

**UNIVERSITE SAAD DAHLEB DE BLIDA**

**Faculté de technologie**

Département de génie mécanique

**MEMOIRE DE MAGISTER**

en génie mécanique

Spécialité: Energétiques

**SIMULATION NUMERIQUE DES TRANSFERTS THERMIQUES  
DANS UN SYSTEME DE SECHAGE SOLAIRE  
DU BOIS**

Par

**Abdelkader SAFA**

Devant le jury composé de :

B.BOUMEDDANE	Professeur, Université Saad Dahlab Blida
M.MERZOUK	Professeur, Université Saad Dahlab Blida
A. KHELLAF	Directeur de Recherche au CDER, Alger
D.SEMMAR	MCA, Université Saad Dahlab Blida
A.HAMID	MCA, Université Saad Dahlab Blida

Président
Examineur
Examineur
Examineur
Rapporteur

Blida, Décembre 2013

## DEDICACES

*Je dédie ce travail à mes chers Parents*

*A ma grand-mère*

*A mes chers frères et mes sœurs*

*A tous mes enseignants chacun avec son nom*

*A tous mes collègues chacun avec son nom*

*A chaque personne qui m'a aidé.*

*SAFA ABDELKADER*

## RESUME

Dans ce travail, nous avons présenté les principes théoriques du séchage : mécanismes, équations du transfert de matière et de chaleur, courbes de séchage, etc. Conçu en deux parties, dans la première partie nous avons étudié deux types de capteurs solaires à air, l'un muni des ailettes et l'autre sans ailettes pour le but de prendre la plus grande efficacité pour servir dans la procédure de séchage.

Pour analyser et représenter les phénomènes de transfert de chaleur et de masse dans le bois soumis à la procédure de séchage. Nous avons développé, dans la deuxième partie, un modèle théorique basé sur les équations de conservation d'énergie et de masse. Et pour décrire la cinétique de séchage du bois nous avons utilisé le modèle proposé par CHRUSCIEL et al.

L'analyse des résultats nous a permis de conclure que le modèle proposé décrit d'une manière satisfaisante la cinétique de séchage du bois. Et que la température, l'humidité de l'air et l'épaisseur de la planche ont un effet très significatif sur la cinétique de séchage.

Mots-clés: Séchage, Milieux poreux, Température, Humidité, capteur solaire, Bois, Modélisation.

## **ABSTRACT**

In this work, we present the theoretical principles of drying: mechanisms, equations of transfer of matter and heat, curves of drying, etc. Conceived into two parties: in the first part we studied two types of solar collectors with air, one provided with the wings and the other without wings for the goal to take the greatest effectiveness to be useful in the procedure of drying.

In the second part we developed an ideal model based on the conservation equations of energy and of mass thus the model of CHRUSCIEL was used at end to describe the kinetics of wood seasoning. To analyze and represent the phenomena of transfer of heat and mass in the wood subjected to the procedure of drying.

The analysis of the results enabled us to conclude that the model of CHRUSCIEL and al. describes in a satisfactory way the kinetics of wood seasoning. And that the temperature, the moisture of the air and the thickness of the board have a very significant effect on the kinetics of drying.

Key words: Drying, Porous environments, Temperature, Moisture, solar collector, Wood, Modelisation.

## المخلص

تطرقنا في هذه الدراسة إلى تقديم أهم المبادئ الأساسية للتجفيف الشمسي ، آليات ومعادلات تحويل الطاقة و معادلات تحويل المادة وكذلك المنحنيات المتعلقة بالتجفيف الشمسي الخ، في الجزء الأول من هذه الدراسة قمنا بدراسة ملقط شمسي ذو لوحات حاجزة والآخر بدون لوحات حاجزة وذلك من اجل اخذ اللاقط الأكثر مردودية بغية استعماله في عملية التجفيف الشمسي.

من اجل تقديم وتحليل ظواهر تحويل الطاقة و تحويل المادة في الخشب الخاضع لعملية التجفيف الشمسي قمنا في الجزء الثاني بنمذجة رقمية تعتمد علي معادلات انحفاظ الطاقة ومعادلات انحفاظ المادة ولغرض وصف طبيعة حركية التجفيف للخشب استعمالنا النموذج المقترح من طرف CHRUSCIEL et al .

إن تحليل النتائج سمح لنا باستخلاص أن النموذج الذي تم اقتراحه يصف جيدا حركية التجفيف للخشب وان درجة الحرارة والرطوبة وسمك الألواح الخشبية لها تأثير مهم على حركية تجفيف الخشب.

**كلمات مفتاحية :** التجفيف ، درجة الحرارة، الرطوبة، لاقط الشمسي ، الخشب ، النمذجة.

## REMERCIEMENTS

Je remercie ALLAH le Tout-puissant de m'avoir donné le courage, la volonté et la patience de mener à terme le présent travail dans des meilleures conditions.

Ce Mémoire est le fruit de travail de trois ans, effectué sous la direction de Monsieur. Abdelkader Hamid maître de conférences à l'université Saad Dahleb de Blida.

Je lui exprime toute ma reconnaissance de m'avoir fait bénéficiaire de ses compétences scientifiques, ses suggestions pertinentes et sa constante disponibilité tout le long du travail.

Je remercie vivement Monsieur B.Boumeddane, Professeur à l'Université de Blida, pour l'honneur qu'il m'a fait en acceptant de présider mon jury de mémoire. C'est un encouragement à poursuivre notre travail de recherche.

Je remercie également Monsieur A.Khellaf Directeur de Recherche au CDER, qui m'honore en acceptant d'examiner ce travail et être membre du jury.

Je remercie sincèrement messieurs ; M.Merzouk, Professeur à l'Université de Blida, et D.Semmar Maître de conférence à l'Université de Blida, pour s'être intéressé à mon travail et de m'ont honoré de leurs présence au jury.

Mes remerciements s'adressent aussi à Monsieur Mohamed Alia Maître assistant à l'Université de Tiaret pour son aide et son soutien durant la réalisation de ce mémoire.

Par ailleurs, on est très reconnaissants envers premièrement toute ma famille, mes proches, tous les amis et les collègues qu'ils ont régulièrement ou occasionnellement apporté leur aide au cours de ces années.

## TABLE DE MATIERE

**DEDICACE**

**RESUME**

**ABSTRACT**

الملخص

**REMERCIEMENTS**

**TABLE DE MATIERE**

**LISTE DES FIGURES ET DES TABLEAUX**

**INTRODUCTION GENERALE**

### CHAPITRE 1

#### NOTIONS GENERALES SUR LE SECHAGE SOLAIRE DU BOIS

1.1. INTRODUCTION.....	19
1.2. NOTIONS DE SECHAGE .....	19
1.3. MODES DE SECHAGE.....	20
1.3.1-Le séchage à froid ou lyophilisation.....	20
1.3.2. Séchage mécanique.....	20
1.3.3.Séchage chimique.....	20
1.3.4. Séchage à chaud ou thermique .....	20
1.3.5. Déshumidification (pompe à chaleur) .....	22
1.3.6. Séchage Sous vide: .....	23
1.3.7. Séchage solaire .....	23
1. 4. TERMINOLOGIE DE SECHAGE .....	24
1.4.1. Caractérisation de l'air.....	24
1.4.2. Teneur en eau.....	25
1. 4.3. Vitesse de séchage .....	26
1.4.4. Chaleur isostérique de sorption.....	26
1. 4.5. Consommation énergétique .....	26
1. 5. PRESENTATION DU BOIS .....	27
1.5.1. Anatomie du bois .....	27
1.5.2. Retrait.....	29

1. 5.3. Hygroscopicité.....	29
1.6. EMLACEMENT DE L'EAU DANS LE BOIS.....	29
1. 7. DIFFUSION HYDRIQUE .....	30
1.7.1. Définition .....	30
1.7.2. Loi de diffusion .....	31
1. 8. PHENOMENE D'ADSORPTION.....	32
1.9. CINETIQUE DE SECHAGE .....	34
1. 10. CLASSIFICATION DES SECHOIRS SOLAIRES .....	37
1. 11. CONCLUSION .....	40

## **CHAPITRE 2**

### **REVUES BIBLIOGRAPHIQUES**

2. 1.INTRODUCTION.....	41
2. 2. DIFFERENTS MODELES DE LA CINETIQUES DE SECHAGE...41	
2. 3. PRESENTATION DE QUELQUES TRAVAUX ANTERIEURS CONCERNANT LE SECHAGE SOLAIRE DU BOIS.....	45
2. 4. CONCLUSION .....	61

## **CHAPITRE 3**

### **FORMULATION MATHEMATIQUE DU PROBLEME**

3.1. INTRODUCTION.....	62
3. 2. ECLAIREMENT SOLAIRE .....	62
3. 3. MODELISATION DU POTENTIEL SOLAIRE.....	65
3. 4. ETUDE DU SECHOIR SOLAIRE.....	67
3. 5. DESCRIPTION DES ELEMENTS DU SECHOIR ETUDIE .....	68
3. 6 MODELISATION DE LA CHAMBRE DE SECHAGE ET DES CAPTEURS SOLAIRES ETUDIES. ....	72
3.7.MODELISATION DES CAPTEURS PAR LA METHODE NODALE	78
3. 8. MODELISATION DES CAPTEURS.....	83
3. 9. RENDEMENTS .....	85
3. 10. EQUATIONS DU MODELE AU NIVEAU DE LA BOITE DE SECHAGE.....	87
3. 11. DETERMINATION DES COEFFICIENTS DE TRANSFERT	



THERMIQUE.....	90
3. 12.PERTE DE CHARGE.....	95
3. 13. METHODE DE RESOLUTION NUMERIQUE .....	96
3. 14. CONCLUTION .....	101

## **CHAPITRE 4**

### **PRESENTATION ET I NTERPRETATION DES RESULTATS**

4. 1. INTRODUCTION.....	104
4. 2. INTERPRETATION ET DISCUSSION DES RESULTATS .....	104
4.2.1. VALIDATION DES RESULTATS.....	104
4.2.2. DISCUSSION DES RESULTATS .....	110
4. 3. CONCLUSION .....	136

CONCLUSION GENERALE

ANNEXE A

ANNEXE B

ANNEXE C

LISTE DES SYMBOLES ET DES ABREVIATIONS

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

## LISTE DES FIGURES ET DES TABLEAUX

Figure 1.1 : schéma de séchage par entraînement.	21
Figure 1. 2 : schéma de séchage par ébullition.	22
Figure 1. 3: coupe transversale de la tige d'un arbre.	28
Figure 1. 4 : Allure générale des isothermes de sorption.	33
Figure 1. 5: courbes théoriques caractérisant un essai de séchage par entraînement	36
Figure 1. 6 : Cinétique de séchage du bois.	36
Figure 1. 7 : Séchoir solaire direct à convection forcée	37
Figure 1.3 : Séchoir solaire à convection naturelle et indirect.	38
Figure 1. 9 : Séchoir forcé direct.	38
Figure 1.10 : Séchoir solaire à convection forcée et indirect.	39
Figure 1.11 Schéma d'un séchoir solaire utilisant l'eau comme moyen de stockage	39
Figure 1.12 : Séchoir solaire avec système de stockage thermique.	40
Figure 2.1: Isotherme de sorption pour le pin maritime.	43

Figure 2. 2 : Comparaison des résultats théoriques et expérimentaux de la vitesse de séchage et de la teneur en eau	47
Figure 2.3: Variation du rendement thermique avec le débit	48
Figure 2.4 : Evolution de l' humidité du produit en fonction de la température de l'air asséchant ( $HR_{ass} = 0,008 \text{ kg}/(\text{kg AS})$ , $V = 1,5 \text{ m/s}$ )	49
Figure 2.5 : températures de surface théoriques et expérimentales	49
Figure 2.6: temps de séchage pour plusieurs débits	50
Figure 2.7. Effet de la vitesse de l'air sur le taux de séchage.	51
Figure 2.8 : Comparaison entre le taux de séchage théorique et expérimental	51
Figure.2 9: séchoir solaire de type direct	52
Figure 2.10: Evolution théorique et expérimentale de l'éclairement solaire global et Diffus	53
Figure 2. 11: Variation des températures expérimentale du séchoir	53
Figure.2. 12: Variation de la teneur en eau pour le Raisin	54
Figure 2. 13: Variation de la vitesse de séchage pour le Raisin	54
Figure2.14: Variation de la vitesse de séchage pour la Banane	54
Figure 2.15 : Variation de la température de sortie des capteurs en fonction de l'éclairement solaire.	55
Figure 2.16 : profil de la Teneur en humidité en base humide calculée pour l'épaisseur ( $e=8\text{cm}$ )	56

Figure 2.17 : Variation de la teneur en eau pour une épaisseur de (8cm) et pour différentes températures	56
Figure. 2:18 Eclairage solaire global, et l'énergie utile reçue par le capteur solaire au cours des journées de séchage	57
Figure 2.19: Rendement instantané du capteur solaire à air au cours des journées de séchage	58
Figure.2.20: Efficacité d'enlèvement d'évaporation de l'air de séchage	59
Figure 2.21 : Influence du stockage d'énergie sur le temps de séchage (mois d'août).59	60
Figure 3. 1: les coordonnées horizontales.	64
Figure 3. 2 : Coupe du séchoir solaire à air, fonctionnant en convection forcé	67
Figure 3. 3 : Vue schématique du capteur solaire à air sans ailettes.	69
Figure 3. 2 : Vue schématique du capteur solaire avec ailettes.	70
Figure 3. 3 : Détail des ailettes installées sous l'absorbeur.	70
Figure 3. 4 : Empilement des planches.	71
Figure 3. 7 : Schéma électrique équivalent aux échanges de chaleur dans le collecteur.	82
Figure 3. 8:Schéma électrique équivalent aux échanges de chaleur dans la chambre de séchage	86
Figure 4. 1: Evolution horaire de l'éclairage solaire.	105
Figure 4. 2. Variation de la température du fluide à la sortie en fonction du débit	106
Figure 4. 3. Evolution temporelle de la température du produit.	107
Figure 4. 4.Evolution temporelle de la teneur en eau du bois.	108

Figure 4. 5.Evolution temporelle de la teneur en eau réduite pour différentes épaisseurs des planches	109
Figure 4. 6. Evolution temporelle de la teneur en eau du bois pour différentes vitesses de l'air asséchant	109
Figure 4. 7 : Evolution au cours du temps de la température de l'ambiance.	110
Figure 4. 8 : variation de la température de l'absorbeur en fonction du temps pour les deux capteurs.	111
Figure 4. 9: variation de la température du fluide à la sortie du capteur en fonction du temps.	111
Figure 4. 10. Evolution de la température de l'absorbeur en fonction du débit pour les deux capteurs étudiés	112
Figure 4. 11: variation de la perte de charge en fonction du débit massique.	113
Figure 4. 12 : variation de la puissance utile en fonction du débit.	114
Figure 4. 13: variation du rendement en fonction du débit	114
Figure 4. 14. Evolution temporelle de la température de l'air asséchant.	115
Figure 4. 6. Comparaison de la variation de la teneur en eau en fonction du temps pour les deux capteurs étudiés	116
Figure 4. 16: variation temporelle de la vitesse de séchage	117
Figure 4. 17 : variation temporelle de la masse humide du produit.	118
Figure 4. 18 : Evolution horaire de la masse humide du produit et de la masse évaporée de l'eau.	119
Figure 4. 7: Variation de la capacité thermique du bois en fonction de la teneur en eau réduite.	120

Figure 4. 20: Variation de la capacité thermique du produit en fonction du temps	121
Figure 4. 21 : variation horaire de la masse évaporée de l'eau et de la masse de l'eau contenue dans le produit.	122
Figure 4. 22: variation de la masse évaporée de l'eau et de la masse de l'eau contenue dans le produit en fonction de la teneur en eau du bois.	122
Figure 4. 23: Evolution horaire de la perte relative de la masse du produit.	123
Figure 4.24: Evolution de perte relative de la masse du produit en fonction de la teneur en eau du bois.	124
Figure 4.25 : Effet de la température de l'air chauffé sur la variation horaire de la teneur en eau.	125
Figure 4. 8: Variation de la vitesse de séchage en fonction du temps pour différentes températures de l'air asséchant.	125
Figure 4.27: Influence de la température de l'air asséchant sur l'évolution horaire de la teneur en eau réduite	126
Figure 4. 28: Effet de l'épaisseur du produit sur la variation temporelle de la teneur en eau du produit.	127
Figure 4. 29 : Influence de l'épaisseur de la planche sur la variation horaire de la teneur en eau réduite.	128
Figure 4. 30. Influence de l'humidité relative de l'air asséchant sur la variation temporelle de la teneur en eau du bois.	129
Figure 4. 31: Influence de la vitesse de l'air asséchant sur la variation horaire de la vitesse de séchage.	129
Figure 4. 32 : influence de la température de l'air asséchant sur l'évolution temporelle de la température du produit.	130

Figure 4. 33: Influence de la vitesse de l'air asséchant sur la variation horaire de sa température.	131
Figure 4. 34 : Isothermes de désorption sur le bois.	132
Figure 4.35 : Influence de la température de l'air asséchant sur l'évolution horaire de la masse humide du produit et de la masse évaporée de l'eau.	133
Figure 4. 36 : Influence de l'humidité relative de l'air asséchant sur la variation temporelle de la masse évaporée de l'eau.	134
Figure 4. 37: Influence de l'épaisseur de la planche sur la variation temporelle de la masse humide du produit.	135
Figure 4. 38: Influence de la température de l'air asséchant sur la variation de la chaleur massique du produit	136
Tableau 1. 1 : Ordre de grandeur des valeurs de consommation énergétique massique et de rapport de consommation énergétique en fonction des modes de Séchage.	27
Tableau 2.1 : Différents modèles de la cinétique de séchage.	42
Tableau 2.1 formules de différentes fonctions figurant dans l'expression de la vitesse de séchage.	46
Tableau 3.1: Coefficients de trouble atmosphérique	66
Tableau3.1 : Expressions élémentaires des différentes conductances	79

## INTRODUCTION GENERALE

L'Algérie avec 4 millions d'hectares de forêts, assure une production moyenne de 333000 m<sup>3</sup> /an du bois répartie en moyenne et par catégorie en 51000 m<sup>3</sup>/an de bois d'œuvre, 67000 m<sup>3</sup>/an de bois d'industrie, 115000 m<sup>3</sup>/an de bois de chauffage et 100000 m<sup>3</sup>/an de liège [1].

Le bois a toujours été l'un des matériaux les plus utilisés pour les besoins de l'homme et avec les progrès de la civilisation et de l'industrie, ses emplois sont devenus de plus en plus variés et importants. Il est utilisé dans le chauffage, la construction, l'ameublement, la fabrication d'outils et d'objets artistiques.

Peu de travaux ont été consacrés au bois. La majorité des travaux réalisés, concernent soit la structure chimique [2], soit les propriétés thermo physiques [3], soit les propriétés mécaniques [4]. Dans ce travail nous allons faire une étude thermique pour la compréhension des phénomènes de transfert dans ce produit puisque cette étude est peu abordée.

La compréhension du transfert couplé de chaleur et de masse dans les milieux poreux soumis à la convection thermique forcée a été le sujet d'études théoriques et expérimentales de plusieurs scientifiques, motivés dans plus d'applications et dans des domaines divers comme le séchage thermique, l'extraction d'huile, le stockage d'énergie, etc. Dans notre étude nous avons choisi la procédure de séchage.

Avant d'aborder le thème principal de notre travail, il est important d'avoir une idée générale de ce qu'est une opération de séchage, Nous pouvons définir le séchage comme l'extraction de l'eau d'un produit par apport d'énergie thermique à celui-ci ; Selon le type de produits séchés et le type de procédé de séchage, les problématiques rencontrées peuvent être d'ordre



énergétique (consommation d'énergie, choix de sources d'énergie, coût énergétique...), d'ordre purement financier (coût de stockage, coût de transport,...), l'obtention d'une bonne qualité du produit séché ainsi que l'optimisation des procédés employés.

Cependant, le séchage n'est pas une opération facile à gérer. Imposer un mauvais traitement du produit à sécher, par un choix non étudié, des conditions de séchage peut aboutir à une déformation, un craquement ou à une détérioration du produit à sécher. L'utilisation des courbes de séchage, appelées « Cinétiques de séchage », obtenues dans les laboratoires, permet d'éviter ces pertes. Elles présentent les variations des caractéristiques du produit à sécher, entre autres l'eau présente dans ce produit, durant le déroulement du processus. Généralement, ces courbes sont obtenues sous des conditions constantes d'air asséchant (température, vitesse et humidité).

Ceci n'est pas toujours valable, puisque dans les séchoirs solaires les conditions d'air asséchant varient continuellement dans le temps. Et ceci oblige l'utilisation des moyens de contrôle et de régulation de la température, de la vitesse et de l'humidité de l'air asséchant.

Pour atteindre ces objectifs, l'utilisation de la simulation numérique est très intéressante car elle permet de tester, en évitant le coût de la construction, l'influence des divers paramètres des transferts thermiques sur la vitesse de séchage sans avoir recours à l'expérimental et de prédire le modèle de séchoir réalisant les meilleures performances. Et d'autre part elle permet de prévoir le comportement du produit à sécher et elle permet un choix optimum des paramètres de séchage et avoir ainsi un gain dans les dépenses énergétiques. Notons, que le séchage est un processus énergivore et que limiter ces dépenses et gagner du temps sont des soucis permanent des chercheurs et des scientifiques travaillant dans ce domaine.

Les deux principaux objectifs que nous cherchons à atteindre.

1. La cinétique de séchage (et au travers de celle-ci, le temps du séchage). Par exemple, dans l'industrie quand la demande d'un produit est

trop élevée, la tendance immédiate est d'accélérer le processus de séchage, pour pouvoir la satisfaire dans le temps imparti.

Il est alors indispensable de connaître le temps optimal du séchage afin d'obtenir un milieu avec des caractéristiques souhaitées telles que, sa teneur en eau finale,

2. Dans beaucoup d'études sur le séchage convectif l'influence de l'écoulement externe est prise en considération seulement au moyen de coefficients de transfert de chaleur et de masse par convection qui sont déterminés expérimentalement.

L'utilisation des formules empiriques ne peut pas permettre une idée précise du vrai mécanisme de séchage dans le temps et dans l'espace. Donc il faut maîtriser les différents mécanismes complexes des transferts de chaleur et de masse à l'intérieur du milieu poreux et dans le fluide asséchant.

Pour atteindre ces objectifs, le travail de recherche présenté dans ce mémoire est structuré en quatre chapitres

Dans le premier chapitre on établit la terminologie du séchage et des différents mécanismes intervenant au cours du séchage, afin de pouvoir poursuivre le déroulement de ce mémoire, une revue de littérature sur le séchage solaire du bois.

Le deuxième chapitre porte sur la caractérisation du matériau sélectionné, développement de certains modèles de la cinétique de séchage ainsi que quelques notions sur l'énergie solaire, sont aussi présentées dans cette partie.

Le troisième chapitre fait l'objet de la modélisation de différents composants de deux capteurs solaires l'un muni de chicanes et l'autre sans chicanes et de la chambre de séchage. Il s'agit d'élaborer un modèle de transferts couplés de matière et de chaleur qui décrit les phénomènes mis en jeu. Quelques hypothèses simplifiées et relations sont formulées et y sont présentées aussi dans ce chapitre.

Enfin, le dernier chapitre est consacré à des simulations numériques à partir du modèle proposé par CHRUSCIEL et al. La cohérence du modèle est testée dans ce dernier chapitre. On a vu les variables opératoires qui influencent le procédé, la sensibilité de chaque réponse du système à ces variables est étudiée.

Une conclusion générale sur l'ensemble de la thèse et quelques perspectives sont présentées à la fin du texte

## **CHAPITRE 1**

### **NOTIONS GENERALES SUR LE SECHAGE SOLAIRE DU BOIS.**

#### **1. 1. INTRODUCTION**

Les techniques utilisées dans l'industrie sont extrêmement nombreuses et variées. Leur étude nécessite la connaissance de notions fondamentales très diverses et complexes [5]. Où interviennent de nombreux phénomènes qui ressortent de la thermodynamique et des transferts de masse et de chaleur.

La recherche dans le domaine des transferts de chaleur et de masse couvre un champ très vaste car les applications concernées sont extrêmement variées. On peut citer par exemple l'isolation thermique, les écoulements géophysiques, les procédés de séchage, etc [6] Parmi ces explications nous avons choisi le procédé de séchage comme un exemple d'étude.

#### **1. 2. NOTIONS DE SECHAGE**

Sécher un produit, quelque soit sa nature, consiste à extraire de l'eau ou un autre solvant par vaporisation [7,8].

Ce procédé est indispensable dans plusieurs champs d'application en particulier en nourriture et industries agricoles. Produits pharmaceutiques, biologie, produits agro-alimentaires, matières plastiques, et le bois, etc. [10].

Le principal objectif du séchage est de convertir des denrées périssables en produits stabilisés par abaissement de l'activité de l'eau du produit.

### **1. 3. MODES DE SECHAGE**

On peut séparer un liquide d'un solide par :

#### **1.3.1-Le séchage à froid ou lyophilisation**

La lyophilisation (cryodessiccation) est un procédé de déshydratation dans lequel l'eau de l'aliment est transformée en glace par congélation et ensuite sublimée (passage de l'eau de l'état solide à l'état vapeur sans passer par l'état liquide) par chauffage sous très basse pression. La teneur en eau finale est inférieure ou égale à 2%. Le produit est allégé et conserve sa forme d'origine, la réhydratation est facile; Cependant est très onéreux [12].

#### **1.3.2. Séchage mécanique**

C'est l'élimination du liquide par des forces purement mécaniques (centrifugation, pressage...).

#### **1.3.3. Séchage chimique**

C'est un procédé basé sur l'utilisation de produits déshydratants (chlorure de Calcium,...) pour extraire l'eau [15] .

#### **1.3.4. Séchage à chaud ou thermique [15]**

Ce type d'opération est essentiellement un transfert de masse nécessitant au préalable une «activation» de l'eau par une certaine quantité d'énergie apportée par un transfert de chaleur.

Les deux transferts se dédoublent en une phase externe et une phase

interne :

- Transfert de chaleur externe, de la source de chaleur vers la surface du produit.
- Transfert de chaleur interne, de la surface vers le cœur du produit.
- Transfert de masse interne, du cœur vers la surface du produit.

- Transfert de masse externe de la surface du produit vers le milieu extérieur

Le séchage thermique se divise lui même en deux types :

#### 1.3.4.1 Séchage par entraînement

Le produit humide est placé dans la chambre de séchoir. Il est exposé à un courant d'air chaud. La circulation de l'air peut se faire naturellement (convection naturelle) où le plus souvent grâce à un ventilateur (convection forcée). Quand un produit végétal sèche, l'eau de surface va s'évaporer puis entraîne par le courant d'air, d'où le nom de séchage par entraînement. Il s'établit entre le produit et l'air chaud un écart de température et de pression partielle d'eau tel: [17].

-qu'un transfert de chaleur s'effectue de l'air vers le produit sous l'effet de l'écart de température.

Un transfert d'eau s'effectue en sens inverse du fait de l'écart de concentration en eau dans l'air.

Le séchage est dit isenthalpique, si l'énergie nécessaire à la vaporisation de l'eau est exactement égale à celle apportée par l'air chaud.

L'air sert donc à la fois de fluide chauffant et de gaz vecteur pour l'eau enlevée [18]

L'eau d'humidité n'entre pas nécessairement en ébullition mais se vaporise à la surface du solide, la pression partielle de l'eau dans le gaz de séchage étant inférieure à la pression de vapeur saturante de l'eau d'humidité à la température du solide humide pendant le séchage.

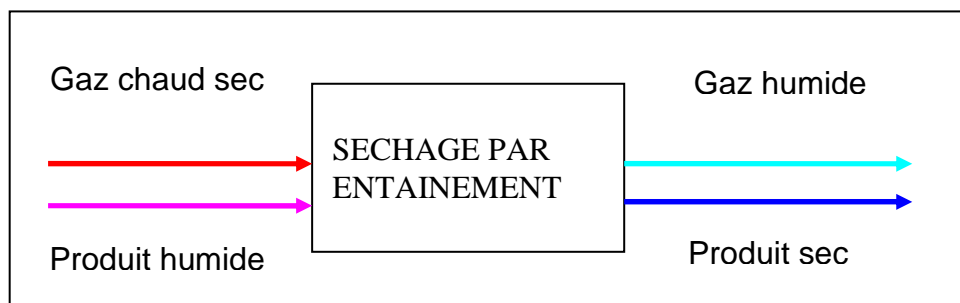


Figure 1. 1 : schéma de séchage par entraînement [11]

### 1.3.4.2. Séchage par ébullition

L'ébullition d'un liquide se produit lorsque la pression de vapeur est égale à la pression du liquide.

L'ébullition proprement dite (formation de bulles de vapeur d'eau) est plus difficile à observer dans les solides ou les corps pâteux que dans les liquides. La technique de séchage par ébullition consiste à porter la température du solide à sécher jusqu'à la température d'ébullition. Pour entraîner les vapeurs hors du séchoir, on peut soit utiliser un gaz vecteur balayant en continu l'enceinte du sécheur, soit travailler sous vide et donc en abaissant la température d'ébullition [8,11].

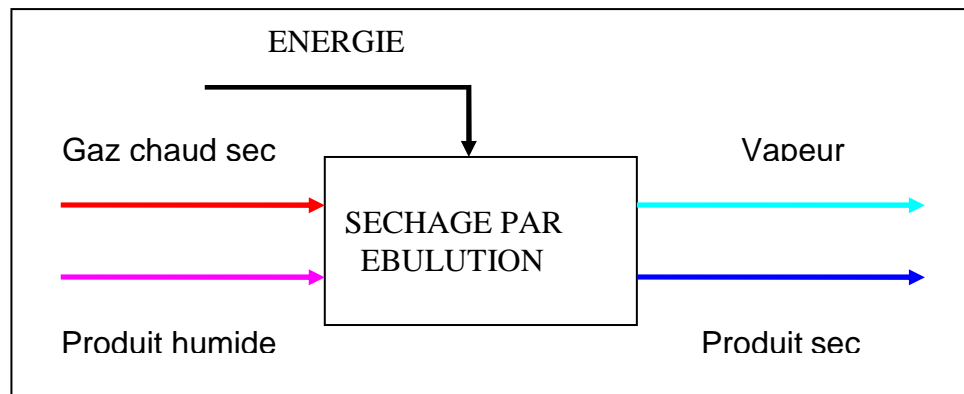


Figure 1. 2 : schéma de séchage par ébullition [11].

### Déshumidification (pompe à chaleur)

Le séchage par déshumidification utilise le principe de la condensation pour extraire l'eau de l'air qui devient moins humide. L'air traverse les piles de bois, se gorge d'humidité pour ensuite traverser le condenseur qui lui extrait l'eau obtenue du bois et le cycle recommence. Ce principe de séchoir est beaucoup moins énergivore, car aucun échange n'est fait avec l'extérieur. De plus, l'énergie recueillie lors de la condensation peut-être réutilisée pour chauffer l'air en circulation à l'intérieur du séchoir [19].

### Séchage Sous vide:

Le séchage sous vide utilise des pressions de fonctionnement en dessous de la pression atmosphérique. Le vide généré permet d'augmenter la vitesse de diffusion de l'eau dans le bois. On utilise le diagramme de la vapeur à volume constant qui permet d'avoir une relation entre l'humidité relative, la température et la pression. Plus la pression est faible et plus le contrôle est facile en plus d'avoir des temps de séchage plus courts. De plus, le vide ainsi généré permet de diminuer les problèmes de coloration causés par l'oxydation ainsi que le développement de moisissure. Les pressions absolues d'utilisation se situent entre 10 et 30 [kPa]. La grande différence entre les différentes méthodes de séchage sous vide est le moyen utilisé pour apporter l'énergie vers le bois pour évaporer l'eau. On trouve les séchoirs sous vides à vapeur surchauffée, à hautes fréquences et à plaques. Celui à vapeur surchauffée utilise la vapeur comme médium pour apporter la chaleur vers le bois et utilise la convection comme moyen de transmission de la chaleur. On retire l'eau par condensation sur une plaque froide ou bien par pompe à chaleur. La technique à haute fréquence est nouvelle sur le marché et utilise des micro-ondes pour chauffer l'eau dans le cœur du bois, cependant elle génère des gradients d'humidité non uniformes dans les planches de bois. On trouve aussi les séchoirs sous vides à plaques qui utilisent la conduction comme moyen de transmission de la chaleur.

Les planches de bois sont directement disposées entre des plaques où transite un fluide à haute température (vapeurs, eau, huile). Cette technique demande une plus grande manutention de l'opérateur. Par contre, on peut appliquer une contrainte mécanique au bois lors du séchage et ainsi diminuer le déclassement [19].

1.3.7. Séchage solaire Le séchage solaire est un mode de séchage par entraînement, où le produit est placé dans un courant d'air chaud et sec. La circulation de l'air peut se faire naturellement (convection naturelle) ou le plus souvent grâce à un ventilateur (convection forcée). Quand un produit végétal sèche, c'est l'eau de surface qui est évaporée puis entraînée par un courant d'air, d'où le nom de séchage par entraînement. L'eau contenue à l'intérieur du produit



migre vers la surface au fur et à mesure du séchage, où elle est à son tour évaporée et évacuée [20].

## **1. 4. TERMINOLOGIE DE SECHAGE**

### 1.4.1. Caractérisation de l'air

#### Définitions

Pression de vapeur saturante : la pression de vapeur saturante ( $P_s$ ) d'une substance « i » est la pression de vapeur de « i » régnant à l'équilibre au dessus du liquide « i » pur. La pression de vapeur saturante ne dépend que de la nature de la substance et de la température.

Lorsque la pression de vapeur saturante à la température T est égale à la pression totale au dessus du liquide, il y a ébullition. La température correspondante est appelée température d'ébullition [11].

Humidité relative ou hygrométrie de l'air : c'est le rapport de la pression de vapeur d'eau dans l'air à la pression de vapeur saturante de l'eau à la température de l'air.

$$HR = \frac{P_v}{P_s(T)} \% \quad (1. 1)$$

Humidité absolue ou taux d'humidité de l'air : c'est le rapport de la masse d'eau par la masse d'air sec.

$$HA_a = \frac{\text{masse d'eau}}{\text{masse d'air sec}} \text{ en kg d'eau / kg d'air sec} \quad (1. 2)$$

#### États de siccité

Un corps anhydre est un corps dont le taux d'humidité est nul. Un corps sec ou séché correspond plus généralement au produit tel qu'il est obtenu à la sortie du séchoir [17].

L'activité de l'eau dans un produit est défini par le rapport entre la pression de

vapeur d'eau à la surface du produit  $p_v$  et la pression de vapeur de l'eau pure (vapeur saturée,  $p_s$ ) à la même température T

$$a_w = \frac{p_v}{p_s(T)} \quad (1.3)$$

L'activité de l'eau dans un produit est donc aussi l'humidité relative d'un air en équilibre avec ce produit. L'intérêt de cette grandeur est qu'elle varie faiblement avec la température alors que la pression de vapeur d'eau en surface  $p_v$  varie fortement [9].

#### 1.4.2. Teneur en eau

Tout produit qu'il soit d'origine végétale, animale ou minérale contient de l'eau, on peut donc distinguer dans tout produit de masse totale  $m$ , Une masse  $m_e$  d'eau

La masse restante  $m_s = m - m_e$  appelée masse anhydre ou masse sèche.

Comme pour l'air humide, on définit l'humidité ou teneur en eau du produit (en base sèche) par :

$$X = \frac{m_e}{m_s} \quad (1.4)$$

L'humidité d'un produit peut aussi être définie par la teneur en eau en base humide

$$X_h = \frac{m_e}{m} \quad (1.5)$$

Les deux grandeurs sont liées par les relations :

$$X = \frac{X_h}{1 - X_h} \quad (1.6)$$

$$X_h = \frac{X}{1 + X} \quad (1.7)$$

On utilise plus souvent la teneur en eau base sèche, lorsque l'on parlera de teneur en eau sans autre précision il s'agira donc de cette dernière [40].

### 1. 3.3. Vitesse de séchage

La vitesse de séchage est la variation de la teneur en eau d'un produit en fonction du temps

Elle représente la quantité d'eau évaporée par unité de temps et s'écrit :

$$\dot{X} = \frac{dm_e}{dt} \quad (1. 8)$$

### 1.4.4. Chaleur isostérique de sorption

La chaleur isostérique  $Q_{st}$  représente l'énergie de fixation de l'eau au substrat et donc la chaleur supplémentaire à la chaleur de vaporisation de l'eau pure nécessaire pour déshydrater le produit. Peut être calculée en utilisant les courbes de sorption obtenues à différentes températures et l'équation de Clausius-Clapeyron

$$\frac{\partial \ln a_w}{\partial T} = \frac{Q_{st}}{RT^2} \quad (1. 9)$$

En intégrant l'équation (1.15) on obtient

$$\ln a_w = -\left(\frac{Q_{st}}{R}\right)\frac{1}{T} + K \quad (1. 10)$$

La valeur de  $Q_{st}$  (kJ/mol) augmente généralement à mesure que le degré de déshydratation augmente [7].

### 1. 4.5. Consommation énergétique

On définit classiquement un certain nombre de critères pour apprécier la consommation thermique des séchoirs.

On appelle consommation énergétique massique (*CEM*) d'un séchoir, la quantité de chaleur (exprimée en J/kg) à lui fournir pour sécher 1 kg d'eau. Cette

grandeur permet de comparer des séchoirs sur une base indépendante du tonnage d'eau évaporée.

On appelle rapport de consommation énergétique (*RCE*), le rapport,  $\frac{CEM}{L_v(T)}$ ,  $L_v(T)$  étant l'énergie latente de vaporisation de l'eau à la température moyenne ( $T_{pr}$ ) du produit pendant le séchage. Ce rapport permet aussi d'évaluer la masse de l'air asséchant nécessaire pour vaporiser 1 kg d'eau (en prenant  $L_v$  à la température à laquelle se condense la vapeur utilisée).

Le tableau 1.1 donne quelques ordres de grandeur pour ces deux paramètres

Tableau 1. 1 : Ordre de grandeur de valeurs de CEM et de RCE en fonction des modes de séchage. [29]

Types d'installations	<i>CEM</i> (kJ / kg eau)	<i>RCE</i> (kg Vapeur / kg eau)
Séchoir par entraînement (sans récupération)	3300 à 6500	1.5 à 3
Séchoir par ébullition (ou entraînement avec récupération)	2400 à 3300	1.1 à 1.5

Pour faire la simulation du transfert thermique au cours de séchage il faut présenter une description détaillée du matériel à sécher, La connaissance des propriétés anatomiques, physiques d'un tel matériau est très importante pendant le procédé de séchage.

## **1. 5. PRESENTATION DU BOIS**

### **1.5.1. Anatomie du bois**

Le bois est un matériau naturel, renouvelable et très variable, c'est-à-dire que ses caractéristiques varient entre les espèces, dans une même espèce et à

l'intérieur d'un même arbre. Cette variabilité rend l'utilisation du bois plus complexe [31].

On peut le considérer comme un ensemble de tissus à parois lignifiées. Dans l'arbre, le bois a diverses fonctions, comme la conduction de la sève, le stockage, l'élaboration et la transformation chimique de substances et le soutien mécanique.

Les cellules qui constituent les tissus du bois sont formées au sein du cambium, localisé entre l'écorce et le bois. Les cellules du cambium sont capables de se diviser et de donner naissance à des cellules filles, qui se divisent afin de produire des cellules spécialisées, capables d'assurer les différentes fonctions physiologiques du bois au sein de l'arbre.

Dans le bois, il est possible de distinguer deux zones : le duramen et l'aubier. Le duramen, partie centrale du bois, est constitué par des cellules mortes, qui assurent le soutien mécanique de l'arbre. L'aubier, localisé en périphérie de l'arbre sous l'écorce, constitue la partie fonctionnelle du bois. Il est composé de cellules vivantes qui assurent la conduction de la sève, des racines vers la cime de l'arbre. Le cambium produit également l'écorce interne (liber), formée de cellules vivantes. Sa fonction consiste à conduire la sève élaborée, des feuilles jusqu'aux racines de l'arbre. L'écorce externe (rhytidome) est constituée par des cellules mortes et son rôle consiste à protéger l'arbre contre les agressions externes, comme le feu et chocs mécaniques. La moelle est la partie centrale de la tige, région où la croissance d'un arbre est initiée (tissu premier). La figure (1.3) montre la coupe transversale d'une tige

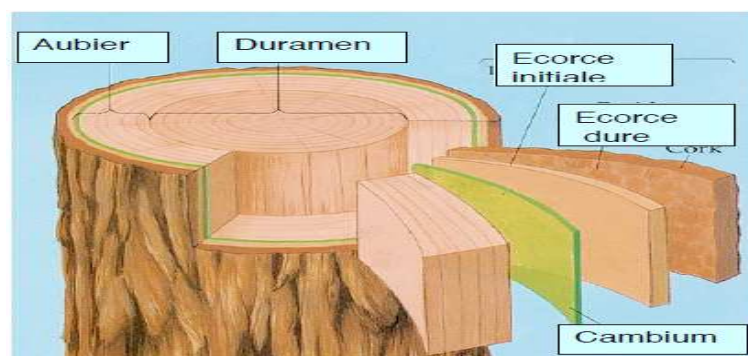


Figure 1. 3: coupe transversale de la tige d'un arbre [31].

La physique de séchage dans sa globalité définit un certain nombre de propriétés des produits à sécher à savoir.

### 1.5.2. Retrait

Le retrait est une diminution des dimensions des pièces en bois qui intervient lors d'une diminution de l'humidité interne.

Le retrait volumique de bois est exprimé par la formule suivante :

$$R_v (\%) = \frac{V_s - V_a}{V_a} \cdot 100\% \quad (1. 11)$$

$V_s$  : Volume saturé

$V_a$  : Volume anhydre. [32-33].

### 1. 5.3. Hygroscopicité [10].

Un solide devient hygroscopique quand l'eau qu'il contient est en équilibre avec un air dont la pression partielle en eau est inférieure à la tension de vapeur maximale pour la température considérée. Ce comportement est du principalement aux forces liées à la capillarité qui ont tendance "à retenir l'eau en phase liquide

## **1.6. EMPLACEMENT DE L'EAU DANS LE BOIS**

L'eau absorbée par les solides peut y être retenue par diverses forces de liaison qui dépendent de la nature et de la porosité de la matière. On distingue plusieurs formes de liaison

### -Eau libre

C'est l'eau qui se trouve en surface du produit. Les forces de liaison peuvent être considérées comme nulles. L'évaporation de cette eau se produit dès que la pression de vapeur dans la couche limite est inférieure à la pression de saturation de l'eau contenue dans le produit à la température considérée.

### -Eau liée par capillarité

Lorsque les porosités de la matière sont suffisamment petites. Elles entraînent dans le liquide une pression supplémentaire due à la tension superficielle.

L'évaporation se produit lorsque la pression de vapeur de l'eau liée est supérieure à une pression de saturation dite apparente  $p_s$  qui règne dans l'air au voisinage du corps à sécher. Dans ce cas  $p_s$  est légèrement inférieur à  $p_v$  correspondant à la température du produit considéré.

L'accroissement de la pression de saturation est faible et ne joue guère sur le plan énergétique. Par contre, la capillarité a une influence déterminante sur le temps de séchage

### -Eau adsorbée [35]

Les molécules d'eau peuvent être retenues dans le matériau à sécher par une action électrique connue sous le nom de forces de Van Waals. L'énergie nécessaire pour soustraire l'eau à cette action n'est pas négligeable et peut parfois atteindre 50% de la chaleur latente de vaporisation. Des études théoriques sur le sujet ont été publiées. Dans la Pratique, on tient compte de l'effet de ces forces de rétention par la détermination d'une pression apparente de saturation

## **1. 7. DIFFUSION HYDRIQUE**

### 1.7.1. Définition

La diffusion hydrique est un phénomène de transport de l'eau dans le bois des zones plus humides vers des zones plus sèches. En d'autres termes, et plus spécialement dans le cas du bois, la diffusion est un transport d'eau sous l'effet d'un gradient de teneur en eau. La diffusion met en jeu différents phénomènes de transfert. Notons de façon générale, la diffusion gazeuse de la vapeur d'eau dans les vides cellulaires, la migration de l'eau liée dans les parois cellulaires et le transfert par capillarité de l'eau se trouvant dans les lumens. Dans le domaine

hygroscopique, le transfert par capillarité n'intervient pas car l'eau libre n'est plus présente dans ce domaine [36].

### 1.7.2. Loi de diffusion

Si la concentration des particules n'est pas homogène (n'est pas la même valeur en tout point du système), un transport de matière se produira dans le système dans un sens qui tend à uniformiser les concentrations.

La loi de diffusion établit une relation entre un gradient de teneur en eau et le flux induit par l'équation suivante :

$$\phi_m = -D_m \cdot \frac{dX}{dx} \quad (1. 12)$$

Où  $\phi_m$  est le flux massique ( $\text{kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$ ),

$D_m$  est le coefficient de diffusion ( $\text{kg} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s}^{-1}$ ),

Cette équation est appelée première loi de Fick. Sa généralisation dans le cas tridimensionnel est effectuée selon l'expression suivante :

$$\phi_m = -\overline{\overline{D_m}} \cdot \vec{\text{grad}} X \quad (1. 13)$$

$\overline{\overline{D_m}}$  est le tenseur de diffusion d'ordre deux et  $\phi_m$  est le vecteur du flux massique.

La formule de la seconde loi de Fick qui n'est autre que la loi de conservation de la masse est donnée par :

$$\frac{dX}{dt} = \text{div}(\overline{\overline{D_m}} \cdot \vec{\text{grad}} X) \quad (1. 14)$$

Cependant, la force motrice responsable du mouvement de l'eau liée dans le bois provient soit du gradient de concentration  $C$  ( $\text{kg}/\text{m}^3$ ), soit de la teneur en eau  $X$  ( $\text{kg}$  d'eau/ $\text{kg}$  de bois anhydre) soit de la pression partielle de vapeur d'eau.



Le coefficient de diffusion ne concerne pas uniquement un mode de transport unique. Il est composé plus généralement de paramètres issus de deux phénomènes de diffusion : la diffusion de vapeur et la diffusion d'eau liée. Dans le domaine hygroscopique, le coefficient de diffusion est dû à la diffusion simultanée de ces deux phases [38].

## **1. 8. PHENOMENE D'ADSORPTION.**

### Définition

L'adsorption est l'enrichissement d'une substance en une autre substance présente au voisinage de l'interface.

Le mot "adsorption" est aussi utilisé pour parler du changement d'état d'un fluide qui passe à l'état adsorbé.

L'adsorption est un phénomène tout à fait général qui se produit chaque fois qu'un gaz ou un liquide est en contact avec un solide ; celui-ci est retenu par les atomes superficiels du solide et se concentre à sa surface. Le mot **adsorption** indique qu'il s'agit d'un phénomène de surface et ne doit pas être confondu avec le mot **absorption** qui indiquerait que le fluide a pénétré dans la masse du solide.

La désorption est la libération des gaz ou vapeurs retenus par adsorption à la surface d'un solide. Deux types de forces sont responsables des interactions qui peuvent s'établir entre le solide adsorbant et le fluide adsorbable et conduisent traditionnellement à distinguer deux types d'adsorption : l'adsorption physique et l'adsorption chimique. [39]

L'activité de l'eau dans un produit dépend principalement de sa teneur en eau  $X$  et de sa température. La courbe représentant pour une température  $T$  donnée la teneur en eau  $X$  d'un produit  $T$  en fonction de la valeur de l'activité de l'eau  $a_w$  ou de l'humidité relative de l'air en équilibre  $RH$  est appelée :

- Isotherme d'adsorption si elle a été déterminée expérimentalement en partant d'un produit sec.

- Isotherme de désorption si elle a été déterminée expérimentalement en partant d'un produit saturé en eau.

Les deux courbes sont en général différentes (figure 1.4) car le séchage d'un produit (passage de  $a_w = 1$  à  $a_w < 0,6$ ) entraîne des modifications de structure et de porosité irréversibles.

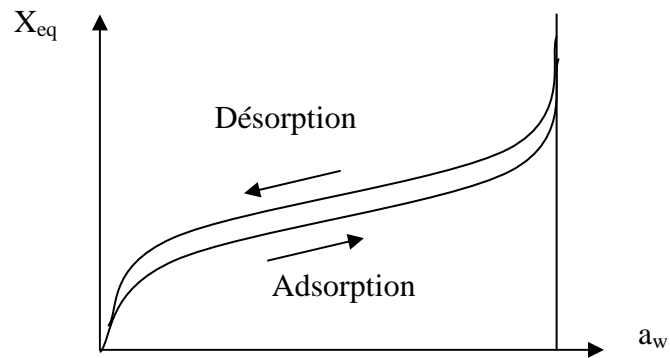


Figure 1. 4 : Allure générale des isothermes de sorption.

La connaissance de l'isotherme de désorption est particulièrement importante en vue du séchage d'un produit par entraînement : produit placé dans un courant d'air chaud et sec à  $T_a$  et  $HR_a$ . La connaissance de l'isotherme de désorption permet de calculer la teneur en eau d'équilibre  $X_{eq}$  du produit avec l'air de séchage qui est la limite vers laquelle va tendre la teneur en eau  $X$  du produit en fin de séchage. La valeur de  $X_{eq}$  est un paramètre qui apparaît en particulier dans les modèles permettant de prévoir l'évolution de la teneur en eau d'un produit au cours de son séchage.

Remarque :

Il a été montré que certains produits présentent des isothermes d'adsorption différentes selon la méthode utilisée pour dégazer le produit avant de démarrer l'adsorption, on ne peut donc plus parler dans ce cas de l'isotherme (unique) d'adsorption mais spécifier en plus le mode de déshydratation utilisée.

Les isothermes de désorption peuvent également présenter une variabilité selon le mode de préparation ou de fabrication du produit s'il n'est pas naturel ou

selon le degré de maturité ou l'espèce du produit s'il s'agit d'un produit végétal. Dans ce dernier cas, les variations sont toutefois peu importantes [40].

### **1.9. CINETIQUE DE SECHAGE**

Les courbes de désorption représentent des états d'équilibre entre le produit et l'air qui l'entoure. Elles ne donnent aucune indication sur l'allure du phénomène.

Trois types de courbes permettent de décrire l'évolution du produit au cours du séchage :

La teneur en eau moyenne ( $X$ ) du produit, rapportée à la quantité de matière sèche, en fonction du temps ( $t$ ) est obtenue directement à partir de l'enregistrement de la masse au cours du temps, connaissant la teneur en eau initiale du produit ;

- La vitesse de séchage ( $-dX / dt$ ) en fonction du temps, obtenue en dérivant la courbe précédente ;
- la vitesse de séchage ( $-dX / dt$ ) en fonction de la teneur en eau ( $X$ ), parfois appelée courbe de Krisher.

Dans ce qui suit (figure 1-5), nous exposons les courbes théorique traduisant la cinétique de séchage des corps humides. Sur ces courbes, on distingue classiquement trois périodes

Une période de préchauffage appelée aussi période 0 ; elle correspond à la phase de mise en température du matériau humide, jusqu'à atteindre la température de bulbe humide caractéristique de l'environnement séchant. Cette période est généralement très courte au regard du temps de séchage global [41];

Une période de séchage à vitesse constante, qui correspond à l'évaporation superficielle de l'eau libre du matériau à la température humide. Cette période existe tant que la surface du produit est alimentée en eau libre (par exemple par capillarité) par l'intérieur. Ce qui signifie que le produit reste en dehors du domaine hygroscopique. Le flux de chaleur échangée par convection entre l'air et le produit est entièrement utilisé pour l'évaporation de l'eau. Cette période est identique au

séchage isenthalpique d'un film d'eau et dépend donc essentiellement des conditions aérauliques entourant le produit à sécher. En d'autres termes, le séchage est contrôlé par les transferts externes. La fin de cette période permet de définir la teneur en eau critique ( $X_c$ ) du produit.

Une période de séchage à vitesse décroissante ou phase de ralentissement ; elle commence quand la surface du matériau en contact avec l'air de séchage atteint soit, le seuil d'hygroscopicité ( $X_{hygr}$ ) alors une partie du matériau est dans le domaine hygroscopique, soit une teneur en eau nulle pour les matériaux non hygroscopiques. D'un point de vue macroscopique, ceci correspond au passage au point critique (1,  $X_c$ ) (figure 1.5). La zone d'évaporation « front de séchage » qui se trouvait en surface se déplace vers l'intérieur du matériau. En amont de cette zone, il y a migration d'eau libre, tandis qu'en aval, il y a migration d'eau liée (dans le cas hygroscopique) et la vapeur d'eau qui sont évacuées. Alors qu'en phase isenthalpique c'est l'environnement séchant (air d'entraînement) qui impose l'allure de séchage. Dans cette période ralentie, ce sont les diverses résistances du matériau aux transferts qui gèrent l'allure.

Ces résistances seront d'autant plus grandes que le « front d'évaporation » sera éloigné de la surface d'échange.

Une seconde période de ralentissement ou période finale. Cette période n'existe que pour les matériaux hygroscopiques (exemple : produits alimentaires et biologiques) [41].

Le flux massique décroît plus rapidement que précédemment. Il ne reste plus dans le matériau que de l'eau liée qui est évacuée très lentement (diffusion sorption), le produit se trouve alors complètement dans le domaine hygroscopique. Cette phase s'achève une fois le matériau a atteint la teneur en eau d'équilibre ( $X_{eq}$ ), qui dépend, bien sûr, des conditions de séchage ( $T$  et  $\phi$  de l'air) [41].

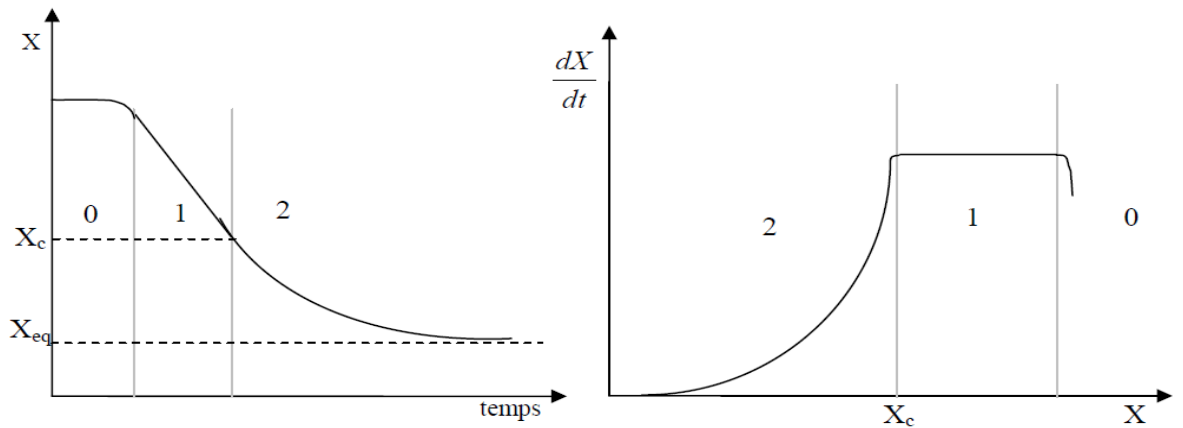


Figure 1. 5: courbe théoriques caractérisant un essai de séchage par entraînement [41].

#### Particularités pour les produits biologiques et alimentaires

Pour les produits alimentaires et biologiques comme le papier, la pomme de terre et le bois, on n'observe en général pas de période de séchage à vitesse constante. En effet, comme l'indique la figure 1.6, seule la phase de séchage à vitesse décroissante est décelable. La migration d'eau interne est limitée par les résistances des parois cellulaires, par la migration des solutés qui obstruent les pores et par le durcissement et la rétraction de la surface du produit. Cette période de séchage à vitesse décroissante est souvent divisée en deux ou trois sous périodes, qui correspondent à des changements structuraux dans le matériau. [28]

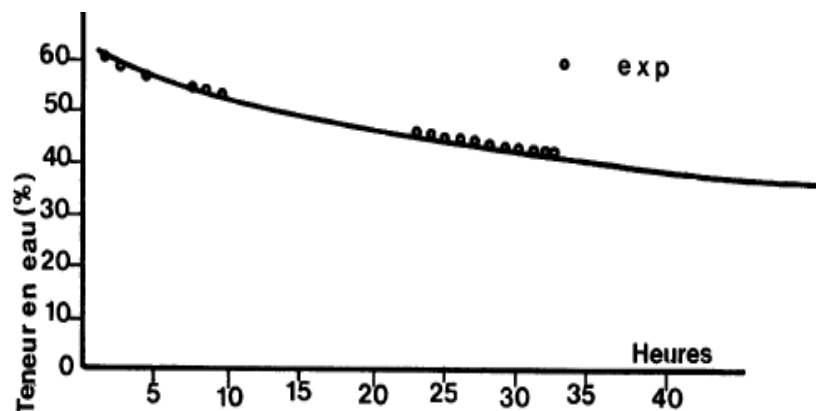


Figure 1. 6 : Cinétique de séchage du bois [56].

## 1. 10. CLASSIFICATION DES SECHOIRS SOLAIRES

Plusieurs types de séchoirs solaires ont été mis au point dans le monde pour profiter de l'énergie solaire qui est offerte gratuitement et mettre le produit dans une enceinte plus ou moins fermée pour le protéger des souillures et contaminations variées. On peut les regrouper en deux catégories : Les séchoirs solaires à convection naturelle et ceux à convection forcée.

La première catégorie emploie la convection naturelle pour la circulation de l'air chaud et dans ce cas le capteur solaire est souvent combiné avec la chambre du séchage. Le séchage solaire est direct

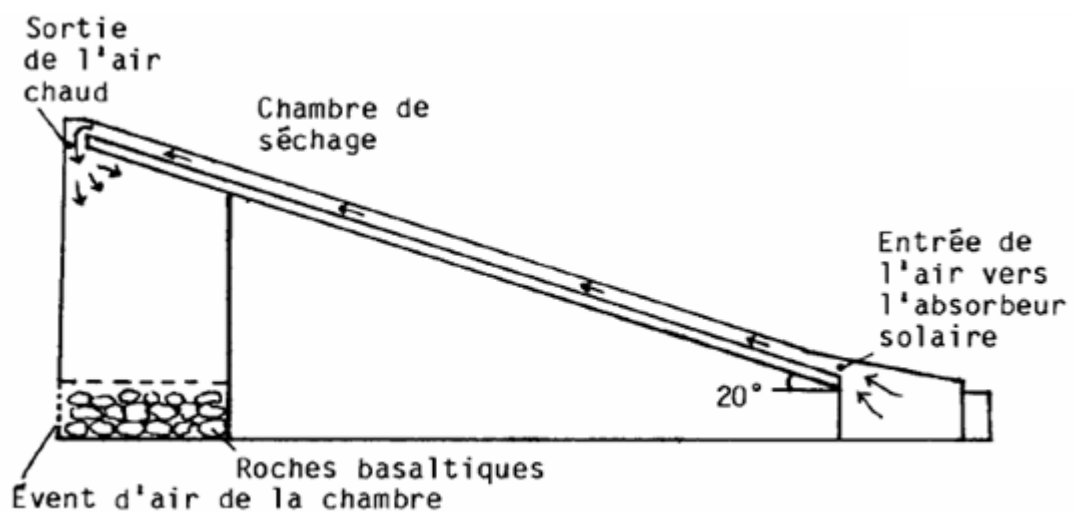


Figure 1. 7 : Séchoir solaire direct à convection forcée [30].

Le collecteur peut être aussi séparé de la chambre de séchage et le séchage dans ce cas est indirect (figure 1.8)

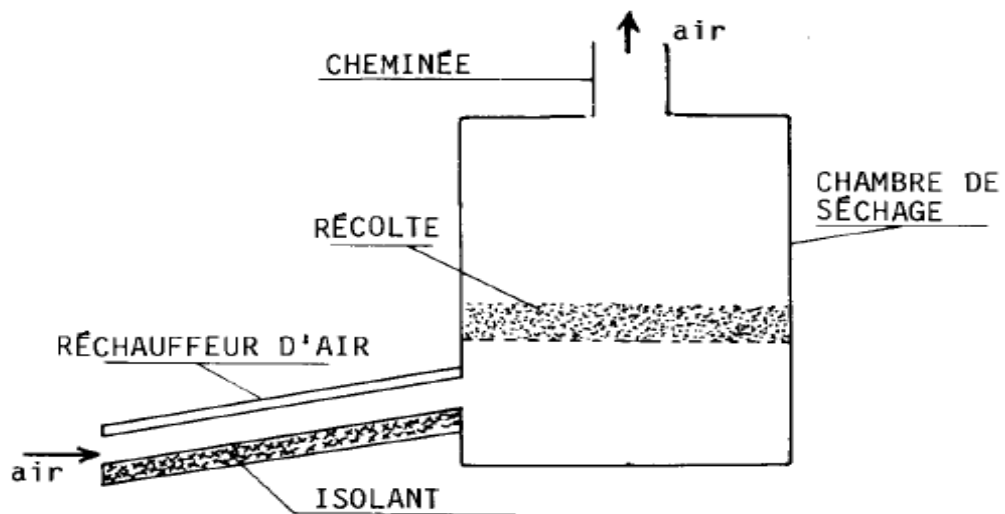


Figure 1.8 : Séchoir solaire à convection naturelle et indirect [30].

Dans la deuxième catégorie l'air chaud est poussé par un ventilateur, Le séchoir solaire à convection forcée mis au point présente actuellement des avantages certains, comme la rapidité du séchage, la facilité d'installation en site isolé, une régulation contrôlée et un faible coût .

Toutefois, il possède quelques désavantages, comme par exemple des pertes de chaleur au niveau du collecteur et surtout la dépendance énergétique (électricité) influençant sur la période de séchage. D'où la nécessité de la mise en place d'un système photovoltaïque pour en assurer le fonctionnement autonome de ce séchoir sur des sites ruraux.

Dans cette catégorie, si le capteur est intégré à la chambre de séchage, Le séchage est direct figure (1.9).

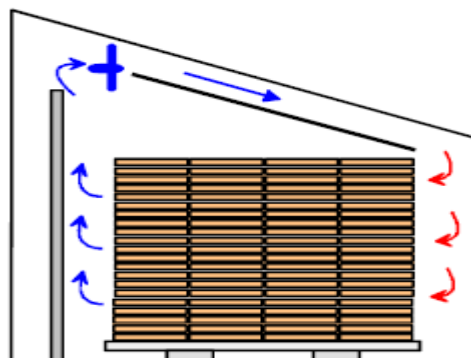


Figure 1. 9 : Séchoir forcée direct [47].

Dans le cas où le collecteur solaire et la chambre du séchage sont séparés. Le séchage solaire est indirect [48].

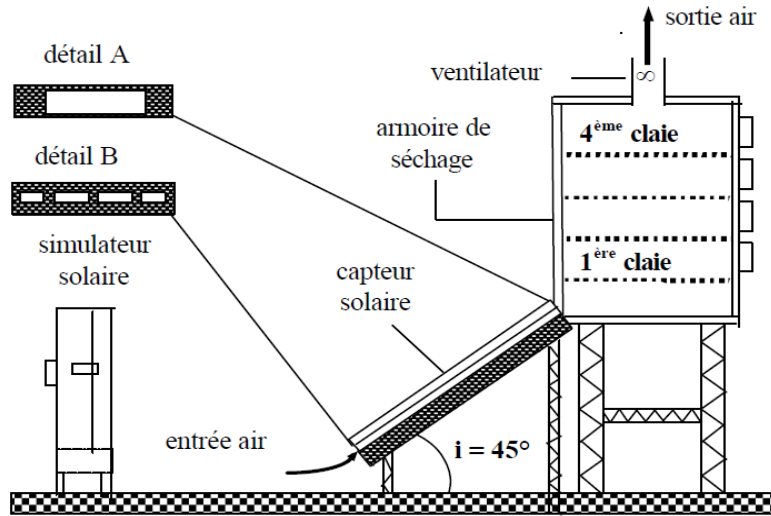


Figure 1.10 : Séchoir solaire à convection forcée et indirect [49].

Le développement des systèmes solaires nécessite l'intégration d'un système de stockage d'énergie, afin de résoudre l'inconvénient de l'énergie solaire intermittente. Il s'agit d'emmagasiner l'énergie solaire pendant la journée et de la restituer lorsque celle-ci n'est plus disponible (nuit et jours nuageux) [47]

L'intégration du stockage d'énergie dans la première et dans la deuxième catégorie se fait à l'aide de plusieurs moyens de stockage utilisables comme l'eau (figure 1.11) ou la pierre (figure 1.12).

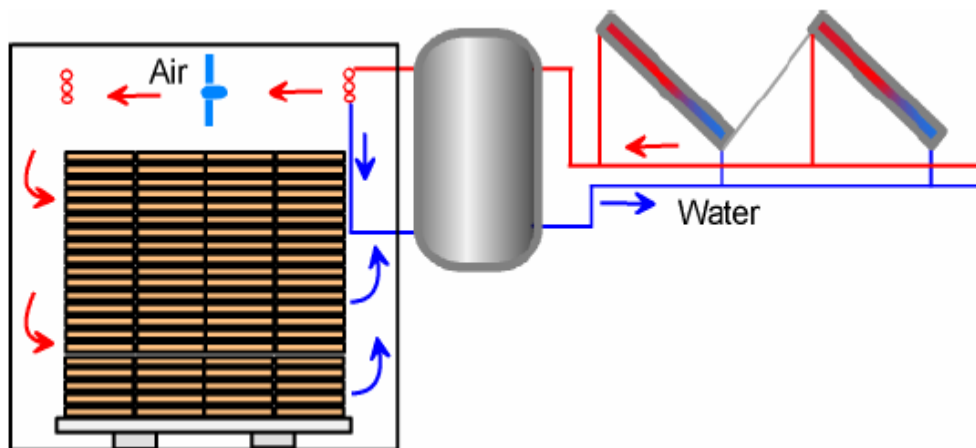


Figure 1.11 : Schéma d'un séchoir solaire utilisant l'eau comme moyen de stockage [47].



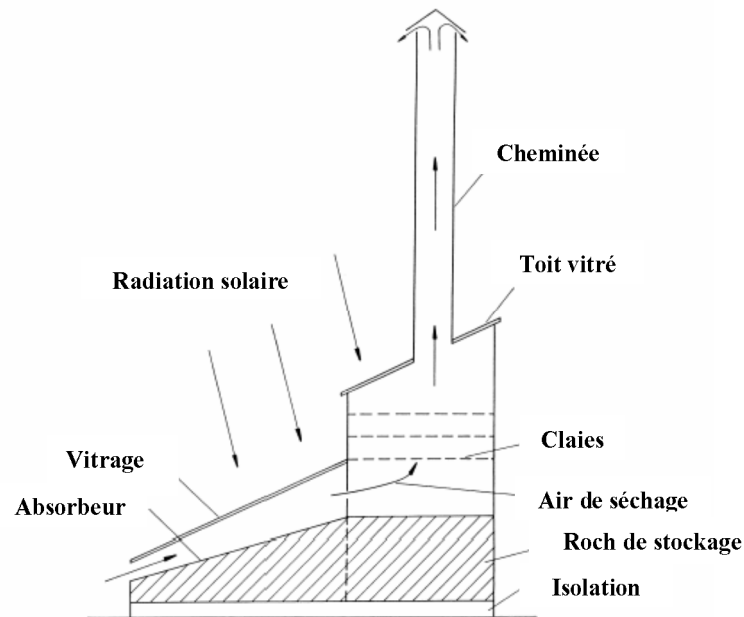


Figure1.12 : Séchoir solaire avec système de stockage thermique [7].

## **1. 11. CONCLUSION**

Le séchage est, soit un moyen de conservation, soit une étape dans la transformation de certains produits. Il est utilisé à la fois dans le monde rural dans le monde industriel à travers l'agro-alimentaire, le textile...etc.

Dans le procédé de séchage, la prise en considération du gradient de température interne dans la simulation des transferts couplés de chaleur et de masse est alors exigée.

Comme dans tout procédé de séchage d'un produit, l'étape importante consiste à évaluer son caractère hygroscopique et à déterminer sa courbe de sorption. La connaissance de cette courbe permet d'identifier les types d'eau présents dans le matériau. Ceci permet alors de connaître le domaine de stabilité du produit après le séchage.

## **CHAPITRE 2**

### **REVUES BIBLIOGRAPHIQUES**

#### **2. 1.INTRODUCTION**

Plusieurs types de modèles peuvent décrire la cinétique de séchage du bois, L'utilisation d'un modèle ou d'un autre dépend de l'objectif recherché. Dans cette section nous présentons un résumé des principaux modèles utilisés dans la simulation du séchage de bois

#### **2. 2. DIFFERENTS MODELES DE LA CINETIQUES DE SECHAGE**

Le problème de la modélisation des courbes de séchage solaire consiste en général à élaborer une fonction vérifiant l'équation suivante :  $X= f (t)$ .

Etant donné la complexité des phénomènes intervenant lors du séchage d'un produit, plusieurs auteurs ont proposé des modèles mathématiques sous forme des relations empiriques ou semi-empiriques pour décrire les courbes du séchage. Les équations de ces modèles expriment l'évolution de la teneur en eau réduite XR en fonction du temps. Ces formules contiennent des constantes qui sont ajustées pour faire concorder les résultats théoriques avec les courbes expérimentales de séchage. Par conséquent, elles sont valables seulement dans le domaine d'investigation expérimentale pour lequel elles ont été établies [48].

Tableau 2.1 : Différents modèles de la cinétique de séchage [53].

Modèles	Expression du modèle
Modèle exponentiel	$XR = A_1 \exp(-k_1 t) + A_2$
Modèle à deux termes	$XR = A_1 \exp(-k_1 t) + A_2 \exp(-k_2 t)$
Modèle de <i>PAGE</i>	$XR = \exp(-k_1 t^n)$
Modèle de MIDIILI-KUCUK	$XR = a \exp(-kt^n) + bt$
modèle de HENDERSON et PABIS	$XR = A_1 \exp(-k_1 t)$

Où :  $XR$  représente la teneur en eau réduite peut être donnée par [52] :

$$XR = \frac{X - X_{eq}}{X_0 - X_{eq}}$$

La teneur en eau d'équilibre  $X_{eq}$  est déterminée à partir de l'isotherme de désorption du bois.

Pour le cas particulier du pin maritime, on retiendra le modèle des courbes de sorption trouvé par Lartigue, ce modèle a aussi été utilisé par Couture. Finalement le modèle a été repris par Nadeau, [47], Pour décrire l'équilibre hygroscopique du bois de Pin maritime avec l'air environnant ; Il propose la relation (2.21) liant la teneur en eau en équilibre  $HR_{eq}$  du bois et de l'humidité relative  $HR_{ass}$  de l'air à une température  $T_{ass}$  donnée.

$$X_{eq} = \frac{\ln \left( C - \frac{\ln \left( \frac{HR_{ass}}{100} \right)}{A} \right)}{100 \cdot \ln(B)} \quad (2.1)$$

Avec :

$$A = -2.86 \cdot 10^{-5} \cdot T_{ass}^2 - 1.07 \cdot 10^{-2} \cdot T_{ass} + 10.24$$

$$B = -5.41 \cdot 10^{-4} \cdot T_{ass} + 1.01$$

$$C = 4.97 \cdot 10^{-6} \cdot T_{ass}^2 - 2.67 \cdot 10^{-3} \cdot T_{ass} + 0.35$$

Les isothermes de sorption prédites par ce modèle pour le bois de pin maritime sont représentées sur la figure (2.1).

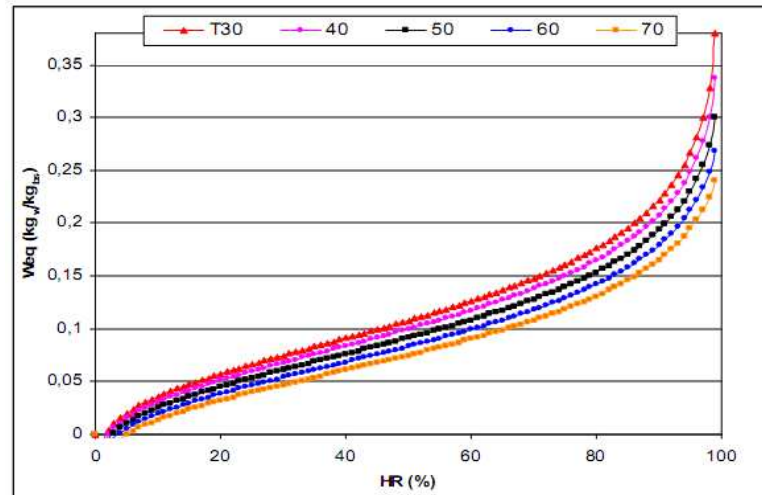


Figure 2.1: Isotherme de sorption pour le pin maritime [47].

L'inconvénient de ces modèles est que les coefficients  $A_1$ ,  $A_2$ ,  $K_1$ ,  $K_2$  et  $n$ , qui y figurent varient a priori avec les conditions de l'air de séchage. Pour les utiliser dans un programme dédié au calcul de la vitesse de séchage dans des conditions d'air très variables en particulier pour les morceaux de produits placés en sortie de séchoir, il faut connaître les valeurs de ces paramètres sur une plage de conditions assez large. Le nombre de paramètres nécessaire pour décrire les valeurs de  $A_1$ ,  $A_2$ ,  $K_1$ ,  $K_2$  et  $n$  peut alors devenir important.

Le choix d'un modèle a priori pour décrire l'intégralité d'une courbe de séchage peut également s'avérer un handicap dans le cas d'un produit présentant différentes phases de séchage au comportement très différent.

Ce sont les raisons pour lesquelles ont choisi la méthode de la courbe caractéristique de séchage (CCS) qui caractérise les cinétiques de séchage par un modèle de comportement sans faire d'hypothèse préalable sur sa forme. Cette méthode a par ailleurs été utilisée par de nombreux auteurs pour différents produits (Desmorieux), (Belghit et al.), (Timoumi et Zagrouba,).

Le principe de cette méthode est de représenter sur un même graphe les courbes de séchage réduites représentant la vitesse réduite VR en fonction de la teneur en eau réduite moyenne XR. La vitesse de séchage réduite VR est définie par :

$$VR = \frac{\left(\frac{dXR}{dt}\right)_t}{\left(\frac{dXR}{dt}\right)_0} \quad (2.2)$$

ou  $\left(\frac{dXR}{dt}\right)_0$  : La vitesse de séchage de la phase initiale isenthalpe, qui reste constante pour  $X > X_{cr}$  avant de décroître.

Dans ce cas, la vitesse de séchage d'un produit de teneur en eau X dépend des conditions de l'air asséchant ( $T_{ass}$ ,  $HR_{ass}$ ) se calcule de la façon suivante :

$$\frac{d\bar{X}}{dt} = \left(\frac{d\bar{X}}{dt}\right)_0 f(XR) \quad (2.3)$$

Pour rendre le modèle utilisable il faut donc identifier :

- la teneur en eau  $X_{eq}$  pour différentes conditions d'air ce qui revient à déterminer puis à modéliser les isothermes de sorption pour différentes températures,
- Une forme mathématique de la fonction f après avoir vérifié que les courbes de séchage réduites correspondant à différentes conditions de séchage se superposent.
- Une relation permettant d'estimer la vitesse  $\left(\frac{dXR}{dt}\right)_0$  en fonction des conditions de l'air  $T_{ass}$ ,  $HR_{ass}$  pour une taille et une géométrie de produit données.
- une courbe des points caractéristiques  $X_{cr}$  en fonction des conditions de

séchage ( $HR_{ass}$  et  $T_{ass}$ ). Signalons que faute de données expérimentales,  $X_{cr}$  est souvent pris comme indépendant de  $T_{ass}$  et  $HR_{ass}$ . [53].

## **2. 3. PRESENTATION DE QUELQUES TRAVAUX ANTERIEURS CONCERNANT LE SECHAGE SOLAIRE DU BOIS.**

Le séchage est un processus utilisé depuis des millénaires par l'homme, afin d'assurer ses besoins. L'historique du séchage présenté par LYES BENNAMOUN (2008) confirme que le premier travail présenté est celui de LIU et al qui ont montré que cette opération est pratiquée en Chine depuis déjà 6000 ans. Tandis que celle de MOYNE et al rapporte que le séchage du bois a été utilisé en Angleterre, en 1727, dans les chantiers navals [54].

BASILICO C et MARTIN M ; (1984) dans leur travail ont présenté une approche expérimentale des phénomènes de transfert de chaleur et de masse à l'intérieur du bois et de leur couplage avec les conditions externes lors d'un séchage par convection forcée à haute température [55].

D. PALLET et al (1987) ont proposé, dans leur étude, un modèle mathématique qui montre l'influence de chacun des paramètres intervenant dans une opération de séchage.

Ce modèle consiste à décomposer la vitesse de séchage en trois fonctions dans lequel les variables impliquées telles que la température, la teneur en eau de l'air et du bois, et l'épaisseur du bois  $e_{pr}$ , la teneur en eau initiale du bois et la teneur en eau finale ou à l'équilibre, sont considérées comme des fonctions continues dans l'espace et le temps pour le domaine d'application envisagé.

L'équation proposée est donc de la forme :

$$\frac{dX_{pr}}{dt} = F_1(X_{pr}).F_2(e_{pr}).F_3(T_{ass}).(X_{pr} - X_{eq}) \quad (2.4)$$

Pour trouver les différentes fonctions définies dans l'expression (2.4), ils ont utilisé, Sur la courbe de la teneur en eau au cours du temps, des lissages

successifs des points expérimentaux, en utilisant une régression polynomiale du second degré au sens de moindres carrés [56].

L'identification, dans une plage donnée, des coefficients entrant dans les trois fonctions figurant dans l'expression de la vitesse de séchage permet de donner les résultats rassemblés dans le tableau 2.1

Tableau 2.1 formules de différentes fonctions figurant dans l'expression de la vitesse de séchage.

formule de la fonction	Domaine d'utilisation
$F(X_{pr}) = (5.24 - 0.22X_{pr} - 0.0031X_{pr}^2) / 3600$	$X_{pr}$ en % $20\% < X_{pr} < 60\%$
$F(e_{pr}) = 3 - (e_{pr} / 0.012)$	$e_{pr}$ en mm $0.012 < e_{pr} < 0.032$
$F(T_{pr}) = \exp(0.84 - 47.45) / T_{pr}$	$T_{ass}$ en °C $20 < T_{ass} < 65$

-Les résultats obtenus par le modèle précédent, de la vitesse de séchage ont été validés par des mesures, effectuées sur des échantillons d'Angélique.

-L'allure des courbes obtenues de la vitesse de séchage et teneur en eau du bois en fonction du temps est montrée sur la figure 2.2

Dans cette étude, ils ont conclu que la teneur en eau du bois tend bien asymptotiquement vers sa teneur d'équilibre et que ces courbes sont identiques aux valeurs expérimentales,

Donc le modèle proposé est convenable pour faire la simulation du séchoir solaire [56].

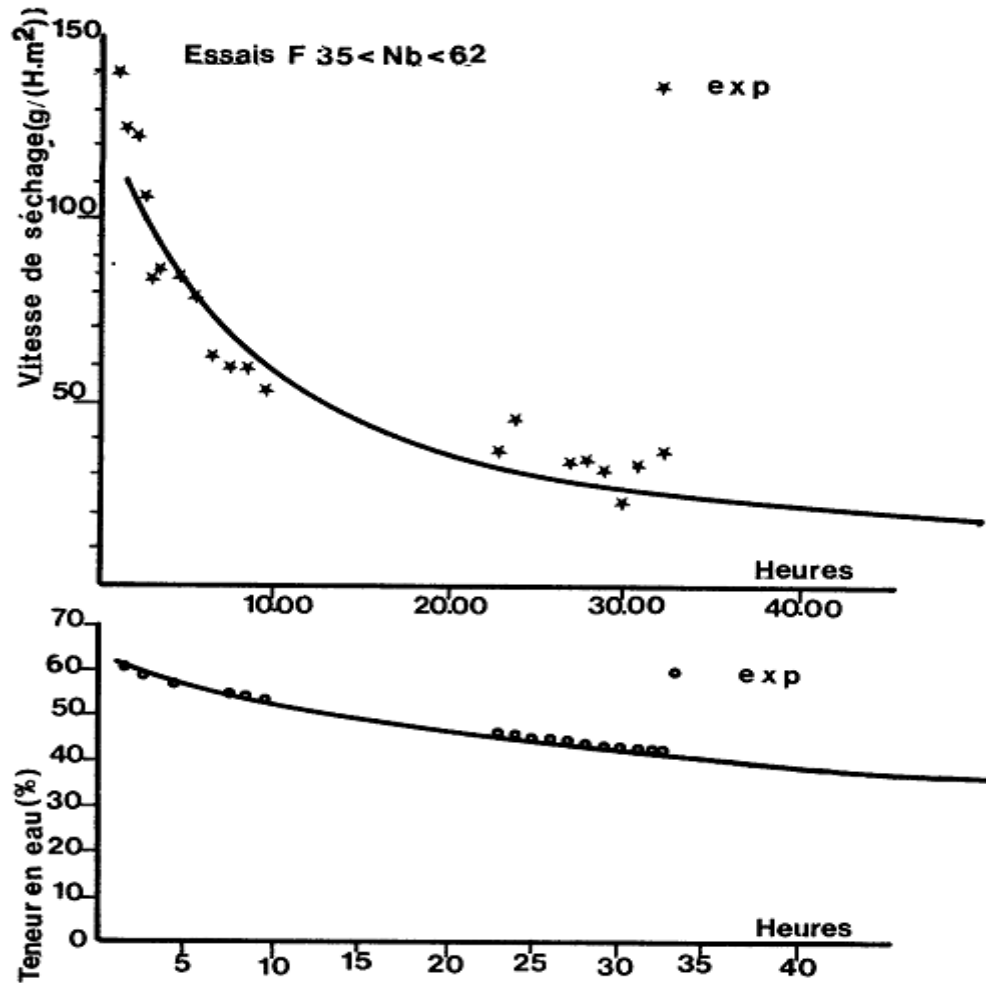


Figure 2. 2 : Comparaison des résultats théoriques et expérimentaux de la vitesse de séchage et de la teneur en eau [56].

P.PERRE et DEGIOVANNI (1990) ont étudié les phénomènes des transferts de chaleur et de masse à l'intérieur du bois, et à son couplage avec les conditions externes lors d'un séchage par convection forcée à basse et à haute température [57].

Abdelhamid Belghit et al (1997) ont présenté dans leur travail une modélisation des différents éléments qui constituent un système de séchage par convection forcée. Ces modèles sont décrits par des Equations de bilans thermique et massique entre les différents milieux d'échange [26].



La détermination des courbes de fonctionnement thermique nous renseigne sur les performances de chacun de ces éléments. Elle montre l'intérêt d'une telle démarche pour aborder un projet de construction d'un séchoir solaire [26].

Dans la seconde partie, une confrontation entre les résultats théoriques et expérimentaux a été entreprise. Une concordance satisfaisante a été observée pour les courbes de séchage ; seuls les profils de températures de produit présentent un écart qui s'explique par les conditions initiales imposées pour ce modèle [26].

Enfin une Etude du comportement du système de séchage dans diverses conditions de fonctionnement confirme bien l'intérêt du séchage solaire des peaux d'oranges. Une Etude paramétrique a permis de cerner un domaine de fonctionnement optimal du système [26].

Les résultats obtenus par cette étude est montre dans les figures figure (2.3), figure (2.4), figure (2.5) et figure (2.6).

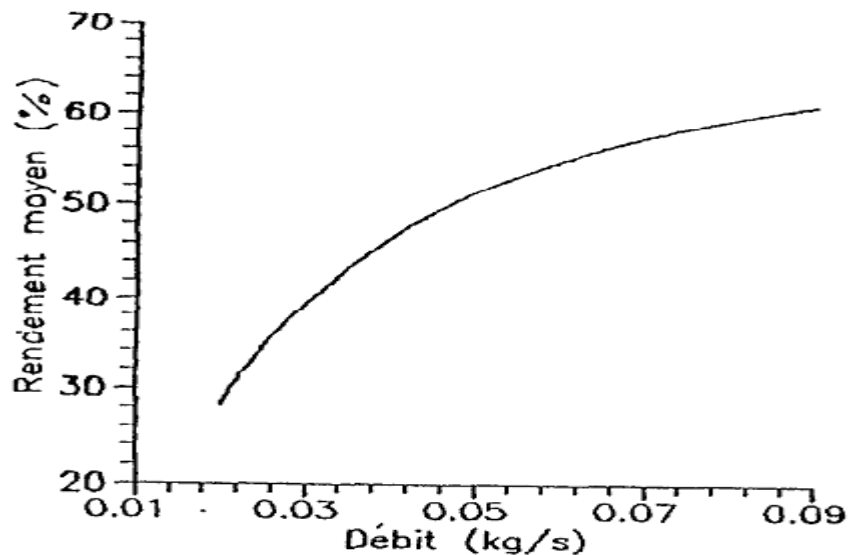


Figure 2.3 : Variation du rendement thermique avec le débit [26].

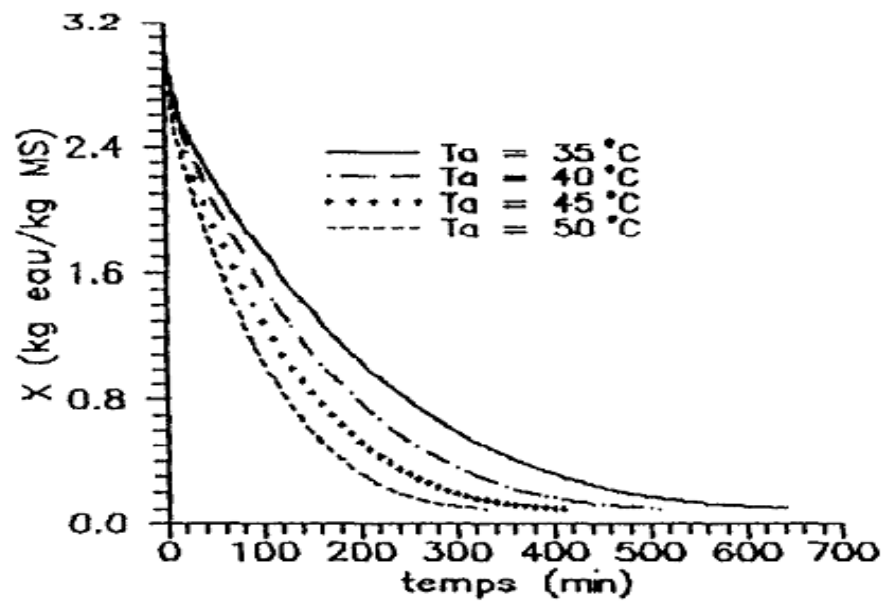


Figure 2.4 : Evolution de l'humidité du produit en fonction de la température de l'air asséchant ( $HR_{\text{ass}} = 0,008 \text{ kg}/(\text{kg AS})$ ,  $V = 1,5 \text{ m/s}$ ) [26].

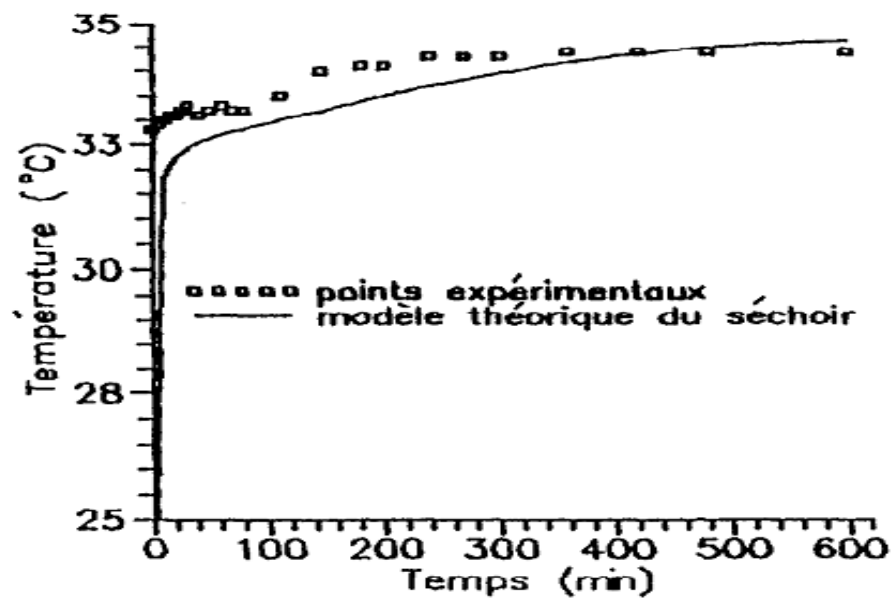


Figure 2.5 : températures de surface théoriques et expérimentales [26].

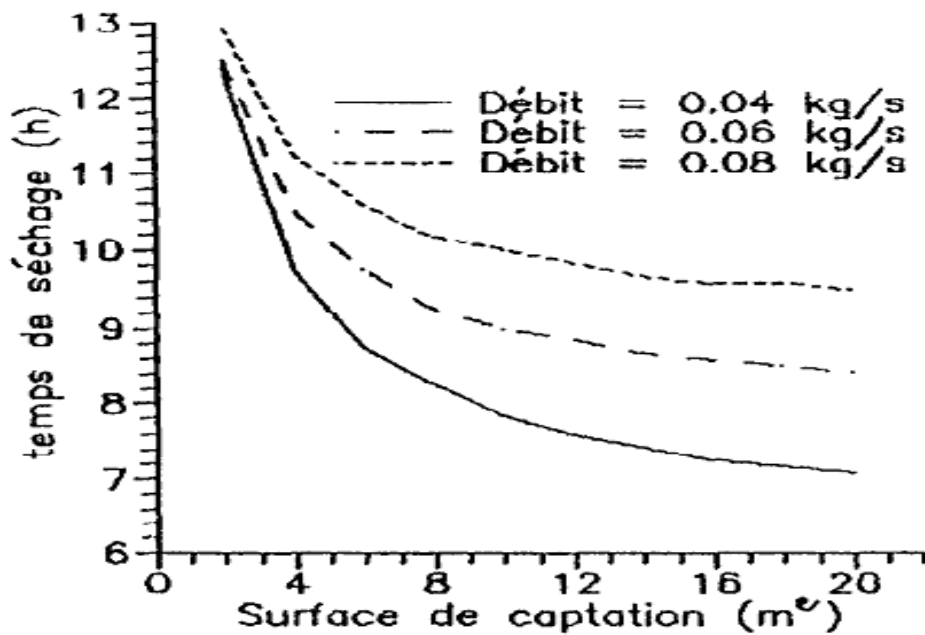


Figure 2.6: temps de séchage pour plusieurs débits

( $It=900 \text{ (W/m}^2\text{)}, T_{ab}= 25^\circ\text{C}^\circ$ ) [26].

H.A.KHATER et al (2004) ont montré que la description du séchage peut se traduire par une équation de diffusion dans laquelle chaque phase de séchage est représentée par son propre coefficient de transport noté  $D_\beta$ .

La cinétique est interprétée en 3 phases de séchage : une phase isenthalpe, une phase de premier ralentissement et une phase de deuxième ralentissement.

L'indice  $\beta$  représente chacune des phases de séchage (1, 2, 3), La cinétique de séchage d'après le modèle diffusif s'écrit:

$$\frac{\partial X}{\partial t} = D_\beta \frac{\partial^2 X}{\partial x^2} \quad (2.5)$$

$D_\beta$  représente le coefficient de diffusion variant en fonction de la température. Voici quelques résultats obtenus à partir de ce modèle

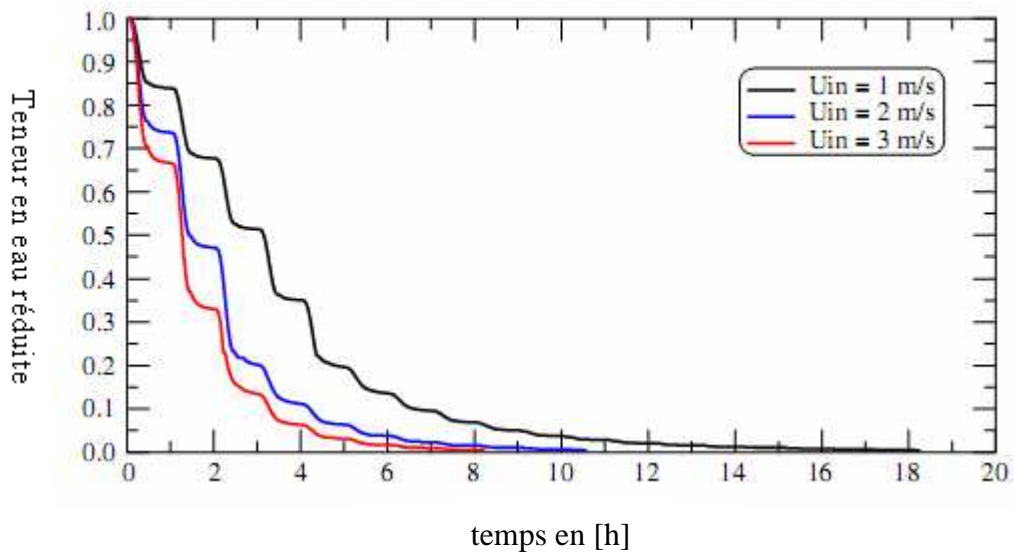


Figure 2.7. Effet de la vitesse de l'air sur le taux de séchage.

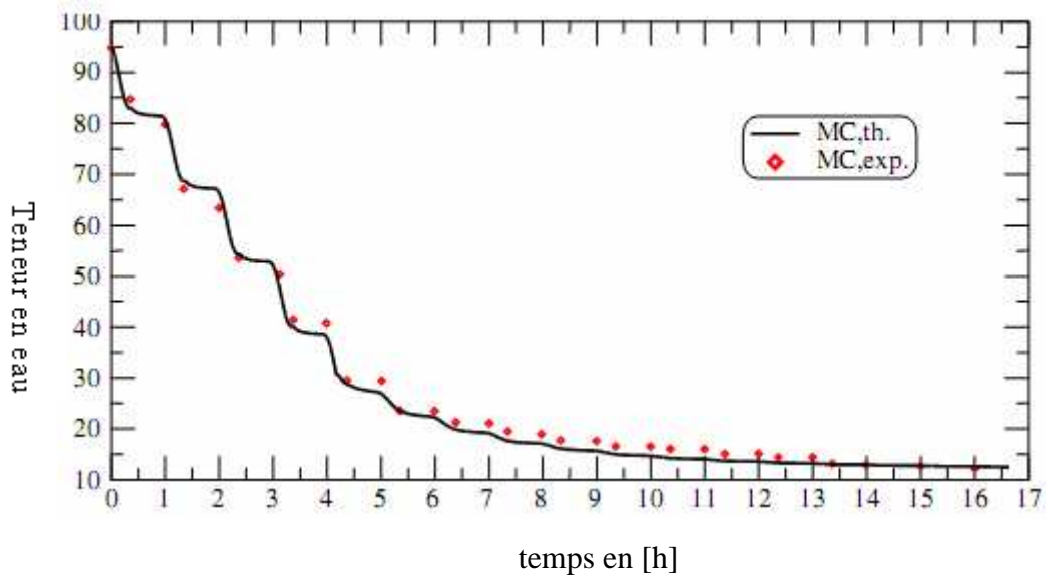


Figure 2.8 : Comparaison entre le taux de séchage théorique et expérimental [58].

R.Miri et al (2004) dans leur étude théorique et expérimentale en choisissant un séchoir solaire de type direct [21].

Le séchoir expérimental a été conçu et réalisé au C.D.E.R. (Alger). Il comprend un système de stockage d'énergie composé d'un lit de galets. Les parois latérales et le plancher sont isolés thermiquement. Deux inclinaisons sont

envisagées pour les vitrages: un vitrage fortement incliné ( $55^\circ$ ) maximisant la captation de l'énergie solaire pendant la période froide, et un autre, incliné de  $15^\circ$  permettant d'optimiser la transmission du rayonnement en saison estivale. [21].



Figure.2 9: séchoir solaire de type direct [21].

La modélisation mathématique, basée sur la méthode des bilans globaux d'énergie prend en compte, comme conditions initiales, les caractéristiques du climat extérieur. Le système obtenu à six équations différentielles du premier ordre régissant le fonctionnement du séchoir serre est résolu par la méthode numérique de Runge - Kutta d'ordre quatre [21].

Voici quelques résultats obtenus par cette étude :

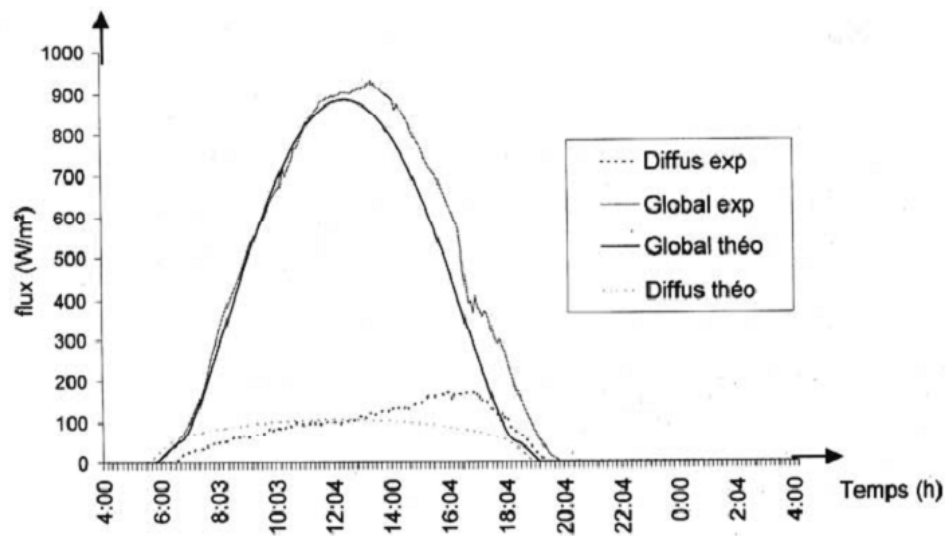


Figure 2.10: Evolution théorique et expérimentale de l'éclairement solaire global et diffus [21].

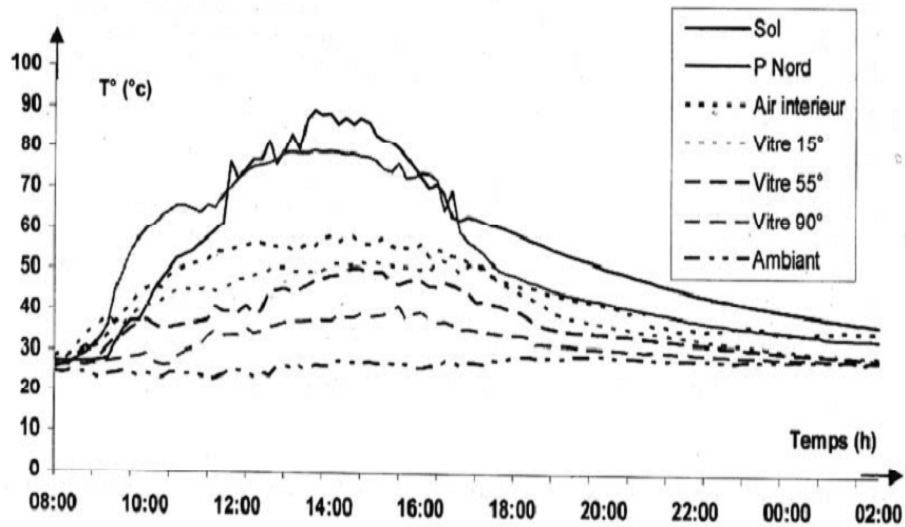


Figure 2.11: Variation des températures expérimentales du séchoir [21].

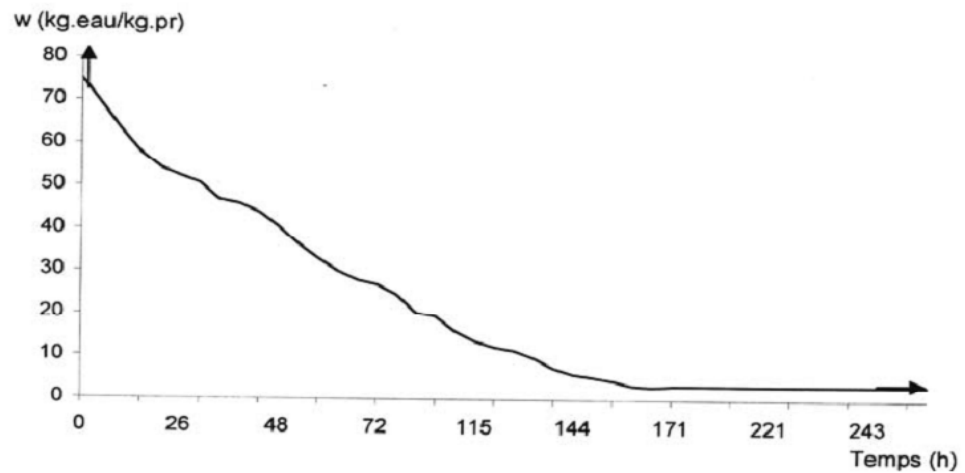


Figure.2. 12: Variation de la teneur en eau pour le Raisin [21].

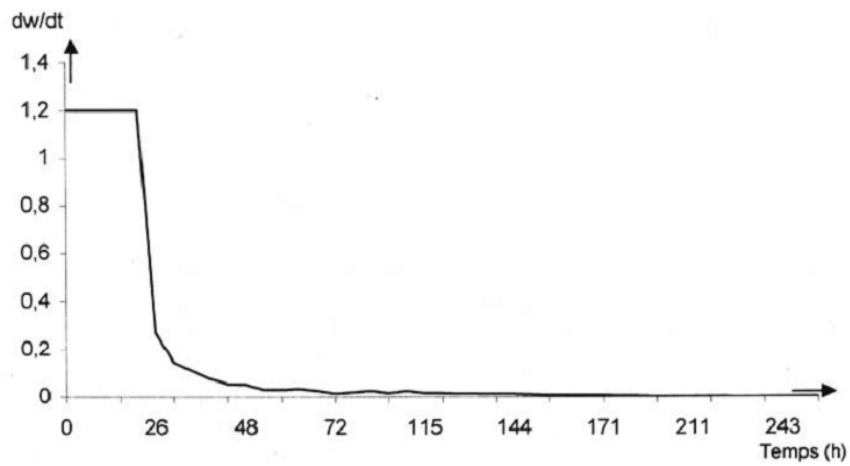


Figure 2. 13: Variation de la vitesse de séchage pour le Raisin [21].

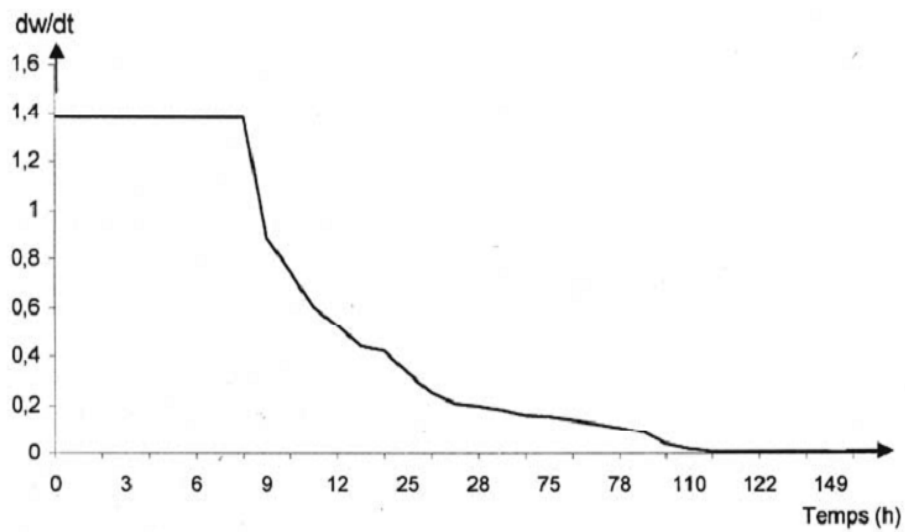


Figure2.14: Variation de la vitesse de séchage pour la Banane [21].

L'étude menée par A KHOUYA et al (2005) sur le séchage du bois en convection forcée, comporte deux parties. Dans un premier temps ils ont comparé trois modèles de capteur parmi lesquels ils ont retenu celui qui a meilleur rendement à savoir le capteur à ailettes et qu' ils ont utilisé dans le deuxième temps pour l'étude du séchage du bois.

Pour décrire les variations de la teneur en eau du produit durant le processus de séchage .Ils ont proposé le modèle diffusif qui est donné par l'équation suivante:

$$\frac{\partial C}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left( D_m \cdot \frac{\partial C}{\partial x} \right) \quad (2.6)$$

Ils ressortent différents résultats obtenus par cette étude :

Concernant l'insolateur, l'étude qu'ils ont faite a montré que l'usage des ailettes dans l'absorbeur ainsi que la double circulation d'air demeurent des moyens efficaces pour l'amélioration des performances d'un capteur solaire plan à air. Dans leur étude du séchage par énergie solaire en convection forcée, les courbes obtenues permettent de conclure que la température a un effet très important sur la cinétique de séchage et qu'il y a une bonne concordance entre les résultats de simulation et les résultats expérimentaux.

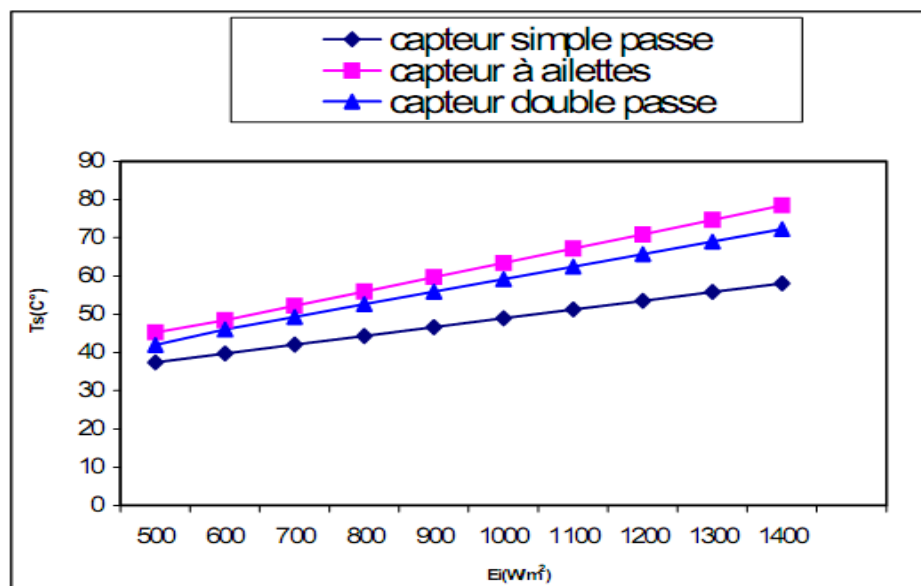


Figure 2.15 : Variation de la température de sortie des capteurs en fonction de l'éclairement solaire.



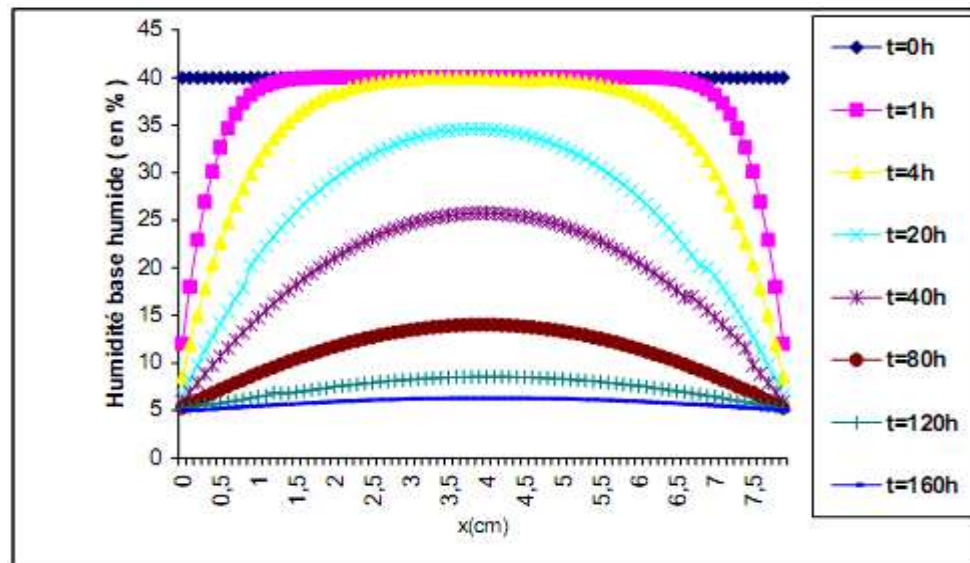


Figure 2.16 : profil de la teneur en humidité en base humide calculée pour une épaisseur de 8cm et  $T_{ass}=50C^{\circ}$ .

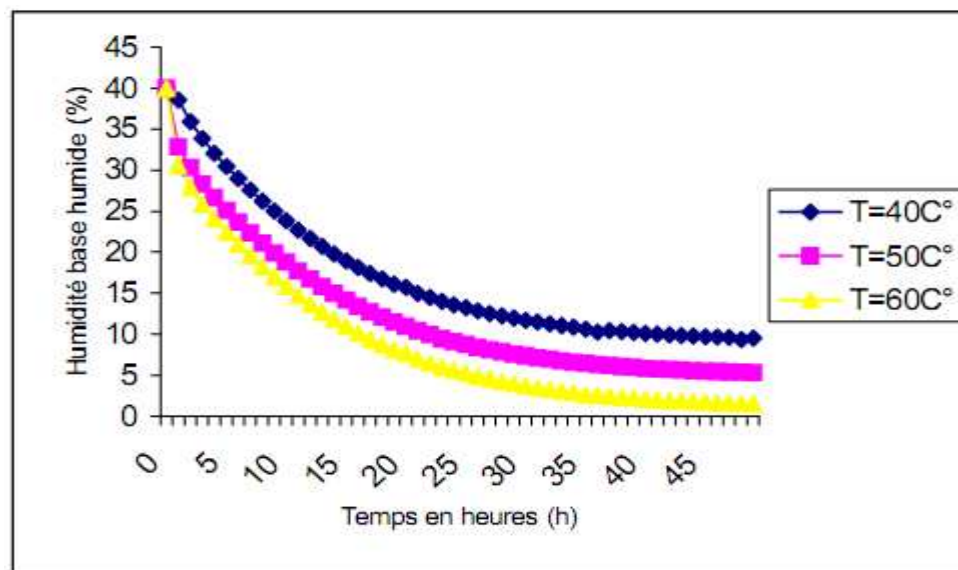


Figure 2.17 : Variation de la teneur en eau pour une épaisseur de (8cm) et pour différentes températures [59].

MESSAOUD NABHANI (2007) a présenté un travail aidant à comprendre et à modéliser le transfert de masse et de chaleur développé pour le séchage à

moyenne température et à haute température. Cette étude était l'application du modèle de transfert 2D existant basé sur l'approche du potentiel hydrique au séchage du bois à haute température.

Le travail a consisté dans un premier temps à reformuler les modèles proposés pour caractériser les phénomènes simultanés de transfert de masse et de chaleur à l'intérieur du bois (transfert interne) et au niveau de la couche limite (transfert externe). Dans un deuxième temps, l'étude impliquait la détermination expérimentale des divers paramètres du modèle en question pour des conditions de séchage à haute température [60].

H. Derbal et al (2008) dans leur travail, ils ont présenté les résultats de l'analyse énergétique et thermique du processus de séchage de la menthe dans un séchoir solaire indirect fonctionnant en convection naturelle et de façon discontinue (uniquement le jour). L'expérimentation s'est déroulée sur le site de Bouzaréah pendant l'été 2006, ils ont estimé, en basant sur les principes de thermodynamique, l'énergie utile reçue par le capteur ainsi que celle réellement utilisée pendant le séchage [25].

Ils ont également déterminé le rendement du capteur solaire plan ainsi que l'efficacité d'évaporation de l'air de séchage.

Les résultats obtenus, figures (2.18) ;(2.19) et (2.20), permettent de conclure que :

Les valeurs de l'éclairement solaire global varient entre 400 et 850 W/m<sup>2</sup> avec un pic vers 13 h.

La courbe de l'énergie utile reçue par le capteur solaire plan présente une similitude dans l'allure avec la courbe de l'éclairement global avec un léger décalage dans le temps [25].

En figure (2.5) ont présenté la courbe donnant l'évolution de l'efficacité d'enlèvement ou évaporation de l'humidité pour l'air de séchage. Les valeurs de celle-ci varient entre 30 et 50 %. Ceci est dû aux faibles débits de l'air qu'ils ont enregistrés (convection naturelle) [25].

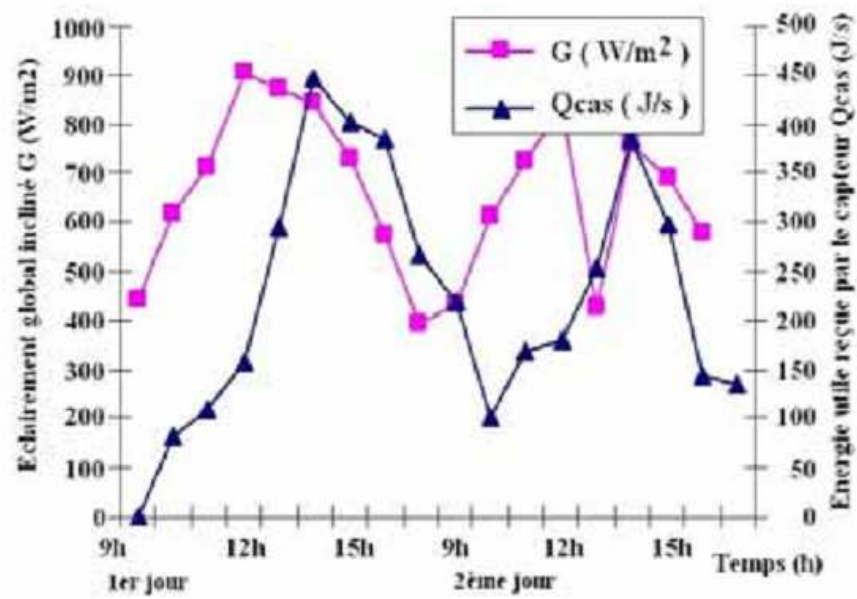


Figure. 2:18 Eclairage solaire global, et l'énergie utile reçue par le capteur solaire au cours des journées de séchage [25].

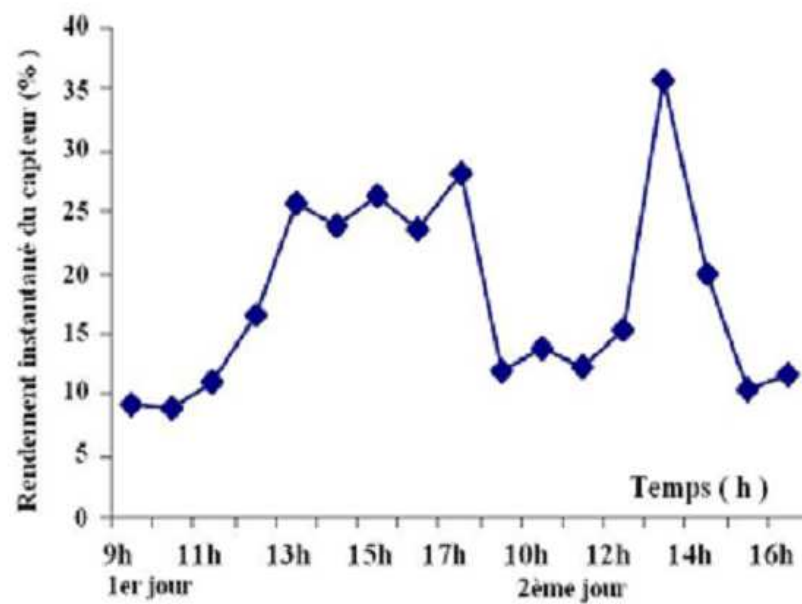


Figure 2.19: Rendement instantané du capteur solaire à air au cours des journées de séchage [25]

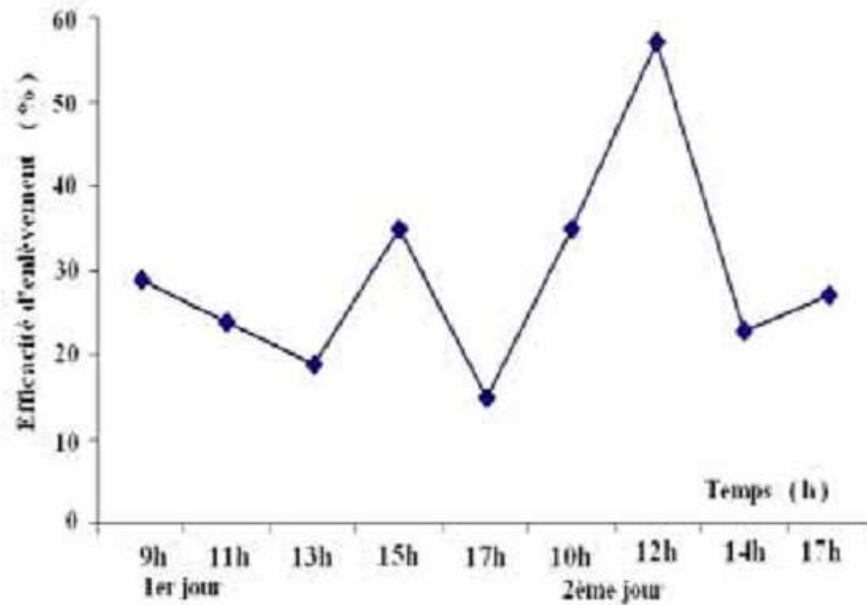


Figure.2.20: Efficacité d'enlèvement d'évaporation de l'air de séchage [25].

D.GRENIER et al. (2010) ont présenté un modèle qui étudie le séchage solaire. Le modèle est basé sur l'établissement des équations de transfert de chaleur et de masse appliquées à la phase liquide, phase solide et la phase gaz et à leurs couplages avec les conditions externes [61].

NADEAU et al (2010) ont montré, dans leur travail, que l'intégration du stockage d'énergie permet de réaliser un séchage sans interruption. Car sa fonction est d'emmagasiner l'énergie solaire pendant la journée et de la restituer lorsque le système en a besoin. Pour montrer l'influence du stockage, ils ont comparé deux simulations de séchage (avec la même surface globale de capteurs) : une cinétique sans stockage et l'autre avec l'unité du stockage intégré. Les résultats sont présentés sur la figure (2.21).

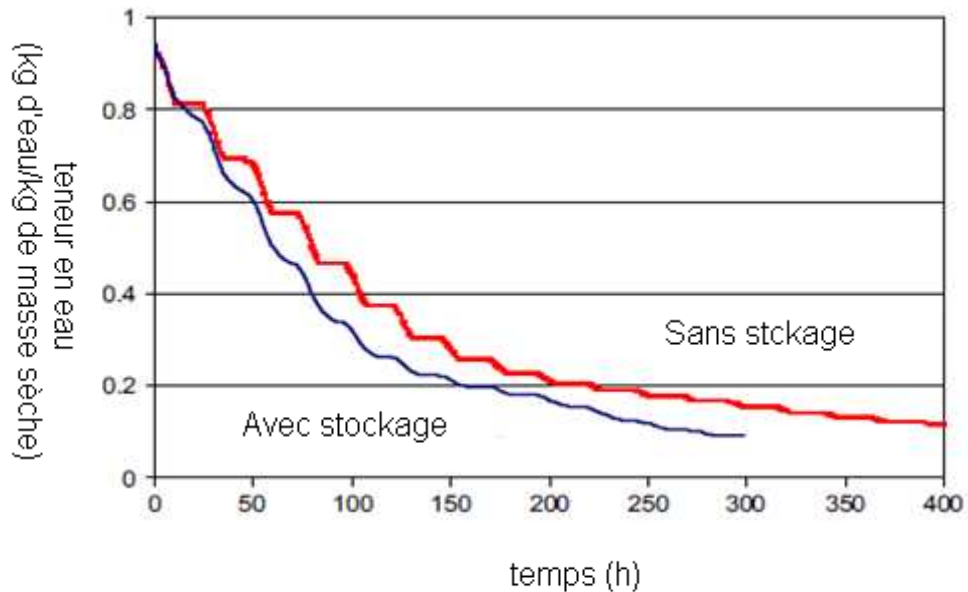


Figure 2.21 : Influence du stockage d'énergie sur le temps de séchage (mois d'août) [62].

Ils ont conclu qu'il y a une réduction importante du temps de séchage issue de l'intégration du stockage lors du fonctionnement du séchoir. Le gain de temps est de l'ordre de 30% pour le mois d'août [62].

M. SIMO TAGNE et al (2011) se sont intéressés à analyser un des modèles théoriques et empiriques des isothermes de désorption afin de déterminer le modèle idéal qui permet d'estimer les isothermes du bois d'Ayous et d'ébène. Ceci pour éviter la répétition des expériences qui peuvent durer plusieurs semaines.

En outre, ils ont estimé l'humidité des points de saturation de fibre, chaleur isotérique de sorption et la chaleur de condensation permettant favoriser l'amélioration dans des prévisions théoriques des simulations numériques du séchage en bois [63].

## **2. 4. CONCLUSION**

D'après ces résultats obtenus, on peut conclure que:

La modélisation d'un processus de séchage dépend de beaucoup de facteurs qui sont les conditions de température, d'humidité relative de l'air asséchant et la vitesse de l'air asséchant.

Les modèles mathématiques proposés par ces auteurs, permet de donner des résultats sur l'évolution des profils de température et de teneur en eau du bois sont confondus avec résultats expérimentaux.

## CHAPITRE 3

### FORMULATION MATHÉMATIQUE DU PROBLÈME

#### **3.1.INTRODUCTION**

Pour bien comprendre l'influence de la variation des caractéristiques de l'air (température, humidité, vitesse) sur les cinétiques globales de séchage, nous allons proposer, dans notre étude, des modèles basés principalement sur les échanges de chaleur et de l'humidité au sein de produit étudié.

Dans le premier temps, nous allons proposer un modèle empirique qui va nous permettre d'estimer les irradiances globales journalières, l'irradiation diffuse et directe sur le site choisi.

Et dans le deuxième temps ; nous allons procéder à la modélisation des composants des deux capteurs solaires et de la chambre de séchage, avec discrétisation de ses équations, cette démarche, nous permet de déterminer ; la variation de différents paramètres qui influencent sur la cinétique de séchage, et celle du produit à chaque instant.

#### **3. 2. L'ECLAIREMENT SOLAIRE**

La valeur de l'éclairement solaire  $I_t$  reçu par une surface perpendiculaire aux rayons solaires placée à la limite supérieure de l'atmosphère terrestre (soit à environ 80 km d'altitude) varie au cours de l'année avec la distance Terre-Soleil. Sa valeur moyenne  $I_m$  est appelée la constante solaire, elle vaut  $I_m = 1367 \text{ [W.m}^{-2}\text{]}$ .

En première approximation, on peut calculer la valeur de  $I$  en fonction du numéro du jour de l'année  $J$  par :

$$I = I_m [1 + 0.033 \cos(0.984J)] \quad (3. 1)$$

### Déclinaison

On appelle déclinaison  $\delta$  l'angle formé par la direction du Soleil avec le plan équatorial. Elle varie au cours de l'année entre  $-23,45^\circ$  et  $+23,45^\circ$ . La valeur de la déclinaison peut être calculée par la relation :  $\delta = 23.45^\circ \sin[0.980^\circ (J + 284)]$

Où J est le numéro du jour de l'année.

### L'angle horaire

L'angle horaire  $\omega$  étant l'angle formé par le plan méridien passant par le centre du soleil et le plan vertical du lieu (méridien) définit le temps solaire vrai TSV

$$\omega = 15^\circ (TS - 12) \quad (3. 2)$$

TS L'heure solaire dans la journée [52].

### Repérage du Soleil

Le repérage du Soleil s'effectue par l'intermédiaire de deux angles :

#### Hauteur du soleil [52].

La hauteur du soleil  $h_s$  est l'angle que fait, le plan horizontal avec la direction du soleil, la valeur  $h_s$  correspond au lever et au coucher du soleil, la hauteur du soleil varie entre  $+90^\circ$  (zénith)  $h_s = 0$  et  $-90^\circ$  (nadir). La hauteur du soleil est donnée par

$$\sin(h_s) = \sin(L) \cdot \sin(\delta) + \cos(L) \cdot \cos(\delta) \cdot \cos(\omega) \quad (3. 3)$$

L : La latitude du lieu

Le module  $\omega_1$  de l'angle horaire au lever du Soleil s'obtient en écrivant  $\sin(h_s) = 0$  dans la formule (2.3), ce qui conduit à :  $\cos(\omega_1) = -\tan(L) \tan(\delta)$

L'heure solaire au lever du Soleil a donc pour valeur :



$$TS_1 = 12 - \frac{\omega_1}{15} \quad (3.4)$$

### L'azimut

L'azimut du soleil  $az$  est l'angle que fait, sur le plan horizontal, la projection de la direction du soleil avec la direction du sud. L'azimut est compris entre  $-180 \leq az \leq 180^\circ$  [69]. Il est donné par la relation [69]:

$$\sin(az) = \frac{\sin(\delta) \cdot \sin(\omega)}{\cos(h_s)} \quad (3.5)$$

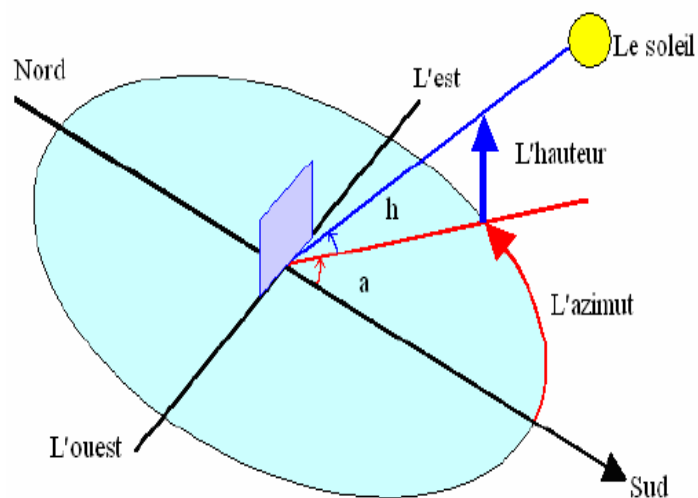


Figure 3. 1: les coordonnées horizontales [69]

### L'angle d'incidence [69]

L'angle d'incidence est l'angle que font les rayons du soleil avec la normale du plan considéré. Il est défini par l'inclinaison du plan  $\beta$  et l'azimut de la normale du plan  $\alpha$  (orientation du plan).

L'angle d'incidence sur un plan quelconque est donné par l'expression suivante:

$$\cos(i) = \sin(\delta) \sin(L - \beta) + \cos(\delta) \cos(\omega) \cos(L - \omega) \quad (3.6)$$

$i$ : Angle d'incidence.

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

L: latitude du lieu.

### Albédo

L'albédo du sol est le coefficient de réflexion qui est réfléchi par le sol ou par des objets se trouvant à sa surface. Cet albédo peut être important lorsque le sol est particulièrement réfléchissant (eau, neige).

$$Alb = \frac{\text{Energie réfléchie}}{\text{Energie recue}} \quad [14].$$

### **3. 3. MODELISATION DU POTENTIEL SOLAIRE [26]**

L'étude de l'éclairement solaire est le point de départ de tout investissement dans le domaine de l'énergie solaire. L'énergie globale incidente sur un plan incliné dépend de la latitude du lieu, du numéro du jour de l'année et de l'angle d'inclinaison du plan capteur. Ils existent plusieurs modèles mathématiques se basant sur les différents paramètres climatiques.

L'atmosphère ne transmet pas au sol la totalité du rayonnement solaire qu'elle reçoit

- L'éclairement direct  $I_{dir}$  est celui qui traverse l'atmosphère sans subir de modifications.
- L'éclairement diffus  $I_{dif}$  est la part du rayonnement solaire diffusé par les particules solides ou liquides en suspension dans l'atmosphère. Il n'a pas de direction privilégiée.
- L'éclairement global  $I_t$  est la somme d'éclairement direct et diffus.

L'éclairement global incident  $I_t$  dépend de plusieurs grandeurs astronomiques fixant le lieu et la position par rapport au soleil. On propose de calculer les flux solaires global, direct et diffus, à Ghardaïa (Algérie), incident sur un plan horizontal et à tout instant [50].

L'éclairement solaire direct sur un plan horizontal est donné comme suit [50]

$$I_{dir\_h} = I \cdot \sin(h_s) \quad (3.7)$$

L'éclairement solaire diffus du ciel sur un plan horizontal est donné par l'expression suivante [50].

$$I_{dif} = I_0 \cdot \sin(h_s) \cdot \left[ 0.271 - 0.2939 \cdot a \cdot \exp\left(\frac{-b}{\sin(h_s)}\right) \right] \quad (3.8)$$

L'éclairement solaire global incident sur un plan horizontal est exprimé par

$$I_{t-h} = I_{dir\_h} + I_{dif} \quad (3.9)$$

Avec,  $I_0$  est le rayonnement extraterrestre, donné par la formule suivante

$$I_0 = 1367 \cdot [1 + 0.034 \cdot \cos(0.986J - 2)] \quad (3.10)$$

$I$  est l'éclairement solaire direct parallèle au rayon solaire donné par la formule [50].

$$I = I_0 \cdot \left[ a \cdot \exp\left(\frac{-b}{\sin(h_s)}\right) \right] \quad (3.11)$$

Les coefficients de trouble  $a$ ,  $b$  sont donnés dans le Tableau 3.1,

Tableau 3.1: Coefficients de trouble atmosphérique [50].

Coefficients de trouble	Conditions normales	Ciel Clair	Zone industrielle
A	0,88	0,87	0,91
B	0,26	0,17	0,43

L'expression de l'éclairement solaire reçu par une surface  $S$  d'orientation quelconque,  $\alpha$  par rapport au sud et d'inclinaison  $\beta$  par rapport à l'horizontale fait intervenir les facteurs de forme suivants [50].

$$R_b = \frac{\cos(\alpha)}{\sin(h_s)}, R_c = \frac{1 + \cos(\beta)}{2} \text{ et } R_s = \frac{1 - \cos(\beta)}{2} \quad (3.12)$$

L'expression de l'éclairement diffus du sol est donnée comme suit [50]:

$$I_{dif\_s} = (I_{dif} + I \cdot \sin(h_s)) \cdot alb \cdot R_s \quad (3.13)$$

L'éclairement global incident sur une surface inclinée s'écrit comme suit [50]:

$$I_t = I_{dir\_h} \cdot R_b + I_{dif} \cdot R_c + I_{dif\_s} \quad (3.14)$$

### **3. 4. ETUDE DU SECHOIR SOLAIRE**

Le séchoir solaire étudié est montré sur la figure (3.2) Le séchoir solaire est de type indirect fonctionnant en convection forcée .ce séchoir est constitué de trois parties fondamentales distinctes : le collecteur solaire, la chambre de séchage et le ventilateur.

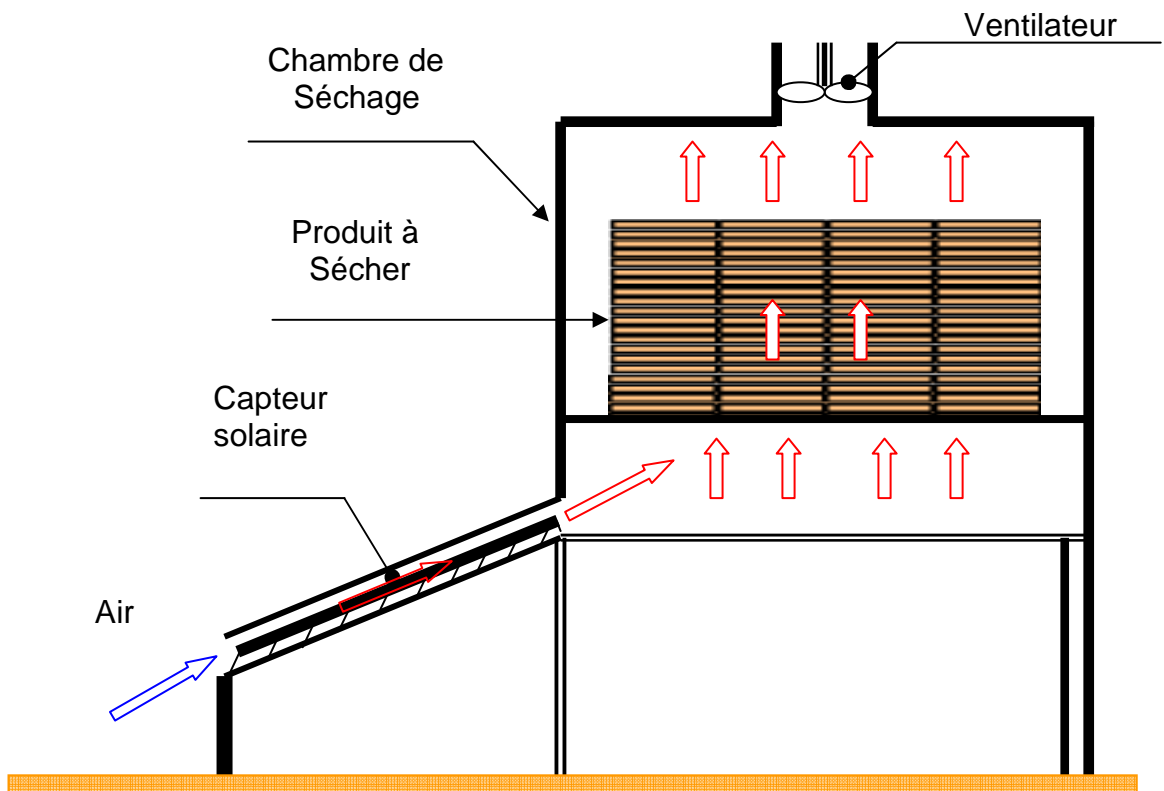


Figure 3. 2 schéma du séchoir solaire à air, fonctionnant en convection forcée [51]

### **3. 5. DESCRIPTION DES ELEMENTS DU SECHOIR ETUDIE**

#### **3.5.1. Capteurs plans utilisés**

Vu que le coefficient d'échange convectif  $h_{cv-f-abs}$  entre la plaque absorbante des capteurs et l'air est faible .Il est indispensable de contribuer à l'augmentation du coefficient d'échange thermique entre l'absorbeur et le fluide, pour cela on s'intéresse à étudier deux configurations de capteurs solaires à air : l'un constitué d'un absorbeur simple, l'autre constitué d'un absorbeur mini d'ailettes.

Les paramètres simulés qui sont les différentes températures de l'absorbeur et les températures de sortie du fluide des deux capteurs en mode de circulation forcée, nous permettent de choisir la meilleure configuration du capteur pour l'utiliser dans le séchoir solaire.

Les configurations des capteurs étudiés sont représentées dans les figures (3.3) et (3.4).

Le premier capteur solaire à air étudié est un capteur à air à simple passe entre l'absorbeur et la plaque métallique.

Il est constitué d'une couverture transparente de verre ayant une épaisseur de 5 mm et des coefficients de transmission totale  $\tau_v$  et d'émission totale  $\varepsilon_v$  égaux respectivement à 83% et 90%.

- Une plaque noire (absorbeur), mince en acier galvanisé peinte avec une épaisseur de 0.4 mm. et son émissivité totale est de 0.9 ( $\varepsilon_{abs} = \alpha_{abs} = 0.9$ ).
- La veine d'air dynamique d'une hauteur de 25 mm est comprise entre la plaque absorbante (corps noir) et l'isolant.
- L'isolation arrière empêche les déperditions ; elle se compose d'une plaque en aluminium de surface très lisse, d'une couche de polystyrène de 50 mm d'épaisseur et d'une plaque externe en bois de 10 mm d'épaisseur [65-51].
- Les dimensions de ces capteurs sont: Longueur L=2 m, largeur l=1m, et la distance entre l'absorbeur et la vitre égale à 2,5 cm.

En ce qui concerne le deuxième capteur, les mêmes éléments constituant la configuration (3.3) constituent la configuration (3.4), seulement dans ce cas nous avons pris des ailettes soudées sur la plaque absorbante, ces ailettes sont de forme rectangulaire de la largeur  $b_{ch}=5\text{cm}$  et de hauteur  $a_{ch}=2\text{cm}$ . La disposition de ces chicane sont parallèles et séparées par un pas transversal  $x_t=5\text{ cm}$  et son pas longitudinal  $x_l=1\text{cm}$ , donc la surface totale est ( $L_c.l$ ) comporte 10 chicanes sur la largeur qui sont espacées de 5cm et 180 chicanes sur la longueur qui sont espacées de 1cm, cette disposition a été choisie dans la mesure où elle se révèle être une configuration optimale d'une part, la nature des chicanes choisies et d'autre part le choix du nombre, de la répartition et des dimensions des chicanes [34].

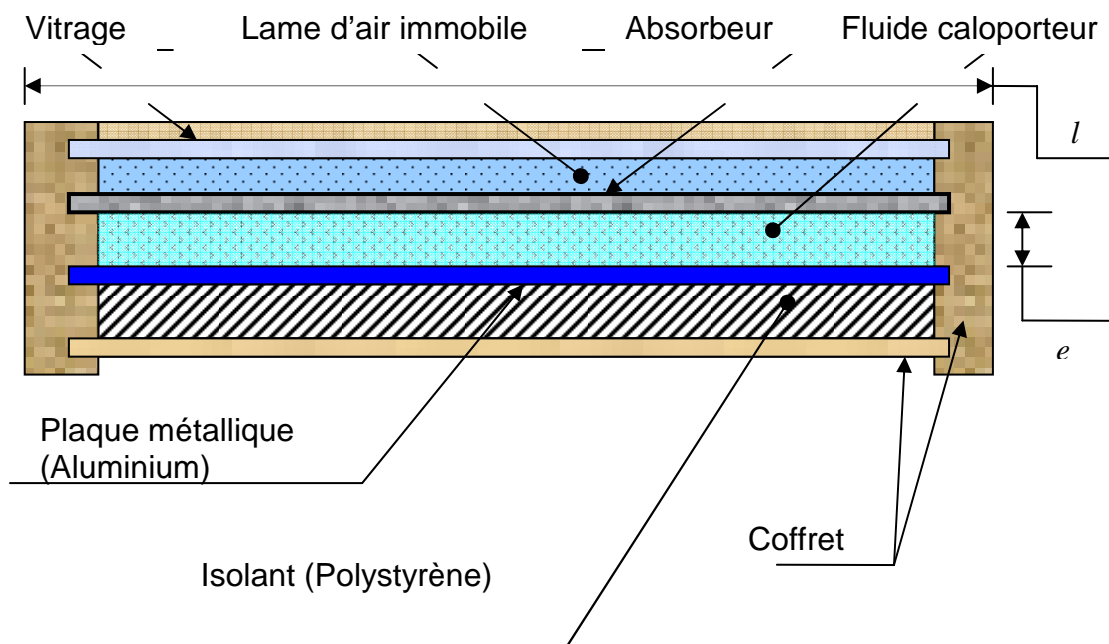


Figure 3. 3: Vue schématique du capteur solaire sans ailettes. [65]

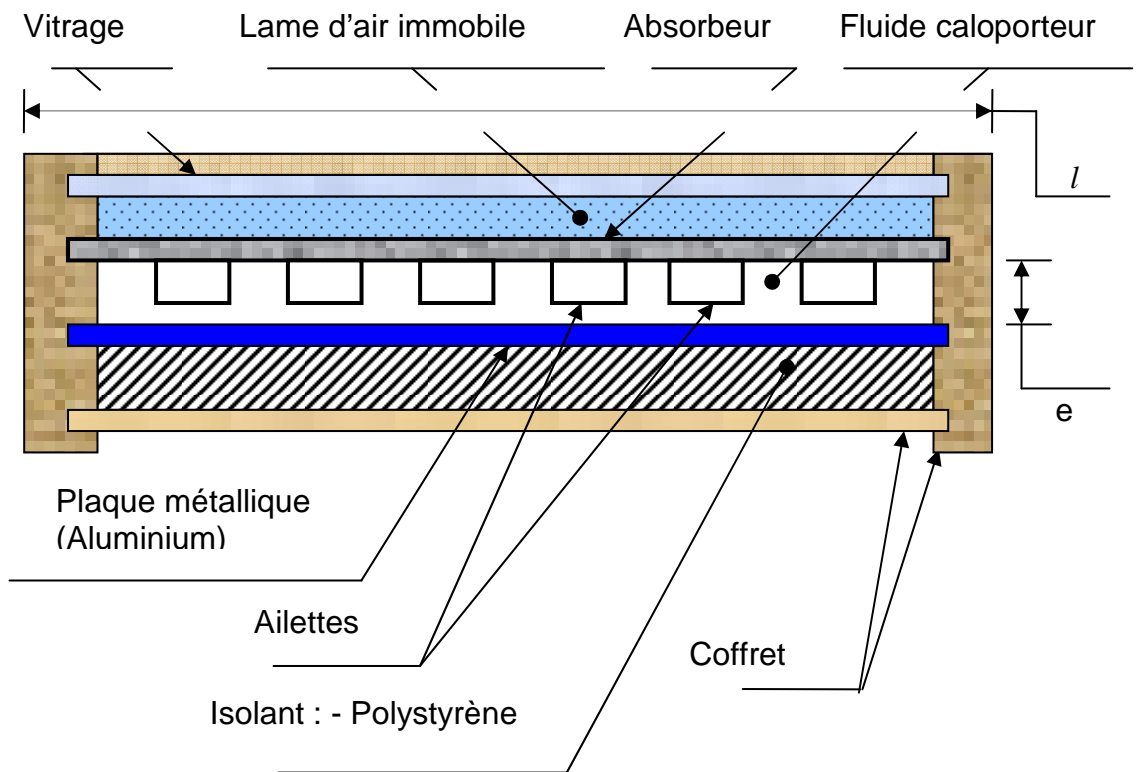


Figure 3. 4 : Vue schématique du capteur solaire avec ailettes. [66]

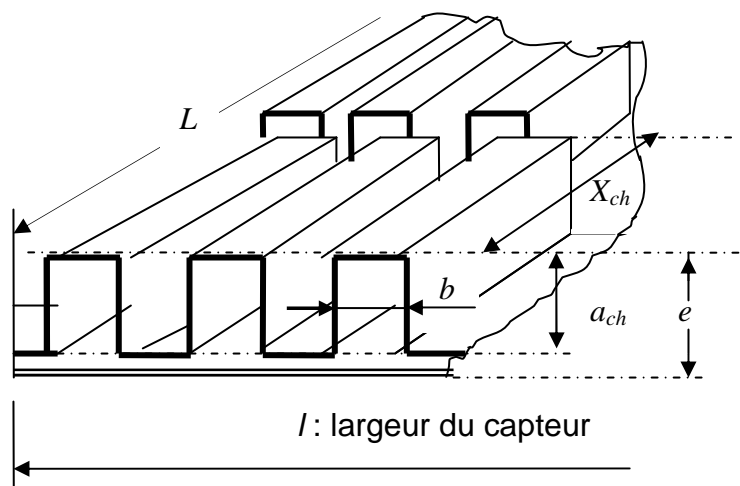


Figure 3. 5 : Détail des ailettes installées sous l'absorbeur.

### 3.5.2. Description de la chambre de séchage

La chambre de séchage, est montée sur un support métallique, ayant une forme parallélépipédique, avec les dimensions suivantes : hauteur de 1.2 m, largeur de 1.2 m et une longueur de 2.6 m.

Il se compose d'une plaque en aluminium de surface lisse, d'une couche de polystyrène de 40 mm d'épaisseur et d'une plaque en bois externe de 50 mm d'épaisseur.

L'air extérieur est amené et aspiré dans le collecteur solaire par un ventilateur hélicoïdal placé en haut du la chambre de séchage. [64].

### 3.5.3 L'empilage des planches

Compte tenu de la forme d'une pile de bois lors du séchage, les planches sont empilées en plusieurs lits superposés de n planches avec un écartement entre chaque lit donné par l'épaisseur des baguettes, (figure 3.6). Le rapport entre l'épaisseur des baguettes et celle du bois présente une forte influence sur les vitesses de l'air dans la pile. Ainsi, Jolly mentionne que pour des épaisseurs de bois inférieures ou égales à 29 mm il faudra utiliser, des baguettes d'épaisseurs de 20 mm et de 25 mm de largeur [62].

Tenant compte du volume du bois et des dimensions des planches, la pile aura les dimensions suivantes : longueur : 2 m ; largeur : 1 m ; hauteur : 0.8 m.

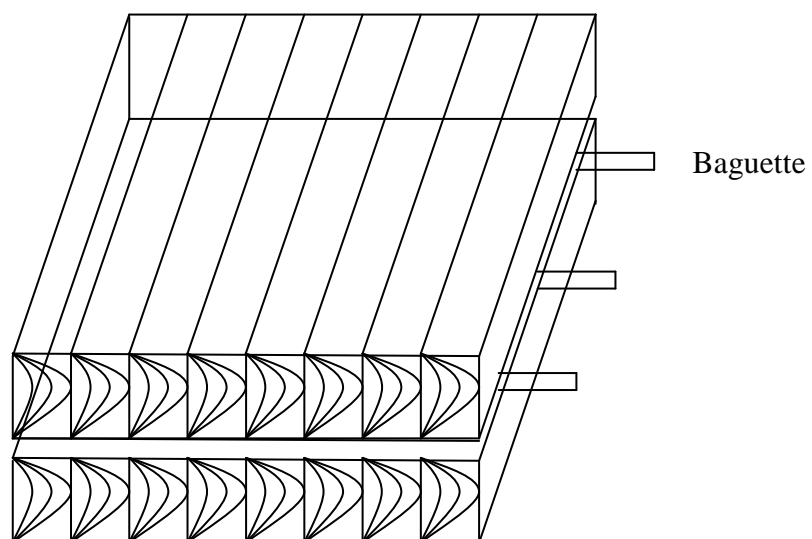


Figure 3. 6 : Empilement des planches [58].



### **3. 6 MODELISATION DE LA CHAMBRE DE SECHAGE ET DES CAPTEURS SOLAIRES ETUDIES.**

Il existe plusieurs modèles mathématiques qui permettent de décrire le comportement thermique des capteurs solaires, parmi ces méthodes nous allons choisir deux méthodes trouvées dans la littérature, méthode nodale et méthode globale, le but est de déterminer la méthode la plus adéquate pour la description des températures et la performance des deux capteurs étudiés.

La méthode globale traite le capteur dans son ensemble, en utilisant les valeurs moyennes de résolution. Cette méthode a été développée par Hottel, Whillier et Bliss (Duffie et Beckman, 1980) ; se caractérise par sa simplicité et a donc des résultats satisfaisants. Elle est basée sur les hypothèses suivantes :le régime est quasi stationnaire, chacun des éléments de l'insolateur se trouve à une température moyenne et l'absorbeur joue un rôle important dans le bilan thermique.

Les bilans d'énergie sur la plaque métallique, l'absorbeur et le fluide sont représentés respectivement ci dessous:

$$U_t \cdot (T_{amb} - T_{abs}) + h_{cv-abs-f} \cdot (T_f - T_{abs}) + h_{ry-abs-pl} \cdot (T_{pl} - T_{abs}) + \alpha_{abs} \tau_v \cdot I_t = 0 \quad (3. 15)$$

$$h_{cv-abs-f} \cdot (T_{abs} - T_f) + h_{cv-pl-f} \cdot (T_{pl} - T_f) = Q_u \quad (3. 16)$$

$$h_{cv-pl-f} \cdot (T_f - T_{pl}) + h_{ry-abs-pl} \cdot (T_{abs} - T_{pl}) + U_b \cdot (T_{amb} - T_{pl}) = 0 \quad (3. 17)$$

La résolution de ce système d'équations permet d'obtenir une équation donnant le flux utile gagné sur la surface totale du capteur ( $A_c = L_c \cdot l_c$ ), en termes de conditions d'entrée  $T_{fe}$  et un coefficient  $F_R$  qui est appelé le facteur de conductance de l'absorbeur et peut être exprimé par:

$$Q_u = A_c \cdot F_R \cdot [I_t \cdot \tau_{vit} \alpha_{abs} - U_L \cdot (T_{fe} - T_{amb})] \quad (W) \quad (3. 18)$$

Avec :

$$F_R = \frac{\dot{m} \cdot Cp_f}{A_c \cdot U_L} \left[ 1 - \exp \left( - \frac{F' \cdot U_L \cdot A_c}{\dot{m} \cdot Cp_f} \right) \right] \quad (3.19)$$

Où  $U_L$  : représente le coefficient global des pertes thermiques du capteur.

$F'$  : est un nombre sans dimension qui caractérise l'efficacité thermique du capteur, il est propre à chaque conception du capteur, les expressions de ces deux paramètres  $U_L$  et  $F'$  pour les deux capteurs solaires étudiés sont montrés au plus tard. (Voir les équations (3.31), (3.32), (3.40) et (3.41)).

La température du fluide à la sortie du capteur se déduit par :

$$T_{fs} = T_{fe} + \frac{Q_u}{\dot{m}_f Cp_f} \quad (3.20)$$

La température de l'absorbeur  $T_{abs}$  est déterminée par un calcul itératif qui a été estimée d'après Klein (1976) par:

$$T_{abs} = T_{fe} + \frac{Q_u / A_c}{F_R \cdot U_L} \cdot (1 - F_R) \quad (3.21)$$

Le calcul du flux utile et de la perte thermique va permettre d'estimer la variation temporelle et spatiale de la température du fluide par [ 65] :

$$T_f(x, t) = \underbrace{\left[ (T_{fe} - T_{amb}) - \frac{It \cdot \tau_{vit} \cdot \alpha_{abs}}{U_L} \right] \cdot \exp \left( - \frac{F' \cdot U_L \cdot l_c \cdot x}{\dot{m} \cdot Cp_f} \right) + \frac{It \cdot \tau_{vit} \cdot \alpha_{abs}}{UL} + T_{amb}}_{(3.22)}$$

Nous pouvons aussi trouver la température du fluide à la sortie du capteur En remplaçant  $x$  par la longueur du capteur dans le sens de l'écoulement  $L_c$  dans cette dernière équation, on obtient donc:

$$T_{fs} = \underbrace{\left[ (T_{fe} - T_{amb}) - \frac{It \cdot \tau_{vit} \cdot \alpha_{abs}}{U_L} \right] \cdot \exp \left( - \frac{F' \cdot U_L \cdot l_c \cdot L_c}{\dot{m} \cdot Cp_f} \right)}_{(3.23)} + \frac{It \cdot \tau_{vit} \cdot \alpha_{abs}}{UL} + T_{amb}$$

La température moyenne du fluide  $T_{fm}$  peut être estimée par [51]:

$$T_{fm} = T_{fe} + \frac{Q_u / A_c}{F_R \cdot U_L} \cdot \left( 1 - \frac{F_R}{F'} \right) \quad (3.24)$$

Dans ce qui suit, nous allons suivre une méthode systématique qui permet de calculer les deux coefficients  $U_L$  et  $F'$  pour les deux capteurs sans et avec chicanes.

#### Analyse thermique des pertes thermiques pour le capteur sans ailettes

Le coefficient global de pertes thermiques du capteur englobe toutes les pertes à l'avant et à l'arrière du capteur; ce qui lui confère la forme suivante :

$$U_L = U_b + U_t + U_{lat} \cdot \frac{A_{lat}}{A_c} \quad (3.25)$$

#### Coefficient d'échange des pertes thermiques vers l'arrière :

Les pertes sont dues à la conduction à travers les couches isolante:

- La plaque métallique.
- La couche du polystyrène.
- La plaque du bois qui se trouve à l'arrière du capteur vers l'extérieur.

$$U_b = \frac{1}{\frac{e_{pl}}{k_{pl}} + \frac{e_{pol}}{k_{pol}} + \frac{e_b}{k_b} + \frac{1}{h_{cv-amb\_is}}} \quad (3.26)$$

### Coefficient de pertes thermiques latérales

La valeur de ce coefficient est inférieure à celle du coefficient de pertes arrière :

$$U_{lat} = \frac{k_{is}}{e_{is}}. \quad (3.27)$$

### Coefficient de pertes thermiques vers l' avant

Klein propose de calculer le coefficient des pertes avant de l'absorbeur par l'expression suivante; qui tient compte des températures de l'absorbeur et de l'ambiance (indépendamment de celle du vitrage), du nombre de vitre installée, de l'effet du vent, des émissivités (de l'absorbeur vers la vitre et de la vitre vers le ciel en fonction de l'angle d'inclinaison du capteur) et de l'inclinaison du capteur [32] :

$$U_t = \left[ \frac{1}{N_c \left[ \frac{C}{T_{abs}} \left( \frac{T_{abs} - T_{amb}}{N_c + f} \right)^e \right] + \frac{1}{h_{cv\_amb\_vit}}} \right] + \frac{\sigma(T_{amb} + T_{abs})(T_{abs}^2 + T_{amb}^2)}{\frac{1}{\epsilon_{abs} + 0.05N_c(1 - \epsilon_{abs})} + \frac{2N_c + f - 1}{\epsilon_{vit,\beta}} - N_c} \quad (3.28)$$

Avec :

$N_c$ : Nombre de vitres mis en place (en général ne dépassant pas 3).

$e = 0,43.(1 - 100/T_{abs})$  ; en général  $e \approx 0,33$ .

$C = 365,9.(1 - 0,00883.\beta + 0,00012.\beta^2)$  ; Où  $\beta$  est en degré

Ce paramètre (C) tient compte de l'influence de  $\beta$  sur le coefficient de convection de la lame d'air immobile.

$$f = (1 - 0,04.h_{cv\_amb\_vit} + 0,0005.h_{cv\_amb\_vit}^2)(1 + 0,091.N_c) \quad (3.29)$$

$f$  : Facteur correctif tenant compte de l'effet du vent.

L'équation {3.28} est valable pour :  $47^\circ\text{C} < T_{abs} < 147^\circ\text{C}$  ;  $-13^\circ\text{C} < T_{ab} < 37^\circ\text{C}$  ;  
 $0,1 < \epsilon_{vit} < 0,95$

$$0 < \beta < 90^\circ ; V_V < 10 \text{ m/s} ; 1 < N_c < 3$$

Si on tient compte de tous les échanges, le coefficient des pertes globales est donné par l'expression suivante; typique à chaque modèle de capteur. L'expression suivante est valable pour le premier capteur étudié en tenant compte des échanges radiatifs internes au capteur.

$$U_L = \frac{(U_b + U_t)(h_{ry\_abs-pl} h_{cv\_f-abs} + h_{ry\_abs-pl} h_{cv\_f-is} + h_{cv\_f-abs} h_{cv\_f-pl}) + U_b U_t (h_{cv\_f-abs} + h_{cv\_f-pl})}{h_{ry\_abs-pl} h_{cv\_f-pl} + U_b h_{cry\_abs-pl} + h_{ry\_abs-pl} h_{cv\_f-abs} + h_{cv\_f-abs} h_{cv\_f-pl}} \quad (3.30)$$

Si on utilise la condition  $h_{cv\_f-abs} = h_{cv\_f-pl}$  ; l'expression de  $U_L$  se simplifie et devient [32] :

$$U_L = \frac{(U_b + U_t)(2h_{ry\_abs-pl} h_{cv\_f-abs} + 2h_{cv\_f-abs}) + 2U_b U_t h_{cv\_f-abs}}{U_b h_{cry\_abs-pl} + 2h_{ry\_abs-pl} h_{cv\_f-abs} + h_{cv\_f-abs}^2} \quad (3.31)$$

L'expression de  $F'$  est donnée par [69]:

$$F' = \frac{2h_{ry\_abs-pl} h_{cv\_f-pl} + h_{cv\_f-pl} U_t + h_{cv\_f-pl}^2}{(U_t + h_{ry\_abs-pl} + h_{cv\_vent})(U_b + h_{cv\_f-pl} + h_{ry\_abs-pl}) - h_{ry\_abs-pl}^2} \quad (3.32)$$

### 3.7.2. Catégorie de capteur avec ailettes ou chicanes, liées à l'absorbeur

Ces capteurs ont un absorbeur mini d'ailettes (Figure3.4), dont le but de leur conception, est d'augmenter le transfert de l'énergie vers le fluide caloporteur (accroître  $h_{cv\_abs\_f}$ ).

La modélisation mathématique agit au niveau de la formulation des surfaces des chicanes (ailettes) concernées par la convection entre l'absorbeur et fluide, ainsi que la section de passage ( $A_p$ ) de ce dernier, ce qui entraîne la modification de la corrélation par le nombre de Nusselt ( $Nu$ ) et le diamètre hydraulique ( $D_H$ ) de l'écoulement et par conséquent le débit d'air .

La section de passage du fluide,  $A_p$ , dans ce cas est définie par :

$$A_p = L_c . e_1 - n_{ch1} . a_{ch} . b_{ch} \quad (3.33)$$

Le périmètre mouillé avec le fluide serait:

$$P_m = 2.(L_c + e_1 + n_{ch1}.a_{ch}) \quad (3.34)$$

Par conséquent le diamètre hydraulique serait:

$$D_h = \frac{2.(L_c.e_1 - n_{ch1}.a_{ch}.b_{ch})}{l + e + n_{ch1}.a_{ch}} \quad (3.35)$$

Pour calculer les différentes pertes thermiques au niveau de ce capteur on suit exactement les mêmes cheminements théoriques que nous avons donnés, plus haut, sauf qu'il faut multiplier  $h_{cv\_f\_abs}$  (dans les équations qui le comportent) par un coefficient multiplicateur  $\phi$  qui devrait être supérieur à l'unité; mais d'une valeur adéquate afin de ne pas diverger de la réalité.

Pour la catégorie des capteurs munis de plaque métallique isolante et d'un absorbeur pourvu de chicanes rectangulaires; {Figure.3.5}, on utilise la surface totale  $A_{ail}$  des ailettes et leur rendement  $\eta_{ail}$ . [66]

$$\phi = 1 + \frac{A_{ail}}{A_c} \eta_{ail} \quad (3.36)$$

$$\text{Avec : } A_{ail} = 2.n_{ch1}.n_{ch2}.(a_{ch}.b_{ch} + \frac{b_{ch}.X_{ch}}{2} + a_{ch}.X_{ch}) \quad (3.37)$$

$n_{ch1}$  et  $n_{ch2}$  représentent respectivement le nombre de chicanes sur la largeur et sur la longueur du capteur

$$\eta_{ail} = \frac{\tanh(m_1.e_1)}{m_1.e_1} \quad (3.38)$$

Avec :

$e_1$  : Epaisseur de la section de passage du fluide dans le capteur en présence des ailettes.

$A_c$  : Surface du capteur simple ( $A_c=L.l$ ).

$$\text{Et } m_1 = \sqrt{\frac{2 \cdot h_{cv-abs-f}}{b_{ch} \cdot k_{ail}}} \quad (3.39)$$

$k_{ail}$ : Conductivité thermique du matériau de l'ailette. [66]

$b_{ch}$ : Largeur de chicane.

Les expressions de  $U_L$  et  $F'$  pour ce capteur deviennent [66] :

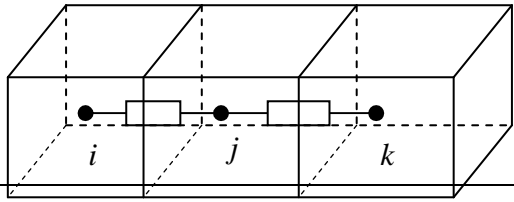
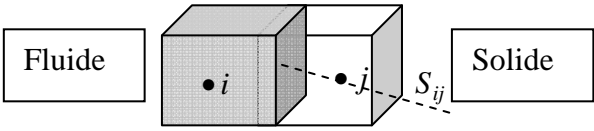
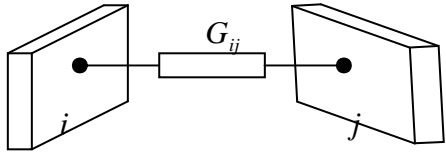
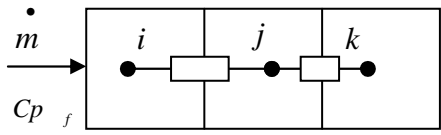
$$U_L = \frac{(U_b + U_t)(h_{ry-abs-pl} \cdot h_{cv-f-abs} + h_{ry-abs-pl} \cdot h_{cv-f-pl} \cdot \phi + h_{cv-f-abs} \cdot h_{cv-f-pl} \cdot \phi) + U_b \cdot U_t \cdot (h_{cv-f-abs} + \phi \cdot h_{cv-f-pl})}{h_{ry-abs-pl} \cdot h_{cv-f-pl} \cdot \phi + U_b \cdot h_{ry-abs-pl} + h_{ry-abs-pl} \cdot h_{cv-f-abs} + h_{cv-f-abs} \cdot h_{cv-f-pl} \cdot \phi} \quad (3.40)$$

$$F' = \frac{h_{ry-abs-pl} \cdot h_{cv-f-abs} + h_{cv-f-abs} \cdot U_b + 2 \cdot \phi \cdot h_{cv-f-abs}^2}{(U_t + h_{ry-abs-pl} + h_{cv-f-abs}) \cdot (U_b + h_{cv-f-pl} \cdot \phi + h_{ry-abs-pl}) - h_{ry-abs-pl}^2} \quad (3.41)$$

### **3. 7. MODELISATION DES CAPTEURS PAR LA METHODE NODALE**

La démarche de la modélisation par la méthode nodale [70] consiste à découper le système en un certain nombre de volumes élémentaires supposés isothermes à la température  $T_i$  de son centre. L'analyse des échanges conduit à connecter les nœuds, c'est-à-dire les centres des volumes, par des barres fictives que l'on appelle conducteurs thermiques. On attribue à chaque conducteur une conductance thermique traduisant la nature et la qualité des échanges intervenant entre ces deux nœuds [70].

Tableau3.1 : Expressions élémentaires des différentes conductances [70].

Expression de la conductance et du flux	Schéma
Conduction $G_{ij} = \frac{\lambda}{L_{ij}} S$ $\phi = G_{ij} (T_i - T_j)$	
Convection $G_{ij} = h.S$ $\phi = G_{ij} (T_s - T_j)$	
Rayonnement $G_{ij} = \varepsilon_i \alpha_j s_i F_{ij} (T_i^2 - T_j^2). (T_i^2 - T_j^2)$ $\phi = G_{ij} (T_i - T_j)$	
Ecoulement fluide $G_{ij} = \dot{m} \cdot Cp$ $\phi = G_{ij} (T_i - T_j)$	

Après avoir discrétisé l'ensemble du domaine, on écrit pour chaque nœud les équations de transferts associées. Elles traduisent en fait la conservation de l'énergie au sein de l'élément de volume attaché à un nœud donnée. La mise en équation des échanges thermiques a été faite en se basant sur les analogies existant entre le transfert thermique et l'électricité. (Figure3.7) où.

- Les températures sont représentées par des tensions aux nœuds.
- Les flux sont représentés par des intensités de courant.
- Les résistances thermiques sont représentées par des résistances électriques.
- Les capacités thermiques sont représentées par des capacités électriques.

En écrivant le bilan thermique pour chaque nœud, on aboutit à des équations de la forme [70] :



$$m_k . Cp_k \frac{dT_k}{dt} = \sigma_k + \sum_{j=1}^n [(G_{cd\ kj} + G_{cv\ kj} + G_{ry\ kj} + G_f) . (T_j - T_k)] \quad (3. 42)$$

Avec :

$T_k$  : Température du nœud k à l'instant t [K].

$\sigma_k$  : Source de chaleur [W].

$G_{cd\ kj}$  : Conductance conductive entre les nœuds k et j [W.K<sup>-1</sup>].

$G_{cv\ kj}$  : Conductance convective entre les nœuds k et j [W.K<sup>-1</sup>].

$G_{ry\ kj}$  : Conductance radiative entre les nœuds k et j [W.K<sup>-1</sup>].

$G_{f\ kj}$  : Conductance fluïdique entre les nœuds k et j [W.K<sup>-1</sup>].

Dans ce qui suit , nous allons faire la modélisation dans le premier temps du capteur sans chicanes et dans le deuxième temps la modélisation du capteur solaire muni de chicanes et en fin on va modéliser la chambre de séchage par la méthode nodale.

### Hypothèses simplificatrices

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

- L'écoulement de l'air dans le capteur est unidimensionnel
- La température du sol est prise égale à la température ambiante.
- Les propriétés physiques des matériaux constituant le capteur et le séchoir sont constantes, celles de l'air varie avec la température.
- La pile de bois est considérée comme une série de n planches empilées comme l'indique la figure 3.6.
- La vitesse de l'air est la même au niveau de toutes les planches.
- La teneur en eau moyenne X d'une planche ne dépend que du temps lors de l'opération de séchage :  $X = X(t)$ .

- La cinétique de séchage est décrite par la formule de Hailwood-Horrobin proposé par Simpson [72] .

$$X_{eq}(T_{as}, HR_{as}) = \frac{18}{K_3} \left[ \frac{K_1 \cdot K_2 \cdot HR_{as}}{1 + K_1 \cdot K_2 \cdot HR_{as}} + \frac{K_2 \cdot HR_{as}}{(1 - K_2) \cdot HR_{as}} \right]$$

Avec :

$$K_1 = 4.737 + 0.04773 \cdot T_{as} - 0.00050012 \cdot T_{as}^2$$

$$K_2 = 0.7059 + 0.001695 \cdot T_{as} - 0.000005638 \cdot T_{as}^2$$

$$K_3 = 223.4 + 0.6942 \cdot T_{as} + 0.01853 \cdot T_{as}^2$$

$T_{as}$  exprimée en [°C].

- Les échanges radiatifs a l'intérieur du séchoir sont négliges.
- Capacité calorifique du fluide est négligeable.

Les figures (3.7) et (3.8) représentent les différents types de transferts thermiques impliqués sur les deux capteurs et sur la chambre de séchage.

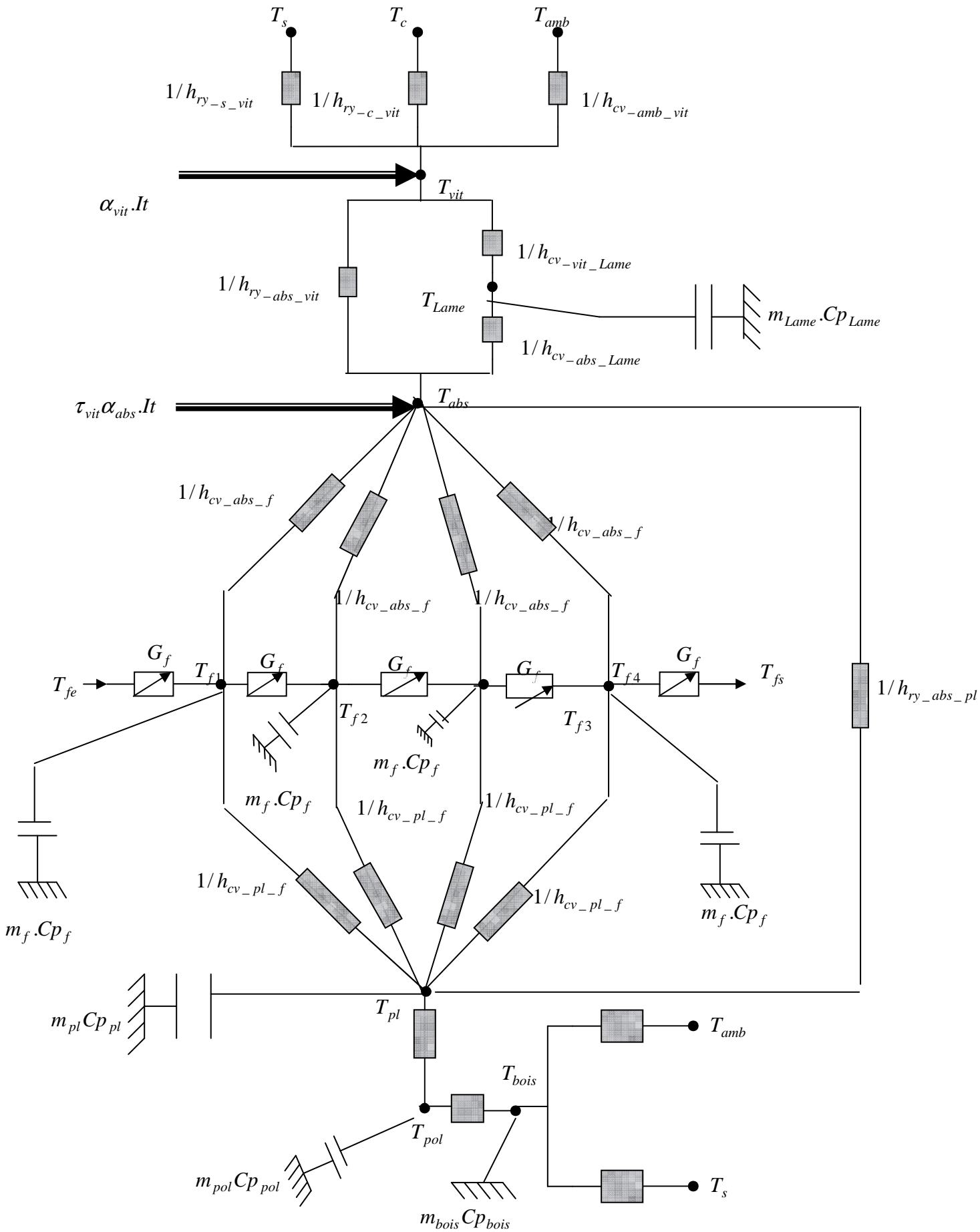


Figure 3. 7: Schéma électrique équivalent aux échanges de chaleur dans l'insolateur.

### 3. 8. MODELISATION DES CAPTEURS

#### 3.8.1. Capteur sans ailettes

Les équations de bilan thermique des divers composants du capteur sans ailettes s'écrivent:

Pour la vitre :

$$m_{vit} \cdot Cp_{vit} \frac{dT_{vit}}{dt} = A_c \cdot It \cdot \alpha_{vit} + A_c \cdot h_{cv-amb-vit} (T_{amb} - T_{vit}) + A_c \cdot h_{ry-c-vit} (T_c - T_{vit}) + A_c \cdot h_{ry-s-vit} (T_s - T_{vit}) + A_c \cdot h_{ry-abs-vit} (T_{abs} - T_{vit}) + A_c \cdot h_{cv-Lame-vit} (T_{air} - T_{vit}) \quad (3. 43)$$

Pour la lame d'air (Capacité calorifique de la lame d'air est négligeable) :

$$m_{Lame} \cdot Cp_{Lame} \frac{dT_{Lame}}{dt} = 0 = A_c \cdot h_{cv-Lame-abs} (T_{abs} - T_{air}) + A_c \cdot h_{cv-Lame-vit} (T_{vit} - T_{air}) \quad (3. 44)$$

Pour l'absorbeur :

$$m_{abs} \cdot Cp_{abs} \frac{dT_{abs}}{dt} = A_{abs} \cdot \tau_{vit} \alpha_{abs} It + A_{abs} h_{ry-pl-abs} (T_{pl} - T_{abs}) + A_{abs} h_{ry-abs-vit} (T_{vit} - T_{abs}) + A_{abs} h_{cv-abs-f} (T_{fm} - T_{abs}) + A_{abs} h_{cv-abs-Lame} (T_{Lame} - T_{abs}) \quad (3. 45)$$

Pour le fluide caloporteur : Nous avons choisi quatre nœuds en tenant compte les capacités calorifiques du fluide sont négligées.

Pour le premier nœud:

$$m_f \cdot Cp_f \frac{dT_{f1}}{dt} = 0 = (A_c / 4) \cdot h_{cv-pl-f} (T_{pl} - T_{f1}) + (A_{abs} / 4) \cdot h_{cv-abs-f} (T_{abs} - T_{f1}) + \dot{m}_f \cdot Cp_f (T_{fe} - T_{f1}) \quad (3. 46)$$

Pour le deuxième nœud:

$$m_f \cdot Cp_f \frac{dT_{f2}}{dt} = 0 = (A_c / 4) \cdot h_{cv-pl-f} (T_{pl} - T_{f2}) + (A_{abs} / 4) \cdot h_{cv-abs-f} (T_{abs} - T_{f2}) + \dot{m}_f \cdot Cp_f (T_{f1} - T_{f2}) \quad (3. 47)$$

Pour le troisième nœud :

$$m_f \cdot Cp_f \frac{dT_{f3}}{dt} = 0 = (A_c / 4) h_{cv-pl-f} (T_{pl} - T_{f3}) + (A_{abs} / 4) h_{cv-abs-f} (T_{abs} - T_{f3}) + \dot{m}_f \cdot Cp_f (T_{f2} - T_{f3}) \quad (3.48)$$

Pour le quatrième nœud :

$$m_f \cdot Cp_f \frac{dT_{f4}}{dt} = 0 = (A_c / 4) h_{cv-pl-f} (T_{pl} - T_{f4}) + (A_{abs} / 4) h_{cv-abs-f} (T_{abs} - T_{f4}) + \dot{m}_f \cdot Cp_f (T_{f3} - T_{f4}) \quad (3.49)$$

Pour la température du fluide à sa sortie:

Ce point est un nœud arithmétique donc la capacité calorifique est nulle

$$0 = m_f \cdot Cp_f (T_{f3} - T_{f4}) \quad (3.50)$$

Pour la plaque métallique

$$m_{pl} \cdot Cp_{pl} \frac{dT_{pl}}{dt} = A_c \cdot h_{cd-is} (T_{is} - T_{pl}) + A_c \cdot h_{ry-abs-pl} (T_{abs} - T_{pl}) + (A_c / 4) h_{cv-pl-f} (T_{f1} - T_{pl}) + (A_c / 4) h_{cv-pl-f} (T_{f2} - T_{pl}) + (A_c / 4) h_{cv-pl-f} (T_{f3} - T_{pl}) + (A_c / 4) h_{cv-pl-f} (T_{f4} - T_{pl}) \quad (3.51)$$

Pour l'isolant

$$m_{is} \cdot Cp_{is} \frac{dT_{is}}{dt} = A_c \cdot h_{cv-is-amb} (T_{amb} - T_{is}) + A_c \cdot h_{ry-is-s} (T_s - T_{is}) + A_c \cdot h_{cd-is} (T_{pl} - T_{is}) \quad (3.52)$$

### 3.8.2. Catégorie de capteur avec ailettes ou chicanes, liées à l'absorbeur

Pour modéliser ce type de capteur on utilise les mêmes équations utilisées dans le cas du capteur sans ailettes sauf qu'il faut multiplier  $h_{cv-f-abs}$  (dans les équations qui le comportent) par le coefficient  $\phi$  que nous avons définis dans la relation (3.36).

En ce qui concerne les corrélations donnant le nombre de Nusselt ( $Nu$ ), le diamètre hydraulique ( $D_H$ ) et la section de passage ( $A_p$ ), nous allons utiliser les formules que nous avons définies dans les expressions (3.33), (3.35) et (3.82).

### **3. 9. RENDEMENTS**

#### **Rendement instantané du capteur**

L'analyse faite dans ce domaine par Hottel, Willier, Wortz et Bliss [45] permet d'aboutir une équation unique donnant le rendement instantané du capteur que l'on définit par le rapport suivant :

$$\eta = \frac{\text{Puissance thermique utile par unité de surface de capteur}}{\text{Flux solaire sur le plan du capteur}} \quad (3. 53)$$

Cette définition se traduit par l'expression [45]:

$$\eta = \frac{Q_u}{A_c \cdot G I} \quad (3. 54)$$

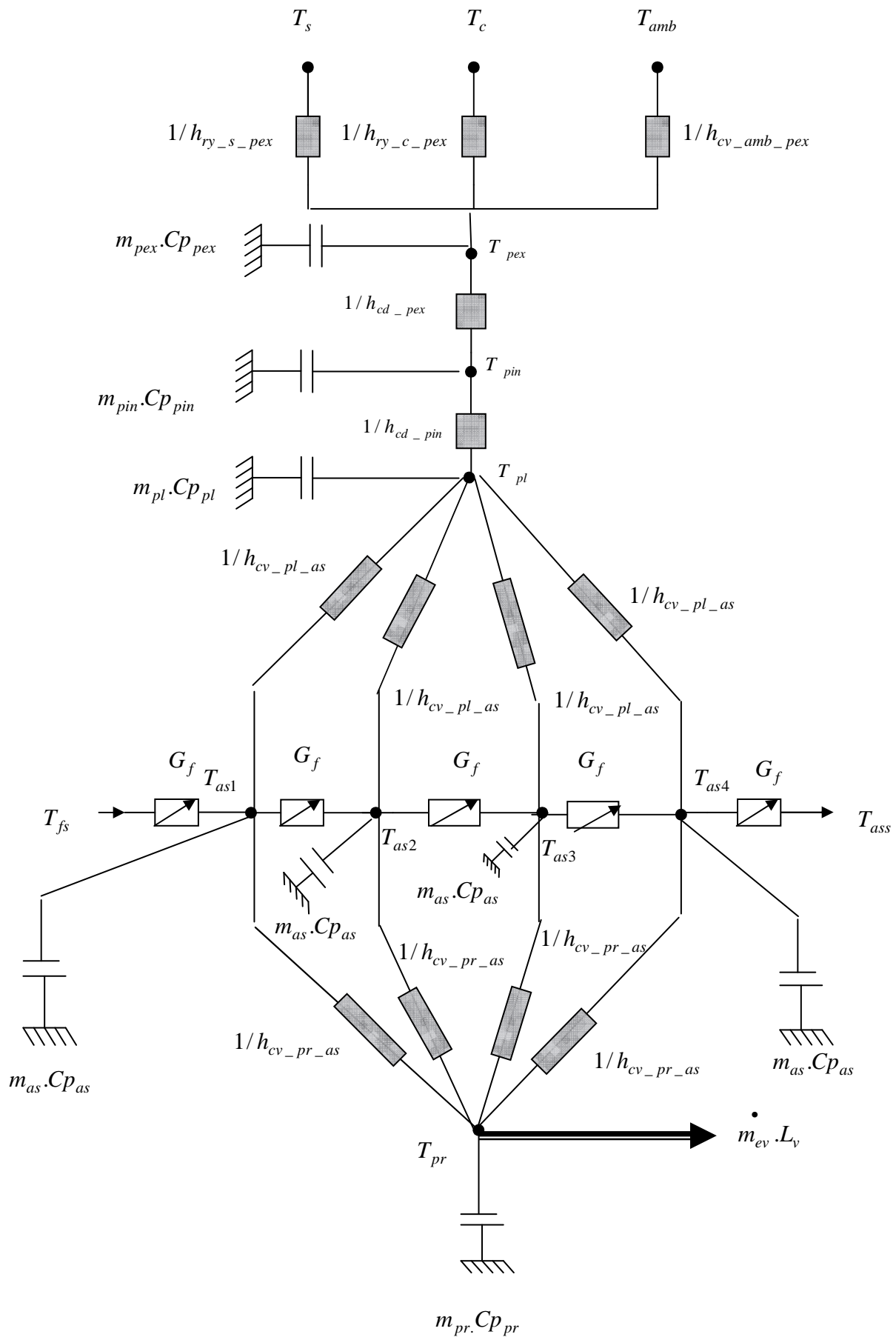


Figure 3. 8 : Schéma électrique équivalent au transfert de chaleur dans la chambre de séchage.

### 3. 10. EQUATIONS DU MODELE AU NIVEAU DE LA BOITE DE SECHAGE

Les équations qui régissent les échanges thermiques et massiques au niveau de chaque composant du séchoir se traduisent par :

#### Bilan d'énergie de la face extérieure de la boîte de séchage

$$m_{pex} \cdot Cp_{pex} \frac{dT_{pex}}{dt} = A_{par} \cdot h_{ry-c-pex} (T_c - T_{pex}) + A_{par} \cdot h_{cv-amb-pex} (T_{amb} - T_{pex}) + A_{par} \cdot h_{ry-s-pex} (T_s - T_{pex}) + A_{par} \cdot h_{cd-pex} (T_{pin} - T_{pex}) \quad (3. 55)$$

#### Bilan énergétique de la face interne de la boîte de séchage

$$m_{pin} \cdot Cp_{pin} \frac{dT_{pin}}{dt} = A_{par} \cdot h_{cd-pin} (T_{pex} - T_{pin}) + A_{par} \cdot h_{cd-pl} (T_{pl} - T_{pin}) \quad (3. 56)$$

#### Bilan énergétique de la plaque métallique de la boîte de séchage

$$m_{pl} \cdot Cp_{pl} \frac{dT_{pl}}{dt} = (A_{par}/4) h_{cv-pl-as} (T_{as1} - T_{pl}) + (A_{par}/4) h_{cv-pl-as} (T_{as2} - T_{pl}) + (A_{par}/4) h_{cv-pl-as} (T_{as3} - T_{pl}) + (A_{par}/4) h_{cv-pl-as} (T_{as4} - T_{pl}) + (A_{par}) h_{cd-pl} (T_{pin} - T_{pl}) \quad (3. 57)$$

#### Bilan énergétique de l'air asséchant

L'équation de bilan énergétique au niveau de chaque tranche de l'armoire de séchage (pour notre cas, nous avons choisi quatre nœuds).

Pour le premier nœud : (Capacité calorifique de l'air asséchant est négligeable) :

$$m_{as} \cdot Cp_{as} \cdot \frac{dT_{as1}}{dt} = 0 = \dot{m}_{as} \cdot Cp_{as} \cdot (T_{fs} - T_{as1}) + (A_{par}/4) h_{cv-pl-as} (T_{pl} - T_{as1}) + (A_{pr}) h_{cv-as-pr} (T_{pr} - T_{as1}) \quad (3. 58)$$

Pour le deuxième nœud : (Capacité calorifique de l'air asséchant est négligeable) :

$$m_{as} \cdot Cp_{as} \cdot \frac{dT_{as2}}{dt} = 0 = \dot{m}_{as} \cdot Cp_{as} \cdot (T_{as1} - T_{as2}) + (A_{par}/4) \cdot h_{cv-pl-as} (T_{pl} - T_{as2}) + (A_{pr}) \cdot h_{cv-as-pr} (T_{pr} - T_{as2}) \quad (3. 59)$$



Pour le troisième noeud : (Capacité calorifique de l'air asséchant est négligeable) :

$$m_{as} \cdot Cp_{as} \cdot \frac{dT_{as3}}{dt} = 0 = \dot{m}_{as} \cdot Cp_{as} \cdot (T_{as2} - T_{as3}) + (A_{par}/4) \cdot h_{cv\_pl\_as} (T_{pl} - T_{as3}) + A_{pr} \cdot h_{cv\_as\_pr} (T_{pr} - T_{as3}) \quad (3. 60)$$

Pour le quatrième noeud (Capacité calorifique de l'air asséchant est négligeable) :

$$m_{as} \cdot Cp_{as} \cdot \frac{dT_{as4}}{dt} = 0 = \dot{m}_{as} \cdot Cp_{as} \cdot (T_{as3} - T_{as4}) + (A_{par}/4) \cdot h_{cv\_pl\_as} (T_{pl} - T_{as4}) + A_{pr} \cdot h_{cv\_as\_pr} (T_{pr} - T_{as4}) \quad (3. 61)$$

Pour la température de l'air asséchant à sa sortie:

Ce point est un noeud arithmétique donc sa capacité calorifique est nulle.

$$0 = \dot{m}_{as} \cdot Cp_{as} \cdot (T_{as3} - T_{as4}) \quad (3. 62)$$

Bilan énergétique du produit

$$m_{pr} \cdot Cp_{pr} \cdot \frac{dT_{pr}}{dt} = A_{pr} \cdot h_{cv\_as\_pr} (T_{as1} - T_{pr}) + A_{pr} \cdot h_{cv\_as\_pr} (T_{as2} - T_{pr}) + A_{pr} \cdot h_{cv\_as\_pr} (T_{as3} - T_{pr}) + A_{pr} \cdot h_{cv\_as\_pr} (T_{as4} - T_{pr}) - \dot{m}_{ev} L_v \quad (3. 63)$$

$L_v$  : Chaleur massique de vaporisation de l'eau du produit est donnée par [36] :

$$L_v = 4186,8(597 - 0.56T_{pr}) \quad (3. 64)$$

$\dot{m}_{ev}$  : Masse évaporée par unité de temps ou vitesse de l'évaporation (kg/kg.s) et donné par

$$\dot{m}_{ev} = m_{prs} \frac{dX}{dt} \quad (3. 65)$$

$\frac{dX}{dt}$  : étant la vitesse de séchage du produit exprimée en (kg eau/ (kg de masse sèche du bois)/.s).

Les analyses des résultats expérimentaux, ont montré que l'expression mathématique qui groupe les principaux paramètres intervenant dans le séchage

du bois est purement expérimentale, CHRUSCIEL et al. [37] ont écrit le modèle de la vitesse de séchage sous la forme suivante:

$$\left(\frac{dX}{dt}\right) = -K_e \cdot A_b \cdot (X - X_{eq}) / m_s \quad (3.66)$$

Le coefficient de transfert de matière  $K_e$  est donné par:

$$K_e = \left[ A + B \cdot \exp\left[\frac{(RH/100) - 1}{X_{psf} - X_{eq}}\right] \right]^{-1} \quad (3.67)$$

Avec :

$$A = a_0 \cdot \exp\left(\frac{C_0}{T_{as}}\right) \cdot e_{pr} \quad (3.68)$$

$$B = b_0 \cdot \exp\left(\frac{C_0}{T_{as}}\right) \cdot v^{-p} \quad (3.69)$$

$X_{psf}$  est l'humidité du bois au point de saturation des fibres ( $X_{psf} = 0.3$ ).

Les paramètres  $a_0, b_0, c_0$  et  $p$  a été estimés par minimisation de la somme des écarts quadratiques entre les vitesses de séchage trouvées expérimentalement et le modèle de la vitesse de référence.

Les valeurs obtenues par CHRUSCIEL et al [37].sont

$$a_0 = 0.2256 \quad b_0 = 268.9 \quad C_0 = 2543.6 \quad p = 2.7158$$

### Bilan massique de l'eau

La masse d'eau contenue dans l'air et celle échangée avec l'extérieur pendant l'intervalle de temps  $\Delta t$  elle est donnée par :

$$W_{ass}(t + \Delta t) = W_{ass}(t) + \frac{m_{prs}}{m_{as}} \cdot \frac{(X(t + \Delta t) - X(t))}{\Delta t} \quad (3.70)$$

$W_{ass}$  : Teneur en eau de l'air asséchant [ $kg_{eau} / kg_{airsec}$ ].

$m_{prs}$  : Masse sèche du produit.

En connaissant la teneur en eau de l'air asséchant, l'humidité relative de l'air est déterminée par:

$$HR_{ass}(t) = \frac{P_a \cdot W_{ass}(t)}{P_{vsat} \cdot (0.622 + W_{ass}(t))} \quad (3.71)$$

$P_{vsat}$  : Pression de la vapeur saturante [pa].

$P_a$  : Pression atmosphérique [pa].

### **3. 11. DETERMINATION DES COEFFICIENTS DE TRANSFERT THERMIQUE**

Considérons le transfert convectif externe au capteur :

#### Transfert dû au vent

Cet échange traduit l'effet du vent et de l'air ambiant sur une plaque plane (face avant ou arrière d'un insolateur) ; il est donné par l'équation suivante :

$$h_{cv\_vit\_amb} = 342.1080. \frac{(4,84 + 3,36).V_v}{(T_{amb} + 273.16)} ; \text{ en } [W/(m^2.K)] \quad (3.72)$$

Avec :

$V_v$  : La vitesse du vent exprimée en [m/s]. [71]

#### Echange radiatif entre la vitre et la voûte céleste

Le coefficient d'échange radiatif est donné par [26] :

$$h_{ry-vit-c} = \sigma \cdot \varepsilon_{vit} \cdot \left( \frac{1 - \cos(\beta)}{2} \right) \cdot (T_c + T_{vit}) \cdot (T_c^2 + T_{vit}^2) \quad (3.73)$$

Avec :

$\varepsilon_{vit}$  : Emissivité du vitrage.

$T_{vit}$  : Température de la vitre.

$T_c$  : Température de la voûte céleste est donnée par la formule [50]:

$$T_c = 0.0552.T_{amb}^{1.5} \quad (3.74)$$

Calcul de la température ambiante [69]:

$$T_{amb} = T_1 + T_2 \sin [(t_{sv} - 8) \cdot \pi / 12] + 273.15 ; \text{ en } [K] \quad (3.75)$$

Avec :

$$T_1 = (T_{\max} + T_{\min}) / 2 \text{ en } [^{\circ}C]$$

$$T_2 = (T_{\max} - T_{\min}) / 2 \text{ en } [^{\circ}C]$$

$T_{\max}$  Et  $T_{\min}$  sont les températures ambiantes maximale et minimale au cours de la journée.

$t_{sv}$  : Temps solaire vrai en heure.

Coefficient de transfert par convection entre l'absorbeur et la lame d'air

L'échange entre la vitre et l'absorbeur, à travers la lame d'air immobile, est une convection naturelle [51] :

$$h_{cv\_air-abs} = h_{cv\_air-vit} = 1,42 \cdot \left\{ \frac{(T_{abs} - T_{air}) \cdot \sin(\alpha)}{L} \right\}^{1/4} ; \text{ en } [W/(m^2.K)] \quad (3.76)$$

Coefficient de transfert par convection entre l'absorbeur et le fluide caloporteur

Pour déterminer le coefficient d'échange thermique convectif interne,  $h_{cv\_abs-f}$  dans le cas des conduites rectangulaires, on utilise les corrélations de Sieder-Tate et Hausen [65]. Elles dépendent du régime d'écoulement, caractérisé par la valeur du nombre de Reynolds.

Introduisons le nombre adimensionnel de Graetz, défini par : [65]

$$Gz = Re \cdot Pr \cdot \frac{D_h}{L_c} \quad (3.77)$$

-En régime laminaire :  $Re < 2100$  :

$$\text{Pour } Gz < 100 ; Nu = 3,66 + 0,085 \cdot Gz / (1 + 0,047 \cdot Gz^{2/3}) \quad (3.78)$$

$$\text{Pour } Gz > 100; \quad Nu = 1,86.Gz^{1/3} + 0,87.(1 + 0,015.Gz^{1/3}) \quad (3.79)$$

En régime transitoire :  $2100 < Re < 10000$

$$Nu = 0,116.(Re^{2/3} - 125). \left\{ 1 + (D_h / L_c)^{2/3} \right\} Pr^{1/3} \quad (3.80)$$

En régime turbulent :  $Re > 10000$

$$Nu = 0,027.Re^{0,8} . Pr^{0,33} \quad (3.81)$$

Ces corrélations sont valables pour les capteurs sans ailettes.

Pour calculer le nombre de Nusselt dans le cas du capteur avec chicanes, on utilise la formule donnée par [51]:

$$Nu = 0,0158.Re^{0,8} \quad (3.82)$$

Le diamètre hydraulique pour un capteur sans ailettes est calculé par:

$$D_h = \frac{4.A_p}{P_m} = \frac{2.L_c.e}{(e + L_c)} \quad (3.83)$$

et pour un capteur mini d'ailettes est déterminé par:

$$D_h = \frac{4.A_p}{P_m} = \frac{2.(L_c.e_1 - n_{ch}.a_{ch}.b_{ch})}{l + e + n_{ch}.a_{ch}} \quad (3.84)$$

Toutes ces corrélations font intervenir par l'intermédiaire de nombres adimensionnels (Nu, Re, Pr, Gz) et les propriétés physiques de l'air, qui sont définis dans l'annexe A.

### Echange entre le fluide caloporteur et la plaque métallique

Pour l'échange convectif entre le fluide caloporteur et l'isolant [26] :

$$h_{cv-pl-f} = h_{cv-abs-f} = \frac{Nu.D_h}{k_f} \quad (3.85)$$

## Transfert thermique par rayonnement

### Coefficient du transfert radiatif entre la vitre et l'absorbeur

Le coefficient de transfert radiatif entre la vitre et l'absorbeur est donné par [26] :

$$h_{ry-abs-vit} = \sigma \cdot \frac{(T_{abs} + T_{vit}) \cdot (T_{abs}^2 + T_{vit}^2)}{\frac{1}{\epsilon_{abs}} + \frac{1}{\epsilon_{vit}} - 1} \quad (3. 86)$$

Echange radiatif entre la vitre et le sol [26] :

$$h_{ry-vit-s} = \sigma \cdot \epsilon_{vit} \left( \frac{1 + \cos(\beta)}{2} \right) \cdot (T_{vit} + T_s) \cdot (T_{vit}^2 + T_s^2) \quad (3. 87)$$

Avec :  $T_s$  : Température du sol en [K].

### Echange radiatif entre l'absorbeur et la plaque métallique placée sur l'isolant :

$$h_{ry-abs-pl} = \frac{\sigma \cdot (T_{pl} + T_{abs}) \cdot (T_{pl}^2 + T_{abs}^2)}{\frac{1}{\epsilon_{abs}} + \frac{1}{\epsilon_{pl}} - 1} \quad (3. 88)$$

Avec :

$\epsilon_{abs}$  : Emissivité de l'absorbeur coté plaque métallique.

$\epsilon_{pl}$  : Emissivité de la plaque métallique coté absorbeur.

$T_{pl}$  : Température de la plaque métallique place sur l'isolation en [K].

### Echange radiatif entre l'isolant (à l'arrière du capteur) et le sol.

$$h_{ry-is-s} = \frac{1}{2} \cdot \sigma \cdot \epsilon_{is} [1 - \cos \beta] \cdot (T_{is} + T_s) \cdot (T_{is}^2 + T_s^2) \quad (3. 89)$$

Avec :

$\epsilon_{is}$  : Emissivité de la plaque arrière isolante du capteur

$T_{is}$  : Température de la plaque arrière isolante [K] [26].

Echange conductif à travers l'isolant du capteur :

$$h_{cd-is} = \left[ \frac{e_{pol}}{k_{pol}} + \frac{e_b}{k_b} + \frac{e_{pl}}{k_{pl}} \right]^{-1} \quad (3. 90)$$

Détermination des coefficients d'échange par convection

-entre la face interne de la plaque métallique de l'armoire de séchage et l'air asséchant

$$h_{cv\_pl-as} = \frac{Nu_L \cdot \lambda_{ass}}{L_{pl}} \quad (3. 91)$$

$$\text{Avec: } Nu_L = 0.036 \cdot Re_L^{0.75} \cdot Pr^{0.333} \quad (3. 92)$$

$$Re_L : \text{Nombre de Reynolds donné par : } Re_L = \frac{\rho_{ass}}{\mu_{ass}} V_{ass} \cdot L_{pl}$$

Coefficient convectif entre le produit et l'air asséchant

$$h_{cv\_ass-pr} = \frac{Nu_D \cdot \lambda_{ass}}{D_{hyd}} \quad (3. 93)$$

Où  $D_{hyd}$  est le diamètre hydraulique de la boîte de séchage et se calcule

$$\text{par : } D_{hyd} = \frac{4 \cdot S_p}{P_m}$$

Avec :

$$S_p = L_{chm} \cdot l_{chm} - N \cdot L_p \cdot l_p$$

$$P_m = 2 \cdot N \cdot (L_p + l_p)$$

N: nombre totale des planches.

$L_{chm}$ . Longueur de la chambre de séchage en [m].

$l_{chm}$ . Largeur de la chambre de séchage en [m].

$L_p$ . Longueur de la planche en [m].

$l_p$ . Largeur de la planche en [m].

Nu : le nombre de Nusselt égal à  $0.37 \text{ Re}_D^{0,6}$  [36].

Pour le cas du pin, Kollman et al, [38], propose de calculer la chaleur massique du bois par la relation suivante :

$$C_{pbois} = \frac{C_{pboish} + C_{pe} \cdot X}{1 + X} \quad (3.94)$$

La chaleur spécifique du bois anhydre ( $C_{pboish}$ ) est indépendante de l'espèce et de la masse volumique. Elle a été déterminée expérimentalement pour vingt espèces de bois entre 0 et 106°C et sa valeur moyenne est égale à 1,35

[kJ.kg<sup>-1</sup>.K<sup>-1</sup>] [38].

Donc la chaleur massique du bois devient :

$$C_{pbois} = \frac{1350 + 4180 \cdot X}{1 + X} \quad (3.95)$$

### **3. 12.PERTES DE CHARGE**

Dans une conduite de section rectangulaire, la perte de charge  $\Delta p$  s'exprime par la relation suivante [4]:

$$\Delta p = \frac{1}{2} \cdot f \cdot \rho \cdot v_f^2 \cdot \frac{L_c}{D_h} \quad (3.96)$$

$\Delta p$  : Perte de charge exprimée en (pa).

$v_f$  : La vitesse moyenne du fluide dans le capteur (m/s).

$L_c$  : Longueur du capteur (m).



$f$  est le coefficient du frottement

Pour : ( $Re < 2000$ ).

$$f = \frac{64}{Re} \quad (3.97)$$

Pour : ( $2000 < Re < 10^5$ )

$$f = \frac{0.316}{Re^{0.25}} \quad (3.98)$$

### 3.13. METHODE DE RESOLUTION NUMERIQUE

La méthode de Runge-Kutta (ou RK), d'ordre 4, est très couramment utilisée pour la résolution des équations différentielles ordinaires. C'est une méthode à pas unique, directement dérivée de la méthode d'Euler. Elle a l'avantage d'être simple à programmer et d'être assez stable pour les fonctions courantes de la physique.

Pour résoudre les deux systèmes d'équations précédents, il faut les mettre sous les formes suivantes :

Pour la vitre

$$f(t, T_{vit}, T_{abs}, T_{air}, T_s, T_c) = \frac{dT_{vit}}{dt} = \frac{1}{m_{vit} \cdot Cp_{vit}} \left[ A_c \cdot It \cdot \alpha_{vit} + A_c \cdot h_{cv-amb-vit} (T_{amb} - T_{vit}) + A_c \cdot h_{ry-c-vit} (T_c - T_{vit}) \right] \\ + \frac{1}{m_{vit} \cdot Cp_{vit}} \left[ A_c \cdot h_{ry-s-vit} (T_s - T_{vit}) + A_c \cdot h_{ry-abs-vit} (T_{abs} - T_{vit}) + A_c \cdot h_{cv-air-vit} (T_{air} - T_{vit}) \right]$$

(3.99)

Pour la lame d'air

$$f(t, T_{vit}, T_{abs}, T_{air}) = \frac{dT_{air}}{dt} = \frac{1}{m_{air} \cdot Cp_{air}} \left[ A_c \cdot h_{cv-air-abs} (T_{abs} - T_{air}) + A_c \cdot h_{cv-air-vit} (T_{vit} - T_{air}) \right] \quad (3.100)$$

Pour l'absorbeur

$$f(t, T_{vit}, T_{abs}, T_{air}, T_{is}) = \frac{dT_{abs}}{dt} = \frac{1}{m_{abs} \cdot Cp_{abs}} \left[ A_{abs} \cdot \tau_{vit} \alpha_{abs} I t + A_{abs} h_{ry\_pl\_abs} (T_{pl} - T_{abs}) + A_{abs} h_{ry\_abs\_vit} (T_{vit} - T_{abs}) \right] \\ + \frac{1}{m_{abs} \cdot Cp_{abs}} \left[ A_{abs} h_{cv\_abs\_f} (T_{fm} - T_{abs}) + A_{abs} h_{cv\_abs\_air} (T_{air} - T_{abs}) \right]$$

(3. 101)

Pour le fluide caloporteurPour le premier noeud:

$$T_{f1} = \frac{\left[ (A_c / 4) h_{cv\_pl\_f} T_{pl} + (A_{abs} / 4) h_{cv\_abs\_f} T_{abs} + \dot{m}_f \cdot Cp_f \cdot T_{fe} \right]}{(A_c / 4) h_{cv\_pl\_f} + (A_{abs} / 4) h_{cv\_abs\_f} + \dot{m}_f \cdot Cp_f} \quad (3. 102)$$

Pour le deuxième noeud:

$$T_{f2} = \frac{\left[ (A_c / 4) h_{cv\_pl\_f} T_{pl} + (A_{abs} / 4) h_{cv\_abs\_f} T_{abs} + \dot{m}_f \cdot Cp_f \cdot T_{f1} \right]}{(A_c / 4) h_{cv\_pl\_f} + (A_{abs} / 4) h_{cv\_abs\_f} + \dot{m}_f \cdot Cp_f} \quad (3. 103)$$

Pour le troisième noeud:

$$T_{f3} = \frac{\left[ (A_c / 4) h_{cv\_pl\_f} T_{pl} + (A_{abs} / 4) h_{cv\_abs\_f} T_{abs} + \dot{m}_f \cdot Cp_f \cdot T_{f2} \right]}{(A_c / 4) h_{cv\_pl\_f} + (A_{abs} / 4) h_{cv\_abs\_f} + \dot{m}_f \cdot Cp_f} \quad (3. 104)$$

Pour le quatrième noeud:

$$T_{f4} = \frac{\left[ (A_c / 4) h_{cv\_pl\_f} T_{pl} + (A_{abs} / 4) h_{cv\_abs\_f} T_{abs} + \dot{m}_f \cdot Cp_f \cdot T_{f3} \right]}{(A_c / 4) h_{cv\_pl\_f} + (A_{abs} / 4) h_{cv\_abs\_f} + \dot{m}_f \cdot Cp_f} \quad (3. 105)$$

Pour la température du fluide à sa sortie:

$$T_{fs} = T_{f4} \quad (3. 106)$$

On suit la même méthode pour la chambre de séchage on obtient:

Bilan d'énergie de la face extérieure de la boîte de séchage

$$f(t, T_{pex}, T_{pin}, T_{amb}, T_s) = \frac{dT_{pex}}{dt} = \frac{1}{m_{pex} \cdot Cp_{paex}} \left[ A_{par} \cdot h_{ry-c-pex} (T_c - T_{pex}) + A_{par} \cdot h_{cv-amb-pex} (T_{amb} - T_{pex}) \right. \\ \left. + \frac{1}{m_{pex} \cdot Cp_{paex}} \left[ A_{par} \cdot h_{ry-s-pex} (T_s - T_{pex}) + A_{par} \cdot h_{cd-pr} (T_{pin} - T_{pex}) \right] \right] \quad (3. 107)$$

Bilan énergétique de la face interne de la boîte de séchage

$$f(t, T_{pex}, T_{pin}, T_{pl}) = \frac{dT_{pin}}{dt} = \frac{1}{m_{pin} \cdot Cp_{pin}} \left[ A_{par} \cdot h_{cd-par} (T_{pex} - T_{pin}) + A_{par} \cdot h_{cd-pl} (T_{pl} - T_{pin}) \right] \quad (3. 108)$$

Bilan énergétique de la plaque métallique de la boîte de séchage

$$f(t, T_{pin}, T_{as1}, T_{as2}, T_{as3}, T_{as4}, T_{pl}) = \frac{dT_{pl}}{dt} = \frac{1}{m_{pl} \cdot Cp_{pl}} \left[ (A_{par}/4) h_{cv-pl-as} (T_{as1} - T_{pl}) + (A_{par}/4) h_{cv-pl-as} (T_{as2} - T_{pl}) \right. \\ \left. + \frac{1}{m_{pl} \cdot Cp_{pl}} \left[ (A_{par}/4) h_{cv-pl-as} (T_{as3} - T_{pl}) + (A_{par}/4) h_{cv-pl-as} (T_{as4} - T_{pl}) + (A_{par}) h_{cd-pl} (T_{pin} - T_{pl}) \right] \right] \quad (3. 109)$$

Bilan énergétique de l'air asséchant

$$T_{as1} = \frac{\left[ \dot{m}_{as} \cdot Cp_{as} \cdot T_{fs} + (A_{par}/4) h_{cv-pl-as} T_{pl} + (A_{pr1}) h_{cv-as-pr} T_{pr} \right]}{\dot{m}_{as} \cdot Cp_{as} + (A_{par}/4) h_{cv-pl-as} + (A_{pr1}) h_{cv-as-pr}} \quad (3. 110)$$

$$T_{as2} = \frac{\left[ \dot{m}_{as} \cdot Cp_{as} \cdot T_{as1} + (A_{par}/4) h_{cv-pl-as} T_{pl} + (A_{pr1}) h_{cv-as-pr} T_{pr} \right]}{\dot{m}_{as} \cdot Cp_{as} + (A_{par}/4) h_{cv-pl-as} + (A_{pr1}) h_{cv-as-pr}} \quad (3. 111)$$

$$T_{as3} = \frac{\left[ \dot{m}_{as} \cdot C_{p_{as}} T_{as2} + (A_{par}/4) h_{cv\_pl\_as} T_{pl} + (A_{pr1}) h_{cv\_as\_pr} T_{pr} \right]}{\dot{m}_{as} \cdot C_{p_{as}} + (A_{par}/4) h_{cv\_pl\_as} + (A_{pr1}) h_{cv\_as\_pr}} \quad (3.112)$$

$$T_{as4} = \frac{\left[ \dot{m}_{as} \cdot C_{p_{as}} T_{as3} + (A_{par}/4) h_{cv\_pl\_as} T_{pl} + (A_{pr1}) h_{cv\_as\_pr} T_{pr} \right]}{\dot{m}_{as} \cdot C_{p_{as}} + (A_{par}/4) h_{cv\_pl\_as} + (A_{pr1}) h_{cv\_as\_pr}} \quad (3.113)$$

$$T_{ass} = T_{as4} \quad (3.114)$$

### Bilan énergétique du produit

$$f(t, T_{as1}, T_{as2}, T_{as3}, T_{as4}, T_{pr}) = \frac{dT_{pr}}{dt} = \frac{1}{m_{pr} \cdot C_{p_{pr}}} \left[ A_{pr1} \cdot h_{cv\_as\_pr} (T_{as1} - T_{pr}) + A_{pr1} \cdot h_{cv\_as\_pr} (T_{as2} - T_{pr}) \right] \\ + \frac{1}{m_{pr} \cdot C_{p_{pr}}} \left[ A_{pr1} \cdot h_{cv\_as\_pr} (T_{as3} - T_{pr}) + A_{pr1} \cdot h_{cv\_as\_pr} (T_{as4} - T_{pr}) - \dot{m}_{ev} L_v \right] \quad (3.115)$$

Les deux systèmes d'équations obtenus doivent être résolus numériquement en tenant compte des conditions initiales.

### Programme principal pour la méthode de Klein.

La première étape : on introduit les données et les constantes.

La deuxième étape : calcul des différents échanges thermiques indépendants de la température, qui sont : les coefficients d'échange par conduction entre les deux faces de l'isolant, ainsi que le coefficient d'échange convectif entre le capteur et le vent.

La troisième étape : On initialise la température ambiante, et on suppose qu'initialement les températures des différents composants du capteur sont à la température ambiante à l'exception des températures de l'absorbeur et du fluide caloporteur qui sont à des températures légèrement supérieures, et on calcule

pour les températures initiales les propriétés thermophysiques du fluide caloporteur et les différents coefficients d'échange thermique à savoir :

- Le coefficient d'échange par rayonnement entre la vitre et la voûte céleste.
- Le coefficient d'échange par rayonnement entre la vitre et l'absorbeur.
- Le coefficient d'échange par convection entre le fluide et la plaque métallique..
- Le coefficient d'échange par convection entre l'absorbeur et le fluide caloporteur.
- Le coefficient d'échange par convection entre le fluide caloporteur et l'isolant.
- Le coefficient d'échange par rayonnement entre l'isolant et le sol.

La quatrième étape : On calcule les différents paramètres  $F'$ ,  $U_t$ ,  $FR$  et  $U_L$ .

La quatrième étape On calcule la puissance utile par la formule (3.18).

La cinquième étape : On est alors ramené à la résolution d'un système linéaire de 3 équations à 3 inconnues que nous avons obtenu au dessus (équations 3.43, 3.44, et 3.45 ).

On peut ensuite procéder par itération en considérant ces dernières valeurs comme nouvelles valeurs initiales et recommencer la séquence de calcul décrite ci-dessus .Si l'écart est trop important, on réitère à partir de la quatrième étape, sinon continuer.

On calcule la température du fluide à la sortie du capteur par la relation (3.20)

#### Le programme principal utilisé pour la méthode de Range-Kutta d'ordre 4

La première étape : on introduit les données et les constantes.

La deuxième étape : calcul des différents échanges thermiques indépendants de la température, qui sont : les coefficients d'échange par conduction entre les deux faces de l'isolant, ainsi que le coefficient d'échange convectif entre le capteur et le vent.

La troisième étape : On calcule la température ambiante, et on suppose qu'initialement les températures des différents composants du capteur sont à la température ambiante à l'exception des températures de l'absorbeur et du fluide caloporteur qui sont à des températures légèrement supérieures, et on calcule pour les températures initiales les propriétés thermophysiques du fluide caloporteur et les différents coefficients d'échange thermique à savoir :

- Le coefficient d'échange par rayonnement entre la vitre et la voûte céleste.
- Le coefficient d'échange par rayonnement entre la vitre et l'absorbeur.
- Le coefficient d'échange par convection entre le fluide et la plaque métallique..
- Le coefficient d'échange par convection entre l'absorbeur et le fluide caloporteur.
- Le coefficient d'échange par convection entre le fluide caloporteur et l'isolant.
- Le coefficient d'échange par rayonnement entre l'isolant et le sol.

La quatrième étape : On est alors ramené à la résolution d'un système linéaire de 9 équations à 9 inconnues que nous obtenons à partir des équations (3.43, 3.44, 3.45, 3.46, 3.47, 3.48, 3.49, 3.50, 3.51 et 3.52) en négligeant les différentes capacités calorifiques des composantes du capteur pour trouver les différentes températures.

On peut ensuite procéder par itération en considérant ces dernières valeurs comme nouvelles valeurs initiales et recommencer la séquence de calcul décrite ci-dessus jusqu'à satisfaire un critère de convergence sur les températures.

La Cinquième étape : Résolution du système d'équations par la méthode de Runge-Kutta d'ordre 4.

Toutes ces étapes sont représentées dans les organigrammes trouvés à l'annexe D

### **3. 14. CONCLUSION**

L'étude de l'évolution de la teneur en eau et de la température au cours d'un procédé de séchage dépend des transferts de chaleur et de masse au sein du

produit. Les mécanismes de ces transferts sont complexes en raison de leur couplage. Pour décrire ces mécanismes nous avons choisi le modèle qui est basé sur l'établissement des équations de transfert de chaleur et de masse appliquées aux différents éléments constituant les deux capteurs solaires et la chambre de séchage. Et nous avons pris le modèle proposé par CHRUSCIEL et al pour décrire la cinétique de séchage.

Les deux systèmes obtenus ont été résolus par la méthode de Runge-Kutta d'ordre 4.

## CHAPITRE 4

### PRESENTATION ET INTERPRETATION DES RESULTATS

#### 4. 1. INTRODUCTION

La résolution du système d'équations des bilans thermiques au niveau de chaque partie du capteur et du séchoir, nous a permis d'obtenir un ensemble de résultats numériques que nous avons validé par des travaux expérimentaux.

Pour effectuer les calculs nous avons choisi le mois d'Août et la ville de Ghardaïa comme une région d'étude ayant les données météorologiques suivantes [13].

Altitude = 468.4 m

Latitude = 32°4' N

Longitude = 3°80'E

Albédo = 0.3

Dans cette partie du mémoire, nous étudierons l'effet de différents paramètres sur la performance des deux capteurs solaires sans et avec chicanes et sur la cinétique de séchage du bois.

Pour cela nous avons utilisé une gamme de température de l'air entre 35 °C et 60 °C; une vitesse de l'air, varie entre 1 m/s et 3 m/s. et l'humidité relative varie entre 30% et 60%, En ce qui concerne le produit à sécher, nous avons pris l'épaisseur varie entre 18 mm et 41 mm.

#### 4. 2. INTERPRETATION ET DISCUSSION DES RESULTATS

##### 4.2.1. VALIDATION DES RESULTATS

Pour la validation des nos modèles, nous allons comparer nos résultats à ceux obtenus par M. HADDADI, M. ALIA, NADEAU et al et PALLET et al .



### Evolution horaire de l'éclairement solaire.

La figure (4.1) montre que l'évolution de l'éclairement global pour la journée considérée présente une forme de cloche ce qui conforme les théories de la plupart des modèles semi empiriques, On constate aussi que l'éclairement augmente progressivement depuis le lever du soleil jusqu'à atteindre une valeur maximale de  $1050 \text{ W/m}^2$  à 12h et après cette heure va diminuer jusqu'à une valeur nulle au environ de 18 heure comme l'indique la figure 4.1.

Ces résultats sont en conformité avec ceux obtenus par M. HADDADI et al [13]

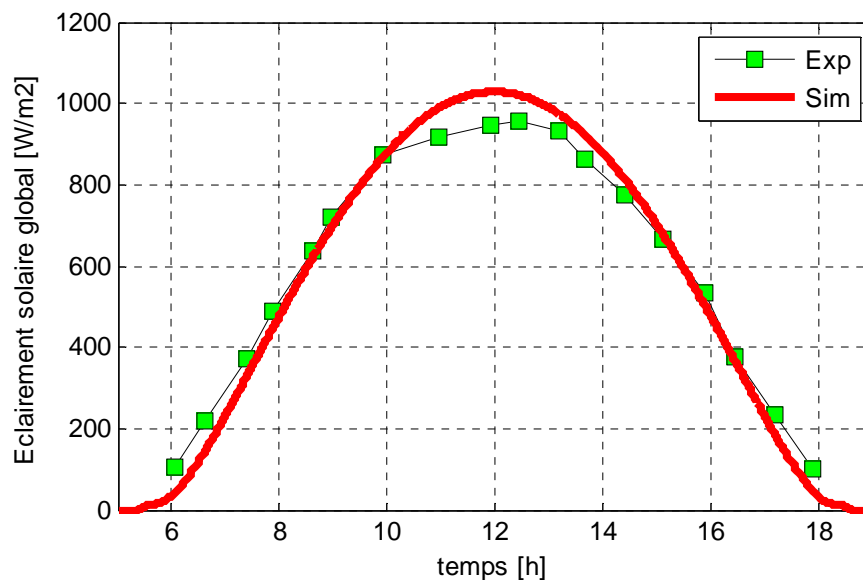


Figure 4. 1: Evolution horaire de l'éclairement solaire global.  
(16/08/2005)

### Evolution de la température du fluide à sa sortie en fonction du débit

La figure 4.2, représente l'évolution de la température du fluide à sa sortie pour deux configurations de capteur à air (avec et sans chicanes) en fonction du débit.

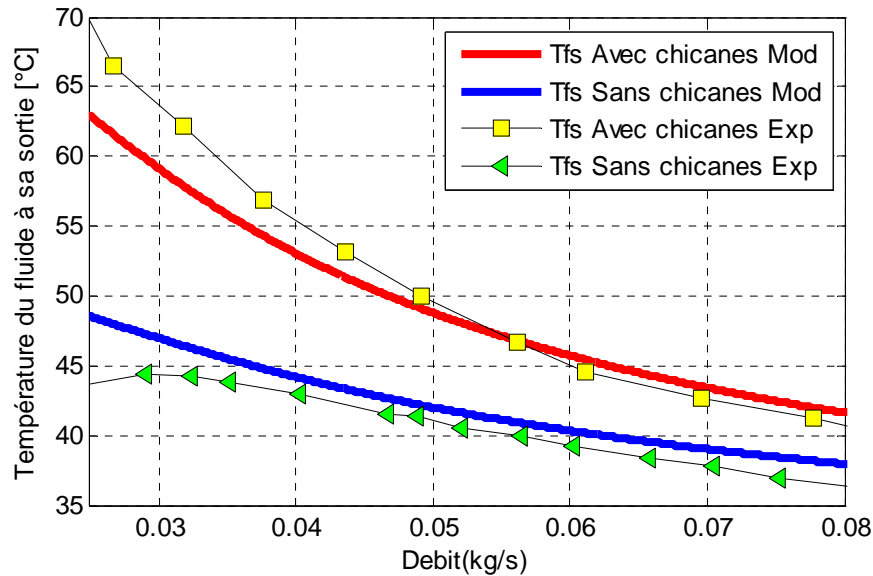


Figure 4. 2. Variation de la température du fluide à la sortie en fonction du débit

De la figure 4.3, La comparaison entre les deux courbes montre, d'une part, que la température de fluide à sa sortie est plus importante pour le capteur avec chicanes que celui sans chicanes. Et ces deux températures vont diminuer quand on augmente le débit et d'autre part on mentionne l'existence d'un écart de température entre les deux courbes qui diminue avec l'accroissement de débit pour atteindre un écart de 4°C pour un débit de 0.8 [kg/s]. Et ceci dû à l'adjonction des obstacles qui fait augmenter la valeur de coefficient de transfert convectif entre le fluide caloporteur et l'absorbeur.

Les divergences constatées entre les résultats expérimentaux et celui obtenus par simulation proviennent des hypothèses, des calculs, simplificatrices et surtout des corrélations expérimentales entre les modes de transfert de chaleur.

Ce résultat montre un bon accord avec ce qui a été obtenue par M.ALIA [51]

#### Evolution temporelle de la température de l'air asséchant.

Dans la figure 4.3 nous avons présenté l'évolution horaire de la température l'air asséchant. D'après cette courbe, on remarque l'existence des fluctuations d'amplitude très petit ce qui montre qu'elle suit une évolution similaire de l'éclaircissement solaire global au cours du temps.

La courbe de la température de l'air asséchant a la même évolution que celle obtenues par Pallet et al [56], sauf que certain décalage au début de séchage.

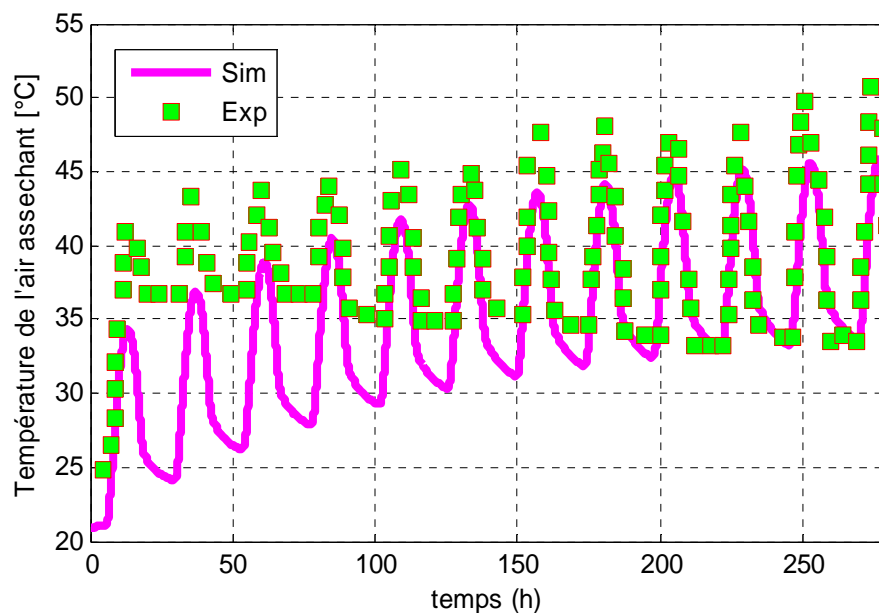


Figure 4. 3. Evolution temporelle de la température de l'air asséchant [56].

#### Evolution temporelle de la teneur en eau du bois.

On remarque dans la courbe (4.4) l'absence des phases 1 et 2 qui sont respectivement, la période de mise en température, et la période à allure constante, et la présence unique de la phase de séchage à allure décroissante, ou bien la phase de ralentissement, cela signifie que la vitesse de séchage est contrôlée par la diffusion de l'eau à partir de l'intérieur du produit vers sa surface. Ce résultat est conforme aux travaux expérimentaux de M. ENAYET et al [67], et KHATER et al [42]

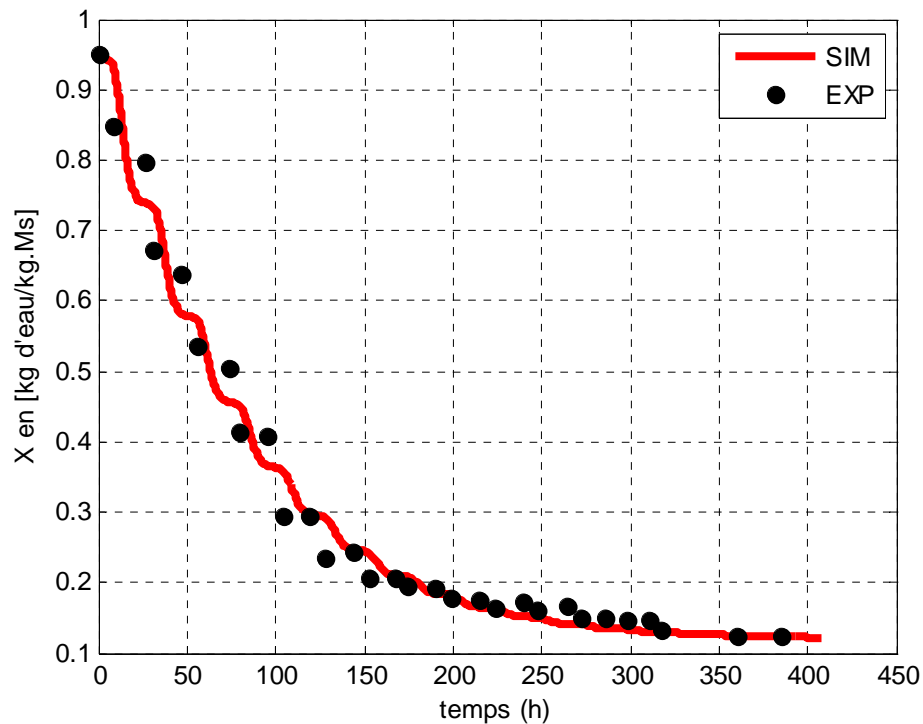


Figure 4. 4.Evolution temporelle de la teneur en eau du bois.

Avec ( $\dot{m} = 0.03$ ,  $T_{fe} = 24$  C°(kg/s),  $e_{pr} = 27$  (mm))

#### Variation temporelle de la teneur en eau réduite pour différentes épaisseurs et pour différentes vitesses

Les figures 4.5 et 4.6 nous donnent respectivement la variation temporelle de la teneur en eau réduite pour différentes épaisseurs des planches (25 mm, 38 mm et 50 mm) et pour différentes vitesses de l'air asséchant (1m/s et 2m/s).

On note que l'épaisseur de la planche et la vitesse de l'air asséchant ont un effet important sur la cinétique de séchage en effet la réduction de l'épaisseur conduit à raccourcir le temps de séchage et l'accroissement de la vitesse de l'air asséchant conduit à l'augmentation de la pression de vapeur de l'air asséchant et par conséquent la diminution du temps de séchage.

D'après ces courbes, on constate qu'il y a une confrontation qualitative satisfaisante entre ces résultats et ceux obtenus par KHATER et al [42]

Evolution temporelle de la teneur en eau réduite pour différentes épaisseurs.

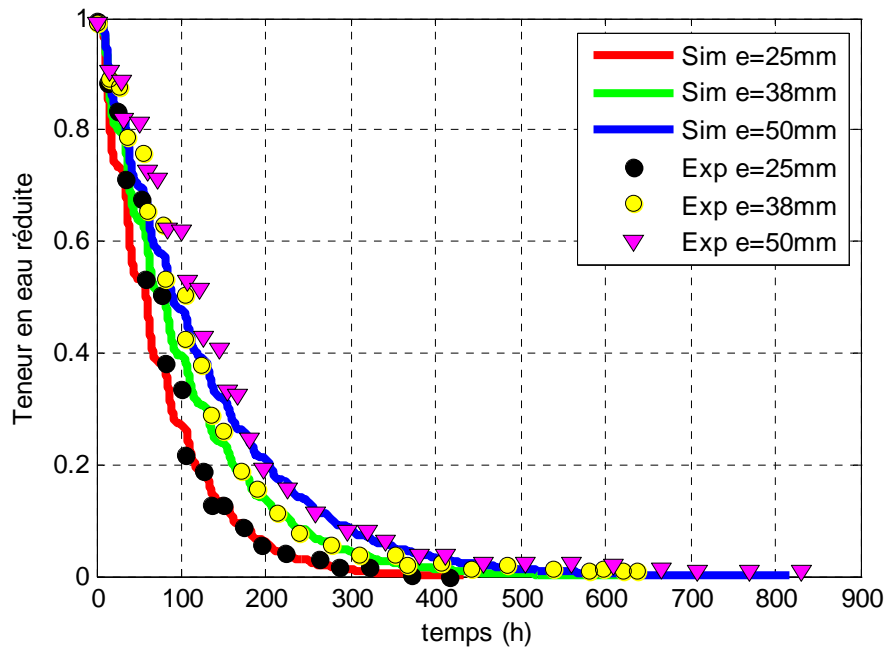


Figure 4. 5. Evolution temporelle de la teneur en eau réduite pour différentes épaisseurs.

Evolution temporelle de la teneur en eau du bois pour différentes vitesses.

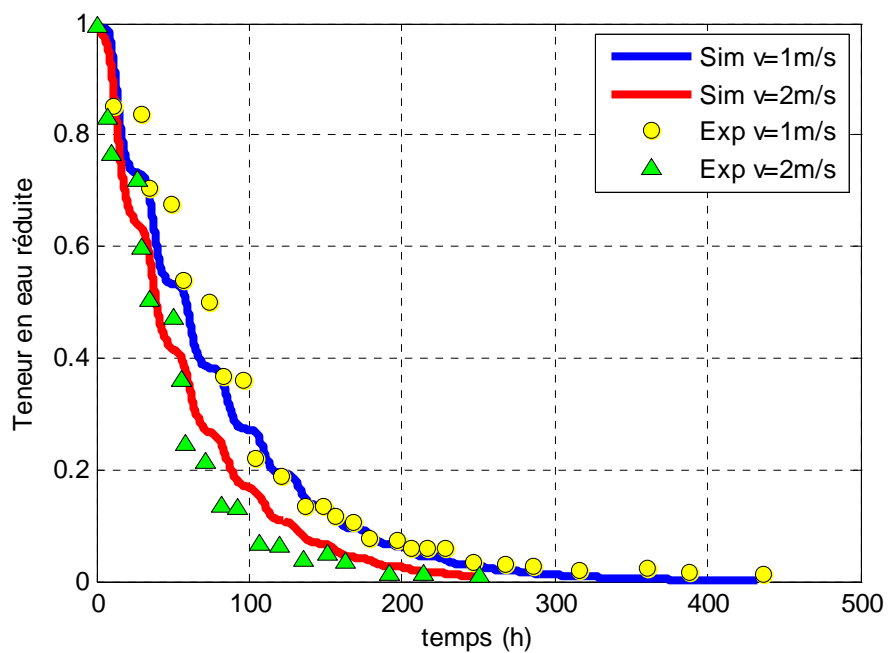


Figure 4. 6. Evolution temporelle de la teneur en eau du bois pour différentes vitesses de l'air asséchant.

### 4.2.2. DISCUSSION DES RESULTATS

#### Evolution au cours du temps de la température de l'air ambiant

L a figure 4.7 représente l'évolution au cours du temps de la température de l'air ambiant qui a une allure sinusoïdale. Elle atteint sa valeur maximale (44 °C) en 14 heure.

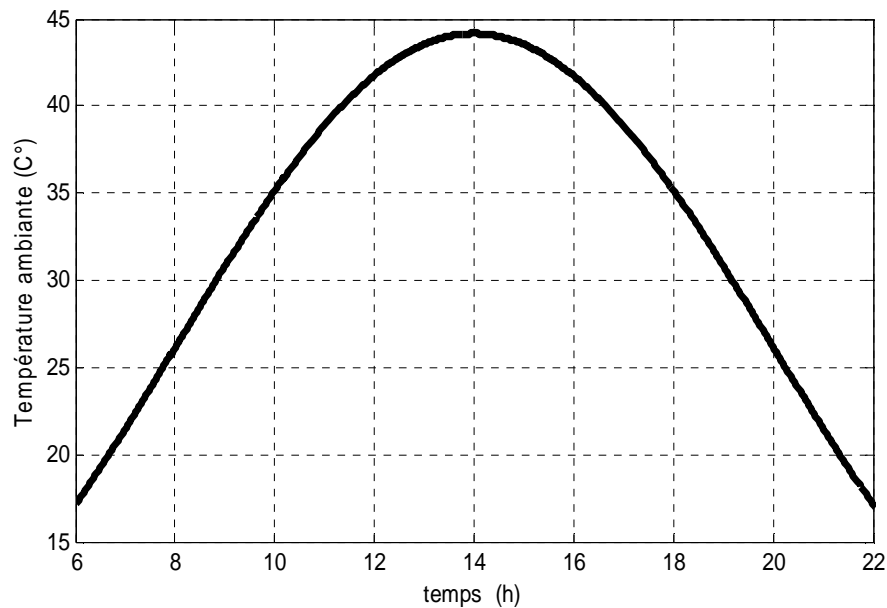


Figure 4. 7: Evolution au cours du temps de la température de l'ambiance.

Pour ce qui suit, nous avons tracé sur le même graphe la variation de différents paramètres pour permettre une meilleure étude comparative entre les deux capteurs étudiés.

#### Variation de la température de l'absorbeur et du fluide à sa sortie en fonction du temps pour deux capteurs.

Les figures 4.8 et 4.9 nous donnent respectivement la variation de la température de l'absorbeur, et du fluide à sa sortie en fonction du temps pour deux capteurs à air l'un mini de chicanes et l'autre sans chicanes et avec un débit massique de 0.02 kg/s.

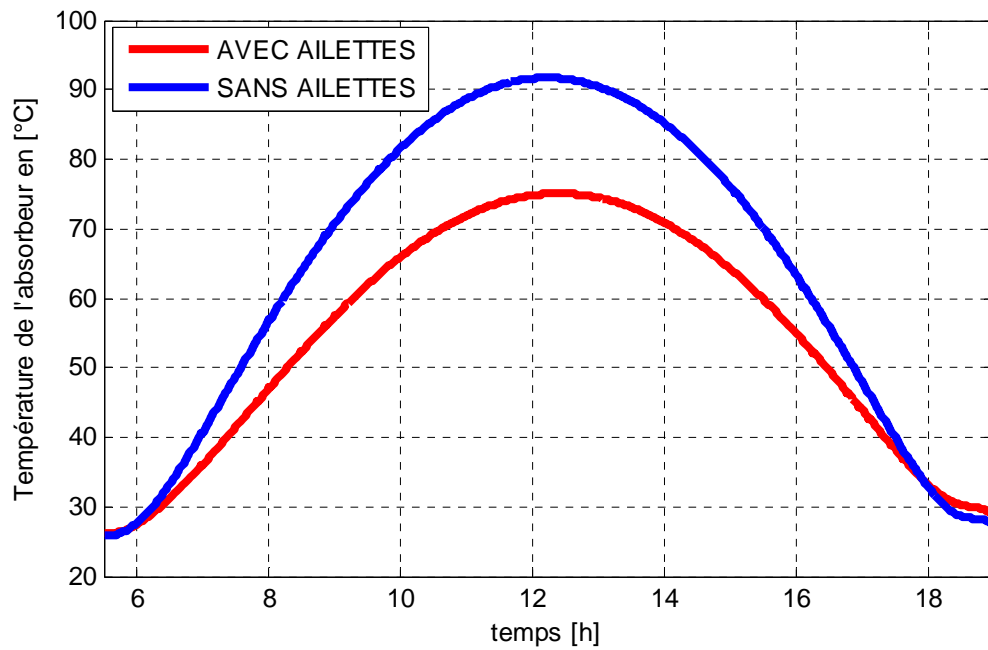


Figure 4. 8: variation de la température de l'absorbeur en fonction du temps pour les deux capteurs (obtenue par la méthode nodale-  $\dot{m}=0.02$  kg/s,  $T_{fe}=24^{\circ}\text{C}$ ).

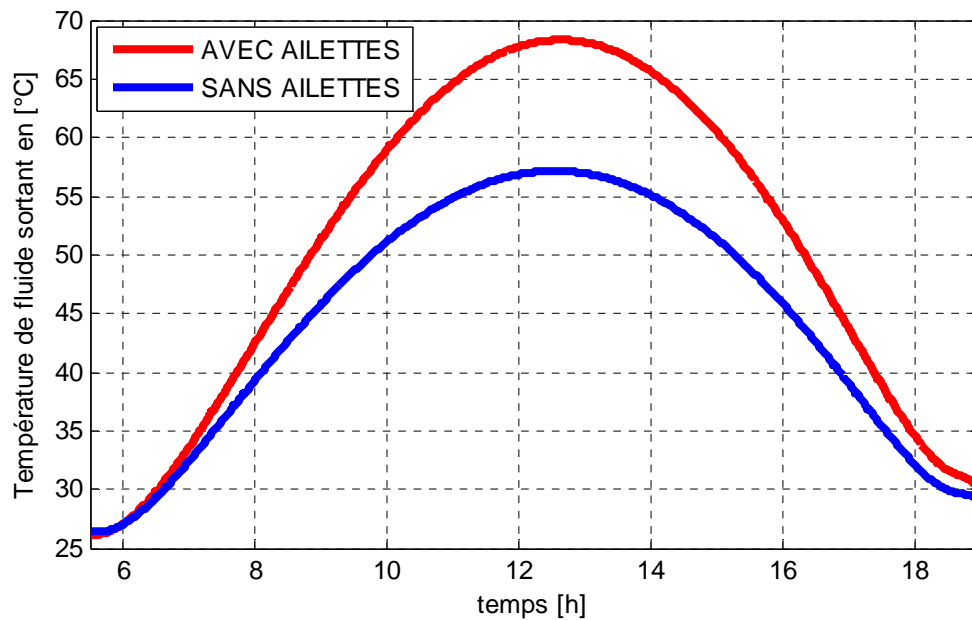


Figure 4. 9: variation de la température du fluide à la sortie du capteur en fonction du temps (obtenue par la méthode nodale-  $\dot{m}=0.02$  kg/s,  $T_{fe}=24^{\circ}\text{C}$ ).

On voit que la température de l'absorbeur augmente progressivement en 6 heures du matin de 26 °C pour prendre une valeur maximale de 76 °C à 13 heures pour le capteur avec chicanes, et de 92 °C dans le cas de capteur sans chicanes, Puis elle décroît dans l'après-midi pour atteindre une valeur de 29°C à 19 heures pour les deux capteurs sans avec ailettes. Et ceci revient à la surface d'échange qui est plus important pour le capteur avec chicanes que celui sans chicanes, en plus les obstacles vont permettre d'enlever beaucoup de chaleur.

De la figure 4.9, On voit que la température du fluide à la sortie du capteur sans ailettes, dans le matin, va accroître progressivement de 26°C pour atteindre 57°C à 13h, ensuite va diminuer dans l'après midi jusqu'à 29°C à 19 heures alors que dans le capteur avec chicanes cette température augmente progressivement pour atteindre 68 °C à 13 heure et va diminuer dans l'après-midi jusqu'à 29 °C à 19 heures.

#### Evolution de la température de l'absorbeur en fonction du débit

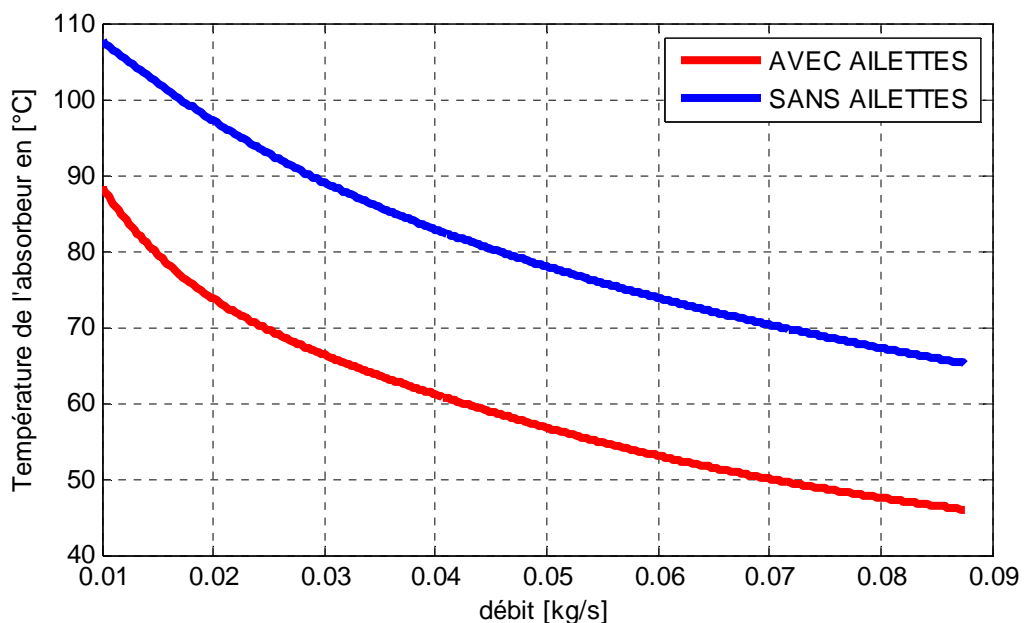


Figure 4. 10. Evolution de la température de l'absorbeur en fonction du débit Pour les deux capteurs étudiés ( $T_{fe}=24^{\circ}\text{C}$  et  $I_t=1000\text{W/m}^2$ ).



Nous constatons que dans le capteur sans chicane la température de l'absorbeur diminue de 108 °C à 65°C pour des débits massiques augmentent de 0.01 à 0.085 (kg/s) ; alors que dans le capteur avec chicane cette température va diminuer de 88° C jusqu'à 46° C pour la même Variation du débit. Et ceci revient aux obstacles qui créent un écoulement très turbulent et par conséquent l'augmentation de l'échange thermique entre le fluide et l'absorbeur.

#### Variation de la perte de charge en fonction du débit.

Nous avons tracé sur la figure 4.11, la variation de la perte de charge en fonction du débit pour les deux capteurs étudiés.

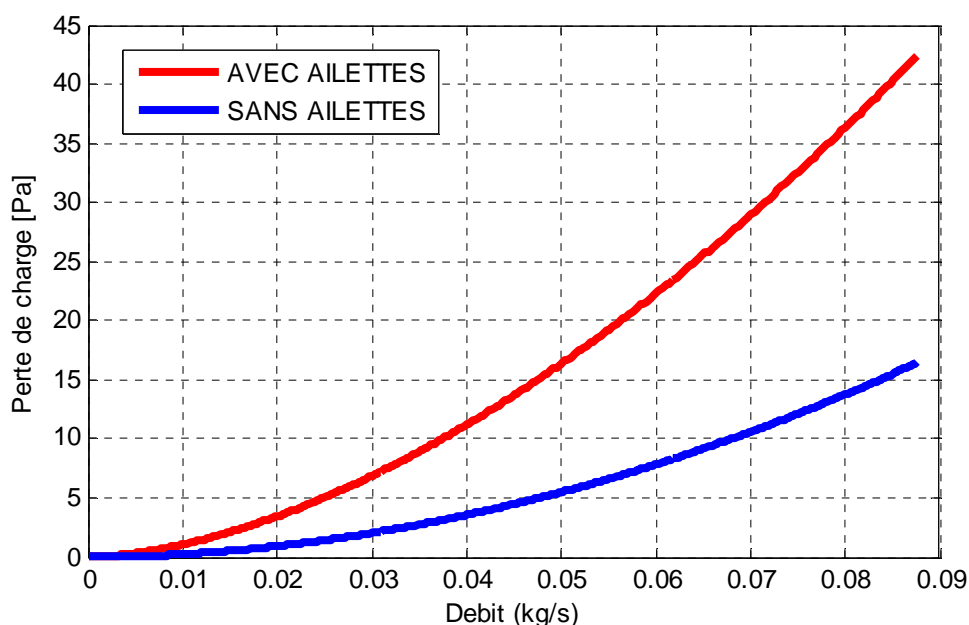


Figure 4. 11: variation de la perte de charge en fonction du débit massique ( $T_{fe}=24^{\circ}\text{C}$  et  $I_t=470\text{W/m}^2$ ).

D'après cette figure. On observe que l'accroissement de débit entraîne l'augmentation de la perte de charge pour les deux capteurs, d'autre part la variation de la perte de charge de en fonction de débit est supérieure dans le capteur avec chicane comparée à celle sans ailettes et ceci revient à la présence des chicanes qui provoque l'accroissement de la surface d'échange qui fait augmenter le nombre de Reynolds et par conséquent l'augmentation de coefficient du frottement. et ceci revient au nombre de Reynolds. qui est plus important dans le

capteur mini d'ailettes et par conséquent l'accroissement du coefficient de frottement.

Variation de la puissance utile et du rendement en fonction du débit.

Dans la figure 4.12 et 4.13 nous avons tracé respectivement la variation de la puissance utile et du rendement instantané en fonction du débit en utilisant les deux méthodes (méthode globale et méthode nodale) pour les deux capteurs sans et avec chicane avec un éclairage constant de  $I_t = 470 \text{ W/m}^2$ .

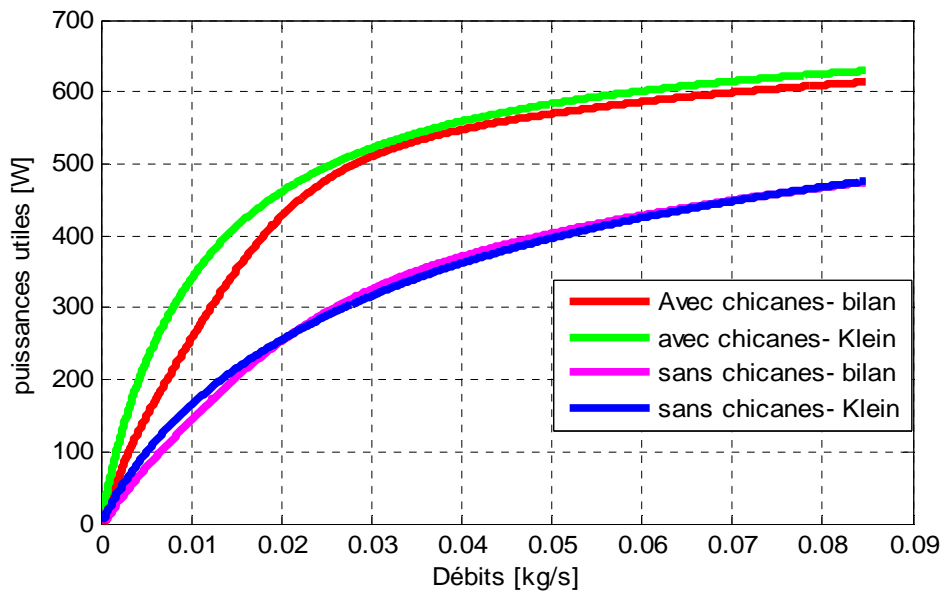


Figure 4. 12 : variation de la puissance utile en fonction du débit.

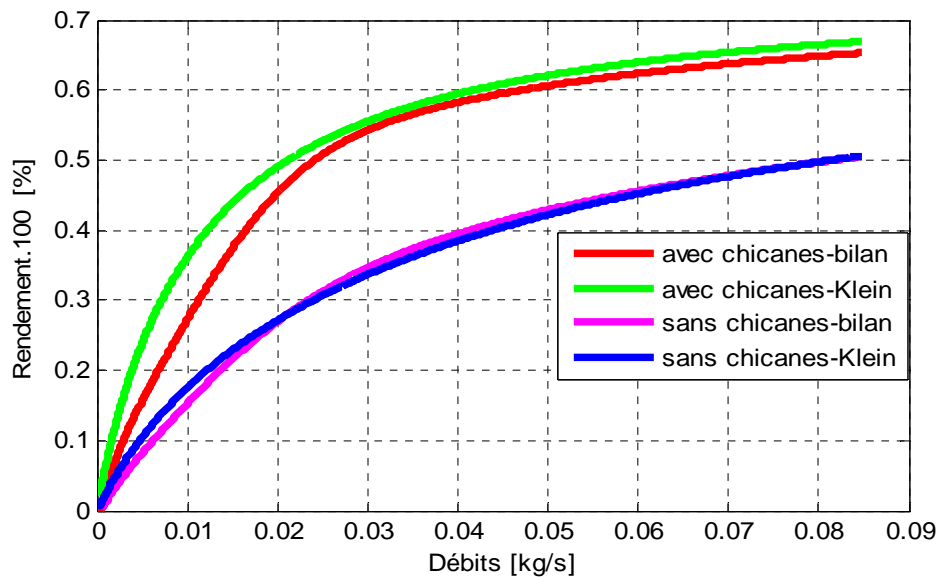


Figure 4. 13: variation du rendement en fonction du débit ( $T_{fe}=24^{\circ}\text{C}$ -  $I_t=470\text{W/m}^2$ )

D'après ces figures, nous constatons que les courbes du rendement et des puissances utiles obtenues par la méthode globale sont presque confondues avec celles obtenues par la méthode nodale pour les deux capteurs étudiés

Ces figures montrent clairement que la puissance utile et le rendement instantané des deux capteurs étudiés sont des fonctions croissantes au débit du fluide, Car l'accroissement du débit entraîne un écoulement turbulent ce qui favorisera le transfert thermique convectif très important entre l'absorbeur et le fluide caloporteur, ce qui augmente la puissance utile et par conséquent l'augmentation du rendement instantané des deux capteurs.

Il est remarqué aussi que la puissance utile du capteur solaire avec chicane est plus importante que celle du capteur sans chicane. Ce qui montre que la performance du capteur avec chicane est plus efficace que celui sans chicane. C'est tout à fait logique car l'accroissement de la chaleur utile influe favorablement sur le rendement instantané du capteur, nous allons choisir dans notre étude concernant la modélisation de séchoir solaire, les capteurs solaires mini de chicane.

#### Evolution temporelle de la température l'air asséchant.

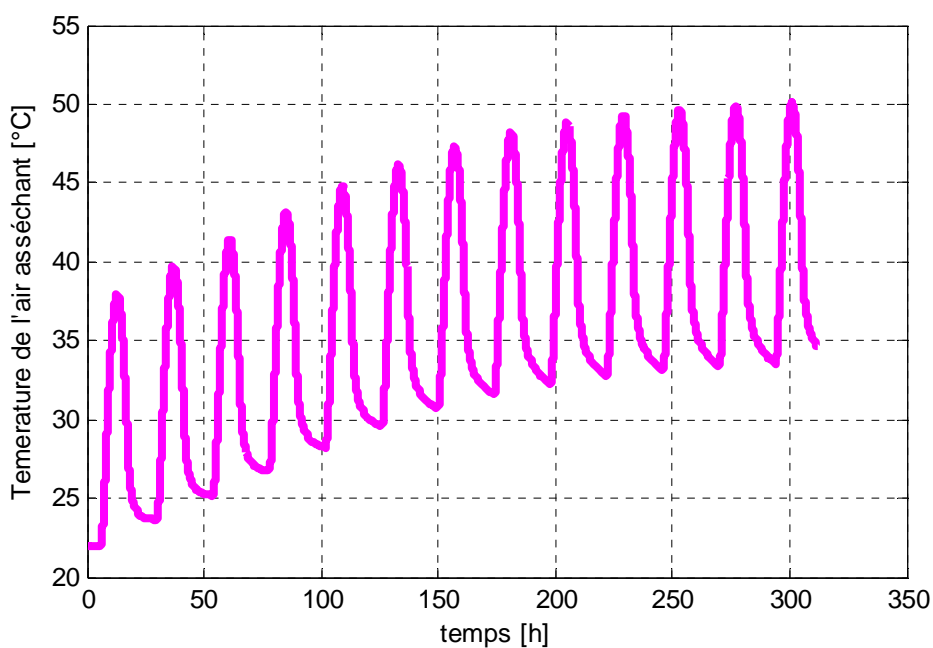


Figure 4. 14. Evolution temporelle de la température l'air asséchant.

Sur la figure 4.14. Nous avons représenté la variation horaire de la température de l'air asséchant avec un débit fixé de 0.03 [kg/s]

on remarque qu'on a deux comportements de la température de l'air de séchage (jour et nuit), dans le jour la température de l'air de séchage augmente progressivement à cause de la disponibilité de l'énergie solaire et dans la nuit cette température reste presque constante et ceci revient à l'absence de l'énergie solaire, l'arrêt des ventilateurs et que la chambre est bien isolée ; à la fin de séchage on remarque que la température de l'air de séchage va rester stable et on explique ça par l'utilisation d'une partie de l'énergie thermique à l'évaporation de l'eau.

Ainsi on note que la température de l'air asséchant est fluctuante au cours de la période de séchage et que son évolution suit celui de l'éclairement reçu ce qui montre que l'éclairement a une influence sur l'évolution de la température de l'air asséchant.

#### Variation de la teneur en eau en fonction du temps

L'évolution de la teneur en eau en fonction du temps pour les deux capteurs étudiés, en prenant ( $T_{fe}=24^{\circ}\text{C}$  et  $I_t=470\text{W}/\text{m}^2$ ), est montrée en figure 4.15.

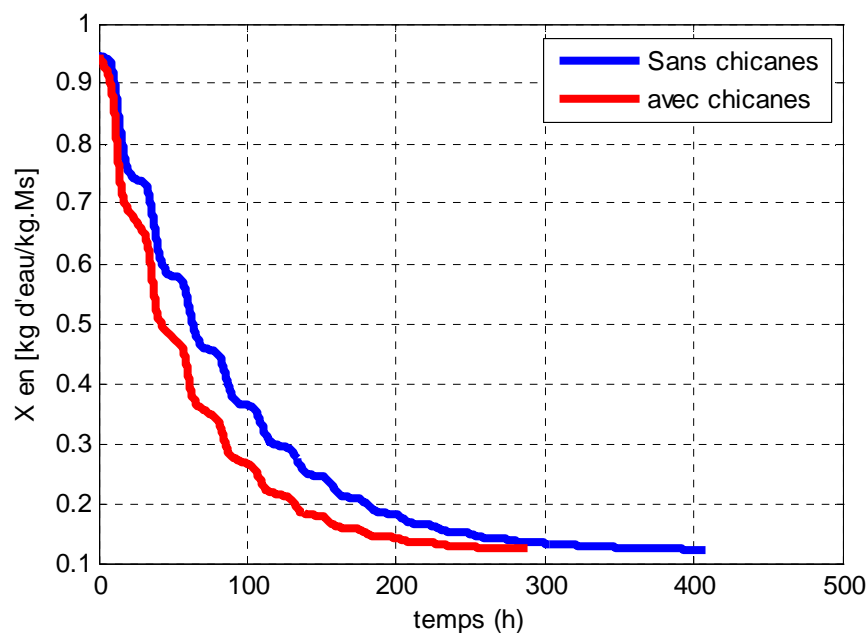


Figure 4. 15. Comparaison de la variation de la teneur en eau en fonction du temps pour les deux capteurs étudiés avec un débit massique  $\dot{m}=0.02$  kg/s.

On constate que les deux courbes prennent la même allure et la présence unique de la phase de ralentissement. Cette dernière elle-même permet de distinguer deux périodes :

- la première phase du ralentissement où c'est essentiellement de l'eau libre qui s'évapore.
- la seconde période de ralentissement où c'est exclusivement de l'eau liée qui diffuse à l'intérieur du produit, Cela est dû au mécanisme de diffusion interne qui contrôle le processus de séchage.

On voit aussi que temps de séchage parcouru pour le capteur sans chicane pour atteindre la teneur en eau désirée de (0.12 kg d'eau/kg MS) est de 400 heures, tandis que l'utilisation de capteur mini d'ailettes conduit à la réduction de la période de séchage jusqu'à 280 heures. C'est-à-dire l'utilisation des ailettes permet d'obtenir un gain de temps de 120 heures.

#### Variation de la vitesse de séchage en fonction du temps

Pour décrire la cinétique de séchage, on donne sur la figure 4.16 la variation de la vitesse de séchage en fonction du temps.

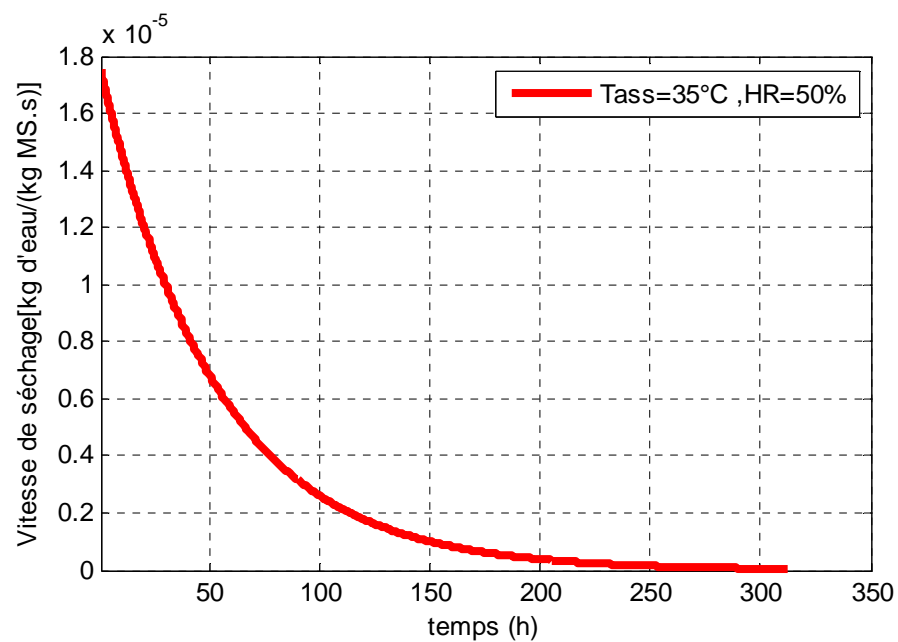


Figure 4. 16: variation temporelle de la vitesse de séchage. ( $T_{\text{fe}}=24^{\circ}\text{C}$ - $I_t=470\text{W/m}^2$ )

D'après cette figure on peut noter l'absence de la période de mise en régime et de la période de séchage à allure constante, seule la période de séchage à allure décroissante est observée. Cette dernière fait apparaître clairement deux phases distinctes :

La première période (0-150 h); une diminution rapide, dans le temps, de la teneur en eau du produit, C'est ce qu'on appelle la phase du premier ralentissement. Où la vitesse de séchage diminue plus rapidement.

La deuxième période (150-300 h): La diminution de la teneur en eau est très lente ; C'est ce qu'on appelle la phase du deuxième ralentissement. Où la vitesse de séchage diminue plus lente. Cette diminution revient à l'évaporation rapide de l'eau du produit pour la première période et un ralentissement faible de l'évaporation de l'eau dans la deuxième période.

#### Variation temporelle de la masse humide du produit

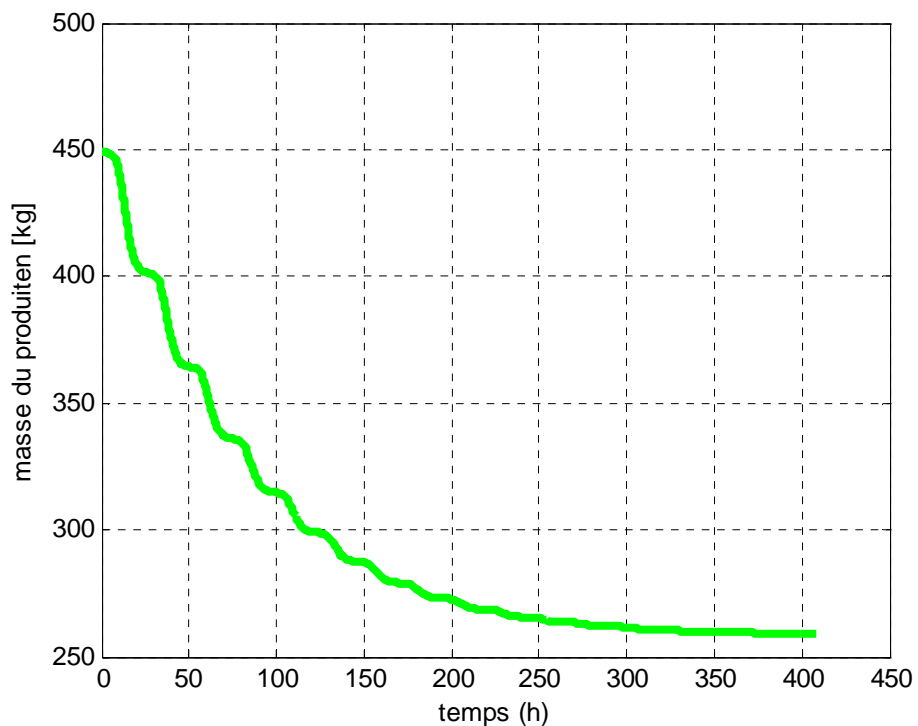


Figure 4. 17: variation temporelle de la masse humide du produit.

( $T_{fe}=24^{\circ}\text{C}$ ,  $I_t=470\text{W}/\text{m}^2$ ,  $V_{ass}=1\text{m}/\text{s}$ , et  $e=27\text{mm}$ ).

Au vu du graphe 4.17. On observe que la masse humide du produit, va diminuer au cours du temps, de 450 kg pour atteindre la masse voulue (260kg) dans une durée de 380 heures.

On observe qu'il y'a une diminution rapide de la masse humide du produit dans la première période (0-150h), cette diminution devient très lente dans la deuxième phase de ralentissement, C'est tout à fait normale parce que la masse humide du produit est liée directement par la vitesse de séchage.

Evolution horaire de la masse humide du produit et de la masse évaporée de l'eau.

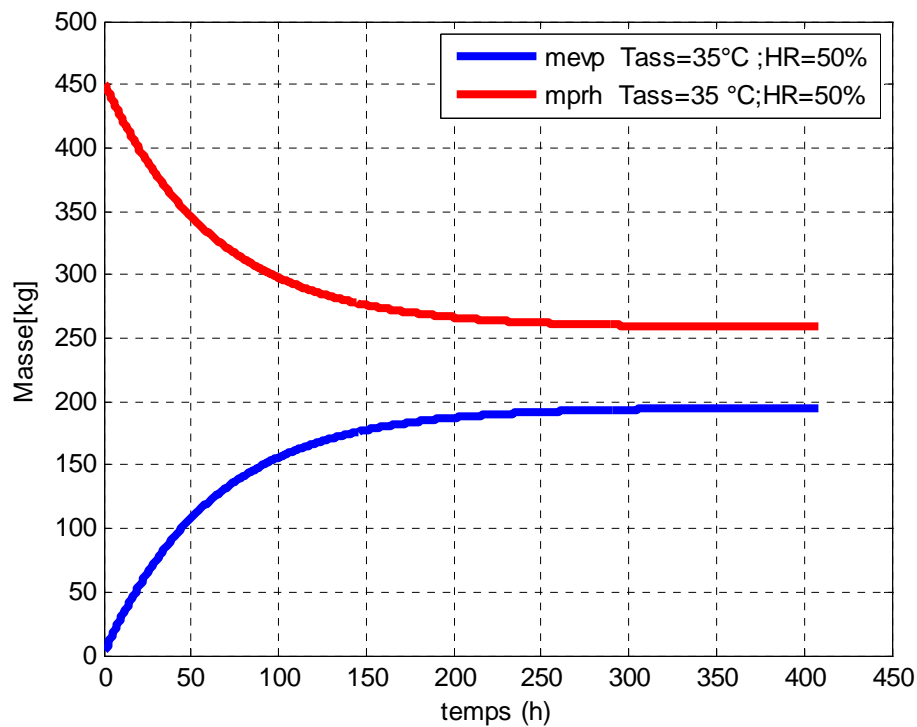


Figure 4. 18: Evolution horaire de la masse humide du produit et de la masse évaporée de l'eau ( $T_{fe}=24^{\circ}\text{C}$ ,  $I_t=470\text{W}/\text{m}^2$ ,  $V_{ass}=1\text{m}/\text{s}$ , et  $e=27\text{mm}$ )..

Sur la figure 4.18 nous avons tracé l'évolution horaire de la masse humide du produit et de la masse évaporée de l'eau du produit. On observe que la variation temporelle de la masse évaporée de l'eau du produit est inversement proportionnelle avec la masse humide du produit, en d'autre terme un accroissement de la masse évaporée de l'eau s'accompagne une diminution de la masse humide du produit ; C'est tout à fait normale parce que la masse de l'eau

extraite du produit va se transformer en vapeur d'eau.

Variation de la capacité thermique massique en fonction de la teneur en eau et en fonction du temps

A partir de la figure 4.19 qui représente la variation de la capacité thermique massique du bois en fonction de la teneur en eau. On constate que plus la teneur en eau diminue plus la capacité thermique du produit diminue. Donc l'effet de la teneur en eau sur la capacité thermique est notable et ne peut être, en aucun cas négligé.

La variation de la capacité thermique massique en fonction du temps est représentée sur la figure 4.20. Nous constatons au fur et à mesure que la capacité calorifique du produit va décroître avec le temps de séchage à cause de l'augmentation de la quantité de l'eau évaporée.

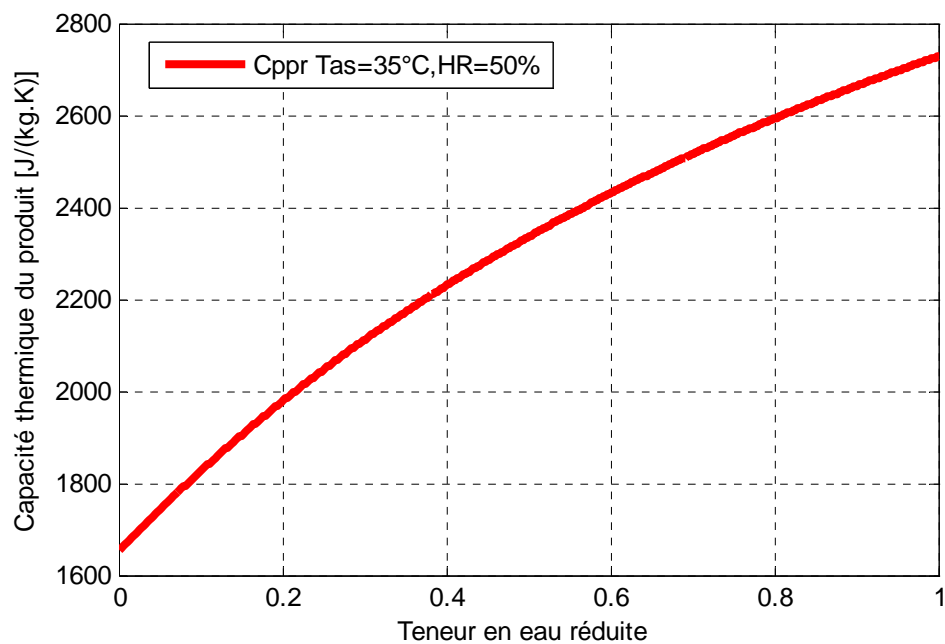


Figure 4. 19: Variation de la capacité thermique du bois en fonction de la teneur en eau réduite ( $T_{fe}=24^{\circ}\text{C}$ ,  $I_t=470\text{W/m}^2$ ,  $V_{ass}=2\text{m/s}$ , et  $e=27\text{mm}$ ).



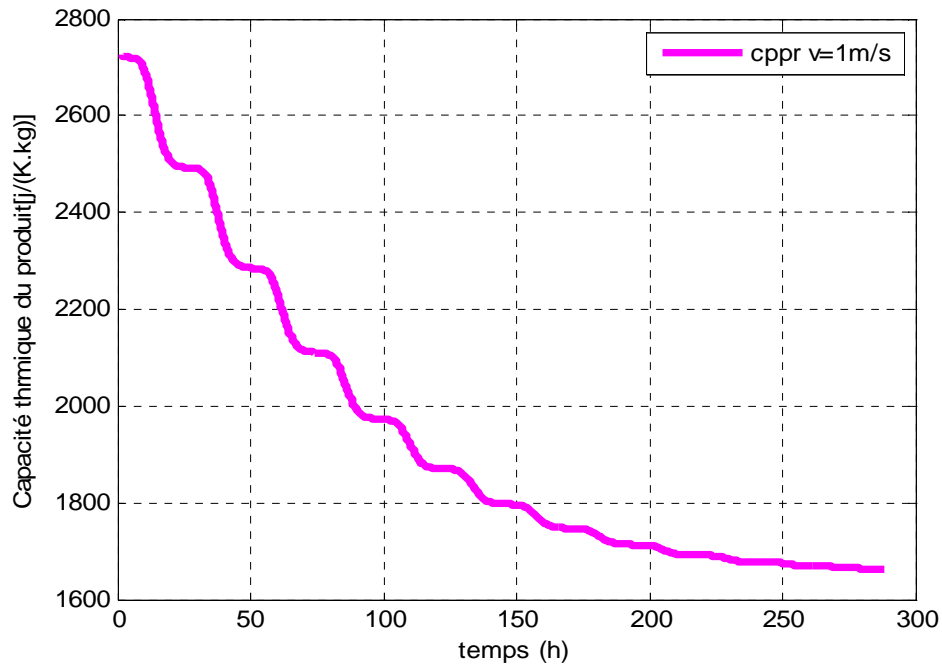


Figure 4. 20: Variation de la capacité thermique du bois en fonction du temps ( $m=0.02\text{kg/s}$ ,  $T_{fe}=24^{\circ}\text{C}$ ,  $I_t=470\text{W/m}^2$ ,  $V_{ass}=2\text{m/s}$ , et  $e=27\text{mm}$ ).

Variation horaire de la masse évaporée de l'eau et de la masse de l'eau contenue dans le produit.

La variation horaire de la masse évaporée de l'eau et de la masse de l'eau contenue dans le produit est présentée sur la figure 4.21.

On constate que la diminution de la masse de l'eau contenue dans le produit est inversement proportionnelle à l'accroissement de la masse évaporée de l'eau, c'est logique parce que l'eau contenue dans le produit va se transformer en vapeur lors de l'opération de séchage.

Sur la figure 4.22, on observe que la masse évaporée de l'eau accroît progressivement quand la teneur en eau décroît et l'inverse pour la masse contenue dans le produit c'est à dire que la diminution de la teneur en eau conduit au décroissement de la masse de l'eau contenue dans le produit.

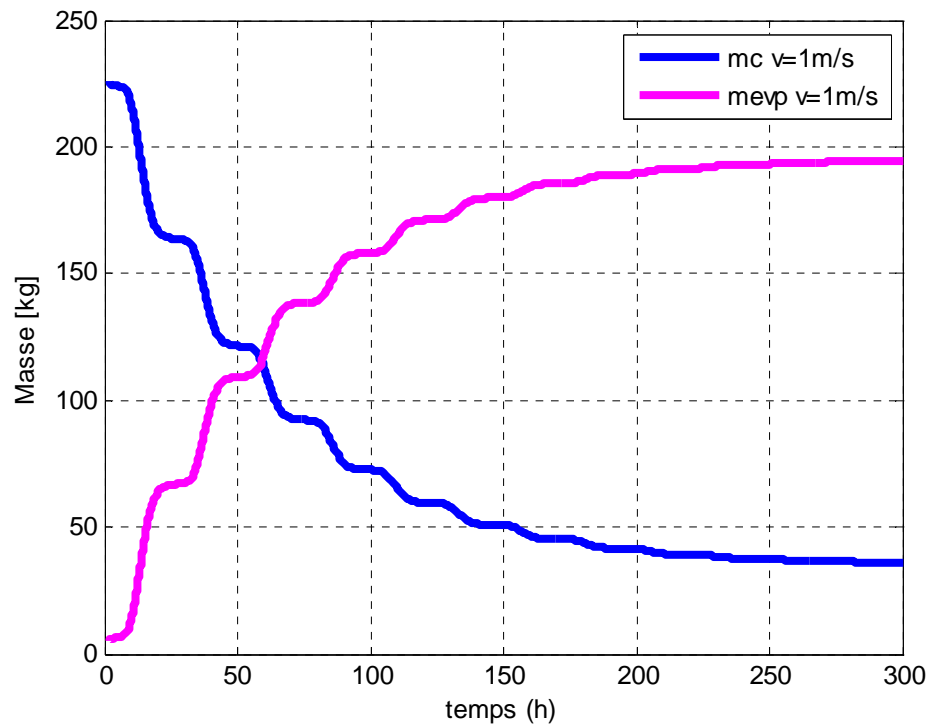


Figure 4. 21: variation horaire de la masse évaporée de l'eau et de la masse de l'eau contenue dans le produit ( $m=0.02\text{kg/s}$  ;  $T_{fe}=24^{\circ}\text{C}$ ,  $It=470\text{W/m}^2$ ,  $V_{ass}=1\text{m/s}$ ,)..

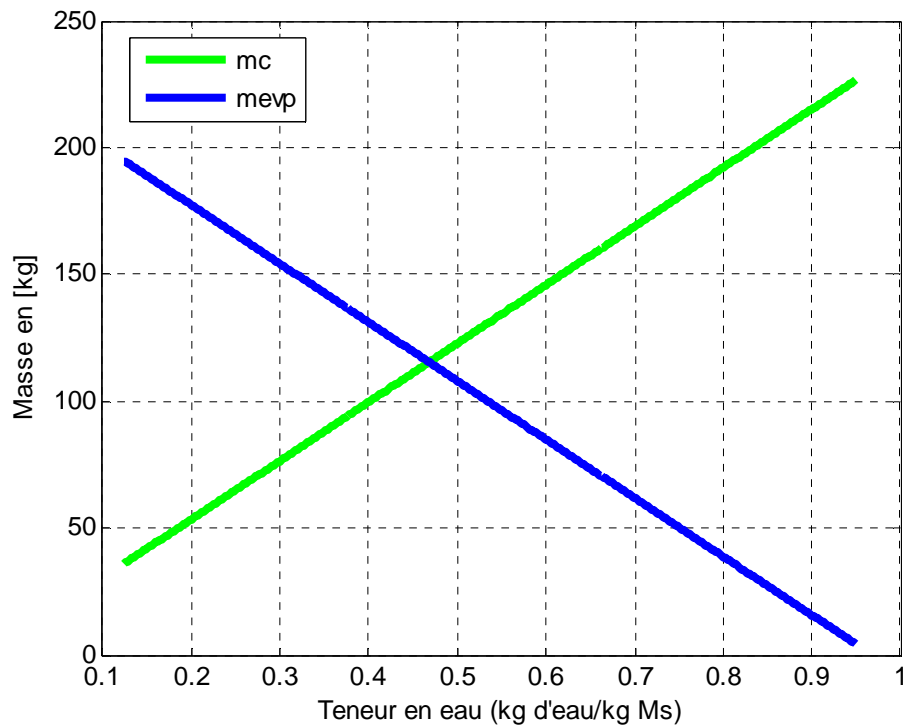


Figure 4. 22: variation de la masse évaporée de l'eau et de la masse de l'eau contenue dans le produit en fonction de la teneur en eau du bois.

L'évolution horaire de la perte relative de la masse du produit.

L'évolution de perte relative de la masse du produit pendant le temps de séchage est illustré sur la figure 4.23.

Nous constatons que la perte relative de la masse du produit va augmenter plus rapidement dans la première phase et dans la deuxième phase de ralentissement va diminuer de manière très lente, pour stabiliser après 270 heures, qui correspond le temps finale de l'opération de séchage.

La figure 4.24 illustre l'évolution de perte relative de la masse du produit en fonction de la teneur en eau du bois. Nous constatons que la baisse de la teneur en eau engendre une augmentation de la perte relative de la masse du produit.

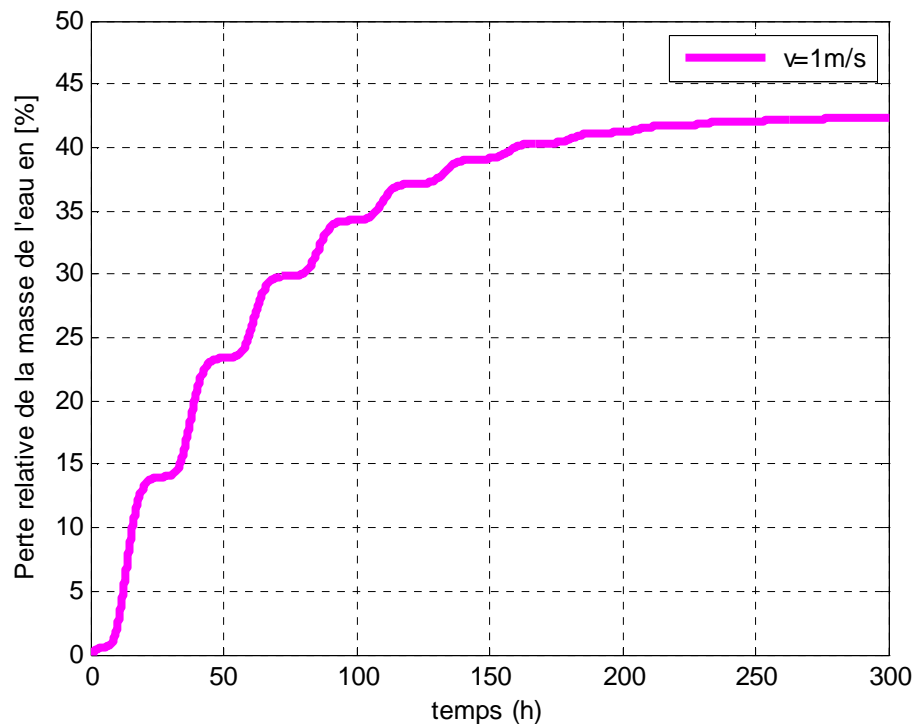


Figure 4. 23: Evolution horaire de la perte relative de la masse du produit

( $T_{fe}=24^{\circ}\text{C}$ ,  $I_t=470\text{W/m}^2$ ,  $V_{ass}=1\text{m/s}$ , et  $e=27\text{mm}$ ).

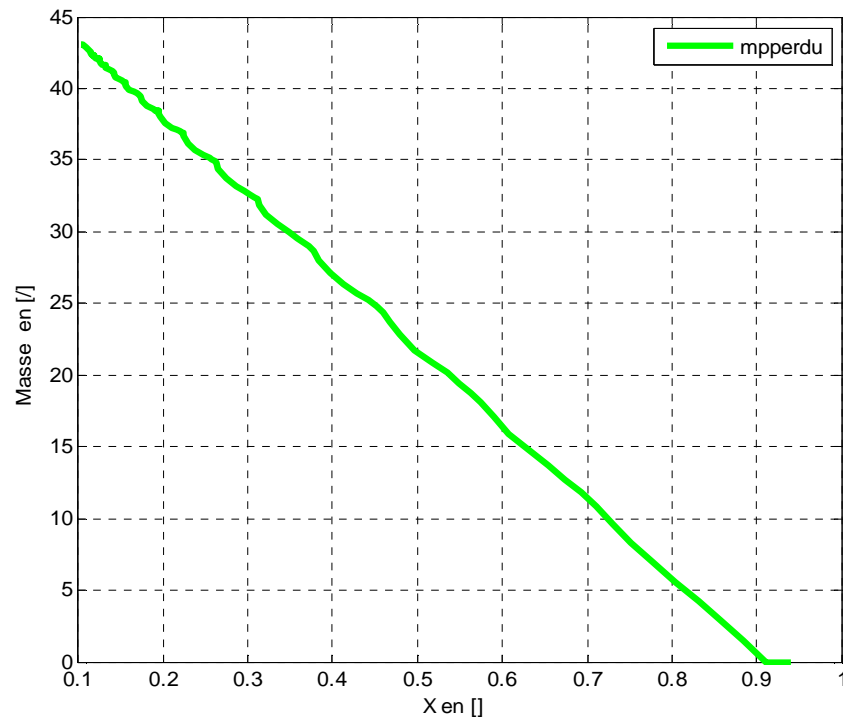


Figure 4. 24: l'évolution de perte relative de la masse du produit en fonction de la teneur en eau du bois ( $T_{fe}=24^{\circ}\text{C}$ ,  $It=470\text{W/m}^2$ ,  $V_{ass}=2\text{m/s}$ , et  $e=27\text{mm}$ )..

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

#### Influence de la température de l'air asséchant sur la teneur en eau et la durée de séchage du produit

Les figures 4.25, 4.26 et 4.27 illustrent l'influence de la température de l'air asséchant sur l'évolution horaire de la teneur en eau du bois, de la teneur en eau réduite et de la vitesse de séchage pour une épaisseur de 27mm et une humidité relative de 50% et pour des températures variant de 35°C à 60°C.

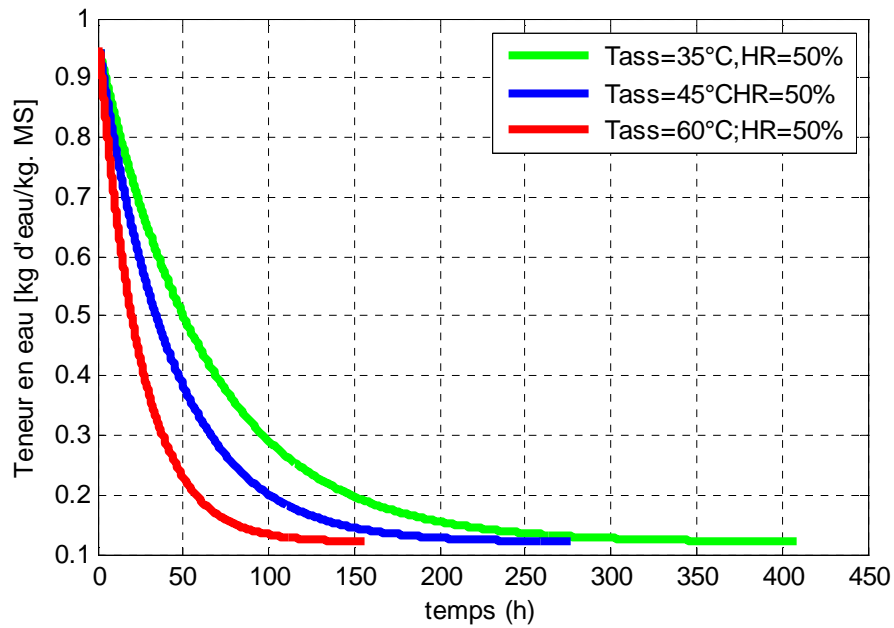


Figure 4. 25: Effet de la température de l'air chauffé sur variation horaire de la teneur en eau du bois.

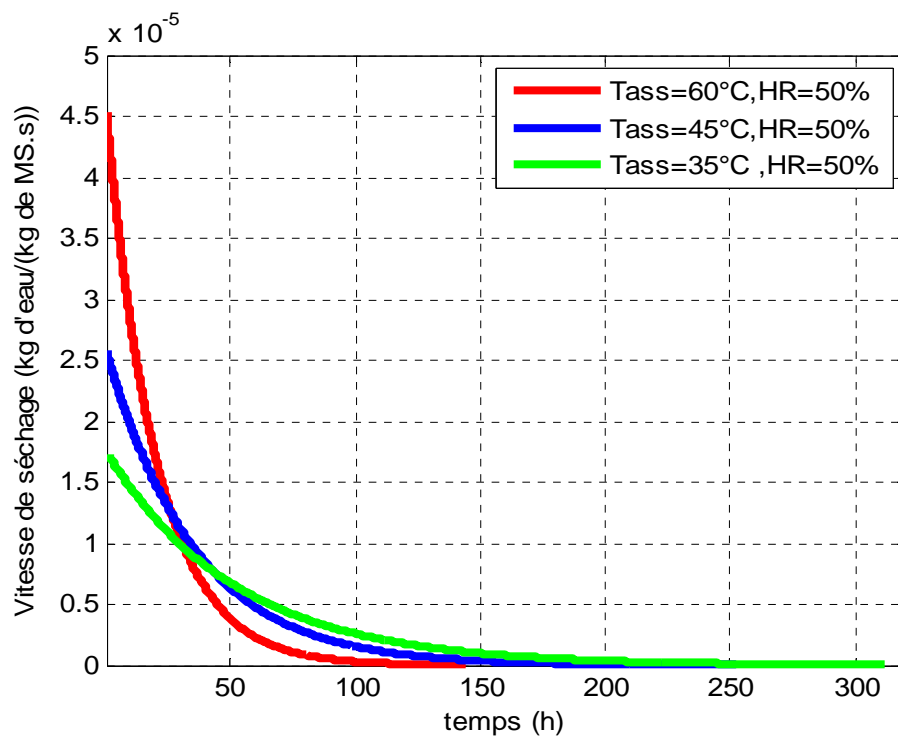


Figure 4. 26: Variation de la vitesse de séchage en fonction du temps pour différentes températures de l'air asséchant.

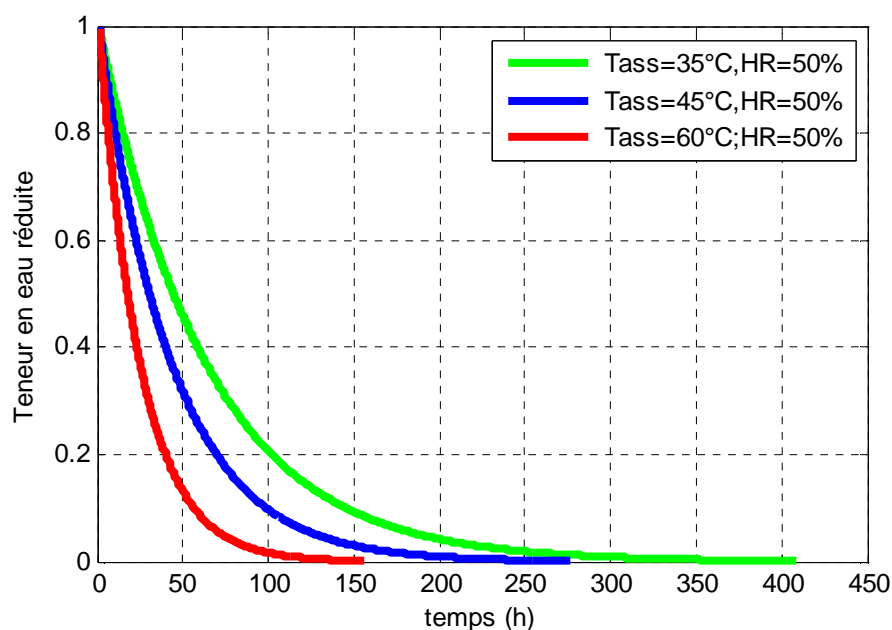


Figure 4. 27: Influence de la température de l'air asséchant sur l'évolution horaire de la teneur en eau réduite.

De la figure 4.25 on déduit que le temps nécessaire pour arriver à la teneur en eau désiré est diminuée lorsqu'on augmente la température de l'air asséchant, par exemple pour 60 °C, la durée de 150 heures est suffisante pour atteindre la teneur en eau voulue. Et pour 45 °C, une durée de 150 heures est insuffisante il faut une durée de 250 heures pour qu'elle soit suffisante. Ainsi que pour 35 °C, la durée de séchage suffisante est de 360 heures. Et on explique ça comme suit : l'accroissement de la température conduit à l'augmentation de la chaleur de l'évaporation qui à son tour entraîne une évaporation d'eau rapide du produit et par conséquent la réduction du temps de séchage.

Ainsi nous constatons que la vitesse de séchage prend des valeurs élevées pour la température la plus élevée et décroît avec la diminution de cette température. Ce qui s'explique par l'accroissement du potentiel d'échange entre l'air asséchant et le produit, favorisant l'évaporation de l'eau du bois comme le montre la figure (4.26).

On peut voir, au cours de séchage que les trois courbes de la vitesse de séchage évoluent de façons séparées et distinctes l'une par rapport aux deux

autres dès le début de séchage jusqu'à la fin de séchage ou cette vitesse s'annule.

L'influence de la température de l'air asséchant sur la variation horaire de la teneur en eau réduite est montrée sur la figure 4.27. Il est évident que le temps de séchage est réduit lorsque la température de l'air asséchant augmente du fait que l'élévation de cette dernière provoque une évaporation rapide de l'eau du produit.

#### III.4.4. Effet de l'épaisseur du produit sur la teneur en eau et sur la teneur en eau réduite

Les figures 4.28 et 4.29 nous donnent respectivement l'évolution temporelle de la teneur en eau et de la teneur en eau réduite de séchage pour trois épaisseurs différentes (18, 27 et 41 mm) avec un débit massique de 0.02kg/s et une humidité relative de 50 %

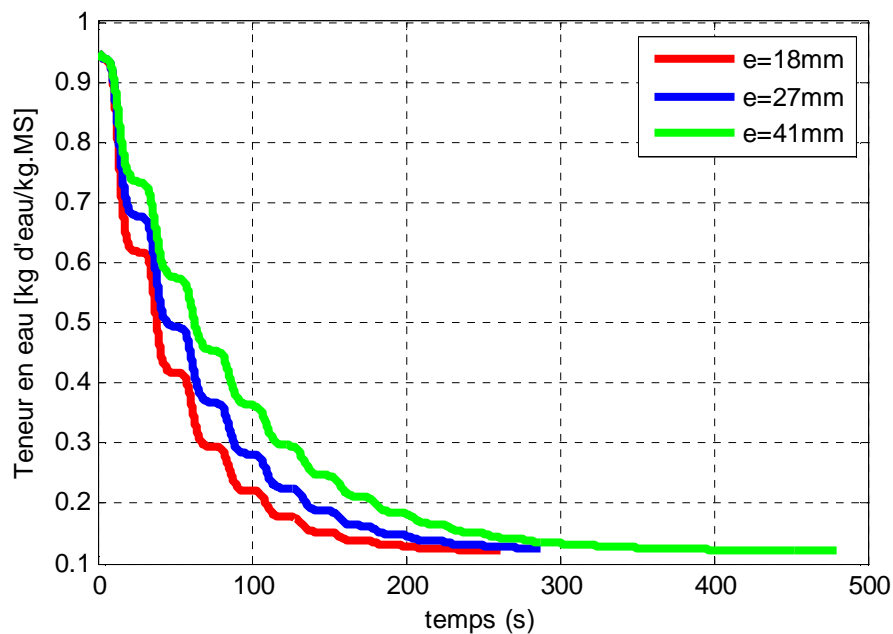


Figure 4. 28: Effet de l'épaisseur du produit sur variation temporelle de la teneur en eau du produit. Avec ( $\dot{m} = 0.02$  (kg/s),  $HR = 50\%$ ).

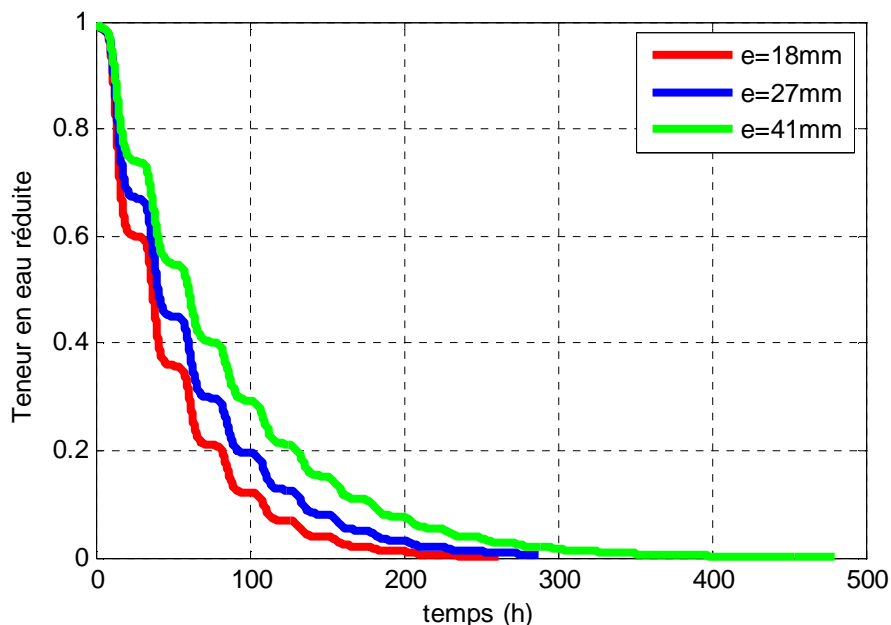


Figure 4. 29: Influence de l'épaisseur de la planche sur la variation horaire de la teneur en eau réduite Avec ( $\dot{m}=0.02$  (kg/s),  $HR = 50\%$  ).

Ces figures nous montre que la diminution de l'épaisseur conduit à la réduction du temps de séchage et ceci revient à l'accélération de phénomène de l'évaporation d'eau à grâce du phénomène de la diffusion de l'eau du produit, en d'autre terme , le phénomène de diffusion de l'eau du produit se dirige du centre du produit vers la surface, il a donc un trajet plus court à parcourir pour 18 mm que pour 27mm, et de27mm que celui de 41mm, d'où l'écoulement du liquide à travers les interstices est plus rapide dans le produit ayant un épaisseur faible qu'un épaisseur important.

#### L'influence de l'humidité relative de l'air asséchant sur la variation temporelle de la teneur en eau du bois

La figure 4.30 nous représente l'influence de l'humidité relative de l'air asséchant sur la variation temporelle de la teneur en eau du bois.

Nous constatons de cette figure que la diminution de l'humidité relative de l'air asséchant conduit à raccourcir le temps de séchage du fait que l'augmentation de l'humidité relative de l'air qui accroît la pression de vapeur de l'eau dans ce dernier, et par conséquent diminue le potentiel d'échange entre l'air et le produit.



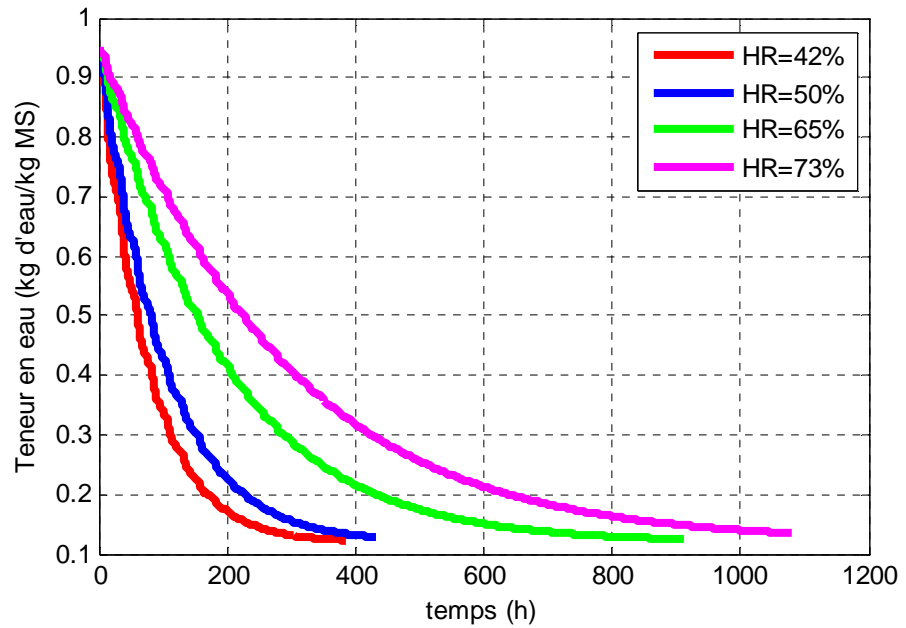


Figure 4. 30. Influence de l'humidité relative de l'air asséchant sur la variation temporelle de la teneur en eau du bois.

Influence de la vitesse de l'air asséchant sur la variation horaire de la vitesse de séchage.

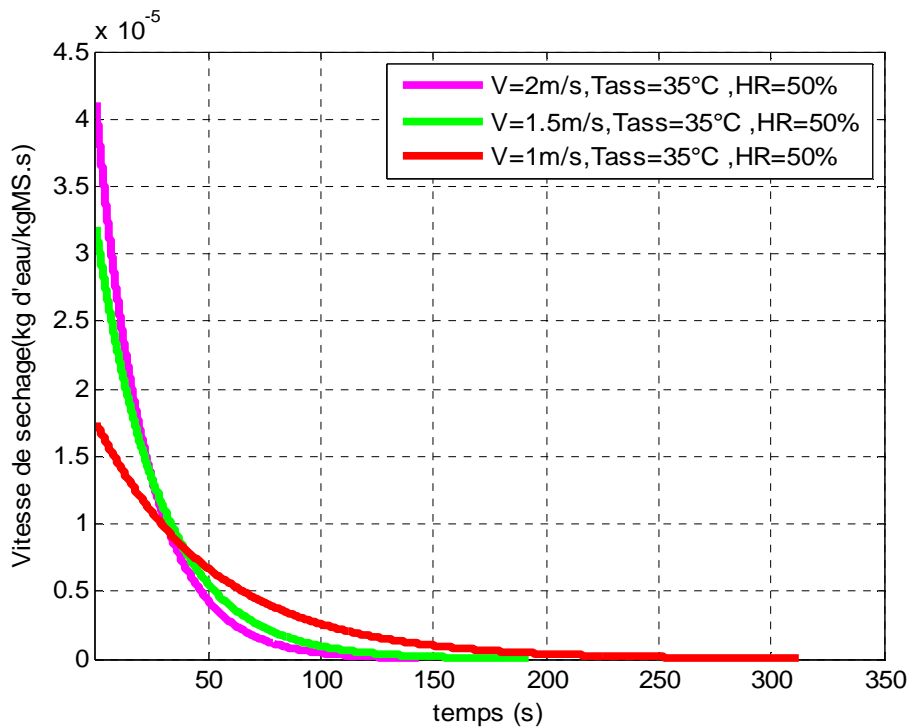


Figure 4. 31: Influence de la vitesse de l'air asséchant sur la variation horaire de la vitesse de séchage.

La figure 4.31 nous donne l'influence de la vitesse de l'air asséchant sur la variation horaire de la vitesse de séchage .On voit que ces courbes prennent la même allure et que la vitesse de l'air asséchant a une influence très important et marquée surtout à la première période de ralentissement (0-200 heures) ; tandis que dans la deuxième période de ralentissement (200-400heures) cette vitesse influence de manière très faible sur la vitesse de séchage surtout à la fin de séchage où la vitesse de séchage s'annule .et on peut expliquer ça comme suit :

L'élévation de la vitesse de l'air asséchant entraîne l'augmentation de la pression de vapeur de l'air asséchant qui à son tour va diminuer la période de séchage.

#### Influence de la température de l'air asséchant sur la température du produit

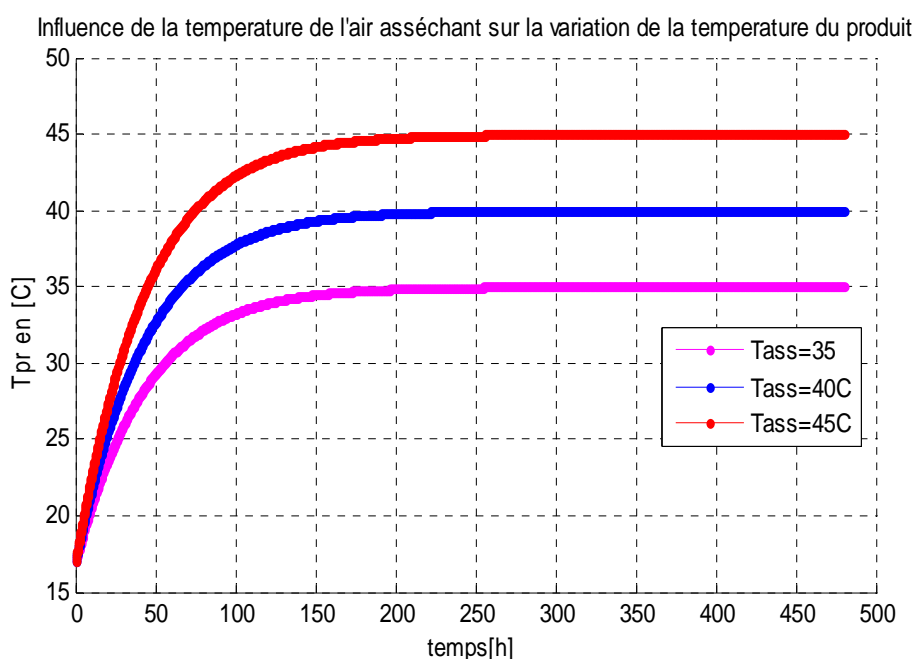


Figure 4. 32: influence de la température de l'air asséchant sur l'évolution temporelle de la température du produit.

Dans la figure 4.32 nous avons tracé l'évolution en fonction du temps de la température du produit, pour trois températures différentes de l'air asséchant (35°C,40°C et 45°C) .On peut distinguer deux périodes pour cette évolution :

Première période dans la quelle on observe que la température du produit augmente graduellement avec une forte augmentation au cours du temps pour les trois températures de l'air asséchant ; de telle sorte que nous pouvons voir

dans un ordre croissant la température de 35°C ; en suite la température intermédiaire de 40 °C et en fin la température de 45°C.

Deuxième période dans la quelle on observe que la température du produit a une très faible augmentation au cours du temps pour les trois températures de l'air asséchant ; de telle sorte que nous pouvons trouver dans un ordre croissant le même ordre de la première période. Cette faible augmentation va stabiliser, à la température correspondante de l'air asséchant entrée, après 260 heures de début de séchage.

On explique ça que l'air asséchant va servir 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 45 °C dispose de plus de chaleur pour évaporer l'eau et augmenter la température du produit comparée à celle de 35 °C.

Ceci confirme que la température de l'air asséchant a un effet très important pour le séchage.

#### Influence de la vitesse de l'air asséchant sur la variation horaire de sa température.

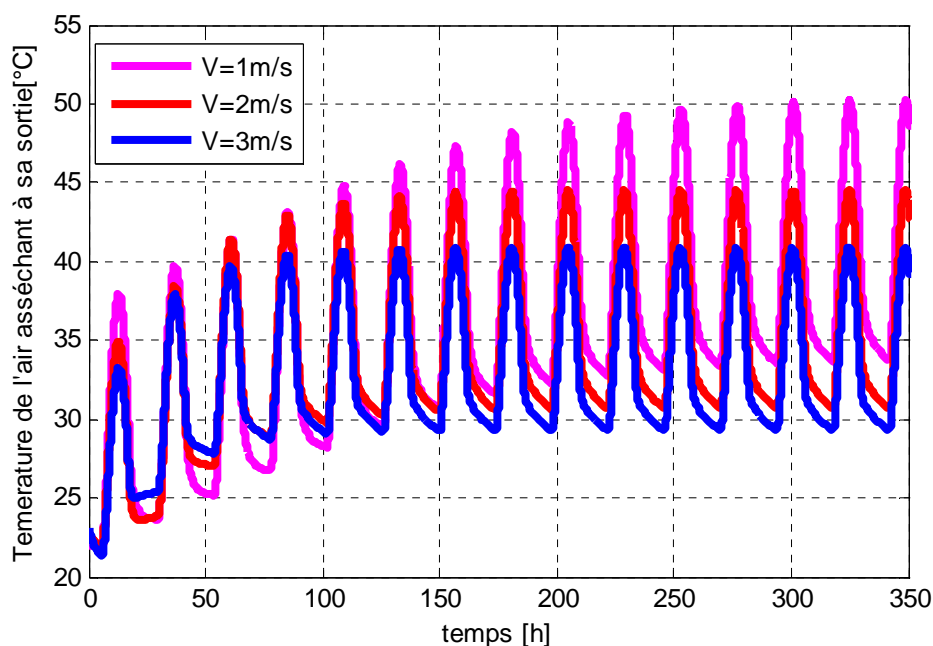


Figure 4. 33: Influence de la vitesse de l'air asséchant sur la variation horaire de sa température.

On présente sur la figure 4.33, l'influence de la vitesse de l'air asséchant sur la variation horaire de sa température.

D'après cette figure, on voit qu'une augmentation de vitesse de l'air asséchant entraîne la diminution dans la température de l'air asséchant.

Ceci s'explique simplement par le fait que lorsque la vitesse de l'air croît, la quantité d'air à chauffer augmente, entraînant une diminution de sa température de sortie.

#### Isothermes de désorption du bois

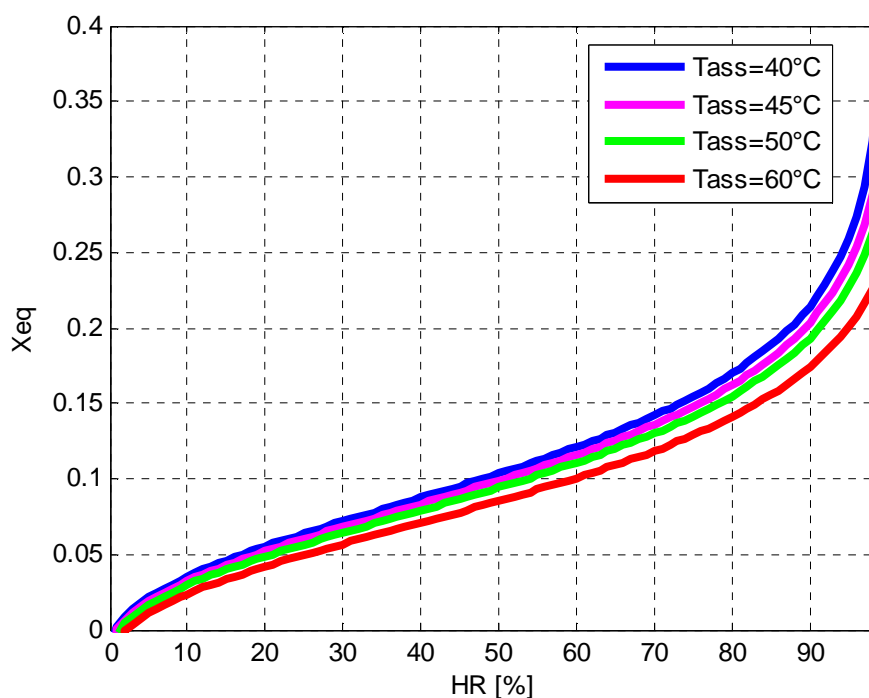


Figure 4. 34: Isothermes de désorption sur le bois.

Les résultats présentés sur la figure 4.34 sont obtenus pour le bois pour quatre températures différentes. On constate que ces courbes suivent pratiquement la même allure. Le même type d'isothermes de désorption sur le bois a été observé par Bongiovanni , Léonard et Vaxelaire et al. Cette figure montre un taux d'eau liée relativement faible pour une humidité relative faible, celle-ci augmentant progressivement à humidité relative croissante. En effet, la

teneur en eau liée dépend de l'air ambiant, de la température et de l'humidité relative.

Influence de la température de l'air asséchant sur la variation horaire de la masse évaporée de l'eau et de la masse humide du produit.

On présente sur la figure 4.35 la variation horaire de la masse évaporée de l'eau et de la masse humide du produit est présentée pour plusieurs valeurs de températures de l'air asséchant (35°C ,45°C et60°C) et pour une humidité relative de 50 %.

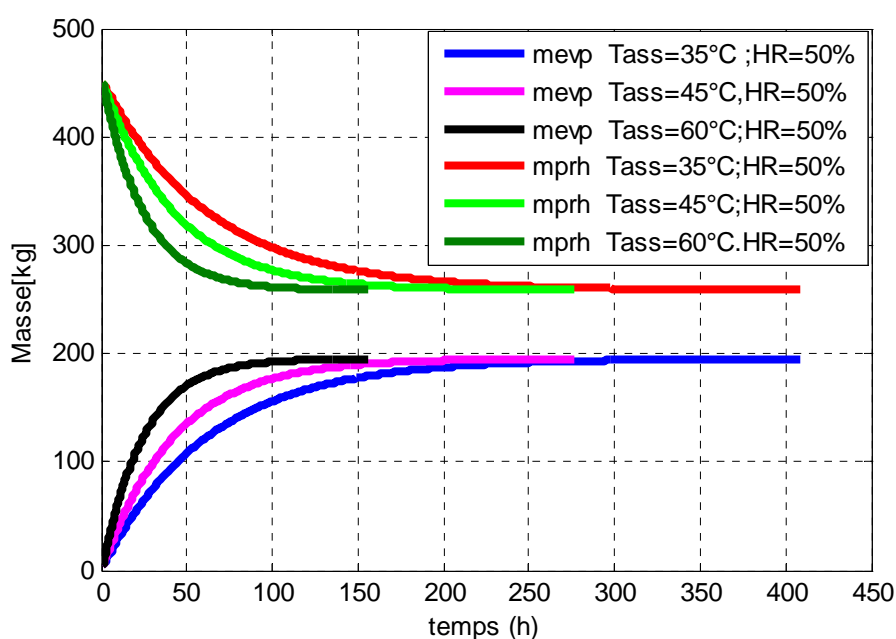


Figure 4. 35: Influence de la température de l'air asséchant sur l'évolution horaire de la masse humide du produit et de la masse évaporée de l'eau.

L'augmentation de la température de l'air asséchant conduit à la diminution, de manière plus rapide, de la masse humide du produit ; en effet, par exemple pour une température de 60°C, il suffit une durée de 150 heures pour diminuer la masse humide du produit de 450 kg jusqu'à 255 kg. Alors que pour une température de l'air asséchant de 30° C, il faut 350 heures pour la même diminution de la masse humide du produit.

D'autre part, l'élévation de la température de l'air de séchage permet de raccourcir le temps de l'évaporation, par exemple une température de 60 °C le temps nécessaire pour évaporer une quantité de 198 kg de l'eau est 150 heures tandis que pour une température de 35 heures cette durée est insuffisante il faut prendre 240 heures pour qu'elle soit suffisante ainsi que pour la température de 45°C la durée suffisante est de 250 heures.

C'est logique parce que l'augmentation de la température de l'air asséchant fait à augmenter la quantité de chaleur qui sert à extraire une grande quantité de l'eau par l'évaporation.

Influence de l'humidité relative de l'air asséchant sur la variation temporelle de la masse évaporée de l'eau.

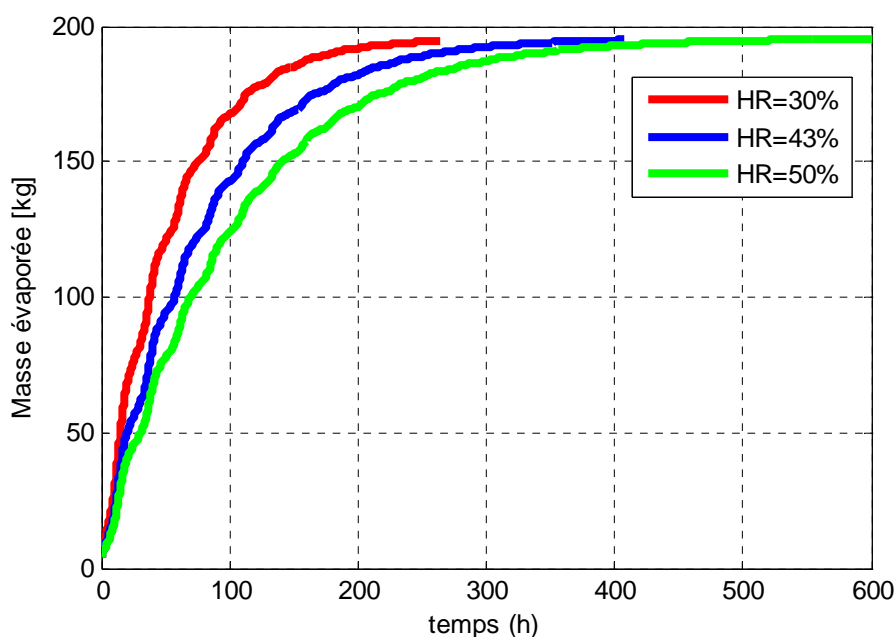


Figure 4. 36: Influence de l'humidité relative de l'air asséchant sur la variation temporelle de la masse évaporée de l'eau.

La figure 4.36 représente l'influence de l'humidité relative de l'air asséchant sur la variation temporelle de la masse évaporée de l'eau, nous en déduisons que la diminution de l'humidité relative de l'air asséchant conduit à la réduction du temps d'évaporation .et ceci peut être expliqué par le fait que l'augmentation de l'humidité relative entraîne l'augmentation de la pression de vapeur et par

conséquence la diminution du potentiel d'échange entre l'air et le produit d'où, la diminution de la masse évaporée du produit et l'inverse qu'on diminue l'humidité relative.

#### Influence de l'épaisseur sur la variation temporelle de la masse humide du produit.

La figure 4.37 nous donne l'évolution temporelle de la masse humide du produit pour trois épaisseurs différentes (18,27 et 41mm) .nous pouvons en déduire que l'abaissement de l'épaisseur conduit au décroissement rapide de la masse humide du produit et l'inverse quand l'épaisseur augmente cela veut dire que l'accroissement de l'épaisseur conduit au décroissement lente de cette masse.

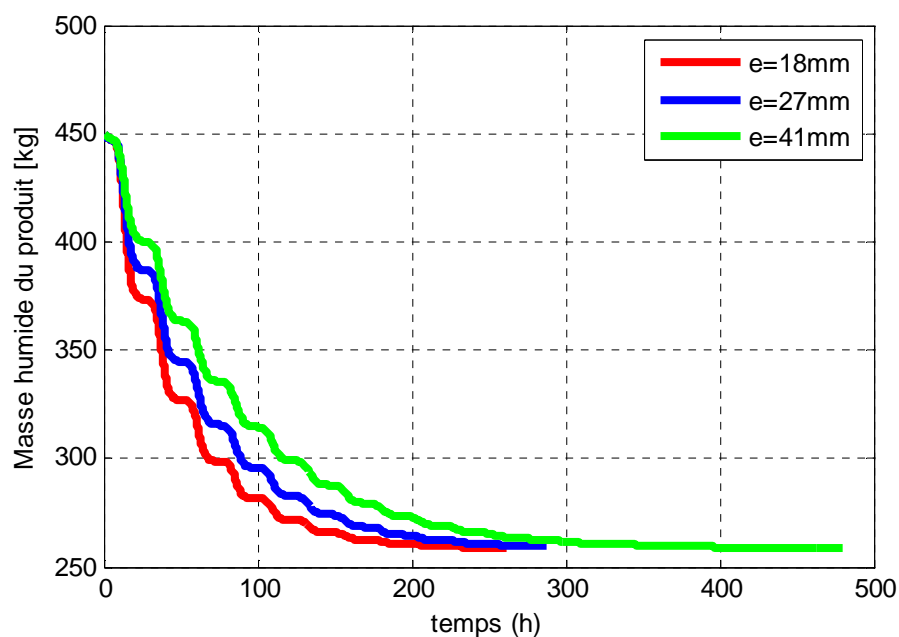


Figure 4. 37: Influence de l'épaisseur de la planche sur la variation temporelle de la masse humide du produit.

#### Influence la température de l'air asséchant sur la variation de la chaleur massique du produit.

Il est remarqué de la figure 4.38 que la capacité thermique du produit, au cours du temps, va diminuer de manière rapide, quand la température de l'air asséchant augmente c'est tout à fait logique parce que l'augmentation de la température permet de vaporiser une grande quantité d'eau du produit.

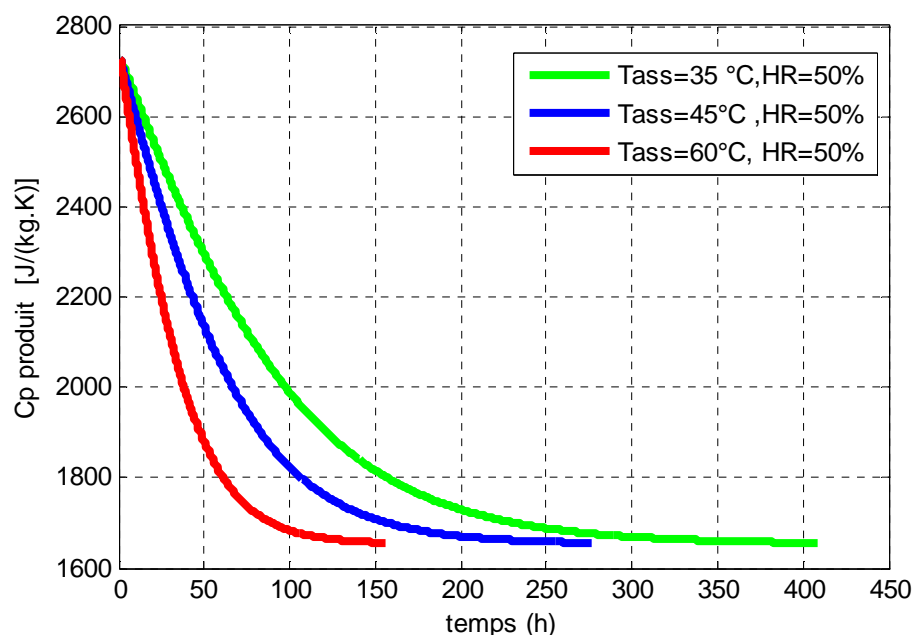


Figure 4. 38: Influence la température de l'air asséchant sur la variation de la chaleur massique du produit.

Il est remarqué de la figure 4.38 que la capacité thermique du produit, au cours du temps, va diminuer de manière rapide, quand la température de l'air asséchant augmente c'est tout à fait logique parce que l'augmentation de la température permet de vaporiser une grande quantité d'eau du produit.

### **4. 3. CONCLUSION**

L'étude de la sensibilité de la teneur en eau et de la masse du produit retenue aux variables opératoires a permis de hiérarchiser toutes les variables par ordre d'influence. D'après cette étude les paramètres opératoires qui influencent significativement sur le profil de teneur eau et de la masse retenue dans le séchoir sont:

- La température de l'air asséchant ;
- L'humidité de l'air asséchant.
- L'épaisseur de la planche du bois.
- La vitesse de l'air asséchant.



Les résultats de la simulation numérique montrent que le modèle choisi donne des résultats acceptables. Ainsi, le modèle numérique que nous avons développé permet de décrire d'une manière satisfaisante le procédé de séchage.

## CONCLUSION GENERALE

L'étude que nous avons menée sur le séchoir indirect en convection forcée, a consisté à l'étude de deux grands axes, à savoir une partie de rayonnement solaire au niveau des deux capteurs solaires, l'un mini de chicanes et l'autre sans chicanes, et une partie de séchage dans la chambre de séchage.

Dans un premier temps nous comparons deux modèles de capteur parmi lesquels nous avons retenu celui qui a le meilleur rendement pour servir à la simulation de séchage du bois. Dans le deuxième temps nous avons développé un modèle numérique qui décrit le comportement thermique d'un séchoir solaire fonctionnant en convection forcée et étudie les différents paramètres influençant sur la cinétique de séchage du bois.

Afin d'appréhender l'influence de la variation des caractéristiques de l'air (température, humidité, vitesse) et l'épaisseur du bois sur les cinétiques globales de séchage, nous avons simulé, dans cette étude, les échanges de chaleur et d'humidité au sein du produit. Qui est basée sur la résolution de système d'équations différentielles pour compléter le modèle développé, nous avons retenu le modèle de CHRUSCIEL et al décrivant le séchage du bois qui est basé sur la recherche d'une relation reliant la vitesse de séchage réduite en fonction de la teneur en eau réduite.

La méthode des différences finies (Runge-Kutta d'ordre 4) a été utilisée pour résoudre ces systèmes d'équations différentielles.

Cette étude a montré que l'usage des ailettes dans l'absorbeur de capteur est plus efficace que celui sans ailettes, et ceci montre l'utilisation de capteur solaire avec ailettes dans le deuxième temps pour faire la simulation de séchage du bois.

D'après les courbes de séchage obtenues à différentes températures et à différentes humidités, on peut noter que les courbes de séchage affichent une seule phase appelé phase du ralentissement.

Les résultats obtenus, dans les différentes conditions opératoires, ont montré que :

-Le modèle numérique utilisé nous a permis d'obtenir un bon accord entre les valeurs prédites et les résultats expérimentaux.

-La température, l'humidité de l'air asséchant et l'épaisseur des planches du bois est les paramètres les plus importants dans le processus de séchage du bois.

Au regard des résultats obtenus, de nombreuses perspectives peuvent être envisagées :

- prise en considération la deuxième dimension dans la simulation, afin d'avoir une meilleure prédiction de la teneur en eau du bois.
- l'intégration du stockage d'énergie pour avoir une meilleure performance du séchoir.
- L'étude d'un modèle économique pour estimer le coût du séchoir solaire.

Nous souhaitons enfin, que ce travail puisse contribuer à sensibiliser davantage les étudiants sur l'intérêt de séchage.

## ANNEXE A

Calcul de l'humidité absolue de l'air humide [7]

$$HR_{ass} = 0.622 \cdot \frac{\varphi \cdot P_s}{P_{atm} - \varphi \cdot P_s}$$

$$P_s = 10^{\left( 17.433 \cdot \frac{2795}{T} - 33.868 \cdot \log_{10}(T) \right)}$$

$T$  : Température en K

Le fluide caloporteur utilisé est de l'air ; ses caractéristiques thermo-physiques sont données par les équations [51]:

$$\mu_f = \{1.983 + 0.00184 \cdot (T_f - 300)\} \cdot 10^{-5} \quad \text{Viscosité dynamique de l'air} \quad [\text{kg/s}^2]$$

$$\rho_f = 1.1774 - 0.00359 \cdot (T_f - 300) \quad \text{Masse volumique de l'air} \quad [\text{kg/m}^3]$$

$$k_f = 0.02624 + 75 \cdot (T_f - 300) \cdot 10^{-7} \quad : \text{Conductivité thermique de l'air} \quad [\text{W/(m.K)}]$$

$$Cp_f = 1005.7 + 0.066 \cdot (T_f - 300) \quad \text{Capacité calorifique de l'air} \quad [\text{J/(kg.K)}]$$

## ANNEXE B

Le nombre de Nusselt est donné par :

$$Nu = \frac{hL}{\lambda_f}$$

Ce nombre Caractérise l'échange thermique entre le fluide et la paroi

Le nombre de Reynolds est donné par :

$$Re = \frac{\rho_f VL}{\mu}$$

Re Nombre de Reynolds, il Caractérise le régime d'écoulement

Re < 2000 Écoulement laminaire

Re > 3000 Écoulement turbulent

Le nombre de Prandtl est défini par

$$Pr = \frac{C_p \mu}{\lambda_f}$$

Ce nombre caractérise les propriétés thermiques du fluide

La valeur de  $h$  peut être calculé à partir d'études expérimentales des corrélations sont proposées par différents auteurs

Le nombre de Grashof est défini par :

$$Gr = \frac{\rho_f g \beta \Delta T L^3}{\mu^2}$$

$g$  Accélération de la pesanteur (9,81 m/s<sup>2</sup>)

$\rho_f$  Masse volumique du fluide en kg / m<sup>3</sup>

$\mu$  Viscosité dynamique du fluide en Pa.s

Où  $E_c = \frac{V^2}{\Delta T C_p}$  est le nombre de d'Eckert[28]

## ANNEXE C

La méthode de Runge et Kutta d'ordre 4 (RK4). C'est une méthode la plus utilisée pour résoudre un système d'équation différentiel:

Pour un système de deux équations couplées de la forme:

$$\left\{ \begin{array}{l} y_0, z_0 \text{ donnés} \\ y' = f(t, y(t), z(t)) \\ z' = g(t, y(t), z(t)) \end{array} \right.$$

On calcule les coefficients suivants:

$$\left\{ \begin{array}{l} K_1 = h.f(t_n, y_n, z_n) \\ K_2 = h.f(t_n + \frac{h}{2}, y_n + \frac{K_1}{2}, z_n + \frac{L_1}{2}) \\ K_3 = h.f(t_n + \frac{h}{2}, y_n + \frac{K_2}{2}, z_n + \frac{L_2}{2}) \\ K_4 = h.f(t_n + h, y_n + K_3, z_n + L_3) \end{array} \right.$$

$$\left\{ \begin{array}{l} L_1 = h.g(t_n, y_n, z_n) \\ L_2 = h.g(t_n + \frac{h}{2}, y_n + \frac{K_1}{2}, z_n + \frac{L_1}{2}) \\ L_3 = h.g(t_n + \frac{h}{2}, y_n + \frac{K_2}{2}, z_n + \frac{L_2}{2}) \\ L_4 = h.g(t_n + h, y_n + K_3, z_n + L_3) \end{array} \right.$$

Donc la solution s'obtient par:

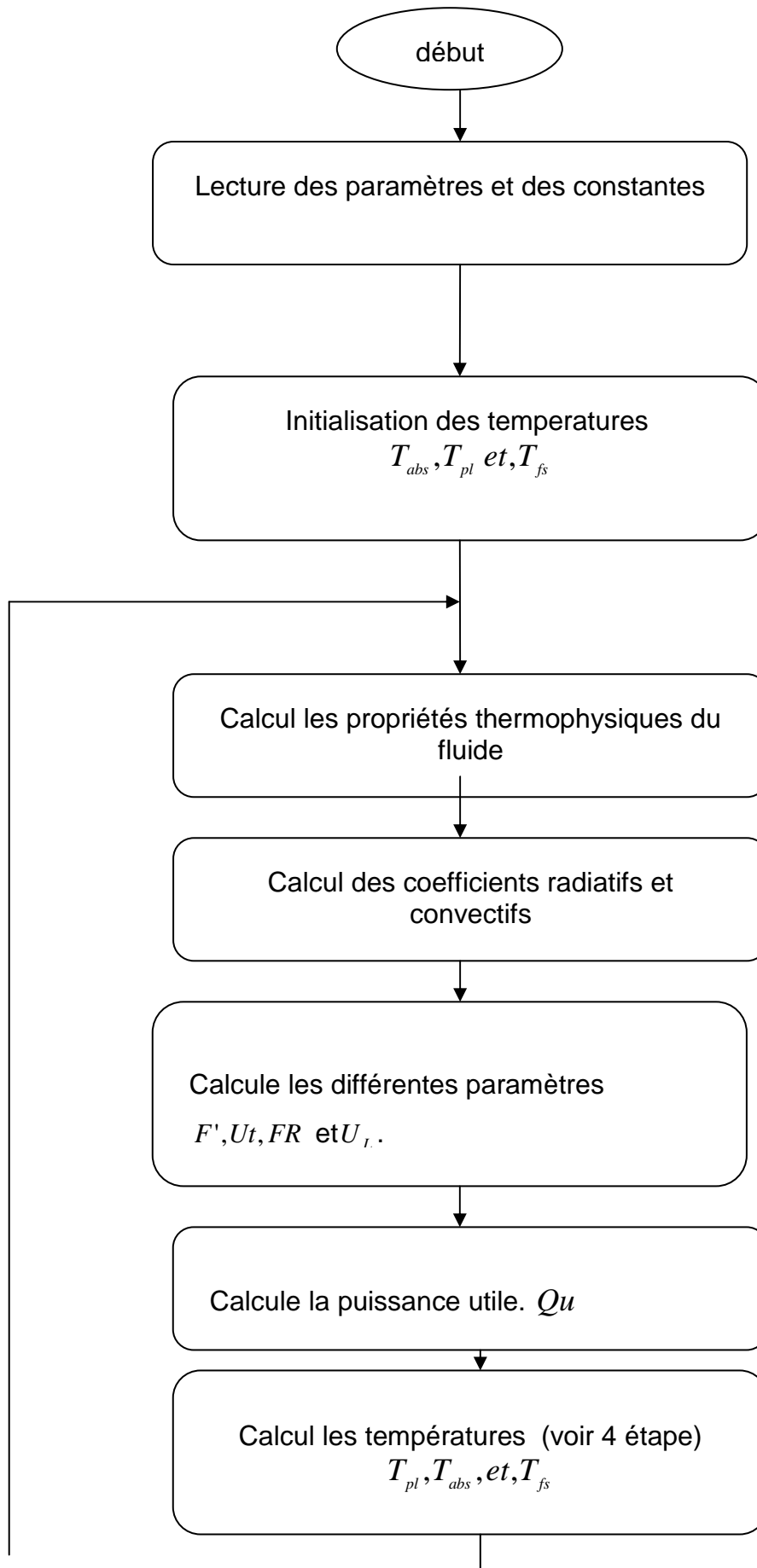
$$y_{n+1} = y_n + \frac{1}{6}(K_1 + 2.K_2 + 2K_3 + K_4)$$

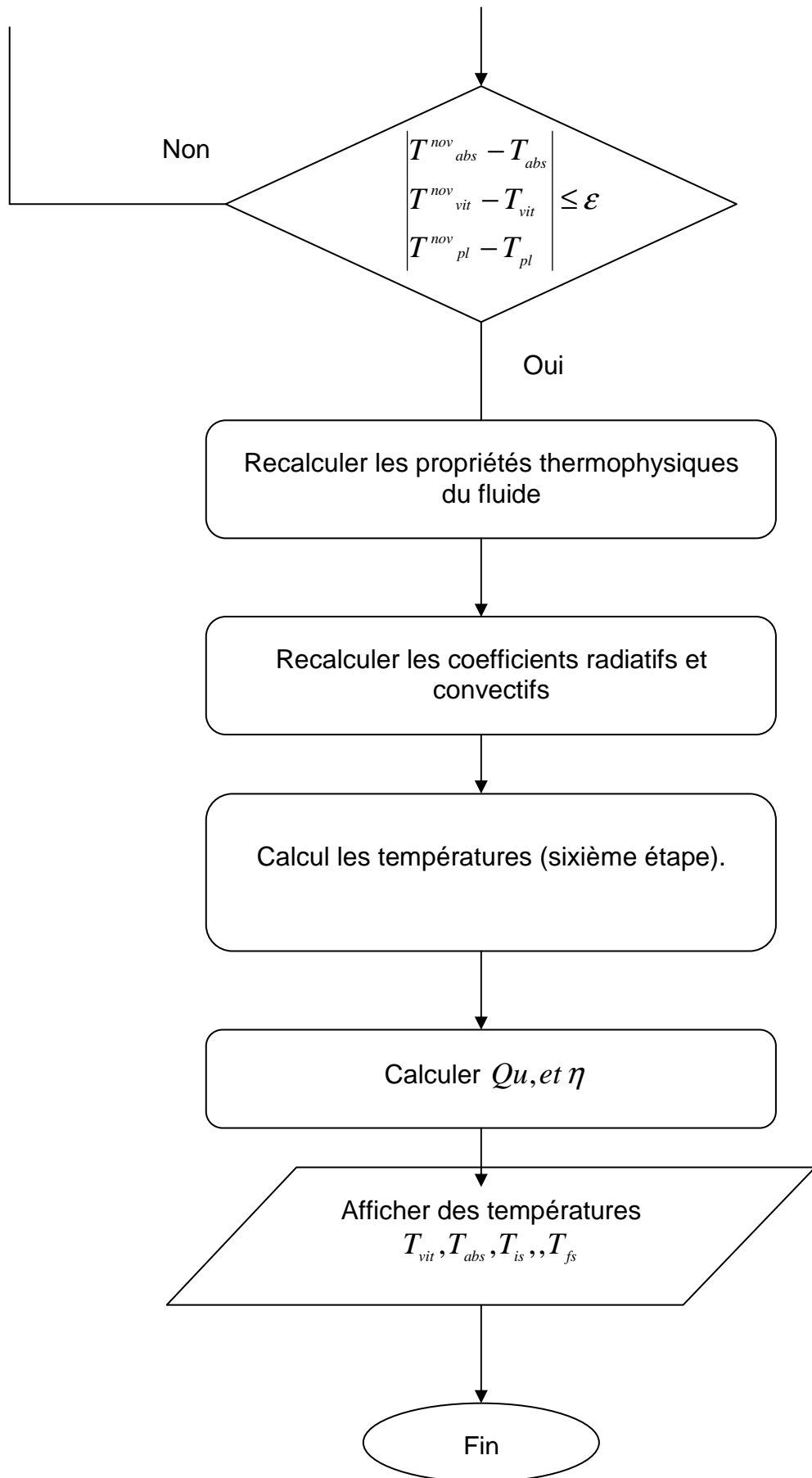
$$z_{n+1} = z_n + \frac{1}{6}(L_1 + 2.L_2 + 2L_3 + L_4)$$

Avec:  $y_{n+1} = y(t + \Delta t)$ ,  $z_{n+1} = z(t + \Delta t)$ ,  $y_n = y(t)$ ,  $z_n = z(t)$  et  $h = \Delta t$ .

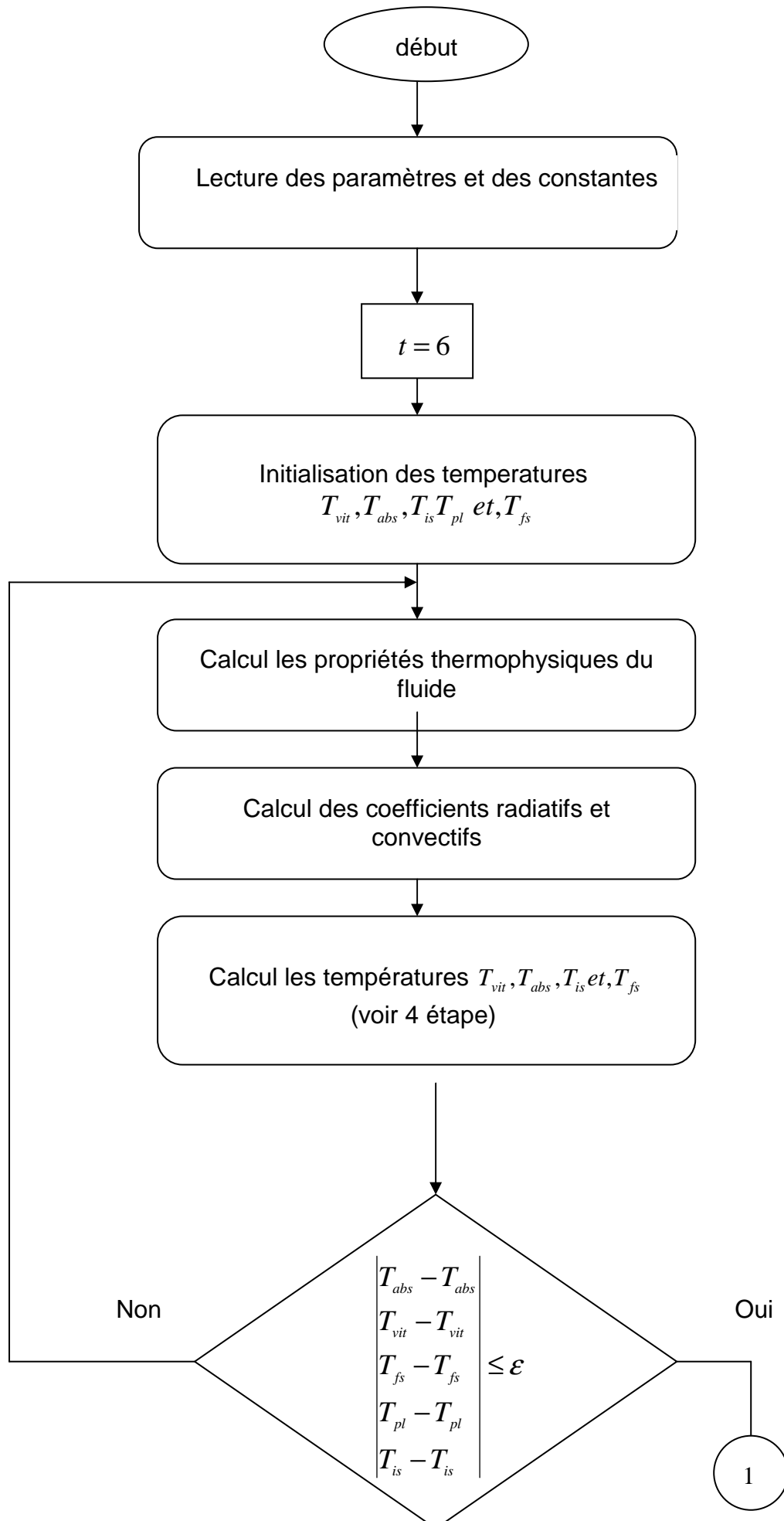
De la même façon on peut généraliser simplement l'application des méthodes de Runge-Kutta d'ordre 4 aux systèmes de n'importe quel degré.

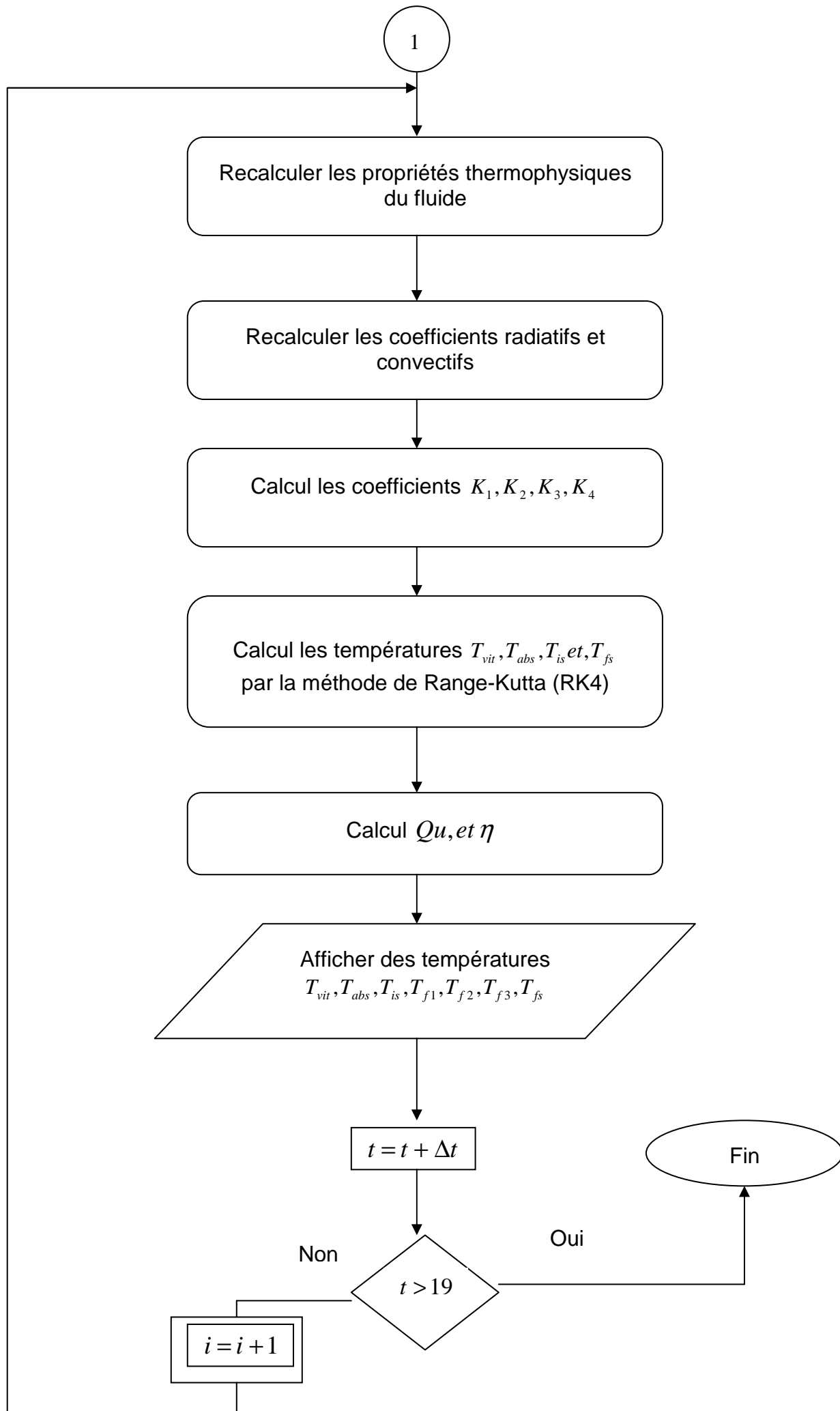


Organigramme utilisé pour la méthode de Klein



Organigramme utilisé pour la méthode de Range-Kutta 4





## LISTE DES SYMBOLES ET DES ABREVIATIONS

$A$ : Surface d'échange.	$[m^2]$
$Alb$ : Albédo	$[-]$
$C_p$ : Chaleur massique	$[J/(kg.K)]$
FR : Facteur de conductance	$[-]$
$F'$ : Efficacité thermique de l'absorbeur.	$[-]$
$HR_a$ Humidité relative de l'air.	$[\%]$
$L_v$ : Chaleur latente de vaporisation	$[J/kg]$
R : Constante des gaz parfaits.	$[J/(mole.K)]$
$RCE$ : Rapport de consommation énergétique	$[J/(kg)]$
$I_{dir}$ : Eclairement direct	$[W/m^2]$
$I_{dif}$ : Eclairement diffus	$[W/m^2]$
$I_t$ : Eclairement global	$[W/m^2]$
$T$ : Température	$[K]$
$U_b$ : Pertes à l'avant du capteur.	$[W/m^2]$
$U_t$ : Pertes à l'arrière du capteur.	$[W/m^2]$
$U_L$ : Coefficient global de pertes thermiques du capteur	$[W/m^2]$
$V$ : Vitesse	$[m/s]$
$\Delta HA$ : Variation de l'humidité absolue	$[kg \text{ d'eau } / kg \text{ d'air sec}].$
$X$ : Teneur en eau du produit (en base sèche)	$[kg \text{ d'eau } / kg \text{ MS}].$
$\dot{X}$ : Vitesse de séchage	$[kg \text{ d'eau } / kg \text{ MS/s}].$

$XR$ : Teneur en eau réduite.	[-].
$a_w$ : Activité de l'eau	[-].
$az$ : Azimut du soleil	[-]
$h$ : Constante de Planck :	[ $J / s$ ]
$h_s$ : Hauteur du soleil	[m]
$h_{cv}$ : Coefficient du transfert convectif	[ $W / (m^2 .K)$ ]
$h_{ry}$ : Coefficient du transfert radiatif	[ $W / (m^2 .K)$ ]
$h_{cd}$ : Coefficient du transfert conductif	[ $W / (m^2 .K)$ ]
$m$ : masse	[kg]
$P_v$ : Pression de vapeur de l'eau pure	[Pa]
$P_s$ : Vapeur saturée	[Pa]
$t_{sv}$ : Temps solaire vrai.	[s]
$\delta$ : Angle déclinaison	[°]
$\eta_j$ : Rendement journalier	[%]
$\rho$ : Masse volumique	[ $kg / (m^3)$ ]
$\mu$ : Viscosité dynamique	[ $Pa.s$ ]
$\alpha$ : Coefficient d'absorption.	[-].
$\rho$ : Coefficient de réflectivité.	[-]
$\tau$ : Coefficient de transmissivité.	[-]
$\varepsilon$ : Emissivité	[-]
$\sigma$ : Constante de Stefan-Boltzmann	[ $W / K^{-4}$ ]

## **INDICES**

$s$  : Sortie

$e$  : Entrée

$m$  : Moyenne

$abs$  : Absorbeur

$abs$  : Ambient

$vit$  : Vitrage

$is$  : Isolant

$f$  : Fluide

$pl$  : plaque

$ass$  : Air asséchant à la sortie de la chambre de séchage.

## **NOMBRES ADIMENSIONNELS**

: Nombre de Reynolds  $Re$

$E_c$  : Nombre de Eckert.

$Pr$  : Nombre de Prandtl

$Gr$  : Nombre de Grashof

## REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [1]. M.S.A Kechebar;" Economie du bois en Algérie Etat actuel et perspectives"; Mémoire de Magister; Université Mentouri Constantine; (2008).
- [2]. A.GIANA,"influence de la structure du bois sur ses propriétés physico mécaniques à des teneurs en humidité élevées", Thèse de doctorat, Université Laval, 2006.
- [3]. Tiago Edson S. SEGURA,"Etude des propriétés viscoélastiques du bois saturé de Peuplier et d'Eucalyptus", Université de Sao Paulo-USP; (2007).
- [4]. M .Mohssine;" Modélisation du comportement mécanique du bois au cours du séchage", Thèse de doctorat, Université de Laval, (2006).
- [5]. B.Bario, et K.Michel," technologie : introduction au génie chimique", Dunod, tome 1 France (1971).
- [6]. Remache et A. Belhamri ;" Modélisation du séchage par convection ", Revue des Energies Renouvelables CISM'08 Oum El Bouaghi, 289 – 297, (2008).
- [7]. B.Touati,"Etude théorique et expérimentale du séchage solaire des feuilles du menthe verte (*Mentha viridis*), thèse de doctorat ; Tlemcen, (2004).
- [8]. Séchage ULg, Faculté des Sciences Appliquées, Département de Chimie Appliquée, Laboratoire de Génie Chimique, Léonard Angélique, Qu'est-ce que le séchage?disponible sur le site:  
[http://www.lassc.ulg.ac.be/webCheng00/Ingenieur Energie /Sechage.pdf](http://www.lassc.ulg.ac.be/webCheng00/Ingenieur_Energie_/Sechage.pdf).
- [9] Migration disponibilité, et état de l'eau dans les systèmes alimentaires:comment les mesurer pour prédire la stabilité des aliment?  
disponible sur le site: [http://www2.unil.ch/lau/cours\\_phys/H2O.pdf](http://www2.unil.ch/lau/cours_phys/H2O.pdf).
- [10]. Séchage des solides disponible sur le site :"[educnet. education.fr /rnchimie/ .../ rtf / séchage\\_solide, pdf](http://educnet.education.fr/rnchimie/.../rtf/séchage_solide.pdf).
- [11]. Séchage ,UFA 2 disponible sur le site: [industrie.des.procedes.sfr.fr/cours \\_unité pilote de réaction type grignard](http://industrie.des.procedes.sfr.fr/cours_unité_pilote_de_réaction_type_grignard).
- [12]. "Influence du séchage sur les teneurs en calcium et en phosphore de l'igname.*dioscorea schimperiana*"; disponible sur le site [www.geniebli.ac-aix-](http://www.geniebli.ac-aix-)



marseille.fr/bois.

- [13]. M. Haddadi, A. Malek et M. Koussa ; "Validation de quelques modèles de reconstitution des éclaircissements dus au rayonnement solaire direct, diffus et global par ciel clair"; Revue des Energies Renouvelables Vol. 9 N°4 307 – 332; (2006).
- [14]. A.Bouden," Analyse optimisée de système de pompage photovoltaïque" Mémoire de Magister ; Université de Constantine; (2008).
- [15]. M.Pierre , "Génie industriel alimentaire:les procédés physiques de conservation" Tome1,Tec et Doc,Lavoisier,Paris,2<sup>ème</sup> édition (1996).
- [16]. N.Bikkui ,A.Zoulalian;A.Hakem;F.Bentayeb;A.Sesbou;"Modiling of a solar Wood.dryer with glazed walls";Mederas.Cienca y Tecnologia Vol 11;191-205;3,(2009).
- [17]. André .C et Roland .C "Séchage Théorie et calculs "Technique de l'ingénieur" , J2480.
- [18]. "Généralité sur le séchage "; disponible sur le Site : <http://faculty.Ksi.edu.sa.Kamelsmida/My%20Master/Chap1.pdf>.
- [19] B.Patrick ; P.Antoine St Amour;" Étude de conception de séchoir à bois spécialisé";projet appliqué de fin d'études en ingénierie dans le cadre du programme de baccalauréat en génie électromécanique; Université du Québec en Abitibi- Témiscamingue;(2012).
- [20]. "Le séchage des fourrages, La qualité au service du développement et de l'environnement," Programme régional de lutte contre l'effet de serre et pour le développement durable, Preludde ;2000-2006.
- [21].R. Miri 2, S. El Mokretar , M. Belhamel, "Etude du Bilan d'Energie et de Masse d'un Séchoir de Type Serre Applications au Séchage des Produits Agro-alimentaires ", Rev. Energ. Ren. Vol. 7 109-123, (2004).
- [22].Saccadera,J.F," Initiation au transferts thermiques" ,Tec et Doc,Lavoisier,Paris,2<sup>ème</sup> édition (1993).
- [23]. LE séchage thermique, Département Industrie et Agriculture ADEME/DABEE /Département Industrie et Agriculture; 20/06/2006.
- [24]. Hery rakotondramiarana, dominique morau, laetitia adelard, jean-claude gatina," modélisation du séchage solaire : "application au séchage en couche mince des boues solides des stations d'épuration ",12èmes Journées Internationales de Thermique,5 au 17 Novembre 2005.

- [25]. A. Boulemtafes-Boukadoum,, N. Benaouda,, H. Derbal, A. Benzaoui,  
" Analyse énergétique et thermique du processus de séchage de la menthe par énergie solaire ", Revue des Energies Renouvelables SMSTS'08 Alger 89 – 96, (2008).
- [26]. A. Belghit , M. Belahmidi , A. Bennis , B. C Boutaleb , Sauveur Benet ,  
" Etude numérique d'un séchoir solaire fonctionnant en convection forcée"  
,Revue CLn Thermique 36, 837-850;(1997) .
- [27]. Charreau A., Cavaille R.," Séchage théorie et pratique", Technique de  
l'Ingénieur, génie des procédés, 2480-1; 2480-23, (1991).
- [28]. S. El mokretar" Contribution théorique et expérimentale à l'étude du bilan  
d'énergie.et de masse d'un séchoir solaire de type serre. Application à la  
détermination de la cinétique de séchage des prunes", memoire de magister,  
Université de USTHB, 2009
- [29]. C. Bonazzi : "Séchage des produits alimentaires" ; Technique de l'ingénieur.
- [30]. Michael W. Bassey et O.G. Schmidt," Le séchage solaire en Afrique ",  
Compte rendu du colloque tenu à Dakar, Sénégal, du 21 au 24 juillet 1986,
- [31]. A. Guidoum, Bois Matériaux de Construction 1 disponible sur le site:
- [32]. J.A.Duffie; W.A.Beckman, Solar Engineering of Thermal Processes; Second  
edition Wiley, Interscience, New York, 1974.
- [33]. M.H.Teruel ; C.Y. Nakashima; P.Paglione, rectangular offset strip-fin heat  
exchanger.lumped parameters dynamic model;3rd CTA-DLR Workshop on  
Data Analysis et Flight Control;, S. J. Campos, SP, Brazil; September 14-16,  
(2009).
- [34]. N.Moummi, A.Moummi, N.Chouchane, K.Aoues, T.Bouziane et A. Aliouali;  
" Modélisation et simulation des performances des insolateurs plans en vue  
de la valorisation du gisement solaire dans divers contextes climatiques et  
géographiques"; 18ème congrès français de mécanique grenoble, 27-31  
août( 2007).
- [35].R.Leleu;"Procédé thermique de base";hermes Science:Lavoisier;(2002).
- [36].Benaouda.N, Benhamou. A, Biddari.A,Abdellaoui.M,,Belhamel.M  
;"Conception, réalisation et expérimentation d'un séchoir à chauffage  
partiellement solaire fonctionnant en convection forcée", Laboratoire de  
Thermique ;Centre de Développement des Energies  
Renouvelables, Route de l'observatoire BP62 Bouzaréah, Alger, ALGERIE.

- [37]. L. Chrusciel, E. Mougel, A. Zoulalian, T. Meunier ;"Characterisation of water transfer in a low temperature convective wood drier: influence of the operating parameters on the mass transfer coefficient" Holz als Roh- und Werkstoff (c) Springer-Verlag 439- 445; 57 (1999).
- [38]. F.P. Kollman and W.A. Cote,; "Principles of wood science and technology", Volume I, Solid wood, Spinger-Verlag Edition, (1984).
- [39]. "Caractérisation thermodynamique de surfaces, adsorption, condensation capillaire" disponible sur le site:[allos.up.univ-mrs.fr/surface/cours-car](http://allos.up.univ-mrs.fr/surface/cours-car).
- [40]. Yves.J,"isotherme de sorption ", juillet (2008).
- [41]. J. J. bimbenet , A. duquenoy, G. trystram ; "Génie des Procédés alimentaires. Des bases aux applications". Dunod, Paris, (2002)
- [42]. H.A.Khater, N.H.Helwa, M.M.Enayet, et M. I. Hashish, "Optimization of Solar Kiln for Drying Wood ", Drying Technology, Vol. 22, No.4, pp.677–701,(2004).
- [43]. A. Labed, N. Moumami, K. Aouès, M. Zellouf et A. Moumami;" Etude théorique et expérimentale des performances d'un capteur solaire plan à air muni d'une nouvelle forme de rugosité artificiel".Revue des Energies Renouvelables Vol. 12 N°4 551 – 561;(2009).
- [44]. W.Michael; Basseyy et O.G. Schmidt," Le séchage solaire en Afrique ", Compte rendu du colloque tenu à Dakar, Sénégal, du 21 au 24 juillet (1986),
- [45]. D. Semmar , S. Betrouni et D. Lafri , "Etude et Réalisation d'un Capteur Solaire à Air ",Rev. Energ. Ren. : Physique Energétique , 33 – 38;(1998).
- [46]. M.A. Hossain, B.K. Bala ;" Drying of hot chilli using solar tunnel drier ";Solar Energy 85–92; 81 (2007).
- [47]. J.-P.Nadeau, D. Luna, Y.Jannot,"Solar timber kilns: State of the art and foreseeable developments", RenewableandSustainableEnergyReviews13; 1446–1455; (2009).
- [48]. A.Lamharrar, M.Kouhila, A. Idlimam , "séchage solaire convectif en couches minces des feuilles d'absinthe (Artemisia arborescens) ",12èmes Journées Internationales de Thermique, Tanger, Maroc du 15 au 17 Novembre (2005).
- [49]. Abane.A, Dubois.A, Ouagued.M, Si-youcef. M, Leray, "Etude expérimentale de capteurs solaires à air:le séchage de la figue", Technologie avancées, N° 17, Janvier (2005).
- [50]. S. Oudjedi, A. Boubghal, W. Braham Chaouch, T. Chergui et A. Belhamri2 "Etude théorique et expérimentale d'un capteur solaireà air destiné au

- séchage (Partie: 1)" Revue des Energies Renouvelables SMSTS'08 Alger 237 – 248; (2008).
- [51]. M.Alia ; "Modélisation des capteurs solaires plans à air destinés au séchage (convection forcée)"; Mémoire de Magister; Université de Tiaret; (2005).
- [52]. Yves Jannot; Thermique solaire (2007).
- [53]. Yves Jannot," Du séchage des produits alimentaires tropicaux à la Caractérisation thermophysique des solides " pour habilitation a diriger des recherches, 7 juillet (2006).
- [54]. Lyes Bennamoun; "Contribution à l'étude des transferts couplés avec changement de phase dans un milieu poreux influence des conditions d'air variables sur la cinétique et le comportement global d'un séchoir solaire", Mémoire de magister ; Université Constantine; (2008).
- [55]. Basilico C; Martin M , Approche expérimentale des mécanismes de transfert au cours du séchage convectif a haute température d'un bois résineux., International Journal of Heat and Mass Transfer Volume 27, Issue 5, May 1984, Pages 657–668.
- [56]. D. Pallet , M. Fournier et A. Themelin , " Modélisation, identification et simulation d'un séchoir solaire à bois", Revue de la Physique Appliquée. 22 (1987) 1399-1409.
- [57]. P. Perre et A. Degiovanni, "Simulation par volumes finis des transferts couplés en milieux poreux anisotropes : séchage du bois à basse et à haute température", Int. J. Heat and Mass Transfer, Vol.33, 2463-2478 ;( 1990).
- [58]. H.A.Khater, N.H.Helwa, M.M.Enayet, et M. I. Hashish, "Optimization of Solar Kiln for Drying Wood ", DRYING TECHNOLOGY, Vol. 22, No.4, 677–701, (2004).
- [59]. A. Khouya, A.Draoui, N.Tlemçani," Contribution à l'étude comparative de trois configurations de capteurs solaires plans a air et a application au séchage du bois ".,12èmes Journées Internationales de Thermique, Tanger, Maroc du 15 au 17 Novembre (2005).
- [60]. Nabhani, Messaoud;"Application d'un modèle de transfert de masse et de chaleur au séchage à haute température : détermination expérimentale des paramètres du modèle et sa validation", thèse de Doctorat ; Université de Laval, (2007).
- [61]. D.Grenier, P. Bohuon ,J.-M.Méot, H.Baillères," Insightsin to fry-drying

- process of wood through a simplified approach of heat And mass transport phenomena ", Chemical Engineering and Processing 490–499; 49 (2010).
- [62]. D.Luna ,J.-P.Nadeau ,Y.Jannot," Model and simulation of a solar kiln with energy storage " , RenewableEnergy2533-2542;35 (2010).
- [63].M. Simo Tagne , A. Zoulalian, D. Njomo1 et B. Bonoma , " Modélisatio of desorption isotherms and estimation of the thermophysic and thermodynamic properties of tropical woods in Cameroon: The case of Ayous and Ebony woods", Revue des Energies Renouvelables Vol. 14 N°3 487 – 500; (2011).
- [64]. A. Ferradji, A. Malek, M. Bedoud, R. Baziz1 et S.A. Aoua," Séchoir Solaire à Convection Forcée pour le Séchage des Fruits en Algérie", Revue. Energ. Ren. Vol. 4 49 – 59; (2001).
- [65]. S. Oudjedi, A. Boubghal, W. Braham Chaouch, T. Chergui et A. Belhamri," Etude paramétrique d'un capteur solaire plan à air destiné au séchage (Partie:2)", Revue des Energies Renouvelables SMSTS'08 Alger 255 – 266; (2008).
- [66]. S.Youcef-Ali ,J.Y.Desmons," Numerical and experimental study of a solar Equipped with offset rectangular plate fin absorber plate", RenewableEnergy 2063–2075;31 (2006).
- [67]. M. M. Enayet, N. H. Helwa,H. A. Khater and M. I. Hashish, "Experimental Evaluation of Solar Kiln for Drying Wood";Drying Technology;Vol. 22, No. 4, pp.703–717, (2004).
- [68]. Rubén A. Ananias ,E.Mougel ,A. Zoulalian;" Introducing an overall mass-transfer coefficient for prediction of drying curves at low-temperature drying rates " Wood Sci Technol 43–56; 43(2009).
- [69]. Sotehi .O, "Etude et analyse de l'influence de l'écart de température (absorbeur- vitre) sur l'efficacité d'un capteur solaire",Mémoire de magister, Université de Constantine, (2007).
- [70].Souhil Seghir.O , Souad .H , Olivier .P , Daniel Laloy  
"Modélisation du comportement thermique d'un moteur synchrone à aimants permanents", 12èmes Journées Internationales de Thermique, Tanger, Maroc du 15 au 17 Novembre 2005.
- [71] Olivier. P «Evolution de la temperature d'une couche d'enrobé bitumineux nouvellement posée"; Centre de recherches routières CRR; Boulevard de la Woluwe 42 - 1200 Bruxelles CR 42/06.

[72]. R. Baronas, F. Ivanauskas, I. Juodeikienė, A. Kajalavičius ; « Modelling of Moisture Movement in Wood during Outdoor Storage » ; Nonlinear Analysis: Modelling and Control, , v. 6, No. 2, 3-14; 2001.