$A$  et  $B$  étant les coefficients de trouble du ciel dont les valeurs sont confinées dans le tableau II.1. [34]

|          | Ciel pur    | Conditions normales | Zones industrielles |
|----------|-------------|---------------------|---------------------|
| <b>A</b> | <b>0.87</b> | <b>0.88</b>         | <b>0.91</b>         |
| <b>B</b> | <b>0.17</b> | <b>0.26</b>         | <b>0.43</b>         |

**Tableau II.1**

$$\sin(h) = \cos(Z) = \sin(\phi) \cdot \sin(\delta) + \cos(\phi) \cdot \cos(\delta) \cdot \cos(\omega) \quad [42]$$

$\phi$  : latitude du lieu est égale à 36,17° pour Constantine [42]

$$\delta = 23,45 \cdot \sin\left(\frac{360}{365}(284 + d)\right)$$

$\delta$ : déclinaison en degré ( $\delta < 0$  en automne et hiver,  $\delta > 0$  au printemps et en été)

$$\omega = (TSV - 12) \cdot 15$$

$\omega$  : l'angle horaire en degré ( $\omega = 0$  au niveau solaire vraie,  $\omega < 0$  le matin et  $\omega > 0$  l'après midi)

Pour chaque heure  $\omega$  vaut 15°; l'heure solaire vraie  $\approx$  l'heure calculée d'après G.M.T

$$\cos(i) = \sin(\delta) \cdot \sin(\phi) \cdot \cos(\beta) + \cos(\delta) \cdot \cos(\phi) \cdot \cos(\omega) + \cos(\delta) \cdot \sin(\beta) \cdot \sin(\omega) \cdot \sin(\alpha) - \sin(\delta) \cdot \cos(\phi) \cdot \sin(\beta) \cdot \cos(\alpha) + \cos(\delta) \cdot \sin(\beta) \cdot \cos(\omega) \cdot \cos(\alpha)$$

$i$  : est l'angle entre le rayon incident et la normal au plan

$\beta$  : Angle d'inclinaison d'un capteur par rapport à l'horizontal

$\alpha$  : Orientation vers le sud

Pour une surface orientée au plan sud ( $\alpha = 0$ ),  $\cos(i)$  s'écrira sous la forme :

$$\cos(i) = \cos(\phi - \beta) \cdot \cos(\delta) \cdot \cos(\omega) + \sin(\delta - \beta) \cdot \sin(\delta)$$

**Calcul de la puissance diffuse :** [36], [8]

$$P_{dif} = P_{dif,c} + P_{dif,s}$$

Le rayonnement solaire diffus reçu par la surface d'un capteur se divise en deux parties

$P_{dif,c}$  : rayonnement diffus par la voûte céleste

$P_{dif,s}$  : rayonnement diffus par le sol et reçu par le capteur

$$\begin{aligned} P_{dif,c} &= I_0 \cdot c \cdot \tau_{dir} \cdot \sin(h) \cdot \tau_{dif} \\ &= I_0 \cdot c \cdot \sin(h) \cdot (0,2710 - 0,2939 \cdot \tau_{dir}) \cdot \frac{1 + \cos(\beta)}{2} \end{aligned}$$

$$P_{dif,s} = (I_0 \cdot c \cdot \tau_{dir} \cdot \sin(h) + I_0 \cdot c \cdot \tau_{dif} \cdot \sin(h)) \cdot a \cdot \frac{1 - \cos(\beta)}{2}$$

$a$  : l'albédo du sol (coefficient de réflexion du sol)

$a = 0.2$  (absence de la neige)

$a = 0.8$  (en présence de la neige)

Puissance captée par l'absorbeur

$$P_n = \alpha_n \cdot \frac{P_{dir} \cdot \tau_{dir} + P_{dif} \cdot \tau_{dif}}{1 - (1 - \alpha_n) \cdot \rho_{dif}}$$

$$\tau_{dif} = 0.2710 - 0.2939 \cdot \tau_{dir}$$

- **Au niveau de la chambre de séchage**

Au sein de la chambre de séchage comme du capteur, l'air circule par convection forcée. Le coefficient par convection au sein de la chambre de séchage ou du capteur peut être obtenu si l'on connaît le nombre de Nuselt.

Transfert par convection [8], [36], [37]

Coefficient par convection entre la paroi interne du séchoir et l'air asséchant

$$h_{cach,pi} = \frac{Nu_{pi} \cdot \lambda_{air}}{D_H}$$

$D_H$  : est le diamètre hydraulique égal à:

$$D_H = \frac{4.S}{2.(l\ arg + prof)}$$

$$Nu_{pi} = 0,023 . Re_{pi}^{0,8} . Pr^{0,33} \quad [15]$$

$$Re_{pi} = \frac{U . D_H . \rho_{ah}}{\mu_{ah}} \quad [36]$$

$$Pr = \frac{\mu_{air} . Cp_{air}}{\lambda_{air}}$$

$\rho_{ah}$  : masse volumique de l'air chaud (kg/m<sup>3</sup>)

$\mu_{ah}$  : viscosité dynamique (kg/m.s)

$Cp_{air}$  : Chaleur massique de l'air (W/kg.K)

$\lambda_{air}$  : coefficient de conductibilité thermique de l'air (W/m.K)

$U$  : Vitesse moyenne du fluide

Calcul du coefficient de convection entre l'air asséchant et le produit (surface du fruit)

$$h_{cach,f} = \frac{Nu_D . \lambda_{air}}{D_f}$$

$$Nu_D = 2 + 0,03 . Pr^{0,33} . Re_D^{0,54} + 0,35 . Pr^{0,36} . Re_D^{0,58} \quad [8]$$

Qui est valable à n'importe quelle valeur de  $Re_D$

$$Re_D = \frac{U_f . D_f . \rho_{ah}}{\mu_{ah}}$$

Calcul  $U_f$  (vitesse autour du produit) [8], [41], [43]

$$U_f = \frac{U}{P_0} \quad (\text{II.11})$$

$$P_0 = \frac{V_T - V_F}{V_T} \quad (\text{II.12})$$

$P_0$  : Porosité ou taux de vide

$$V_T = l \text{ arg eur. profondeur. } D_f$$

$$V_F = Ne. \frac{4}{3} \cdot \pi \cdot \left(\frac{D}{2}\right)^3 \quad (\text{II.13})$$

$$Ne = \frac{m_f}{m_s} \quad \text{et} \quad Ne \in N$$

$$P_0 = 1 - OC$$

$$OC = \frac{V_s}{l \text{ arg eur. profondeur. } D_f} = \frac{N_s \cdot \pi \cdot D_f^3}{6 \cdot l \text{ arg eur. profondeur. } D_f} \quad (\text{II.14})$$

$m_f$  : la masse du produit sur la claie

$m_s$  : la masse d'un seul produit

### II.3.5.3. Puissance échangée par changement de phase [44]

C'est une puissance perdue par le produit à sécher. Elle est donnée par la formule :

$$P_{ev} = m_{sec} \cdot L_v \cdot \frac{dX}{dt} \quad (\text{II.15})$$

$$\text{Avec: } L_v = 4186,8 \cdot (597 - 0,56 \cdot T_f) \quad (\text{II.16})$$

Où  $m_{sec}$  : masse sèche du produit (kg)

$L_v$  : Chaleur latente d'évaporation de l'eau (J/kg)

- **Equation de la conservation de la masse d'eau**

$$\dot{m}_{ach} \cdot (W_{ach}^*) = k(X - X_e) \cdot m_{sec} \quad (\text{II.17})$$

### II.3.5.4. Estimation de l'efficacité thermique

Le calcul de l'efficacité thermique se fait par le calcul de l'efficacité du collecteur, et celle de la chambre de séchage.

#### II.3.5.4.1. Efficacité thermique du collecteur [44], [45]

L'efficacité thermique du capteur solaire est défini par le rapport suivant :

$$\eta_c = \frac{\text{Puissance thermique utile par m}^2 \text{ de capteur}}{\text{Flux solaire incident sur le plan du capteur}} \quad (\text{II.18})$$

Cette définition se traduit par l'expression:

$$\eta_c = \frac{Q_u}{A_c I} \quad (\text{II.19})$$

La puissance utile récupérée par le fluide est déterminée par l'équation suivante :

$$Q_u = m \cdot Cp \cdot (T_s - T_e) \quad (\text{II.20})$$

$m$  : débit massique de l'air dans le capteur (kg/m<sup>2</sup>.s)

$Cp$  : capacité spécifique de l'air (J/kg.K)

$T_e$  : température d'entrée au capteur, (K)

$T_s$  : température de sortie du capteur (K)

$A$  : surface du capteur (m<sup>2</sup>)

$I$  : puissance solaire incidente (W/m<sup>2</sup>)

#### II.3.5.4.2. Efficacité du séchoir [25], [46], [47]

Pour le séchoir solaire fonctionnant en convection forcée, l'efficacité est donnée par l'expression suivante :

$$\eta_{ch} = \frac{m_f \cdot (X_0 - X) \cdot L_v / (X_0 + 1)}{(I \cdot A_c + P_f) t} \times 100 \quad (\text{II.21})$$

$L_v$  : chaleur latente de vaporisation (J/kg)

$I$  : puissance solaire (W/m<sup>2</sup>)

$P_f$  : énergie électrique consommée par le ventilateur (W)

### **III. Résultats et discussion**

Cette partie présente les différents résultats obtenus par la simulation, pour l'étude du comportement du séchage des abricots dans un séchoir solaire indirect, la distribution des températures, des teneurs en eau, et humidités absolues de l'air asséchant, on va étudier l'influence des paramètres de l'air et du produit qui sont la température, la vitesse de l'air chauffé, la masse et le diamètre du produit sur le processus du séchage. Ces résultats sont semblables à ceux obtenus dans [24] et [30]. Dans toutes nos simulations, nous avons pris une teneur en eau initiale, égale à 3.16 kg d'eau/kg de matière sèche des abricots et une humidité absolue de l'air, égale à 24.2 g/kg d'air sec.

Pour ailleurs, nous avons utilisé une gamme de température de l'air entre 323 K et 353 K; une vitesse de l'air, varie entre 0.2 m/s et 1.5 m/s. En ce qui concerne le produit à sécher, nous avons pris une masse parmi 5, 15 et 25 Kg ; et un diamètre parmi 3, 5, 6, cm.

### III.1. Distribution de la teneur en eau

La figure III.1 donne l'évolution en fonction du temps, de la teneur en eau dans le produit, au niveau des différentes claies du séchoirs. Dans une tranche, lorsque les abricots atteignent une teneur en eau résiduelle de 18 % base humide **Inci Türk Togrul**-[24] et **M. Daguenet**-[36], soit 0.2195 kg d'eau /kg de base sèche, on considère que le produit est séché dans cette tranche.

Le produit sèche plus vite dans les premières claies, comparé au produit posé sur les dernières; ce qui est tout a fait normal. Puisqu'au fur et à mesure que l'air avance dans le séchoir, sa température diminue et son humidité augmente. Autrement dit, le produit humide cède son eau à l'air puisqu'il régie une pression partielle de vapeur d'eau plus faible dans l'air qu'à la surface du produit.

Les résultats obtenus, représentés dans la figure III.1 sont semblables à ceux obtenus par **Ebru Kavak Akpinar** [29].

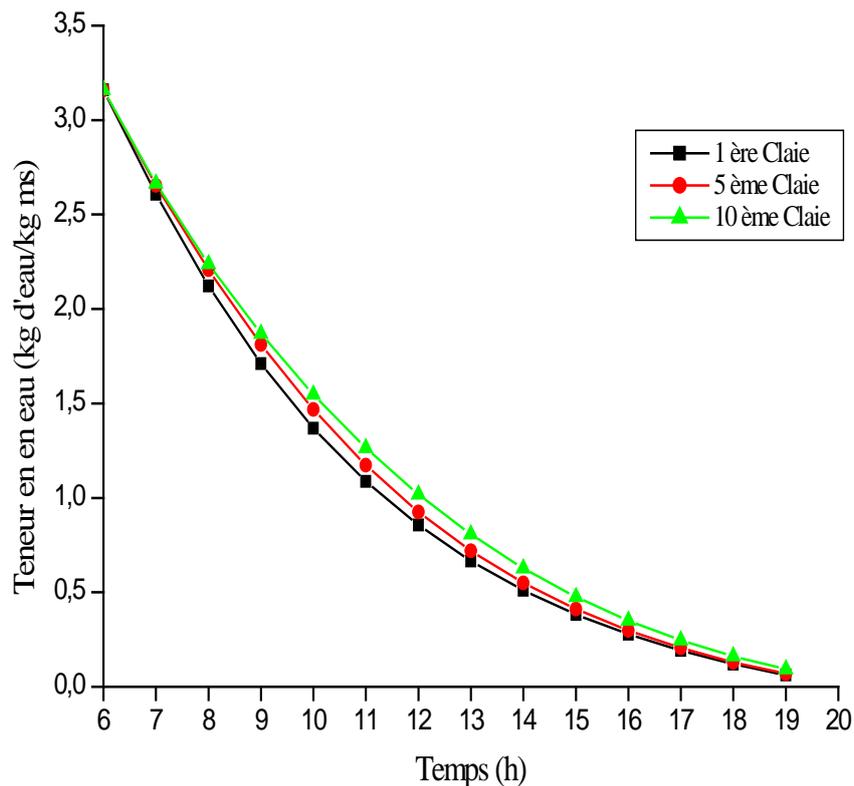


Figure III.1: Evolution de la teneur en eau des abricots dans les différentes claies du séchoir  
( $T_{air} = 333 \text{ °k}$ ,  $U = 1 \text{ m/s}$ ,  $w_{ach} = 24.2 \text{ g/kg d'air sec}$ ,  $D = 5 \text{ cm}$ ,  $m_f = 25 \text{ kg}$ )

### III.2. Distribution de la température du produit

En ce qui concerne la variation de température des produits dans les différentes claies, la figure III.2 montre qu'il y a une montée en température du produit durant le temps de séchage, et ce grâce à l'échange convectif entre l'air chaud et le produit humide. Ainsi, que la température du produit pour la première claie, et pour une journée de séchage est presque égale à la température de l'air asséchant. Cependant, pour la cinquième, et la dernière claie, on constate une nette diminution de la température du produit, pour la même durée de séchage et ce par (330 K et 328 K). Cette figure, montre que le produit dans la première claie sèche plus rapidement que dans les claies supérieures. Cette allure est confirmée par les résultats obtenus par **Abdelhamid Belghit et al.** [44].

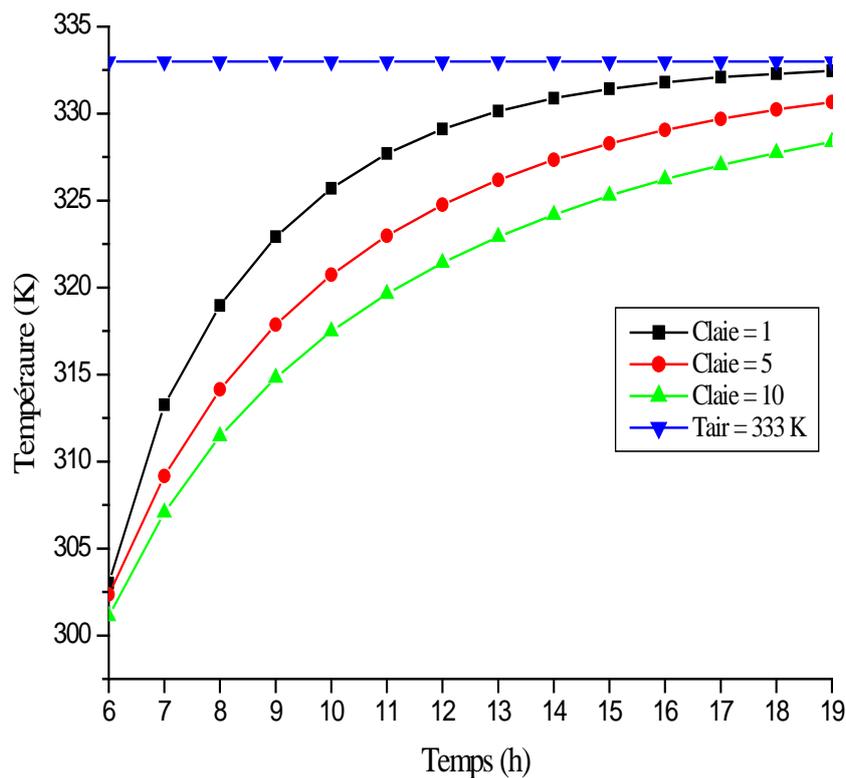


Figure III.2: Evolution de la température des abricots dans les différentes claies du séchoir (T<sub>air</sub> = 333 °k, U = 1 m/s, w<sub>ach</sub> = 24.2 g/kg d'air sec, D= 5 cm, m<sub>f</sub> = 25 kg)

### III.3. Distribution de l'humidité absolue de l'air

La figure III.3 présente l'évolution temporelle de l'humidité absolue de l'air asséchant au niveau de trois claies différentes. Dans ce cas, l'eau dégagée par évaporation du produit est récupérée par l'air chauffé. C'est-à-dire que l'air chauffé récupère plus d'eau évaporée dans la dernière claie par rapport à la première, où l'humidité récupérée par l'air diminue avec le temps; puisqu'il y a de moins en moins d'eau à évaporer.

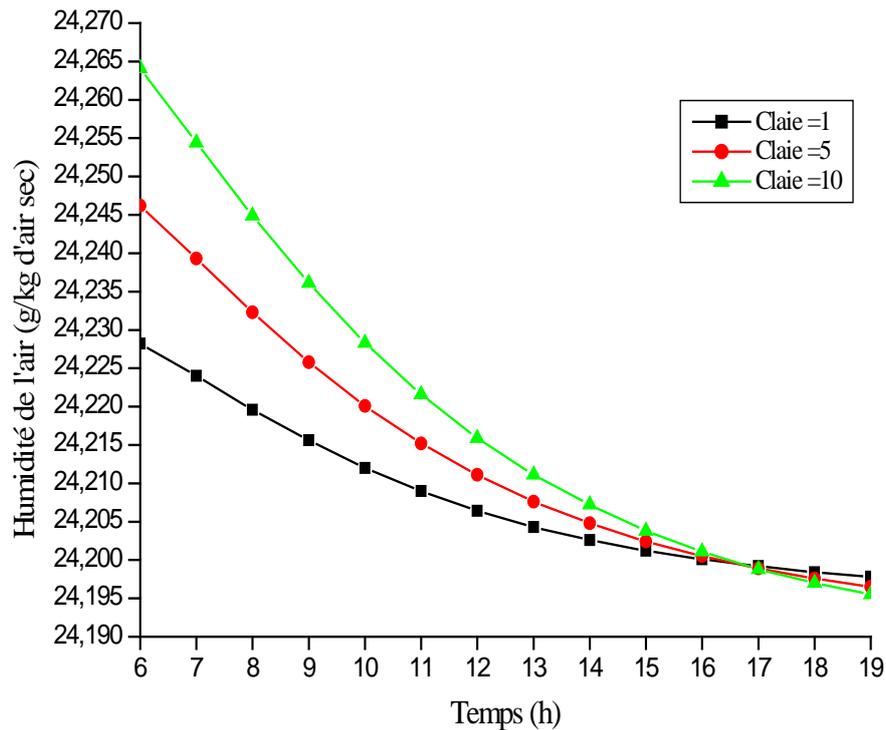


Figure III.3: Evolution de l'humidité absolue dans les différentes claies du séchoir

( $T_{air} = 333 \text{ } ^\circ\text{k}$ ,  $U = 1 \text{ m/s}$ ,  $D = 5 \text{ cm}$ ,  $m_f = 25 \text{ kg}$ )

### III.4. Etude paramétrique du modèle

L'étude paramétrique, que nous avons menée dans cette recherche concerne les paramètres suivants: la température et la vitesse de l'air asséchant, ainsi la masse et le diamètre du produit.

#### III.4.1. Effet de la température de l'air chauffé

La figure III.4 montre l'influence de la température de l'air asséchant qui varie de 323 K à 353 K avec un diamètre de 5 cm et une masse de 25 kg sur la cinétique de séchage au niveau de la 10<sup>ème</sup> claie. L'augmentation de la température donne une chaleur en plus. Ceci provoque une évaporation d'eau rapide du produit. Pour un temps fixé, la teneur en eau pour une température de l'air chauffé à 353 K est inférieure à celle de l'air chauffé à 323 K.

Pour 353 K, la durée de 11 heures et 30 minutes est suffisante pour atteindre la teneur en eau voulue. Aussi, pour 333 K, et une durée de 12 heures était suffisante. Ainsi, que pour 323 K, 14 heures de séchage étaient suffisantes. Dans **Inci** [24] où le même modèle de cinétique que le nôtre est pris, des résultats expérimentaux similaires sont obtenus. Même choses dans **Inci** [30] et **E.K.Akpinar** [29].

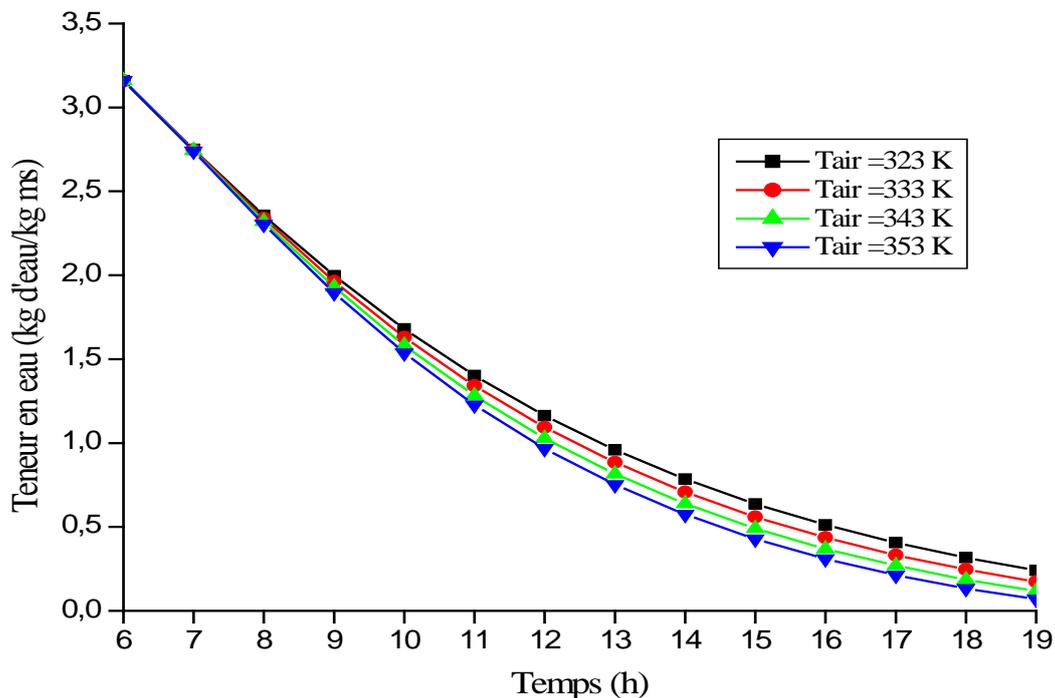


Figure III.4 : Influence de la température d'entrée de l'air de séchage sur la teneur en eau des abricots

( $U = 1\text{m/s}$ ,  $w_{\text{ach}} = 24.20\text{ g/kg d'air sec}$ ,  $D = 5\text{ cm}$ ,  $j = 10$ ,  $m_f = 25\text{ kg}$ )

La figure III.5 représente la variation de la température du produit au niveau de la dernière claie et ce, pour quatre températures différentes de l'air chauffée. Il est expliqué avant que l'air chauffée serve à évaporer l'eau du produit et augmenter sa température jusqu'à atteindre la température de l'air chauffée à l'entrée du séchoir. L'air à 353 K dispose de plus de chaleur pour évaporer l'eau et augmenter la température du produit comparée à 323 K. On remarque qu'à 14<sup>h</sup>.00, la température des abricots atteint 344.58 K pour une température de l'air chauffé égale à 353 K. cette température est supérieure à celle pour 343 K, ( $T_f=336.09$  K), 333 K, ( $T_f=327.6$  K) et 323 K ( $T_f = 319.1$  K)

Ceci confirme que la température de l'air asséchant est un paramètre important pour le séchage.

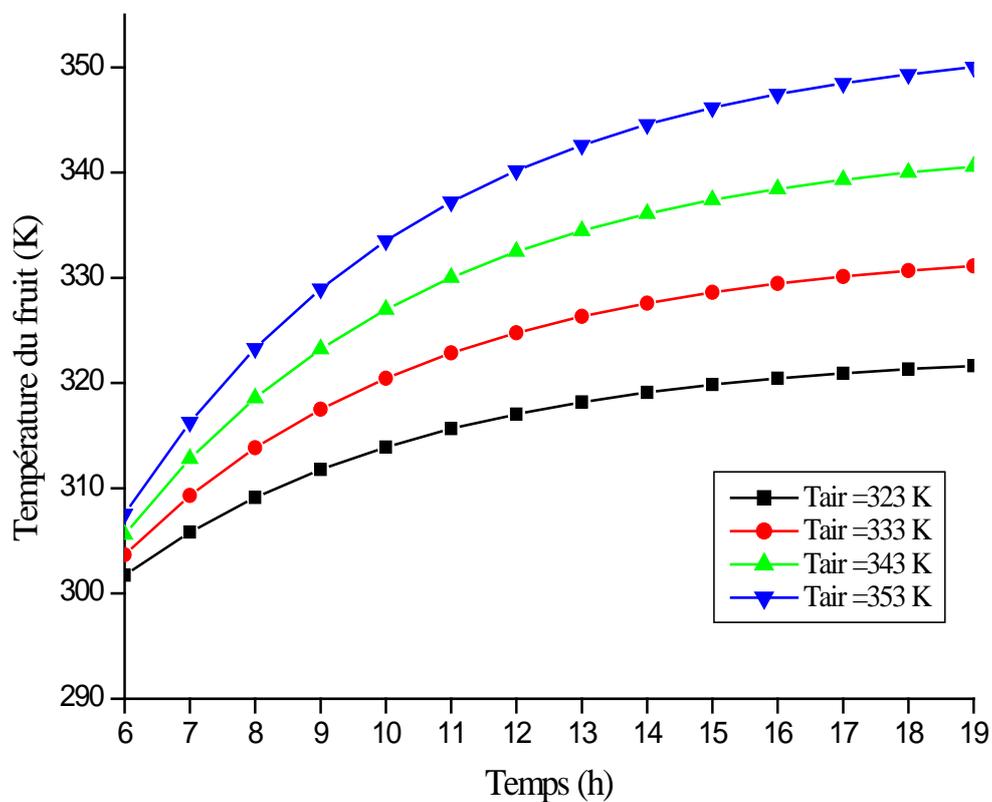


Figure III.5: Influence de la température d'entrée de l'air de séchage sur la température des abricots

( $U = 1\text{m/s}$ ,  $w_{ach} = 24.20$  g/kg d'air sec,  $D = 5$  cm,  $j = 10$ ,  $m_f = 25$  kg)

### III.4.2. Effet de la masse du produit

La figure III.6 montre la variation de la teneur en eau. Au début du séchage, la teneur en eau du produit est à sa valeur initiale, alors que la quantité d'eau dégagée par 25 kg est plus importante que celle dégagée par 15 ou 5 kg. Ceci, est expliqué par l'allure de la courbe. Cela peut être aussi expliqué par la présence d'un nombre important de produit dans 25 kg comparé à 15 kg ou 5 kg, qui reçoivent ainsi moins de chaleur apportée par l'air de séchage. Ce qui nécessiterait un plus grand débit pour sécher les 25 kg pour un même temps de séchage. Cette allure est confirmée par les résultats obtenus par **Bennamoun** [8] et **Madjoudj** [48].

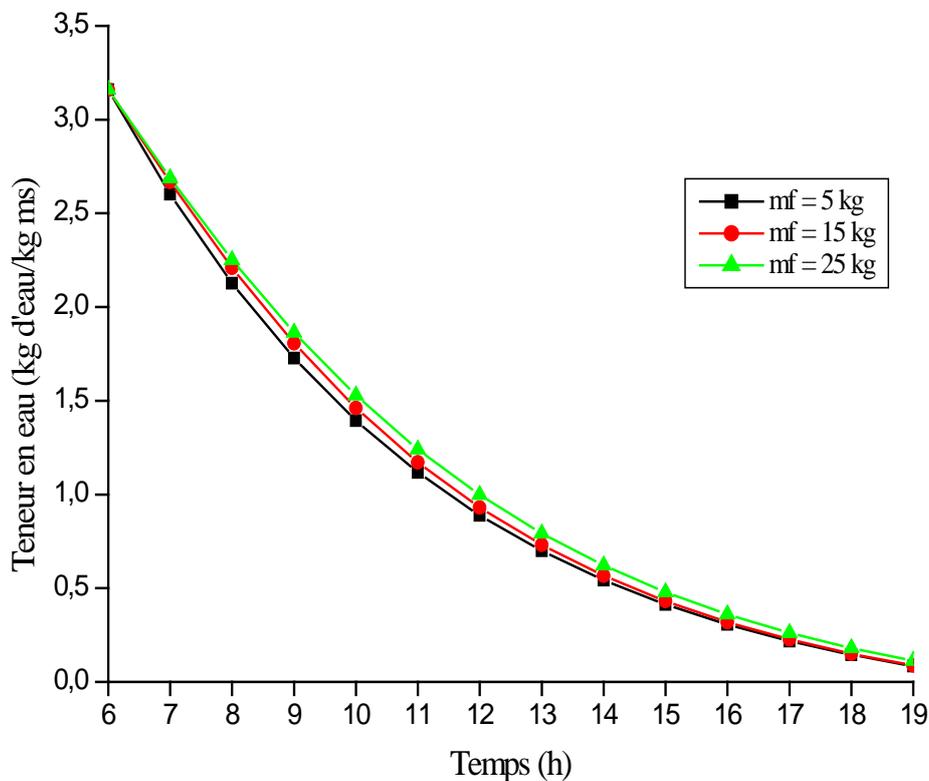


Figure III.6 : Influence de la masse des abricots sur la teneur en eau  
( $w_{ach} = 24.20$  g/kg d'air sec,  $D = 5$  cm,  $j = 10$ ,  $U = 1$  m/s,  $T_{air} = 333$  K)

La figure III.7 représente l'évolution temporelle de l'humidité absolue de l'air asséchant au niveau de la dernière claie. Dans ce cas, l'eau dégagée par évaporation du produit est récupérée par l'air chauffé. La figure montre que la quantité d'eau dégagée par 25 kg et plus importante que celle de 15 et 5 kg. Comme la quantité d'eau dégagée du produit diminue avec le temps, c'est-à-dire qu'il y a moins d'eau évaporée, ceci conduit à une diminution de vapeur récupérée par l'air. L'humidité de l'air chauffé diminue avec le temps jusqu'à ce que toutes les claies du séchoir atteignent la valeur de l'humidité de l'air à l'entrée du séchoir.

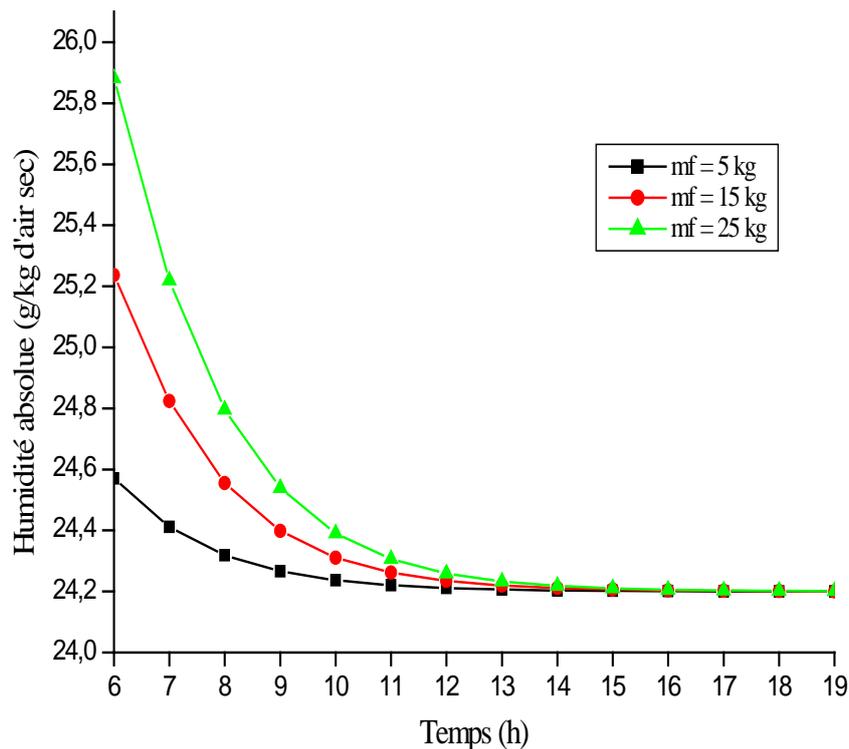


Figure III.7 : Influence de la masse des abricots sur l'humidité de l'air asséchant  
( $w_{ach} = 24,20$  g/kg d'air sec,  $D = 5$  cm,  $j = 10$ ,  $U = 1$  m/s,  $T_{air} = 333$  K)

Dans la figure III.8, nous représentons la variation de la température de l'air chauffé dans les différentes claies du séchoir. Il est évident que l'augmentation de la masse du produit entraîne des résultats presque uniforme au niveau de la première claie. Mais à partir de là, l'air chauffé qui se déplace dans le séchoir, récupère l'eau dégagée par évaporation du produit, ceci conduit à son tour à la diminution de sa température. Dans cette figure, il est remarqué que plus l'air asséchant traverse les claies du séchoir, plus sa température diminue, et son humidité augmente.

C'est-à-dire qu'il y'a plus d'eau dégagée à 25 kg qu'à 5 kg. Cela explique, que la température de l'air asséchant à 5 kg est supérieure à celle de 25 kg.

En conclusion; plus la masse du produit est grande, plus sa teneur en eau et son temps de séchage sont grands.

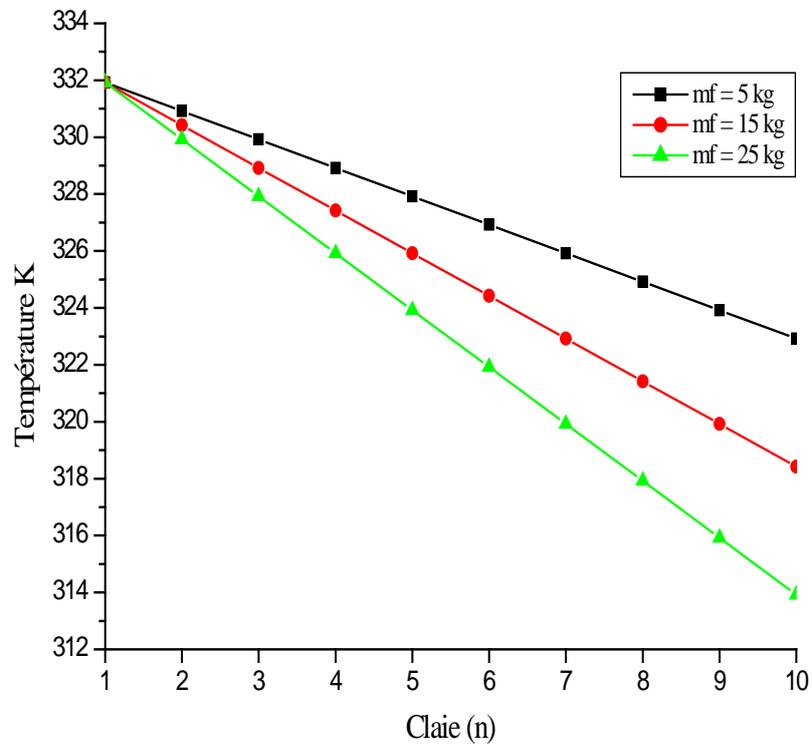


Figure III.8 : Influence de la masse des abricots sur la température de l'air asséchant  
( $w_{ach} = 24.20$  g/kg d'air sec,  $D = 5$  cm,  $U = 1$  m/s,  $T_{air} = 333$  K,  $t = 1$  h)

### III.4.3. Effet de la vitesse de l'air chaud

La vitesse varie de 0.75 m/s jusqu'à 1.5 m/s, avec une masse de 15 kg et une température de 333 K. La figure III.9 représente la variation de la teneur en eau du produit pour différentes vitesses. Elle montre que l'augmentation de la vitesse de l'air provoque la diminution de la teneur en eau du produit, et par conséquent, une diminution dans le temps de séchage. L'augmentation de taux de séchage, peut s'expliquer par l'augmentation de la convection à la surface du produit et par conséquent l'augmentation de taux d'évaporation. Les résultats sont en bonne concordance avec les travaux sur le séchage des abricots de **Inci** [24], [30], et à celle faites sur la pomme de terre de **E.K.Akpinar** [29].

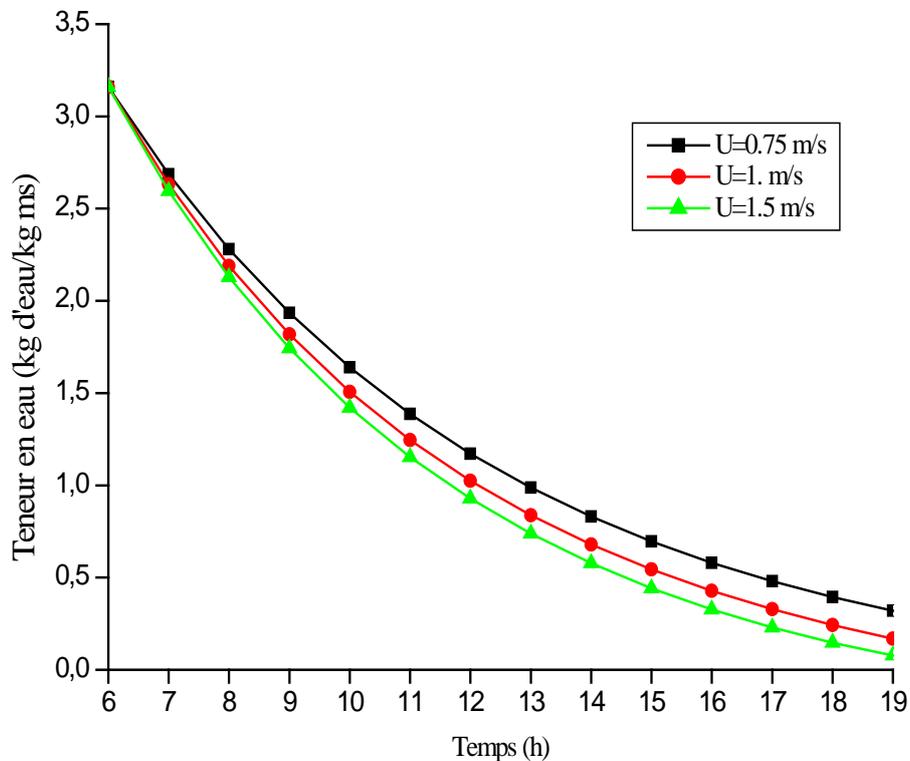


Figure III.9: Influence de la vitesse de l'air asséchant sur la teneur en eau des abricots ( $w_{ach} = 24.20$  g/kg d'air sec,  $D = 5$  cm,  $j = 1$ ,  $m_f = 15$  kg,  $T_{air} = 333$  K)

La figure III.10 représente la variation de l'humidité absolue de l'air dans le séchoir, on remarque que la courbe de l'humidité pour la vitesse de 1.5 m/s est supérieure à celle pour 1 m/s et 0.75 m/s, ce qui confirme l'effet de la vitesse de l'air sur la quantité d'eau dégagée par évaporation du produit et par conséquent, l'augmentation de la vitesse de l'air provoque l'augmentation de l'humidité absolue récupérée de l'air chaud

Toutefois, les résultats expérimentaux ont montré que la température d'air chaud a un effet significatif sur l'évolution du taux d'humidité contenu dans le produit. Cependant, la vitesse de séchage a un faible effet, comme il est montré dans la figure II.11; la température de l'air l'emporte sur sa vitesse. (E.K. Akpinar [29] et Madjoudj [48]).

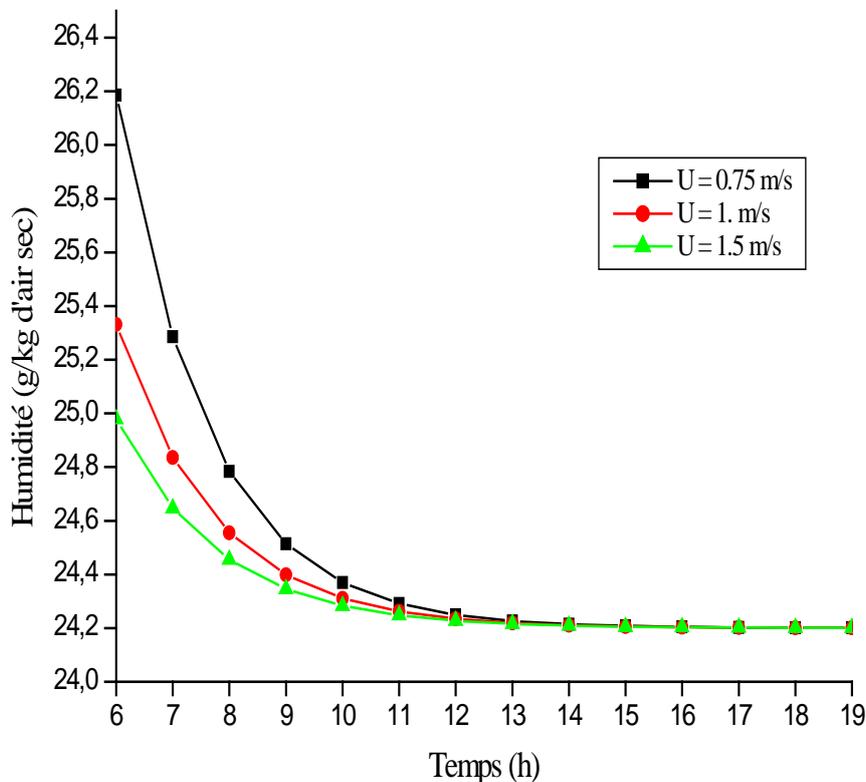


Figure III.10: Influence de la vitesse de l'air asséchant sur son humidité absolue  
(wach = 24.20 g/kg d'air sec, D= 5 cm, j= 10, mf= 15 kg, Tair= 333 K)

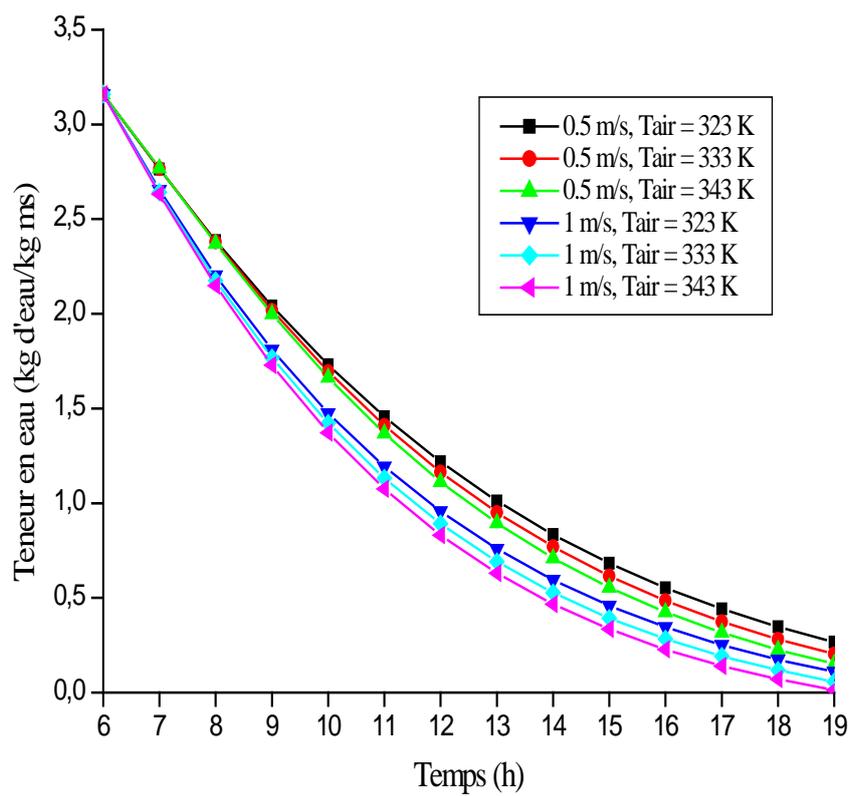


Figure III.11: Influence de la vitesse et de la température de l'air asséchant sur la teneur en eau des abricots  
 ( $w_{ach} = 24.20$  g/kg d'air sec,  $D = 5$  cm,  $j = 10$ ,  $m_f = 15$  kg,  $T_{air} = 333$  K)

### III.4.4. Effet du diamètre du produit

La figure III.12 représente la variation de la teneur en eau du produit pour différents diamètres. Elle montre que l'augmentation du diamètre entraîne un ralentissement d'évaporation d'eau c'est-à-dire, une augmentation de la teneur en eau grâce au phénomène de la diffusion de l'eau du produit, ainsi qu'une augmentation du temps de séchage.

Ces résultats sont conformes aux résultats obtenus par **L. Bennamoun** [8], **Inci** [24], **E.K. Akpinar** [29], et l'étude expérimentale faite sur le séchage des produits en couches minces **Madjoudj** [48].

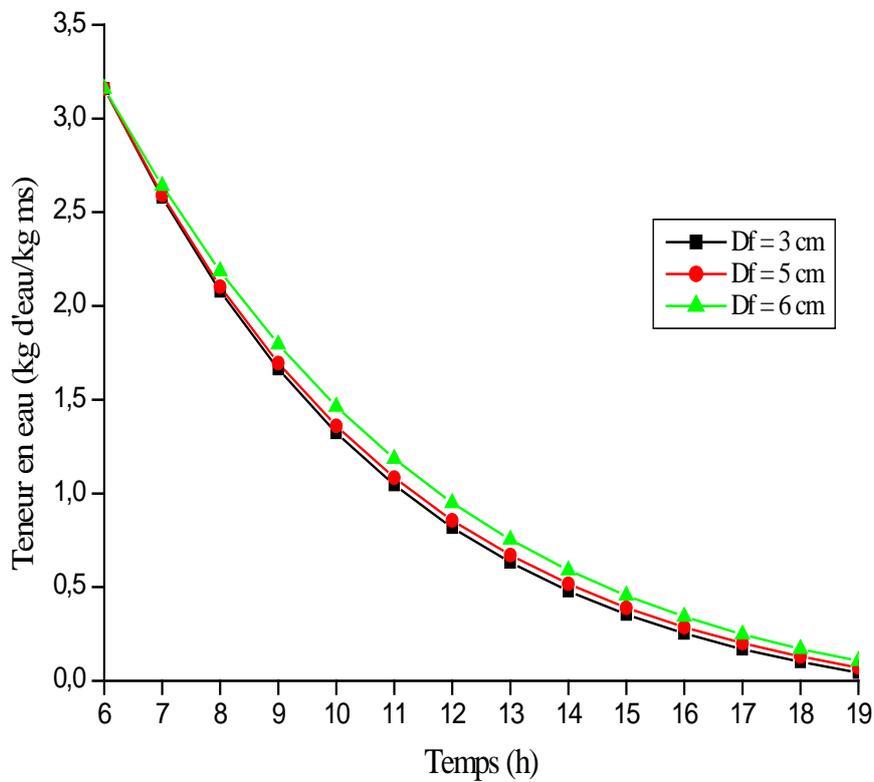


Figure III.12: Influence du diamètre des abricots sur la teneur en eau ( $w_{ach} = 24.20$  g/kg d'air sec,  $U = 1$  m/s,  $j = 10$ ,  $m_f = 15$  kg,  $T_{air} = 333$  K)

La figure III.13 représente la variation de la température du produit au niveau de la dernière claie et pour trois valeurs du diamètre du produit. Il est expliqué avant, que l'air asséchant serve à évaporer l'eau contenue dans le produit et augmenter sa température. Comme il est montré dans la figure, la diminution du diamètre du produit entraîne l'augmentation de sa température jusqu'à atteindre la température de l'air asséchant à l'entrée du séchoir en fin de séchage.

Il est constaté de la figure III.2 que chaque abricot de diamètre 6 cm reçoit moins de chaleur que pour 3 cm. Donc, l'effet du diamètre dans la figure III.13 montre que la température du diamètre 3 cm est plus élevée que celle de 6 cm. On remarque dans la figure, que pour un temps fixe (14<sup>h</sup>.00), la température des abricots atteint 331,79 K pour le diamètre du produit de 3 cm, elle est supérieure à celle pour 5 cm, ( $T_f=330.50$  K), et 6 cm ( $T_f = 329.54$  K).

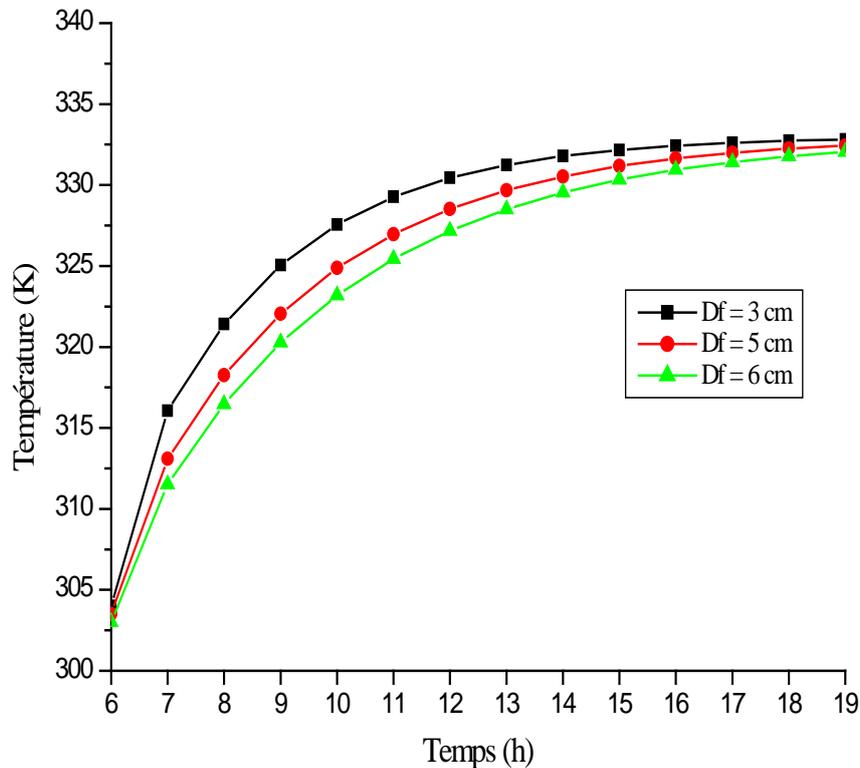


Figure III.13: Influence du diamètre du produit sur sa température (wach = 24.20 g/kg d'air sec, U = 1 m/s, j= 10, mf= 15 kg, Tair= 333 K)

La figure III.14 représente la variation de l'humidité absolue de l'air dans les différentes claies du séchoir, il est remarqué que pour une claie et un temps égal à 1 h, il y a plus d'humidité récupérée par l'air asséchant à 3 cm qu'à 6 cm (cette eau récupérée sert à abaisser sa température). Quant à l'air de la première claie son humidité est supposée constante est égale à 24.20 g/kg.

La figure III.15 représente la variation de la température de l'air asséchant dans les différentes claies du séchoir, et pour une durée égale à 1h. La figure précédente, montre que le taux d'humidité à la première claie est moins élevé qu'à la dernière claie. Pour ce motif, la température de l'air asséchant à la dernière claie est inférieure à celle de la première claie, comme il est montré dans la figure III.15. A partir de cette figure, on constate que la diminution de la température de l'air asséchant dépend de l'augmentation du taux d'humidité. C'est-à-dire qu'il y a plus d'eau dégagée à 3 cm qu'à 6 cm. Cela explique que la température de l'air asséchant à 6 cm est supérieure à celle de 3 cm.

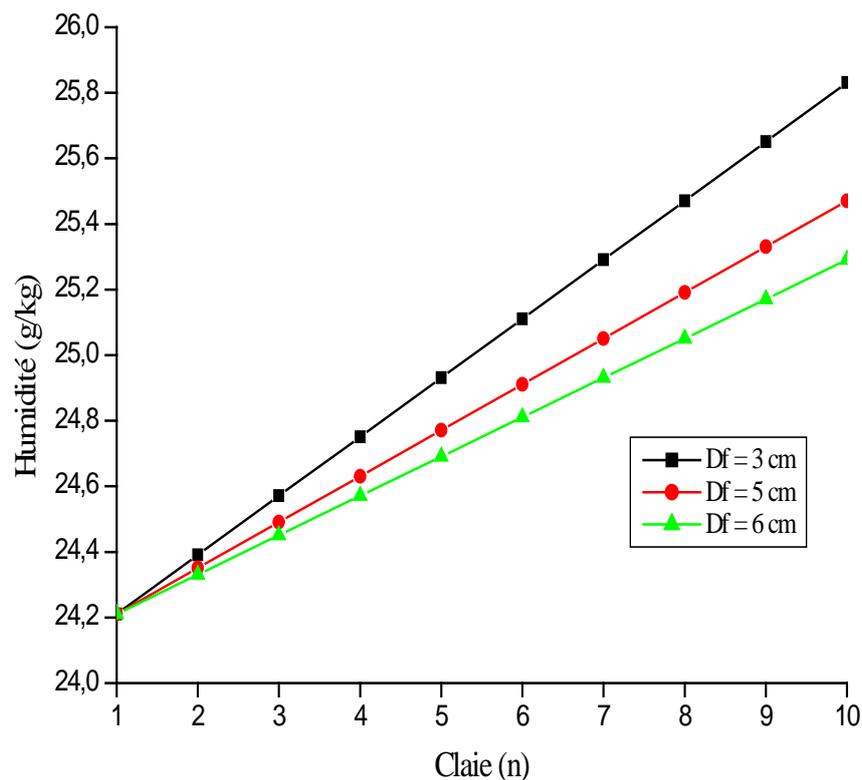


Figure III.14 : Influence du diamètre des abricots sur l'humidité absolue de l'air asséchant  
( $w_{ach} = 24.20$  g/kg d'air sec,  $U = 1$  m/s,  $T_{air} = 333$  K,  $t = 1$  h,  $m_f = 15$  kg)

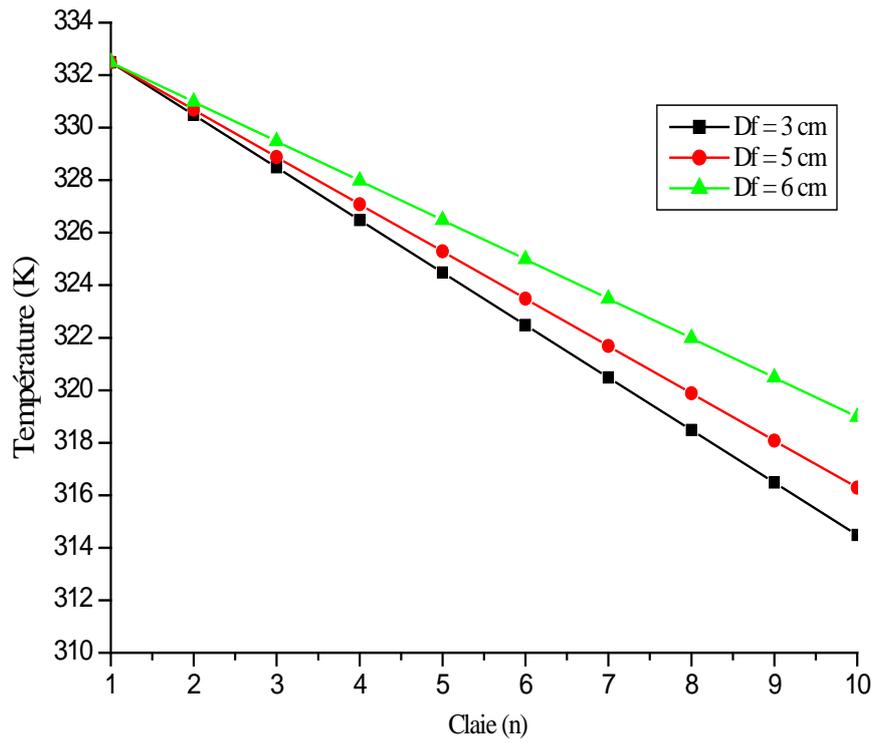


Figure III.15 : Influence du diamètre des abricots sur la température de l'air asséchant  
 ( $w_{ach} = 24.20$  g/kg d'air sec,  $U = 1$  m/s,  $T_{air} = 333$  K,  $t = 1$  h,  $m_f = 15$  kg)

### III.5. Résultats obtenus par le couplage capteur – séchoir

La température de l'air est l'un des paramètres les plus influents sur le processus de séchage, c'est pour cela elle nécessite un préchauffage de l'air qui diminue considérablement le temps de séchage. Pour assurer cette opération, un capteur solaire est utilisé. Il dépend du milieu ambiant où il se trouve. Il est donc nécessaire de connaître les variations de ce milieu. C'est pourquoi une journée est choisie, il s'agit de la journée du 21 juillet, parce que cette journée est caractérisée par un ensoleillement important et un ciel dégagé. Les variations théoriques de la température ambiante durant la journée de séchage sont représentées sur la figure III.16. L'inclinaison est fixée à  $30^\circ$ , un angle proche de la latitude de Constantine qui est  $36,17$  degrés, parce qu'il est conseillé de le choisir proche de la latitude (ne dépassant pas les  $45^\circ$ ) (B. Zeghmati [41]). Il est important aussi de connaître les variations des puissances absorbées par le capteur, et les éclairagements incidents, direct et diffus, elles sont calculées théoriquement et représentées sur des figures.

La figure III.16 représente donc les variations de température ambiante de la journée spécifiée auparavant. Elle atteint son maximum à 14 heure. [42].

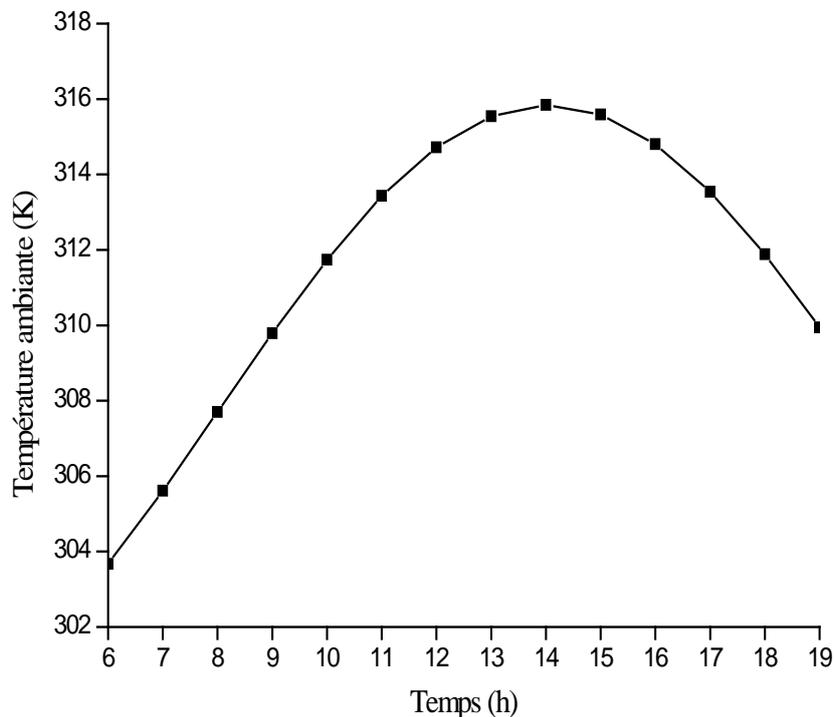


Figure III.16: Variations de la température ambiante durant la journée du 21 Juillet

### III.5.1. Intensité du rayonnement solaire

La figure III.17 présente l'évolution théorique des rayonnements incidents, direct et diffus sur la surface de captation, durant la période de séchage le **21 Juillet 2009**. On remarque que la puissance incidente (directe) augmente progressivement jusqu'à atteindre la valeur maximale de  $838 \text{ W/m}^2$  à  $13^{\text{h}}$ .00, ensuite diminue jusqu'à une valeur de  $107.5 \text{ W/m}^2$  à  $18^{\text{h}}$ .00 d'une part. D'autre part, on remarque que la puissance diffuse commence à  $36.88 \text{ W/m}^2$  à  $6^{\text{h}}$ .00 pour atteindre la valeur maximale  $150.33 \text{ W/m}^2$  à  $13^{\text{h}}$ .00; c'est-à-dire que la distribution du rayonnement global atteint une valeur théorique maximale de  $988.33 \text{ W/m}^2$  figure III.18. Une similitude est notée entre les courbes expérimentales réalisées par **R.Benkhefella** et al. [50] et les courbes théoriques obtenues dans ce travail.

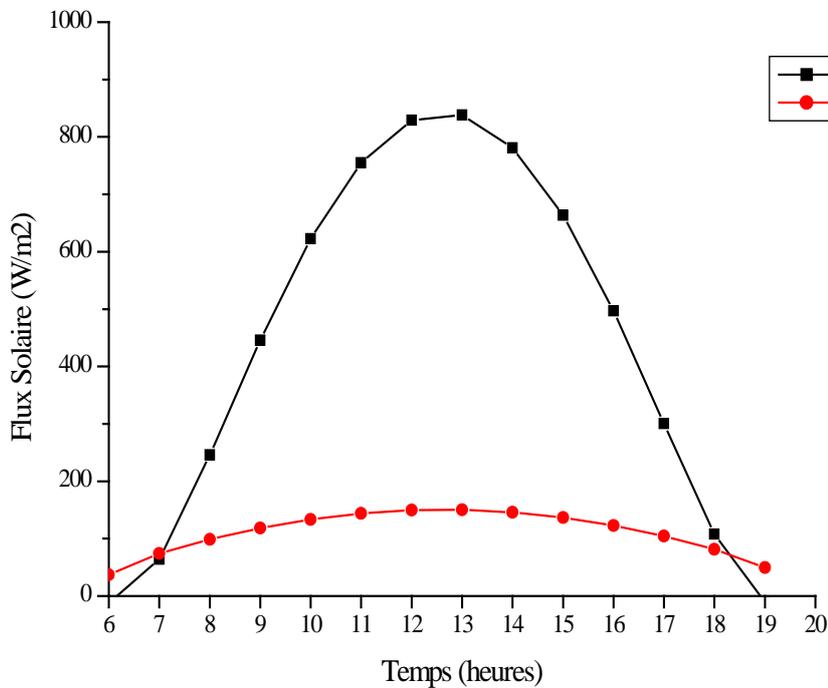


Figure III.17 Variation de rayonnement solaire théorique

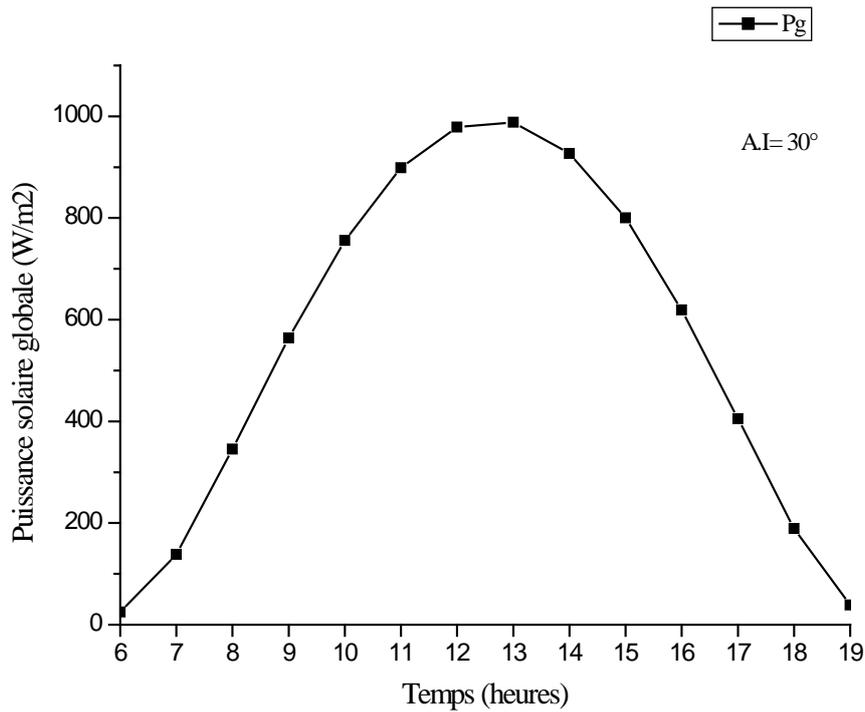


Figure III.18 Distribution de la puissance solaire globale

### III.5.2. Influence du rayonnement solaire

La figure III 19 montre que la puissance directe est plus élevée pour un angle d'inclinaison de  $15^\circ$  que pour  $30^\circ$ . Quant à la puissance diffuse (figure III.20), c'est l'inverse. C'est-à-dire qu'elle est plus élevée pour un angle d'inclinaison de  $30^\circ$  que pour  $15^\circ$ . La variation est d'environ 40 à 45 ( $W/m^2$ ).

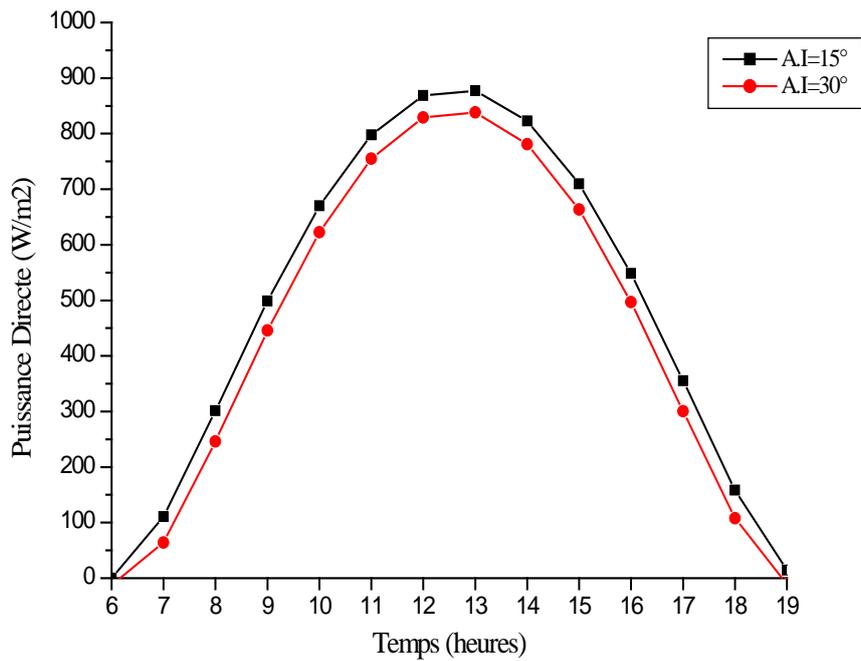


Fig III.19 Influence de l'inclinaison sur la puissance directe

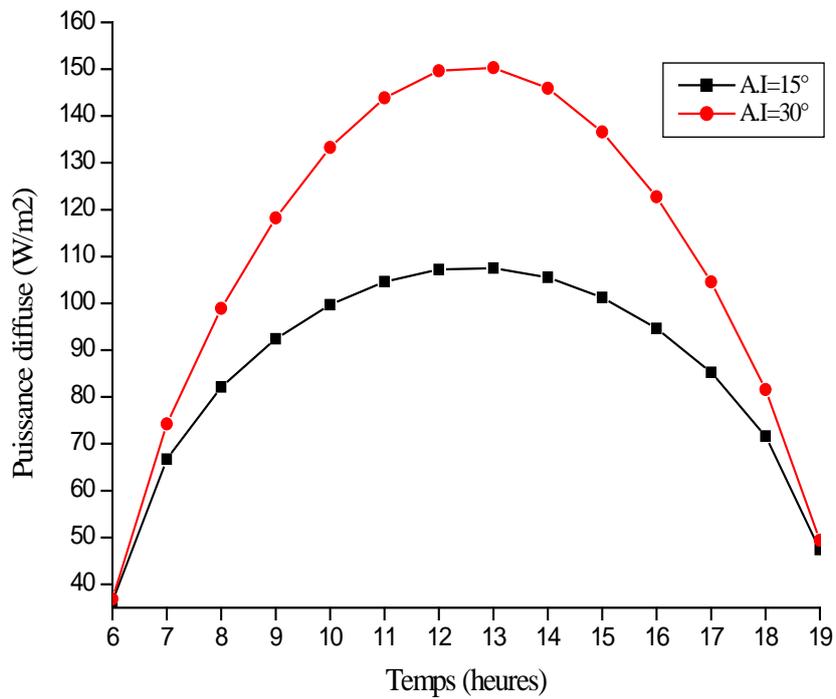


Fig III.20 Influence de l'inclinaison sur la puissance diffuse

### III.5.3. Température de l'air

Pour la journée de ce travail (21 Juillet 2009), le rayonnement solaire transmis par la vitre ensuite absorbée par l'absorbeur et transformé en énergie thermique qui permet d'augmenter la température de l'air de séchage et atteint à l'entrée du séchoir des températures qui varient avec la surface du capteur, ceci est montré sur les différentes courbes de la figure III.21. Le graphe se divise en deux parties, avant 8<sup>h</sup>.00 et après 8<sup>h</sup>.00

Avant 8<sup>h</sup>.00, et malgré que le capteur est exposé de deux heures au soleil, la température n'augmente que quelques degrés. Cela est expliqué par le fait que la puissance reçue sert essentiellement à réchauffer le capteur. Le réchauffement d'une surface de 1 m<sup>2</sup> demande moins de puissance, alors que pour 4 m<sup>2</sup> demande plus. La température atteinte à 8<sup>h</sup>.00 est dite température d'équilibre [8]. Les résultats obtenus sont les mêmes pour [51] dans son étude théorique et expérimentale, effectuée à Constantine. Où avant 8<sup>h</sup>.00 la température de l'air de sortie du capteur n'augmente que de quelques degrés. Après 8<sup>h</sup>.00, la température de l'air commence à augmenter, avec l'augmentation de la surface de 1 m<sup>2</sup> à 4 m<sup>2</sup>, jusqu'à atteindre une valeur maximale de 337 K jusqu'à 355 K.

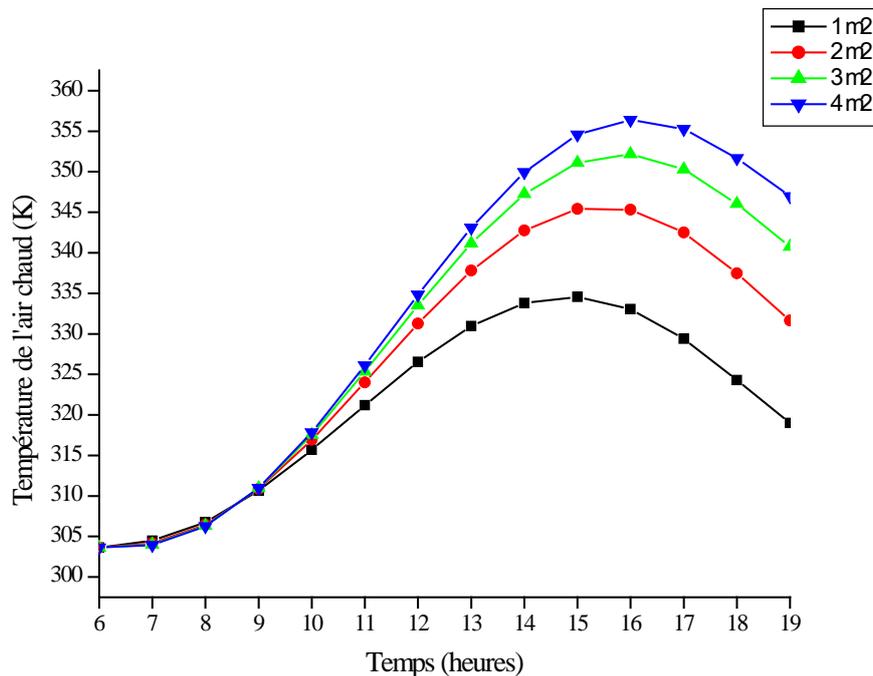


Figure III.21 Influence de la surface du capteur sur la température de sortie du capteur et d'entrée au séchoir

Les courbes représentées sur la figure III.22 montrent la distribution de la température de l'air à l'entrée et à la sortie du capteur durant la période d'exposition au soleil.

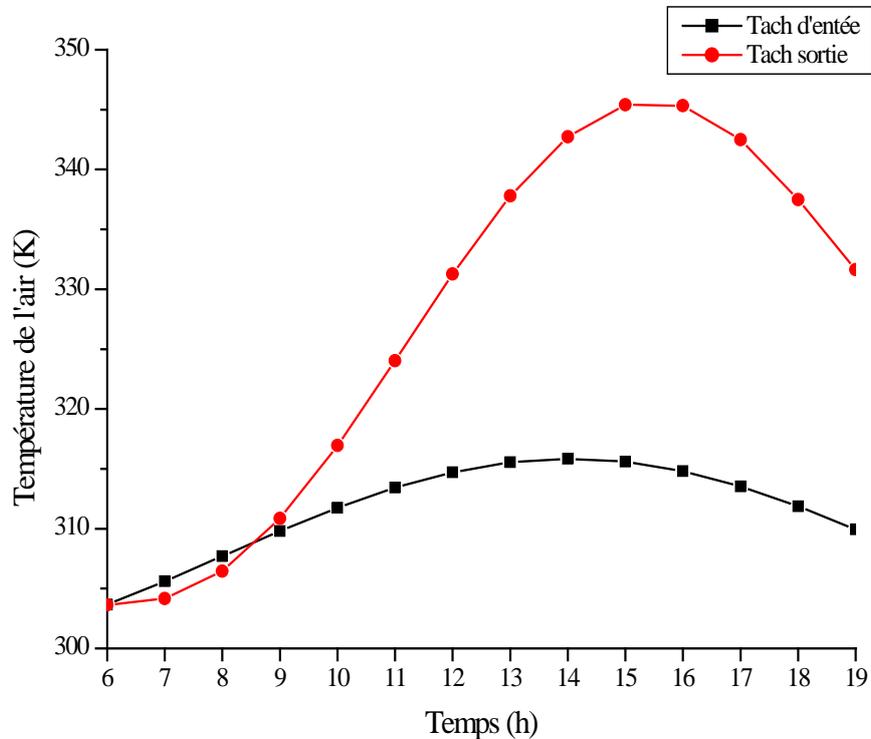


Figure III.22 profil de la température d'entrée et sortie du capteur

On remarque que la température de l'air augmente après 8<sup>h</sup>.00, malgré que le rayonnement solaire soit présent avant cette heure. Cela est expliqué par le fait que l'énergie absorbée sert à réchauffer les éléments du capteur. On peut aussi, remarquer que l'augmentation de la température de l'air à la sortie du capteur est importante, quand les éclaircissements incidents sont élevés, l'énergie solaire va augmenter la température de l'air à l'intérieur à des valeurs élevées à celle du milieu extérieur.

### III.5.4. Rendement du capteur solaire

La figure III.23 représente la distribution du rendement thermique du capteur solaire en fonction du temps, selon le rayonnement solaire global incident. La figure montre que le rendement augmente avec l'augmentation de l'écart de température entrée-sortie du capteur et l'ensoleillement solaire durant la période d'exposition au soleil. On peut remarquer que le rendement du capteur pour la journée du 21 juillet 2009 atteint la valeur maximale égale à environ 31.48 %.

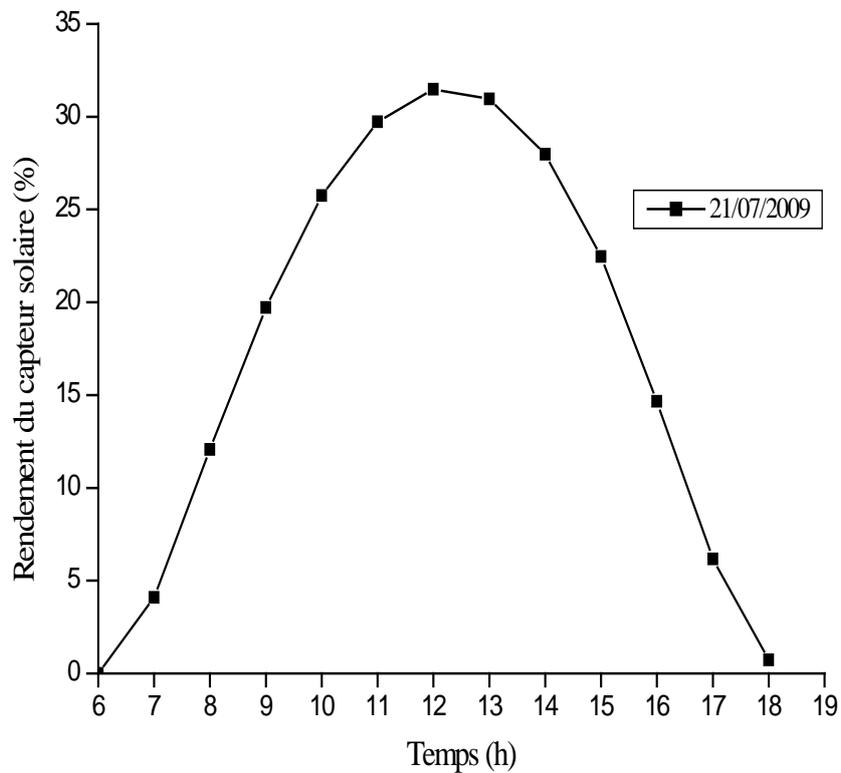


Figure III.23: variation du rendement thermique du capteur

La figure III.24 représente la variation du rendement thermique du capteur en fonction de l'angle de l'inclinaison. Le rendement moyen a été calculé pour des éclairagements variables le long de la journée étudiée (21 Juillet). d'après la figure, il se manifeste que le rendement croît avec la décroissance de l'inclinaison et tend vers la valeur maximum de 32.55 % pour l'inclinaison égale à 10°.

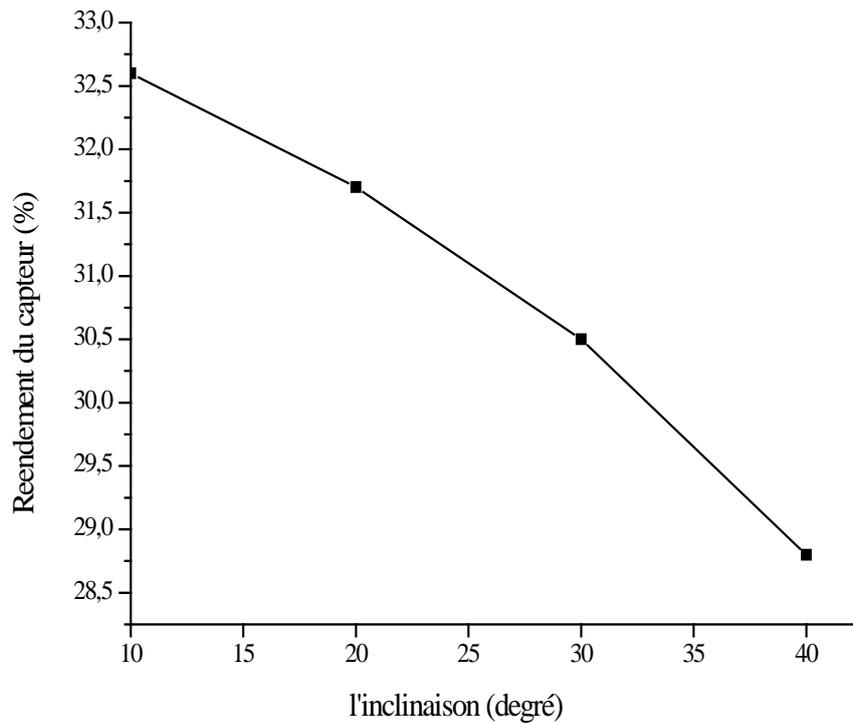


Figure III.24: rendement en fonction de l'inclinaison

### III.5.5. Rendement du séchoir solaire

La figure III.25 représente la variation du rendement thermique du séchoir solaire pour des surfaces de captation différente. On remarque que le rendement thermique augmente et atteint des valeurs maximales qui varient avec l'augmentation de la surface du capteur. Cela est expliqué par le fait que la température à l'entrée du séchoir pour une surface de 4 m<sup>2</sup> est plus élevée que pour 1 m<sup>2</sup> (voir figure III.21. Par conséquent l'augmentation du taux d'évaporation ce qui entraîne une augmentation de l'énergie utile pour l'évaporation.

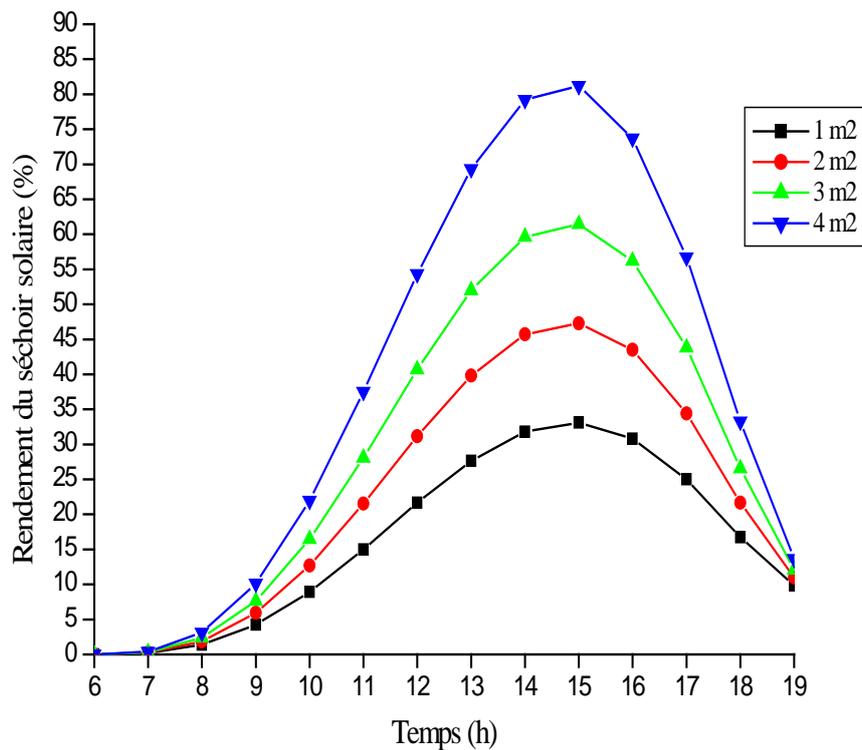


Figure III.25: Influence de la surface du capteur sur l'évolution du rendement thermique du séchoir solaire  
( $w_{ach} = 24.2$  g/kg d'air sec,  $T_{am} = 303$  K,  $U = 1.5$  m/s,  $P_g = P_g$  capteur)

La Figure III.26 montre la variation du rendement thermique du séchoir solaire pour trois valeurs de masse du produit. A 15<sup>h</sup>.00, le rendement atteint la valeur 47.4 % pour une masse du produit égale 25 kg, 31.3 % pour une masse de 15 kg et 16.1 % pour la masse de 5 kg. Donc, on remarque que l'augmentation de la masse du produit est plus importante pour l'augmentation du rendement thermique d'un séchoir solaire. Cette allure est confirmée par les résultats obtenus par **L. Bennamoun et al.** [52].

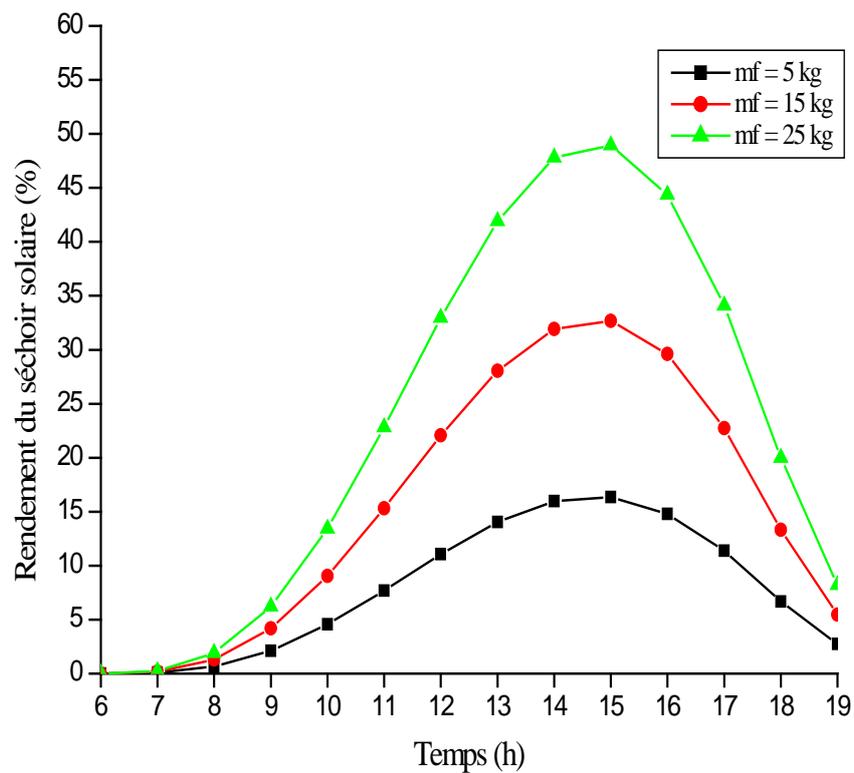


Figure III.26 : Influence de la masse du produit sur l'évolution temporelle du rendement thermique du séchoir solaire  
 ( $w_{ach} = 24.2$  g/kg d'air sec,  $T_{am} = 303$  K,  $U = 1.5$  m/s,  $S = 1$  m<sup>2</sup>,  $P_g = P_g$  capteur)

La figure III.27 montre la variation du rendement thermique du capteur en fonction de la vitesse de l'air ambiant, le rendement moyen a été calculé pour des éclaircissements variables le long de la journée du (21 Juillet). D'après la figure, il se manifeste que le rendement croit avec l'augmentation de la vitesse et tend vers la valeur maximum de 75% pour une vitesse de l'air égale à 3 m/s.

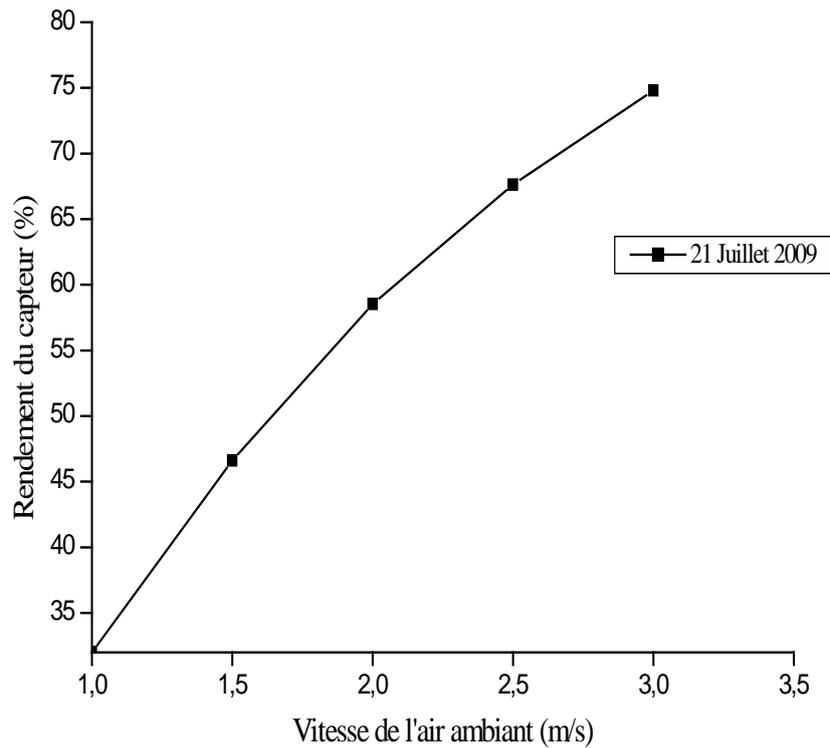


Figure III.27 : Influence de la vitesse de l'air ambiant sur le rendement du capteur

La figure III.28 représente l'évolution temporelle du rendement thermique du séchoir pour trois vitesses différentes. On remarque que lorsque la vitesse de l'air atteint une valeur faible, sa température à l'entrée du séchoir augmenté, ce qui provoque une évaporation importante dans les premières claies du séchoir. Et comme le débit est faible, l'air asséchant au sein du séchoir devient plus humide, ce qui entraîne une diminution de l'évaporation au niveau des dernières claies, et par conséquent à une diminution du rendement du séchoir solaire. Ceci est confirmé par les résultats obtenus K. **Rezgui** [47].

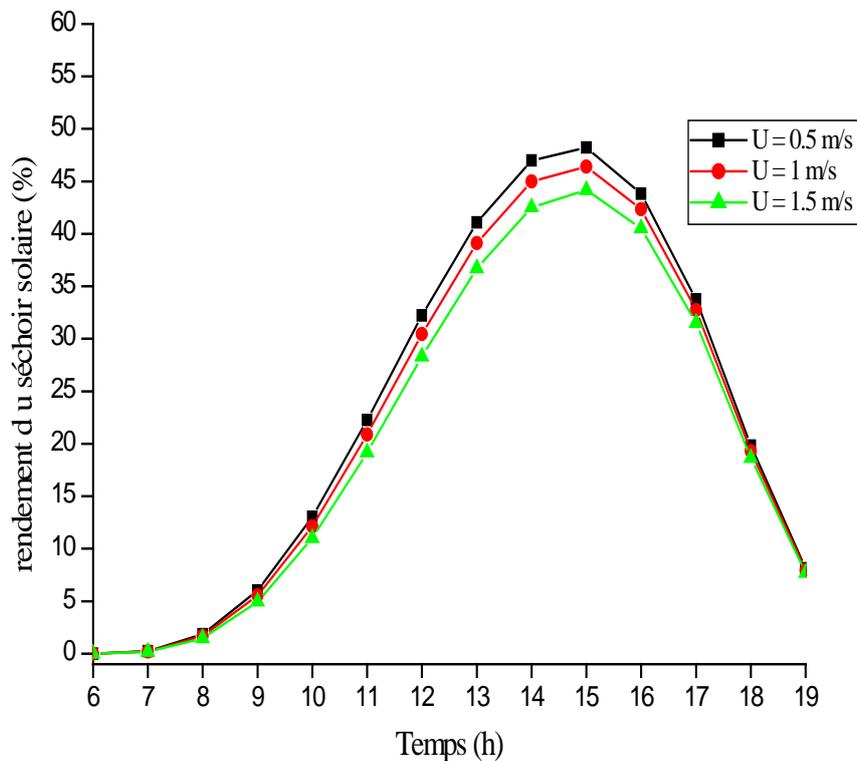


Figure III.28 : Influence de la vitesse de l'air ambiant sur l'évolution temporelle du rendement thermique du séchoir solaire  
(wach = 24.2 g/kg d'air sec, Tam = 303 K, S = 1 m<sup>2</sup>, Pg = Pg capteur, mf = 25 kg)

La figure III.29 représente l'évolution du séchage en fonction de la température de sortie de l'air du capteur, dans les différentes claies du séchoir. La même évolution du séchage est constatée au niveau des claies que précédemment; les produits à l'entrée du séchoir sèchent plus vite que les produits à sa sortie. Parce que, l'air à l'entrée est plus chaud, au fur et à mesure qu'il traverse le séchoir, il perd de sa chaleur et gagne en vapeur, à cause de l'évaporation de l'eau au niveau des premières claies.

Pour accélérer le séchage, il est nécessaire de joindre un chauffage d'appoint au système, (voir figure III.30). Ainsi, le séchage peut débuter très tôt (température de séchage initiale importante) et ne pas s'arrêter pendant tous les jours de séchage. Ceci est confirmé par les résultats obtenus **L. Bennamoun et al.** [26].

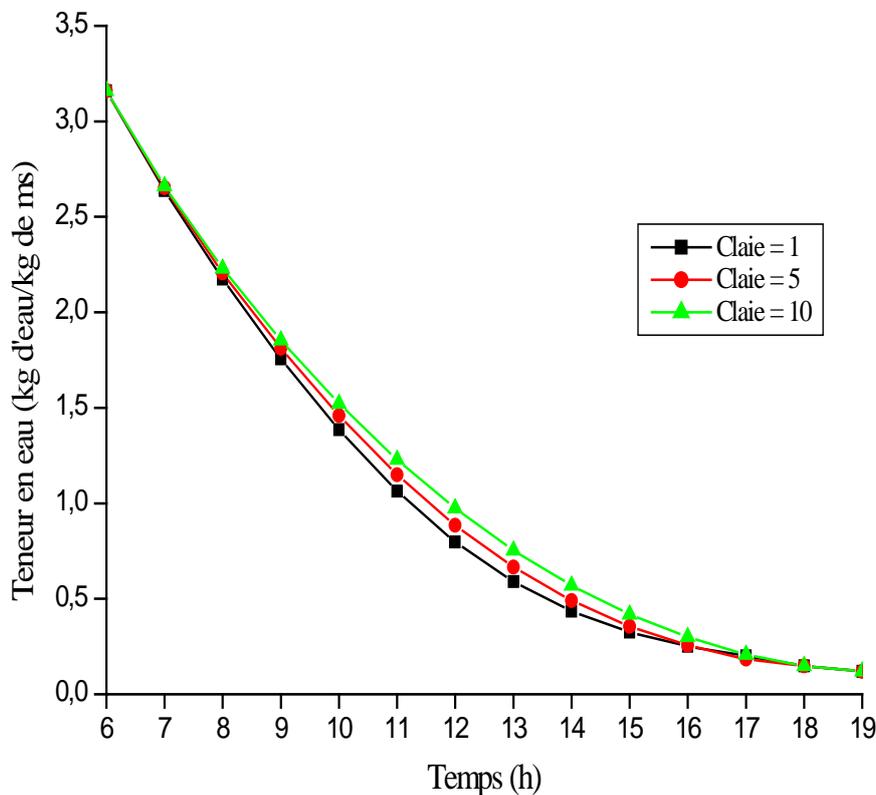


Figure III.29 : L'évolution du séchage en fonction de la température de sortie de l'air du capteur  
(wach = 24.2 g/kg d'air sec, Tair = Tcap, U = 1 m/s, D = 5 cm, mf = 15 kg)

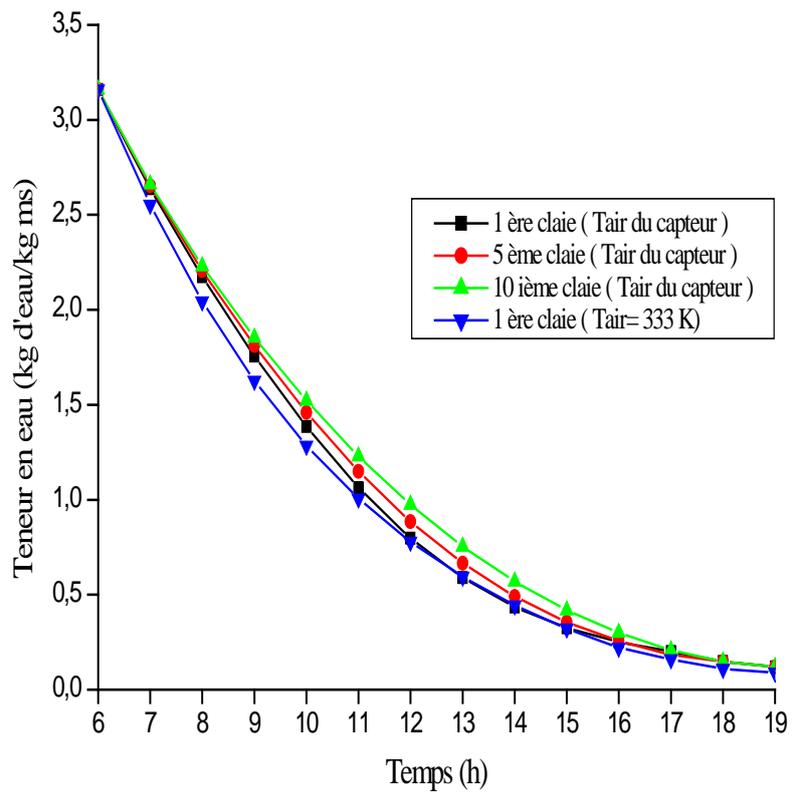


Figure III.30 : Comparaison entre séchage sans appoint de chaleur et avec appoint de chaleur (wach = 24.2 g/kg d'air sec, U = 1 m/s, D = 5 cm, mf = 15 kg)

### **III.6. Conclusion**

Ce travail, nous a permis d'étudier les effets de quelques paramètres sur le séchage et préciser les plus influents.

Il est nécessaire d'indiquer que les résultats obtenus et représentés par les différentes courbes selon le modèle étudié, sont en parfaite concordance avec les lois du transfert de chaleur et de masse.

L'augmentation de la température de l'air asséchant, qui est le paramètre le plus influent, conduit à l'augmentation de taux d'humidité au sein du séchoir et par conséquent, la réduction de la durée de séchage. Ainsi, l'augmentation du diamètre du produit ou de la masse conduit à l'augmentation du temps de séchage d'une part et à l'abaissement de la température de l'air d'autre part.

Le passage de l'air asséchant par plusieurs claies dans le séchoir conduit à une élévation de la teneur en eau du produit dans ces claies. L'eau dégagée sous forme de vapeur d'eau est récupérée par l'air. Pour cela, il est indispensable de bien choisir les paramètres, pour avoir un séchage court, et efficace avec la moindre énergie possible.

Pour la surface de captation, l'augmentation de ce facteur permet d'augmenter la puissance solaire captée. Ceci conduit à l'élévation de la température de l'air au sein du capteur permettant d'avoir un temps de séchage court. Ainsi, la température de l'air asséchant, son débit, la masse du produit, et le rayonnement solaire sont des facteurs importants pour faire augmenter le rendement du séchoir.

## Conclusion générale

Dans ce présent travail, nous nous sommes intéressé au séchage solaire, et plus particulièrement à l'étude de la cinétique du séchage et de certains aspects des séchoirs solaires tel que le rendement et la performance.

Pour se faire, nous avons procédé à la simulation mathématique de notre séchoir, en développant les modèles respectifs au capteur et à la chambre de séchage. Dans les deux cas nous nous sommes arrivé à un système d'équations, dont la solution donne les différentes températures du modèle, permettant ainsi de calculer les différentes grandeurs énergétiques recherchées.

Afin de valider notre séchoir, nous avons comparé certains de nos résultats, représentés sous forme de courbes, aux résultats des travaux publiés dans la littérature. Les résultats comparés nous ont permis de conclure à la validité de notre modèle.

Dans la suite de notre travail, nous nous sommes intéressé plus particulièrement aux abricots, et nous avons procédé à la fois à une étude paramétrique détaillée, à la cinétique du produit et à la performance du séchoir.

L'objectif de cette étude était de rechercher les paramètres optimaux permettant au séchoir de réduire considérablement l'humidité du produit séché dans un temps relativement court.

Les résultats de simulation sur des abricots étaient prometteurs, et nous avons pu définir les valeurs des différents paramètres du séchage, conduisant à la meilleure performance du séchoir.

En perspective de notre travail, nous projetons d'étendre l'étude de la cinétique et du rendement, en concevant et réalisant un séchoir réel, sur la base des résultats de simulation obtenus par le présent travail.

## Références bibliographiques

- [1] **L. Bennamoun et A. Belhamri. (2007)**  
Contribution à l'étude de faisabilité de séchoirs solaires pour les produits agricoles  
Revue des Energies Renouvelables CER 07 Oujda (2007) 201-204.
- [2] **Abdelhamid Farhat, Sami Kooli, Chakib Kerkeni, Mohamed Maalej, Abdelhamid Fadhel et Ali Belghith. (2004).**  
Validation of a pepper drying model in a polyethylene tunnel greenhouse. *International Journal of Thermal Science*, 43, 53-58
- [3] **Busunia MA., Abc T.(2001)**  
Characteristics of rough rice under natural convection.  
Journal of Food Engineering, 47, 295-301 .
- [4] **Charreau A., Cavaille R. (1991)**  
Séchage théorie et pratique  
Technique de l'Ingénieur, génie des procédés, 2480-1; 2480-23
- [5] **Bimbenet J.J., (1984)**  
Les échanges dans l'industrie agricole et alimentaire  
Cahiers du génie Industriel Alimentaire (G.I.A), Sepaic, Paris 2<sup>ème</sup> édition pp34  
Cité par H. Madjoudj
- [6] **Daoued Mihoubi, (2004)**  
Déshydratations d'argile par compression et séchage. Aspects de modélisation et de simulation.  
Thèse de doctorat, université de Pan et des pays de l'Adour, école doctorale des sciences exactes et de leur application
- [7] **A. Bondil, J. Hrabovsky**  
Isolation thermique, tome , edition Eyrolles  
Cité par N. Chalal

- [8] **Lyes Bennamoun. (2001)**  
Simulation numérique d'un séchoir solaire adaptation au climat local  
Magister, Université de Mentouri Constantine, Faculté des Sciences, Département de physique
- [9] **S. Whitaker. (1980)**  
Heat and mass transfert in granular parous media  
Advances in drying I, Hemisphere publication, pp 23-61
- [10] **Jean Claude Charpentier, (1996)**  
Technique de l'Ingénieur, génie des procédés, 2480-4; 2480-20
- [11] **Mafart P., (1991)**  
Les procédés physiques de conservation  
Edition Lavoisier Tec et Doc, série Apria, pp295
- [12] **Saravacos George D., (1995)**  
Mass transfer proprieties of foods  
Engineering proprieties of foods, INC 2ème edition, pp531
- [13] **Philip A., Schweitzer, (1979)**  
Hand Book of separation techniques for chemical engineers  
Me Graw Hill Book Company, pp 4-14, 4-183
- [14] **M.V. Ramana Murthy, (2008)**  
A review of new technologies, models and experimental investigations of solar driers  
Renewable and sustainable energy reviews RSER-548; pp 10-548
- [15] **Yves Jannot, (2007)**  
Thermique solaire
- [16] **Jacques Bernard, (2004)**  
Energie solaire calcul et optimisation  
Berneoud, France

- [17] **D.K. Edwards (Traduit par Marlot), (1979)**  
Capteurs solaires
- [18] **A. Ahmed Zaid, A. Moulla, M.S.Hantala, J.Y.Desmons, (2001)**  
Amélioration des performances de capteurs solaires plans à air application au séchage de l'oignon jaune et des hareng  
Rev.Eng.Ren., vol 4, 69-78
- [19] **Dilip R. Pangavhane, R.I.Sawhney, P.N.Sarsavadia., (2002)**  
Design, development and performance testing of new natural convection solar dryer  
Energy 27, 579-590
- [20] **M.K. Krokida, V..T Kararhanos, Z.B. Maroulis Kouris., (2003)**  
Drying kinetics of some vegetables  
Journal of Food Engineering 59, 391-403
- [21] **Dilip Jain, (2007)**  
Modeling the performance of the reversed absorber with packed bed thermal storage natural convection solar crop dryer  
Journal of Food Engineering 78, 637-647
- [22] **Sukhmeet Singh, Parm Pal Singh, S.S. Dhaliwal, (2004)**  
Multi-shelf portable solar dryer  
Renewable energy, 29, 753-765
- [23] **Khalil E.J. Al-Juamily, Abdul Jabbar N. Khalifa, Tadahmun A. Yassen, (2007)**  
Testing of the performance of a fruit and vegetable solar drying system in Iraq  
Desalination, 209, 163-170
- [24] **Inci Türk Togrul, Dursun Phelivan, (2003)**  
Modelling of drying kinetics of single apricot  
Journal of Food Engineering 58 (2003) 23-32

- [25] **A.A. El-Sebaii, S. Aboul-Enein, M.R.I. Ramadan, H.G. El-Gohary, (2002)**  
Empirical correlations for drying kinetics of some fruits and vegetables  
Energy 27 (2002) 845–859
- [26] **Lyes Bennamoun, Azeddine Belhamri, (2003)**  
Design and simulation of a solar dryer for agriculture products  
Journal of Food Engineering 59 (2003) 259–266
- [27] **V. Shanmugam, E. Natarajan, (2006)**  
Experimental investigation of forced convection and desiccant integrated solar dryer  
Renewable Energy 31 (2006) 1239–1251
- [28] **Inci Türk Togrul, Dursun Phelivan, (2004)**  
Modelling of thin layer drying kinetics of some fruits under open-air sun drying  
process  
Journal of Food Engineering 65 (2004) 413–425
- [29] **Ebru Kavak Akpınar, (2006)**  
Determination of suitable thin layer drying curve model for some vegetables and fruits  
Journal of Food Engineering 73 (2006) 75-84
- [30] **Inci Türk Togrul, Dursun Phelivan, (2002)**  
Mathematical modelling of solar drying of apricots in thin layers  
Journal of Food Engineering 55 (2002) 209-216
- [31] **Rajkumar Perumal, (2007)**  
Comparative performance of solar cabinet, vacuum assisted solar and open sun drying  
methods  
Department of Bioresource Engineering McGill University, Montreal, Canada  
Cité par K.Rezgui

- [32] **Kiranoudis. C.T., Maroulis.Z.B., Marinos Kouris D. (1992)**  
 Model selection in air drying of foods.  
 drying 92, ed. A.S. Mujumdar, Elsevier 1992 92 pp 785-793
- [33] **Ibrahim Doymaz.,(2007)**  
 Air drying characteristics of tomatoes  
 Journal of Food Engineering 78 (2007) 1291–1297
- [34] **Kiranoudis. C.T., Maroulis.Z.B., Marinos Kouris D. (1992)**  
 Drying kinetics of onion and green pepper.  
 Drying technology, 10, 1992, pp 995-1011
- [35] **Kiranoudis. C.T., Maroulis.Z.B., Marinos Kouris D. (1993)**  
 Mass transfer model building in drying.  
 Drying technology, 11, 1993, pp 1251-1270
- [36] **Michel Daguene., (1985)**  
 Les séchoirs solaires : Théorie et pratique, UNISCO
- [37] **Ana-Maria Blanchi, Yves Fautrelle, jacqueline Etay, (2004)**  
 Transferts thermiques  
 Agence universitaire de la francophonie, Presses polytechnique et universitaires  
 Romandes
- [38] **O.V. Ekechukwu, B.Nortonm, (1999)**  
 Review of solar energy drying systems II: an overview solar drying technology  
 Energy Conversion Management 40, (1999), 615-655
- [39] **Roger Bernard, (1980)**  
 Le Rayonnement solaire  
 Conversion thermique et application ; 2<sup>ème</sup> édition, 1980

- [40] **André.B.De vriendt, (1984)**  
La transmission de la chaleur, volume 2  
Introduction au rayonnement thermique, 1984
- [41] **B. Zeghmati, (1979)**  
Modélisation informatique d'un séchoir à effet de serre pour fruits et légumes  
International solar gas heating workshop, Decembre 17-22, 1979
- [42] **Michel Capderrou, (1966)**  
Atlas Solaire de l'Algérie  
Office des publications universitaires, Tome3, Volume2, 1966
- [43] **C.Ratti, A.S.Mujumdar, (1997)**  
Solar drying foods, modeling and numericalsimulation  
Solar energy, vol.60, Nos 314, Elsevier Science Ltf., 1997,151-157
- [44] **Abdelhamid Belghit, Mustapha Belahmidi, Abdellah Bennis, (1997)**  
Etude numérique d'un séchoir solaire fonctionnant en force  
Rev. Gén. Themo (1997) 837-850
- [45] **D. Semmar, S. Betrouni, D. Lafri, (1998)**  
Etude et Réalisation d'un Capteur Solaire à Air  
Rev. Gén. Themo (1998) 33-38
- [46] **M. Augustus Leon, S. Kumar, S.C. Bhattacharya, (2002)**  
A comprehensive procedure for performance evaluation of food dryers.  
Renewable and Sustainable Energy Reviews 6 (2002) 367-393
- [47] **Rezgui Karima, (2009)**  
Etude de la faisabilité et amélioration des performances de séchoirs solaires dans des régions semi arides  
Magister, Université Larbi Ben M'hidi Oum-Elbouaghi Constantine, département Génie mécanique

- [48] **Hacène Madjoudj, (2007)**  
Etude et comportement au séchage de 06 légumes  
Magister, Université de Mentouri Constantine, INATAA
- [49] **P.P. Tripathy, Subodh Kumar, (2008)**  
Modeling of heat transfer and energy analysis of potato slices and cylinders during solar drying  
Applied Thermal Engineering, 2008
- [50] **R. Benkhelfallah, S.El Mokretar, R.Miri, M. Belhamel, (2005)**  
Séchage des produits agro-alimentaires dans un séchoir direct  
Tanger, Maroc du 15 au 17 Novembre 2005
- [51] **Aissani Larbi**  
Etude et réalisation d'un séchoir solaire pour fruits et légumes.  
Mémoire de magister, Université de Constantine, 1988.  
Cité par L. Bennamoun
- [52] **L. Bennamoun, A. Belhamri, (2007)**  
Contribution à l'étude de faisabilité de séchoirs solaire pour les produits agricoles.  
Revue des énergies renouvelables, CER'07 Oujda (2007) 201-204
- [53] **Si. Youcef Youcef, (2001)**  
L'analyse numérique en langage C  
Edition El Maarifa, 2001

## ANNEXE A

### A- Valeurs des caractéristiques physiques utilisées dans le séchoir:

#### A-1- capteur

- Vitre en verre ordinaire [15], [16]

$$Cp_v = 750 \text{ J/kg.K}$$

$$ep_v = 10 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$\rho_v = 2210 \text{ kg/m}^3$$

$$\lambda_v = 1.3 \text{ W/m K}$$

$$\varepsilon_v = 0.9 \quad [40]$$

#### Absorbeur (Aluminium peint en noir) [15]

$$Cp_n = 896 \text{ J/kg.K}$$

$$ep_n = 10^{-3} \text{ m}$$

$$\rho_n = 2707 \text{ kg/m}^3$$

$$\lambda_n = 1.3 \text{ W/m K}$$

$$\varepsilon_n = 0.96 \quad [40]$$

- Isolant polystyrène [8]

$$Cp_i = 1670 \text{ J/kg.K}$$

$$ep_i = 4 \cdot 10^{-2} \text{ m}$$

$$\rho_i = 16 \text{ kg/m}^3$$

$$\lambda_i = 0.042 \text{ W/m K}$$

$$\varepsilon_i = 0.04$$

## A-2- Séchoir (Boite de séchage)

- **Brique (brique pleine en terre cuite)[8], [16]**

$$Cp_p = 870 \text{ J/kg.K}$$

$$ep_p = 10.10^{-2} \text{ m}$$

$$\rho_p = 1800 \text{ kg/m}^3$$

$$\lambda_p = 0.8 \text{ W/m K}$$

### **Isolant polystyrène [8]**

$$Cp_i = 1670 \text{ J/kg.K}$$

$$ep_i = 4.10^{-2} \text{ m}$$

$$\rho_i = 16 \text{ kg/m}^3$$

$$\lambda_i = 0.042 \text{ W/m K}$$

- **Fruit ( les abricots)**

$$Cp_f = 3640 \text{ jusqu'à } 3890 \text{ J/kg.K}$$

$$Cp_f = 1.424.mc + 1.549.mp + 1.675.mg + 0.837.ma + 4.187.me \text{ [26]}$$

Composition du produit [24]

Eau = 78 %

Protéines = 0.78 %

Carbohydrates = 19.30 %

Graisses = 0.69 %

Autres = 0.69 %

$$D_f = 5.10^{-2} \text{ m}$$

$$X_0 = 78 \%$$

- **Air [36], [8]**

Les caractéristiques de l'air à l'entrée du séchoir sont:

$$Cp = 1005 \text{ J/kg.K}$$

$$T_{ach} = 333 \text{ K}$$

$$\rho = 1.09 \text{ kg/m}^3$$

$$\varphi = 20 \%$$

### Calcul de l'humidité absolue de l'air humide [8], [47]

$$W = 0,622 \cdot \frac{\varphi \cdot P_{v.sat}}{P_{ah} - \varphi \cdot P_{v.sat}}$$

Généralement:

$$P_{ah} = 1 \text{ atm}$$

$$P_{v.sat} = 10^{\left(17,433 \cdot \frac{2795}{T} - 3,868 \cdot \log_{10}(T)\right)}$$

T: Température en K

### Calcul de la masse volumique de l'air humide [8], [47]

$$\rho_{ah} = \frac{348,3}{T} \cdot P_{ah} - \frac{131,6}{T} \varphi \cdot P_{v.sat}$$

T: Température en K

### Calcul de la conductivité thermique de l'air humide [36]

$$\lambda = \lambda_0 + 0,00476 \cdot \frac{C_v}{1 - C_c}$$

$\lambda$  : Conductivité thermique de l'air sec donnée par l'expression suivante:

$$\lambda_0 = 0,0243 + 9,74167 \cdot 10^{-5} \cdot T - 0,1825 \cdot 10^{-5} \cdot T^2 + 0,00227 \cdot 10^{-5} \cdot T^3$$

$C_v$  : Fraction massique de la vapeur

$$C_v = 0,622 \cdot \frac{W \cdot P_{v.sat}}{P - 0,378 \cdot \varphi \cdot P_{v.sat}}$$

T: Température en °C

$$P = 1 \text{ atm}$$

### Calcul de la viscosité dynamique de l'air humide [16], [47]

$$\mu_{ah} = \frac{\mu_{as} \cdot \rho_{as} + \mu_v \cdot \rho_v}{\rho_{as} + \rho_v}$$

$\mu_{as}$  : Viscosité dynamique de l'air sec (kg/m.s), donnée par l'expression suivante:

$$\mu_{as} = \frac{1,448 \sqrt{T}}{1 + \frac{110,4}{T}} \cdot 10^{-6}$$

$\mu_v$ : Viscosité dynamique de vapeur

$$\mu_v = (0,0361.T - 1,02).10^{-6}$$

(T en Kelvin)

$$\rho_{as} = \frac{\rho_{ah}}{1+W}$$

$$\rho_v = \rho_{ah} - \rho_{as}$$

## ANNEXE B

### Résolution des systèmes d'équations linéaires par la méthode itérative Gauss Seidel [53]

Les méthodes itératives sont généralement préférées pour les grand systèmes linéaires  $A \times T = B$  à matrice  $A$  creuse, parce qu'elles ne modifient pas la matrice  $A$ , et que dans un grand nombre d'applications,  $A$  est creuse, et présente une structure particulière, (tri diagonale, penta diagonale), ce qui lui permet de ne pas être mémorisée explicitement et d'assurer pratiquement la convergence.

Dans les méthodes élémentaires, la méthode de Gauss Seidel est préférée, parce qu'elle est facile à programmer, consomme moins de mémoire et converge plus vite.

#### Méthode de Gauss Seidel

On veut résoudre le système linéaire:

$$A \times T = B$$

Où:

$A$ : est une matrice carrée d'ordre  $n$  ;

$B$ : est une matrice colonne ;

$T$ : est le vecteur des inconnues ;  $T = (T_1, T_2, \dots, T_n)$

Ecrivons  $A$  sous la forme:

$$A = M - N$$

Où:

$$M = D - L$$

$$N = U$$

Avec:

$D$ : matrice diagonale

$L$ : matrice inférieure

$U$ : matrice supérieure

Donc la matrice  $A$  s'écrit comme suit:

$$A = (D - L) - U$$

A partir d'un vecteur initial  $T^{(0)}$  on peut écrire :

$$T^{(1)} = (D - L)^{-1} \times U \times T^{(0)} + (D - L)^{-1} \times B$$

Comme l'inverse de  $(D - L)$  peut être compliquée à calculer, on préfère écrire le système comme suit:

$$(D - L) \times T^{(1)} = U \times T^0 + B$$

$$D \times T^{(1)} = L \times T^{(1)} + U \times T^0 + B$$

Où:

$$T^{(1)} = D^{-1} \times L \times T^{(1)} + D^{-1} \times U \times T^{(1)} + D^{-1} \times B$$

$$T^{(k+1)} = D^{-1} \times L \times T^{(k+1)} + D^{-1} \times U \times T^{(k+1)} + D^{-1} \times B$$

En développant cette récurrence vectorielle, on obtient:

$$T_1^{(k+1)} = (B_1 - A_{11} \times T_2^{(k)} - A_{13} \times T_3^{(k)} - \dots - A_{1n}^{(k)} \times T_n^{(k)}) / A_{11}$$

$$T_2^{(k+1)} = (B_2 - A_{21} \times T_1^{(k+1)} - A_{23} \times T_3^{(k)} - \dots - A_{2n}^{(k)} \times T_n^{(k)}) / A_{22}$$

$$\dots$$

$$T_n^{(k+1)} = (B_n - A_{n1} \times T_1^{(k)} - A_{n2} \times T_2^{(k)} - \dots - A_{nn-1}^{(k)} \times T_{n-1}^{(k)}) / A_{nn}$$

Le système de ces équations précédente converge si:

$$1) |T_j^{(k+1)} - T_j^{(k)}| < \varepsilon$$

Ou bien

$$\frac{|T_j^{(k+1)} - T_j^{(k)}|}{|T_j^{(k+1)}|} < \varepsilon$$

Ou bien

$$\sqrt{\sum_{j=1}^n (T_j^{(k+1)} - T_j^{(k)})^2} < \varepsilon$$

# Résumé

Dans ce travail, nous nous intéressons au séchage solaire des fruits, notamment l'abricot et ce en utilisant un séchoir solaire indirect. Afin d'étudier le comportement du séchoir, et la dynamique du séchage, nous avons conçu et simulé un séchoir solaire indirect, fonctionnant en convection forcée. Les conditions climatiques et solaires sont celles de Constantine, le jour du 21 Juillet est choisi, car c'est dans cette période de l'année que les récoltes sont achevées.

Le bilan énergétique est à la base de l'extraction des modèles du capteur, et du séchoir. Dans les deux cas, la discrétisation des équations, et la résolution des systèmes par la méthode de Gauss Seidel, ont permis d'engendrer les différents paramètres énergétiques des modèles.

Dans la suite de notre travail, nous nous sommes penchés sur l'influence de certains paramètres sur la cinétique du séchage.

Au terme de cette étude, nous avons conclu que la température de l'air asséchant représente le paramètre le plus important agissant sur la cinétique du séchage.

Nous avons consacré également une partie à l'étude du rendement et l'efficacité du séchoir conçu, où certaines conclusions sont obtenues quant à certaines conditions et certains paramètres assurant un rendement maximal du séchoir.

Mots clés : Séchage solaire, capteur solaire, séchoir indirect, cinétique du séchage, rendement

## ملخص

لقد أنصب اهتمامنا في هذه الأطروحة، على عملية التجفيف باستعمال أشعة الشمس، بواسطة مجفف شمسي غير مباشر، موجه للفواكه، و بالخصوص المشمش. بعد دراسة طبيعة المجفف و حركية التجفيف، دراسة محاكية لمجفف شمسي غير مباشر يعمل بالحمل القسري، في ظروف مناخية خاصة بمنطقة قسنطينة. لقد أختير يوم 21 جويلية بالتحديد لدراسة عملية التجفيف لأنه في هذه المرحلة من السنة عملية جني المنتوج قد انتهت.

بناءً على الحوصلة الطاقوية للملقط الشمسي و المجفف الشمسي، و في كلتي الحالتين، أستعملت طريقة غوس سايدل لحل جملة المعادلات المستعملة، و التي سمحت لنا باستنتاج عوامل طااقوية للنماذج. و في هذه الأطروحة، اعتمدنا على تأثير بعض العوامل على حركية و معدل التجفيف، و بالخصوص على رطوبة المنتوج بدلالة الزمن.

كما استنتج من الدراسة، أن درجة حرارة الهواء داخل غرفة التجفيف، أهم عامل يؤثر على حركية التجفيف، و يسمح بامتصاص الرطوبة المتبخرة في الهواء و الناتجة عن الفاكهة المراد تجفيفها. و في آخر الدراسة، خصص جزء لتقييم و حساب كفاءة المجفف المستعمل وفق شروط و عوامل تجعل من المرودية تبلغ ذروتها في المجفف.

الكلمات الأساسية : التجفيف الشمسي، ملقط شمسي، مجفف غير مباشر، حركية التجفيف، مرودية

# Abstract

In this work, we are interested in solar drying of the fruits, in particular the apricot and this by using an indirect solar drier. In order to study the behavior of the drier, and the dynamics of drying, we designed and simulated an indirect solar drier, functioning in forced convection. The climatic conditions and solar are those of Constantine, the day of July 21st is chosen, because it is during this time of the year that harvests are completed.

The energy assessment is at the base of the extraction of the models of the sensor, and the drier. In both cases, discretization of the equations, and the resolution of the systems by the method of Seidel Gauss, made it possible to generate the various energy parameters of the models.

In the continuation of our work, we are leaning on the influence of certain parameters on the kinetics of drying.

At the end of this study, we concluded that the temperature of the draining air represents the most important parameter acting on the kinetics of drying.

We also devoted a part to the study of the output and the effectiveness of the designed drier, where certain conclusions are obtained as for certain conditions and certain parameters ensuring a maximum output of the drier.

Key words: Solar drying, solar collector, indirect drier, kinetics of drying, output