Contribution à l'étude des performances d'un séchoir serre avec stockage de chaleur dans des matériaux à changement de phase.

Orawan Aumporn

▶ **To cite this version:**

Orawan Aumporn. Contribution à l'étude des performances d'un séchoir serre avec stockage de chaleur dans des matériaux à changement de phase.. Matériaux et structures en mécanique [physics.class-ph]. Université de Perpignan, 2017. Français. NNT : 2017PERP0032 . tel-01682984

HAL Id: tel-01682984

https://theses.hal.science/tel-01682984

Submitted on 12 Jan 2018

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

THÈSE

Pour obtenir le grade de

Docteur

Délivré par

UNIVERSITE DE PERPIGNAN VIA DOMITIA

Préparée au sein de l'école doctorale **305 : Energie Environnement E²**

Et de l'unité de recherche : **LAMPS – EA UPVD 4217**

Spécialité :

Physique

Présentée par

M^me AUMPORN Orawan

TITRE DE LA THESE

Contribution à l'étude des performances d'un séchoir serre avec stockage de chaleur dans des matériaux à changement de phase

Soutenue le 7 décembre 2017 devant le jury composé de

M. Xavier CHESNEAU, MCF HDR,	Université de Perpignan Via Domitia	Examinateur
M. Serm JANJAI, Professeur,	Silpakorn University (Thaïlande)	Examinateur
M. Jean Claude GATINA, Professeur,	Université de La Réunion	Rapporteur
M. Philippe NARDIN, Professeur,	Université de Franche-Comté	Rapporteur
M. Belkacem ZEGHMATI, Professeur,	Université de Perpignan Via Domitia	Directeur

Dédicaces

Toutes les lettres ne sauraient trouver les mots qu'il faut…
Tous les mots ne sauraient exprimer la gratitude, l'amour,
Le respect, la reconnaissance…
Aussi, c'est tout simplement que

Je dédie cette thèse

"งานวิจัยและวิทยานิพนธ์เล่มนี้ ลูกสาวขอมอบให้พ่อกับแม่ เบส ปลา และบิ๊กบอส เพราะมันจะไม่สามารถสำเร็จได้เลยถ้าขาดกำลังใจดี ๆ จากทุกคนที่บ้าน หลาย ๆ ครั้งที่ต้องคุยโทรศัพท์กับลูกสาวจนดึก หลาย ๆ ครั้งที่ต้องเป็นที่ปรึกษา เป็นเพื่อนเวลาเหงา เป็นแม่ครัวที่คอยบอกสูตรอาหาร เป็นคนคอยกระตุ้นเวลาหมดแรง เป็นนาฬิกาปลุกเวลามีสอบ เป็นแหล่งเงินเวลาขาดแคลน จริง ๆ แล้วมันไม่ใช่แค่ปริญญาเอก แต่มันรวมถึงตั้งแต่เด็กจนทุกวันนี้ที่พ่อกับแม่ไม่เคยบังคับให้เลือกทางเดินในแบบที่ต้องการ แต่ปล่อยให้ลูกสาวตัดสินใจเอง เลือกทางเดินเอง เดินไปตามทางเรื่อย ๆ และก็ฝึกแก้ปัญหาด้วยตัวเอง แต่ทุกครั้งที่หันหลังกลับมาก็ยังเจอพ่อกับแม่อยู่ข้างหลัง คอยเป็นที่พักเวลาเหนื่อยให้ลูกสาวเสมอ ... ส่วนน้องชายของพี่นั้น ถึงเราจะได้คุยกันไม่บ่อย เพราะเบสก็มีครอบครัวต้องดูแล มีงานที่ต้องทำ แต่สำหรับพี่ เบสยังเป็นน้องชายตัวเล็ก ๆ เสมอ ทุกครั้งที่ได้คุยกันคือทุกครั้งที่พี่ได้กำลังใจจากหนู
รักมากนะครอบครัวของฉัน... "

A MA TRES CHERE MERE

Tu représentes pour moi le symbole de la source inépuisable, de tendresse, de patience, de sacrifice et d'amour. Toutes mes années d'études depuis la maternelle jusqu'à ce jour ne pouvaient être pour moi un succès sans tes bénédictions. Ta fille aura toujours besoin de ces bénédictions. Tu n'as pas cessé de me soutenir et de m'encourager durant toutes les années de mes études, tu as toujours été présente à mes cotés pour me consoler quand il fallait. En ce jour mémorable, pour moi ainsi que pour toi, reçoit ce travail en signe de ma vive reconnaissance et ma profonde estime.

A MON TRES CHER PERE

Autant de phrases et d'expressions aussi éloquentes soit-elles ne sauraient exprimer ma gratitude et ma reconnaissance. Tu as su m'inculquer le sens de la responsabilité, de l'optimisme et de la confiance en soi face aux difficultés de la vie. Tes conseils ont toujours guidé mes pas vers la réussite. Ta patience sans fin, ta compréhension et ton encouragement sont pour moi le soutien indispensable que tu as toujours su m'apporter.

Je te dois ce que je suis aujourd'hui et ce que je serai demain et je ferai toujours de mon mieux pour rester ta fierté et ne jamais te décevoir.

A MON TRES CHER PETIT FRERE

Je ne peux pas exprimer à travers ces lignes tous mes sentiments d'amour et de tendresse envers toi, mon cher frère.
Je te souhaite la réussite dans ta vie avec tout le bonheur qu'il faut pour te combler.
Merci pour ta précieuse aide et ta bonne humeur que tu m'as données pendant la réalisation de ce travail.
A toi mon frère je dédie cette thèse.

A MA BELLE SŒUR

Tu es pour moi une sœur et une amie plus qu'une belle sœur, nous avons partagé ensemble beaucoup de moments de joie et de frustration qu'on a pu surmonter ensemble.
Sois toujours comme je t'ai connue.
A toi je dédie ce travail.

A MES GRANDS PARENTS
A LA MEMOIRE DE MA GRANDE MERE

Pour votre soutien et vos encouragements.
Veuillez trouver dans ce modeste travail l'expression de mon affection la plus sincère.
Que Dieu le tout puissant, vous protège et vous garde.

A MES CHERS AMIS
(Thaïlande et France)

En souvenir des moments agréables passés ensemble. Veuillez trouver dans ce travail l'expression de ma tendre affection et mes sentiments les plus respectueux avec mes vœux de succès, de bonheur et de bonne santé.
Je souhaite de tout mon cœur que notre amitié reste pour toute la vie.

A tous ceux et celles qui me sont chers et que j'ai omis involontairement de citer.

Remerciements

Ce travail a été réalisé au Laboratoire de Mathématiques et PhySique (LAMPS) de l'Université de Perpignan Via Domitia. Je n'aurais jamais pu mener à bien mes travaux de thèse pendant trois années sans le soutien de beaucoup de personnes dont la générosité, la motivation et la bonne humeur m'ont beaucoup aidé dans mes travaux.

J'aimerais tout d'abord remercier mon directeur de thèse, le Professeur Belkacem ZEGHMATI, pour la confiance qu'il m'a accordée en acceptant d'encadrer mon travail. Ses multiples conseils, sa patience, sa disponibilité et sa sympathie m'ont permis d'être autonome tout au long de ma thèse. J'ai beaucoup appris à ses côtés et je lui adresse toute ma gratitude.

Je souhaiterais remercier Monsieur Serm JANJAI, professeur de « Silpakorn University » (Thaïlande) qui m'a permis de continuer mes études dans le cadre de ma thèse. Il a su me faire profiter de ses connaissances sur le séchage solaire. Ses conseils, ses connaissances et ses critiques m'ont guidé tout au long de cette thèse. Son accueil chaleureux pour un stage de trois mois dans son laboratoire « Solar Energy Research Laboratory » en Thaïlande m'a beaucoup motivé pour mener à bien la partie expérimentale de mes travaux de thèse.

J'adresse de chaleureux remerciements à Monsieur Xavier CHESNEAU, Maître de conférences, HDR, à l'Université de Perpignan Via Domitia, pour ses aides, ses conseils et sa bonne humeur qui ont contribué à remonter mon moral dans les moments de doute. J'ai pris un grand plaisir à travailler avec lui.

Je suis très honoré de remercier les rapporteurs de ma thèse Monsieur Jean Claude GATINA, Professeur de l'Université de la Réunion et Monsieur Philippe NARDIN de l'Université de Franche-Comté, pour l'intérêt qu'ils ont porté à mon travail.

Ce travail n'aurait pas été possible sans le soutien du gouvernement thaïlandais qui m'a permis grâce à une bourse d'effectuer mes études supérieures en France.

J'adresse tous mes remerciements au personnel du Laboratoire de Mathématiques et PhySique et plus particulièrement à Michel, Sylvia et Joëlle pour leur aide, leur soutien et leur encouragement.

Je remercie également les membres du laboratoire « Solar Energy Research Laboratory », Nakorn Pathom (Thaïlande), plus particulièrement Dr. Sumaman, Dr. Korntip, Dr. Sarawut, Dr. Prasan, Pranomkorn, pour leur aide, leur soutien, leur encouragement, leur bonne humeur et les échanges amicaux que nous avons eus. J'ai passé de très bon moment avec vous.

Je tiens également à remercier tous mes amis de l’équipe de Physique du Laboratoire de Mathématiques et PhySique : Saber, Hamza, Nidhal, Mériam, Olfa,…, pour leur aide, leur soutien, leur bonne humeur et leur encouragement pendant tout au long de ma thèse. Vous m’avez appris beaucoup de choses et j’ai beaucoup apprécié les nombreuses discussions que nous avons eues.

Enfin, j’adresse toute mon affection à ma famille, et en particulier à ma maman qui m’a fait comprendre la vie à travers tous les problèmes que j’ai rencontrés pendant ma thèse. Elle a su écouter toutes les péripéties survenues pendant ma thèse. Elle m’a toujours encouragé dans les moments de désespoir et elle attendait avec impatience le jour de mon retour en Thaïlande. Je n’oublie pas de remercier mon papa, même s’il m'a toujours posé les questions « quand est-ce que tu va soutenir ta thèse ? ou quand tu va finir tes études? ». Malgré cela mon papa m’a encouragé et j’ai toujours apprécié sa bonne humeur. Merci également à mon frère et ma belle-sœur, pour tous les encouragements. Je vous remercie pour votre compréhension et votre attente de mon retour.

Sommaires

Liste des figures v

Liste des tableaux ix

Nomenclature xi

Introduction générale 1

Chapitre I : Notions fondamentale sur le séchage 3

Partie I : Généralité sur le séchage 4

Introduction 4

Séchage 4

Solide humide 4
- Caractérisation des solides humides 4
- Hygroscopicité et non hygroscopicité 5
- Teneur en eau 6
- Activité de l'eau 7

Isotherme de désorption 7

Cinétique de séchage 10
- Courbe de séchage 10
  - Phase de mise en température du produit à sécher (AB) : 11
  - Phase à vitesse de séchage constante (BC) : 11
  - Phase à vitesse de séchage décroissante (CD) : 11
- Vitesse de séchage 12
- Mode de séchage 12
  - Séchage en couche épaisse 12
  - Séchage en couche mince 12

Modèle de séchage 13
- Modèles empiriques 13
- Modèles diffusifs 13
- Courbe caractéristique de séchage (CCS) 15

Conclusion 16

Partie II : Etat de l'art 17

Introduction 17

Classification des séchoirs solaires 17
- Séchoirs directs 17
  - Séchoirs solaires passifs 18

- Séchoirs solaires actifs 20
- Séchoirs indirects 20
  - Séchoirs solaires passifs 21
  - Séchoirs solaires actifs 23
- Séchoir mixte 25
- Séchoir hybride 25
- Etat de l'art sur les séchoirs solaires directs convectifs 26

Stockage de chaleur 29
- Mode de stockage de chaleur 30
  - Stockage par chaleur sensible 30
  - Stockage thermochimique 33
  - Stockage par chaleur latente 33
- Stockage de chaleur dans les matériaux à changement de phase 35
  - Matériaux à changement de phase (MCP) 35
  - Propriétés des matériaux à changement de phase 36
  - Classification des matériaux à changement de phase 37
  - MCPs organiques et inorganiques 41
- Etat de l'art sur le stockage de chaleur dans les MCPs 41

Amélioration de la conductivité des MCPs 42
- Ailettes 42

Conclusion 47

Chapitre II : Formulation mathématique 48

Introduction 49

Séchoir serre avec stockage par chaleur latente 49
- Description 49
  - Séchoir serre 49
  - Système de stockage de chaleur 50
- Fonctionnement du séchoir 51

Formulation mathématique 52
- Hypothèse simplificatrice 52
- Equations de transfert 53
  - Séchoir serre 53
  - Système de stockage par chaleur latente 55
  - Performances thermiques 60
    - Efficacité thermique de stockage 61
    - Efficacité thermique de déstockage 61

Méthodologie numérique 62
- Séchoir serre 62
- Système de stockage de chaleur 64
- Plaque métallique dont la face inférieure est équipée d'ailettes 66

- Algorithme de résolution 69
  - Organigramme pour l'unité de stockage avec la plaque plane 69
  - Organigramme pour l'unité de stockage avec la plaque fixée des ailettes 70
  - Séchoir serre 71
  - Système de stockage de chaleur 72

Validation 72
- Séchoir serre 72
- Système de stockage par chaleur latente 73
- Etude de sensibilité au maillage 75

Résultats et discussions 75
- Teneur en eau du produit 75
- Distribution spatio-temporelle de la température 77
- Rendement du séchoir serre 79
- Efficacité du système de stockage 81

Modélisation du séchoir avec les données météorologiques de Nakorn Pathom 82
- Données météorologiques de Nakorn Pathom 82
- Distribution des températures 84
  - Séchoir serre 84
  - Système de stockage de chaleur 90
- Performances énergétiques 92
  - Rendement thermique du séchoir 92
  - Rendement évaporatoire 93
  - Efficacité de stockage et de déstockage 94

Conclusion 95

Chapitre III : Simulation du fonctionnement du séchoir serre-unité de stockage de chaleur 96

Introduction 97

Partie expérimentale 97
- Choix du MCP 97
- Système de stockage de chaleur solaire 98

Simulation du fonctionnement du séchoir-serre 105
- Données météorologiques de Nakorn Pathom 105
- Distributions spatio-temporelles des températures 108
- Performances énergétiques 110

Simulation du fonctionnement du séchoir pour les mois dont la durée de séchage est supérieure à la durée d'insolation 114
- Simulation du fonctionnement du séchoir serre 114
  - Plaque plane en contact avec les MCPs 114
  - Plaque avec ailettes en contact avec les MCPs 116

Conclusion 118

Chapitre IV : Analyse économique 119

Introduction 120

Modèles technico-économiques 120

Rappels de quelques notions d'économie 121
- Facteur d'actualisation 121
- Evaluation du coût annualisé 121
  - Coût total annualisé 121
  - Coût annualisé de fonctionnement 121
- Retour sur investissement 122
- Bénéfice 123

Analyse économique du séchoir serre avec stockage de chaleur dans des MCPs 123

Actualisation du coût initial 124
- Données économiques 124
  - Serre 124
  - Unité de séchage 124
  - Système de stockage de chaleur 124
  - Fonctionnement 124
  - Produits 125
  - Divers 125

Méthodologie 125

Résultats 127
- Retour de l'investissement 127
- Bénéfice 130

Conclusion 132

Conclusion générale 133

Références 135

ANNEXES 142

Annexe 1 : Coefficients de transfert de chaleur 143

Annexe 2 : Modélisation du flux solaire 146

Liste des figures

Figure I-1 : Caractérisation d'un solide humide 5
Figure I-2 : Hygroscopicité de divers produits 6
Figure I-3 : Isothermes de désorption-adsorption 8
Figure I-4 : Différentes zones d'une isotherme de sorption 8
Figure I-5 : Courbe de séchage M=f(t) 10
Figure I-6 : Courbe de séchage -dM/dt = f(t) 10
Figure I-7 : Courbe de séchage -dM/dt=f(M) 10
Figure I-8 : Principe du séchage en mode direct 18
Figure I-9 : Principe du séchoir solaire fonctionnant en mode direct à convection naturelle .. 19
Figure I-10 : Exemples de séchoirs solaire direct passif: (a) boîte de séchage multiple ; (b) tente de séchage ; (c) boîte de séchage simple ; (d) séchoir en monture équatoriale 19
Figure I-11 : Exemples des séchoirs solaire de type "serre": (a) séchoir solaire à convection naturelle avec une cheminée (Ekechukwu, 1997) ; (b) et (c) séchoir solaire à convection naturelle pour le séchage des poissons (Diouf, 1986) 20
Figure I-12 : Exemple de séchoir solaire de mode direct à convection forcée 20
Figure I-13 : Séchage solaire en mode indirect (a) et en mode mixte (b) 21
Figure I-14 : (a) Séchoir solaire fonctionnant en mode indirect à convection naturelle (Ritti et Mujumdar, 1997), (b) Séchoir solaire en mode indirect à convection naturelle avec une cheminée (Pangavhane et aL., 2002) 22
Figure I-15 : Séchoir solaire de mode indirect à convection naturelle avec réflecteur cylindrique (Goyal et Tiwari, 1997) 23
Figure I-16 : Séchoir solaire en mode direct à convection forcée 24
Figure I-17 : Exemples de séchoirs solaires directs et indirects en mode convection naturelle et en mode convection forcée 24
Figure I-18 : Séchoir solaire mixte passif 25
Figure I-19 : Séchoir solaire hybride 26
Figure I-20 : Séchoir tunnel Hohenheim 27
Figure I-21 : Séchoir tunnel Hohenheim en mode mixte 28
Figure I-22 : Séchoir serre de Janjai et al 28
Figure I-23 : Différents types de stockage de chaleur 30
Figure I-24 : Variation de la température et de la chaleur pendant le changement de phase ... 34
Figure I-25 : Energie stockée dans des MCPs, l'eau et le lit de galets 35
Figure I-26 : Processus du changement de phase 36
Figure I-27 : Classification des MCPs 38
Figure I-28 : Tube ailetté 43
Figure I-29 : Exemple du système de stockage de chaleur avec ailettes 44
Figure I-30 : Echangeurs avec des ailettes comparés à l'horizontale avec MCP et de l'eau et de l'huile comme fluide caloporteur 44
Figure I-31 : Thermogramme dans un tube lisse, un tube avec ailettes circulaires et un tube avec ailettes radiales 45

Figure I-32 : Fraction liquide suivant le temps de fusion dans des échangeurs ailetés longitudinalement à l'horizontale..... 46
Figure I-33 : Modèle des ailettes utilisé par Rathod et al..... 47

Figure II-1 : Ensemble du séchoir serre 49
Figure II-2 : Schéma de l'unité de stockage de chaleur (plaque plane)..... 50
Figure II-3 : Schéma de l'unité de stockage de chaleur (plaque avec ailettes)..... 51

Figure II-4: Transferts de chaleur dans le séchoir serre 53
Figure II-5: Schéma d'une tranche de la serre 54
Figure II-6: Unité de stockage avec des ailettes……67

Figure II-7 : Organigramme de l'algorithme de résolution (plaque plane)..... 69
Figure II-8 : Organigramme de l'algorithme de résolution (plaque avec ailettes)..... 70
Figure II-9: Evolution au cours du temps de la température moyenne de l'air asséchant dans le séchoi serre..... 73
Figure II-10: Evolution en fonction du temps de la température du MCP au centre du réservoir 74
Figure II-11: Evolution au cours du temps de la teneur en eau du produit de la première tranche du séchoir. Influence du débit volumique de l'air asséchant..... 76
Figure II-12: Evolution le long du séchoir de la teneur en eau du produit (14h TL). Influence du débit volumique de l'air asséchant. 77
Figure II-13: Evolution de la température des composants au milieu du séchoir serre. Influence du débit volumique de l'air asséchant..... 78
Figure II-14 : Evolution au cours du temps de la température au milieu de la couche de MCP. Influence des débits volumiques de l'air asséchant 79
Figure II-15: Evolution du rendement thermique du séchoir serre en fonction des débits volumiques de l'air asséchant 80
Figure II-16: Evolution du rendement thermique du séchoir serre au cours du temps. Influence du type matériau de la partie inférieure du séchoir. 80
Figure II-17: Evolution horaire de la teneur en eau du produit de la première tranche du séchoir serre. Influence du type de matériau de la paroi inférieure du séchoir serre 81
Figure II-18: Evolution horaire de l'éclairement solaire au cours de la journée type (17 janvier) 83
Figure II-19: Evolution horaire de la température ambiante au cours de la journée type (17 janvier) 83
Figure II-20: Evolution horaire de l'humidité relative de l'air ambiant au cours de la journée type (17 janvier) 84
Figure II-21: Evolution au cours du temps de la température de l'air asséchant au milieu de la serre. Influence du débit volumique de l'air asséchant 85
Figure II-22: Evolution le long du séchoir serre de la température de l'air asséchant. Influence du débit volumique de l'air asséchant 86

Figure II-23: Evolution au cours du temps de la température de produit à sécher au milieu de la serre. Influence du débit volumique de l'air asséchant 87
Figure II-24: Evolution au cours du temps de la température de la couverture au milieu de la serre. Influence du débit volumique de l'air asséchant 87
Figure II-25: Evolution au cours du temps de la température de la face supérieure de la plaque métallique située au milieu de la serre. Influence du débit volumique de l'air asséchant 88
Figure II-26: Evolution de la vitesse de séchage le long du séchoir (14h TL). Influence du débit volumique de l'air asséchant. 89
Figure II-27: Evolution de la vitesse de séchage le long du séchoir pour un débit volumique de l'air asséchant = 0,07 $m^3 s^{-1}$. Influence de l'éclairement solaire. 89
Figure II-28: Evolution de l'épaisseur de la banane de la première tranche de la serre. Influence du débit volumique de l'air asséchant. 90
Figure II-29 : Evolution de la teneur en eau de la banane de la première tranche de la serre. Influence du débit volumique de l'air asséchant. 90
Figure II-30: Evolution au cours du temps de la température au milieu du MCP. Influence du débit volumique de l'air asséchant 91
Figure II-31: Evolution en fonction de l'ordonnée de la température du MCP. 92
Figure II-32: Evolution au cours de la journée du rendement thermique du séchoir serre. Influence du débit volumique de l'air asséchant. 93
Figure II-33 : Evolution du rendement thermique du séchoir serre pour les différents débits volumiques de l'air asséchant. 93
Figure II-34 : Evolution au cours de la journée du rendement évaporatoire. Influence du débit volumique de l'air asséchant. 94

Figure III-1: MCPs disposés dans le séchoir serre : paraffine, Multiwaxe……..98
Figure III-2: Position des 5 thermocouples sur la plaque métallique 99
Figure III-3: Unité de stockage de chaleur sans ailettes 99
Figure III-4: Unité de stockage de chaleur avec ailettes, distance entre ailettes = 8 cm 99
Figure III-5: Evolution de la température du MCP dans le réservoir de stockage de chaleur sans ailettes 100
Figure III-6: Evolution de la température du MCP dans le réservoir de stockage de chaleur avec ailettes 100
Figure III-7: Distance entre ailettes = 4 cm 101
Figure III-8: Distance entre ailettes = 2 cm ……...101
Figure III-9: (a) Prototypes de séchoir serre, (b) intérieur du prototype 102
Figure III-10: Position des thermocouples dans les serres 102
Figure III-11: Evolution horaire de température moyenne de l'air à l'intérieur de deux prototype de serre sans MCP 103
Figure III-12: Evolution horaire de la température moyenne de l'air à l'intérieur du prototype de serre avec MCP et sans MCP 104
Figure III-13: Evolution horaire de flux de chaleur absorbé et désorbé par le MCP 104
Figure III-14 : Evolution horaire de l'éclairement solaire ……105
Figure III-15: Evolution horaire de la température de l'air asséchant au milieu du séchoir serre. Débit volumique de l'air asséchant = 0,07 $m^3 s^{-1}$ 108

Figure III-16 : Evolution de la température de l'air asséchant le long du séchoir (12h TL). Débit volumique de l'air asséchant = 0,07 m^3 s^{-1} 109
Figure III-17: Evolution horaire de la température du produit à sécher au milieu du séchoir serre. Débit volumique de l'air asséchant = 0,07 m^3 s^{-1} 109
Figure III-18: Evolution horaire de la teneur en eau de la banane de la première tranche du séchoir serre. Débit volumique de l'air asséchant = 0,07 m^3 s^{-1}. 110
Figure III-19: Evolution horaire de la température de l'air asséchant au milieu du séchoir serre au cours du mois de février. Débit volumique de l'air asséchant = 0,07 m^3 s^{-1}. 114
Figure III-20 : Evolution horaire de la température du produit à sécher au milieu du séchoir serre au cours du mois février. Débit volumique de l'air asséchant = 0,07 m^3 s^{-1} 115
Figure III-21 : Evolution de la température de l'air asséchant le long du séchoir (20h TL). Influence du nombre d'ailettes. Qv=0,07 m^3 s^{-1}, Journée type du mois de janvier 117
Figure III-22 : Evolution de la température du produit le long du séchoir (20h TL). Influence du nombre d'ailettes. Qv=0,07 m^3 s^{-1}, Journée type du mois de janvier 117
Figure III-23 : Evolution au cours d'une journée de la teneur en eau du produit (base sèche) de la première tranche du séchoir serre. Influence du nombre d'ailettes. Qv=0,07 m^3 s^{-1}, Journée type du mois de janvier 118

Figure IV-1 : Organigramme de calcul du bénéfice et du temps de retour sur investissement 126
Figure IV-2 : Evolution du temps de retour sur investissement en fonction du coût de la main d'œuvre 127
Figure IV-3 : Evolution du temps de retour sur investissement en fonction du prix d'achat des bananes fraîches 128
Figure IV-4 : Evolution du temps de retour sur investissement en fonction du prix d'achat des MCPs 128
Figure IV-5 : Evolution du temps de retour sur investissement en fonction du prix de vente des bananes séchées 129
Figure IV-6 : Evolution du temps de retour sur investissement en fonction du taux d'utilisation 129
Figure IV-7 : Evolution du temps de retour sur investissement en fonction du débit volumique de l'air asséchant 129
Figure IV-8 : Evolution des bénéfices en fonction du coût de la main d'œuvre 130
Figure IV-9 : Evolution des bénéfices en fonction du prix d'achat des bananes fraîches 130
Figure IV-10 : Evolution des bénéfices en fonction du prix d'achat des MCPs 131
Figure IV-11 : Evolution des bénéfices en fonction du prix de vente des bananes séchées .. 131
Figure IV-12 : Evolution des bénéfices en fonction du débit volumique de l'air asséchant.. 131

Liste des tableaux

Tableau I- 1: Modèles d'isothermes de désorption 9
Tableau I- 2 : Différents modèles de cinétique du séchage..... 14
Tableau I- 3: Exemples de matériaux solide/liquide pour le stockage par chaleur sensible 31
Tableau I- 4 : Tableau comparatif des avantages et des inconvénients du stockage de chaleur par chaleur sensible et par chaleur latente..... 34
Tableau I- 5 : Propriété thermique de certains MCPs 39
Tableau I- 6: Caractéristique de quelques MCPs inorganiques 40
Tableau I- 7: Caractéristique de quelques MCPs organiques..... 40
Tableau I- 8: Caractéristique de quelques MCPs commerciaux 40
Tableau I-9: Comparaison des avantages et inconvénients des MCPs organiques et inorganiques 41

Tableau II- 1 : Propriétés physiques de l'acier inoxidable, des MCPs et du béton..... 51
Tableau II- 2: Propriétés thermo-physiques du CaCl2.6H2O 74
Tableau II- 3: Maillages. Durée = 1 heure. 75
Tableau II- 4: Efficacité de stockage et de déstockage dans le MCP. Q_v=0,05 m^3s^{-1} et HR=0,9 82
Tableau II- 5: Efficacité de stockage et de déstockage pour différents débits volumiques de l'air asséchant 95

Tableau III- 1: Evolution horaire de la température ambiante 106
Tableau III- 2: Evolution horaire de l'humidité relative de l'air ambiant..... 107
Tableau III- 3: Efficacité de stockage et de déstockage. Débit volumique de l'air asséchant = 0,07 m^3 s^{-1}..... 111
Tableau III- 4: Evolution horaire du rendement thermique du séchoir serre. Débit volumique de l'air asséchant = 0,07 m^3 s^{-1}..... 112
Tableau III- 5: Evolution horaire du rendement évaporatoire. Débit volumique de l'air asséchant = 0,07 m^3 s^{-1}. 113
Tableau III- 6: Rendement thermique et évaporatoire. Débit volumique de l'air asséchant = 0,07 m^3 s^{-1}..... 115
Tableau III- 7: Efficacité de stockage et de déstockage. Débit volumique de l'air asséchant = 0,07 m^3 s^{-1}..... 116
Tableau III- 8: Quantité des bananes pour chaque mois après la simulation de quatre jours consécutifs. 116
Tableau III- 9: Efficacité de stockage et de déstockage pour 24 heures. Influence du nombre d'ailettes 117
Tableau III- 10: Efficacité de stockage et de déstockage pour 4 journées types..... 118

Tableau IV- 1: Prix des composants de la serre 124
Tableau IV- 2: Prix du composant de l'unité de séchage 124
Tableau IV- 3: Prix des composants du système de stockage de chaleur 124
Tableau IV- 4: Coût de fonctionnement 124
Tableau IV- 5: Prix d'achat et de vente des produits 125
Tableau IV- 6: Données divers 125

Nomenclature

Symbole

A	aire	m^2
Cp	chaleur spécifique	$J\ kg^{-1}\ K^{-1}$
e	épaisseur	m
$\overline{f}$	fraction liquide moyenne à la fin de la période de charge	
h	hauteur de l'unité de stockage de chaleur	m
h_c	coefficient de transfert de chaleur par convection	$W\ m^{-2}\ K^{-1}$
h_r	coefficient de transfert de chaleur par rayonnement	$W\ m^{-2}\ K^{-1}$
i_f	taux d'inflation	%
i_{in}	taux d'actualisation	%
k	conductivité thermique	$W\ m^{-1}\ K^{-1}$
L	longueur de l'unité de stockage de chaleur	m
L_f	chaleur latente de fusion du MCP	$J\ kg^{-1}$
L_v	chaleur latente de vaporisation du produit	$J\ kg^{-1}$
M	teneur en eau du produit en base sèche	*kg d'eau/kg de matière sèche*
m	masse	*kg*
N	durée de l'emprunt ou nombre d'année de vie du séchoir-serre	*année*
P_v	pression partielle de vapeur d'eau	*Pa*
P_{vs}	pression partielle de vapeur d'eau saturante	*Pa*
P_a	pression atmosphérique	*Pa*
Pu	Puissance utile	*W*
Q_v	débit volumique de l'air asséchant	$m^3\ s^{-1}$
S_c	nombre de Schmidt	
T	température	*K*
t	temps	*s*
TL	temps légal	
Z	coût annualisé d'un système de séchage par unité de produit séché	*USD/kg*

Symboles grecs

α	absorptivité	
φ	densité de flux solaire	$W\ m^{-2}$
ρ	masse volumique	$kg\ m^{-3}$
τ	transimittivité	
σ_i	source ou puits de chaleur	W

Indices

a	air
amb	ambiant
c	couverture
ciel	ciel
m	plaque métallique
mcp,l	MCP liquide
mcp,s	MCP solide
fus	fusion
alt	ailette
PF	produit frais
pr	produit
se	sol à l'extérieur de la serre
sèche	produit sec

Introduction générale

La Thaïlande est un pays largement tourné vers l'agriculture, malgré une récente industrialisation. Surnommé « le pays d'agriculture », le secteur agricole mobilise plus de 40% de la population active (source de 2013 d'après la Banque Mondiale) et les produits agroalimentaires représentent 14,3% de l'ensemble des exportations du pays. La riziculture occupe plus de 50 % des aires agricoles qui fait de la Thaïlande le 6ème producteur mondial de riz. L'arboriculture est une activité très ancienne et la production de fruits (mangues, ananas, longanes, durians, bananes…) est très diversifiée. La banane est l'un des fruits principaux cultivé. Elle est disponible toute l'année en fruit frais et sec. La banane est séchée non seulement pour sa préservation, mais aussi pour la confection de sucreries (au chocolat, à la fraise,…). La banane séchée, concentrée de sels minéraux et de fibres, est une gourmandise populaire. Depuis quelques années, l'essor de la filière agroalimentaire pour l'exportation a contribué au développement du séchage des denrées agro-alimentaires. Dans les méthodes traditionnelles de séchage, les fruits sont répartis sur des tapis de bambous et exposés au rayonnement solaire sans couverture. Cependant, le séchage à l'air libre provoque une altération des fruits par les insectes, la poussière, les intempéries,… Il en résulte des produits secs de mauvaise qualité qui ne peuvent pas être commercialisés. Afin de pallier aux inconvénients du séchage à l'air libre, différents types de séchoirs ont été conçus et développés. La plupart d'entre eux sont modulaire et destinés à de petites quantités de produits frais. Le séchoir serre est adapté à des quantités importantes de produits agro-alimentaires. Pour remédier aux caractères intermittents (jour/nuit) du flux solaire et aléatoire (passage de nuages,…), le stockage de chaleur solaire s'avère indispensable. Il contribue à améliorer les performances thermiques du séchoir. En effet, le stockage de l'énergie solaire disponible en excès pendant la journée et sa restitution pendant les périodes de faible ou d'absence d'ensoleillement permet la poursuite du séchage notamment au cours de la nuit. Parmi les modes de stockage de chaleur pour les séchoirs solaires, le stockage par mode sensible et par mode latent a fait l'objet de nombreux travaux aussi bien numériques qu'expérimentaux [Keawkiew et al. 2012, Dulawat et al. 2012,].

Bien que les séchoirs solaires aient fait l'objet de nombreux travaux expérimentaux et théoriques, un séchoir serre équipé d'une unité de stockage de chaleur dans des matériaux à changement de phase (MCPs) placés sous la serre n'a pas, à notre connaissance, fait l'objet de travaux. Il fait l'objet de ce travail dont l'une des objectifs est de développer un code de calcul pour simuler le comportement d'un séchoir serre équipé d'une unité de stockage de chaleur dans des MCPs. La simulation du fonctionnement est effectuée en utilisant la notion de journée type et les données météorologiques des dix années (2005-2015) de la région de Nakorn Pathom (Thaïlande).

Notre manuscrit comporte quatre chapitres :

- Le premier chapitre est composé de deux parties. La première partie est consacrée aux principales notions sur le séchage. La deuxième partie présente l'état de l'art sur le séchage solaire et le stockage de chaleur.

- Le deuxième chapitre a pour objectif l'élaboration, d'une part, d'un modèle physique d'un système de séchage composé d'un séchoir serre et d'une unité de stockage de chaleur et d'autre part, des équations qui régissent les transferts de chaleur et de masse dans le système de séchage. Les équations de transferts sont basées sur l'analogie entre les transferts de chaleur et les transferts électriques. Ces équations sont résolues par une méthode implicite aux différences finies et l'algorithme de Gauss. Le programme informatique que nous avons élaboré a pour but de déterminer les distributions de température des différents composants du séchoir serre et de l'unité de stockage de chaleur solaire, de l'air asséchant et des produits à sécher. Le rendement du séchoir serre, les efficacités de stockage et de déstockage de l'unité de stockage de chaleur solaire sont également calculés. Nous analysons ensuite l'influence d'ailettes de section rectangulaire disposées sur la face supérieure de l'unité de stockage de chaleur sur les performances thermiques de l'unité de stockage et celle du séchoir serre. Les équations de transferts de chaleur dans l'ailette sont résolues par une méthode implicite aux différences finies et l'algorithme de Thomas.

- Le troisième chapitre met en œuvre le code numérique proposé dans le chapitre précédent pour simuler le fonctionnement du séchoir serre. Il débute par une étude expérimentale destinée à la détermination du MCP le plus approprié à un système de stockage de chaleur d'énergie solaire sous les conditions climatiques de la région de Nakorn Pathom (Thaïlande). Les résultats des simulations du fonctionnement du séchoir serre et de l'unité de stockage de chaleur, effectuées en utilisant la notion de journée type et les données météorologiques de Nakorn Pathom, sont ensuite présentés et analysés.

- Le quatrième chapitre est dédié à une analyse économique du système séchoir serre et l'unité de stockage de chaleur. Nous nous limitons au temps de retour sur investissement et au bénéfice du système de séchage.

Nous terminons par une conclusion générale dans laquelle nous faisons une synthèse des principaux résultats et nous présentons quelques perspectives à ce travail.

Chapitre I

Notions fondamentale sur le séchage

Partie I
Généralité sur le séchage

I. Introduction

Par définition, le séchage est une opération qui permet d'extraire plus ou moins une partie de l'eau présente dans un matériau. C'est l'un des procédés les plus anciens utilisés pour la conservation des denrées agro-alimentaires.

Cette partie est consacrée à quelques rappels sur les principes du séchage et à la présentation des principaux modèles de séchage.

II. Séchage

Le séchage thermique convectif est une opération unitaire qui a pour but d'éliminer par évaporation, dans le cas du séchage thermique, l'eau contenue dans un produit afin de le transformer en un produit dont la teneur en eau résiduelle est faible.

Il fait appel à deux phénomènes :

- un transfert de chaleur de l'air vers le produit du à la différence de température entre le produit et l'air,
- un transfert de l'eau du sein du produit vers sa surface. Ce transfert est réagi par les mécanismes de diffusion. L'évolution, au cours du temps, de la teneur en eau du produit est décrite par la courbe de séchage.

III. Solide humide

III.1 Caractérisation des solides humides

Dans les corps capillo-poreux, l'eau se présente sous trois formes (figure I-1) :

- l'eau libre : elle est retenue à la structure du matériau par des liaisons de type Van Der Walls.
- l'eau liée : elle est adsorbée à la structure du matériau.
- la vapeur d'eau : elle occupe les espaces non saturés d'eau liquide.

La surface externe d'un solide humide est recouverte par un film d'eau libre qui adhère à cette surface par l'action de forces superficielles au voisinage de ce film d'eau. L'air en son voisinage est saturé en vapeur d'eau. Cela signifie que la pression partielle de vapeur d'eau est égale à la pression de vapeur saturante.

Dans un solide humide, l'eau libre occupe les pores et les capillaires. Les forces d'adhésion de cette eau à la structure du produit et sont liées à des phénomènes complexes de capillarité dont l'intensité est d'autant plus grande que les dimensions des pores sont petites.

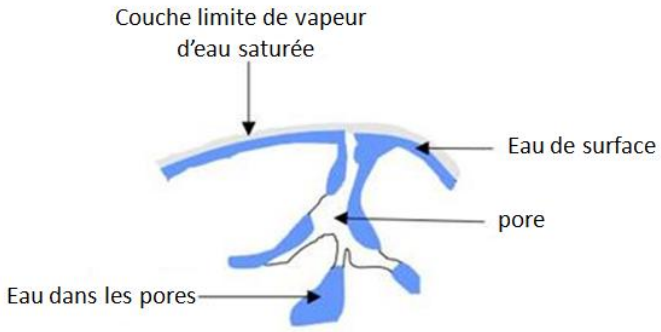


Figure I- 1 : Caractérisation d'un solide humide

III.2 Hygroscopicité et non hygroscopicité

- **Hygroscopicité**

C'est la capacité d'un corps à absorber la vapeur d'eau contenu dans l'air par adsorption ou absorption. La courbe de séchage met en évidence une première phase de séchage à vitesse constante et une phase de vitesse de séchage décroissante. Dans la première phase de séchage, il s'établit un équilibre entre le transfert de vapeur d'eau entre le produit et l'air asséchant et le transfert de chaleur vers le produit. La température et la vitesse d'évaporation sont constantes et la pression partielle de vapeur d'eau à la surface du produit est égale à la pression de vapeur saturante.

La seconde phase de séchage apparaît lorsque le film d'eau libre qui recouvre le produit disparaît progressivement jusqu'à s'annuler. L'évaporation se produit à l'intérieur du produit et la vitesse de séchage est régit par les propriétés des capillaires et la diffusion de l'eau des produits.

- **Non Hygroscopicité**

Pour une température et une humidité relative donnée de l'air, il existe une teneur en eau limite, appelé teneur en eau d'équilibre du produit avec l'air.

Le comportement des corps hygroscopiques est semblable à celui des produits non hygroscopiques. Cependant, ils ne peuvent pas être séchés complètement. Au cours de la dernière phase de séchage, la courbe de séchage présente des zones délimitées par un front d'évaporation. La zone saturée entre le front d'évaporation et la surface du produit a un comportement hygroscopique ; elle est en équilibre avec un air dont la pression partielle en vapeur d'eau est inférieure à la pression de vapeur saturante à la même température que celle de la vapeur d'eau. Dans la zone saturée, située au voisinage de la surface du produit, la teneur en eau est élevée. Elle est caractérisée par un film d'eau adhérant au produit et aux

pores de dimensions suffisamment grandes pour permettre la diffusion rapide de l'eau des pores à sa surface. La tension de vapeur de l'eau est maximale pour une température donnée.

L'hygroscopicité est très marquée pour les solides poreux, les gels ou les produits déshydratés et est très faible pour des solides tels que l'amiante (figure I-2).

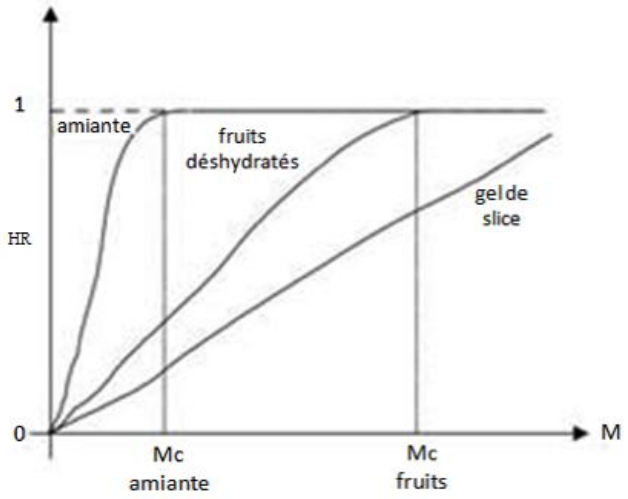


Figure I- 2 : Hygroscopicité de divers produits

Un produit est caractérisé par sa teneur en eau et par son activité de l'eau. L'activité de l'eau donne des informations sur la stabilité physique, mécanique, chimique et microbiologique d'un produit.

III.3 Teneur en eau

L'évolution au cours du séchage de la teneur en eau d'un produit peut être caractérisée par sa teneur en eau exprimée en base sèche (M) ou en base humide (M_h).

- Teneur en eau (base sèche), elle est définie par :

$$M = \frac{m_e}{m_s} \qquad (\mathrm{I}-1)$$

M exprimée en kg d'eau/kg de matière sèche

- Teneur en eau (base humide) :

$$M_h = \frac{m_e}{m} \qquad (\mathrm{I}-2)$$

M_h exprimée en kg d'eau/kg de produit

La combinaison des expressions (I-1) et (I-2) conduit à :

$$M = \frac{M_h}{1 - M_h} \quad et \quad M_h = \frac{M}{1 + M} \qquad (\mathrm{I}-3)$$

III.4 Activité de l'eau

L'activité de l'eau d'un produit est définie, pour une température donnée, par :

$$a_W = \frac{p_v}{p_s} \qquad (I-4)$$

avec p_v : pression partielle de vapeur d'eau à la surface du produit (Pa)

p_s : pression partielle de vapeur saturante à la surface du produit (Pa)

La valeur de l'activité de l'eau varie entre 0 (produit sec) et 1 (eau libre).

Si le produit est en équilibre hygroscopique avec l'air qui l'entoure, l'activité de l'eau est identique à l'humidité relative de l'air à l'équilibre (HRE) :

$$a_W = \frac{p_v}{p_s} = \frac{HRE(\%)}{100} \qquad (I-5)$$

HRE : humidité relative à l'équilibre de l'air (%)

Pour qu'un produit alimentaire puisse se conserver, l'activité de l'eau doit être inférieure à 0,6. Au dessous de cette valeur, les moisissures ne peuvent pas se développer.

IV. Isotherme de désorption

Les isothermes de désorption et d'adsorption permettent de décrire l'évolution, à une température donnée, de la teneur en eau d'un produit en fonction de l'humidité relative de l'air dans lequel il est placé.

- les isothermes d'adsorption sont déterminées à partir d'un produit sec qui est hydraté au cours du temps,
- les isothermes de désorption sont obtenues à partir d'un produit humide qui est déshydraté au cours du temps.

Pour les produits agro-alimentaires, le profil des isothermes de sorption et désorption est similaire (figure I-3). Cependant lors de l'adsorption, les valeurs de la teneur en eau d'équilibre M_{eq} sont, pour la même valeur de l'activité de l'eau, différentes de celles lors de la désorption en raison d'un phénomène d'hystérésis. En effet, pour une teneur en eau donnée, l'équilibre lors de la désorption, s'établit pour des a_w plus faibles que celles obtenues lors de l'adsorption. En générale le phénomène d'hystérésis ne se manifeste que pour des valeurs de $a_w > 0,2$.

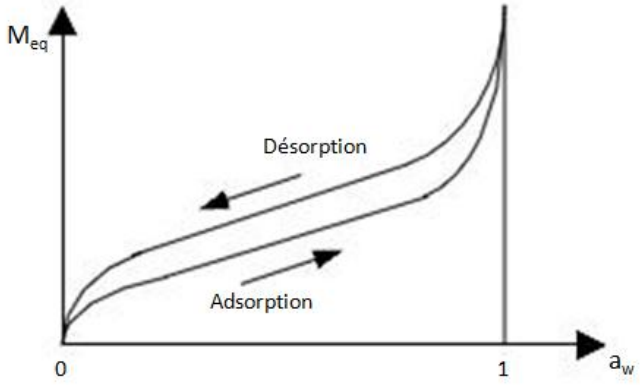


Figure I- 3 : Isothermes de désorption-adsorption [Yves Jannot, 2008]

Les isothermes d'adsorption/désorption présentent en générale trois zones (figure I-4). Chaque zone correspondant à un mode de fixation de l'eau au produit [Lomauro et al. 1985, Andrade et al. 2001].

- Zone 1 ($0 < a_w < 0,2$) : Dans cette zone, une monocouche d'eau est fixée aux pores du produit par des forces de type Van der Waals. Elle correspond à l'eau liée présente sous la forme d'une monocouche moléculaire fixée à la structure du produit. Le passage à la zone suivante s'effectue lorsque tous les pores sont saturés d'eau.

- Zone 2 ($0,2 < a_w < 0,6$) : Cette zone correspond à l'adsorption de molécules d'eau sur la monocouche d'eau libre. L'isotherme est linéaire.

- Zone 3 ($a_w > 0,6$) : Elle correspond à l'eau libre. L'eau est présente à l'état liquide dans les pores du produit.

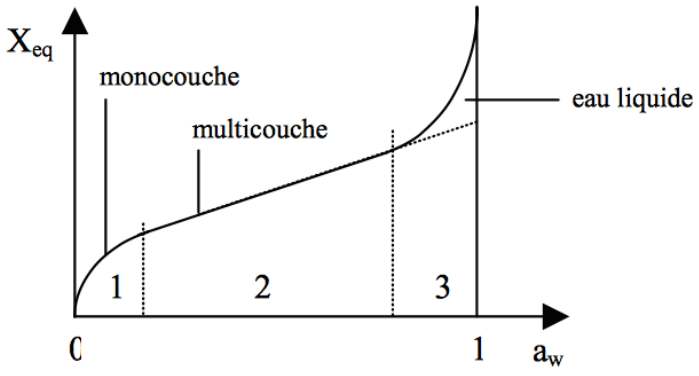


Figure I- 4 : Différentes zones d'une isotherme de sorption [Yves Jannot, 2008]

Les isothermes de désorption sont exprimées par des relations entre la teneur en eau d'équilibre M_{eq} (base sèche), et l'activité de l'eau. Ces relations sont basées sur des approches

théoriques (Langmuir ; Brunauer et al.), semi-théorique (Henderson) ou empiriques (GAB). Le tableau I-1 présente quelques modèles d'isotherme de désorption.

Tableau I- 1: Modèles d'isothermes de désorption [Sodra et al. 1985]

Nom du modèle	Modèle	Constants	Domaine
Langmuir	$M_e = M_{12}\frac{C\ a_w}{1 + C\ a_w}$	C M_{12}	Zone 1
Brunauer Emmet Teller (BET)	$M_e = M_{12}\frac{C\ a_w}{1 - a_w}\frac{1 - (n+1){a_w}^n + n{a_w}^{n+1}}{1 + (C-1)a_w - C{a_w}^{n+1}}$	C M_{12}	Zone 2
	$\frac{a_w}{(1 - a_w)M} = \frac{1}{CM_{12}} + \frac{C-1}{CM_{12}}a_w$	C M_{12} n = 1, ${a_w}^2$ négligé	Zone 1
Guggenheim Anderson Boer (GAB)	$M_e = \frac{M_{12}a_w\ C\ K}{(1 - a_w\ K)(1 + a_w\ C\ K - a_w\ K)}$	$C = C_0 exp\left(\frac{H_1 - H_m}{RT}\right)$ $K = K_0 exp\left(\frac{H_1 - H_q}{RT}\right)$ M_{12}	Courbe complète
Harkings	$a_w = \exp\left(\mathrm{k} - \frac{\mathrm{n}}{\mathrm{M}^2}\right)$	k	Courbe complète
Smith	$a_w = 1 - \exp\left(\frac{\mathrm{k} - \mathrm{M}}{\mathrm{n}}\right)$	k	Courbe complète
Henderson	$a_w = 1 - \exp\lfloor -A(T+B)M^C \rfloor$	A B C	Courbe complète
Oswin	$a_w = \left[1 + \left(\frac{A + BT}{M}\right)^C\right]^{-1}$	A B C	Courbe complète
Chung	$a_w = exp\left[\left(\frac{k}{RT}\right)\exp(-nM)\right]$	k	Courbe complète

avec

A, B, C, k : constantes qui dépendent de la température de l'air (T) et de la nature du matériau,

H_1 : chaleur latente de condensation de l'eau pure (J/kg),

H_m : chaleur latente de sorption totale de la première couche d'eau (J/kg),

H_q : chaleur latente de sorption totale des multicouches d'eau (J/kg),

M_{12} : teneur en eau entre les zones 1 et 2 (kg d'eau/kg de matière sèche),

M et Me : teneur en eau (base sèche) du produit et teneur en eau d'équilibre,

n : nombre de couches de produit,

R : constante des gaz parfaits (J kg^{-1} mol^{-1}).

V. Cinétique de séchage

Chaque produit a sa propre cinétique de séchage [Daguenet 1985]. Etant donné, la complexité des mécanismes mis en jeu lors du séchage et la diversité des produits, il n'existe pas de modèle unique de cinétique de séchage. Aussi, la cinétique de séchage est déterminée pour chaque produit, à partir d'études expérimentales.

V.1 Courbe de séchage

Les courbes de séchage caractérisent l'évolution au cours du temps de la teneur en eau du produit. Une courbe expérimentale représentante la perte de poids d'un produit en fonction du temps est illustrée sur la figure I-5 :

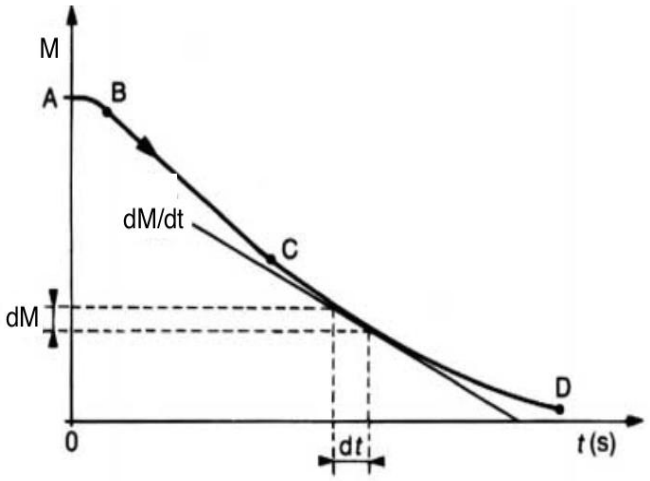


Figure I- 5 : Courbe de séchage M=f(t)

La courbe de la figure I-5 peut être transformée et représentée par les courbes des figures I-6 et I-7 :

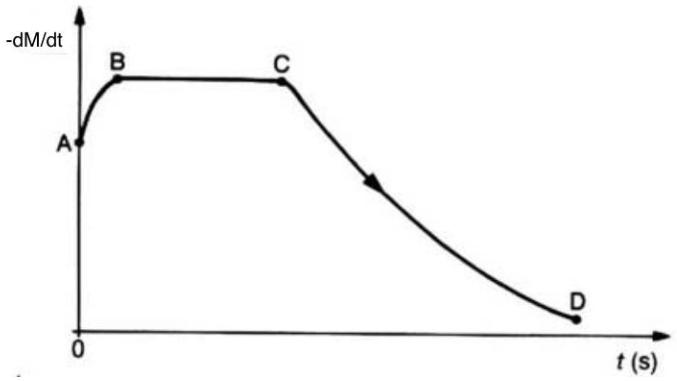


Figure I- 6 : Courbe de séchage -dM/dt = f(t)

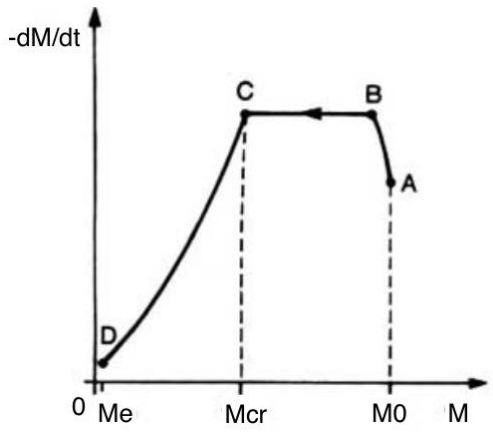


Figure I- 7 : Courbe de séchage -dM/dt=f(M)

Les figures I-6 et I-7 mettent en évidence trois phases:

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

- **Phase de mise en température du produit à sécher (AB) :**

Lors de cette phase, la quantité de chaleur apportée au produit contribue à l'augmentation de sa température de surface jusqu'à celle de l'évaporation de l'eau libre. La période de mise en température est généralement courte par rapport au temps global de séchage et n'apparaît si la différence de température entre l'air et celle du produit est importante.

- **Phase à vitesse de séchage constante (BC) :**

La surface du produit est saturée en eau pendant toute la durée de cette phase. La diffusion d'eau libre du sein du produit vers sa surface est régie par les lois de diffusion. Cette phase peut être comparable à celle de l'évaporation d'un liquide dont la vitesse d'évaporation dépend uniquement des conditions externes telles que l'humidité, la température sèche et la vitesse de l'air. En revanche, la nature du produit n'intervient pas, mais sa viscosité influe sur le débit d'eau évaporée $\dot{m}_e$, défini par [Daguenet 1985]:

$$\dot{m}_e = -m_{prs}\frac{dM}{dt} = K_m S_{fpr}\left(P_{sat}(T_{pr}) - P_v(T_{fs})\right) \qquad (\mathrm{I}-6)$$

avec :

m_{prs} : masse du produit à sécher (kg)
S_{fpr} : surface d'échange à travers laquelle s'opère le transfert de vapeur d'eau (m^2)
$P_{sat}(T_{pr})$: pression de vapeur d'eau saturante à la température T_{pr} de la surface du produit pendant la phase de séchage à vitesse constante (Pa)
$P_v(T_{fs})$: pression partielle de vapeur d'eau dans l'air à la température T_{fs} (Pa)
K_m : coefficient global de transfert de matière (s/m)

Cette phase peut être observable tant que la vitesse de transport de l'eau du sein du produit vers sa surface est supérieure à celle de la vitesse globale d'évaporation. La durée de cette phase diminue avec la teneur en eau du produit.

- **Phase à vitesse de séchage décroissante (CD) :**

Le ralentissement de la vitesse de séchage est du aux difficultés de l'eau à migrer de l'intérieur du produit vers sa surface. Pendant cette phase, le transfert de l'eau du sein du produit à sa surface n'est pas suffisant pour maintenir le film d'eau entourant le produit. Par conséquent, la pression de vapeur d'eau à la surface du produit diminue. Il s'ensuit une

réduction de la différence entre cette pression et la pression de vapeur d'eau de l'air asséchant et par conséquent de la vitesse de séchage.

Pendant cette phase, la migration de l'eau du sein du produit vers sa surface obéit à la seconde loi de Fick :

$$\overrightarrow{\Phi}_m = -D_e \overrightarrow{grad\, C} \qquad (I-7)$$

avec Φ_m : flux de matière (kg/m^{2}s)
D_e : diffusivité de l'eau dans le produit à sécher (m^2/s)
C : concentration volumique de l'eau (kg eau/m^3)

V.2 Vitesse de séchage

La vitesse de séchage peut être déduite des courbes de séchage. Cette grandeur a été définie par Krisher [Krisher et Kröll, 1963] par l'expression suivante :

$$\frac{dM}{dt} = -m_s \frac{dM}{dt} = K_g(P_s - P_w) \qquad (I-8)$$

avec

M : teneur en eau en base sèche (kg d'eau/kg de matière sèche)
K_g : coefficient de transfert global de matière (s/m)
m_s : masse de matière sèche de produit à sécher (kg)
P_s : pression de vapeur d'eau à la température T de surface du produit (Pa)
P_w : pression partielle de la vapeur d'eau dans l'air (Pa)

V.3 Mode de séchage

La répartition des produits à sécher conduit à deux modèles de séchage :

- **Séchage en couche épaisse**

C'est le cas du séchage de fourrage, de grains (céréales, café etc…) exposés à un écoulement d'air en convection forcée ou naturelle. Les produits assimilés à un milieu poreux sont traversés par un courant d'air chaud. Le séchage est modélisé par les équations de transfert de chaleur et de masse dans un milieu poreux humide.

- **Séchage en couche mince**

Les produits à sécher forment une couche de quelques centimètres d'épaisseur et l'air asséchant s'écoule, en convection forcée ou naturelle, parallèlement ou perpendiculairement aux produits à sécher. Les équations de transfert de chaleur sont généralement déduites de bilans thermique et massique établis au niveau du produit et de l'air asséchant.

VI. Modèle de séchage

La modélisation des courbes de séchage consiste à déterminer une équation caractéristique de séchage de type : MR=f(t). Les courbes de cinétique de séchage sont modélisées par des relations empiriques ou semi-empiriques entre la teneur en eau réduite du produit (MR) et le temps (t). Ces relations sont basées sur des constantes qui sont déterminées à partir des courbes expérimentales de séchage. Le tableau 2 reporte quelques modèles de cinétique de séchage en couche mince.

Les modèles de séchage sont classés en trois types : les modèles empiriques, les modèle diffusifs et ceux déduits de bilans de chaleur et de masse lors du séchage.

VI.1 Modèles empiriques

Ces modèles déduits d'expérimentations sont spécifiques au produit et aux conditions expérimentales (Tableau I-2). Leurs utilisations sont donc limitées. L'approche empirique est donc peu exploitable parce qu'elle dépend de la spécificité du produit à sécher et des conditions expérimentales du séchage [Simal et al. 2005].

VI.2 Modèles diffusifs

Ils sont basés sur la loi de Fick.

$$\frac{\partial M}{\partial t} = \nabla(-D\nabla M) \qquad (\mathrm{I}-9)$$

avec D : coefficient de diffusion de l'eau dans le produit ; il est fonction de sa teneur en eau (m^2/s)
M : teneur en eau du produit en base sèche (kg d'eau/ kg de matière sèche)
t : temps (s)

Lewis (1921) a proposé un modèle de diffusion basé sur la loi de similitude de Newton:

$$\frac{dM}{dt} = -k(M - M_e) \qquad (\mathrm{I}-10)$$

L'intégration de cette équation conduit à l'expression suivante :

$$\frac{M - M_e}{M_0 - M_e} = \exp(-kt) \qquad (\mathrm{I}-11)$$

Tableau I- 2 : Différents modèles de cinétique du séchage

Nom du modèle	Modèle	Références
Newton	$MR = \exp(-kt)$	[Bala et al. 1992], [Dandamrongrak et al. 2002], [Panchariya et al. 2002], [Ayensu 1997]
Page	$MR = \exp(-kt^n)$	[Dandamrongrak et al. 2002], [Diamante et al. 1993], [Goyalde et al. 2009], [Panchariya et al. 2002]
Page modifié	$MR = \exp(-(kt)^n)$	[Panchariya et al. 2002]
Henderson et Pabis	$MR = aexp(-kt)$	[Fokone et al. 2013], [Goyalde et al. 2009],[Panchariya et al. 2002]
Logarithmique	$MR = aexp(-kt) + c$	[Goyalde et al. 2009], [Togrul et al. 2002]
2 termes	$MR = aexp(-k_0t) + bexp(-k_1t)$	[Dandamrongrak et al. 2002], [Kashaninejad et al. 2007], [Panchariya et al. 2002]
2 termes exponentiels	$MR = aexp(-kt) + (1-a)\exp(-kat)$	
Wang et Singh	$MR = 1 + at + bt^2$	
Diffusion	$MR = aexp(-kt) + (1-a)\exp(-kbt)$	[Akpinar et al. 2003]
Handerson et Pabis modifié	$MR = aexp(-kt) + bexp(-gt) + cexp(-ht)$	
Verna et al.	$MR = aexp(-kt) + (1-a)\exp(-gt)$	
Midilli-Kucuk	$MR = aexp(-kt^n) + bt$	[Goyalde et al. 2009], [Akpinar et al. 2008]

avec k : constante de séchage qui dépend de la température, de l'humidité absolue et de la vitesse de l'air,

M : teneur en eau à l'instant t (kg d'eau/kg de matière sèche),

M_e , MR : teneur en eau à l'équilibre et teneur en eau réduite (kg d'eau/kg de matière sèche)

M_0 : teneur en eau initiale (kg d'eau/kg de matière sèche).

Soit :

$$MR = \exp(-kt) \qquad (I-12)$$

avec

$$MR = \frac{M - M_e}{M_0 - M_e} \qquad (I-13)$$

MR : teneur en eau réduite.

Ce modèle a été utilisé pour le séchage de nombreux produits tels que le malt, les bananes, les poivrons, le manioc (Buser et al. 1999, Bala et al. 1992, Dandamrongrak et al. 2002, Ayensu et al. 1997).

En 1949, Page a proposé une équation pour le séchage des grains de maïs [Smitabhindu 2008] sous la forme :

$$\frac{M - M_e}{M_0 - M_e} = \exp(-kt^n) \qquad (I-14)$$

avec k et n : constantes de séchage qui dépendent de la température de l'air et de la nature du produit.

Ce modèle est bien adapté à la modélisation du séchage de nombreux produits agricoles tels que la pomme de terre, la banane, la pistache, la canne à sucre… [Bala et al. 1992, Diamante et al. 1993, Dandamrongrak et al. 2002, Kashaninejad et al. 2007, Goyalde et al. 2009, Panchariya et al. 2002].

Parmi les modèles diffusifs, citons celui de Luikov, Philip et De Vries, Krisher [Luikov 1964, Philip et DeVries 1958], dans lequel les équations qui dérivent les transferts de chaleur et de masse dans le produit sont déduites de l'équation de diffusion de la chaleur. Dans le modèle de Whitaker, les équations de transfert de chaleur et de masse sont basées sur la thermodynamique des phénomènes irréversibles [Whitaker 1967].

VI.3 Courbe caractéristique de séchage (CCS)

Le concept de la courbe caractéristique de séchage (CCS) a été mis au point par Van Meel en 1958 [Van Meel 1958]. Il est basé sur la modélisation de la vitesse de séchage à partir de résultats expérimentaux. Le principe de la courbe caractéristique de séchage est de réduire l'ensemble des données expérimentales de manière à pouvoir les mettre sous une forme facilement utilisable. La méthode consiste à représenter le rapport entre la vitesse de

séchage (-dM/dt) et celle de la vitesse de la première phase $(-dM/dt)_0$, en fonction de la teneur en eau réduite (MR) :

$$\frac{-\frac{dM}{dt}}{\left(-\frac{dM}{dt}\right)_0} = f(MR) \qquad (I-15)$$

avec MR :

$$MR = \frac{M(t) - M_e}{M_0 - M_e} \qquad (I-16)$$

La teneur en eau à l'équilibre correspond à la valeur de la teneur en eau du produit pour laquelle il est en équilibre dans un milieu fluide maintenu à une température et une hygrométrie données.

La première phase peut être déterminée théoriquement ou déduite de la courbe expérimentale $-\frac{dM}{dt}\Big)_0 = f(M)$.

VII. Conclusion

Le séchage convectif fait appel à deux phénomènes importants : le transfert de chaleur de l'air vers le produit et le transfert de l'eau du sein du produit vers sa surface. La complexité du processus de séchage nécessite l'utilisation de modèles souvent empiriques basés sur la courbe de séchage obtenu expérimentalement.

La modélisation du séchage peut être décrite par les modèles de séchage et la courbe caractéristique de séchage (CCS) qui exploite les résultats expérimentaux et permet d'étudier le comportement du produit dans un séchoir. La CCS est très utilisée pour la modélisation et la simulation du fonctionnement des séchoirs.

Partie II
Etat de l'art

I. Introduction

Dans cette partie, nous procédons à quelques rappels sur les modes de séchage et les types de séchoirs. Ensuite, nous présentons quelques travaux sur le séchage solaire, plus précisément ceux sur le séchoir serre qui fait l'objet du présent travail. Puis, nous rappelons les différents modes de stockage de chaleur et quelques travaux sur le stockage de chaleur dans les matériaux à changement de phase. Enfin, nous présentons l'utilisation d'ailettes pour améliorer le stockage de chaleur dans les matériaux à changement de phase.

II. Classification des séchoirs solaires

Le séchage solaire est l'une des plus anciennes techniques de conservation des produits alimentaires. Il répond aux différentes problématiques liées au séchage telles que la dispersion géographique des exploitations agricoles.

Les séchoirs solaires sont généralement classés, selon le mode d'utilisation de l'énergie solaire, en trois types : direct, indirect et mixte. Pour chacun de ces types de séchoir, l'écoulement de l'air asséchant peut se dérouler par convection forcée ou par convection naturelle. Dans le cas où l'écoulement d'air est par convection forcé, les séchoirs sont appelés séchoirs solaires actifs. Lorsque l'écoulement se fait par convection naturelle, ils sont appelés séchoirs solaires passifs

II.1 Séchoirs directs

Dans ce type de séchoir les produits sont exposés directement au flux solaire (figure I-8). Dans les pays tropicaux et subtropicaux, le séchage solaire le plus pratiqué consiste à exposer directement au soleil à l'air libre, les produits (grains, légumes, fruits, poissons, viande) au sol ou sur des claies, des nattes, des toitures, etc.. [Esper et al. 1998]. Mais cette technique pose des problèmes car les conditions de séchage ne sont pas hygiéniques et il y a une perte importante de produits, due aux poussières, aux insectes, oiseaux et aux aléas climatiques (pluie, vent, surchauffe du produit). En outre, l'irrégularité du rayonnement solaire et la réhumidification des produits contribuent à un produit séché de mauvaise qualité [Esper et al. 1998]. Ce type de séchage n'est pas applicable à une production à grande échelle parce qu'il nécessite une importante aire de séchage. En outre, la durée de séchage est longue [Kooli et al., 2007, Fudholi et al.,2010].

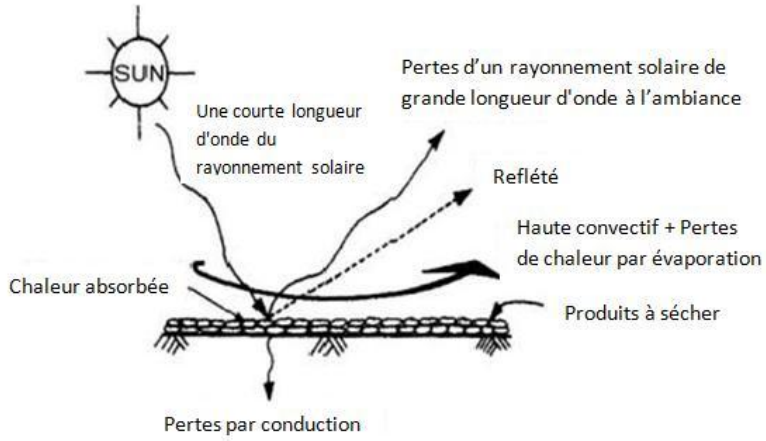


Figure I- 8 : Principe du séchage en mode direct

L'une des méthodes utilisées pour pallier aux aléas climatiques et protéger les produits des insectes, des poussières,… consiste à les recouvrir par une couverture en verre ou en film plastique transparent au flux solaire, tout en assurant une circulation d'air par des ouvertures adéquates dans la couverture. Le développement de ce type de séchoir, dans lequel l'air circule par convection naturelle, est limité parce que le contrôle des conditions de séchage est difficile. En outre, le rendement thermique n'est pas élevé et la capacité de séchage est faible [Daguenet, 1985]. Les performances thermiques de ce type de séchoir peuvent être améliorées par une circulation d'air en convection forcée. Dans ce cas, les produits à sécher exposés directement au flux solaire sont disposés dans une armoire de séchage dont la structure est généralement en bois ou en métal et recouverte d'une couverture transparente de type film plastique en polyéthylène. Les avantages de ce séchoir sont sa simplicité de construction et son faible coût d'installation.

Les séchoirs serres sont une version à grande échelle de ce séchoir. Ils regroupent plusieurs types, tels que le séchoir « tente », le séchoir « dôme », le séchoir de type serre agricole.

- **Séchoirs solaires passifs**

Ce type de séchoir est connu sous la dénomination de boîte de séchage. La figure I-9 présente le principe de ce type de séchoir [Sharma et al. 2009]. Une fraction du flux solaire incident est réfléchie par la couverture transparente, le reste est transmis dans le séchoir. Une partie du flux solaire transmis à l'intérieur du séchoir est réfléchie par les produits à sécher, le reste est absorbé par ces produits et les matériaux dont sont composés les parois du séchoir. Il en résulte une augmentation de leurs températures qui provoque une émission d'un flux de chaleur de grande longueur d'onde pour lequel la transmissibilité de la couverture est faible. C'est l'effet de serre. La couverture transparente sert également à réduire les pertes de chaleur par convection avec le milieu ambiant.

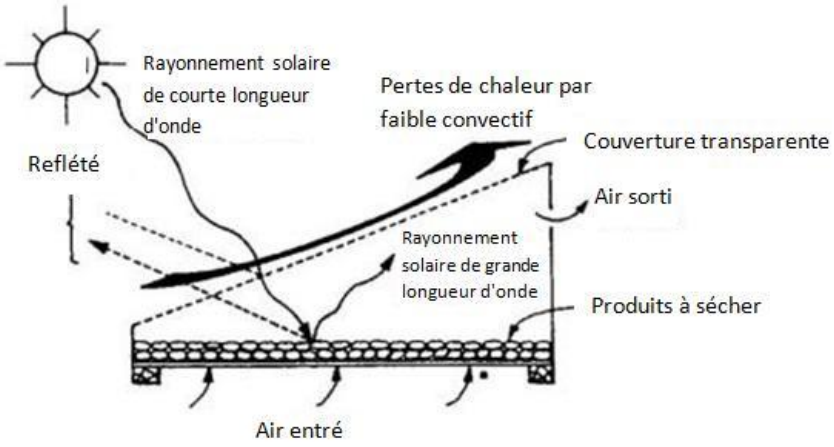


Figure I- 9 : Principe du séchoir solaire fonctionnant en mode direct à convection naturelle

Il existe plusieurs types de séchoir solaire direct fonctionnant en convection naturelle (figure I-10). Dans ces séchoirs, les produits sont disposés sur des claies, des dalles en béton ou des nattes.

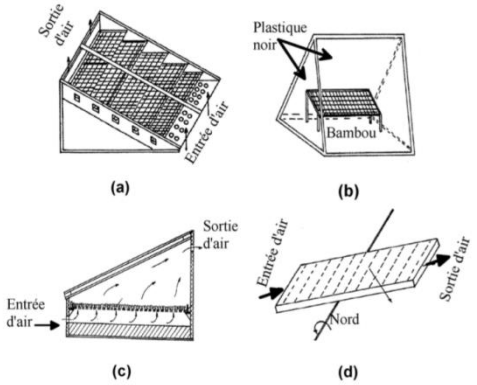


Figure I- 10 : Exemples de séchoirs solaire direct passif: (a) boîte de séchage multiple ; (b) tente de séchage ; (c) boîte de séchage simple ; (d) séchoir en monture équatoriale

Ce type de séchoir, adapté à une faible production de l'ordre de 10 à 20 kg de produits frais, présente deux avantages : les produits à sécher sont protégés des insectes et des aléas climatiques. Il en résulte une durée de séchage inférieure à celle du séchage naturel. Parmi les inconvénients, il est à noter la destruction de certaines vitamines et la photo-oxydation du produit, dues à l'action de la partie du spectre ultra-violet du flux solaire qui engendre une détérioration de la qualité du produit.

Afin de sécher de plus grandes quantités de produit, il est nécessaire d'accroître l'aire sur laquelle les produits à sécher sont disposés. Ce type de séchoirs, développés pour le séchage de grande quantité de produit, sont dénommés « séchoir serre » (figure I-11). Ils peuvent fonctionner en convection naturelle ou en convection forcée. Dans le cas du séchoir serre fonctionnant en convection naturelle, les transferts de chaleur et de masse peuvent être intensifiés par un conduit vertical surmontant la serre.

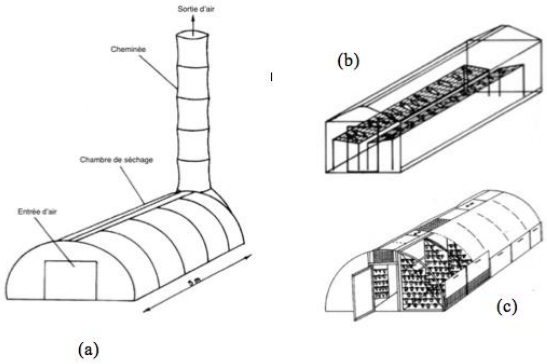


Figure I- 11 : Exemples des séchoirs solaire de type "serre": (a) séchoir solaire à convection naturelle avec une cheminée (Ekechukwu, 1997) ; (b) et (c) séchoir solaire à convection naturelle pour le séchage des poissons (Diouf, 1986)

- **Séchoirs solaires actifs**

Dans ce type de séchoir, l'air asséchant circule dans le séchoir sous l'action d'un ventilateur. Ainsi, le contrôle du débit d'air contribue à la réduction de la surchauffe du produit et à une diminution de la durée de séchage. La figure I-12 présente un exemple de ce type de séchoir.

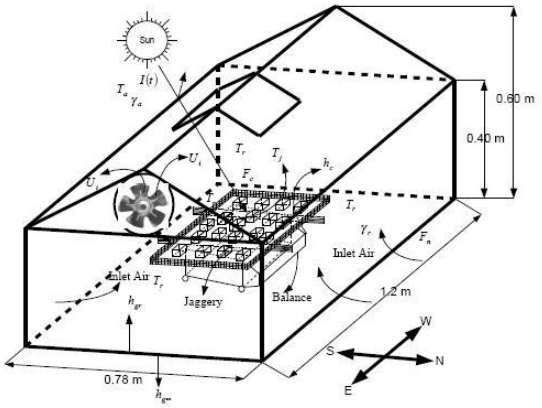


Figure I- 12 : Exemple de séchoir solaire de mode direct à convection forcée

II.2 Séchoirs indirects

Comme nous l'avons mentionné dans le paragraphe précédent, le mode de séchage direct ne permet pas l'obtention d'un produit séché de bonne qualité, à une teneur en eau souhaitée. Aussi, il est nécessaire de contrôler la température et la teneur en eau de l'air asséchant au cours du séchage. Le séchage indirect permet d'assurer ce contrôle [Sharma et al., 2009, Gupta et al., 2012]. Pour ce type de séchoir, les produits à sécher ne sont pas exposés directement au flux solaire. Ils sont disposés sur des claies à l'intérieur d'une armoire de séchage. L'air est préchauffé par des insolateurs à air puis acheminée dans l'armoire de séchage par des conduits (figure I-13a). La circulation de l'air dans le séchoir qui se déroule par convection forcée contribue, par rapport au séchage direct passif, à réduire la durée de séchage et à améliorer la qualité du produit séché, aussi bien dans le mode direct que le mode

indirect actif. Lorsque le produit à sécher est simultanément soumis au flux solaire et à l'air préchauffé dans des insolateurs, le mode de séchage s'effectue sous mode mixte (figure I-13b) [Simate, 2003].

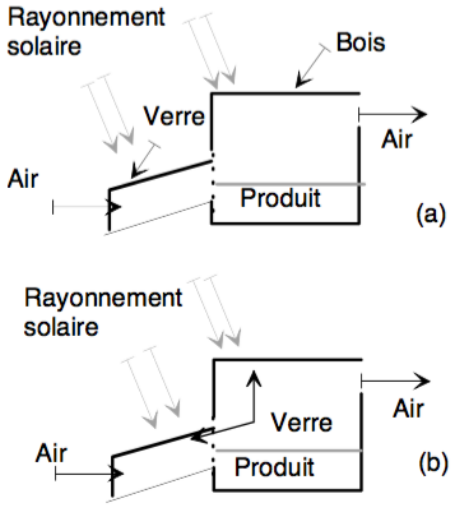


Figure I- 13 : Séchage solaire en mode indirect (a) et en mode mixte (b)

La conception et la construction de ce type de séchoir solaire sont généralement plus complexes que pour le séchoir solaire direct. Ce type de séchoir peut être utilisé pour le séchage de produits sensible au flux solaire et qui nécessitent une maîtrise de la température de l'air asséchant au cours du séchage. Le produit séché conserve ses principales propriétés gastronomiques ou médicinales.

- **Séchoirs solaires passifs**

Comme nous l'avons mentionné pour le séchoir solaire en mode indirect, ce type de séchoir est composé d'insolateurs et d'une armoire de séchage (figure I-14). L'air asséchant est préchauffé dans l'insolateur puis s'écoule par convection naturelle dans l'armoire de séchage. Les transferts dans l'armoire de séchage et l'insolateur peuvent être intensifiés par l'effet cheminé d'un conduit surmontant l'armoire de séchage. Il est caractérisé par sa simplicité de construction et donc un faible coût.

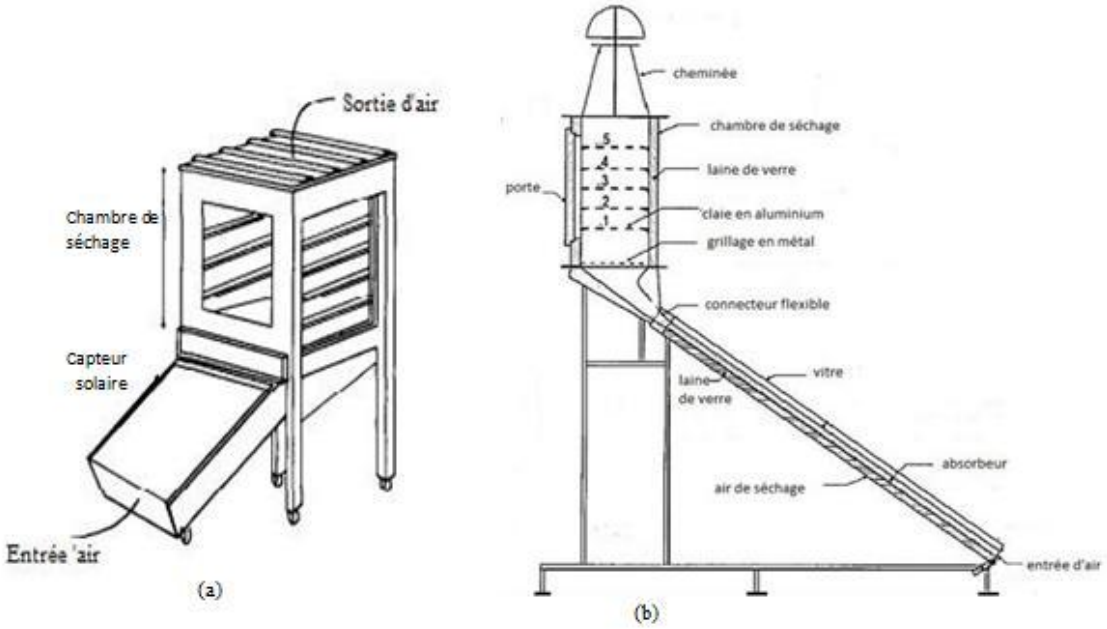


Figure I- 14 : (a) Séchoir solaire fonctionnant en mode indirect à convection naturelle [Ratti et Mujumdar, 1997], (b) Séchoir solaire en mode indirect à convection naturelle avec une cheminée [Pangavhane et aL., 2002]

L'utilisation de ce type de séchoir est très répandue pour le séchage de produits agricoles correspondant à des besoins familiaux. Le séchoir présenté par Bolaji [Bolaji, 2005] est composé d'un capto-absorbeur de type « boîte » connecté à une armoire de séchage équipée d'une cheminée. L'absorbeur est incliné par rapport à la verticale pour faciliter la circulation de l'air asséchant dans le séchoir.

Il a été montré que le séchoir solaire fonctionnant en mode indirect permet d'obtenir, sous des conditions climatiques défavorables, un produit séché de bonne qualité [Bennamoun, 2002]. Dans la plupart des travaux sur ce type de séchoir [Goyal et Tiwari, 1997, Jain 2007, Jain et Tiwari 2015, Shalaby et Bek 2014, Mohajer et al. 2013, Nabnean et al. 2016], les insolateurs sont de type plan à air. Cependant, il est à noter que celui présenté par Goyal et Tiwari [Goyal et Tiwari, 1997] et Jain [Jain, 2007] comporte un réflecteur cylindrique placé en dessous de l'absorbeur pour accroître le flux solaire capté et absorbé par le système de stockage de chaleur (figure I-15).

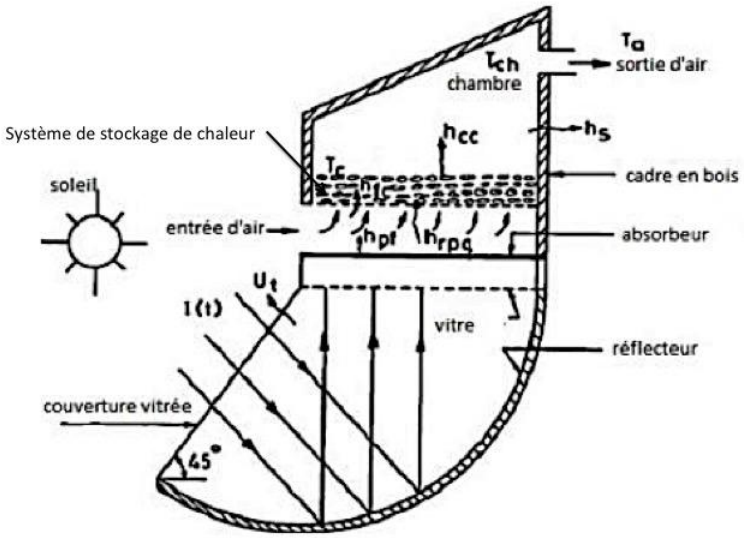


Figure I- 15 : Séchoir solaire de mode indirect à convection naturelle avec réflecteur cylindrique [Goyal et Tiwari, 1997]

- **Séchoirs solaires actifs**

Ils sont généralement composés d'un insolateur à air pour préchauffer l'air asséchant, d'une armoire de séchage et d'un ventilateur pour envoyer l'air chaud dans l'armoire de séchage. Hegde (2015) a proposé un dispositif intégré illustré sur la figure I-16 : l'armoire de séchage est connectée à un insolateur plan à air. L'air circule dans l'armoire de séchage sous l'action d'un ventilateur fixé sur sa partie supérieure. Hedge a utilisé ce séchoir pour le séchage de bananes à Bengaluru en Inde et à analyser l'influence de la vitesse de l'air asséchant sur les performances thermiques de ce séchoir. Les résultats présentés montrent qu'une vitesse de l'air égale à 1 m/s est adaptée au séchage d'une couche de banane d'épaisseur égale à 5 mm. Pour cette vitesse et cette épaisseur la durée de séchage est d'environ 16 heures. Ce même type de séchoir a été utilisé pour le séchage de copra et d'oignon [Mohanraj et Chandrasekar 2007, Bennamoun et Belhamri 2003].

Figure I- 16 : Séchoir solaire en mode direct à convection forcée (Hegde, 2015)

Une étude comparative entre le séchage par convection naturelle et le séchage par convection forcée de bananes dans un séchoir solaire indirect a conduit à des résultats semblables à ceux de Mohanraj et Chandrasekar (2007) et Bennamoun et Belhamri (2003) [Hassanain, 2009]. La figure I-17 présente un schéma de séchoirs solaires directs et indirects fonctionnant en convection naturelle et en convection forcée.

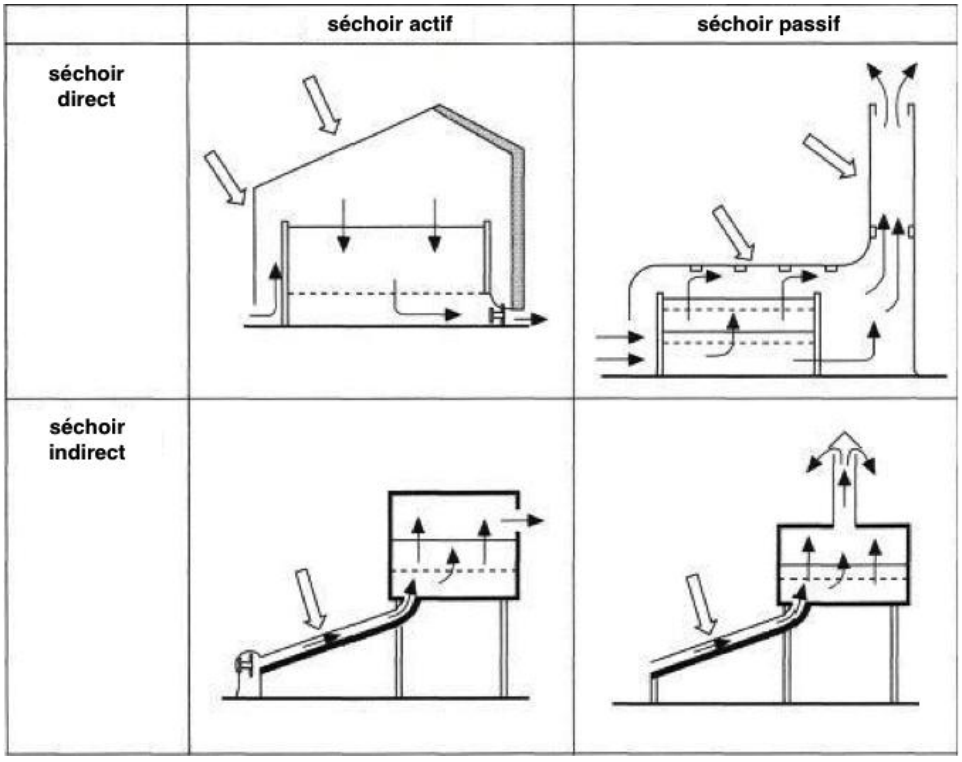


Figure I- 17 : Exemples de séchoirs solaires directs et indirects en mode convection naturelle et en mode convection forcée

II.3 Séchoir mixte

Les séchoirs solaires mixtes associent les principes des séchoirs directs et indirects. Les produits à sécher sont soumis au flux solaire et à l'air préchauffé dans un insolateur disposé au dessous de l'armoire de séchage (figure I-18). Les parois supérieures de la chambre de séchage et de celle de l'insolateur sont recouvertes de vitres ou de films transparents.

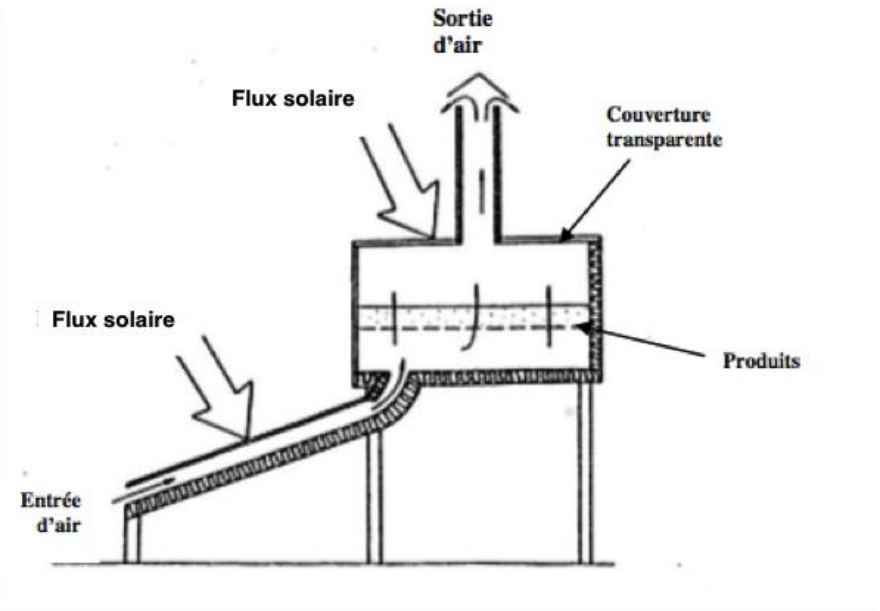


Figure I-18 : Séchoir solaire mixte passif [Ekechukwu et al. 1999]

II.4 Séchoir hybride

La quantité de chaleur d'origine solaire est complétée par un apport de chaleur d'une source d'énergie d'appoint (résistance électrique, bois) pour maintenir la température de l'air asséchant à une valeur suffisent élevée pour le bon déroulement du processus de séchage. Ces séchoirs sont utilisés pour le séchage, quelque soit les conditions climatiques, d'importante quantité de produits et permettent l'obtention de produits séchés de bonne qualité (figure I-19).

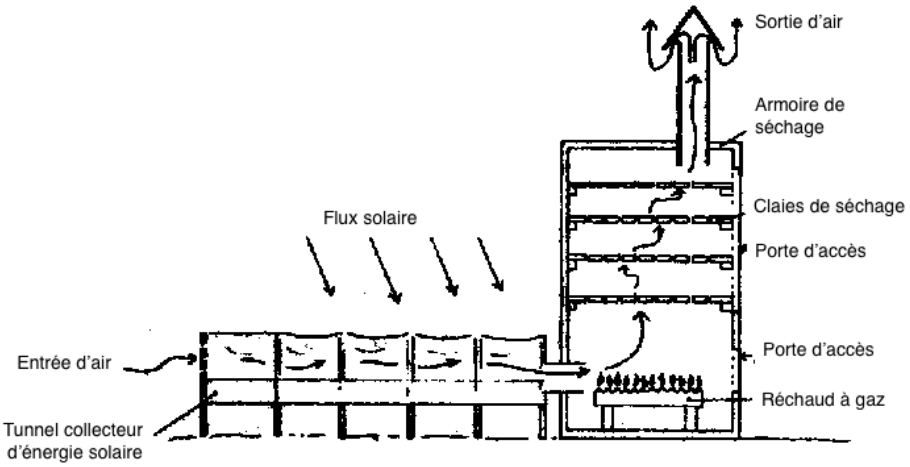


Figure I- 19 : Séchoir solaire hybride

II.5 Etat de l'art sur les séchoirs solaires directs convectifs

Ce paragraphe est consacré à la présentation de quelques travaux sur les séchoirs solaires en mode direct à convection forcée. Ce type de séchoir fait l'objet de ce travail.

Le séchoir serre est l'un des séchoirs directs qui a été utilisé pour le séchage de divers produits agricoles [Patil et al. 2016], grâce à son faible coût et sa simplicité de construction (figure I-20). Il est constitué d'une charpente métallique souvent semi-cylindrique ou parabolique recouverte d'un film plastique ou d'un film polythène pour créer l'effet de serre. Kumar et al. (2006) a montré, expérimentalement, que la forme de la serre influence considérablement son efficacité thermique. Ainsi, les serres chapelles et celles de forme hémicylindrique sont, de par leurs formes, les plus efficaces pour capter le maximum de flux solaire.

Le séchoir tunnel type « Hohenheim », conçu dans les années 90, par des universitaires de l'Université de Hohenheim en Allemagne, été utilisé pour le séchage de produits agricoles dans de nombreux pays (figure I-20). Ce type de séchoir comporte un insolateur et plusieurs modules de séchage recouverts d'un film plastique ou d'une plaque de verre transparent au rayonnement solaire. L'absorbeur de l'insolateur est souvent constitué d'une plaque métallique peinte en noir. L'air asséchant est préchauffé dans une partie de ce séchoir, assimilable à un insolateur à air, et circule dans le séchoir sous l'action d'un ventilateur. La température de l'air asséchant peut être ajustée à une valeur de consigne en agissant sur la valeur du débit de l'air asséchant à l'entrée du séchoir. Ce type de séchoir contribue à un séchage uniforme.

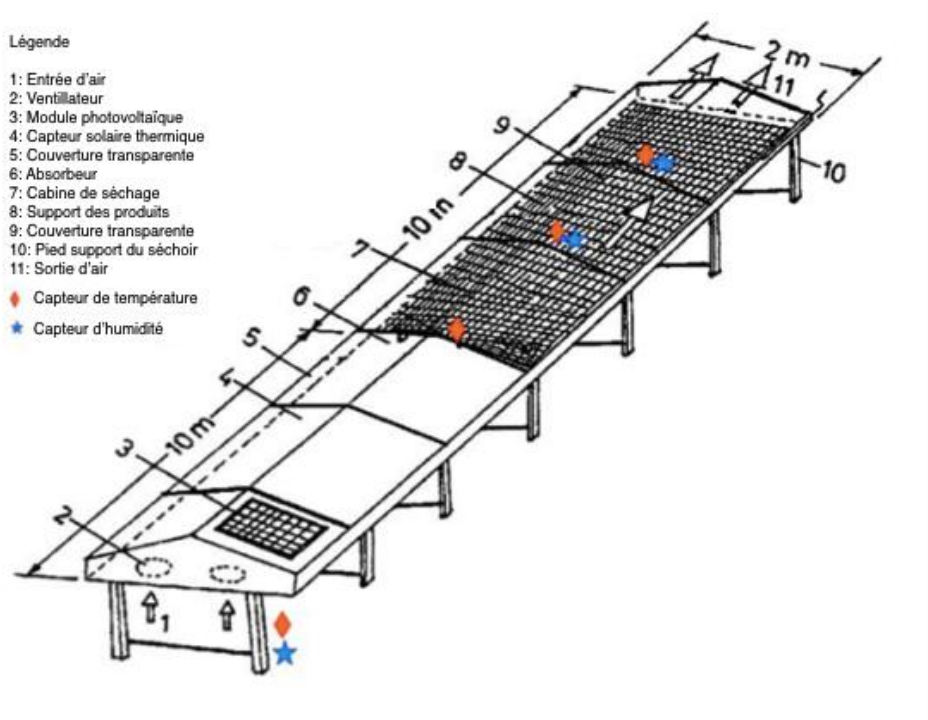


Figure I- 20 : Séchoir tunnel Hohenheim

Ce séchoir est adapté au séchage de nombreux produits agro-alimentaires, tels que les bananes, les ananas, les piments, les jacquiers, les pupes, etc... La période de retour sur investissement de ce type du séchoir est comprise entre 1 et 3 ans [Patil et al. 2016, Bala et al. 2003, Srisittipokakun et al. 2012, Hossain et al. 2007, Usub et al. 2010].]. Bala et al. (2003) ont montré, expérimentalement, que la durée de séchage de 150 kg l'ananas dans un séchoir « Hohenheim » est inféreure à celle du séchage naturel pour la vitesse d'air et le flux solaire varient entre 0,05 et 0,35 m/s et 0-580 W/m² respectivement.

Dans un séchoir « Hohenheim » fonctionnant en mode mixte [Hossain et Bala 2007, Gauhar et al. 1999], la durée de séchage de 80 kg de piments est réduite d'environ 13 heures par rapport à celle du séchage traditionnel pour le flux solaire varie entre 0-500 W/m². Pour Gauhar [Gauhar et al., 1999], la durée de séchage de ce même produit (19,5 kg) est environ 2 à 3 jours pour un débit d'air de 385 m^3/h et une température de l'air asséchant comprise entre 30 à 70 °C. Ce séchoir fonctionne en mode mixte (figure I-21). Ce type de séchoir peut réduire d'environ 40% la durée de séchage par rapport à celle du séchage traditionnel (Usub et al. 2010].

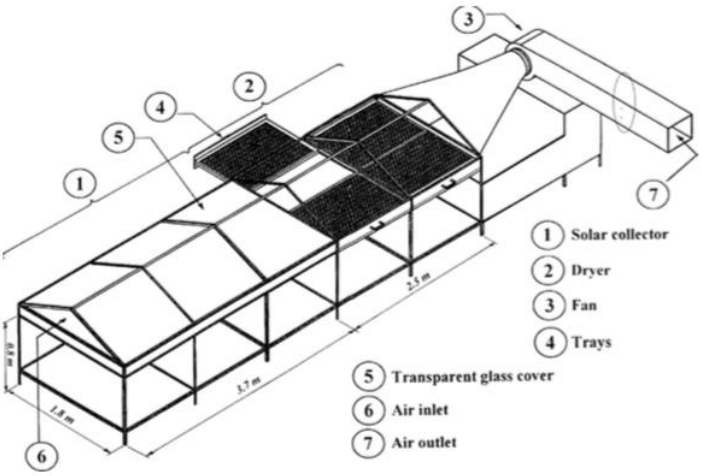


Figure I- 21 : Séchoir tunnel Hohenheim en mode mixte

Un séchoir serre de forme parabolique dans lequel la partie inférieure est une couche de béton pour stocker la chaleur solaire a fait l'objet de travaux expérimentaux [Janjai et al. 2007, Janjai et al. 2008, Janjai et al. 2011, Kaewkiew et al. 2012, Dulawat et Rathore 2012]. Ce séchoir fonctionne en convection forcée (figure I-22). Ce type de séchoir peut réduire la durée de séchage comparée au séchage traditionnel. Aussi, les produits agricoles obtenus à partir ce type du séchoir sont de bonnes qualités, notamment la couleur du produit.

Figure I- 22 : Séchoir serre de Janjai et al.

Un séchoir serre de forme semi-cylindrique a été utilisé pour le séchage des piments, des tabacs, des tomates, etc. [Palled et al. 2012, Dulawat et Rathore 2012, Kagande et al. 2012]. Dulawat et Rathore ont connecté à un séchoir serre 12 insolateurs plan à air pour préchauffer l'air asséchant qui s'écoule par convection forcée avant son entrée dans ce séchoir. La température de l'air asséchant est supérieure, pendant 8 heures, à la température ambiante d'environ 26°C pour le séchage de 500 kg de tabac pour une densité de flux solaire

varie entre 0-900 W/m². La durée de séchage peut être réduite de l'ordre de 20 % à 40 % par rapport au séchage traditionnel.

Afin de surmonter l'irrégularité du flux solaire au cours d'une journée et pour que le séchage se poursuivre au cours de la nuit, le stockage de la chaleur solaire s'avère être indispensable. Nous allons décrire dans la suite le principe du stockage de chaleur solaire et présenter quelques exemples de séchoirs solaires avec un système de stockage de chaleur solaire.

III. Stockage de chaleur

Le concept de stockage de chaleur est d'apporter de la flexibilité et de renforcer la fiabilité des systèmes énergétiques. Il s'agit d'équilibrer la production d'énergie à la demande. Il existe de nombreuses technologies de stockage de chaleur sous diverses formes tels que l'énergie mécanique, l'énergie électrique et l'énergie thermique [Bal et al., 2010]. L'énergie thermique peut être stockée dans les liquides ou les solides [Bal et al., 2011] par trois modes:

- latent,
- sensible,
- thermochimique.

Les systèmes de stockage de chaleur par les modes cités ci-dessus peuvent être classés en systèmes actifs ou passifs. Les systèmes actifs comportent des mécanismes de contrôle de la charge et de la décharge de chaleur. Les systèmes passifs fonctionnent sans composant mécanique.

Les paramètres importants d'un système de stockage [Goswami et al., 1999] sont : (a) la durée de stockage ; (b) la densité énergétique (ou l'énergie spécifique) ; (c) les caractéristiques de charge et de décharge (stockage et récupération). La densité énergétique conditionne la taille du système de stockage. Les différents types de stockage de chaleur sont représentés sur la figure I-23. Les types de stockage de chaleur existant se différencient selon l'application utilisée mais aussi par les réactions physico-chimiques et thermodynamiques dont ils sont le siège.

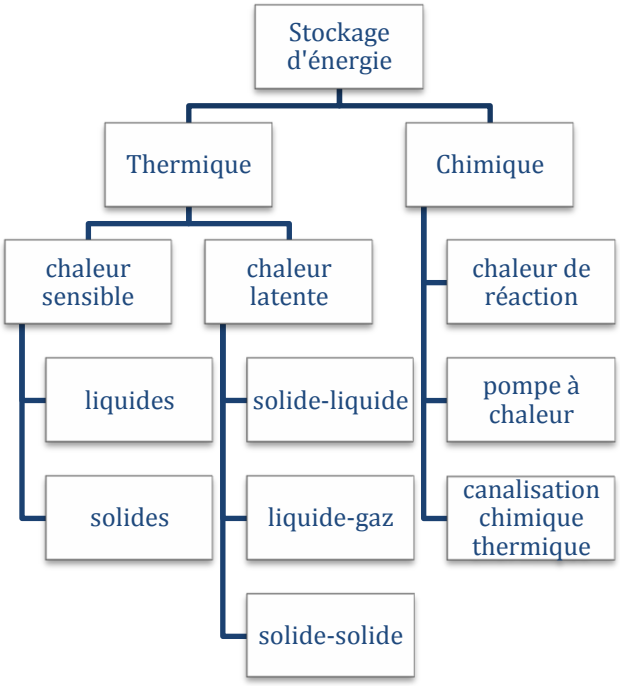


Figure I- 23 : Différents types de stockage de chaleur [Bal et al., 2010]

III.1 Mode de stockage de chaleur

III.1.1 Stockage par chaleur sensible

Le stockage par chaleur sensible est effectué dans le sous-sol, les nappes aquatiques, les puits de forages, les espaces sous-terrain de grandes dimensions,... Le principe du stockage de chaleur par mode sensible dans un solide ou un liquide est basé sur les propriétés de la capacité thermique du milieu considéré. La quantité de chaleur stockée est directement proportionnelle au volume, à l'élévation de température et à la capacité thermique du matériau de stockage. Ce type de stockage n'est limité que par la différence de température disponible ou la dimension du conteneur.

$$Q = \int_{T_i}^{T_f} m\, C_p dT \qquad \text{(I-17)}$$

Avec Q : chaleur sensible (J)
M : masse du matériau (kg)
Cp: chaleur massique du matériau (J/kg/K)
T_f, T_i: températures finale et initiale respectivement (K)

La capacité de stockage par chaleur sensible dans certains matériaux solide/liquide est reportée dans le tableau I-3 [Sharma et al., 2009]. Les matériaux utilisés pour le stockage par chaleur sensible peuvent être:

- Gazeux: vapeur d'eau surchauffée,
- Liquide: eau, huile de synthèse ou naturelle, sels fondus, etc,
- Solide: béton, roche, métal, etc.

En générale, l'eau est le milieu de stockage par chaleur sensible le plus efficace parce que sa chaleur spécifique est élevée [Bal et al., 2010].

III.1.1.1 Stockage dans l'eau

Dans le cas de la serre solaire, le système de stockage dans l'eau peut être placé à l'extérieur ou à l'intérieur de la serre. Ce système de stockage peut être sous forme de conduit ou de réservoir d'eau et placé sous-sol, à la paroi ou à l'extérieur de la serre. L'excès de chaleur dans la serre pendant la journée peut être transférée par un fluide caloporteur au système de stockage de chaleur dans l'eau pour être utilisée ultérieurement. Pendant la nuit, la chaleur stockée est transférée par convection naturelle et rayonnement vers la serre où la température de l'air est inférieure à celle de l'eau dans le système de stockage.

Tableau I- 3: Exemples de matériaux solide/liquide pour le stockage par chaleur sensible

milieu	Type du fluide	Rang de température (°C)	Densité (kg m^{-3})	Chaleur spécifique (J kg^{-1} K^{-1})
Roche		20	2560	879
Brique		20	1600	840
Béton		20	1900-2300	880
Eau		0-100	1000	4190
Caloriea HT43	Huile	12-260	867	2200
Engine oil	Huile	Jusqu'à 160	888	1880
Ethanol	Liquide organique	Jusqu'à 78	790	2400
Propanol	Liquide organique	Jusqu'à 97	800	2500
Butanol	Liquide organique	Jusqu'à 118	809	2400
Isotunaol	Liquide organique	Jusqu'à 100	88	3000
Isopentanol	Liquide organique	Jusqu'à 148	831	2200

Le stockage de chaleur dans l'eau a fait objet de nombreux travaux aussi bien numériques [Fourcy, 1981], qu'expérimentaux [Toyoki et al., 1986, Liskola, Flerking et Gowan and Black, 1980, Nabnean et al., 2016, Mohajer et al., 2013]. A titre d'exemple, citons l'étude de Toyoki et al. [Toyoki et al., 1986] sur un système de stockage de chaleur placé à l'intérieur d'une serre, dont la couverture est un film en polyester. Ce système de stockage est composé de quatre réservoirs cylindriques de volume total égal à 64,8 m^3 placés en sous-sol de la serre : deux dans la direction Ouest et les deux autres dans la direction Est. L'échange de chaleur entre l'air asséchant et l'eau se fait par l'intermédiaire d'un échangeur eau-air placé dans les réservoirs d'eau. Les résultats présentés montrent que la température de l'air à l'intérieur de la serre est supérieure d'environ 15°C et 11°C, pour le débit volumique de l'air

provoque par quatre ventilateurs égale à 64,4 m^3 min^{-1}, à celle de l'air ambiant pendant la journée et la nuit respectivement.

Les travaux sur le stockage de chaleur dans l'eau dans des systèmes intégrés aux séchoirs ont montré que ce type de stockage contribuent à maintenir la température de l'air asséchant à une valeur sensiblement constante au cours du séchage [Nabnean et al., 2016 ; Mohajer et al. 2013].

III.1.1.2 Stockage dans un lit de galet

Le stockage de chaleur dans un lit de galet est, de par sa facilité de mise en œuvre et de son faible coût, répandu dans le domaine du solaire, notamment des serres [Bal et al. 2010]. Il a fait l'objet de nombreux travaux expérimentaux [Babagana et al., 2012, Jain, 2005, Jain, 2007]. Parmi ces travaux citons celui de Babagana et al. sur un système de stockage contribué d'un séchoir solaire direct de type boîte (1200×600×800 mm) et d'un système de stockage de chaleur dans un lit de galets d'épaisseurs 21 mm, placé dans la partie inférieure du séchoir. Ce séchoir est équipé d'un insolateur à air pour préchauffer l'air entrant dans le système de stockage. Il a été montré que le stockage de chaleur contribue à réduire la durée de séchage de produits de moitié par rapport à celle du séchoir sans système de stockage de chaleur.

La réduction de la durée de séchage a été également reportée lors d'une étude expérimentale u séchage d'oignons dans un séchoir solaire hybride modulaire [Jain, 2007]. Dans ce séchoir, la chaleur emmagasinée par l'air préchauffé dans des insolateurs à air est stockée dans un système de stockage de chaleur composé de deux réservoirs parallépipédiques remplis de galets : l'un est placé à la partie inférieure de l'armoire de séchage, l'autre dans la partie supérieure et est surmonté d'un absorbeur. Cette étude a également montré que la température de l'air asséchant dans l'armoire de séchage peut être maintenue, grâce au système de stockage de chaleur, à une valeur de 37 °C pour le débit massique de l'air varie entre 0,032 – 0,046 kg s^{-1} lorsque le flux solaire est peu intense.

Le système de stockage est placé sous le sol de la serre à une profondeur comprise entre 40 et 50 cm. Pendant la journée l'air à l'intérieur de la serre, qui s'échauffe sous l'action du flux solaire capté par les différents éléments de la serre, est véhiculé au moyen de ventilateurs à travers des conduits dans le système de stockage. La nuit, la circulation de l'air provenant de l'extérieur dans le système de stockage réchauffe l'air de la serre. Le lit de galets conserve une bonne capacité de stockage pendant une longue durée et son coût est faible [Waked 1986, Kürklü 2003, Liu et al. 2014]. Son principal inconvénient est l'aire requise au séchage qui est, pour une même quantité de chaleur stockée, très supérieure à celle des matériaux à changement de phase (MCP) et à celle de l'eau [Waked 1986, Kürklü et al. 2003, Liu et al. 2014]. Aussi, il a été montré qu'un système de stockage de chaleur dans un lit de galets de volume égale à 40 m^3, intégré à une serre agricole dont l'aire au sol est de 300 m² contribue avec l'effet de serre à 76% des besoins annuels en chaleur pour la culture des plantes à une température moyenne de 37 °C. Une étude expérimentale des performances thermiques d'une serre de même type que la précédente mais d'aire au sol plus faible (15 m^2) avec un système de stockage de chaleur composé de deux conduites de section circulaire placés dans le sous-sol de la serre et remplis de galets a conduit à des résultats similaires à ceux de Liu et al.

(2014). Un système de stockage de chaleur dans un lit de galets disposé dans une enceinte parabolique de dimension 3×10×1,8 m ; soit 38 tonnes de gravier sous une serre tunnel de dimension 6,7×12,2 m dont la couverture est en fibre de verre permet de maintenir la température de l'air à l'intérieur de la serre à une valeur supérieure à celle de l'air ambiant pour la vitesse de l'air égale à 4 m s^{-1} [Willits et al. 1985].

Le stockage de chaleur dans le lit de galets peut être également appliqué à des séchoirs de faible capacité tels que les séchoirs directs modulaires de type boite (1200×600×800 mm). Dans ce cas, le système de stockage de chaleur est placé dans la partie inférieure du séchoir [Babagana et al., 2012]. L'air préchauffé par les insolateurs à air s'écoule perpendiculairement aux galets cédant une partie de sa chaleur à ces galets. Ce système de stockage contribue à réduire en générale de moitié la durée de séchage, comparé à celle de séchage sans du système de stockage de chaleur.

III.1.2 Stockage thermochimique

Le stockage thermochimique est dû à l'énergie absorbée et libérée lors de la rupture et de la reconstitution des molécules dans une réaction chimique complète. L'énergie stockée dépend de la quantité de matériau de stockage et de la quantité de chaleur endothermique.

$$Q = a_r m \Delta L_f \qquad (J) \text{ [Goswami et al., 1999]} \tag{I-18}$$

Où a_r = fraction de produit de réaction
L_f = quantité de la chaleur massique mise en jeu lors de la réaction (J/mol)
m = masse (kg)

III.1.3 Stockage par chaleur latente

Le stockage par chaleur latente est basé sur une absorption de la chaleur par un matériau lors d'un passage de l'état solide à l'état liquide à une température plus ou moins constante (figure I-24) [Laghzaoui, 2010]. Le stockage par chaleur latente nécessite moins de volume que le stockage par chaleur sensible parce que la chaleur latente d'un matériau est beaucoup plus élevée que sa capacité calorifique (tableau I-4). La quantité de chaleur solaire par mode latent avec un matériau à changement de phase (MCP) peut être déduite de la relation suivante [Lane, 1983] :

$$Q = \int_{T_i}^{T_m} m\, C_{psol} dT + m a_m L_f + \int_{T_m}^{T_f} m\, C_{pliq} dT \tag{I-19}$$

Avec m = masse du MCP (kg)
Cp = chaleur spécifique du MCP ($J.kg^{-1}.K^{-1}$)
L_f = enthalpie de fusion du MCP (J)
T_i, T_m, T_f = température initiale, de fusion et finale respectivement (K)

Il existe un grand nombre de MCPs avec une large gamme de valeurs de températures de fusion et de solidification. Ils sont utilisés dans de nombreux domaines pour le stockage de chaleur, particulièrement celle de la serre solaire [Berroug et al., 2011].

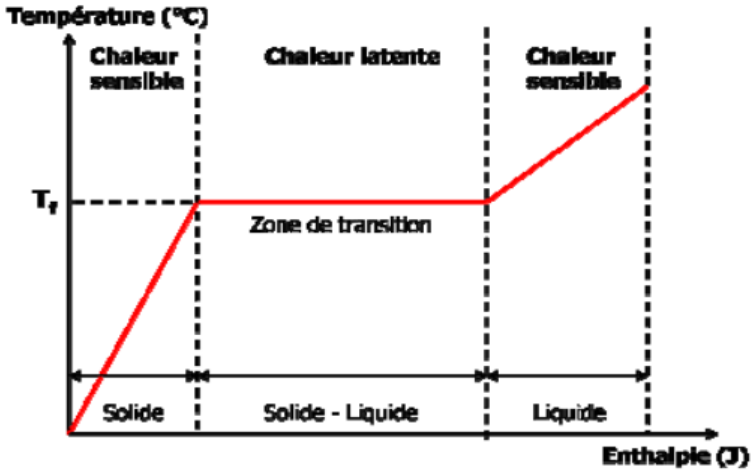


Figure I- 24 : Variation de la température et de la chaleur pendant le changement de phase [Kooli et al. 2007]

Les MCPs sont généralement regroupés suivant les phases mises en jeu lors de leur changement d'état. Ainsi, il existe les MCPs :

- solide-solide (peu utilisé pour le stockage d'énergie) ; ce changement de phase se traduit par une transformation structurelle liée à une variation du volume molaire,
- liquide-gaz (grande quantité de chaleur de transformation),
- liquide-solide (grande capacité de stockage, le plus utilisé),
- solide-gaz (utilisé dans le cas de systèmes d'air conditionné et de réfrigération).

Tableau I- 4 : Tableau comparatif des avantages et des inconvénients du stockage de chaleur par chaleur sensible et par chaleur latente

	Stockage par chaleur latente	**Stockage par chaleur sensible**
Avantages	• Température du matériau reste constante dès le début de la transformation de phase	• Bon marché • Non toxicité • Capacité thermique plus élevée
Inconvénients	• Coût élevé • Faible conductivité thermique	• Déperditions thermiques entre l'intérieur et l'extérieur du système qui requiert une bonne isolation

La figure I-25 montre la quantité de chaleur stockée en fonction de la température dans les MCPs, l'eau et un lit de galets. Parmi les trois modes de stockage de chaleur, le stockage par chaleur latente s'avère être le plus attractif en raison de sa haute densité de stockage par unité de masse et par unité de volume lors d'un procédé plus ou moins isotherme. Par exemple, le stockage d'une quantité de chaleur à une température constante peut se faire à la température de la transition de phase du matériau à changement de phase. Les matériaux à changement de phase sont donc les matériaux les plus performants pour le stockage de chaleur.

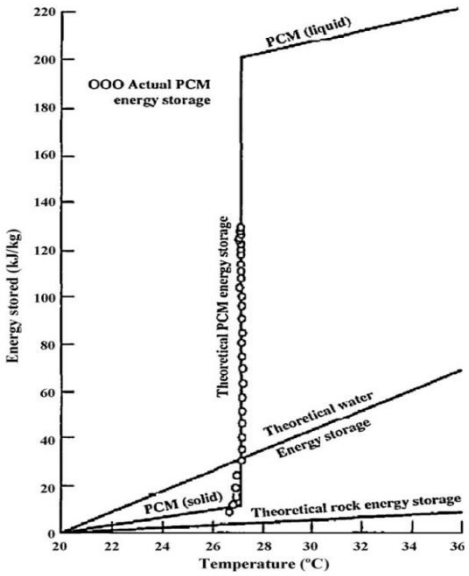


Figure I- 25 : Energie stockée dans des MCPs, l'eau et le lit de galets.

III.2 Stockage de chaleur dans les matériaux à changement de phase

III.2.1 Matériaux à changement de phase (MCP)

L'utilisation de matériaux à changement de phase pour le stockage de chaleur présente depuis, quelque décennies un grand intérêt de par son application dans les domaines du solaire et de l'habitat. Le processus du changement de phase du MCP est décrit sur la figure I-26 [Socaciu, 2012].

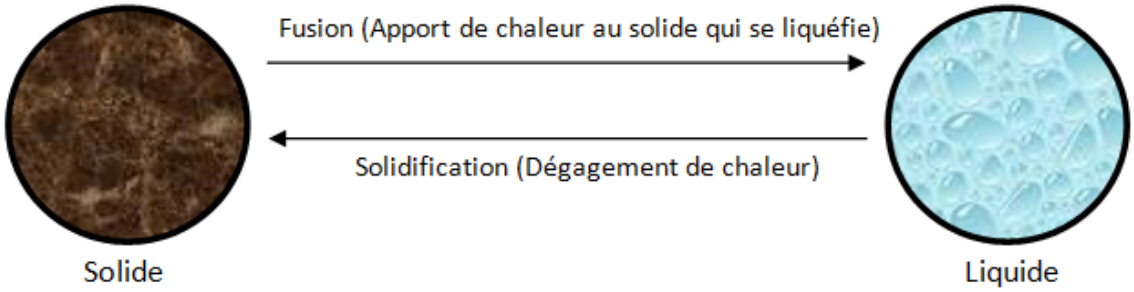


Figure I- 26 : Processus du changement de phase

La quantité de chaleur stockée dans un MCP qui passe de l'état solide à l'état liquide comporte trois quantités de chaleur :

- Etat solide : chaleur sensible

$$Q_S = m \times C_{p_{sol}}(T_f - T_{I_{sol}}) \quad \text{(I-20)}$$

- Fusion : chaleur latente

$$Q_{latente} = m \times L_f \quad \text{(I-21)}$$

- Etat liquide : chaleur sensible

$$Q_L = m \times C_{p_{liq}}(T_{F_{liq}} - T_f) \quad \text{(I-22)}$$

Avec Q: chaleur latente (J),
L_f: enthalpie de fusion du MCP (J kg^{-1}),
$C_{p_{sol}}$: chaleur spécifique du matériau à l'état solide (J kg^{-1} K^{-1}),
$C_{p_{liq}}$: chaleur spécifique du matériau à l'état liquide (J kg^{-1} K^{-1}),
$T_{I_{sol}}$: température initiale du matériau en phase solide (K),
$T_{F_{liq}}$: température finale du matériau en phase liquide (K).

Le changement de phase dans le cas d'un corps pur est isotherme. Dans le cas d'un mélange, la transition de phase se fait sur une gamme de température.

III.2.2 Propriétés des matériaux à changement de phase

Un grand nombre de matériaux à changement de phase possède une température de fusion dans une gamme de température compris entre 0 et 120 °C. Cependant, ils ne peuvent être utilisés comme matériaux de stockage de chaleur que lorsque leurs propriétés thermodynamiques, cinétiques et chimiques respectent certains critères. [Abhat, 1981 et Duffie, 2006]

a) Critères thermodynamiques :

Le matériau à changement de phase doit avoir :

- Une température de fusion dans la gamme de température adaptée au besoin donné,
- Une chaleur latente par unité de masse élevée,
- Une chaleur spécifique élevée,
- Une fusion congruente,
- Une faible augmentation de son volume pendant la phase de transition.

La température atteinte par un MCP lors de l'apport de chaleur doit être adaptée à la transition solide-liquide du MCP. En outre, la chaleur latente doit être la plus élevée possible pour minimiser les dimensions du système de stockage de chaleur.

b) Critères cinétiques :

Le matériau à changement de phase ne doit pas présenter de surfusion. Le matériau fondu doit se cristalliser à la température de solidification.

c) Critères chimiques :

- Stabilité chimique au cours du temps,
- Aucune action corrosive sur les matériaux du réservoir de stockage,
- le matériau doit être non inflammable et non explosif.

d) Critères économiques :

- Disponible en grande quantité,
- Faible coût.

III.2.3 Classification des matériaux à changement de phase

Les matériaux à changement de phase sont nombreux et disponibles dans divers gammes de température. Une classification des MCPs est présentée à la figure I-27 [Sharma et al., 2009]. Les MCPs regroupent des matériaux organiques, inorganiques et eutectiques. Beaucoup de matériaux organiques et inorganiques peuvent être identifiés à des MCPs à partir de leur température de fusion et de leur chaleur de fusion [Socaciu, 2012 et Bal et al., 2010].

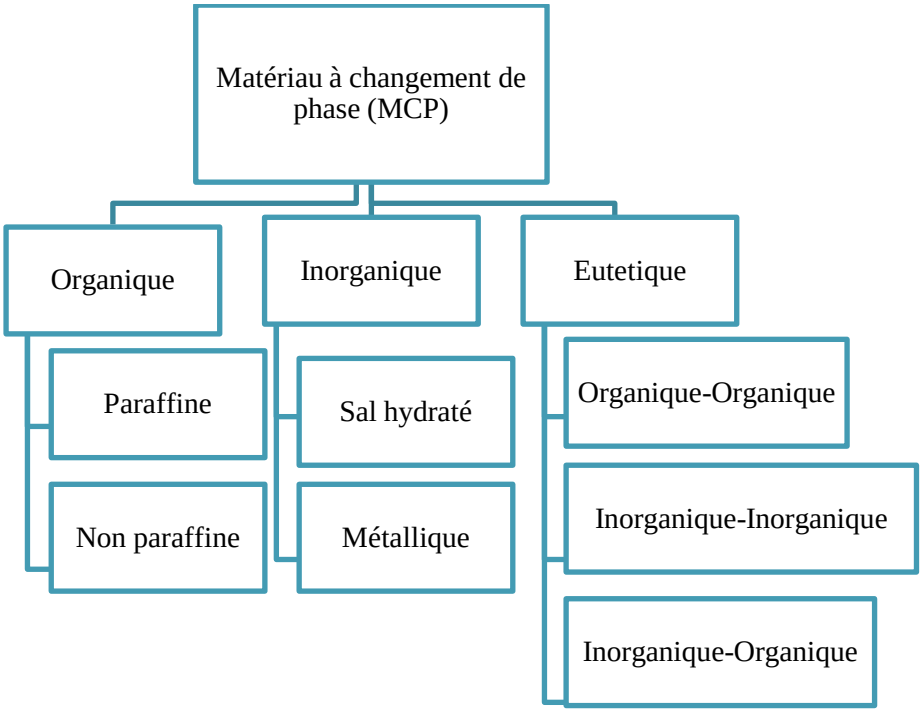


Figure I- 27 : Classification des MCPs

III.2.3.1 MCPs organiques

Les matériaux organiques ont une température de fusion comprise entre 0°C et 150°C. Les plus utilisés dans le domaine du stockage de la chaleur sont principalement à base de paraffine, d'acides gras et d'alcools. Ils présentent de nombreux avantages tels que leurs disponibilités dans une large gamme de températures et leurs stabilités chimiques. Ils ne nécessitent pas l'utilisation d'agents de nucléation. En outre, ils sont généralement non réactifs et recyclables. Leurs principaux inconvénients sont leur faibles conductivités et chaleur latente de fusion et ils sont inflammables [Sharma et al., 2009 ; Tyagi et Buddhi, 2007]. Les MCPs organiques comportent deux types : paraffines et non-paraffines [Sharma et al., 2009].

a) Paraffines

La paraffine est un mélange d'alcane CH_3-(CH_2)-CH_3. Le point de fusion et la chaleur latente de fusion de ce MCP augmentent avec la longueur de la chaine (CH_3)-. La paraffine est un matériau peu coûteux, non corrosif et peu inflammable. Cependant, il ne peut pas être stocké dans un réservoir en plastique.

b) Acide gras et Alcools

La chaleur latente de fusion de ces produits est élevée, leur inflammabilité et leur conductivité thermique sont faibles. Leur niveau de toxicité est variable et ils sont instables à

haute température. L'inconvénient majeur est leur coût, qui est de 2 à 2,5 fois supérieur à celui de la paraffine et ils sont peu corrosifs.

III.2.3.2 MCPs inorganiques

La température de fusion de ces matériaux est comprise entre -100°C et +1000°C. Les plus utilisés sont : les solutions aqueuses de sel (température de fusion inférieure à 0°C), les sels hydratés (température de fusion comprise entre 5°C et 130°C), les mélanges de sels, les mélanges de métaux (température de fusion supérieure à 150°C). Ils ont beaucoup d'avantages : ils ont une chaleur latente de fusion importante, une conductivité thermique élevée, ne sont pas inflammables et ont un coût abordable. Parmi leurs inconvénients, citons la corrosion, la ségrégation et la surfusion [Sharma et al., 2009, Tyagi et Buddhi,2007].

Sels hydratés

La formule générale d'un sel hydraté est sous la forme de $AB.nH_2O$ *(AB=formule du sel anhydre, n= nombre de molécule d'eau)*. Beaucoup de sels hydratés ont été utilisés comme matériaux à changement de phase. Les sels hydratés ont une chaleur latente de fusion par unité de volume et une conductivité thermique élevées. En outre, leur volume pendant la phase de transition est faible. Ils ne sont pas très corrosifs et sont compatibles avec le plastique. Le sel hydraté le plus utilisé est le $CaCl_2.6H_2O$.

III.2.3.3 MCPs eutectiques

Les MCPs eutectiques sont composés de plusieurs MCPs purs, en générale, de mélanges de MCPs organiques et inorganiques (organique-organique, organique-inorganique, inorganique-inorganique). Ils ont deux principaux avantages : leur point de fusion sont similaires à celui d'une substance pure et leurs chaleurs latentes de fusion sont supérieures à celle des composés organiques purs. Cependant, ils sont peu utilisés dans le domaine industriel et il y a peu de données sur leurs propriétés thermiques [Sharma et al., 2009 ; Tyagi et Buddhi, 2007].

Tableau I- 5 : Propriété thermique de certains MCPs

Matériaux		Température de fusion (°C)	Enthalpie de fusion (kj/kg)
PCMs Organiques	Eau	0	333.6
	Stéarate de butyle	19	140
	L'acide caprique-laurique	21	143
PCMs Inorganiques	$KF.4H_20$	18.5	231
	$Mn(No_3)_2.6H_20$	25.8	125.9
	$Na_2SO4.10H_2O$	32	251
PCMs Eutectiques	$66,6\%CaCL_2.6H_2O+33,3\%Mgcl_20.6H_20$	25	127
	$48\%CaCL_2+4,3\%\ NaCl+47,3\%H_20$	26,8	188
	$47\%Ca(NO_3)_2.4H2O+53\%Mg(NO_3)_2\ 6H_20$	30	136

Les caractéristiques de quelques MCPs sont reportées dans les tableaux I-5 et I-6. Les tableaux I-7 et I-8 présentent les propriétés de quelques MCPs.

Tableau I- 6: Caractéristique de quelques MCPs inorganiques

Type de substance	Composé	Température de fusion (°C)	ΔH_{fusion} (kJ/kg)	Conductivité thermique ($W.m^{-1}.K^{-1}$)	Densité ($kg.m^{-3}$)
Substances inorganiques	H_2O	0	333	0.612 liq, 20°C	998 liq, 20°C 917 sol, 0°C
	$CaCl_2.6H_2O$	29	190.8	0.540 liq, 38.7°C 1.088 sol, 23°C	1562 liq, 32°C 1802 sol, 24°C
	$Mg(NO_3)_2.6H_2O$	89	162.8	0.490 liq, 95°C 0.611 sol, 37°C	1550 liq, 94°C 1636 sol, 25°C
	$MgCl_2.6H_2O$	117	168.6	0.570 liq, 120 °C 0.694 sol, 90°C	1450 liq, 120 °C 1569 sol, 20°C
Eutectique inorganique	58.7%$Mg(NO_3).6H_2O$ + 41.3% $MgCl_2.6H_2O$	59	132.2	0.565 liq, 85°C 0.678 sol, 38°C	1550 liq, 50°C 1630 sol, 24°C
Mélange non eutectique de substances inorganiques	50%$Na(CH_3COO).3H_2O$ + 50%$HCONH_2$	40.5	255	n.d.	n.d.

Tableau I- 7: Caractéristique de quelques MCPs organiques

Type de substance	Composé	Température de fusion (°C)	ΔH_{fusion} (kJ/kg)	Conductivité thermique ($W.m^{-1}.K^{-1}$)	Densité ($kg.m^{-3}$)
Substances organiques	Paraffine C_{21}-C_{50}	66-68	189	0.21 sol	0.830 liq, 70°C 0.930 sol, 20°C
	Naphtalène	80	147.7	0.132 liq, 83.8°C 0.341 sol, 49.9°C	976 liq, 84°C 1145 sol, 20°C
Eutectique organique	67.1%Naphtalène + 32.9%Acide benzoïque	67	123.4	0.130 liq, 100°C 0.282 sol, 38°C	n.d.
Acides gras	Acide caprique	32	152.7	0.153 liq, 38.5°C	878 liq, 45°C 1004 sol, 24°C
	Acide stéarique	69	202.5	0.172 liq, 70°C	848 liq, 100°C 965 sol, 24°C

liq: liquid / sol : solide / n.d. : non disponible.

Tableau I- 8: Caractéristique de quelques MCPs commerciaux

Nom du MCP	Type de produit	Température de fusion (°C)	Enthalpie de fusion ($kJ.kg^{-1}$)	Densité ($kg.L^{-1}$)	Fabricant
RT26	Paraffine	25	131	0.88	Rubitherm GmbH
AC27	Sel hydraté	27	207	1.47	Cristopia
STL47	Sel hydraté	47	221	1.34	Mitsubishi Chemical
TH58	n.d.	58	226	n.d.	TEAP
ClimSel C70	n.d.	70	194	1.7	Climator

n.d. : non disponible.

III.2.4 MCPs organiques et inorganiques

Le tableau I-9 présente les avantages et les inconvénients des matériaux à changement de phase organiques et inorganiques.

Tableau I- 9: Comparaison des avantages et inconvénients des MCPs organiques et inorganiques.

	Avantages	Inconvénients
MCP organiques	• Pas de corrosion • Stabilité chimique et thermique • Surfusion négligeable • Recyclables	• Faible conductivité thermique • Inflammabilité • Coût élevé
MCP inorganique	• Conductivité thermique élevée • Non inflammabilité • Faible coût • Chaleur latente de fusion élevée	• Ségrégation de phase • Surfusion • Corrosivité • Manque de stabilité thermique

III.3 Etat de l'art sur le stockage de chaleur dans les MCPs

Dans les serres, les systèmes de stockage de chaleur dans les MCPs sont disposés comme pour le stockage de chaleur par mode sensible sous le sous-sol de la serre ou sur l'une de ses parois. L'air s'écoule par convection forcée engendrant la chaleur stockée dans les MCPs pendant la journée cédant l'excès de chaleur aux MCPs dont la température augmente jusqu'à atteindre, selon la quantité de chaleur apportée par l'air, la température de fusion. Pendant la nuit, la température de l'air au contact des MCPs baisse jusqu'à une température inférieure à leur température de fusion. Il en résulte une solidification des MCPs qui s'accompagne d'un dégagement de chaleur égale à la chaleur latente de fusion. Cette chaleur accroit la température de l'air avant son entrée de la serre. Ainsi, il a été montré lors d'une étude expérimentale que l'utilisation de 13,5 tonnes de $CaCl_2.6H_2O$, placé dans 9000 sacs disposés dans le sous-sol d'une serre de surface égale à 5000 m², dont la couverture est en verre, contribue à l'apport de 75% des besoins annuels en chaleur pour la culture de plantes [Jaffrin et Cadier 1982]. Un système de stockage identique à celui reporté dans l'étude précédente mais de masse plus faible (2800 kg de $CaCl_2.6H_2O$) et une serre de 200 m² au sol permet d'assurer 22% des besoins annuels en chaleur pour la culture de plantes [Balducci 1985].

Un système de stockage de chaleur compose de 777,6 kg de $CaCl_2.6H_2O$, soit 32,4 kg de MCP/m², placé sur la paroi nord d'une serre tunnel contribue à augmentes la température à l'intérieure de la serre à une valeur comprise entre 6 et 12 °C de la température ambiante pendant l'hiver et atténue la fluctuation de la température au cours de la journée. La

température de la paroi nord de la serre est constante, bien que la température à l'extérieur de la serre diminue pendant la nuit [Berroug et al. 2011].

Les travaux sur les séchoirs solaires avec un système de stockage de chaleur dans des MCPs sont à notre connaissance peu répandus. Citons une étude expérimentale des performances thermiques d'un séchoir indirect équipé d'un système de stockage de chaleur dans les MCPs (48 kg de paraffine). Les MCPs sont placés dans des tubes cylindriques et disposés dans les parties inférieure et supérieure d'une armoire de séchage dans laquelle l'air y circule par convection naturelle. La température des MCPs est supérieure à la température ambiante d'environ 20 °C pendant la période diurne et varie entre 40°C à 45°C pendant la période nocturne. L'efficacité thermique de ce séchoir, utilisé pour le séchage de menthe, est de 28% et le retour sur investissement de 1,5 an [Jain et Tewari, 2015]. Ce type de séchoir a été utilisé pour le séchage de plantes médicales [Shalaby et Bek, 2014]. Dans un système de stockage de chaleur similaire au précédent, dans lequel le stockage de chaleur est composé de paraffine disposé dans deux tubes cylindriques placés dans la partie inférieure du séchoir, la température de l'air asséchant est, pour un débit d'air de 0,0894 kg/s, supérieure à la température ambiante d'environ 2 à 7 °C et peut être maintenue à cette température pendant 5 heures après le coucher de soleil.

IV. Amélioration de la conductivité des MCPs

La faible conductivité thermique (0,2 – 0,8 W m^{-2}) et le sur-refroidissement des MCPs conventionnels limitent leurs capacités de stockage de chaleur qui peut être amélioré en introduisant dans les MCPs des particules métalliques (Cu, Ag ou Al) de conductivité thermique élevée, par exemple, des fibres et des ailettes métalliques, des particules de carbone. L'ajout de ces particules modifie les propriétés thermiques du MCP et conduit à une amélioration des performances du stockage de chaleur. Elles peuvent être augmentée également par l'utilisation d'ailettes, de matériaux poreux à conductivité thermique élevée comme les mousse métalliques, la micro-encapsulation de MCPs en carbone ou métalliques, …

Parmi ces techniques d'amélioration des performances thermiques lors des phases de stockage et déstockage de chaleur dans les MCPs, l'utilisation d'ailettes fixées sur les parois du réservoir dans lequel les MCPs sont disposés s'avère être une technique simple et efficace. Les ailettes sont utilisées pour accroitre la surface d'échange des MCPs contribuant ainsi à l'augmentation du flux de chaleur transféré entre les MCPs et les ailettes. Ces dernières peuvent être radiales ou axiales et fixées au solide d'un échange de chaleur avec le milieu considéré. La forme et la disposition des ailettes dans le système de stockage de chaleur contribuent à l'accroissement de la quantité de chaleur stockée dans les MCPs.

IV.1 Ailettes

Les ailettes peuvent être appliquées à des systèmes existants en adoptant leurs formes et leurs dimensions pour une application spécifique caractérisée par une densité de flux de

chaleur donnée. Elles sont de part leurs simplificités de fabrication et leur faible coût de construction l'une des techniques les plus utilisées dans les échangeurs de chaleur et les systèmes de stockage de chaleur latente.

Les ailettes utilisées dans le système de stockage de chaleur dans les MCPs peuvent être circulaires, rectangulaires et spirales [Rathod et al. 2015]. Elles peuvent être disposées de façon axiale ou radiale au système de stockage de chaleur. De Jong et Hoogendoorn [De Jong et Hoogendoorn 1981] comparent lors d'une étude expérimentale d'un échangeur de type calandre composé d'un tube à paroi lisse avec deux tubes dont les parois sont équipées d'ailettes circulaires en cuivre (figure I-28). Ils analysent l'influence de l'épaisseur de l'ailette et de la distance entre ailettes sur la durée de solidification du MCP (paraffine) disposé entre le tube et la calandre. Les résultats présentés montrent que pour les deux configurations retenues (épaisseur de 0,5 et 1 mm, distance entre ailettes 20 et 10 mm), la durée de solidification des MCPs est de 8 et 3 min respectivement pour les ailettes d'épaisseur égale à 0,5 et à 1 mm et épaisseur de 20 et 10 mm égale à 80 min pour le tube à la paroi lisse.

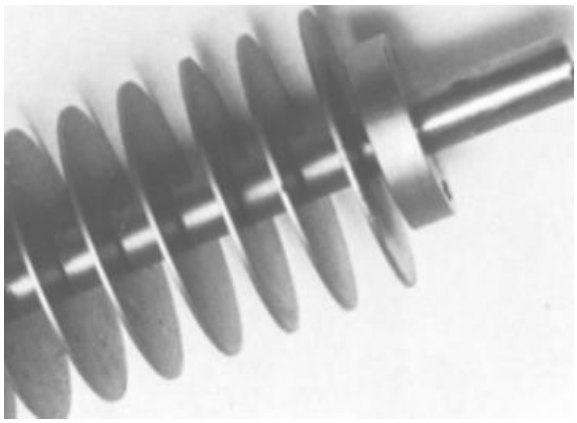


Figure I- 28 : Tube ailetté [De Jong et Hoogendoorn 1981]

Lacroix et Benmadda ont procédé à une étude numérique, basée sur la méthode enthalpique, de l'influence du nombre d'ailettes et de leur longueur sur la quantité de MCP fondu [Lacroix et Benmadda 1997]. Le dispositif est composé d'un réservoir parallélépipédique (0,02 × 0,04 × 0,06 m) rempli d'un MCP : l'octadécane. Les ailettes en aluminium de dimension 0,001 × 0,02 × 0,06 m sont fixées sur les parois verticales du réservoir. Les résultats montrent que l'augmentation de la longueur des ailettes accroît la quantité de MCP fondu et réduit la durée de fusion et de solidification pendant les périodes de charge et de décharge. Il est reporté que l'accroissement du nombre d'ailettes ayant la plus petite longueur n'a pas d'impact significatif sur la quantité de MCP fondu comparé à celle obtenue avec l'ailette la plus longue. Cette étude a été prolongée par une analyse expérimentale qui a montré que la durée pour l'apparition de la convection naturelle dans le MCP liquide est d'autant plus élevée que la distance entre les ailettes est faible [Lacroix et Benmadda 1998].

Dans un système de stockage de chaleur dans des MCPs composé d'une plaque verticale en aluminium sur laquelle sont fixées des ailettes de section rectangulaire et de même nature que la plaque (figure I-29). La fusion des MCPs est uniforme le long des ailettes pour la plus grande épaisseur et est localisée au voisinage de la base pour la plus faible épaisseur. L'épaisseur de ces ailettes varie entre 0,15 et 1,2 mm et leurs longueurs entre 5 et 10 mm. Le MCP (paraffine) est disposé dans l'espace entre les ailettes [Shatikian et al. 2005]. La quantité de MCP fondu la plus importante est celle obtenue par la plus petite distance entre les ailettes. Ces résultats rejoignent ceux de Lacroix et Benmadda [Lacroix et Benmadda 1998].

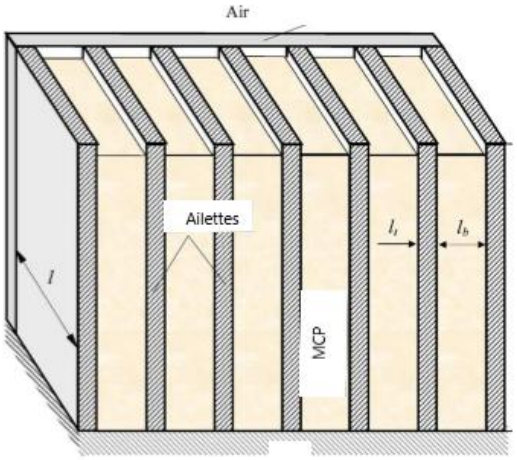


Figure I- 29 : Exemple du système de stockage de chaleur avec ailettes [Shatikian et al. 2005]

Agyenim et al. ont procédé à une étude expérimentale de l'influence de la géométrie d'ailettes sur les performances thermiques d'un échangeur composé d'un tube rempli d'un MCP (Erythritol) dont la température de fusion est égale à 118 °C. Un tube à paroi lisse (0,054 × 1 m) en cuivre avec une surface d'échange de 0,17 m² a été pris comme référence (figure I-30). Deux géométries d'ailettes ont été considérées : huit ailettes radiales en cuivre réparties uniformément le long du tube avec une surface d'échange globale de 0,36 m² et huit ailettes radiales en cuivre disposées tous les 45 ° autour du tube avec une surface d'échange de 0,78 m² (figure 30) [Agyenim et al. 2009].

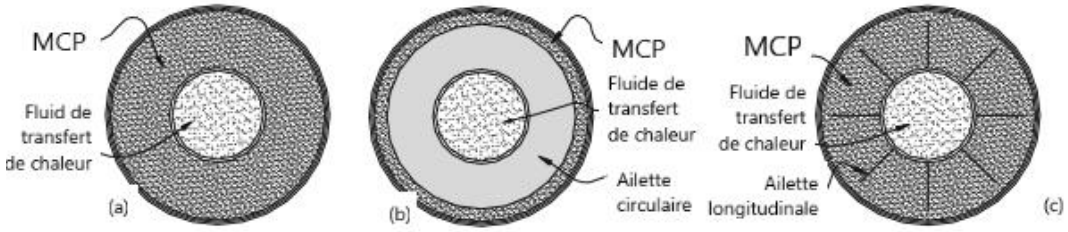


Figure I- 30 : Echangeurs avec des ailettes comparées à l'horizontale avec MCP et de l'eau et de l'huile comme fluide caloporteur [Agyenim et al. 2009]

Les résultats montrent que le MCP atteint plus rapidement la température de fusion de 118 °C dans l'échangeur à ailettes radiales que dans l'échangeur à tube lisse et dans celui à tubes avec ailettes radiales. L'échangeur à ailettes radiales est donc plus adapté à un système horizontal de stockage de chaleur par chaleur latente [Agyenim et al. 2009]. Les échangeurs à ailettes axiales ont une énergie cumulée pendant la période de charge plus élevée que les deux autres échangeurs. En outre, la durée de solidification des MCPs dans l'échangeur à ailettes axiales est supérieure à celle des échangeurs à ailettes radiales. La quantité de chaleur stockée pendant la période de charge dans l'échangeur composé d'un tube avec des ailettes radiales est supérieure à celle de l'échangeur dont la paroi du tube est lisse et à celui dont la paroi du tube comporte des ailettes radiales (figure I-31). Il est à noter que l'efficacité de déstockage pour l'échangeur comportant des ailettes radiales est supérieure à celles des autres échangeurs.

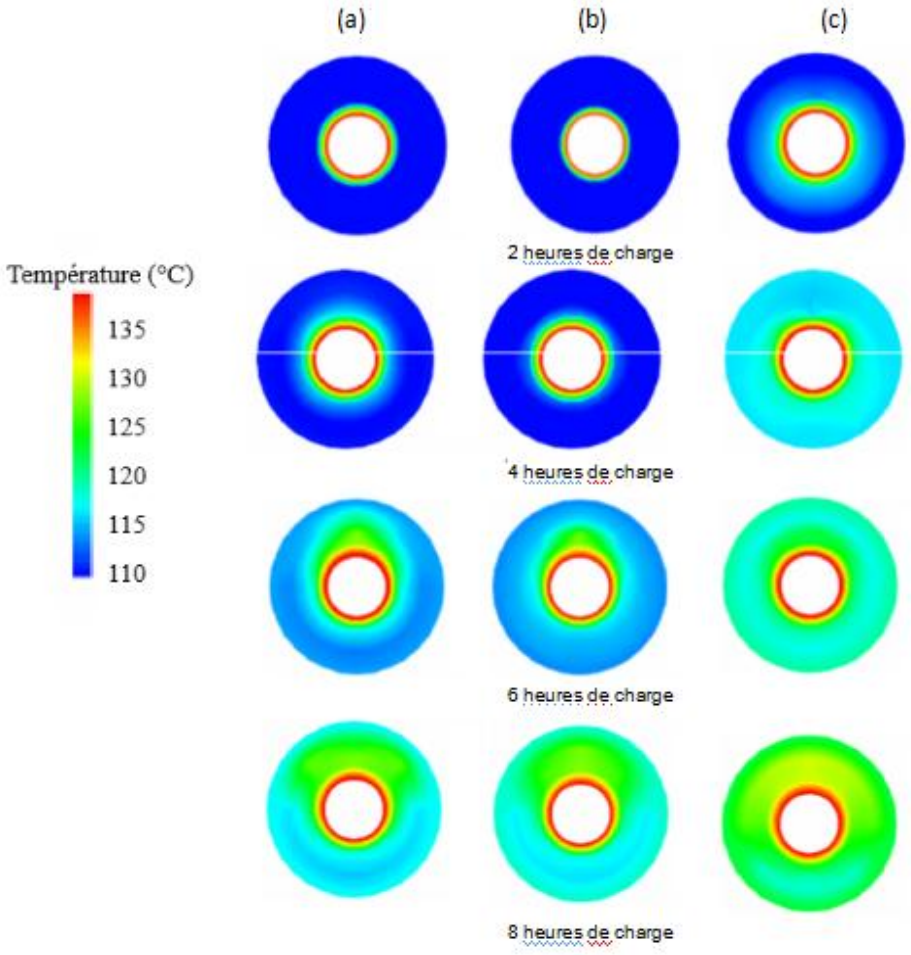


Figure I- 31 : Thermogramme dans un tube lisse, un tube avec ailettes circulaires et un tube avec ailettes radiales [Agyenim et al. 2009]

Comme nous l'avons reporté précédemment lors de la présentation de quelques travaux numériques sur les MCPs, nous présentons dans la suite quelques études numériques qui nous semblent pertinentes et qui sont basées sur la méthode enthalpique.

Lors d'une étude numérique sur l'influence d'ailettes en cuivre placées sur l'une de parois de la cavité rectangulaire, l'apparition de la convection libre dans la phase liquide du MCP était provoquée par les ailettes axiales [Sharifi et al. 2011]. Le MCP considéré est l'octadécane dont la température de fusion est 28 °C. Le rapport entre la quantité de MCP liquide et de MCP solide est d'autant plus élevée que la longueur et l'épaisseur des ailettes sont importantes. Les résultats présentés montrent que le nombre d'ailettes n'a pas une influence significative sur la quantité de MCP fondu. Ce résultat rejoint celui de Lacroix et Benmadda (Lacroix et Benmadda 1997].

Chiu et al. [Chiu et al. 2012] se sont également intéressés à une étude expérimentale des performances thermiques des échangeurs tubulaires avec des ailettes radiales disposées radialement au tube rempli de paraffine, d'hydrates de sels. Le tube et les ailettes sont en aluminium. Les diamètres externes du tube et des ailettes sont respectivement égaux à 10 mm et 65 mm, la distance entre ailettes est de 30 mm. Les résultats montrent que la convection naturelle dans la phase liquide localisée entre les ailettes réduit la quantité de MCPs fondus situés dans la partie supérieure des ailettes. Ils montrent également que la distance entre les ailettes influe sur la quantité fondue de MCPs situés entre les ailettes.

Une étude numérique, avec la méthode enthalpique, des performances thermiques de trois échangeurs a permis de mettre en évidence l'influence du nombre d'ailettes radiales sur la quantité de MCP fondu [Shokouhmand et al 2012]. La référence est un échangeur à paroi lisse. La fraction liquide de MCP est présentée sur la figure I-32.

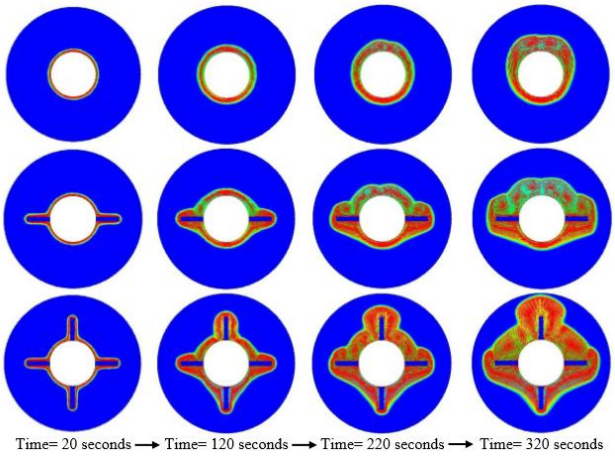


Figure I- 32 : Fraction liquide pour différents temps de fusion dans des échangeurs ailetés longitudinalement [Shokouhmand et al 2012]

Les résultats présentés montrent que la quantité de MCP liquide est d'autant plus grande que le nombre d'ailettes est élevé. En outre, la quantité de MCP liquide est, pour l'échangeur comportant deux ailettes, deux fois plus importante et trois fois plus importante pour le tube avec quatre ailettes que celle dans l'échangeur à paroi lisse.

Une étude expérimentale de l'influence des ailettes dans un échangeur de type calandre associé à un stockage de chaleur dans un MCP : l'acide stéarique dont la température de fusion est égale à 57 °C a permis de mettre en évidence l'influence d'ailettes axiales disposées

sur la paroi externe de tubes verticaux dans lesquelles circulent de l'eau (figure I-33) (Rathod et al. 2015). Il est montré que quelque soit le débit d'eau (2 à 5 kg/min) à une température de 80 °C circulant dans les tubes, les ailettes engendrent une réduction de la durée de fusion du MCP de 19% comparée à celle des tubes sans ailettes. Il est observé une réduction de la durée de solidification du MCP lors de la période de charge. Ces résultats sont similaires à ceux reportés par Sharifi et al. [Sharifi et al. 2011].

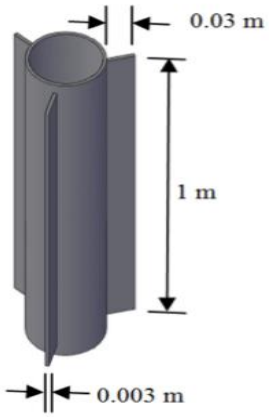


Figure I- 33 : Modèle d'ailettes utilisé par Rathod et al. [Rathod et al. 2015]

V. Conclusion

Le séchoir solaire en mode indirect est le plus répandu parce qu'il permet le contrôle du séchage et l'obtention d'un produit séché de bonne qualité. Le séchoir serre, de par sa simplicité de conception, de réalisation et de sa capacité de sécher de grande quantité de divers produits agro-alimentaires s'avère bien adapté au séchage solaire. Le stockage de chaleur par mode latent s'avère être plus efficace que le stockage par chaleur sensible. Un système de stockage de chaleur dans des MCPs intégré à une serre, soit dans son sous-sol ou dans l'une de ses parois, contribue à réduire l'impact des fluctuations du flux solaire sur la température de l'air asséchant et de la durée de séchage.

L'amélioration de la conduction thermique des MCPs peut être augmentée en introduisant des particules métalliques ou de carbone, les échanges de chaleur entre les parois du réservoir contenant les MCPs sont augmentés par des ailettes de différentes formes fixées sur mes parois du réservoir.

Chapitre II

Formulation mathématique

I. Introduction

Ce chapitre débute par une présentation du fonctionnement du séchoir serre et de l'unité de stockage de chaleur d'origine solaire. Il se poursuit par la formulation des équations qui régissent les transferts dans le séchoir et l'unité de stockage de chaleur. Ensuite, nous présentons la méthode numérique retenue pour résoudre ces équations et rappelons les expressions des coefficients de transfert de chaleur reportés dans ces équations. Il se poursuit par une présentation et l'analyse des résultats de modélisation du fonctionnement du séchoir serre équipé d'un système de stockage de chaleur par chaleur latente. Nous avons analysé l'influence du débit volumique de l'air asséchant sur les distributions spatio-temporelles des températures du séchoir serre et du système de stockage de chaleur ainsi que les efficacités thermiques du séchoir et du système de stockage de chaleur.

II. Séchoir serre avec stockage par chaleur latente

II.1 Description

II.1.1 Séchoir serre

Le séchoir serre comporte (figure II-1) :

- Une serre tunnel dans laquelle les produits à sécher sont disposés sur des claies,
- Une unité de stockage de chaleur composé d'un matériau à changement de phase, d'une couche de béton et d'une plaque métallique.

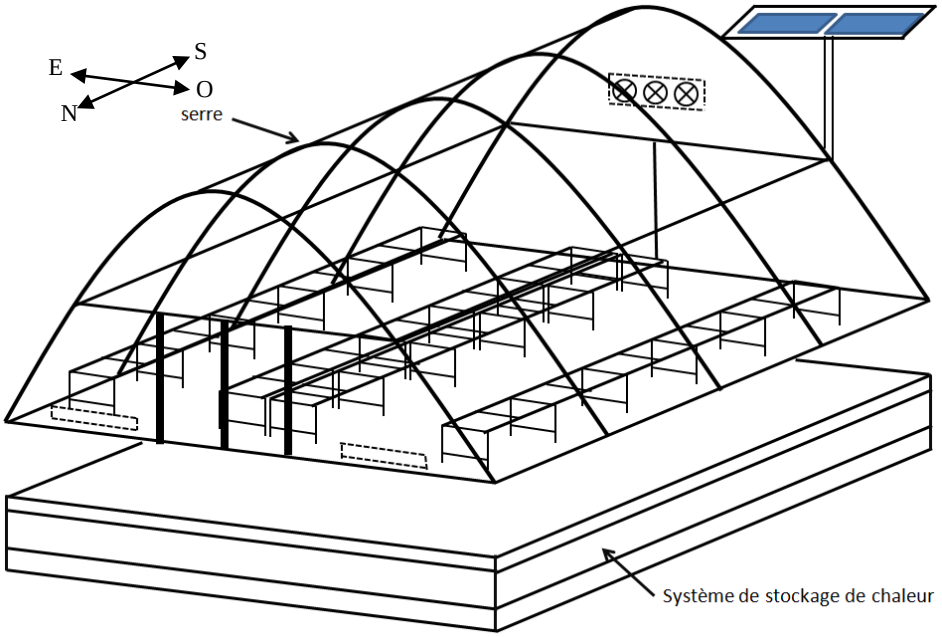


Figure II- 1 : Ensemble du séchoir serre

La serre tunnel de largeur 6 m, de longueur 8 m et de hauteur 3,5 m est de type classique. Elle comporte une couverture transparente en polycarbonate d'épaisseur 6 mm disposée sur une charpente métallique en forme d'arches gotiques. Son axe est orienté dans la direction nord-sud. La partie inférieure de la serre est recouverte d'une plaque métallique d'épaisseur 5 mm, peinte en noir (absorptivité de 0,95) et joue le rôle d'un absorbeur. L'air ambiant entre dans la serre par les deux ouvertures de la face nord distances de 1 m et à 30 cm de hauteur sous l'action d'un ventilateur disposé sur la face sud de la serre à une hauteur égale à 1,2 m. Les produits à sécher (bananes) sont disposés sur deux claies (0,9 × 7 m) composé d'un gille en acier positionnée à une hauteur d'1 m du sol.

II.1.2 Système de stockage de chaleur

Le système de stockage de chaleur est composé d'un matériau à changement de phase (MCP) placé en « sandwich » entre la plaque métallique et une dalle de béton d'épaisseur 0,05 m. Nous avons considéré deux configurations géométriques décrites par la forme de la face inférieure de la plaque métallique en contact avec les MCPs :

- Une plaque plane (figure II-2),
- Une plaque sur laquelle sont fixées des ailettes de section rectangulaire et de même nature que le matériau dont est constituée la plaque (figure II-3).

La paraffine a été utilisée comme MCP parce que sa température de fusion, égale à 27,7 °C permet, dans les conditions de fonctionnement du séchoir serre, un stockage sous forme de chaleur latente d'une partie du flux solaire absorbé par la plaque métallique. La chaleur latente de fusion de ce MCP est égale à 206 kJ/kg. Les propriétés thermo-physiques des composants du système de stockage sont reportées dans le tableau II-1.

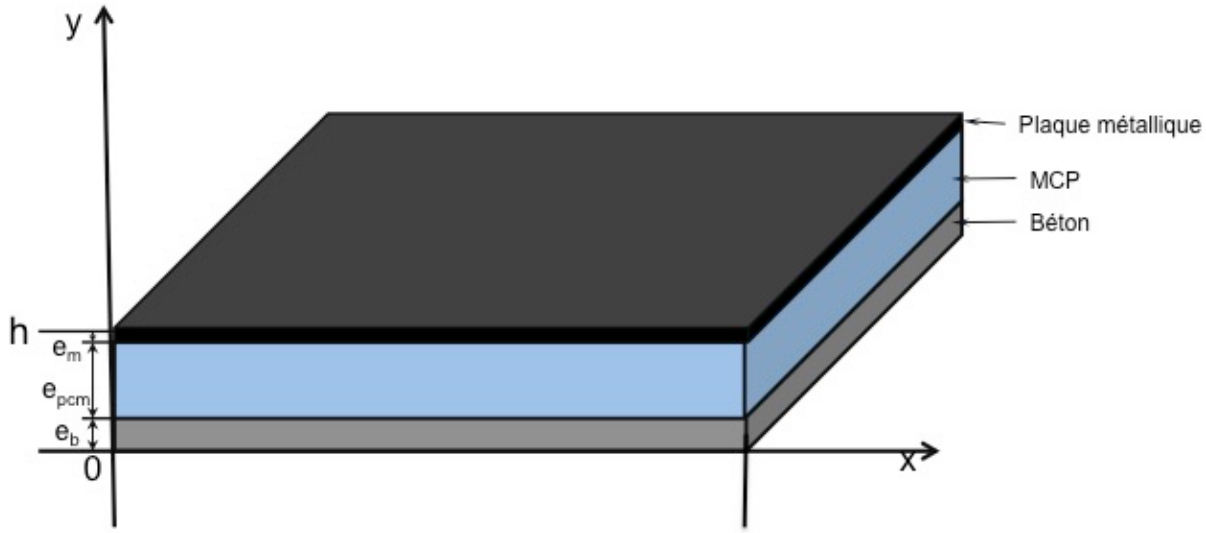


Figure II- 2 : Schéma de l'unité de stockage de chaleur (plaque plane)

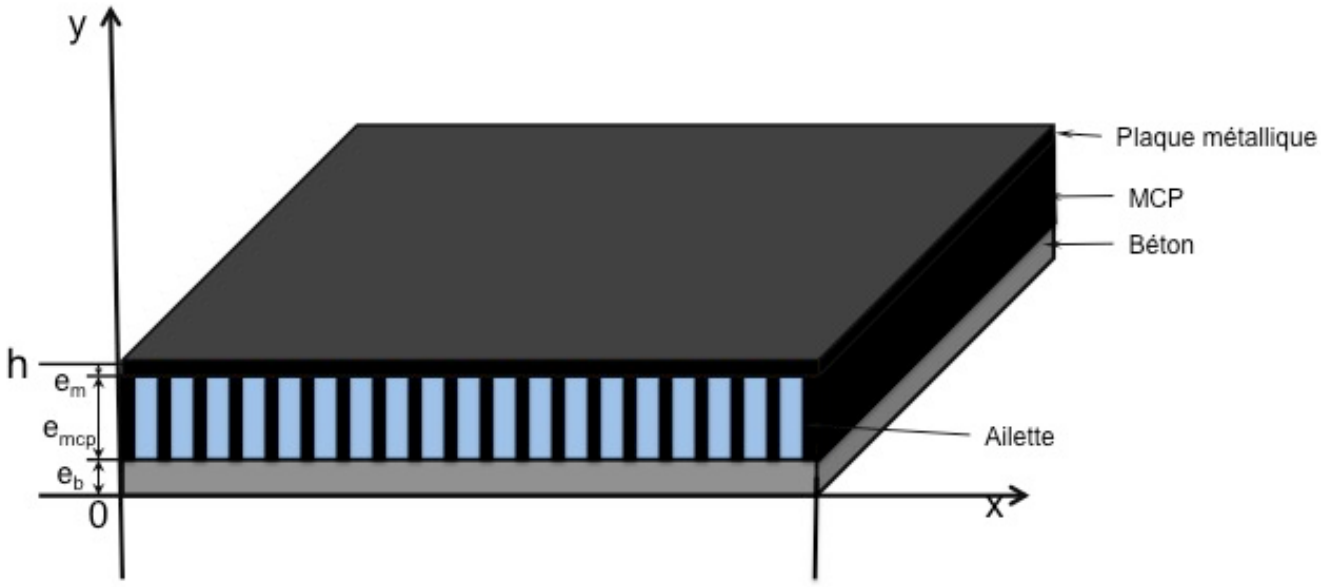


Figure II- 3 : Schéma du système de stockage de chaleur (plaque avec ailette)

Tableau II- 1 : Propriétés physiques de l'acier inoxidable, des MCPs et du béton

	Conductivité thermique (k) (W/M/K)	**Chaleur spécifique (C_p) (J/kg/K)**	**Masse volumique (ρ) (kg/m^3)**
Métal	26	450	7900
MCP solide	0,18	1800	789
MCP liquide	0,19	2400	750
Béton	1,4	780	2400

II.2 Fonctionnement du séchoir

Le flux solaire transmis à l'intérieur du séchoir à travers la couverture est en parti absorbé par les produits à sécher et la plaque métallique. Le flux absorbé par la plaque métallique est converti en chaleur et cette chaleur est transférée par conduction aux MCPs. L'air ambiant entre dans le séchoir par deux ouvertures situées sur face Nord du séchoir serre. Il s'échauffe par convection forcée sous l'action du flux solaire transmis par la couverture et absorbé par les différents composants de la serre. Cet air s'écoule par convection forcée parallèlement aux produits à sécher et est évacué vers l'extérieur à travers la face sud.

- **<u>Fonctionnement diurne (stockage)</u>**

Si la quantité de chaleur transmise par conduction à travers la plaque métallique aux MCPs est suffisante pour qu'ils atteignent la température de fusion, une partie des MCPs se liquéfient. Cette quantité de chaleur, égale à la quantité de chaleur sensible transmise aux

MCPs pour qu'ils atteignent la température de fusion augmentée de la chaleur latente de fusion, est stockée dans la phase liquide du MCP.

- **Fonctionnement nocturne (déstockage)**

Pendant la nuit ou en l'absence d'ensoleillement, les déperditions de chaleur entre le séchoir serre et son environnement, notamment par rayonnement avec la voûte céleste, provoquent une diminution de la température des composants de la serre. Il s'ensuit un transfert de chaleur par conduction-convection entre les MCPs liquide et l'air de la serre qui provoque une diminution de la température des MCPs jusqu'à atteindre sa température de solidification. Une partie de la quantité de chaleur latente de solidification est ainsi transférée par conduction-convection à l'air du séchoir.

III. Formulation mathématique

III.1 Hypothèse simplificatrice

Posons les hypothèses suivantes :

- L'écoulement d'air dans le séchoir est laminaire et unidirectionnel,
- La voûte céleste se comporte comme un corps noir,
- Les propriétés thermiques des matériaux de la serre, de l'air, du système de stockage et du produit sont constantes dans la gamme de températures considérées,
- L'air est parfaitement transparent au flux solaire,
- Les produits à sécher sont assimilés à des corps gris,
- La température et la teneur en eau du produit sont supposées uniformes,
- Les différents milieux sont à une température uniforme dans un plan perpendiculaire à l'écoulement d'air,
- L'écoulement est identique tout au long de la traversée de la serre, c'est-à-dire qu'il reste laminaire, transitoire ou turbulent et ne change par de régime,
- Le métal, le béton et les MCPs sont des milieux homogènes et isotropes,
- Les transferts par convection naturelle dans la phase liquide du MCP sont négligés,
- Les MCPs se comportent comme un matériau idéal (pas de dégradation, ni de surfusion).

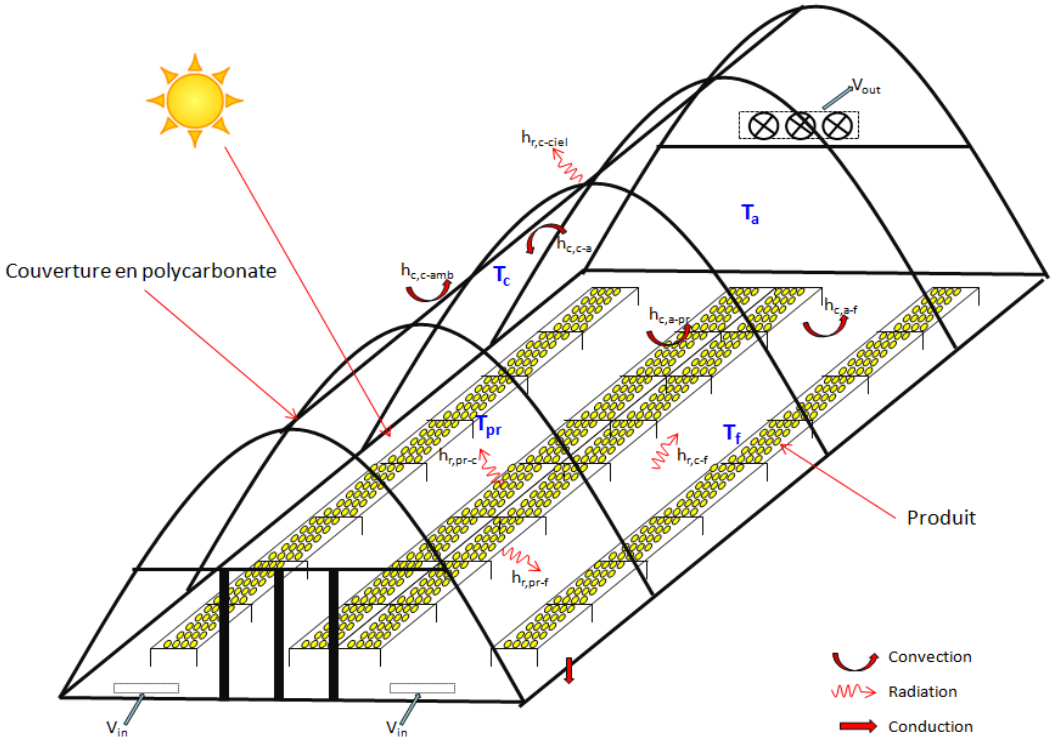


Figure II- 4: Transferts de chaleur dans le séchoir serre

III.2 Equations de transfert

Un séchoir serre équipé d'une unité de stockage de chaleur solaire dans un MCP est un système complexe. En effet, il est composé de plusieurs éléments couverture, produits à sécher, air asséchant, plaque métallique, MCP, couche de béton,…) en interaction les uns avec les autres selon des actions, des processus de fonctionnement différents, ….Il peut être décrit soit par un modèle qui reproduit dynamiquement son fonctionnement, soit par une analyse systémique qui, en se consacrant sur les relations entre ses éléments, permet une approche à la fois globale et détaillée du système. Parmi ces méthodes d'analyse de système complexes, nous avons retenu la modélisation numérique qui fait appel à des notions théoriques reposant soit sur des lois universelles, soit des modèles mathématiques à divers degrés d'empirisme. En effet, la modélisation du séchoir serre est basée sur une cinétique de séchage semi -empirique et sur les interactions entre les éléments du système.

III.2.1 Séchoir serre

Les équations de transfert sont déduites de bilans thermiques basés sur l'analogie entre les transferts de chaleur et les transferts électriques. Le séchoir serre est découpé en tranches fictives perpendiculaires à la direction de l'écoulement de l'air (figure II-5). Chaque tranche est supposée indépendante des autres. Dans ces conditions, la quantité de chaleur au sein d'une tranche (i) est égale à la somme algébrique des densités de flux de chaleur échangé dans cette tranche. Elle s'écrit :

$$m_i Cp_i \left(\frac{\partial T_i}{\partial t} + \vec{v_i}.\overrightarrow{grad} T_i\right) = \sum_i hx_{ij} S_{ij}(T_j - T_i) + \sigma_i \qquad (II-1)$$

avec

j : Indice du milieu pour lequel T_j est un potentiel connecté au potentielT_i,

σ_i : Source ou puits de chaleur (W),

hx_{ij} : Coefficient de transfert de chaleur entre les milieux i et j ($Wm^{-2}K^{-1}$) selon le mode x : conduction, convection ou rayonnement,

S_{ij} : Aire de la section considérée (m^2),

$\vec{v_i}$: Vecteur vitesse du milieu i considérée ($m.s^{-1}$).

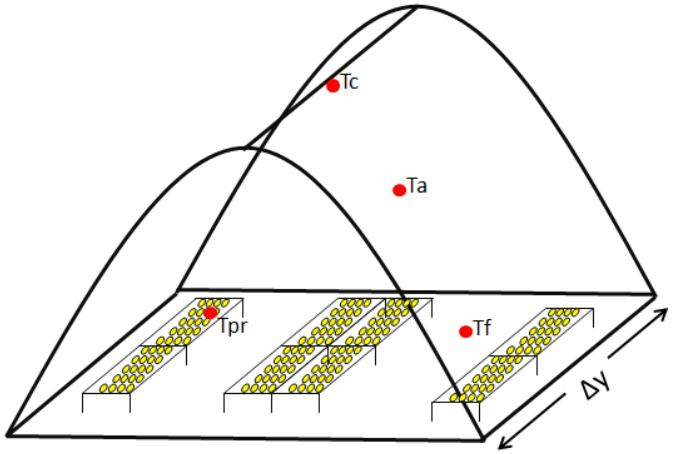


Figure II- 5: Schéma d'une tranche de la serre

Dans la suite, nous appliquons l'équation ci-dessus aux divers milieux du séchoir.

- **Couverture**

$$m_c Cp_c \frac{\partial T_c}{\partial t} = h_{c,c-amb} S_c (T_{amb} - T_c) + h_{r,c-ciel} S_c (T_{ciel} - T_c) + h_{r,pr-c} S_c (T_{pr} - T_c) + h_{r,c-f} S_c (T_f - T_c) + h_{c,c-a} S_c (T_a - T_c) + h_{r,c-se} S_c (T_{se} - T_c) + \varphi \alpha_c S_c \qquad (II-2)$$

- **Air asséchant**

$$m_a Cp_a \left[\frac{\partial T_a}{\partial t} + V_a \frac{\partial T_a}{\partial y}\right] = h_{c,a-pr} S_{pr} (T_{pr} - T_a) + h_{c,a-m} S_m (T_m - T_a) + h_{c,c-a} S_c (T_c - T_a) \qquad (II-3)$$

- **Produit à sécher**

$$m_{pr}Cp_{pr}\frac{\partial T_{pr}}{\partial t} = h_{c,a-pr}S_{pr}(T_a - T_{pr}) + h_{r,pr-c}S_{pr}(T_c - T_{pr}) + h_{r,pr-m}S_{pr}(T_m - T_{pr}) - L_v\left(\frac{\partial M}{\partial t}\right) + \varphi\tau_c\alpha_{pr}S_{pr} \quad (II-4)$$

- **Face supérieure de la plaque métallique**

$$m_mCp_m\frac{\partial T_m}{\partial t} = h_{c,a-m}S_f(T_a - T_m) + h_{r,c-m}S_m(T_c - T_m) + h_{r,pr-m}S_m(T_{pr} - T_m) + \varphi\tau_c\alpha_mS_m + S_mh_{cond}(T_{PMC} - T_m) \quad (II-5)$$

avec

$$h_{cond} = \frac{k_m}{e_p}$$

e_p : épaisseur de la plaque métallique (m)

III.2.2 Système de stockage par chaleur latente

Le flux solaire transmis à travers la couverture de la serre est en partie absorbé par la face supérieure de la plaque métallique et les produits disposés sur les claies. Il en résulte un accroissement de la température de la plaque et une propagation de chaleur par conduction à travers cette plaque, les MCPs et la dalle de béton. Les transferts de chaleur dans la couche de béton et les ailettes sont décrits par l'équation fondamentale de la conduction. Parmi les méthodes numériques qui permettent de suivre au cours du temps de l'interface liquide-solide, nous avons retenu la méthode enthalpique modifiée par Zivkovic et Fujii [Zivkovic et Fujii, 2001]. Dans cette méthode, le problème de transfert de chaleur dans les MCPs est reformulé de sorte que la condition sur l'interface liquide-solide soit liée à des équations de transfert et qu'elle puisse s'appliquer à tout point du domaine d'étude. Ainsi, la position de l'interface liquide-solide est une caractéristique de la solution. Dans le référentiel (0xy), associé au modèle physique (figures II-2 et II-3), l'équation de transfert de chaleur par conduction s'écrit, compte tenu des hypothèses simplificatrices formulées ci-dessus, comme suit :

$$\rho_kC_{p_k}\frac{\partial T_k}{\partial t} = k_k\left(\frac{\partial^2 T_k}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_k}{\partial y^2}\right) \quad (II-6)$$

avec

k=1 ; béton
k=2 ; MCP
k=3 ; ailette

L'équation de transfert de chaleur dans la couche de MCP est basée sur la méthode enthalpique modifiée par Zivkovic et Fujii [Zivkovic et Fujii, 2001].

$$\frac{\partial H}{\partial t} = k_2\left(\frac{\partial^2 T_2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_2}{\partial y^2}\right) \qquad (\text{II} - 7)$$

Avec

$$H = h + \rho_2 L_{fus}.f(T_2) \qquad (\text{II} - 8)$$

où h = enthalpie sensible volumique (J/m^3) : $h = \int_{T_2}^{T_f} C_{p_2} dT$

L_{fus}= chaleur latente massique de fusion (J/kg)

$f(T_2)$ = fraction de MCP à l'état liquide

$$f(T_2) = \begin{cases} 0 & T_2 < T_{fus} \quad solide \\ ]0,1[& T_2 = T_{fus} \quad fusion \\ 1 & T_2 > T_{fus} \quad liquide \end{cases} \qquad (\text{II} - 9\text{a} - \text{c})$$

En combinant les équations (II-6) et (II-7), il vient :

$$\frac{\partial h}{\partial t} = k_2\left(\frac{\partial^2 T_2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_2}{\partial y^2}\right) - \rho_2 L_{fus}\frac{\partial f}{\partial t} \qquad (\text{II} - 10)$$

Soit

$$\rho_2 C_{p_2}\frac{\partial T_2}{\partial t} = k_2\left(\frac{\partial^2 T_2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_2}{\partial y^2}\right) - \rho_2 L_{fus}\frac{\partial f}{\partial t} \qquad (\text{II} - 11)$$

Aux équations II-6 et II-11, nous associons les conditions initiales et aux limites suivantes :

III.2.2.1 Conditions initiales et aux limites

- Conditions initiales

$\forall t < t_0$; t_0 étant l'instant à partir duquel la face supérieure de la plaque métallique est soumise au flux solaire et l'instant à partir duquel l'air asséchant entre dans le séchoir.

$$T_k(x, y, t) = T_{amb} \quad et\ f = 0$$

avec k=1 : béton ; k=2 : MCP et k=3 : ailette $\qquad (\text{II} - 12\text{a} - \text{b})$

$$T_i(x, t) = T_{amb}$$

avec i=c : couverture; i=pr: produit; i=a: air asséchant; i=f: plaque métallique

- Conditions aux limites

  $\forall t > t_0$

$$x = 0 \; et \; x = L \; ; 0 \leq y \leq h \qquad \frac{\partial T_k}{\partial x}\Big)_{x=0,L} = 0 \quad , k = 1,2,3 \qquad (\text{II} - 13)$$

$$y = e_b + e_{mcp} \; ; 0 \leq x \leq L \qquad h_{cond}\left(T_2 - T_{fus}\right) \; = k_2 \frac{\partial T_2}{\partial y}\Big)_{y=e_b+e_{mcp}} \qquad (\text{II} - 14)$$

$$y = e_b ; 0 \leq x \leq L \qquad k_1 \frac{\partial T_1}{\partial y}\Big)_{y=e_b} = k_2 \frac{\partial T_2}{\partial y}\Big)_{y=e_b} \qquad (\text{II} - 15)$$

$$y = 0 ; O \leq x \leq L \qquad k_1 \frac{\partial T_1}{\partial y}\Big)_{y=0} = \; k_{Terre} \frac{\partial T_{Terre}}{\partial y}\Big)_{y=0} \qquad (\text{II} - 16)$$

Pour ailettes :

$$y = e_b + e_{mcp} \; ; 0 \leq x \leq e_{palt} \qquad h_{cond}\left(T_3 - T_{fus}\right) \; = k_3 \frac{\partial T_3}{\partial y}\Big)_{y=e_b+e_{mcp}} \qquad (\text{II} - 17)$$

$$y = e_b ; 0 \leq x \leq e_{palt} \qquad k_1 \frac{\partial T_1}{\partial y}\Big)_{y=e_b} = k_3 \frac{\partial T_3}{\partial y}\Big)_{y=e_b} \qquad (\text{II} - 18)$$

$$x = e_{palt} \; ; e_b \leq y \leq e_{mcp} \qquad k_2 \frac{\partial T_2}{\partial y}\Big)_{y=e_b} = k_3 \frac{\partial T_3}{\partial y}\Big)_{y=e_b} \qquad (\text{II} - 19)$$

III.2.2.2 Adimensionnalisation

Les équations II-6 et II-11, les conditions initiales (II-12a-b) et aux limites (II-13-19) qui leur sont associées sont adimensionnées à l'aide des variables adimensionnelles suivantes :

$$x^* = \frac{x}{L} \quad ; \quad y^* = \frac{y}{L} \quad ; \quad t^* = \frac{\alpha_m \times t}{L^2} \quad ; \quad k_k^* = \frac{k_k}{k_m} \quad ; \quad T_k^* = \frac{T_k}{T_{amb}} \qquad (\text{II} - 20\text{a} - \text{e})$$

$$\rho_k^* = \frac{\rho_k}{\rho_m} \quad ; \quad {C_p}_k^* = \frac{{C_p}_k}{{C_p}_m} \qquad (\text{II} - 21\text{a} - \text{b})$$

avec

$$\alpha_m = \frac{k_m}{\rho_m C_{p_m}}$$

ρ_m : masse volumique de la plaque métallique (kg m^{-3}),

C_{p_m} : chaleur spécifique de la plaque métallique ($Jkg^{-1}K^{-1}$),

L'introduction des variables sans dimensions (II-20a-e) et (II-21a-b) définies ci-dessus dans les équations II-6 et II-11 conduit aux équations adimensionnelles suivantes :

$$\frac{\partial T_k^*}{\partial t^*} = \left[\frac{\partial^2 T_k^*}{\partial x^{2^*}} + \frac{\partial^2 T_k^*}{\partial y^{2^*}}\right]$$

$$\frac{\partial T_2^*}{\partial t^*} = \alpha\left[\frac{\partial^2 T_2^*}{\partial x^{*2}} + \frac{\partial^2 T_2^*}{\partial y^{*2}}\right] - C_f L_{fus}^* \frac{\partial f}{\partial t^*} \qquad (\text{II} - 22\text{a} - \text{b})$$

avec

$$\alpha = \frac{k_m \times k_2^*}{\alpha_m \times \rho_2^* \times C_{p_2}^* \times \rho_m \times C_{p_m}}$$

$$C_{fus} = \frac{1}{C_{p_2}^*}$$

$$L_{fus}^* = \frac{L_{fus}}{Cp_m \times T_{amb}} \qquad (\text{II} - 23\text{a} - \text{c})$$

Pour $T_2^* < T_{fus}^* \; et \; T_2^* > T_{fus}^*$; $f(T_2^*) = constante$, il s'ensuit que $\frac{\partial f(T)}{\partial t} = 0$. L'équation (II-22b) s'écrit :

$$\frac{\partial T_2^*}{\partial t} = \alpha\left[\frac{\partial^2 T_2^*}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_2^*}{\partial y^2}\right] \qquad (\text{II} - 24)$$

Pour $T_2^* = T_{fus}^*$, le changement d'état est supposé isotherme, aussi $\frac{\partial T_2^*}{\partial t} = 0$, l'équation (II-22b) s'écrit :

$$C_{fus} L_{fus}^* \frac{\partial f}{\partial t} = \alpha\left[\frac{\partial^2 T_2^*}{\partial x^{*2}} + \frac{\partial^2 T_2^*}{\partial y^{*2}}\right] \qquad (\text{II} - 25)$$

Soit

$$\frac{\partial f}{\partial t^*} = \frac{\alpha}{L^*_{fus} C_{fus}} \left[\frac{\partial^2 T_2^*}{\partial x^{*2}} + \frac{\partial^2 T_2^*}{\partial y^{*2}} \right] \qquad (\mathrm{II}-26)$$

Cette équation permet d'actualiser la fraction de liquide au cours du temps.

Les conditions initiales et aux limites adimensionnelles s'écrivent :

- **Conditions initiales**

$$T_k^* = \frac{T_k}{T_{amb}} \; ; f = 0 \qquad (\mathrm{II}-27)$$

- **Conditions aux limites**

$$x^* = 0, x^* = 1; 0 \leq y^* \leq \frac{h}{L}$$

$$\frac{\partial T_k^*}{\partial x^*}\Big)_{x^*=0,1} = 0 \qquad (\mathrm{II}-28)$$

$$y^* = \frac{e_b + e_{mcp}}{L}; O \leq x^* \leq 1$$

$$\frac{h_{cond}\, L}{k_m}\left(T^* - \frac{T_{fus}}{T_{amb}}\right) = k_2^* \frac{\partial T_2^*}{\partial y^*}\Big)_{y^*=\frac{e_b+e_{mcp}}{L}} \qquad (\mathrm{II}-29)$$

$$y^* = \frac{e_b}{L}; O \leq x^* \leq 1$$

$$\frac{k_2^*}{k_1^*}\frac{\partial T_2^*}{\partial y^*}\Big)_{y^*=\frac{e_b}{L}} = \frac{\partial T_1^*}{\partial y^*}\Big)_{y^*=\frac{e_b}{L}} \qquad (\mathrm{II}-30)$$

$$y^* = 0; 0 \leq x^* \leq 1$$

$$k_1 \frac{\partial T_1^*}{\partial y^*}\Big)_{y^*=0} = k_{Terre} \frac{\partial T_{Terre}^*}{\partial y^*}\Big)_{y^*=0} \qquad (\mathrm{II}-31)$$

<u>Pour ailette</u> :

$$y^* = \frac{e_b + e_{mcp}}{L}; O \leq x^* \leq 1$$

$$\frac{h_{cond}\, L}{k_m}\left(T^* - \frac{T_{fus}}{T_{amb}}\right) = k_3^* \frac{\partial T_3^*}{\partial y^*}\Big)_{y^*=\frac{e_b+e_{mcp}}{L}} \qquad (\mathrm{II}-32)$$

$$y^* = \frac{e_b}{L}; O \leq x^* \leq 1$$

$$\frac{k_3^*}{k_1^*}\frac{\partial T_3^*}{\partial y^*}\Big)_{y^*=\frac{e_b}{L}} = \frac{\partial T_1^*}{\partial y^*}\Big)_{y^*=\frac{e_b}{L}} \quad (\text{II} - 33)$$

$$x^* = \frac{e_{palt}}{L}; \frac{e_b}{L} \leq y^* \leq \frac{e_{mcp}}{L}$$

$$\frac{k_3^*}{k_2^*}\frac{\partial T_3^*}{\partial y^*}\Big)_{y^*=\frac{e_b}{L}} = \frac{\partial T_2^*}{\partial y^*}\Big)_{y^*=\frac{e_b}{L}} \quad (\text{II} - 34)$$

- **Rétrécissement du produit lors du séchage**

L'évolution au cours du séchage de l'épaisseur du produit est déterminée à partir de l'expression suivante :

$$e_{pr} = e_{pi} - \frac{\rho_w + (M \times \rho_{pr})}{\rho_w + (M_i \times \rho_{pr})} \quad (\text{II} - 35)$$

avec

e_{pi} : demi-épaisseur initiale du produit (m),

ρ_w : masse volumique de l'eau (kg m^{-3}),

ρ_{pr} : masse volumique du produit (kg m^{-3}),

M : teneur en eau du produit à chaque instant (kg d'eau/ kg de matière sèche),

M_i : teneur en eau initiale du produit (kg d'eau/ kg de matière sèche).

III.2.3 Performances thermiques

Pour déterminer les performances du séchoir serre et du système stockage de chaleur solaire, nous définissons les grandeurs suivantes :

a) Séchoir serre

- **Rendement thermique instantané**

$$\eta_s = \frac{Pu}{\varphi A_c} \quad (\text{II} - 36)$$

- **Rendement évaporatoire instantané**

$$\eta_{ev} = \frac{\dot{m}_{ev} L_v}{\varphi A_c} \quad (\text{II} - 37)$$

Auxquels nous associons les rendements horaires :

$$\eta_s = \frac{\int_t^{t+\Delta t} Pu\ dt}{\int_t^{t+\Delta t} \varphi A_c\ dt} \qquad (II-38)$$

$$\eta_{ev} = \frac{\int_t^{t+\Delta t} \dot{m}_{ev} L_v\ dt}{\int_t^{t+\Delta t} \varphi A_c\ dt} \qquad (II-39)$$

avec
Pu : Puissance utile ; c'est la quantité de chaleur récupérée par unité de temps à la traversée du séchoir (W),
$\dot{m}_{ev}$: Masse d'eau évaporée (kg s^{-1}),
L_v : Chaleur latente de la vaporisation du produit à sécher (J/kg),
φ : densité de flux solaire captée par la serre (W m^{-2}).

b) Système de stockage de chaleur

- **Efficacité thermique de stockage**

$$\varepsilon_{th} = \frac{Q_{st}}{\int_{t_0}^{t_c} \varphi_s . A_c . dt} \qquad (II-40)$$

avec t_0 et t_c : heure du lever et du coucher du soleil

- **Efficacité thermique de déstockage**

$$\varepsilon_{ext} = \frac{Q_{ext}}{Q_{st}} \qquad (II-41)$$

avec

$$Q_{ext} = (1 - \bar{f}_d).m.L_{fus}$$
$$Q_{st} = \bar{f}_c.m.L_{fus} \qquad (II-42a-b)$$

où
A_c: aire de la couverture soumise au flux solaire (m^2),
$\bar{f}_c$: fraction moyenne de liquide à la fin de la charge,
$\bar{f}_d$: fraction de liquide à la fin de la décharge,
L_{fus}: chaleur latente de fusion des MCPs (J kg^{-1}),
m : masse de MCP (kg),
Q_{ext} : quantité de chaleur extraite des MCPs pendant la période de décharge (J),
Q_{st} : quantité de chaleur latente stockée dans les MCPs pendant la période de charge (J),

t_0 , t_c : début et fin de la période de charge (s),

φ_s : densité de flux solaire (W m^{-2}),

Pu : puissance utile (W).

IV. Méthodologie numérique

IV.1 Séchoir serre

Les équations (II-2-5) sont discrétisées par une méthode implicite aux différences finies. La discrétisation de ces équations conduit aux expressions suivantes :

$$m_c Cp_c \left[\frac{T_c^{t+\Delta t}(i) - T_c^t(i)}{\Delta t}\right] = h_{c,c-amb} S_c \left[T_{amb}^{t+\Delta t} - T_c^{t+\Delta t}(i)\right] + h_{r,c-ciel} S_c \left[T_{ciel}^{t+\Delta t} - T_c^{t+\Delta t}(i)\right] + h_{r,pr-c} S_c \left[T_{pr}^{t+\Delta t}(i) - T_c^{t+\Delta t}(i)\right] + h_{r,c-f} S_c \left[T_f^{t+\Delta t}(i) - T_c^{t+\Delta t}(i)\right] + h_{c,c-a} S_c [T_a^{t+\Delta t}(i) - T_c^{t+\Delta t}(i)] + h_{r,c-se} S_c [T_{se}^{t+\Delta t} - T_c^{t+\Delta t}(i)] + \varphi \alpha_c S_c \qquad (II-43)$$

$$m_a Cp_a \left[\frac{T_a^{t+\Delta t}(i) - T_a^t(i)}{\Delta t}\right] + m_a Cp_a V_a \frac{\partial T_a}{\partial y} = h_{c,a-pr} S_{pr} \left[T_{pr}^{t+\Delta t}(i) - T_a^{t+\Delta t}(i)\right] + h_{c,a-f} S_f \left[T_f^{t+\Delta t}(i) - T_a^{t+\Delta t}(i)\right] + h_{c,c-a} S_c [T_c^{t+\Delta t}(i) - T_a^{t+\Delta t}(i)] \qquad (II-44)$$

$$m_{pr} Cp_{pr} \left[\frac{T_{pr}^{t+\Delta t}(i) - T_{pr}^t(i)}{\Delta t}\right] = h_{c,a-pr} S_{pr} \left[T_a^{t+\Delta t}(i) - T_{pr}^{t+\Delta t}(i)\right] + h_{r,pr-c} S_{pr} \left[T_c^{t+\Delta t}(i) - T_{pr}^{t+\Delta t}(i)\right] + h_{r,pr-ciel} S_{pr} \left[T_{ciel}^{t+\Delta t} - T_{pr}^{t+\Delta t}(i)\right] + h_{r,pr-f} S_{pr} \left[T_f^{t+\Delta t}(i) - T_{pr}^{t+\Delta t}(i)\right] - L_v \left(\frac{\partial M}{\partial t}\right) + \varphi \alpha_{pr} S_{pr} \tau_c \qquad (II-45)$$

$$m_f Cp_f \left[\frac{T_f^{t+\Delta t}(i) - T_f^t(i)}{\Delta t}\right] = h_{c,a-f} S_f \left[T_a^{t+\Delta t}(i) - T_f^{t+\Delta t}(i)\right] + h_{r,f-c} S_f \left[T_c^{t+\Delta t}(i) - T_f^{t+\Delta t}(i)\right] + h_{r,pr-f} S_f \left[T_{pr}^{t+\Delta t}(i) - T_f^{t+\Delta t}(i)\right] + \varphi \alpha_f S_f \tau_c - S_f h_{cond}\left[-T_f^{t+\Delta t}(i) + T_{PMC}\right] \quad (\text{II} - 46)$$

Les systèmes d'équations algébriques (II-43-46) sont écrits sous une forme matricielle :

$$[A] \cdot \vec{X} = \overrightarrow{Y} \quad (\text{II} - 47)$$

soit

$$\begin{pmatrix} A_{11} & A_{12} & A_{13} & A_{14} \\ A_{21} & A_{22} & A_{23} & A_{24} \\ A_{31} & A_{32} & A_{33} & A_{34} \\ A_{41} & A_{42} & A_{43} & A_{44} \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} T_c^{t+\Delta t} \\ Pu \\ T_{pr}^{t+\Delta t} \\ T_f^{t+\Delta t} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} Y_1 \\ Y_2 \\ Y_3 \\ Y_4 \end{pmatrix}$$

avec

$$A_{11} = \frac{m_c Cp_c}{\Delta t} + h_{c,c-amb} S_c + h_{r,c-ciel} S_c + h_{r,pr-c} S_c + h_{r,c-f} S_c + h_{c,c-a} S_c + h_{r,c-se} S_c$$

$$A_{12} = 0$$

$$A_{13} = -h_{r,pr-c} S_c$$

$$A_{14} = -h_{r,c-f} S_c$$

$$Y_1 = \frac{m_c Cp_c}{\Delta t} T_c^t(i) + h_{c,c-amb} S_c T_{amb}^{t+\Delta t} + h_{r,c-ciel} S_c T_{ciel}^{t+\Delta t} + h_{c,c-a} S_c T_a^{t+\Delta t}(i) + h_{r,c-se} S_c T_{se}^{t+\Delta t} + \varphi \alpha_c S_c \quad (\text{II} - 48\text{a} - \text{e})$$

$$A_{21} = -h_{c,c-a} S_c$$

$$A_{22} = 1$$

$$A_{23} = -h_{c,a-pr} S_{pr}$$

$$A_{24} = -h_{c,a-f} S_f$$

$$Y_2 = T_a^{t+\Delta t}(i)\left[-h_{c,a-pr}S_{pr} - h_{c,a-f}S_f - h_{c,c-a}S_c - \frac{m_a Cp_a}{\Delta t}\right] + \frac{m_a Cp_a}{\Delta t}T_a^t(i) \quad (\text{II} - 49\text{a} - \text{e})$$

$$A_{31} = -h_{r,pr-c}S_{pr}$$

$$A_{32} = 0$$

$$A_{33} = \frac{m_{pr}Cp_{pr}}{\Delta t} + h_{c,a-pr}S_{pr} + h_{r,pr-c}S_{pr} + h_{r,pr-f}S_{pr}$$

$$A_{34} = -h_{r,pr-f}S_{pr}$$

$$Y_3 = \frac{m_{pr}Cp_{pr}}{\Delta t}T_{pr}^t(i) + h_{c,a-pr}S_{pr}\,T_a^{t+\Delta t}(i) - L_v\left(\frac{\partial M}{\partial t}\right) + \varphi\alpha_{pr}S_{pr}\tau_c + h_{r,pr-ciel}S_{pr}T_{ciel}^{t+\Delta t} \qquad (\text{II} - 50\text{a} - \text{e})$$

$$A_{41} = -h_{r,f-c}S_f$$

$$A_{42} = 0$$

$$A_{43} = -h_{r,pr-f}S_f$$

$$A_{44} = \frac{m_f Cp_f}{\Delta t} + h_{c,a-f}S_f + h_{r,f-c}S_f + h_{r,pr-f}S_{pr} + h_{cond}S_f$$

$$Y_4 = T_f^t(i)\left[\frac{m_f Cp_f}{\Delta t}\right] + h_{c,a-f}S_f T_a^{t+\Delta t}(i) + \varphi\alpha_f S_f\tau_c + h_{cond}S_f T_{PMC} \qquad (\text{II} - 51\text{a} - \text{e})$$

IV.2 Système de stockage de chaleur

Les équations (II-22) et (II-26) ainsi que les conditions initiales et aux limites (II-27-31) qui leurs sont associées sont discrétisées par une méthode implicite aux différences finies. Ainsi, la discrétisation de l'équation (II-22a) conduit à l'expression suivante :

$$\frac{T_{k(i,j)}^{t+\Delta t} - T_{i,j}^t}{\Delta t} = \left[\frac{T_{k(i+1,j)}^{t+\Delta t} - 2T_{k(i,j)}^{t+\Delta t} + T_{k(i-1,j)}^{t+\Delta t}}{\Delta x^2} + \frac{T_{k(i,j+1)}^{t+\Delta t} - 2T_{k(i,j)}^{t+\Delta t} + T_{k(i,j-1)}^{t+\Delta t}}{\Delta y^2}\right] \quad (\text{II} - 52)$$

avec $1 < i < N - 1$
$1 < j < M - 1$

$$T_k^{t+\Delta t}(1,j) = T_k^{t+\Delta t}(2,j) \qquad (\text{II} - 53)$$

$$T_k^{t+\Delta t}(N,j) = T_k^{t+\Delta t}(N-1,j) \qquad (\text{II}-54)$$

$$T_k^{t+\Delta t}(i,1) = T_k^{t+\Delta t}(i,2) \qquad (\text{II}-55)$$

$$T_k^{t+\Delta t}(i,M) = \frac{h_{cond}(T_f - T_k^{t+\Delta t}(i,M)\ _{calculé})}{\Delta y} - T_k^t(i,M) \qquad (\text{II}-56)$$

N, M : nombre de nœud du domaine d'étude suivant les directions [0x] et [0y]

$$N = \frac{L}{\Delta x} + 1 \quad ; \quad M = \frac{e_m}{\Delta y} + 1$$

Soit

$$T_{k_{(i,j-1)}}^{t+\Delta t}\left[\frac{-1}{\Delta y^2}\right] + T_{k_{(i,j)}}^{t+\Delta t}\left[\frac{1}{\Delta t} + \frac{2}{\Delta x^2} + \frac{2}{\Delta y^2}\right] + T_{k_{(i,j+1)}}^{t+\Delta t}\left[\frac{-1}{\Delta y^2}\right} = \left[\frac{T_{k_{(i+1,j)}}^{t+\Delta t} + T_{k_{(i-1,j)}}^{t+\Delta t}}{\Delta x^2}\right] + \frac{T_{k_{(i,j)}}^{t}}{\Delta t} \qquad (\text{II}-57)$$

L'équation (II-52) peut s'écrire :

$$A \times T_{k_{(i,j-1)}}^{t+\Delta t} + B \times T_{k_{(i,j)}}^{t+\Delta t} + C \times T_{k_{(i,j+1)}}^{t+\Delta t} = E \qquad (\text{II}-58)$$

avec $1 < i < N-1$

$1 < j < M-1$

$$A = C = \frac{-1}{\Delta y^2} \quad ; \quad B = \frac{1}{\Delta t} + \frac{2}{\Delta x^2} + \frac{2}{\Delta y^2} \quad ; \quad E = \left[\frac{T_{k_{(i+1,j)}}^{t+\Delta t} + T_{k_{(i-1,j)}}^{t+\Delta t}}{\Delta x^2}\right] + \frac{T_{k_{(i,j)}}^{t}}{\Delta t} \qquad (\text{II}-59)$$

L'équation (II-22b) discrétisée s'écrit :

$$\frac{T_{2_{(i,j)}}^{t+\Delta t} - T_{2_{(i,j)}}^{t}}{\Delta t} = \alpha\left[\frac{T_{2_{(i+1,j)}}^{t+\Delta t} - 2T_{2_{(i,j)}}^{t+\Delta t} + T_{2_{(i-1,j)}}^{t+\Delta t}}{\Delta x^2} + \frac{T_{2_{(i,j+1)}}^{t+\Delta t} - 2T_{2_{(i,j)}}^{t+\Delta t} + T_{2_{(i,j-1)}}^{t+\Delta t}}{\Delta y^2}\right] - C_f L_f\left(\frac{f_{(T_2^*)}^{t+\Delta t} - f_{(T_2^*)}^{t}}{\Delta t}\right) \qquad (\text{II}-60)$$

Soit

$$T_{2(i,j-1)}^{t+\Delta t}\left[\frac{-\alpha}{\Delta y^2}\right]+T_{2(i,j)}^{t+\Delta t}\left[\frac{1}{\Delta t}+\frac{2\alpha}{\Delta x^2}+\frac{2\alpha}{\Delta y^2}\right]+T_{2(i,j+1)}^{t+\Delta t}\left[\frac{-\alpha}{\Delta y^2}\right]$$
$$=\alpha\left[\frac{T_{2(i+1,j)}^{t+\Delta t}+T_{2(i-1,j)}^{t+\Delta t}}{\Delta x^2}\right]+\frac{T_{2(i,j)}^{t}}{\Delta t}-C_f L_f\left(\frac{f_{(T_2)}^{t+\Delta t}-f_{(T_2)}^{t}}{\Delta t}\right) \qquad (\text{II}-61)$$

Cette expression peut être écrite comme suit:

$$P\times T_{2(i,j-1)}^{t+\Delta t}+Q\times T_{2(i,j)}^{t+\Delta t}+R\times T_{2(i,j+1)}^{t+\Delta t}=S \qquad (\text{II}-62)$$

avec

$$P=R=\frac{-\alpha}{\Delta y^2}\ ;\ Q=\frac{1}{\Delta t}-\frac{2\alpha}{\Delta x^2}-\frac{2\alpha}{\Delta y^2}\ ;\ S$$
$$=\alpha\left[\frac{T_{2(i+1,j)}^{t+\Delta t}+T_{2(i-1,j)}^{t+\Delta t}}{\Delta x^2}\right]+\frac{T_{2(i,j)}^{t}}{\Delta t}-C_f\frac{L_f}{C_p}\left(\frac{f_{(T_2)}^{t+\Delta t}-f_{(T_2)}^{t}}{\Delta t}\right) \qquad (\text{II}-63)$$

En discrétisant l'équation (II-26), il vient:

$$\frac{f^{t+\Delta t}-f^{t}}{\Delta t}=\frac{1}{C_f}\times\frac{\alpha}{L_f}\left[\frac{T_{2(i+1,j)}^{t+\Delta t}-2T_{2(i,j)}^{t+\Delta t}+T_{2(i-1,j)}^{t+\Delta t}}{\Delta x^2}+\frac{T_{2(i,j+1)}^{t+\Delta t}-2T_{2(i,j)}^{t+\Delta t}+T_{2(i,j-1)}^{t+\Delta t}}{\Delta y^2}\right] \qquad (\text{II}-64)$$

avec $1<i<N-1$
$1<j<M-1$

IV.3 Plaque métallique dont la face inférieure est équipée d'ailettes.

Dans ce cas il est nécessaire d'établir des relations entre les dimensions de l'ailette, l'espacement entre ailette (d) et le nombre d'ailettes retenues sur la face inférieure de la plaque métallique.

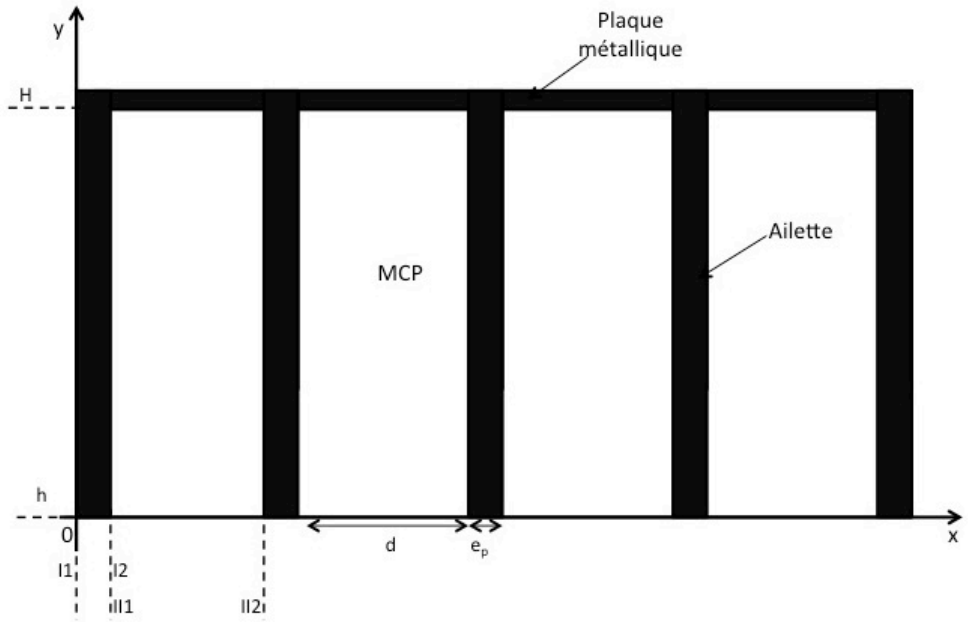


Figure II- 6 : Unité de stockage avec des ailettes

Soient e_p et d l' épaisseur et la distance entre deux ailettes consécutives.

Le nombre d'ailettes pour une longueur L de la plaque métallique : $N_{alt} = \frac{L}{d + e_p}$

Soient N_A et N le nombre de nœuds suivant [0x) dans l'ailette et dans le MCP situé entre 2 ailettes consécutives.

$$N_A = \frac{ep}{\Delta x_A},\ N = \frac{d}{\Delta x} \qquad \text{(II-65a-b)}$$

Pour traiter les conditions aux limites entre les parois de l'ailette et celle du MCP en fonction de l'ailette considérée (1 à N_{alt}), nous définissons les variables suivantes :

$$I1 = (k-1)(N + N_A),\quad I2 = (k-1)N + k\ N_A \qquad \text{(II-66a-b)}$$

$$II1 = (k-1)N + k\ N_A;\ II2 = k(N + N_A) \qquad \text{(II-67a-b)}$$

I1 et I2 permettent de positionner les conditions aux limites sur la partie inférieure de l'ailette quelque soit l'ailette considérée,

II1 et II2 facilitent l'écriture des conditions aux limites entre les faces verticales des ailettes et le MCP dans lequel elles sont disposées.

Ces variables nous permettent d'assurer la continuité des densités de flux de chaleur entre le MCP et les parois verticales et horizontales des ailettes quelques soit l'ailette. La procédure de calcul est reportée dans l'organigramme (figure II-8).

IV.4 Algorithme de résolution

- **Organigramme pour l'unité de stockage avec la plaque plane**

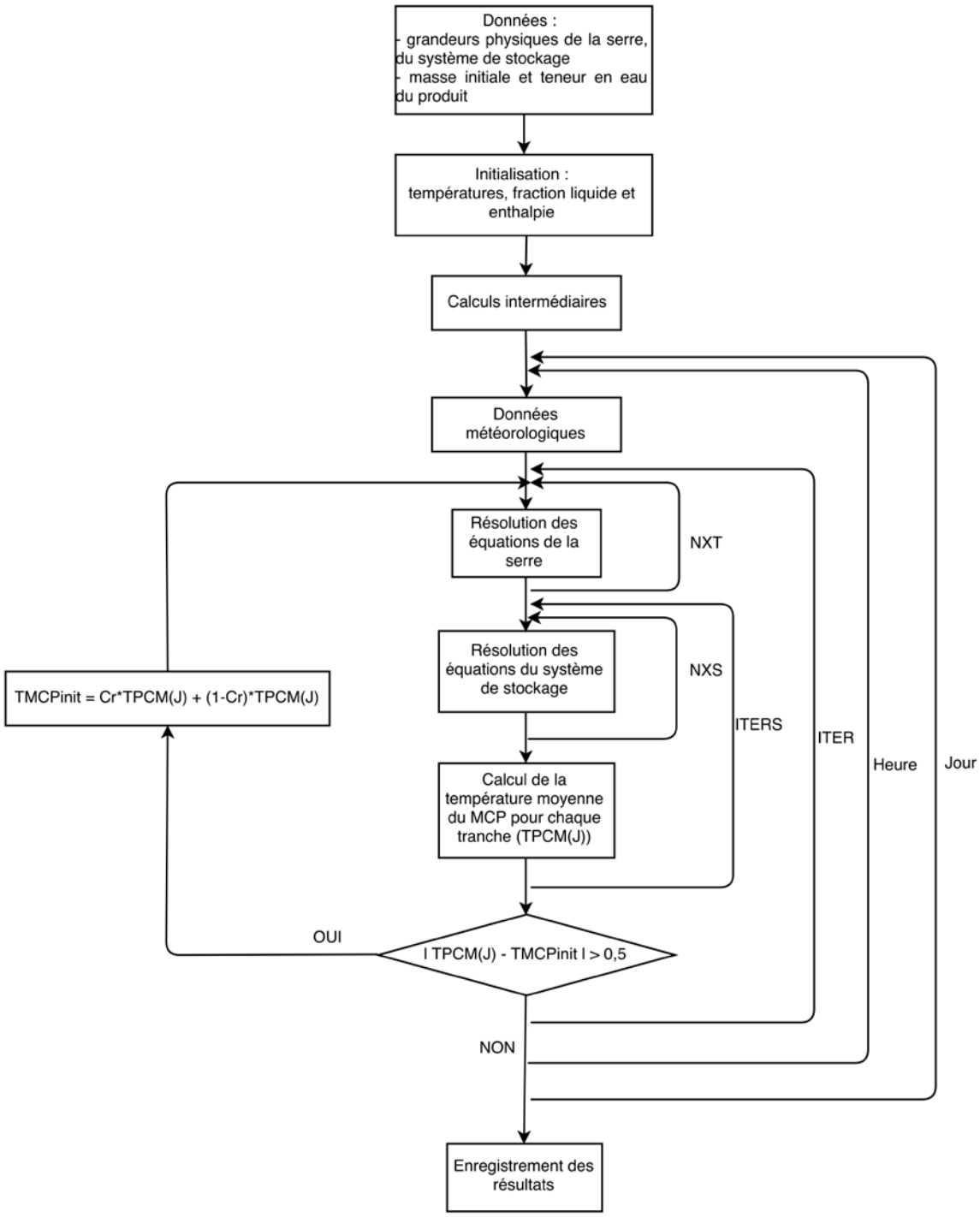


Figure II- 7 : Organigramme de l'algorithme de résolution : plaque plane

- **Organigramme pour l'unité de stockage avec la plaque fixée des ailettes**

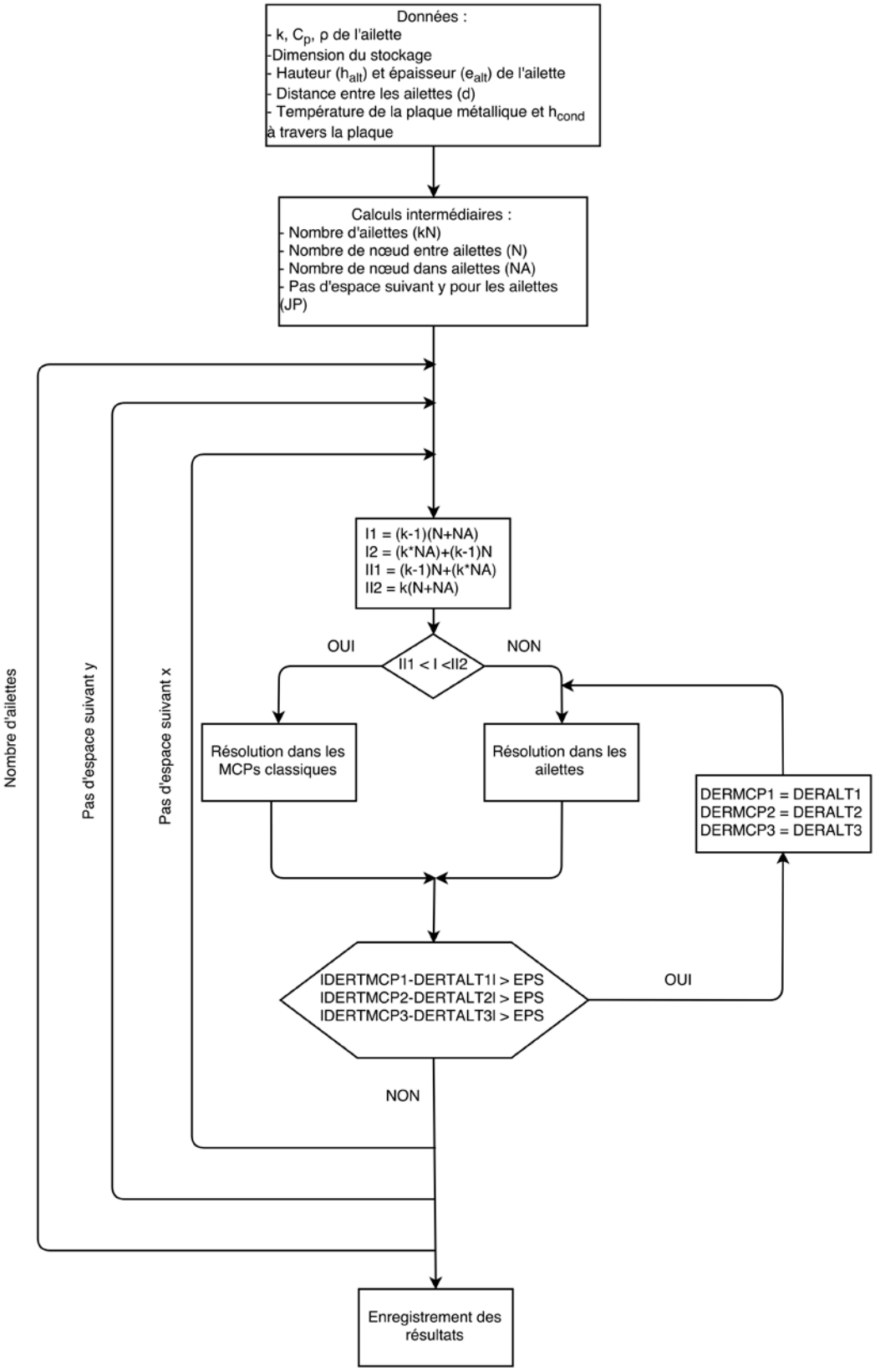


Figure II- 8 : Organigramme de l'algorithme de résolution : plaque fixée des ailettes

La figure II-7 montre que la fonction essentielle du programme informatique que nous avons élaboré et écrit en Fortran 90 est de déterminer les distributions spatio-temporelles des composants du système séchoir-serre-unité de stockage de chaleur, la durée de séchage, le rendement thermique du séchoir et les efficacités thermique de stockage et de déstockage. Il est modulaire et comporte peu de calcul. Son rôle essentiel est d'organiser la simulation du fonctionnement du séchoir serre et de l'unité de stockage de chaleur dans un MCP. Le programme principal est constitué de 6 boucles imbriquées. Deux sont de type spatiale et les autres de type temporelle. L'une des boucles spatiales décrit l'évolution le long du séchoir divisé en L tranches fictives de dimension Δx_s ; l'autre représente l'évolution le long de l'unité de stockage de chaleur décomposée en N x M tranches de longueur $e_{mcp} \times \Delta x_{stock}$ pour le MCP et $e_b \times \Delta x_{stock}$ pour la couche de béton. La première boucle sur le temps décrit l'évolution du temps en ITERS pas de temps Δt_{stock} du pas de temps Δt_s retenu pour la résolution du système d'équations algébrique (II-43-46). La deuxième boucle sur le temps représente l'évolution du temps heure après heure divisé en ITER intervalle de temps égaux. Les boucles sur les heures et les jours décrivent respectivement l'évolution horaire au cours d'une journée et l'évolution journalière pour plusieurs journées.

Nous détaillons ci-dessous les méthodologies numériques retenues pour la résolution des systèmes d'équations algébriques (II-43-46 et II-64)

- **Séchoir serre**

Les systèmes d'équations algébriques ainsi obtenues sont résolus par l'algorithme de Gauss couplé à une procédure itérative parce que les coefficients de transfert de chaleur par convection et rayonnement sont fonction des températures de différents composants du séchoir qui sont des inconnues.

Pour résoudre les équations des transferts dans le séchoir, pour un pas de temps Δt, les coefficients de transfert de chaleur par convection et par rayonnement entre les différents milieux d'une tranche du séchoir sont, à l'instant $t + \Delta t$, calculés en attribuant aux températures de ces milieux une valeur arbitraire prise égale à la température ambiante. La résolution des systèmes d'équations algébriques $[A] \cdot X = Y$ conduit à de nouvelles valeurs des températures de ces milieux qui sont comparées à la valeur arbitraire. Si l'écart est supérieur à la précision souhaitée (0,5 °C), les valeurs des températures calculées remplacent la valeur arbitraire et la procédure décrite ci-dessus est répétée jusqu'à ce que la précision souhaitée est atteinte. La température de l'air de la tranche considérée est alors calculée à partir de la puissance utile Pu et elle est considérée comme la température de l'air à l'entrée de la tranche suivante. Lorsque l'ensemble des tranches du séchoir a été parcouru, les calculs sont incrémentés d'un pas de temps Δt.

- **Système de stockage de chaleur**

Les systèmes d'équations algébriques déduites de la discrétisation par une méthode implicite aux différences finies des équations de transfert dans le stockage de chaleur latente sont de types tri-diagonaux et sont résolues par l'algorithme de Thomas. La connaissance des distributions du champ de température à l'instant $t+\Delta t$ permet le calcul de la fraction de liquide à l'instant $t+\Delta t$ à partir du système d'équations algébriques.

Le couplage entre les équations de transfert dans le séchoir serre et le système de stockage de chaleur est assuré par la continuité des densités de flux de chaleur par conduction entre la plaque métallique et le MCP. Les transferts dans le séchoir serre sont supposés unidimensionnels et ceux dans le système de stockage de chaleur latente bidimensionnels. Ainsi, le couplage des densités de flux de chaleur par conduction à travers la plaque métallique en contact avec le MCP a été effectué selon la procédure suivante : soit (Δt_s, Δx_s) et (Δt_{stock}, Δx_{stock}) les pas de temps et d'espace suivant [0x) retenus pour la résolution des équations du séchoir serre et du système de stockage de chaleur.

Les méthodologies retenues conduisent à $\Delta t_s > \Delta t_{stock}$ et $\Delta x_s > \Delta x_{stock}$. Ainsi pour Δt_s, plus précisément à l'instant $t+\Delta t_s$, les équations de transfert dans le séchoir serre sont résolues sur l'ensemble des tranches fictives du séchoir. Lors de cette résolution la température de la face inférieure de la plaque métallique en contact avec le MCP est égale à une valeur arbitraire pour le calcul du transfert de chaleur par conduction à travers cette plaque. Pour ce même pas de temps Δt_s, les équations de transfert dans le système de stockage sont résolues et à chaque pas de temps de Δt_{stock}, la continuité des densités de flux de chaleur entre le MCP et la plaque métallique est assurée par un test sur la valeur moyenne de la température de la face inférieure de la plaque métallique supposée égale à celle du MCP. Cette dernière est obtenue par une moyenne des températures locales du MCP obtenue pour les Δx_{stock} tels que $\Delta x_s = n\ \Delta x_{stock}$. Si ce test est vérifié, la résolution des équations de transfert dans le stockage de chaleur passe à la longueur $n\ \Delta x_{stock}$ et la procédure décrite ci-dessus est répétée jusqu'à ce que la totalité de la longueur du système de stockage de chaleur soit balayé. La procédure de calcul est ensuite incrémentée d'un pas de temps Δt_{stock} jusqu'à ce que $\Delta t_{stock} = \Delta t_s$. Ensuite la résolution des équations du séchoir serre est repasse au pas de temps suivant Δt_s, la résolution des équations dans le système de stockage obéissent la procédure décrite ci-dessus. Cette procédure se poursuit jusqu'à ce que la teneur en eau des produits à sécher atteigne la valeur finale.

V. Validation

V.1 Séchoir serre

Le code numérique que nous avons développé a été validé en l'appliquant à l'étude expérimentale de Intawee et Janjai [Intawee et Janjai, 2011], d'un séchoir serre (7,5×20×3,7 m) dont la partie inférieure est une dalle de béton. Dans cette étude, le séchage de bananes commence à 8h (TL) et se termine à 18h (TL) pour un débit volumique de l'air asséchant variant entre 400 m^3h^{-1} et 1200 m^3h^{-1} et une humidité relative de l'air ambiant comprise entre

70% et 80%. La figure II-9 montre une évolution de la température moyenne de l'air asséchant dans le séchoir serre pendant une journée. Nous constatons que nos résultats sont en bon accord qualitatif et quantitatif avec ceux d'Intawee et Janjai. En effet, l'écart relatif maximal est de 2%. Ainsi, notre code numérique est validé et peut être utilisé pour réaliser la suite de notre étude.

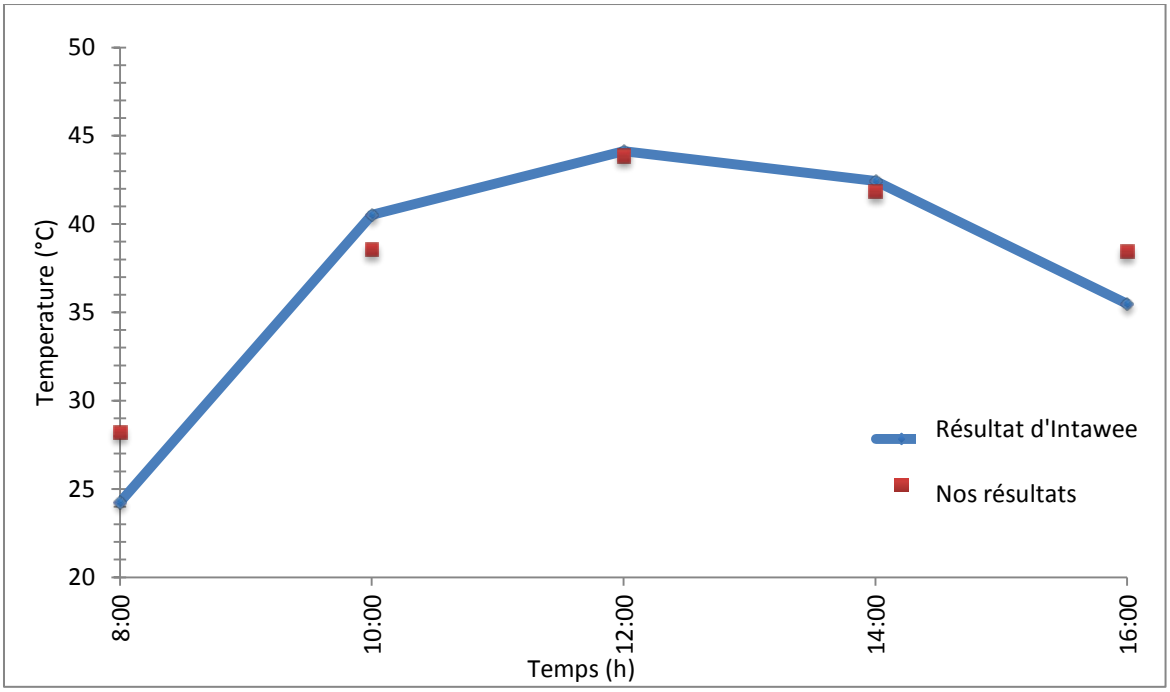


Figure II- 9: Evolution au cours du temps de la température moyenne de l'air asséchant dans le séchoir serre

V.2 Système de stockage par chaleur latente

Nous avons appliqué le code numérique que nous avons établi pour modéliser le transfert de chaleur dans le MCP, nous l'avons appliqué au problème de Zivkovic et Fujii [Zivkovic et Fujii 2000] qui ont procédé à une étude expérimentale des transferts de chaleur dans un réservoir parallélépipédique rempli d'un MCP ($CaCl_2.6H_2O$) (tableau II-2) et immergé dans un réservoir d'eau à 60°C. Les parois de ce réservoir sont en acier inoxydable (100×100×20 mm) et thermiquement isolé (adiabatique). Le suivi au cours du temps de la température du MCP au centre du réservoir est réalisé par un thermocouple de type K placé au centre du réservoir. La figure II-10 montre l'évolution en fonction du temps de la température au milieu du réservoir de MCPs mesurée et celle obtenue avec notre code de calcul.

Tableau II- 2: Propriétés thermo-physiques du CaCl2.6H2O

Température de fusion (°C)		29,9
Chaleur latente (kJ/kg)		187
Masse volumique (kg/m^3)	Solide	1710
	Liquide	1530
Chaleur spécifique (kJ/kgK)	Solide	1,4
	Liquide	2,2
Conductivité thermique (W/mK)	Solide	1,09
	liquide	0,53

L'examen de cette figure montre que nos résultats sont en bon accord qualitatif et quantitatif avec ceux de Zivkovic et Fujii [Zivkovic et Fujii 2000]. Cependant, nous observons que la durée de fusion du MCP, déterminée par notre code numérique, est supérieure à celle obtenue expérimentalement par Zivkovic et Fujii. Cet écart semble dû à l'effet de la convection naturelle dans le MCP liquide que nous avons négligé dans notre modèle.

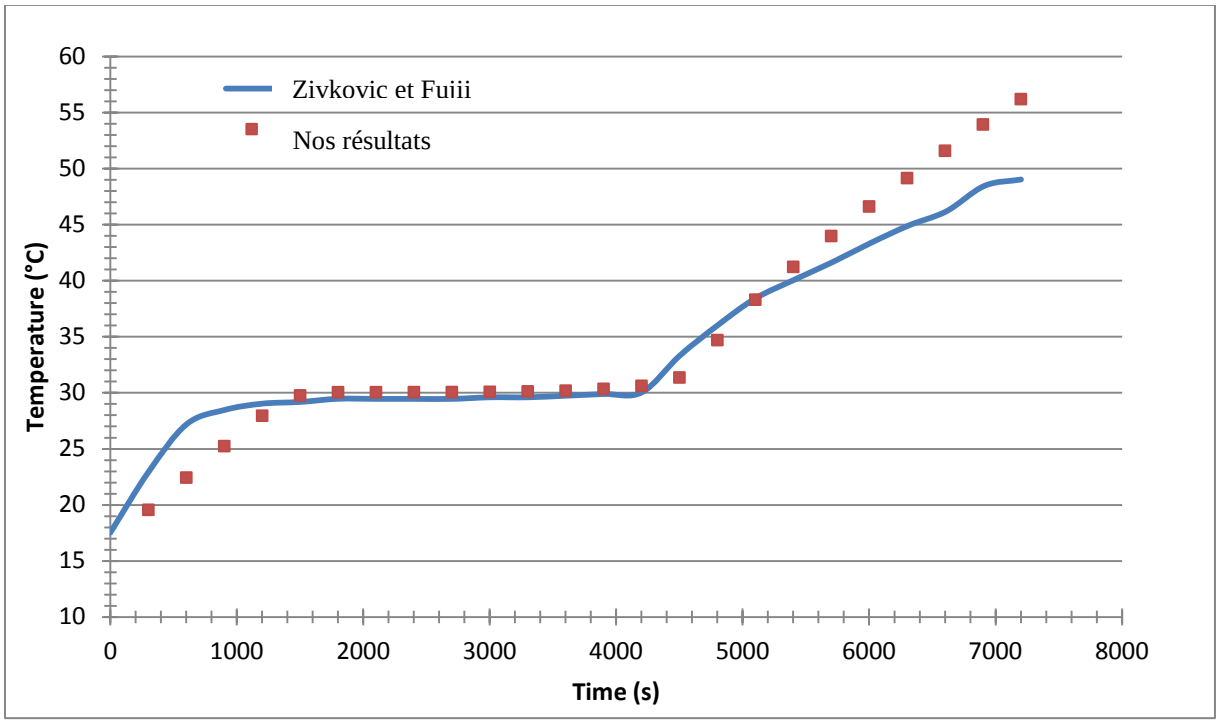


Figure II- 10: Evolution en fonction du temps de la température du MCP au centre du réservoir

V.3 Etude de sensibilité au maillage

La détermination du maillage optimum qui représente un bon compromis entre le critère de stabilité de l'algorithme de Thomas et une occupation mémoire acceptable nous a conduit à une étude préalable de la stabilité du schéma numérique. Pour $\Delta t = 10$ s, nous avons considéré quatre maillages (26×26), (26×21), (21×26) et (51×51) correspondant respectivement à des pas d'espace (Δx, Δy) : (4×10^{-2} m, 4×10^{-3} m), (4×10^{-2} m, 5×10^{-3} m), (5×10^{-2} m, 4×10^{-3} m) et (2×10^{-2} m, 2×10^{-3} m). Nous constatons que l'écart relatif entre les valeurs de la température du système de stockage de chaleur latente est de l'ordre de 10^{-4} déterminée avec les maillages (26×26) et (26×21). Dans la suite, nous avons retenu le maillage (26×26) pour modéliser et simuler les transferts de chaleur dans la couche de MCP et de béton. Ce maillage correspond à au maillage optimal retenu pour la résolution de l'équation de transfert de chaleur par conduction dans la couche de béton.

Tableau II- 3: Maillages. Durée = 1 heure.

Δt (s)	**N×M**	**Δx (m)**	**Δy (m)**	**Température dans les MCPs (°C)**
10	26×26	4×10^{-2}	4×10^{-3}	30,06
10	26×21	4×10^{-2}	5×10^{-3}	30,05
10	21×26	5×10^{-2}	4×10^{-3}	30,38
10	51×51	2×10^{-2}	2×10^{-3}	31,38

VI. Résultats et discussions

Les calculs ont été effectués par trois valeurs du débit volumique de l'air asséchant (0,05, 0,1 et 0,15 m^3s^{-1}), une humidité relative de l'air ambiant (0,9) et un flux solaire journalier décrit par une sinusoïde. Nous avons considéré 3 valeurs (500, 700 et 900 W m^{-2}) pour la densité maximale du flux solaire. Nous avons analysé l'influence de la nature du matériau dont est constituée la partie inférieure du séchoir serre en considérant le cas d'une plaque métallique et d'une couche de béton. Les résultats présentés sont limités à l'influence du débit volumique de l'air asséchant, la densité maximale du flux solaire sur, les distributions spatio-temporelles des températures des composants du séchoir serre, du système de stockage de chaleur, du rendement thermique du séchoir, de l'efficacité de stockage et de déstockage du système de stockage de chaleur.

VI.1 Teneur en eau du produit

La figure II-11 représente l'évolution au cours du temps de la teneur en eau du produit de la première tranche du séchoir. L'analyse de cette figure montre que la durée de séchage est d'autant plus élevée que le débit volumique de l'air asséchant est faible. En effet, les coefficients de transfert de chaleur et de masse entre le produit et l'air asséchant sont

proportionnels à la vitesse de l'air et donc à son débit volumique. Il s'ensuit que, pour une humidité relative donnée de l'air asséchant, la durée de séchage est d'autant plus faible que le débit d'air asséchant est grand. Ce résultat rejoint celui de l'évolution de la teneur en eau le long du séchoir (figure II-12). Cependant, la teneur en eau du produit pour l'heure considérée (14h TL) demeure, à partir de la 3ème tranche, sensiblement constante le long du séchoir pour la plus petite valeur du débit d'air asséchant considérée dans nos calculs. Ainsi, le séchage n'est pas uniforme le long du séchoir pour les 3 valeurs de débit volumique de l'air asséchant. En effet, pour les produits disposés sur les claies à l'entrée du séchoir, l'évaporation est, pour l'humidité relative considérée, d'autant plus élevée que le débit volumique de l'air asséchant est grand. Au fur et à mesure que l'air asséchant progresse dans le séchoir serre, l'évaporation diminue parce que la vapeur prélevée aux produits engendre une augmentation de la teneur en eau de l'air asséchant et par conséquent réduit le gradient de concentration de vapeur d'eau à la surface des produits. Il s'ensuit une diminution de la vitesse de séchage qui tend vers une valeur nulle à une distance de l'entrée du séchoir d'autant plus grande que le débit d'air asséchant est élevée. Le point d'inflexion observé sur la courbe de l'évolution de la teneur en eau le long du séchoir obtenu pour la plus faible valeur du débit volumique d'air asséchant résulte de l'importante augmentation de la teneur en eau de l'air asséchant dans la zone d'entrée du séchoir.

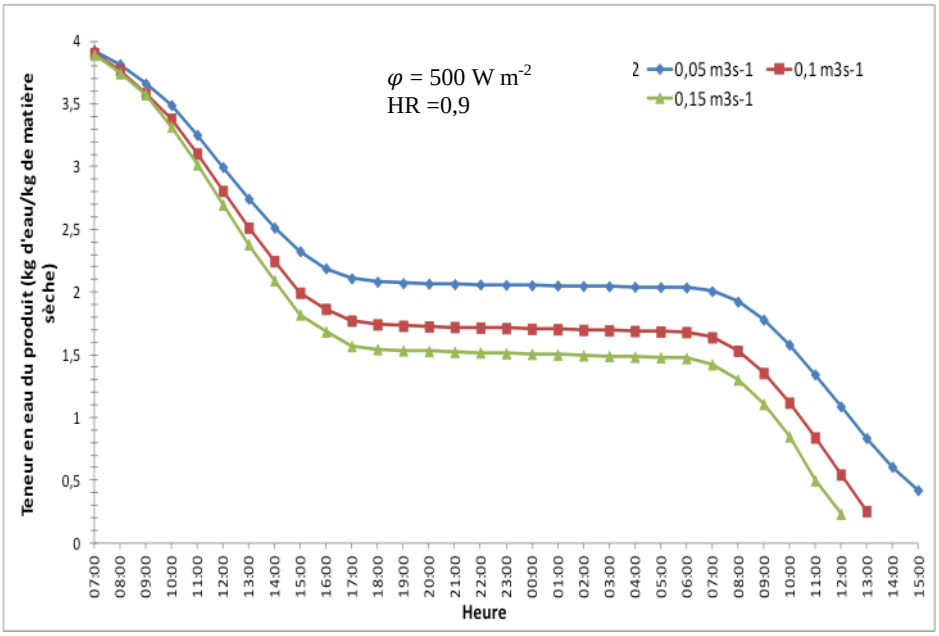


Figure II- 11: Evolution au cours du temps de la teneur en eau du produit de la première tranche du séchoir. Influence du débit volumique de l'air asséchant.

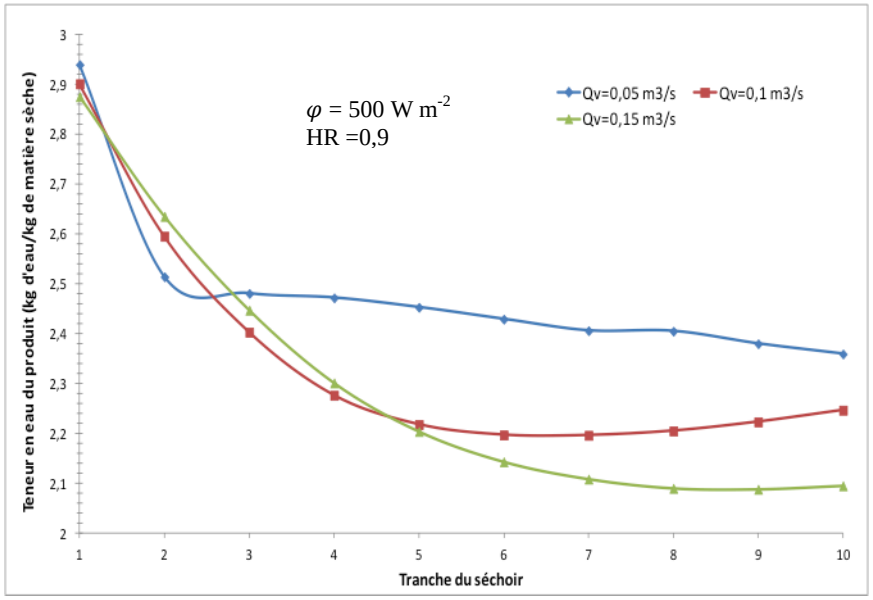
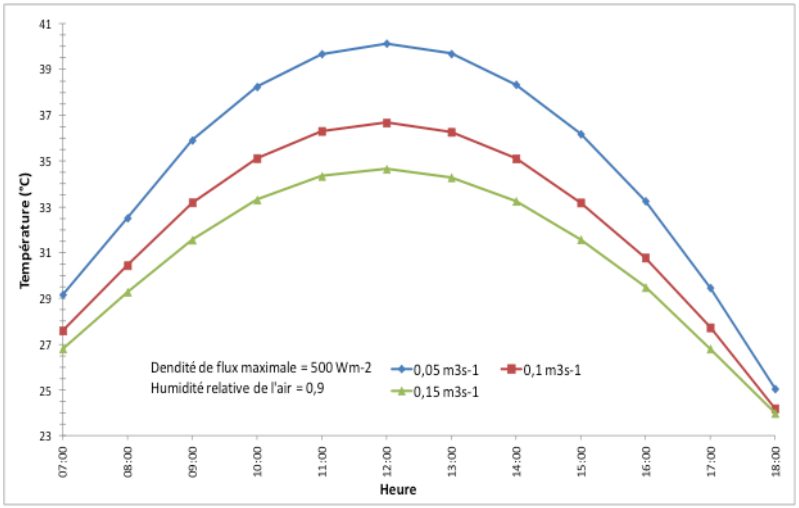


Figure II- 12: Evolution le long du séchoir de la teneur en eau du produit (14h TL). Influence du débit volumique de l'air asséchant.

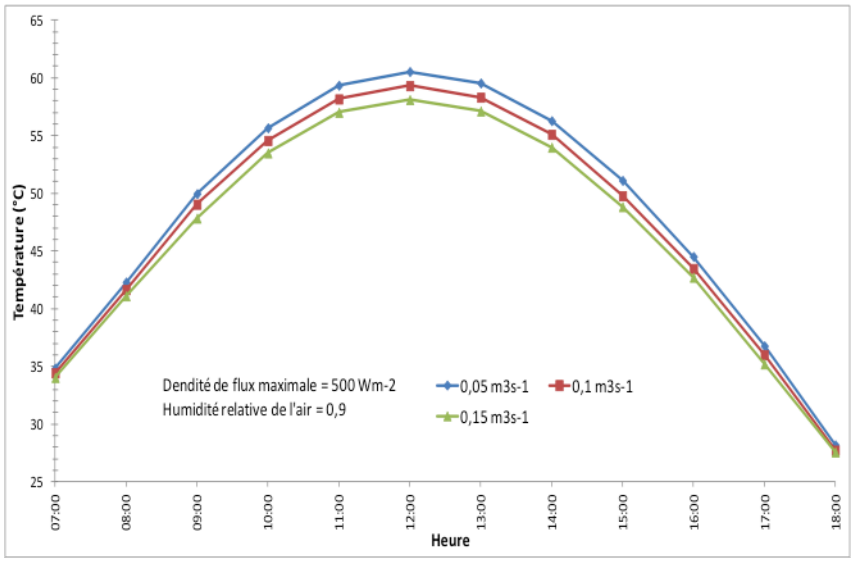
VI.2 Distribution spatio-temporelle de la température

- **Séchoir serre**

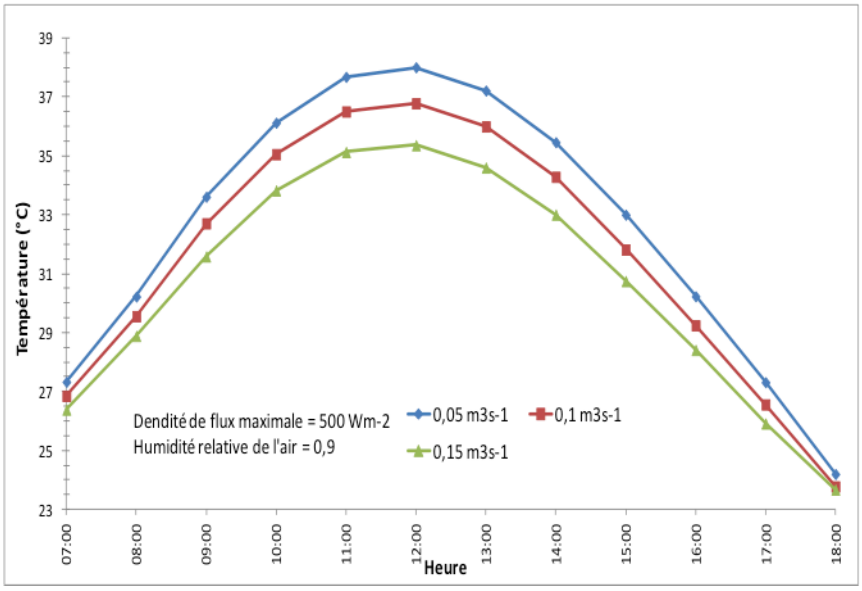
Les évolutions, au cours de la journée, des températures du produit à sécher, de la couverture au milieu du séchoir serre et de la face supérieure de la plaque métallique sont similaires à celle de l'air asséchant. Il est à noter que les températures les plus élevées sont obtenues, comme pour celle de l'air asséchant, pour le débit volumique d'air asséchant le plus faible. Ainsi, pour le débit volumique d'air asséchant égal à 0,05 m^3s^{-1}, la valeur maximale de la température du produit à sécher, de la face supérieure de la plaque et de la couverture atteignent respectivement 48°C, 78°C et 46°C.



(a)



(b)



(c)

Figure II- 13: Evolution de la température des composants au milieu du séchoir serre. Influence du débit volumique de l'air asséchant
(a) température du produit
(b) température du sol à l'intérieur
(c) température de la couverture

- **Système de stockage**

L'évolution au cours du temps de la température au milieu (x = 3 m, y = 5 cm) du système de stockage de chaleur est similaire à celle des températures de l'air asséchant, de la plaque métallique et du flux solaire capté par le séchoir serre (figure II-14). Pour les 3 valeurs du débit volumique d'air asséchant retenues, la température du MCP atteint 30°C. Cette valeur est supérieure à la température de fusion du MCP pendant une durée de 7 heures (8h à

15h TL). Toutefois, il n'y a pas de différence notable de la température du MCP quelque soit le débit volumique d'air utilisé. Ce résultat démontre que les transferts de chaleur par convection entre la plaque métallique et l'air asséchant ne sont pas, comparés au flux solaire absorbé par cette plaque, prédominants.

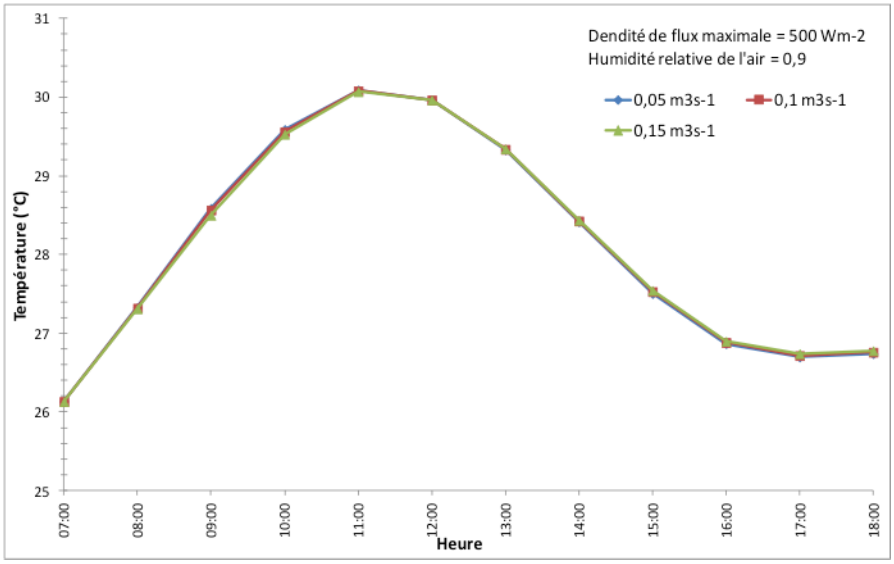


Figure II- 14 : Evolution au cours du temps de la température au milieu de la couche de MCP. Influence des débits volumiques de l'air asséchant

VI.3 Rendement du séchoir serre

Le rendement thermique augmente avec le débit volumique de l'air asséchant parce que les coefficients de transferts de chaleur et de masse entre les produits à sécher et l'air asséchant sont proportionnels à la vitesse de l'air asséchant (figure II-15). Il est à noter que le système de stockage de chaleur dans le MCP améliore le rendement thermique qui atteint, pour les conditions de fonctionnement retenues : Q_v = 0,1 m^3s^{-1}, HR = 0,9, densité maximale de flux solaire = 900 Wm^{-2}, température ambiante maximale = 30°C, la valeur la plus élevée (figure II-15). Le rendement thermique du séchoir est d'autant plus élevé que la conductivité thermique et le coefficient d'absorption du flux solaire du matériau dont est constitué la partie inférieure du séchoir sont élevés (figure II-16). Ainsi, le rendement thermique le plus élevé est obtenu par la plaque métallique. Ce résultat démontre la prédominance du flux solaire absorbé par la plaque sur les transferts convectifs entre la plaque métallique et l'air asséchant. Ce rendement varie au cours de la journée entre 14% et 24% lorsque le séchage s'effectue avec le stockage de chaleur dans le MCP et entre 6,5% et 23,8% lorsqu'il se déroule en l'absence du stockage de chaleur. Dans ce cas, la face inférieure de la plaque métallique est supposée adiabatique. Il est à noter que le stockage de chaleur réduit la durée de séchage (figure II-17).

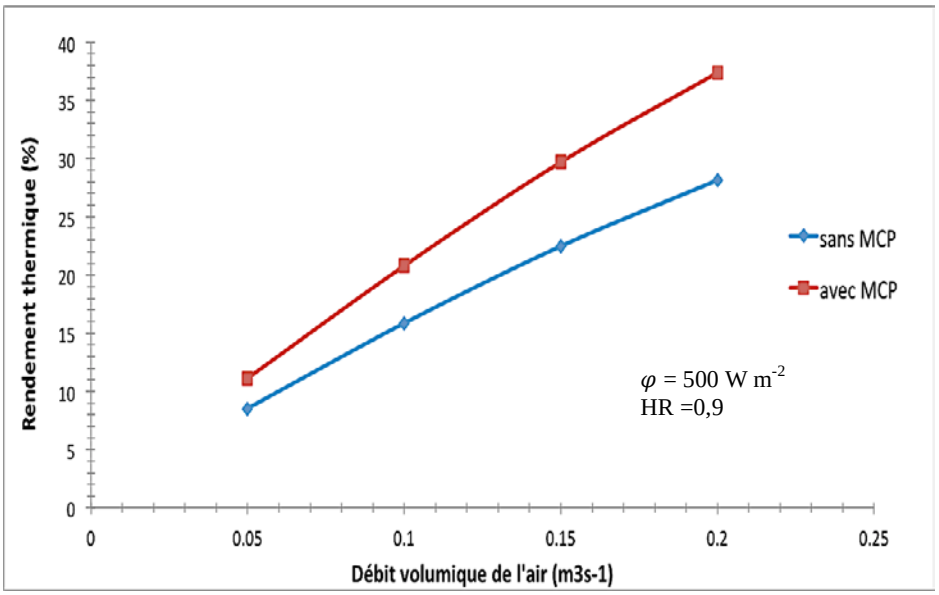


Figure II- 15: Evolution du rendement thermique du séchoir serre en fonction des débits volumiques de l'air asséchant.

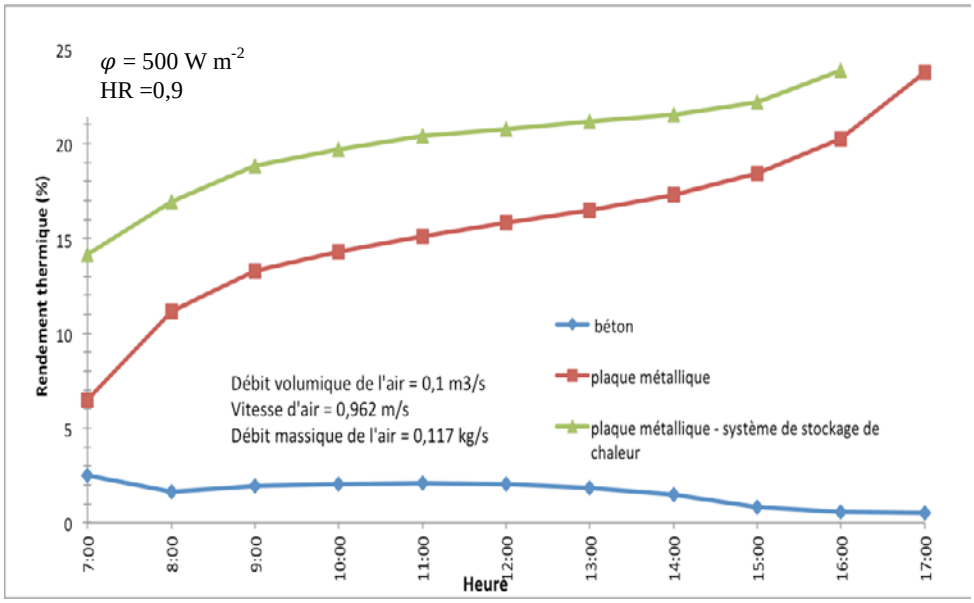


Figure II- 16: Evolution du rendement thermique du séchoir serre au cours du temps. Influence du type matériau de la partie inférieure du séchoir.

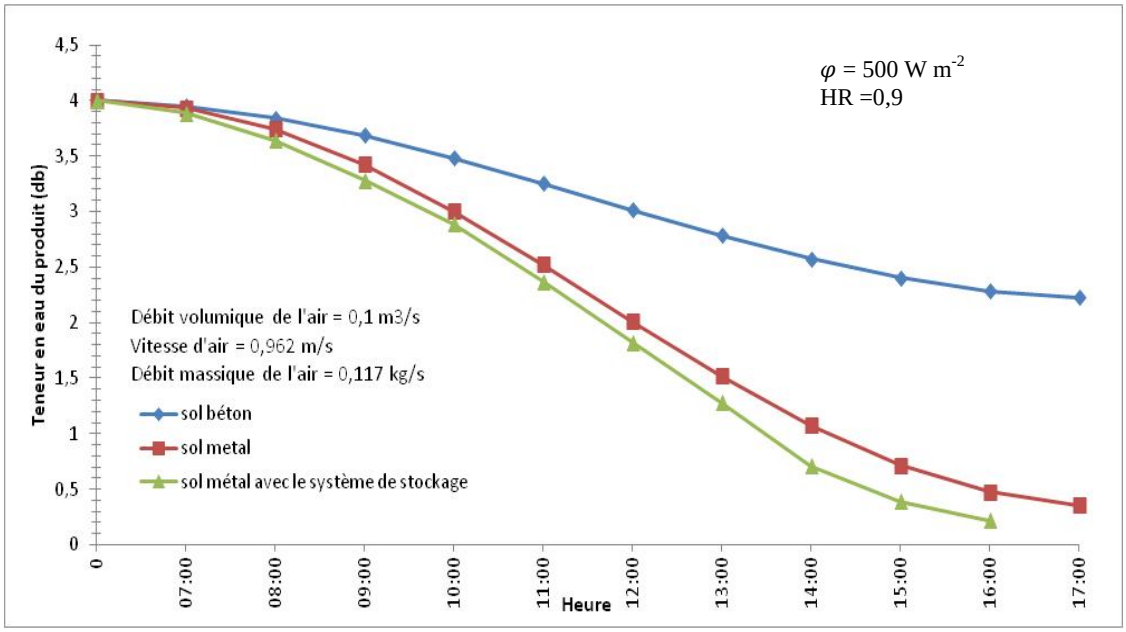


Figure II- 17: Evolution horaire de la teneur en eau du produit de la première tranche du séchoir serre. Influence du type de matériau de la paroi inférieure du séchoir serre

VI.4 Efficacité du système de stockage

L'efficacité de stockage a été calculée pour une durée de 10 heures (7h à 17h TL) et celle du déstockage pour une durée de 14 heures (17h à 7h TL). Ces valeurs correspondant à la durée d'insolation et nocturne à Nakorn Pathom.

Les efficacités de stockage et de déstockage sont d'autant plus élevées que la densité de flux solaire est faible (tableau II-4). Ces résultats sont corroborés par ceux obtenus concernant l'influence du débit volumique de l'air asséchant et de la densité de flux solaire sur la température de l'air asséchant et des composants du séchoir serre. En effet, la température du MCP est, au cours de la période diurne (7h-17h TL), notamment entre 7h-13h TL, d'autant plus élevée que le débit volumique de l'air asséchant est faible et que le flux solaire capté par la serre important. Pendant cette période, la fraction de MCP qui s'est liquéfiée est, pour un débit d'air asséchant donné, d'autant plus grande que la densité du flux solaire est importante. Au cours de la période nocturne, la température de l'air dans la serre diminue jusqu'à atteindre une valeur inférieure à celle de la température de fusion du MCP. Il s'ensuit une solidification d'une partie du MCP liquide qui s'accompagne d'un dégagement de chaleur qui est transférée par conduction à travers la plaque métallique puis par convection à l'air asséchant. Ainsi, la quantité de chaleur libérée au cours de la période de décharge (17h-7h TL) est, d'après la définition de l'efficacité de déstockage, d'autant plus élevée que la fraction liquide du MCP à la fin de la période de la charge est faible. Elle est obtenue pour la densité du flux solaire la plus faible de celles retenues dans cette étude.

Tableau II- 4: Efficacité de stockage et de déstockage dans le MCP. Q_v=0,05 m^3s^{-1} et HR=0,9

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

VII. Modélisation du séchoir avec les données météorologiques de Nakorn Pathom

Cette partie est consacrée la présentation et l'analyse des résultats de modélisation du fonctionnement du séchoir serre équipé d'un système de stockage de chaleur par chaleur latente. Nos calculs ont été effectués en utilisant les données météorologiques de Nakorn Pathom (Thaïlande), plus précisément celles de la station de l'Université de Silpakorn (latitude 13°49' Nord et longitude 100°2' Est) pendant la journée type du mois de janvier. Nous avons analysé l'influence du débit volumique de l'air asséchant (0,03 ; 0.05 ; 0.07 ; 0.1 et 0.15 m^3s^{-1}) pour une masse de 100 kg de bananes sur les distributions spatio-temporelles des températures du séchoir serre et du système de stockage de chaleur ainsi que les efficacités thermiques du séchoir et du système de stockage de chaleur.

VII.1 Données météorologiques de Nakorn Pathom

Les figures II-18, II-19 et II-20 présentent l'évolution horaire des valeurs de l'éclairement solaire, de la température ambiante et de l'humidité relative du mois de janvier. Nous avons retenu ce mois parce que la production bananière est importante.

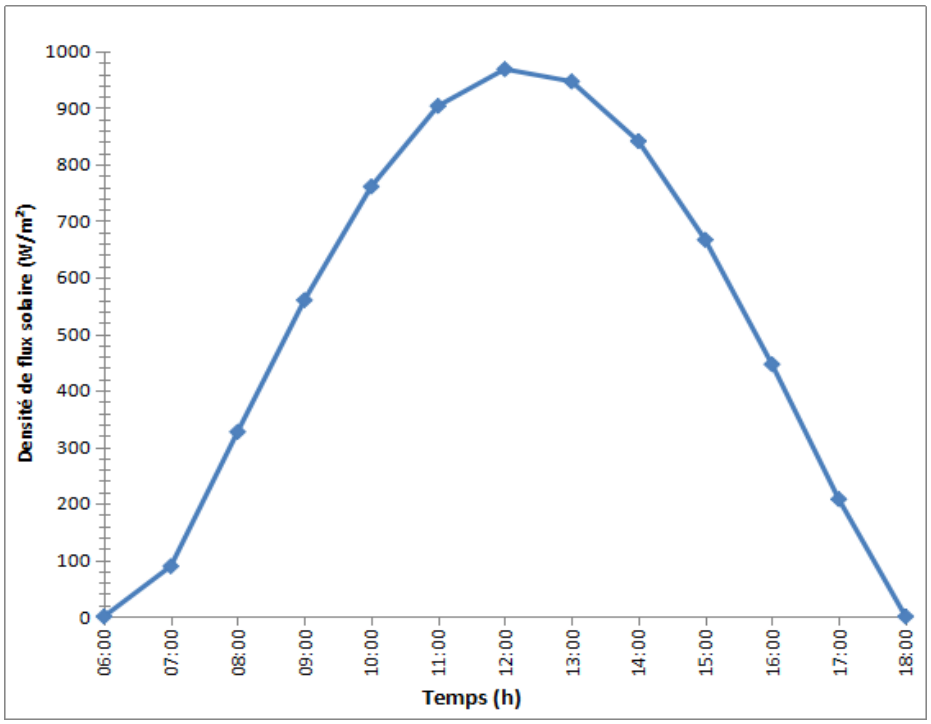


Figure II- 18: Evolution horaire de l'éclairement solaire au cours de la journée type (17 janvier)

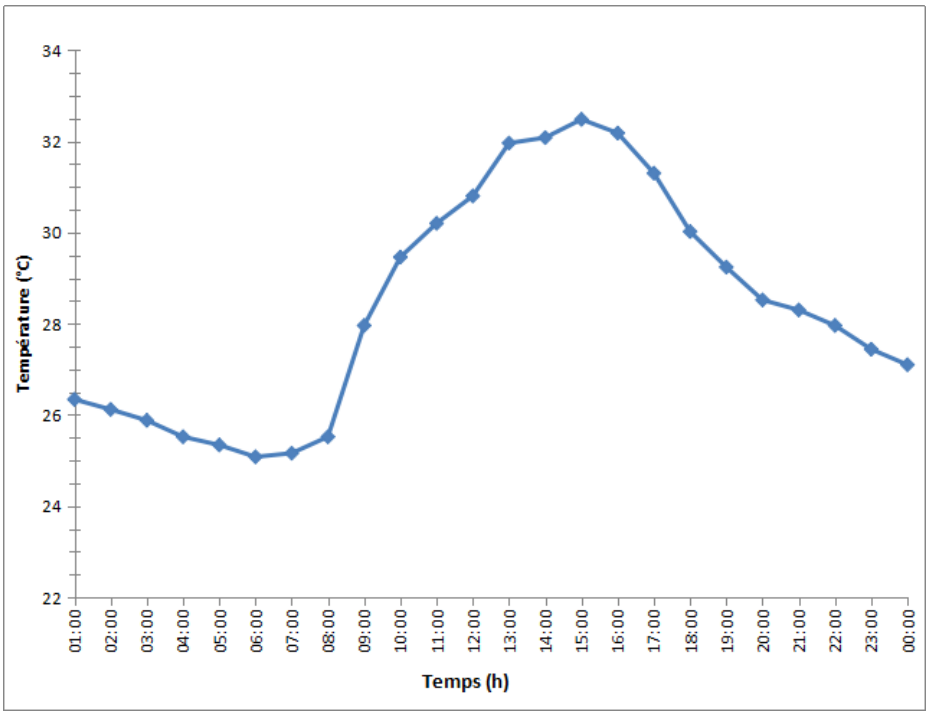


Figure II- 19: Evolution horaire de la température ambiante au cours de la journée type (17 janvier)

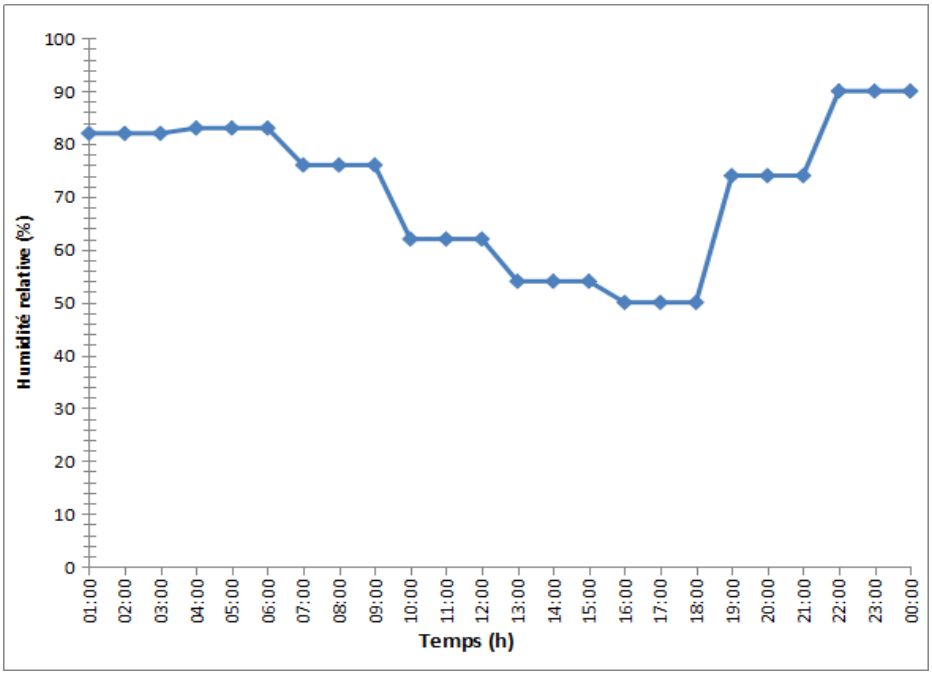


Figure II- 20: Evolution horaire de l'humidité relative de l'air ambiant au cours de la journée type (17 janvier)

VII.2 Distribution des températures

- **Séchoir serre**

La figure II-21 montre l'évolution, au cours de la journée type du mois de janvier, de la température de l'air asséchant au milieu de la serre (distance comptée à partir de l'entrée égale à 4 m). Pour les 5 valeurs du débit volumique de l'air asséchant considérées, le profil horaire de la température de l'air asséchant est décrit par une parabole concave dont la valeur maximale, atteinte à 12h (TL) est d'autant plus élevée que le débit volumique d'air asséchant est faible. Pour le débit volumique d'air asséchant égal à 0,03 m^3s^{-1}, la température de l'air asséchant atteint 37°C à 12h (TL). Il est à noter que l'évolution au cours de la journée de la température est similaire à celle de l'éclairement solaire. Ainsi, le flux solaire absorbé par la plaque métallique et les produits à sécher combiné aux échanges de chaleur par convection entre les différents composants du séchoir et l'air asséchant provoque, au cours du temps, un accroissement de la température de l'air asséchant avec l'augmentation de l'éclairement solaire qui atteint sa valeur maximale à 12h (TL). Ces résultats montrent le faible impact de l'inertie thermique des composants du séchoir sur la température de l'air asséchant et la prédominance de l'effet de serre sur les transferts convectifs air-composants du séchoir. La température de l'air asséchant la plus élevée est obtenue pour le débit volumique de l'air asséchant le plus faible. Ce résultat est confirmé par une étude expérimentale de Lazaar (2014) sur un séchoir serre avec un système de stockage de chaleur dans des MCPs. Parmi les résultats présentés, il a montré que la température de l'air asséchant est d'autant plus élevée que le débit volumique de l'air asséchant est faible.

La température de l'air asséchant augmente le long du séchoir serre (figure II-22). Cette évolution résulte de l'accroissement de la quantité de chaleur transférée à l'air par convection par les différents composants du séchoir, notamment par la plaque métallique, qui soumise à l'action du flux solaire, atteint des températures élevées. Nous constatons que la température de l'air asséchant le long du séchoir croit avec la diminution du débit volumique d'air asséchant. Cette évolution s'explique par les mêmes raisons que celles présentées précédemment.

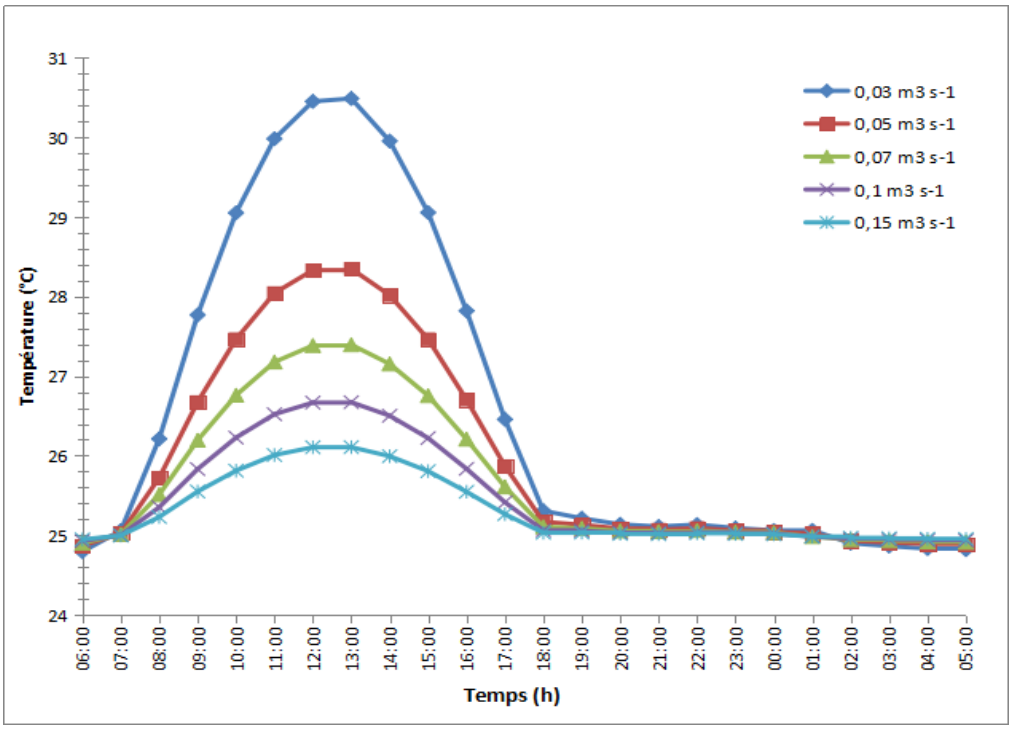


Figure II- 21: Evolution au cours du temps de la température de l'air asséchant au milieu de la serre. Influence du débit volumique de l'air asséchant

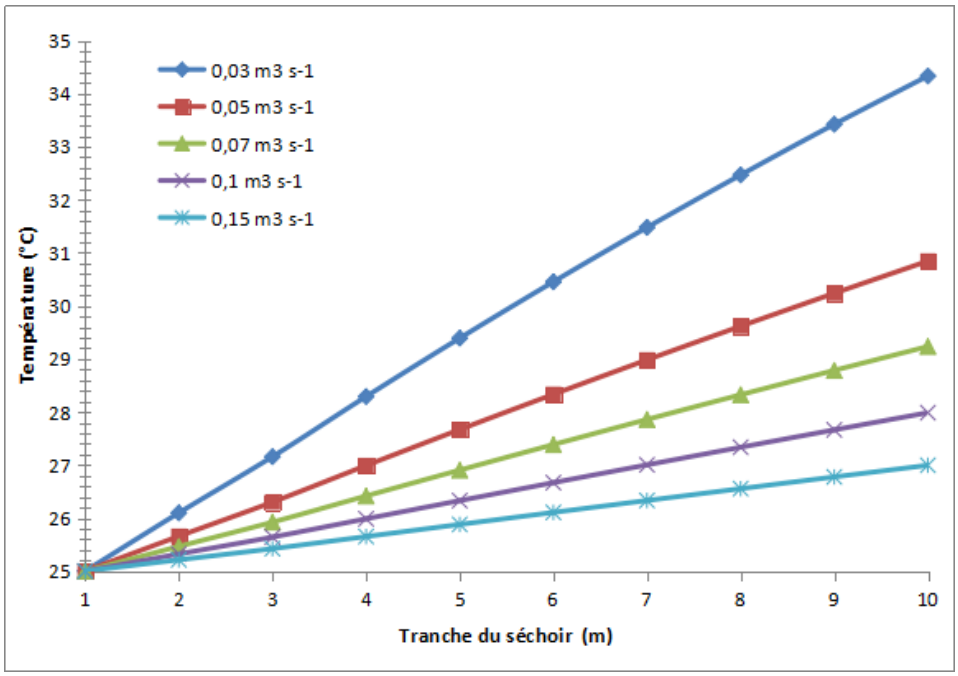


Figure II- 22: Evolution le long du séchoir serre de la température de l'air asséchant. Influence du débit volumique de l'air asséchant

Il est à noter que l'évolution horaire de la température des composants du séchoir serre (produit à sécher, couverture et face supérieure de la plaque métallique) est similaire à celle de l'éclairement solaire quelque soit la valeur du débit volumique d'air asséchant retenue dans nos calculs. La température de la face supérieure de la plaque métallique est, au cours de la journée et pour les débits volumiques d'air asséchant retenus, supérieure à celle des autres composants. Cela est due au flux solaire absorbé par cette plaque dont une partie contribue à l'accroissement de sa température. Il est à noter que les températures les plus élevées sont obtenues, comme pour celle de l'air asséchant, pour le débit volumique d'air asséchant le plus faible. Nous remarquons qu'à partir de 18h TL (coucher du soleil), les températures de l'air asséchant et des composants du séchoir, à l'exception de la face supérieure de la plaque métallique, diminuent jusqu'à atteindre une valeur inférieure à celle l'air ambiant. L'inertie thermique de la plaque métallique combinée à l'apport de chaleur par conduction à travers la plaque métallique engendrée par la solidification du MCP compensent les déperditions thermiques entre la plaque et son environnement. Il en résulte une température de la face supérieure de la plaque métallique supérieure à la température ambiante. L'accroissement, certes faible, de la température du produit à sécher après le coucher du soleil résulte d'une diminution de la vitesse de séchage et à un accroissement du flux net radiatif entre la face supérieure de la plaque métallique et les produits à sécher.

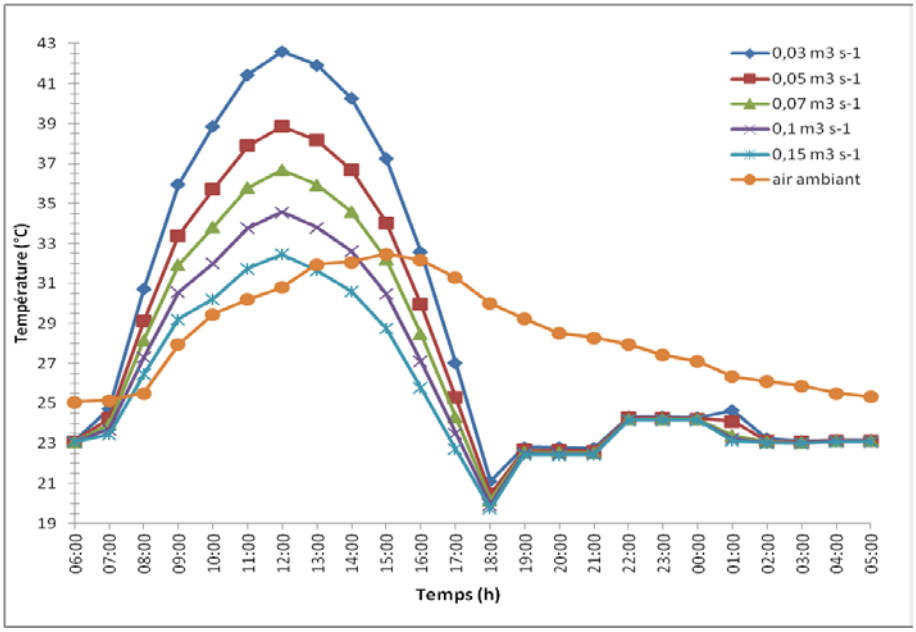


Figure II- 23: Evolution au cours du temps de la température de produit à sécher au milieu de la serre. Influence du débit volumique de l'air asséchant

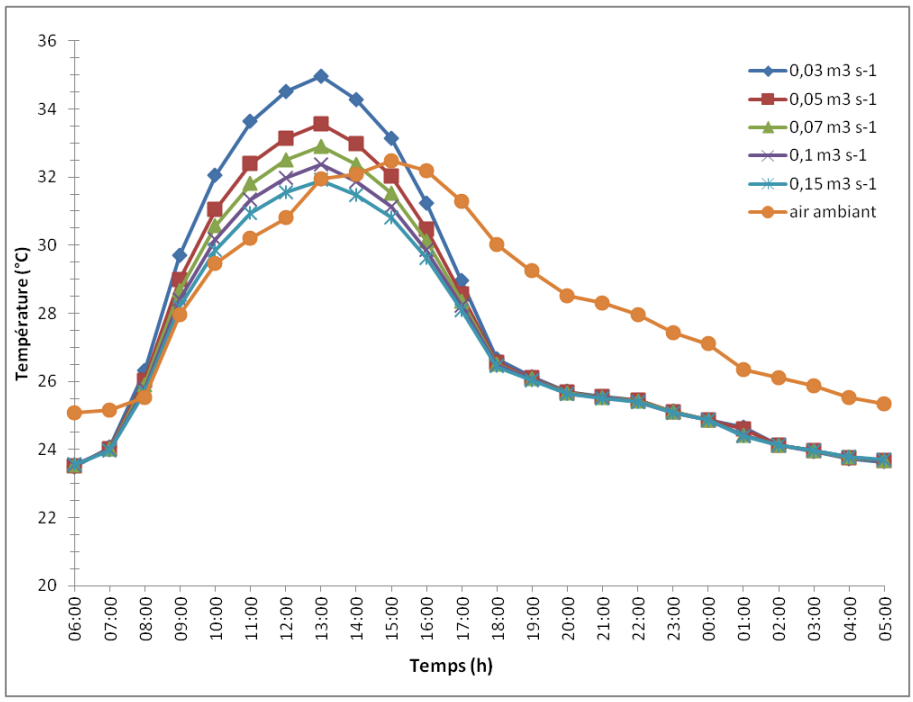


Figure II- 24: Evolution au cours du temps de la température de la couverture au milieu de la serre. Influence du débit volumique de l'air asséchant

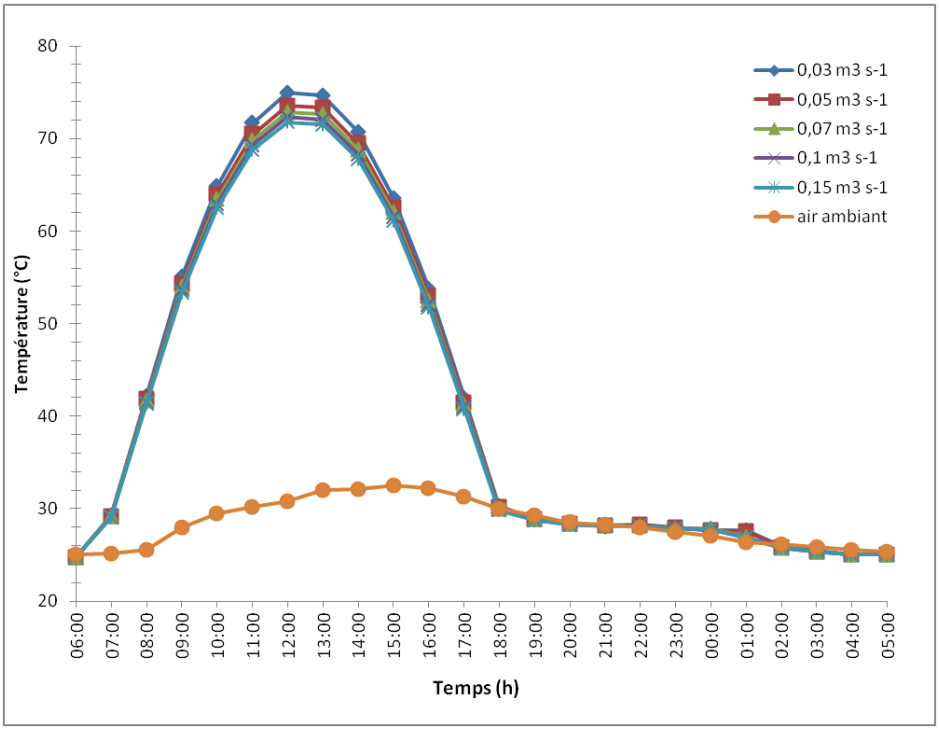


Figure II- 25: Evolution au cours du temps de la température de la face supérieure de la plaque métallique située au milieu de la serre. Influence du débit volumique de l'air asséchant

Le débit volumique de l'air asséchant a également une influence sur la température du produit lors du séchage et par conséquent sur sa vitesse de séchage. La vitesse de séchage est d'autant plus élevée que le débit volumique de l'air asséchant est important (figure II-26). La vitesse de séchage croît progressivement le long du séchoir parce que la température de l'air asséchant et celle du produit augmentent au fur et à mesure que l'air asséchant progresse dans le séchoir engendrant ainsi une évaporation croissance le long du séchoir. Il est évident qu'une augmentation du débit volumique de l'air asséchant provoque un accroissement des échanges convectifs entre l'air asséchant et le produit contribuant ainsi à une augmentation de la vitesse de séchage. Pour un même débit volumique de l'air asséchant, la vitesse de séchage croit avec l'éclairement solaire. Il en résulte un accroissement de la température de l'air asséchant et du produit à sécher et par conséquent de la masse d'eau évaporée du produit (figure II-27).

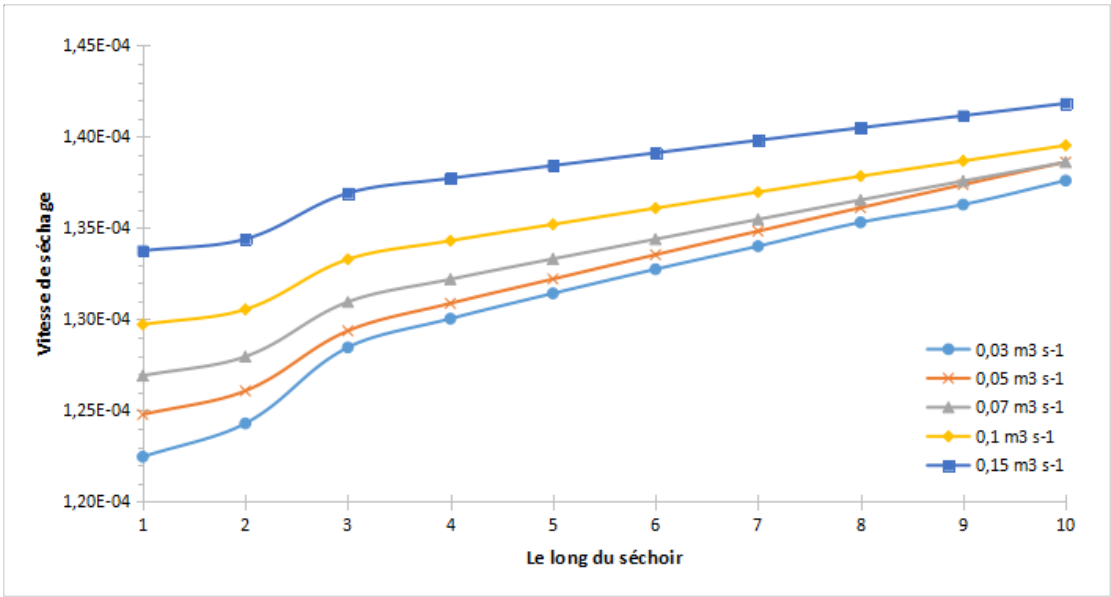


Figure II- 26: Evolution de la vitesse de séchage le long du séchoir (14h TL). Influence du débit volumique de l'air asséchant.

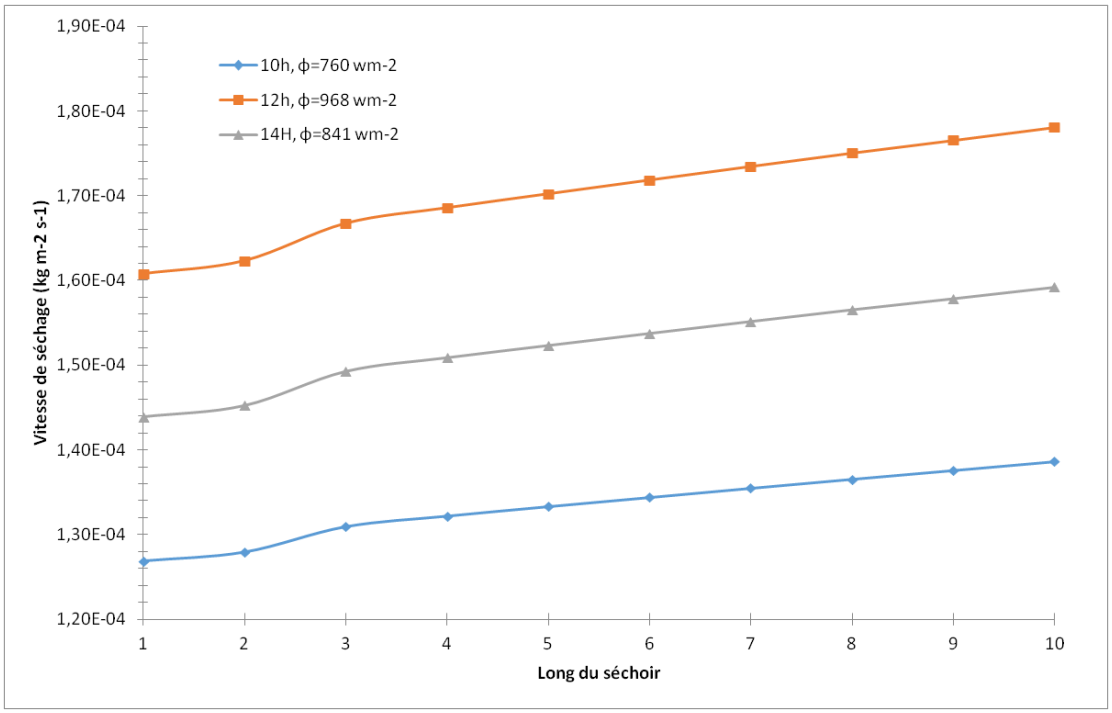


Figure II- 27: Evolution de la vitesse de séchage le long du séchoir pour un débit volumique de l'air asséchant = 0,07 $m^3 s^{-1}$. Influence de l'éclairement solaire.

L'effet du débit volumique de l'air asséchant est influencé sur l'épaisseur de la banane. L'épaisseur de la banana est d'autant plus faible que le débit volumique de l'air asséchant est élevé (figure II-28). Lorsque la teneur en eau de la banane atteint la valeur de seuil (3,7 kg d'eau/kg de matière sèche) après 7 heures de séchage (figure II-29), l'épaisseur de la banane diminue progressivement pendant la durée de séchage parce que la température de la banane est atteinte sa valeur maximale à cette heure (12h). L'effet de rétrécissement dans le produit

provoque donc une diffusion de l'eau dans le produit vers sa surface extérieure ce qui est important pour le séchage.

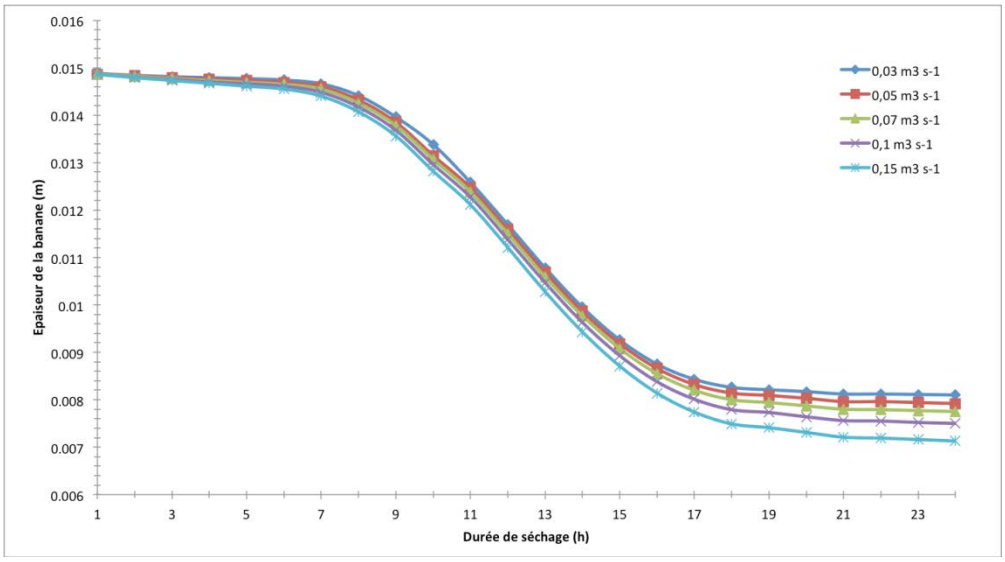


Figure II- 28: Evolution de l'épaisseur de la banane de la première tranche de la serre. Influence du débit volumique de l'air asséchant.

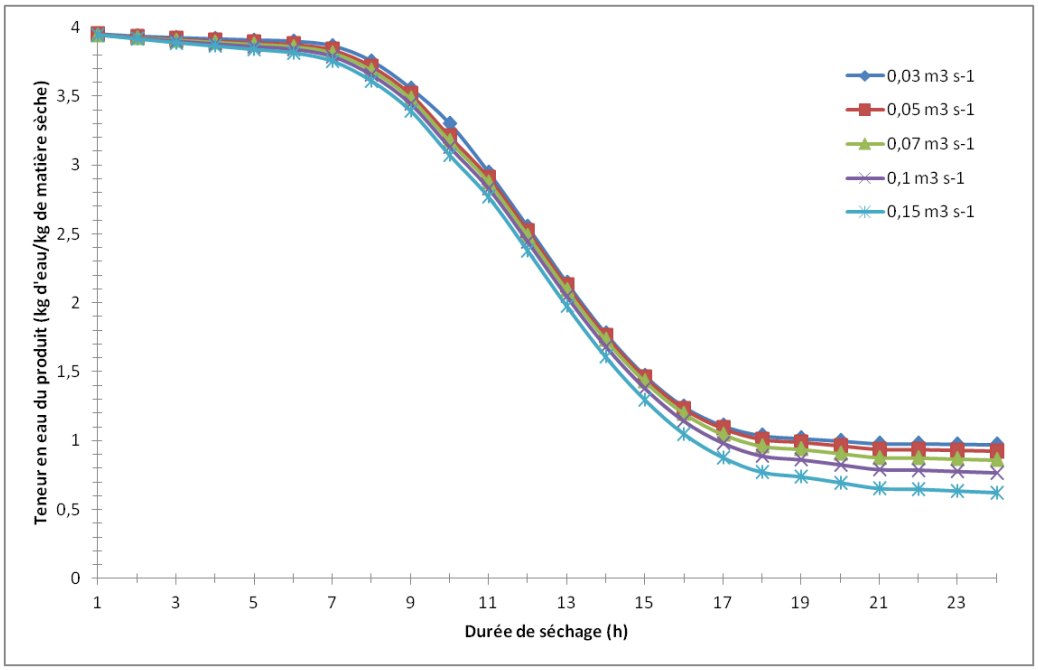


Figure II- 29 : Evolution de la teneur en eau de la banane de la première tranche de la serre. Influence du débit volumique de l'air asséchant.

- **Système de stockage de chaleur**

L'évolution au cours du temps de la température, au milieu du système de stockage de chaleur (distance comptée à partir de l'entrée de la serre= 3 m et distance comptée à partir de la couche du béton = 0,05 m), est similaire à celle de la température de l'air ambiant (figure II-16). Pour les 5 valeurs du débit volumique de l'air asséchant retenues, la température du

MCP est supérieure à sa température de fusion (28 °C) pendant une durée de 14 heures (9h à 22h) (figure II-30). Toutefois, il n'y a pas de différence notable des températures du MCP pour les débits volumiques de l'air asséchant considérées dans nos calculs. Ce résultat démontre que pour les cinq débits volumiques d'air asséchant (0,03 ; 0,05 ; 0,07 ; 0,1 et 0,15 m^3s^{-1}), la quantité de chaleur transférée par convection entre la plaque métallique et l'air asséchant est inférieure à celle du flux solaire absorbé par cette plaque et transmis par conduction au MCP. La figure II-18 montre que pour une durée d'insolation de 6h (heure du lever du soleil – 12h TL), l'épaisseur de MCP qui s'est liquéfiée est de l'ordre de 2 cm quelque soit la position axiale considérée. La température de MCP dépasse sa valeur de fusion (28 °C) et le MCP est totalement liquéfié après 12h TL (figure II-31).

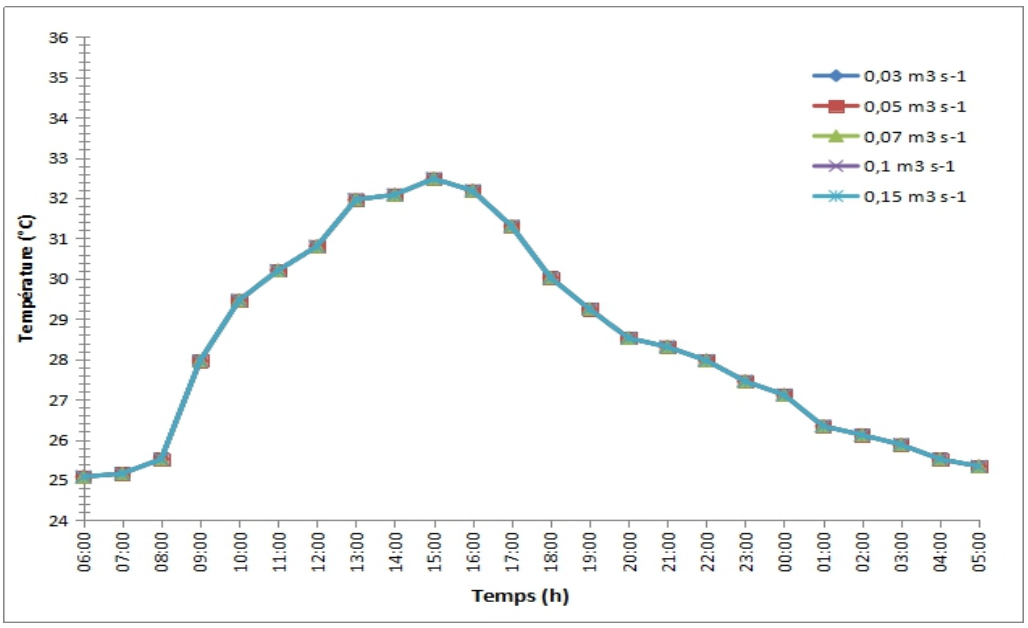


Figure II- 30: Evolution au cours du temps de la température au milieu du MCP. Influence du débit volumique de l'air asséchant

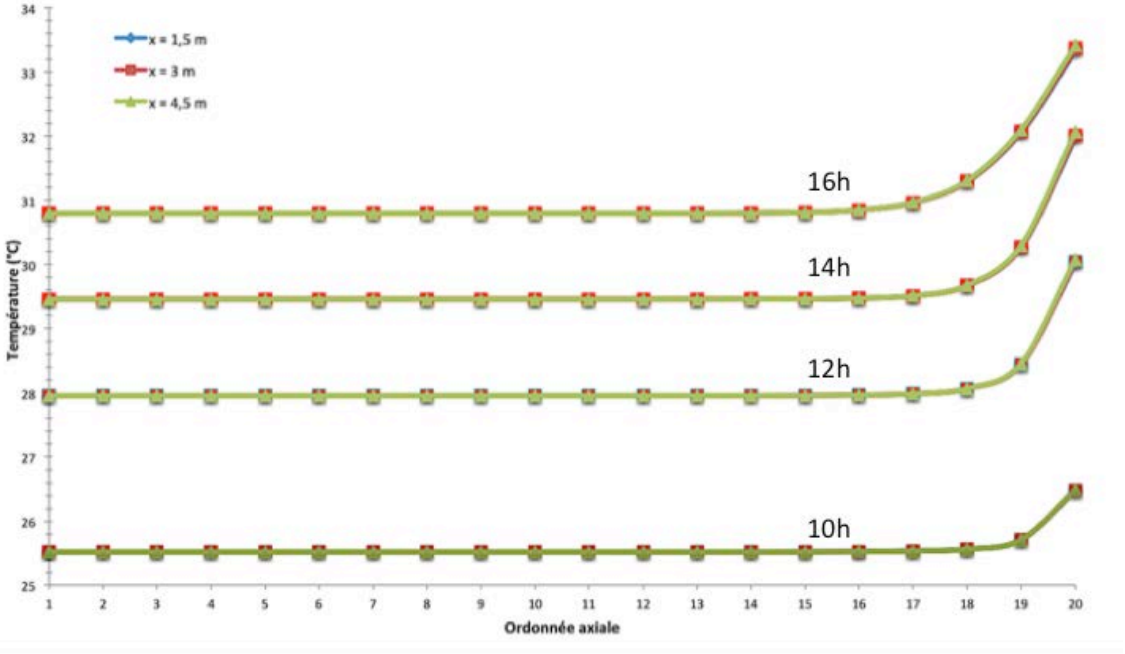


Figure II- 31: Evolution en fonction de l'ordonnée de la température du MCP.

VII.3 Performances énergétiques

- **Rendement thermique du séchoir**

La figure II-32 présente l'évolution horaire du rendement thermique du séchoir serre. L'analyse de cette figure montre que le rendement thermique du séchoir serre est d'autant plus élevé que le débit volumique de l'air asséchant est grand. Il est à noter que le rendement thermique du séchoir est plus faible au cours de la matinée puis augmente progressivement jusqu'à la fin de la journée. Le rendement est, par définition, d'autant plus élevé que la densité du flux solaire capté par la serre est faible. Les échanges de chaleur par convection entre les composants du séchoir serre et l'air asséchant combiné au flux solaire absorbé par les produits à sécher et par la plaque métallique provoquent un accroissement de la température de l'air le long du séchoir serre. Il en résulte donc une augmentation, au cours du temps, de la quantité de chaleur cédée par convection à l'air asséchant. Ce résultat est confirmé par la figure II-33 qui décrit l'évolution horaire du rendement thermique du séchoir serre pour les différents débits volumiques de l'air asséchant considérés. Cette figure montre que le rendement thermique du séchoir serre augmente fortement pour des valeurs du débit volumique d'air asséchant comprises entre 0,03 et 0,07 $m^3 s^{-1}$ puis faiblement avec l'accroissement de ce débit. Ce résultat est corroboré par les évolutions le long du séchoir de la température de l'air asséchant qui est d'autant plus élevée que le débit volumique d'air asséchant est faible. Comme nous l'avons mentionné ci-la quantité de chaleur par unité de temps récupérée par l'air asséchant à la traversée du séchoir appelée puissance utile est d'autant plus élevée que le débit volumique d'air asséchant est faible.

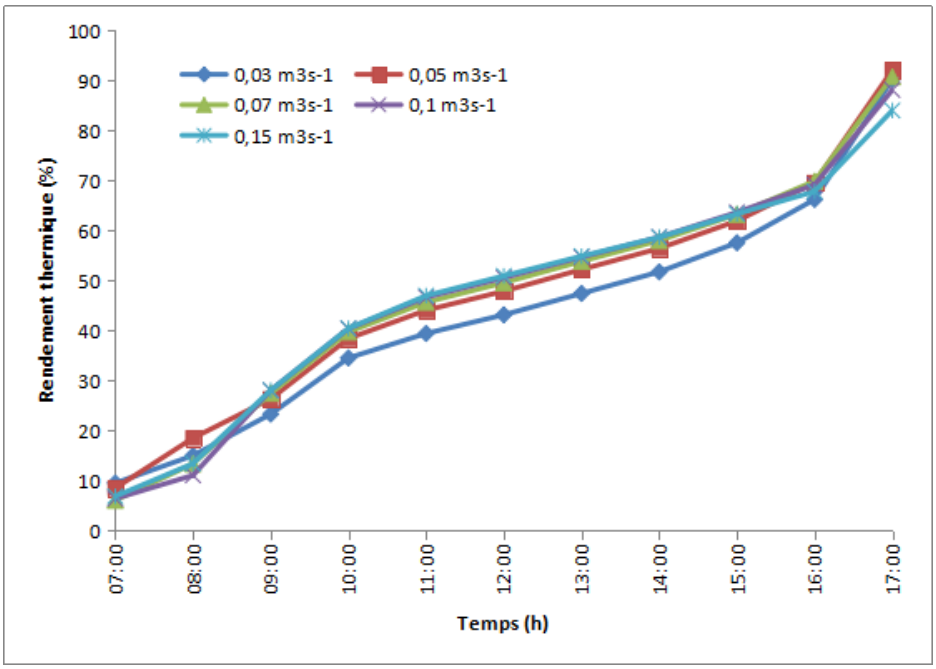


Figure II- 32: Evolution au cours de la journée du rendement thermique du séchoir serre. Influence du débit volumique de l'air asséchant.

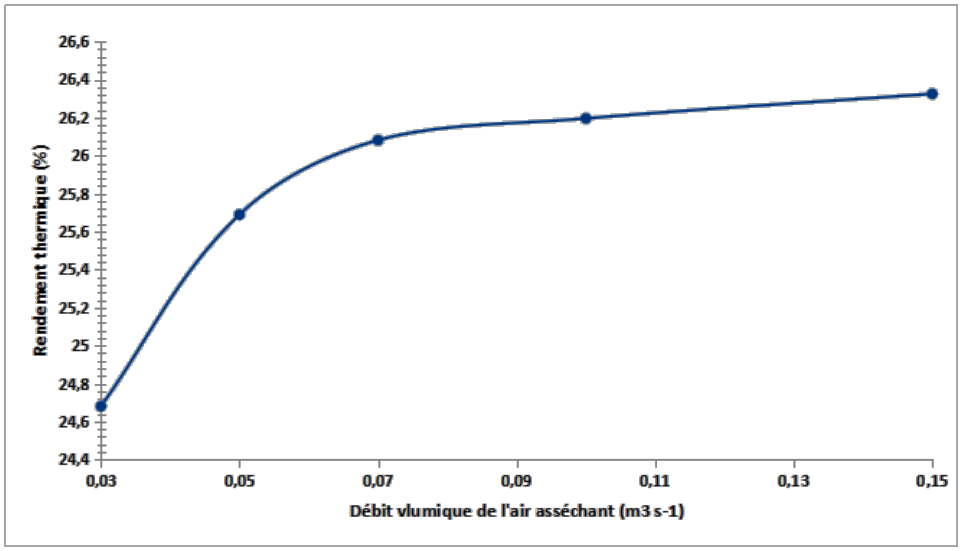


Figure II- 33 : Evolution du rendement thermique du séchoir serre pour les différents débits volumiques de l'air asséchant.

- **Rendement évaporatoire**

La figure II-34 présente l'évolution horaire du rendement évaporatoire dans le séchoir serre pour les différents débits volumiques de l'air asséchant considérés dans nos calculs. Il est à noter que le rendement évaporatoire est d'autant plus élevé que le débit volumique de l'air asséchant est grand. La décroissance du rendement évaporatoire observée au cours de la première heure de la journée est due à l'inertie thermique des composants du séchoir serre qui n'est pas entièrement compensée par l'apport du flux solaire pour engendrer une vitesse de séchage élevée. Au delà de cette heure, l'apport de chaleur par l'air asséchant et le flux solaire

sont suffisant pour que la vitesse de séchage augmente de façon monotone au cours du temps jusqu'à 14h (TL). Ainsi, le rendement évaporatoire croit fortement au cours du temps parce que l'éclairement solaire décroit. Nous remarquons que l'influence du débit volumique de l'air asséchant sur le rendement évaporatoire est très perceptible pour de faible éclairement solaire et que son évolution au cours du temps est similaire à celle mis en évidence lors de l'analyse de l'influence du débit volumique de l'air asséchant sur la vitesse de séchage.

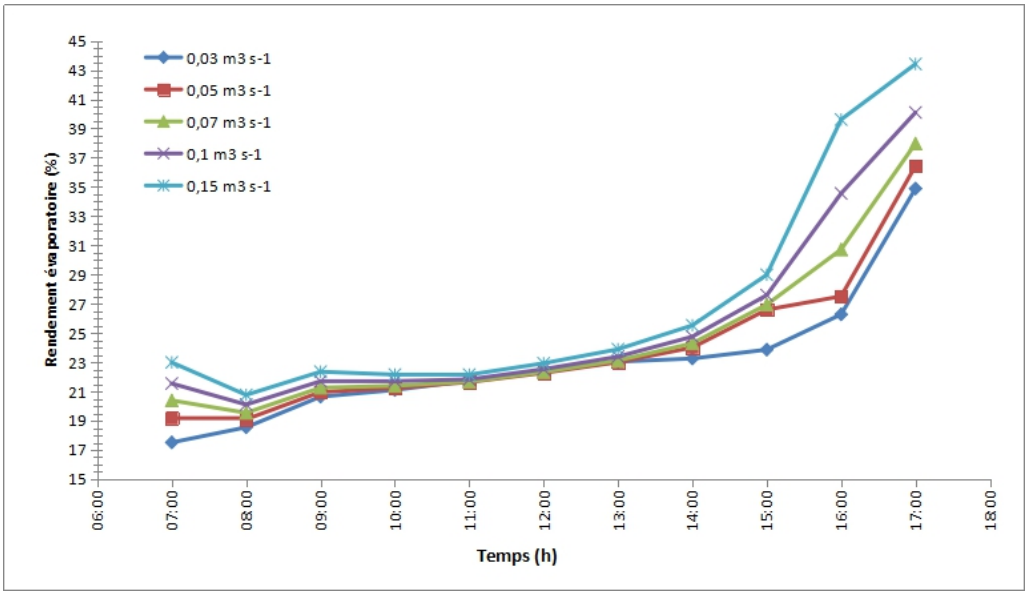


Figure II- 34 : Evolution au cours de la journée du rendement évaporatoire. Influence du débit volumique de l'air asséchant.

- **Efficacité de stockage et de déstockage**

Le tableau II-5 présente l'efficacité de stockage et de déstockage du système de stockage de chaleur par chaleur latente. L'efficacité de stockage a été calculée pour une durée de 12 heures (6h à 18h TL) et celle du déstockage pour une durée de 12 heures (18h à 6h TL). Ces durées correspondent respectivement à la période diurne et nocturne de la journée type du mois de janvier dans la région de Nakorn Pathom.

Les efficacités de stockage et de déstockage sont peu influencées par le débit volumique de l'air asséchant. Ces résultats sont dus à la configuration du système de stockage qui fait que la quantité de chaleur stockée dans le MCP résulte principalement de l'apport de chaleur par le flux solaire capté par la face supérieure de la plaque métallique. Les apports de chaleur par convection entre la plaque métallique et l'air asséchant sont inférieurs à ceux du flux solaire capté par la plaque métallique. Aussi, la quantité de chaleur stockée dans le MCP pendant la période diurne n'est pas très élevée comparée à celle d'origine solaire captée par la plaque métallique. Lors de la période nocturne, la quantité de chaleur libérée lors de la solidification d'une partie de MCP liquide dépend des déperditions thermiques par rayonnement entre la face supérieure de la plaque métallique, la voûte céleste et les produits à sécher et par convection avec l'air asséchant. C'est ainsi que lors de la période de stockage,

les transferts de chaleur dans la plaque métallique et la couche de MCP sont gérés principalement par le flux solaire. C'est pour cela que les efficacités de stockage et de déstockage sont peu influencées pour le débit volumique d'air asséchant.

Tableau II- 5: Efficacité de stockage et de déstockage pour différents débits volumiques de l'air asséchant

Efficacité	Débit volumique de l'air asséchant				
	0,03 $m^3 s^{-1}$	**0,05 $m^3 s^{-1}$**	**0,07 $m^3 s^{-1}$**	**0,1 $m^3 s^{-1}$**	**0,15 $m^3 s^{-1}$**
Stockage (%)	22	19,6	18,9	18,5	18,2
Déstockage (%)	82	79,9	79,3	79,1	79

Dans la suite, pour simuler le fonctionnement du système de séchage sur une année type, nous retenons la valeur du débit volumique d'air asséchant égale à 0,07 $m^3 s^{-1}$, valeur à partir de laquelle le rendement thermique croit faiblement avec le débit volumique d'air asséchant.

VIII. Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons présenté le séchoir serre et son système de stockage de chaleur latente. Ensuite, nous avons formulé les équations de transfert de chaleur dans le séchoir et le système de stockage de chaleur composé d'une couche de MCP disposé entre une plaque métallique et une dalle de béton. Les équations de transferts dans le séchoir sont déduites de bilans thermiques établis sur chacun de ses composants ; celles dans le MCP et la dalle de béton sont respectivement basées sur la méthode enthalpique et l'équation de conduction. Ces équations ont été résolues par une méthode implicite aux différences finies et l'algorithme de Gauss pour les équations de transfert dans le séchoir et l'algorithme de Thomas pour celles du système de stockage de chaleur. Nous avons analysé l'influence du débit volumique de l'air asséchant sur les distributions de température des composants du séchoir serre, de l'air et du système de stockage de chaleur, du rendement du séchoir, nous avons simulé le fonctionnement du système de séchage sur une durée de 24h avec les conditions météorologiques de Nakorn Pathom. Nous pouvons conclure que:

- La diminution du débit volumique de l'air asséchant provoque une augmentation des températures des composants du séchoir (air asséchant, produit à sécher, plaque métallique et couverture) et une augmentation de la durée de séchage.
- Le système de stockage de chaleur dans le MCP intégré au séchoir serre réduit la durée de séchage du produit à sécher.
- La diminution de la densité de flux solaire entraîne une augmentation du rendement thermique du séchoir serre et de l'efficacité de stockage et de déstockage de chaleur.

Chapitre III

Simulation du fonctionnement du séchoir serre-unité de stockage de chaleur

Simulation du fonctionnement du séchoir serre-unité de stockage de chaleur

I. Introduction

Ce chapitre est consacré, dans un premier temps, à la partie expérimentale pour le choix du MCP dont le comportement est adapté à un système de stockage de chaleur d'origine solaire. Dans un deuxième temps, nous présentons et nous analysons des résultats de la simulation du fonctionnement du séchoir serre avec le système de stockage de chaleur dans un MCP avec les données météorologiques de Nakorn Pathom, Thaïlande. Nos calculs ont été réalisés, pour le débit volumique de l'air asséchant égal à 0,07 m^3 s^{-1}, parce que pour cette valeur le rendement thermique du séchoir est maximal. Ensuite, la simulation du fonctionnement du séchoir pour quelques mois de l'année a été effectuée pour un débit volumique de l'air asséchant égal à 0,07 m^3 s^{-1}. Les quatre mois (janvier, février, novembre et décembre) ont été choisis parce que les données météorologiques de ces mois conduisent à une durée de séchage supérieure à la durée d'insolation (11h) en Thaïlande. En outre, la production bananière est importante pendant ces quatre mois. Dans ces conditions, le système de stockage de chaleur est utile pour poursuivre le séchage pendant la nuit.

II. Partie expérimentale

La partie expérimentale a été réalisée au laboratoire de l'Energie Solaire et de la Radiation Solaire, Département Physique de la Faculté de Sciences de l'Université de Silpakorn, Nakhorn Pathom, Thaïlande. Nous avons, dans un premier temps, sélectionné le MCP le plus adapté au séchage solaire dans une serre, puis nous avons procédé à une étude du comportement de ce MCP. Ensuite, nous avons procédé à une analyse du comportement thermique de deux systèmes de stockage de chaleur solaire composés d'un réservoir parallélépipédique dont la partie supérieure est, dans un cas, une plaque métallique et, dans l'autre, une plaque métallique équipée d'ailettes rectangulaires.

II.1 Choix du MCP

Deux types de MCP ont été retenus: la cire de paraffine et la « Multiwax » (cire de paraffine monocristalline). Les deux MCPs sont placés dans deux récipients en zinc (0,2×0,4×0,15 m) disposé dans un séchoir serre (figure III-1). Sous l'action du flux solaire transmis par la couverture de la serre et des conditions ambiantes (22/07/2016 - 28/07/2016) ; la cire de paraffine est totalement liquéfiée à la fin de la journée (18h TL). La température de l'air à l'intérieur de la serre atteint 66 °C, valeur supérieure à la température de fusion de ce type de paraffine (température de fusion de 58-60°C). Dans ces mêmes conditions, la « multiwaxe » n'a pas changé d'état car sa température de fusion est de 71°C. Aussi, nous avons donc retenu la cire de paraffine.

Figure III- 1: MCPs disposés dans le séchoir serre : paraffine, Multiwaxe

II.2 Système de stockage de chaleur solaire

Afin de déterminer la configuration géométrique du système de stockage qui conduit à une liquéfaction optimale du MCP, nous avons conçu et réalisé deux dispositifs : l'un est composé d'une enceinte parallélépipédique (0,2×0,5×0,15 m) dont les parois à l'exception de la paroi supérieure, sont en acrylique d'épaisseur 3 mm. La paroi supérieure est une plaque en acier d'épaisseur 3 mm et est peinte en noir (figure III-3). L'autre dispositif se différencie du précédent par la présence d'ailettes rectangulaire (0,08×0.19 m²) sur la plaque métallique (figure III-4). Afin de suivre l'évolution au cours du temps de la température des MCPs disposés dans ces réservoirs, nous avons placé cinq thermocouples de type K disposés en différents points du MCP (figure III-2). Un capteur de flux solaire (Hioki modèle Z2012 ; précision ± 2%) connecté à un Data Logger (Hioki modèle LR8432) est placé sur la plaque métallique du système de stockage de chaleur. Le dispositif de mesure constitué des thermocouples connectés à « Data Logger » (Yokogawa modèle FX1000 ; précision ± 2%) permet l'acquisition des températures du MCP toutes les dix minutes. Ces deux réservoirs sont placés dans le séchoir serre. Sous l'action du flux solaire absorbé par la plaque métallique, la quantité de MCPs fondus dans le réservoir dont la paroi supérieure est équipée d'ailettes est supérieure à celle de l'autre réservoir. En effet, il est observé une fusion sur une épaisseur d'environ 10 cm en dessous de la plaque et de part et d'autre des ailettes et sur une épaisseur de 1 cm pour le réservoir sans ailettes. La présence d'ailettes augmente la surface d'échange avec les MCPs. Ainsi, pour un flux solaire absorbe par cette plaque, la quantité de MCPs transformé en liquide sous l'action de ce flux est d'autant plus élevée que le nombre d'ailettes est grand.

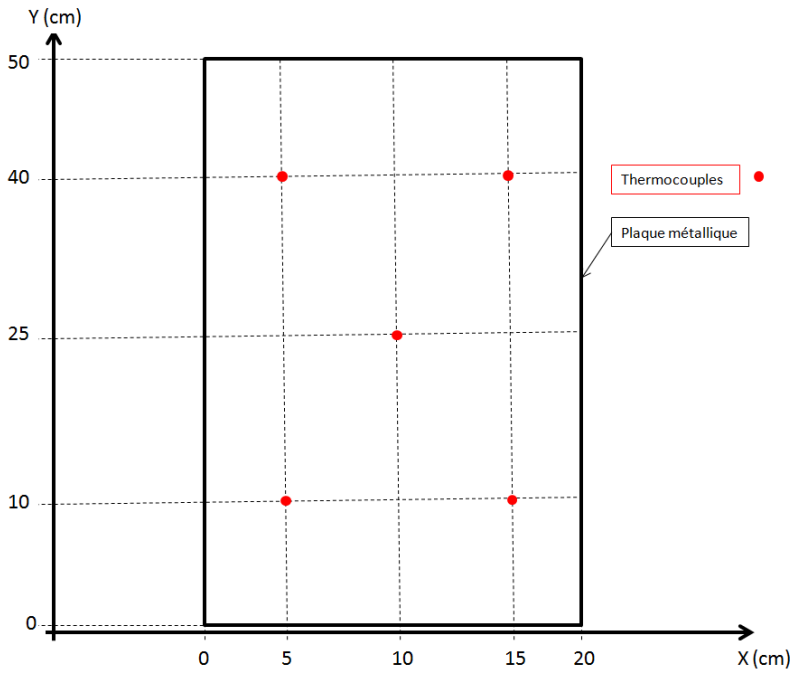


Figure III- 2: Position des 5 thermocouples sur la plaque métallique

Nous avons procédé à plusieurs essais pour analyser l'influence des conditions ambiantes sur l'évolution au cours de 24 heures (6h à 6h) de la température des MCPs disposés dans les deux réservoirs précédemment décrits.

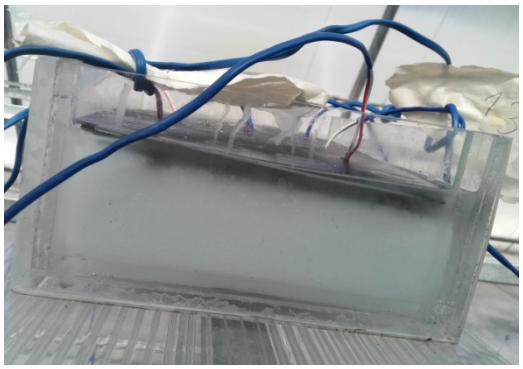


Figure III- 3: Unité de stockage de chaleur sans ailettes

Figure III- 4: Unité de stockage de chaleur avec ailettes, distance entre des ailettes = 8 cm

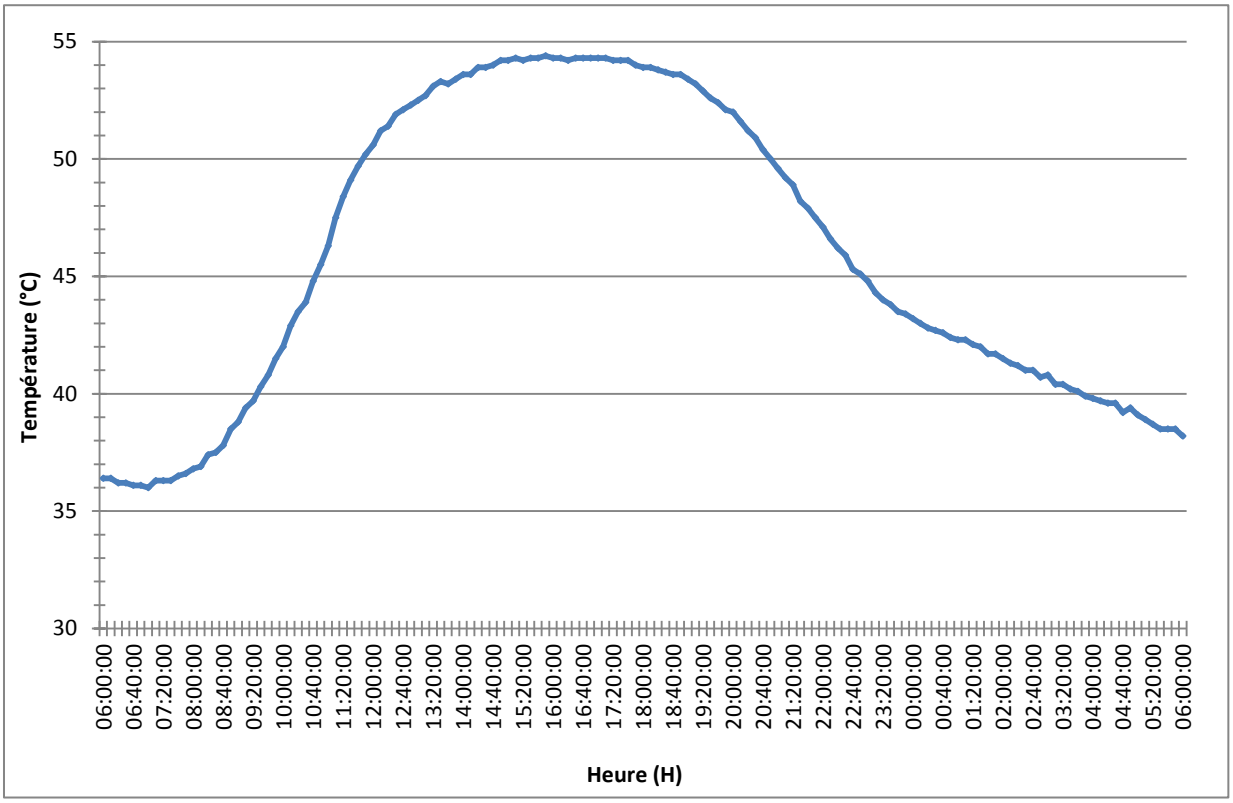


Figure III-5 : Evolution de la température moyenne du MCP dans le réservoir de stockage de chaleur sans ailettes

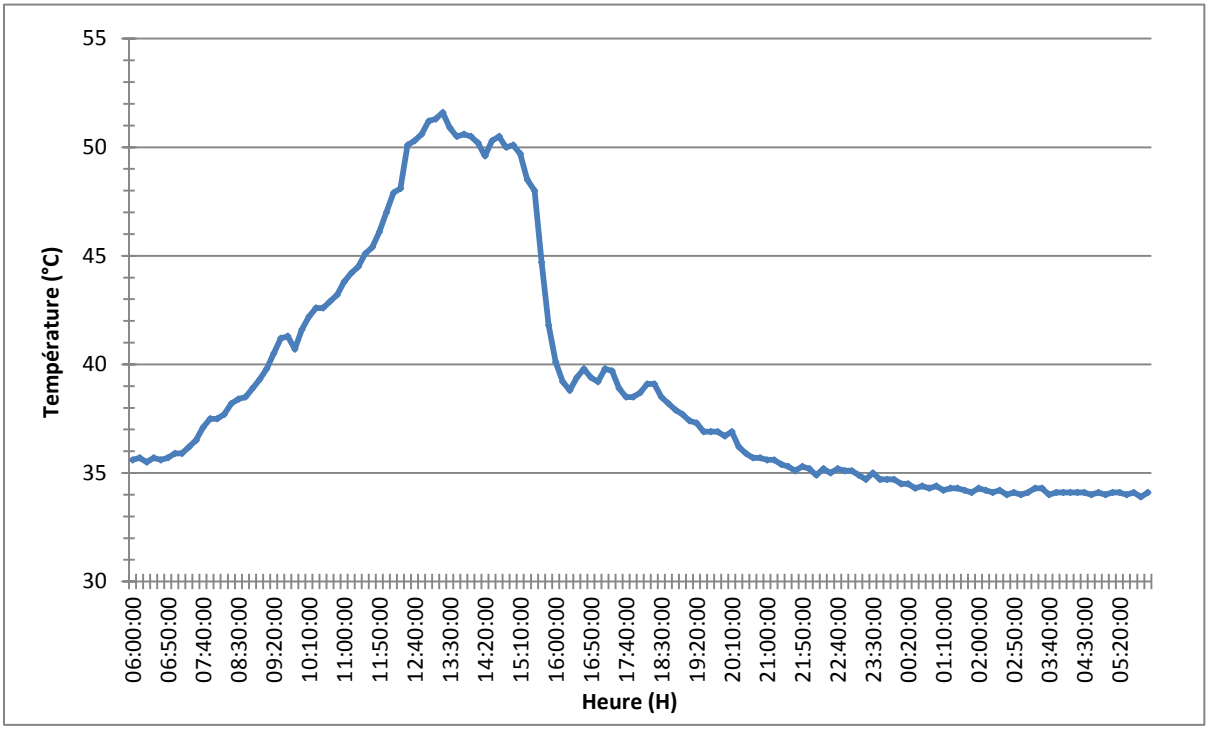


Figure III-6: Evolution de la température du moyenne du MCP dans le réservoir de stockage de chaleur avec ailettes

Les figures III-5 et III-6 montrent l'évolution au cours du temps de la température des MCPs. Il est à noter que la température du MCP dans le réservoir de stockage de chaleur avec ailettes est supérieure à celle dans le réservoir de stockage de chaleur sans ailettes, notamment entre 12h et 21h. Pour la période nocturne, la température du MCP dans le réservoir de stockage de chaleur avec ailettes diminue progressivement au cours du temps, tandis que dans le réservoir de stockage de chaleur sans ailettes, elle chute dès l'absence du flux solaire. L'évolution de ces températures au cours du temps montre que la quantité de chaleur stockée dans les MCPs, suite à leurs fusions, est plus importante dans le réservoir avec ailettes. En outre, l'évolution de la température au cours de la nuit indique que la restitution de la chaleur par les MCPs lors de la solidification est au cours du temps progressive et peut donc permettre son utilisation pour prolonger le séchage en l'absence du flux solaire.

Ensuite, nous avons analysé l'influence de la distance entre les ailettes, donc de la surface d'échange entre la plaque et le MCP, sur la quantité de MCP fondu. Ainsi, parmi les trois distances entre ailettes (8, 4 et 2 cm) considérées, celle de 2 cm conduit à l'épaisseur de MCP fondu la plus élevée. Aussi, nous avons retenu cette épaisseur pour laquelle le nombre d'ailettes fixées à la plaque métallique est égal à 11.

Nous avons ensuite analysé l'influence de l'épaisseur du MCP, donc de la quantité de MCP disposé dans le réservoir de stockage de chaleur, dont la plaque supérieure est équipée de 11 ailettes. Trois épaisseurs de MCP ont été considérées (8, 10 et 15 cm). L'évolution au cours d'une journée de l'état des MCPs disposés dans la serre montre qu'une épaisseur de 8 cm est suffisante puisque pour cette épaisseur, les MCPs n'ont pas complètement fondu pour les autres épaisseurs.

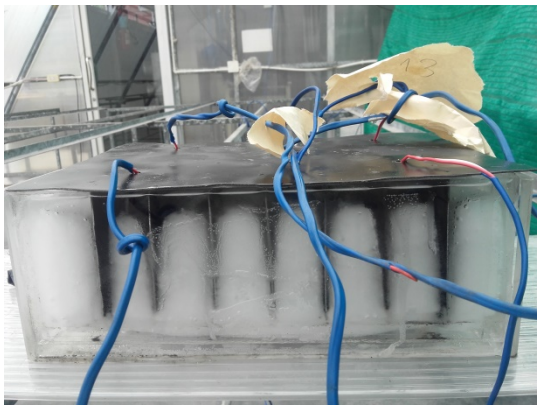


Figure III-7 : Distance entre ailettes = 4 cm

Fi

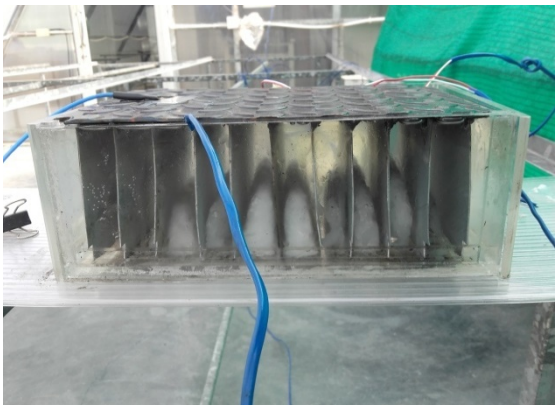


Figure III- 8: Distance entre ailettes = 2 cm

Afin d'analyser l'influence du stockage de chaleur dans les MCPs, nous avons, dans un premier temps, conçu et construit deux serres à une échelle réduite, 8 fois moins que les dimensions du séchoir serre qui fait l'objet de notre étude. La serre (0,7×1×0.4 m) est recouverte d'une couche de polycarbonate d'épaisseur 6 mm. La partie inférieure est constituée d'une plaque métallique d'épaisseur 3 mm peinte en noir et isolée du sol par une couche de polystyrène d'épaisseur 3 cm. L'air est véhiculé dans les serres par l'action de trois ventilateurs DC 12V placés sur la paroi nord et alimentés par un panneau solaire de puissance 20 W (figure III-9). Trois thermocouples de type K ont été placés dans chaque serre (à une

hauteur de 0,3 m) afin de mesurer la température de l'air à l'intérieur des serres (figure III-10).

(a) (b)

Figure III- 9: (a) prototypes de séchoir serre, (b) intérieur du prototype

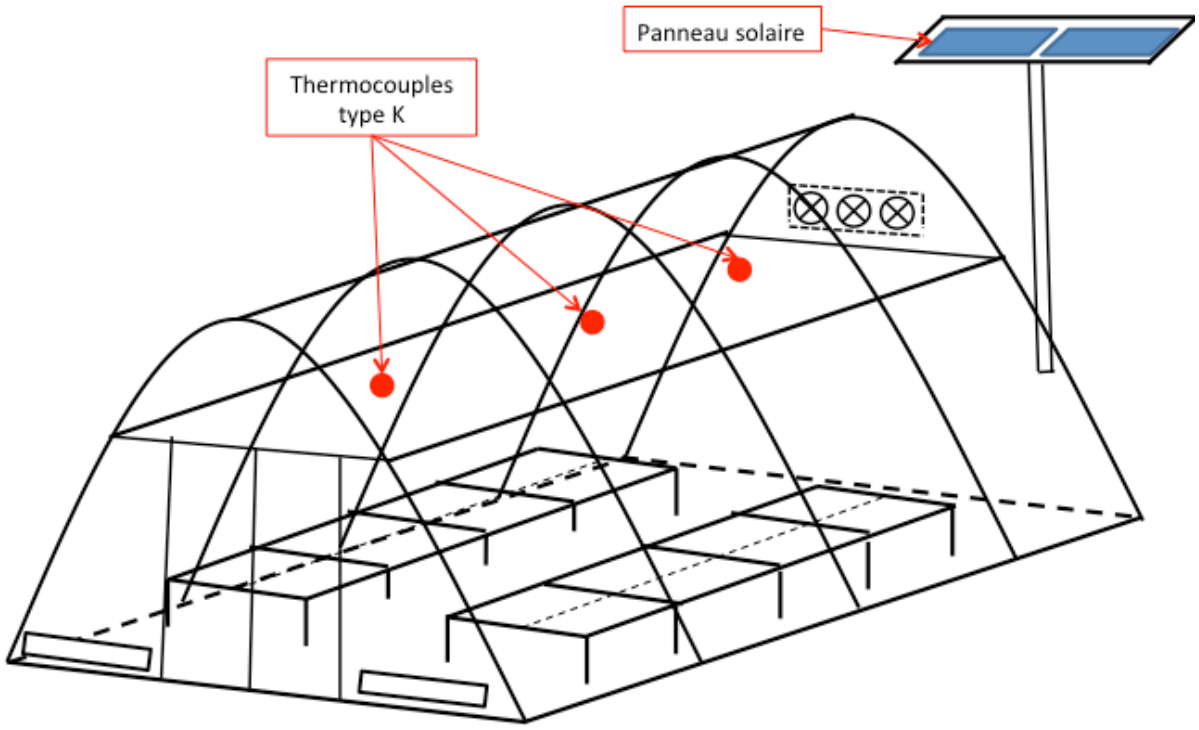


Figure III- 10: Position des thermocouples dans les serres

Dans l'une des serres, nous avons disposé à sa partie inférieure, un réservoir parallélépipédique (0,2×0,4×0,08 m) rempli de 4,8 kg de cire de paraffine dont la température de fusion est de 58°C. La figure III-11 montre que l'évolution horaire de la température moyenne de l'air au cours de la journée à l'intérieur des deux serres est identique.

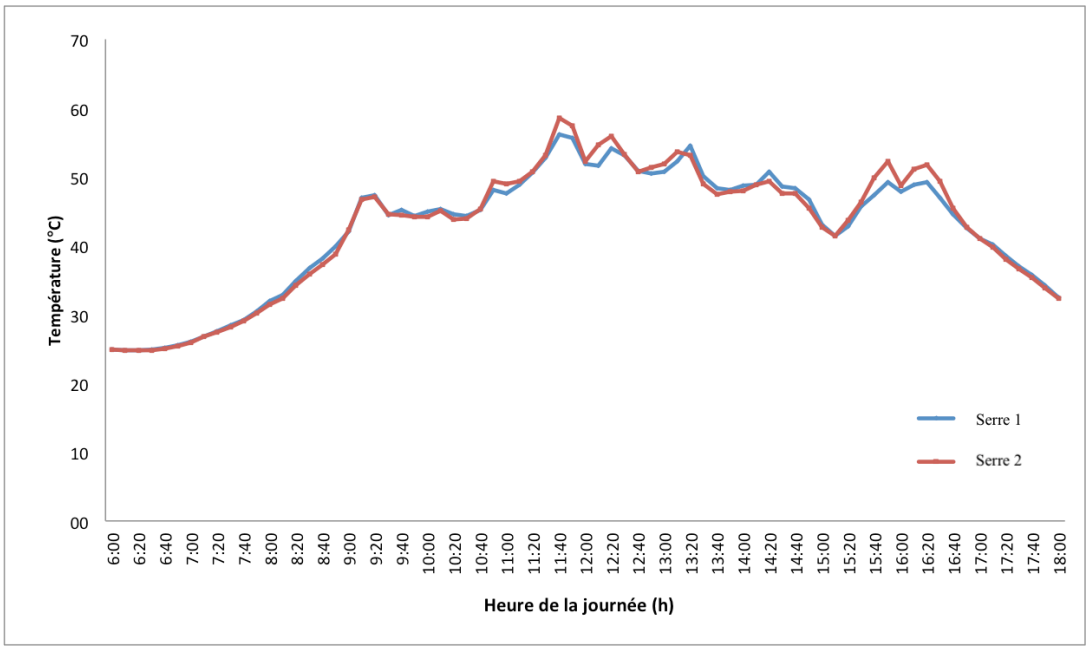


Figure III- 11: Evolution horaire de température moyenne de l'air à l'intérieur de deux prototype de serre sans MCP.

Au cours de la journée (9h-16h TL), la température moyenne de l'air à l'intérieur de la serre atteint une valeur comprise entre 50°C et 60°C pour une température ambiante comprise entre 20°C et 25°C (figure III-12). La température de l'air à l'intérieur de la serre, équipée d'un système de stockage de chaleur dans un MCP, est inférieure de 2 à 5°C à celle de la serre sans système de stockage de chaleur. Cette différence est due au fait que le flux solaire absorbé par la plaque est transféré par conduction au MCP qui l'absorbe et se liquéfie en partie. En l'absence du système de stockage, le flux solaire absorbé par la plaque engendre une élévation de sa température et par conséquent une augmentation des transferts convectifs entre la plaque et l'air, par rayonnement entre la plaque et les autres composants du séchoir. Ces échanges de chaleur contribuent avec l'effet de serre à l'accroissement de la température de l'air dans la serre. La présence d'un système de stockage de chaleur dans un MCP réduit donc la température de l'air de la serre à des valeurs utilisées pour le séchage des denrées agro-alimentaires.

Lorsque le flux solaire est de faible intensité (à partir de 16h TL), la température de l'air à l'intérieur de la serre sans MCP baisse rapidement jusqu'à atteindre la température ambiante. Dans la serre avec le système de stockage de chaleur, la température de l'air baisse au cours du temps de façon monotone parce que la solidification du MCP s'accompagne d'un dégagement de chaleur qui compense les pertes convectives et radiatives entre la serre et le milieu ambiant. Il est à noter qu'en absence du flux solaire, la température de l'air dans la serre avec le système de stockage de chaleur est supérieure de 5 à 10°C à celle de la serre sans le stockage de chaleur. Ce résultat montre qu'une serre équipée d'un système de stockage de chaleur dans un MCP peut être utilisée comme séchoir serre pour accroître la durée journalière de séchage.

La figure III-13 montre l'évolution au cours du temps de la densité de flux solaire absorbé et désorbé par le MCP.

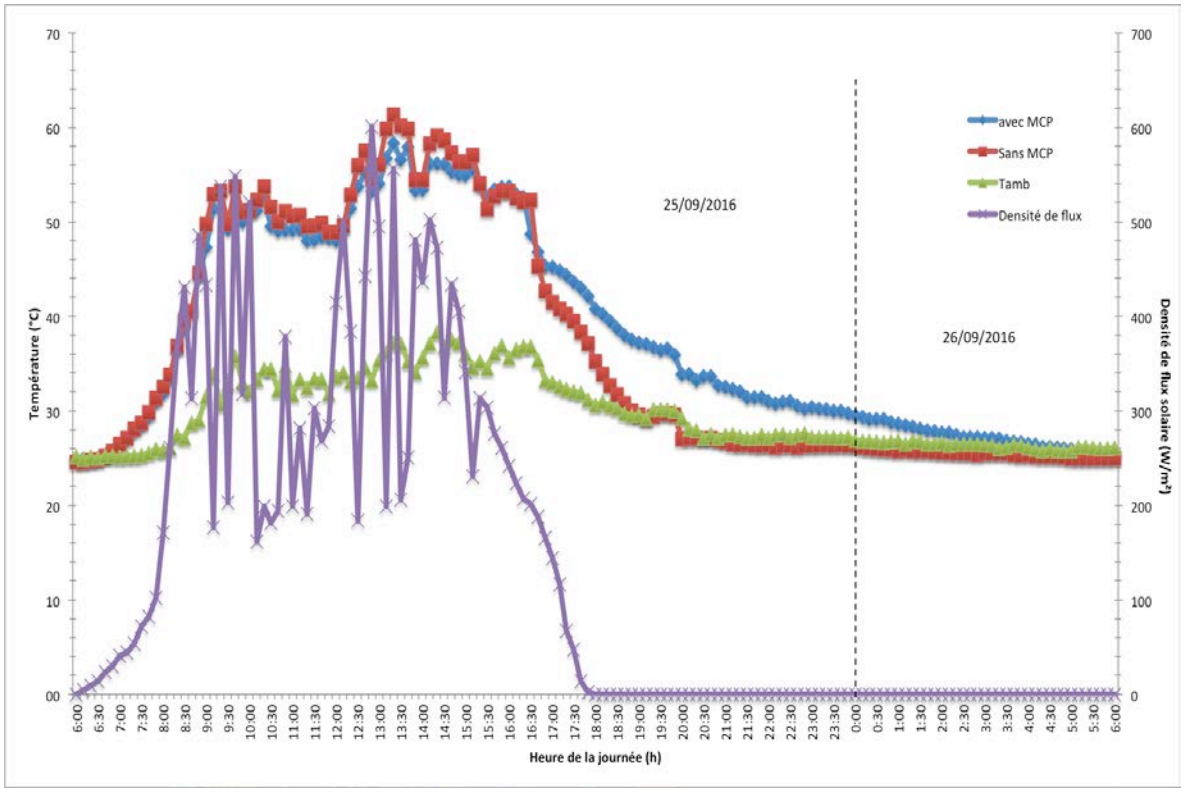


Figure III- 12: Evolution horaire de la température moyenne de l'air à l'intérieur du prototype de serre avec MCP et sans MCP

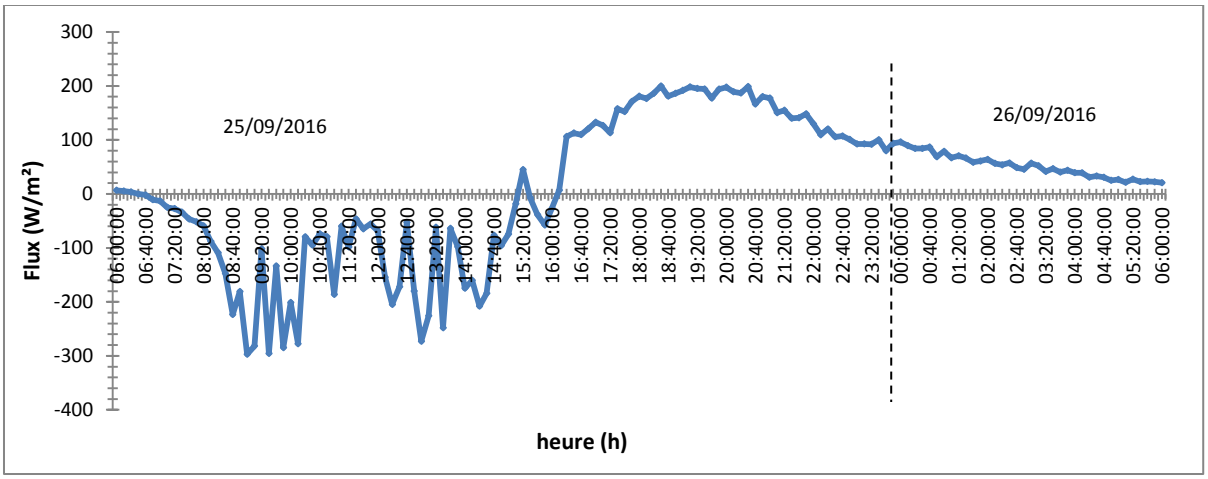


Figure III- 13: Evolution horaire de flux de chaleur absorbé et désorbé par le MCP

III. Simulation du fonctionnement du séchoir-serre

III.1 Données météorologiques de Nakorn Pathom

La figure III-14 présente l'évolution horaire de l'éclairement solaire au cours d'une année dans la région de Nakorn Pathom, Thaïlande. Ces densités de flux solaire augmentent au cours de la journée depuis l'heure du levée du soleil (6h TL) jusqu'à atteindre une valeur maximale, environ à 12h TL, avant de décroître progressivement jusqu'au coucher du soleil (18h TL). Il est à noter que les valeurs les plus élevées de la densité du flux solaire sont obtenues au cours du mois de Juillet où l'éclairement solaire atteint 1900 W m^{-2}. L'évolution horaire de la température et de l'humidité relative de l'air ambiant pour les douze journées types d'une année sont reportées dans les tableaux III-1 et III-2. L'évolution horaire de la température ambiante est similaire à celle de l'éclairement solaire. Conformément à sa définition l'humidité relative de l'air ambiant est d'autant plus faible que la température ambiante est élevée. Ainsi, les valeurs les plus faibles sont obtenues aux heures les plus chaudes de la journée. Les valeurs de la température ambiante les plus élevées sont celles du mois de Mars.

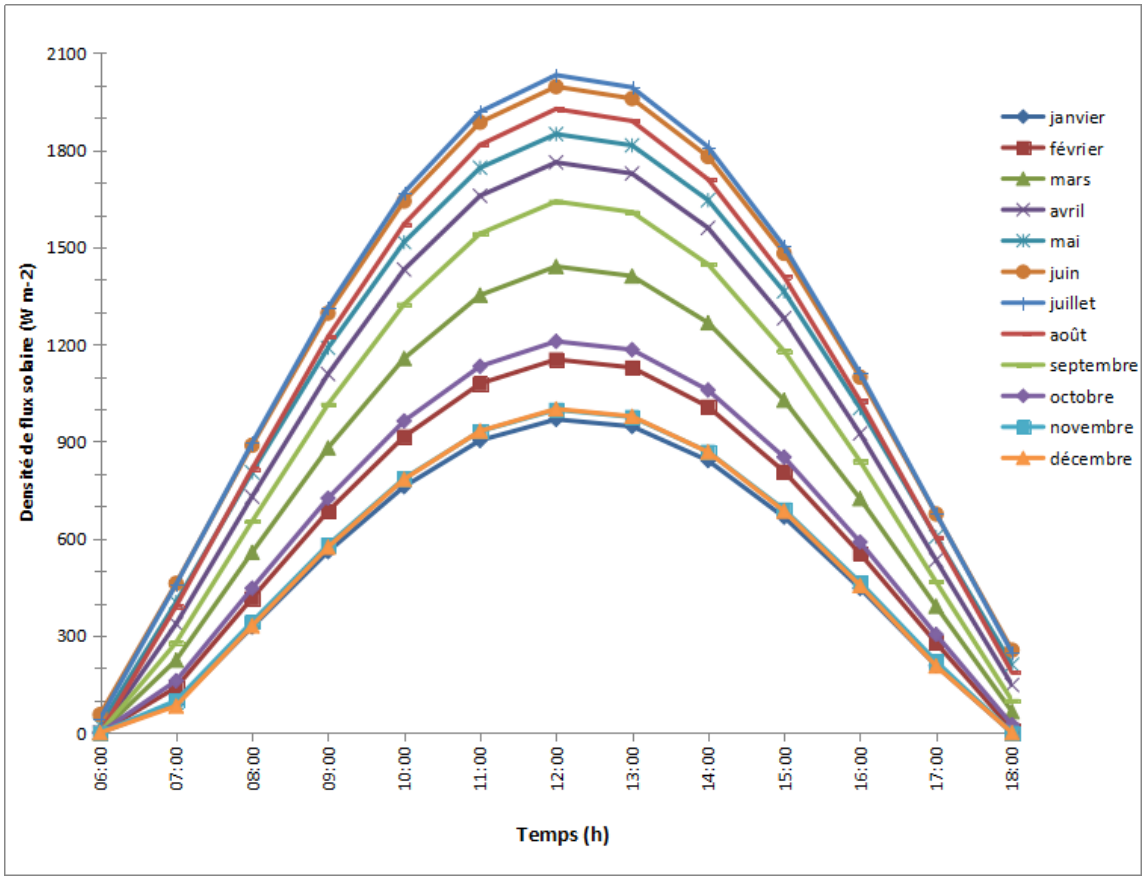


Figure III-14 : Evolution horaire de l'éclairement solaire.

Tableau III- 1: Evolution horaire de la température ambiante

Temps (h)	Température ambiante (°C)											
	Janvier	**Février**	**Mars**	**Avril**	**Mai**	**Juin**	**Juillet**	**Août**	**Septembre**	**Octobre**	**Novembre**	**Décembre**
06:00	25,08	26,22	26,22	26,98	27,28	26,76	27	26,35	26,9	25,98	25,2	24,58
07:00	25,16	26,42	26,46	27	27,9	27,5	27,48	26,88	27,05	26,18	25,3	24,53
08:00	25,52	27,12	27,64	27,98	29,1	28,76	28,52	28,05	28,25	27,23	26,78	25,73
09:00	27,96	28,54	28,98	29,54	30,28	29,8	29,96	29,03	29,35	28,85	28,74	27,38
10:00	29,46	29,7	30,8	30,66	31,28	30,72	30,74	30,28	30,83	29,88	30,5	28,95
11:00	30,2	30,82	31,82	31,64	32,04	31,42	31,34	31,1	31,7	30,15	31,74	30,23
12:00	30,8	32,36	33,08	32,14	33,02	31,58	31,98	31,38	32,35	30,85	32,5	31,08
13:00	31,96	32,58	33,68	32,58	32,94	31,9	32,28	31,55	32,83	31,53	32,72	31,1
14:00	32,08	32,8	34,06	32,7	33,64	32	32,6	31,83	31,63	31,03	32,9	31,48
15:00	32,48	32,74	34,14	32,38	32,98	32,78	32,38	31,58	32,18	31,73	33	31,48
16:00	32,18	32,4	33,94	32,28	32,84	32,62	32,1	31,83	31,75	31,1	32,86	31,18
17:00	31,3	31,6	32,94	31,84	31,14	31,8	31,8	31,48	31,85	30,65	31,32	30,35
18:00	30,02	30,68	31,52	30,82	29,82	31,02	30,3	30,8	30,33	29,4	29,16	29,25
19:00	29,24	29,26	29,92	30,02	28,88	29,76	29,64	29,95	29,8	27,95	29,32	28,38
20:00	28,52	28,44	29,14	29,64	29,06	28,48	28,1	29,35	28,95	27,98	28,8	27,78
21:00	28,3	28,02	28,8	29,36	29,28	28,18	27,98	29	28,8	27,9	28,42	27,28
22:00	27,96	27,74	28,56	29	29,16	28,42	28,28	28,73	28,4	27,5	27,98	26,83
23:00	27,44	27,54	28,42	28,9	28,98	28,58	28,26	28,63	28,18	27,3	27,04	26,53
00:00	27,1	26,78	28,06	28,72	28,96	28,42	28,14	28,45	27,93	26,9	26,78	26,13
01:00	26,34	27,36	27,2	28,44	28,36	27,08	27,78	27,55	27,3	26,58	27,28	25,9
02:00	26,12	27,12	26,88	28,2	28,16	27,04	27,48	27,43	27,28	26,38	26,74	25,73
03:00	25,88	26,96	26,72	27,98	27,8	27,12	27,4	27,25	27,3	26,28	26,3	25,5
04:00	25,52	26,74	26,6	27,9	27,6	27	27,28	27,05	27,18	26,1	25,88	25,25
05:00	25,34	26,4	26,46	27,48	27,46	26,88	27,1	26,53	27,23	26,03	25,56	24,88

Tableau III- 2: Evolution horaire de l'humidité relative de l'air ambiant

Temps (h)	Humidité ralative de l'air ambiant (%)											
	Janvier	Février	Mars	Avril	Mai	Juin	Juillet	Août	Septembre	Octobre	Novembre	Décembre
06:00	83	90	90	97	99	95	87	93	97	100	69	95
07:00	76	96	94	98	98	94	87	90	93	99	74	95
08:00	76	96	94	98	98	94	87	90	93	99	74	95
09:00	76	96	94	98	98	94	87	90	93	99	74	95
10:00	62	63	65	66	79	75	67	66	72	79	59	67
11:00	62	63	65	66	79	75	67	66	72	79	59	67
12:00	62	63	65	66	79	75	67	66	72	79	59	67
13:00	54	59	51	51	64	65	58	53	65	66	49	58
14:00	54	59	51	51	64	65	58	53	65	66	49	58
15:00	54	59	51	51	64	65	58	53	65	66	49	58
16:00	50	57	51	47	64	59	79	54	60	66	53	48
17:00	50	57	51	47	64	59	79	54	60	66	53	48
18:00	50	57	51	47	64	59	79	54	60	66	53	48
19:00	74	70	64	68	77	78	87	64	95	92	76	82
20:00	74	70	64	68	77	78	87	64	95	92	76	82
21:00	74	70	64	68	77	78	87	64	95	92	76	82
22:00	90	83	80	77	89	85	95	72	97	93	83	95
23:00	90	83	80	77	89	85	95	72	97	93	83	95
00:00	90	83	80	77	89	85	95	72	97	93	83	95
01:00	82	90	85	97	98	91	83	87	97	99	71	95
02:00	82	90	85	97	98	91	83	87	97	99	71	95
03:00	82	90	85	97	98	91	83	87	97	99	71	95
04:00	83	90	90	97	99	95	87	93	97	100	69	95
05:00	83	90	90	97	99	95	87	93	97	100	69	95

III.2 Distributions spatio-temporelles des températures

La figure III-15 montre l'évolution horaire, pour les douze journées types de l'année, de la température de l'air asséchant et celle reportée sur la figure III-16, l'évolution au cours d'une année de la température de l'air asséchant le long du séchoir au milieu de la serre à une distance de l'entrée de la serre de 4 m. Pour les 12 journées types, l'évolution horaire, pour le débit volumique de l'air asséchant égal 0,07 m^3 s^{-1}, des températures des composants du séchoir serre (figure III-17), des rendements thermiques (tableau III-4) et des efficacités de stockage et de déstockage (tableau III-3), sont similaires à celles présentées et analysées dans le chapitre III.2, concernant la simulation du fonctionnement du séchoir serre au cours du mois de janvier.

Naturellement l'éclairement solaire, la température ambiante influent sur les températures du séchoir serre et ses performances thermiques. Ainsi, les valeurs les plus élevées des températures du séchoir serre sont obtenues pendant le mois de juillet, mois où l'éclairement solaire est le plus important. Il est à noter que la valeur la plus élevée de la température du produit à sécher est observée pour le mois de juin et de juillet. Pour ces deux mois, l'éclairement solaire atteint des valeurs importantes et l'humidité relatives de l'air ambiant les valeurs les plus faibles entre 12h et 13h (TL).

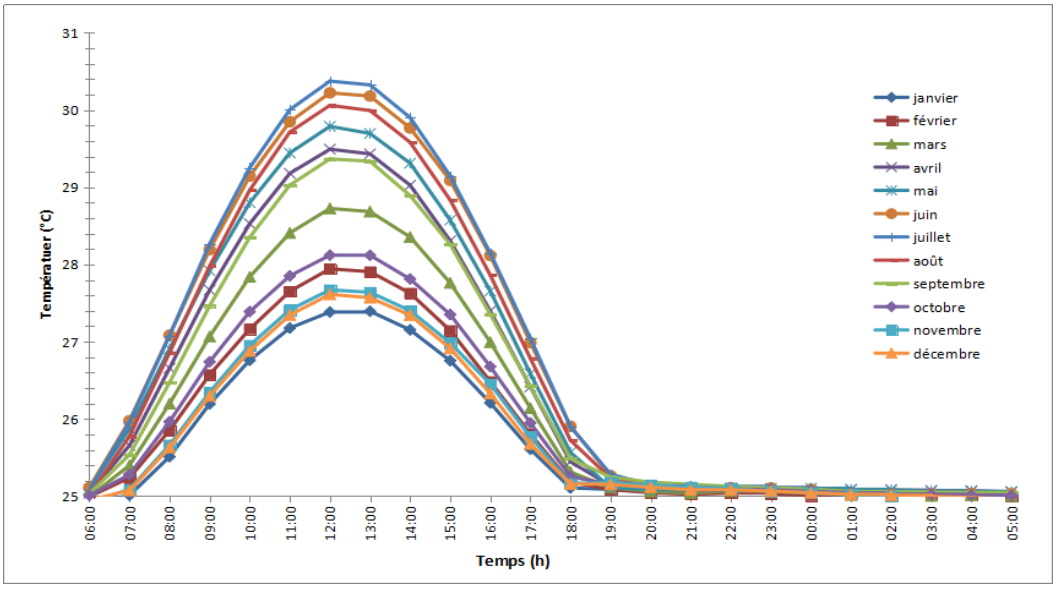


Figure III-15: Evolution horaire de la température de l'air asséchant au milieu du séchoir serre. Débit volumique de l'air asséchant = 0,07 m^3 s^{-1}.

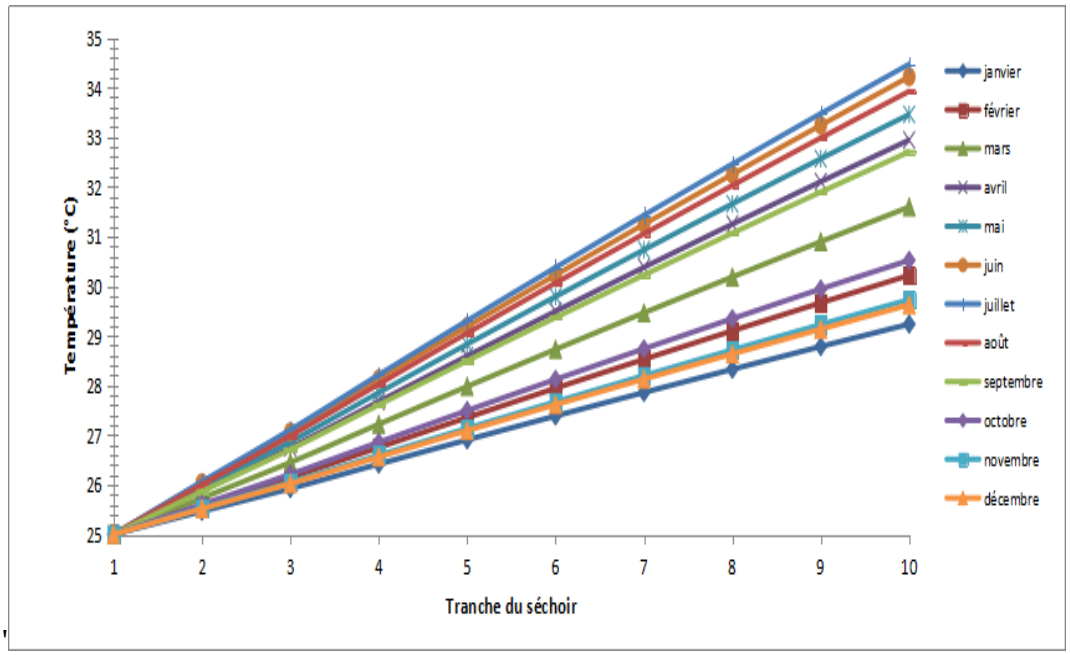


Figure III-16 : Evolution de la température de l'air asséchant le long du séchoir (12h TL). Débit volumique de l'air asséchant = 0,07 $m^3 s^{-1}$.

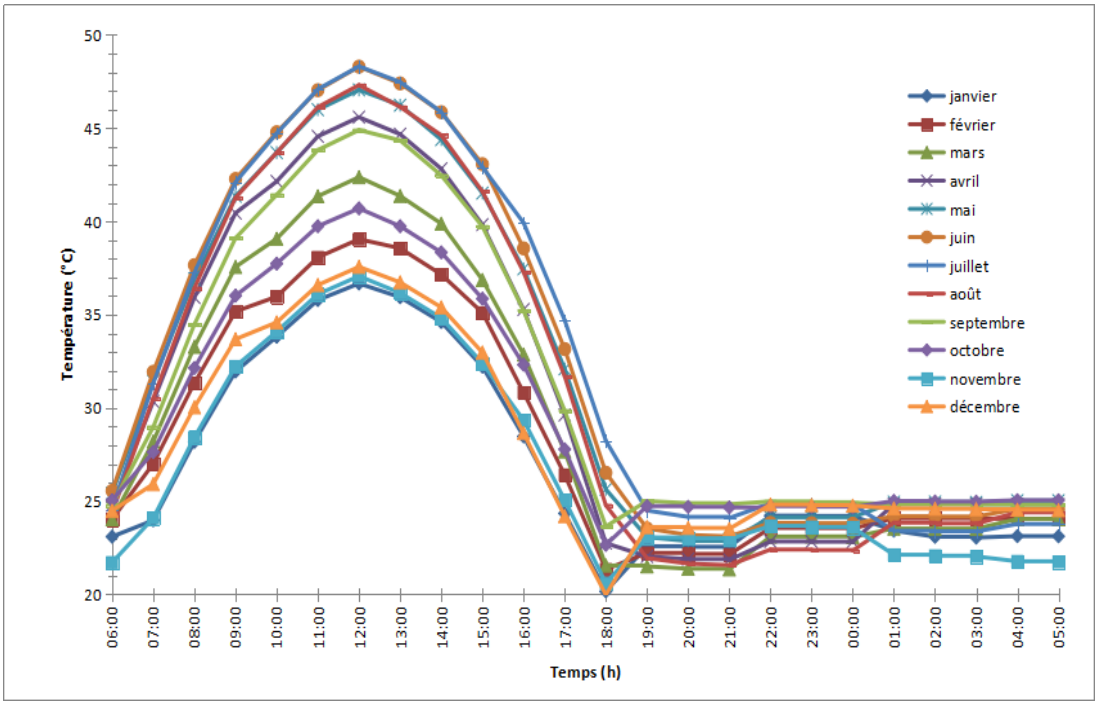


Figure III-17: Evolution horaire de la température du produit à sécher au milieu du séchoir serre. Débit volumique de l'air asséchant = 0,07 $m^3 s^{-1}$.

L'évolution horaire de la teneur en eau (base sèche) du produit à sécher au cours des douze journées types est présentée sur la figure III-18. La teneur en eau du produit à sécher diminue progressivement, au cours de la journée, de la teneur en eau initiale égale à 4 kg d'eau/kg de matière sèche jusqu'à atteindre la valeur de la teneur en eau finale de 0,25 kg

d'eau/kg de matière sèche. Nous remarquons que la durée de séchage des bananes, au cours des cinq mois (janvier, février, octobre, novembre et décembre), est supérieure à 24 heures. Pour les autres mois, elle est inférieure à 24 heures. Ainsi, la durée de séchage est, pour le débit volumique de l'air asséchant de 0,07 m^3 s^{-1}, d'autant plus élevée que l'éclairement solaire est faible et l'humidité relative de l'air ambiant élevée. Il est à noter que l'influence de la température de l'air asséchant sur l'évolution horaire des températures du séchoir serre, des produits à sécher et de la vitesse de séchage est moins prononcée que celle de l'éclairement solaire et de l'humidité relative de l'air ambiant.

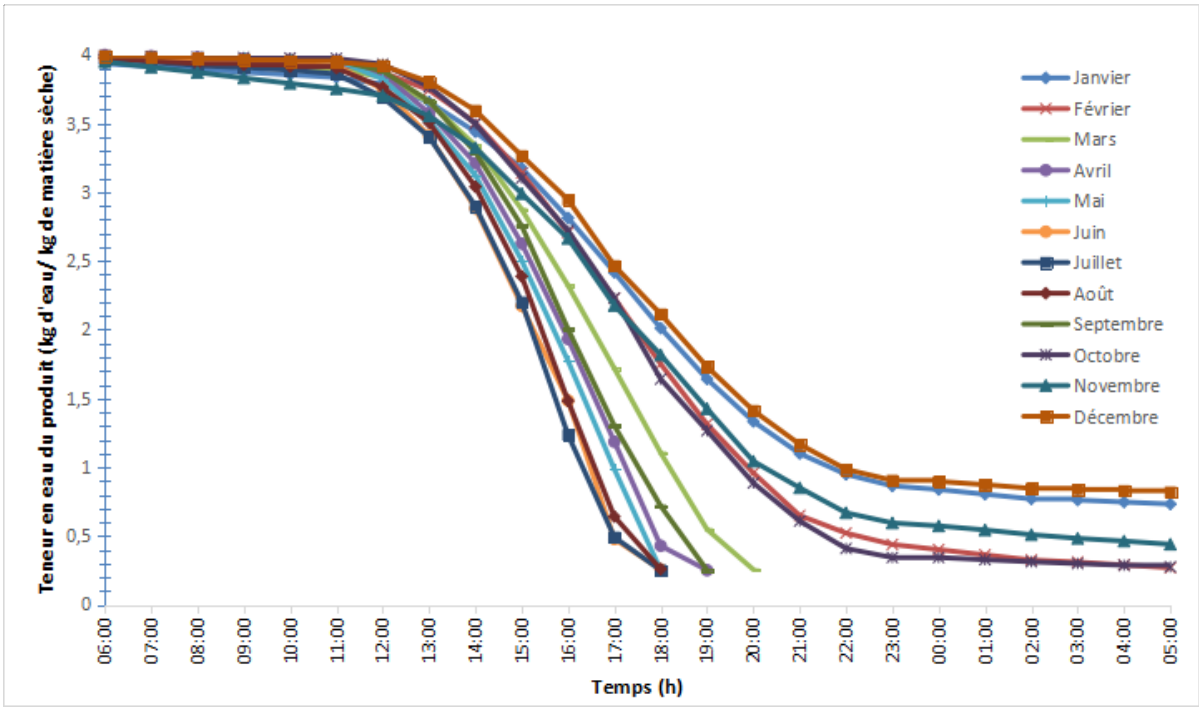


Figure III-18: Evolution horaire de la teneur en eau de la banane de la première tranche du séchoir serre. Débit volumique de l'air asséchant = 0,07 m^3 s^{-1}.

III.3 Performances énergétiques

Les valeurs des rendements thermiques et évaporatoires (tableaux III-4 – III-5) confirment les évolutions horaires des températures des composants du séchoir serre présentées ci-dessus. Ainsi, les valeurs les plus élevées de ces rendements sont obtenues pendant les mois où l'éclairement solaire est le plus faible (janvier, février, octobre, novembre et décembre).

Les valeurs des efficacités de stockage et de déstockage sont reportées dans le tableau III-3. Ces valeurs confirment l'influence de l'éclairement solaire sur les performances thermiques du système de stockage de chaleur latente. En effet, es valeurs les plus importantes sont obtenues pendant les mois où l'éclairement solaire est le plus intense (juin, juillet et août).

Tableau III- 3: Efficacité de stockage et de déstockage. Débit volumique de l'air asséchant = 0,07 $m^3 s^{-1}$.

Mois	Efficacité de charge (%)	Efficacité de décharge (%)
Janvier	18,9	79,3
Février	21,1	82,7
Mars	22,6	83,4
Avril	24,4	82,8
Mai	24,7	82,7
Juin	25,1	82,1
Juillet	25,2	82,3
Août	25,1	82,3
Septembre	24,2	84,1
Octobre	22,5	84,1
Novembre	18,6	79,5
Décembre	20,2	82,1

Tableau III- 4: Evolution horaire du rendement thermique du séchoir serre. Débit volumique de l'air asséchant = 0,07 $m^3 s^{-1}$.

Temps (h)	Rendement thermique du séchoir (%)											
	Janvier	**Février**	**Mars**	**Avril**	**Mai**	**Juin**	**Juillet**	**Août**	**Septembre**	**Octobre**	**Novembre**	**Décembre**
07:00	1,97	2,96	5,24	15,02	20,6	19,76	18,08	12,95	14,49	5,64	3,13	3,11
08:00	13,28	22,63	27,19	32,05	36,61	36,18	35,88	33,42	31,63	25,33	14,56	13,32
09:00	27,38	36,85	39,4	42,18	44,48	44,07	45,47	43,1	42,42	39,75	35,47	33,17
10:00	39,66	42,56	46,23	47,02	48,72	48,62	49,94	48,74	48,9	46,35	45,81	42,63
11:00	45,6	47,63	50,24	50,27	51,44	52,32	53,25	52,66	53,25	50,43	52,57	49,44
12:00	49,51	52,8	54,2	53,01	54,38	55,21	56,32	55,48	56,78	54,01	57,46	54,69
13:00	53,79	55,72	56,88	54,9	55,88	57,57	58,56	57,61	59,74	57,37	60,66	57,6
14:00	57,94	59,4	60,59	57,5	59	61,07	62,17	61,19	61,84	60,78	65,85	62,41
15:00	63,21	63,08	63,91	59,53	60,89	65,29	65,54	64,37	66,82	67,08	72,92	69,46
16:00	69,85	68,94	70,02	63	64,66	71,61	71,76	70,57	72,61	74,41	85,5	78,64
17:00	90,72	86,32	84,67	71,99	69,95	81,74	84,5	83,32	90,29	96,87	91,59	90,87

Tableau III- 5: Evolution horaire du rendement évaporatoire. Débit volumique de l'air asséchant = 0,07 $m^3 s^{-1}$.

Temps (h)	Rendement évaporatoire du séchoir (%)											
	Janvier	**Février**	**Mars**	**Avril**	**Mai**	**Juin**	**Juillet**	**Août**	**Septembre**	**Octobre**	**Novembre**	**Décembre**
07:00	19,54	15,21	15,56	16,38	15,78	16,3	16,91	16,44	17,79	15,03	20,06	16,87
08:00	20,39	17,14	17,37	17,47	17,83	18,18	18,63	18,26	18,03	16,83	20,21	17,22
09:00	21,26	18,39	18,78	18,98	19,27	19,51	20,09	19,52	19,16	18,37	21,65	18,25
10:00	21,39	21,33	21,21	21,37	21,04	21,25	21,49	21,42	21,06	20,6	21,75	21,34
11:00	21,68	21,19	21,27	21,34	21,29	21,88	22,03	21,92	21,53	21,15	22,15	21,28
12:00	22,33	21,62	21,79	22,15	22,02	22,45	22,61	22,5	22,13	21,39	23,09	21,74
13:00	23,12	22,06	22,32	22,38	22,51	22,94	22,8	23,02	22,32	21,95	23,69	22,6
14:00	24,3	22,66	22,85	22,97	22,78	23,03	23,24	23,21	23,02	22,52	25	22,8
15:00	26,95	22,37	22,86	23,24	23,18	22,61	23,74	23,65	23,27	23,23	26,6	24,32
16:00	30,72	25,05	24,55	24,15	23,27	24,01	22,89	23,98	24,23	24,3	28,17	27,92
17:00	37,97	31,62	29,65	27,52	25,33	25,67	24,43	26,64	27,41	29,43	37,18	39,87

IV. Simulation du fonctionnement du séchoir pour les mois dont la durée de séchage est supérieure à la durée d'insolation

IV.1 Simulation du fonctionnement du séchoir serre

La simulation se fait pendant quatre jours consécutifs avec le système de stockage de chaleur parce que la durée de séchage pour le mois de janvier est supérieure à 40h, permettant la poursuite de séchage pendant la nuit. La masse initiale des bananes à sécher est de 100 kg. Lorsque la teneur en eau des bananes située à la première tranche du séchoir atteint 0,25 kg d'eau/ kg de matière sèche, nous remplaçons l'ensemble des bananes séchées par une même masse de 100 kg de bananes fraiches.

IV.1.1 Plaque plane en contact avec les MCPs

- **Distributions spatio-temporelles des températures**

L'évolution horaire, pour les quatre journées consécutives du mois de février, de la température de l'air asséchant et de la température du produit à sécher est similaire aux résultats obtenus dans le paragraphe III.2. Les températures de l'air asséchant et du produit sont plus élevées pour le mois de février parce que l'éclairement solaire et la température ambiante sont supérieurs aux valeurs des autres mois (voir les données météorologiques dans le paragraphe III.2.2). Les figures III-19 et III-20 présentent l'évolution horaire de la température de l'air asséchant et du produit à sécher pour les quatre jours de mois février sont similaires à celles reportées pour les autres mois (voir paragraphe III.2).

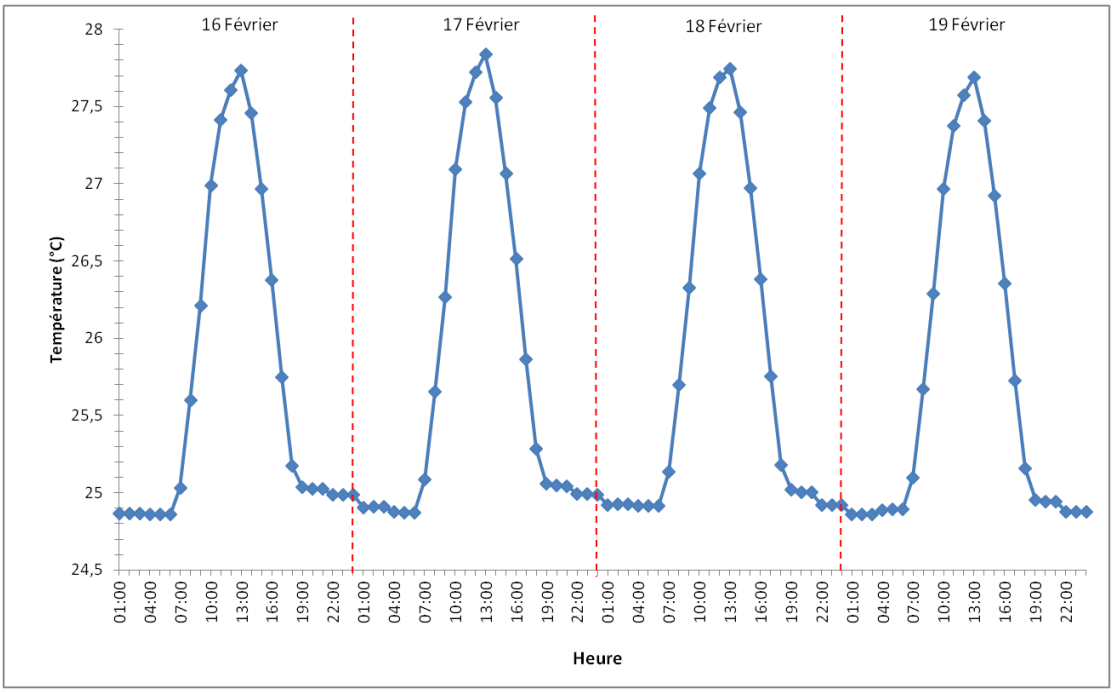


Figure III-19: Evolution horaire de la température de l'air asséchant au milieu du séchoir serre au cours du mois de février. Débit volumique de l'air asséchant = 0,07 $m^3 s^{-1}$.

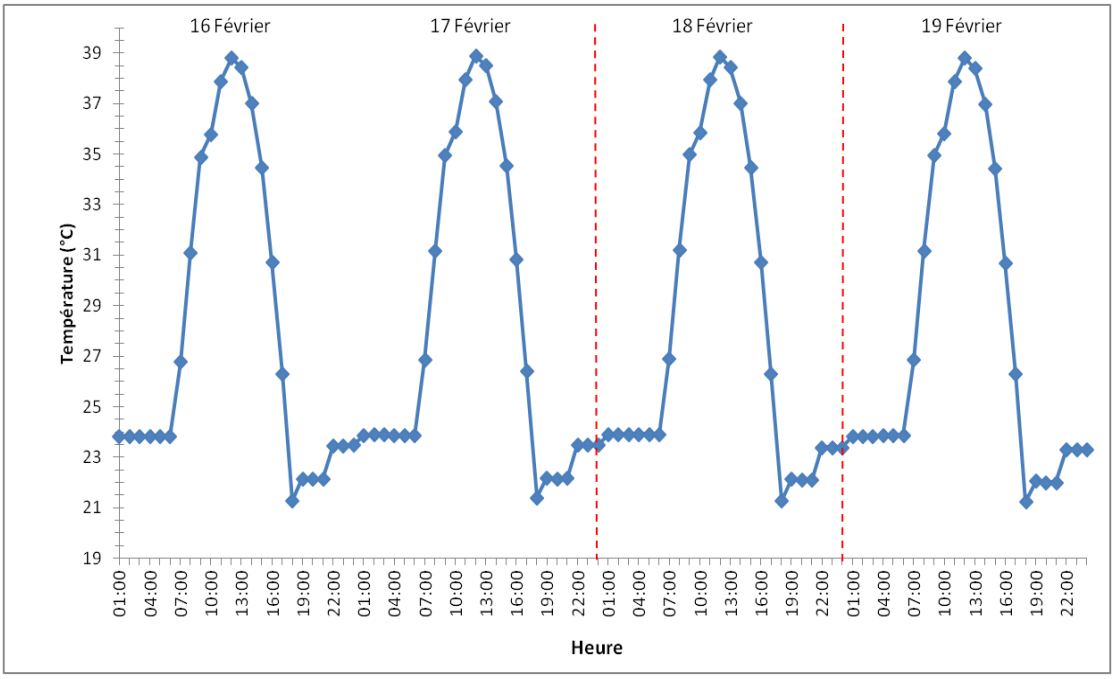


Figure III-20 : Evolution horaire de la température du produit à sécher au milieu du séchoir serre au cours du mois février. Débit volumique de l'air asséchant = 0,07 $m^3 s^{-1}$.

- ## Performances énergétiques

L'évolution horaire, pour les quatre journées consécutives, des rendements thermique et évaporatoire est également similaire aux résultats du paragraphe III.2 (Tableau III-7). Les valeurs des rendements les plus élevées sont obtenues pour le mois de janvier caractérisées par un éclairement solaire qui est inférieur à celui des autres mois. Les efficacités de stockage et de déstockage les plus élevées sont obtenues respectivement pour les mois de février et de décembre.

Tableau III- 6: Rendement thermique et évaporatoire. Débit volumique de l'air asséchant = 0,07 $m^3 s^{-1}$.

	Jours	Janvier	Février	Novembre	Décembre
Rendement thermique (%)	**1**	55,8	47,0	54,3	49,0
	2	56,4	47,7	53,6	49,0
	3	56,7	47,5	52,6	49,0
	4	57,0	47,7	52,2	50,3
Rendement évaporatoire (%)	**1**	25,1	21,7	24,5	23,6
	2	25,1	21,7	24,5	23,5
	3	25,0	21,7	24,6	23,5
	4	25,0	21,8	24,6	23,6

Tableau III- 7: Efficacité de stockage et de déstockage. Débit volumique de l'air asséchant = 0,07 $m^3 s^{-1}$.

	Jours	Janvier	Février	Novembre	Décembre
Efficacité de stockage (%)	**1**	18,6	21,1	18,9	20,2
	2	19,3	21,7	19,7	21,3
	3	20,8	22,5	21,3	22,3
	4	21,6	23,2	22,1	23,1
Efficacité de déstockage (%)	**1**	79,3	82,7	79,5	82,1
	2	85,3	83,9	85,3	85,6
	3	82,6	78,9	82,5	81,8
	4	78,1	72,5	77,9	76,5

Pour une période de séchage : de la teneur en eau initiale (4 kg d'eau/ kg de matière sèche) jusqu'à la teneur en eau finale (0,25 kg d'eau/ kg de matière sèche), La durée de séchage d'une même masse de banane est, pour le mois de février, inférieure à celles obtenues pour les autres mois (voir paragraphe III.3). Ainsi, l'utilisation du système de stockage de chaleur permet d'accroitre la quantité de produit séché. Nous remarquons que la quantité des bananes séchées est faible pour le mois où l'ensoleillement est moins intense (tableau III-8), mois pour lequel les efficacités de stockage et de déstockage sont faibles. La durée de séchage de bananes est d'autant plus élevée que l'efficacité de stockage est faible.

Tableau III- 8: Quantité des bananes pour chaque mois après la simulation de quatre jours consécutifs.

mois	janvier	février	novembre	décembre
Masse de la banana (kg)	200	400	300	300

IV.1.2 Plaque avec ailettes en contact avec le MCP

Le nombre d'ailettes disposées sur la face inférieure de la plaque métallique en contact avec le MCP influe sur la température du MCP et par conséquent sur la quantité de MCPs qui passe de l'état solide à l'état liquide. En effet, l'augmentation du nombre des ailettes accroit la surface d'échange entre le MCP et les ailettes et par conséquent le flux de chaleur transfère per conduction entre la face supérieure de la plaque métallique et le MCP. Ainsi, les températures de l'air asséchant et du produit sont supérieures à celles obtenues par une plaque métallique plane. Il en résulte un accroissement des efficacités de stockage et de déstockage de l'unité de stockage de chaleur.

Tableau III- 9: Efficacité de stockage et de déstockage pour 24 heures. Influence du nombre d'ailettes.

	Sans ailettes	3 ailettes	6 ailettes	9 ailettes
Efficacité de stockage (%)	18,9	26,4	48,9	61,7
Efficacité de déstockage (%)	79,3	79,9	80,9	81,4

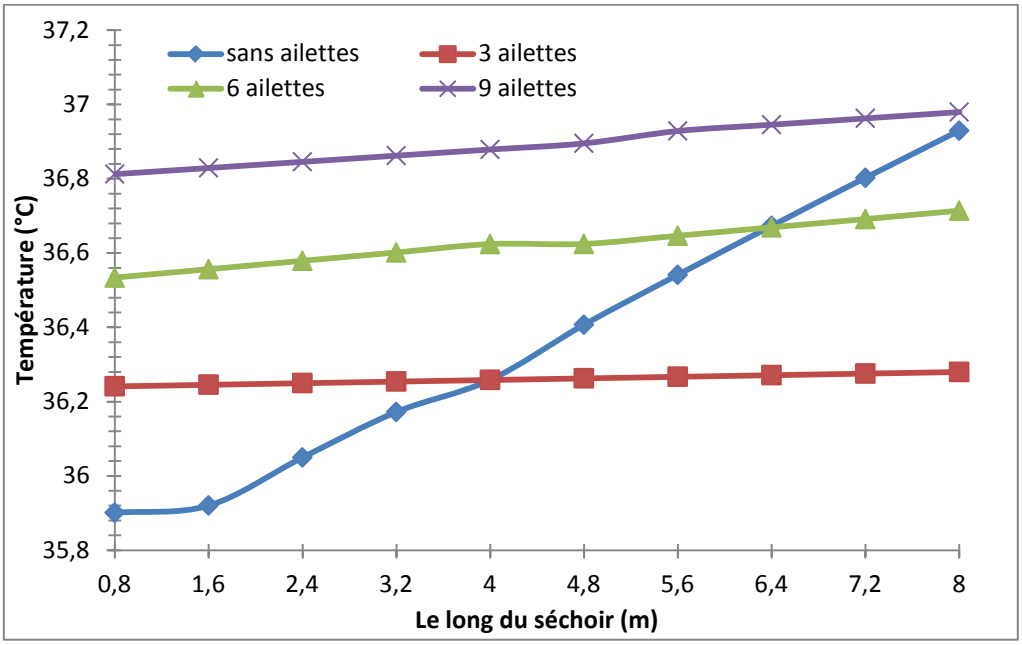


Figure III- 21: Evolution de la température du produit à sécher le long du séchoir (20h TL). Influence du nombre d'ailettes. Qv=0,07 m^3s^{-1}, Journée type du mois de janvier

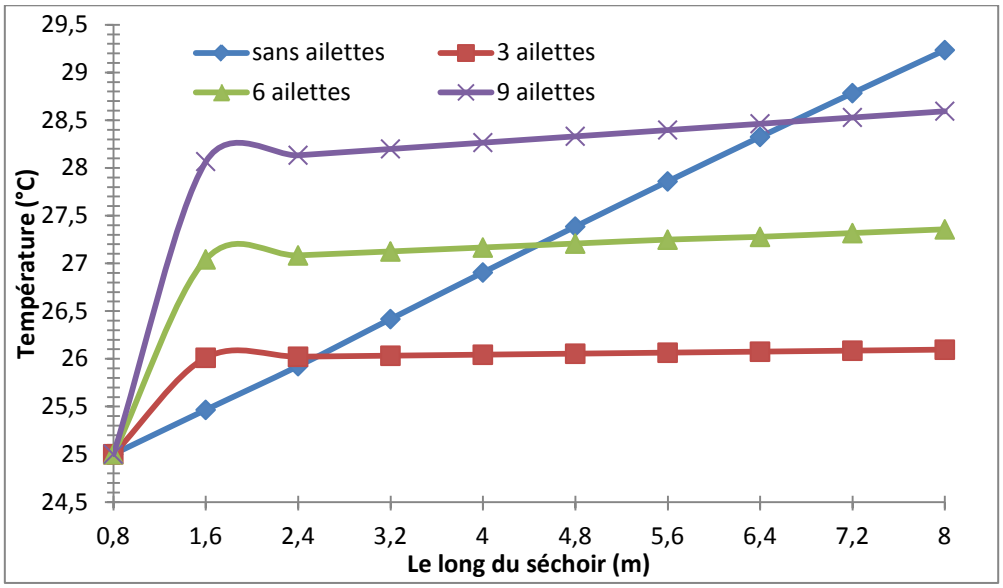


Figure III- 22: Evolution de la température de l'air asséchant le long du séchoir (20h TL). Influence du nombre d'ailettes. Qv=0,07 m^3s^{-1}, Journée type du mois de janvier

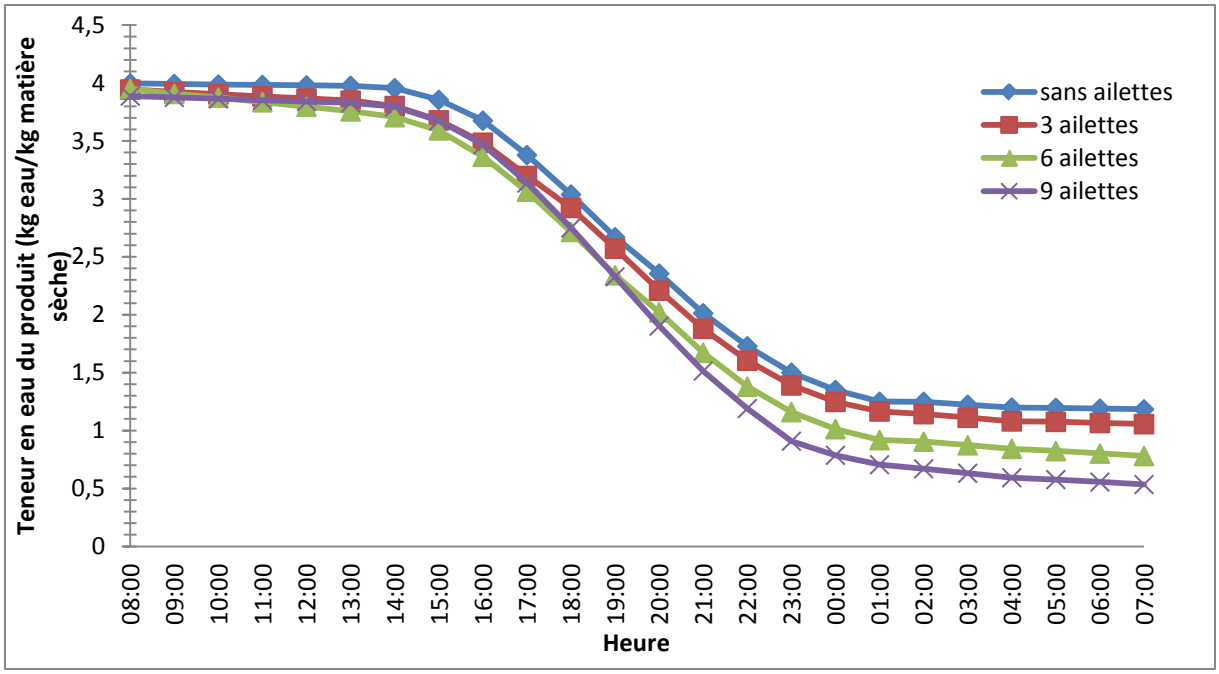


Figure III- 23: Evolution au cours d'une journée de la teneur en eau du produit (base sèche) de la première tranche du séchoir serre. Influence du nombre d'ailettes. Qv=0,07 m^3s^{-1}, Journée type du mois de janvier

Les efficacités de stockage et de déstockage les plus élevées sont obtenues pour le mois de janvier, mois où l'éclairement solaire est le moins intense (tableau III-10). Ces résultats rejoignent ceux reportés dans le chapitre 2 sur l'analyse de l'influence de l'éclairement solaire sur les performances thermique du séchoir serre et de l'unité de stockage de chaleur.

Tableau III-10 : Efficacité de stockage et de déstockage pour 4 journées types

	janvier	**février**	**novembre**	**décembre**
Efficacité de stockage (%)	65,8	59,4	61,2	61,7
Efficacité de déstockage (%)	81,4	71,2	72,8	81,4

V. Conclusion

L'étude expérimentale a permis de choisir le MCP le plus adapté (paraffine) aux conditions météorologiques du site dont nous avons utilisé les données météorologiques pour simuler le fonctionnement du séchoir-serre et l'unité de stockage de chaleur. Nos résultats montrent que les valeurs les plus importantes des températures du séchoir serre notamment celle de l'air asséchant sont obtenues pour des valeurs de l'éclairement solaire et de la température ambiante les plus élevés. La durée de séchage est d'autant plus importante que l'éclairement solaire est faible et que l'humidité relative de l'air ambiant est grande. Ainsi pour les mois pour lesquelles les données météorologiques conduisent à une durée de séchage supérieure à la durée d'ensoleillement, le système de stockage de chaleur latente s'avère très utile puisqu'il permet de mener à bien le séchage d'une quantité importante de bananes.

Chapitre IV

Analyse économique

IV.1. Introduction

Pour assurer le développement des séchoirs serres, équipés d'un système de stockage de chaleur dans des MCPs, il est nécessaire de compléter les analyses énergétiques par une étude, même sommaire, de faisabilité technico-économique. Ce chapitre est donc consacré à une analyse économique du système de séchage qui a été modélisé dans les chapitres précédents. Nous procédons dans un premier temps, à quelques rappels sur les modèles technico-économiques appliqués au séchage solaire, ensuite nous analysons l'influence du coût de la main d'œuvre, du prix d'achat des produits frais et des MCPs, du prix de vente des produits séchés sur le temps de retour sur investissement et le bénéfice. Nous analysons également l'influence du débit volumique d'air asséchant sur le bénéfice.

IV.2. Modèles technico-économiques

Les modèles de faisabilité technico-économique appliqué au séchage solaire permettent de déterminer principalement le temps de retour sur investissement et le bénéfice [Newnan, 2004 ; Sodha et al., 1991 ; Audsley et Wheeler, 1987]. Le choix du modèle est lié au le système de séchage (direct ou indirect), et au type de stockage de chaleur (sensible ou latent).

Le modèle le plus utilisé est basé sur le calcul du facteur d'actualisation à partir des données économiques des composants du système de séchage [Denton, 1976 ; Newnan, 2004]. L'analyse du coût annuel est plus adapté aux séchoirs direct, indirect et hybride [Govind et Tiwari, 1984 ; Dang et Bansal, 1985 ; Sodha et al., 1991 ; Singh et al., 2006 ; Banout et al., 2011 ; Elkhadraoui et al., 2015 ; Fudholi et al., 2016]. En général, l'analyse du cycle de vie et le retour sur investissement sont privilégiés aux facteurs d'actualisation et à l'analyse du coût. L'analyse du cycle de vie est basée sur la méthode d'actualisation des coût d'investissement avec l'application d'un taux d'actualisation des différents coûts. Le retour sur investissement d'un séchoir serre est souvent déterminé en utilisant la méthode d'actualisation qui tient compte de l'influence du taux de récupération, du capital du taux d'intérêt et d'inflation [Singh et al., 2006 ; Barnwal et Tiwari, 2008 ; Banout et al., 2011 ; Elkhadraoui et al., 2015]. Le retour sur investissement, adapté au séchoir serre, a été développé en tenant compte des prix de vente des produits séchés et d'achat des produits frais. Il a fait l'objet de plusieurs études économiques [Smitabhindu et al., 2008 ; Janjai et al., 2011 ; Boonyasri et al., 2011 ; Nabnean et al., 2016].

IV.3. Rappels de quelques notions d'économie

IV.3.1 Facteur d'actualisation

Le facteur d'actualisation PwF peut être défini comme suit [Duffie et Beckman, 2013]:

$$PwF(N, i_f, d) = \sum_{j=1}^{N} \left[\frac{(1+i_f)^{N-1}}{(1+d)^N} \right] \qquad (IV-1)$$

- pour $d \neq i_f$

$$PwF(N, i_f, d) = \frac{1}{d-i_f} \left[1 - \left(\frac{1+i_f}{1+d} \right)^N \right] \qquad (IV-2)$$

- pour $d = i_f$

$$PwF(N, i_f, d) = \frac{N}{1+i_f} \qquad (IV-3)$$

avec
i_f: taux d'inflation (%)
d : taux d'actualisation (%)
N : durée de l'emprunt ou nombre d'année de vie du système (années)

IV.3.2 Evaluation du coût annualisé

- **Coût total annualisé**

Le coût total annualisé (C_T) d'un séchoir serre, équipé d'un système de stockage de chaleur, est généralement égale à la somme du coût des matériaux (C_m) et de celui de la main-d'œuvre pour la construction du système de séchage (C_l).

$$C_T = C_m + C_l \qquad (IV-4)$$

- **Coût annualisé de fonctionnement**

Le coût annualisé de fonctionnement (C_{annuel}) est, d'après la méthode d'Audsley et Wheeler (Audsley et Wheeler, 1987), égal à la somme des coûts totaux, de maintenance et de fonctionnement :

$$C_{annuel} = \left[C_T + \sum_{j=1}^{N} (C_{maint,j} + C_{op,j}) \omega^j \right] \left[\frac{\omega - 1}{\omega(\omega^N - 1)} \right] \qquad (IV-5)$$

avec

$C_{maint,j}$: coût de maintenance pour l'année j. Il est supposé égal à 1% du coût total pour chaque année de fonctionnement,
$C_{op,j}$: coût de fonctionnement pour l'année j.

$$\omega = \frac{(100 + d)}{(100 + i_f)} \quad \text{(Audsley et Wheeler, 1987)} \qquad (IV - 6)$$

avec
i_{in} : taux d'actualisation (%)
i_f : taux d'inflation (%)
Le coût de fonctionnement pour la première année se compose de:

$$C_{op,0} = C_{PF}^0 + C_{Mo}^0 \qquad (IV - 7)$$

C_{PF}^0, C_{Mo}^0 désignent respectivement les coûts d'acquisition des produits frais et de la main d'œuvre pour l'année (0).

- Achat de produits frais : $C_{PF}^0 = M_{PF} \times C_{APF}^0$ $(IV - 8)$
- Coût de la main d'œuvre : $C_{Mo}^0 = n_j D_c C_{UMo}$ $(IV - 9)$

Avec
M_{PF} : poids de produits frais (kg)
C_{APF}^0 : coût d'achat de produits frais (USD)
n_j : nombre de jour de fonctionnement (jour)
D_c : Durée de cycle de séchage (heure)
C_{UMo} : coût de main d'œuvre par jour (USD)

Le coût annualisé d'un système de séchage par unité de produit séché Z (USD/kg), peut être calculé par l'expression suivante (Smitabhindu et al., 2008) :

$$Z = \frac{C_{annuel}}{m_{sèche}} \qquad (IV - 10)$$

$m_{sèche}$: poids annuel de produits séchés par an (kg).

IV.3.3 Retour sur investissement

Le retour sur investissement est déterminé à partir du coût total (C_T), des prix de vente (P_d) des produits séchés et d'achat des produits frais (P_f). Il vérifie l'expression suivante (Smitabhindu et al., 2008) :

$$Retour\ d'invesstissement = \frac{C_T}{m_{sèche}P_d - m_f P_f - m_{sèche}Z} \qquad (IV - 11)$$

avec
$m_{sèche}$: quantité annuelle de produit séché du séchoir serre (kg),
m_f : quantité annuelle de produit frais séché (kg),

P_d et P_f en (USD/kg),

IV.3.4 Bénéfice

Le bénéfice (B) peut être déterminé à partir de l'expression suivante (Dhanushkodi et al., 2015) :

$$B = CF - (R - R') \qquad (IV - 12)$$

avec
CF : gain total annuel (USD),
R' : montant de l'aide par les pouvoirs publiques à la construction du système de séchage
R : coût annualisé ; il est calculé par la méthode de la valeur actualisée [Dhanushkodi et al., 2015] :

$$R = \frac{P_{NVP} \times i_{in}(1 + i_{in})^n}{(1 + i_{in})^n - 1} \qquad (IV - 13)$$

avec

n : durée de vie du séchoir serre (années)

i_{in} : taux d'intérêt (%)

P_{NVP} : valeur actuelle nette, calculée par [Barnwal et Tiwari, 2008] :

$$P_{NPV} = CF - F_{RP,i_{in},n_p} \qquad (IV - 14)$$

n_p : temps de retour sur investissement (années)

F_{RP,i_{in},n_p} : taux de récupération du capital, calculé par [Barnwal et Tiwari, 2008] :

$$F_{RP,i_{in},n_p} = \frac{i_{in}(1 + i_{in})^{n_p}}{(1 + i_{in})^{n_p} - 1} \qquad (IV - 15)$$

$(R - R')$: coût global du système (USD)

IV.4. Analyse économique du séchoir serre avec stockage de chaleur dans des MCPs

Posons les hypothèses simplificatrices suivantes :

- le coût initial de l'installation est financé par un emprunt,
- la fiscalité est négligeable lorsque le revenu net ne dépasse pas 29000 USD/ans,
- le système n'est pas assuré,
- les coûts et les gains sont réglés à la fin de l'année.

IV.5. Actualisation du coût initial

L'évaluation du coût initial est obtenue à partir de celui de la serre, de l'unité de séchage, du système de stockage de chaleur et du poids de MCP (paraffine).

IV.5.1 Données économiques

- **Serre**

Tableau IV- 1: Prix des composants de la serre

Composants	Prix (USD)
Plaque polycarbonate (120 m²)	37,5/m²
Module photovoltaïque et 6 ventilateurs	450
Arches de la serre	588
Plaque métallique (48 m²)	5,85/m²

- **Unité de séchage**

Tableau IV- 2: Prix du composant de l'unité de séchage

Composants	Prix (USD)
Grille métallique (27 m²)	5,51/m²
Arches des claies	134

- **Système de stockage de chaleur**

Tableau IV- 3: Prix des composants du système de stockage de chaleur

Composants	Prix (USD)
Cire de paraffine (400 kg)	1,471/kg
Multiwax (400 kg)	2,058/kg
Acier pour le conteneur de stockage (USD)	308

- **Fonctionnement**

Tableau IV- 4: Coût de fonctionnement

Composants	Prix (USD)
Coût de main d'œuvre (2 personnes) (USD/jour)	12,9
Nombre de cycle de séchage (pour 4 mois)	93
Heure de début des cycles de séchage	6:00
Débit volumique d'air asséchant (m^3/s)	0,07
Durée d'un cycle de séchage (heures)	30
Nombre de jours de fonctionnement sur une année (jours)	120

- **Produits**

Tableau IV- 5: Prix d'achat et de vente des produits

Composants	Prix (USD)
Prix à l'unité (kg) de bananes fraiches (9000 kg/an)	0,257/kg
Prix à l'unité (kg) de bananes séchées (4500 kg/an)	3,021/kg

- **Divers**

Tableau IV- 6: Données divers

Composants	
Durée de vie du séchoir (ans)	15
Frai de maintenance	1% du coût total pour la première année
Taux d'intérêt	7%
Taux d'inflation	3,50%

(1 USD = 34 Baht)

IV.6. Méthodologie

L'évaluation économique est basée sur le calcul du temps de retour sur investissement. La durée d'amortissement est supposée atteinte lorsque les gains générés par le séchoir serre sont égaux au montant de l'investissement initial, c'est-à-dire lorsque le bénéfice actualisé est égal au coût de l'investissement actualisé. Pour mener à bien cette étude économique, nous avons développé un programme écrit en langage Fortran pour calculer les expressions (IV-4-12) en utilisant les données des tableaux (IV-1-6). Les calculs sont arrêtés lorsque le bénéfice B est au plus égal au coût total annuel. La figure IV-1 représente un organigramme de cette méthodologie.

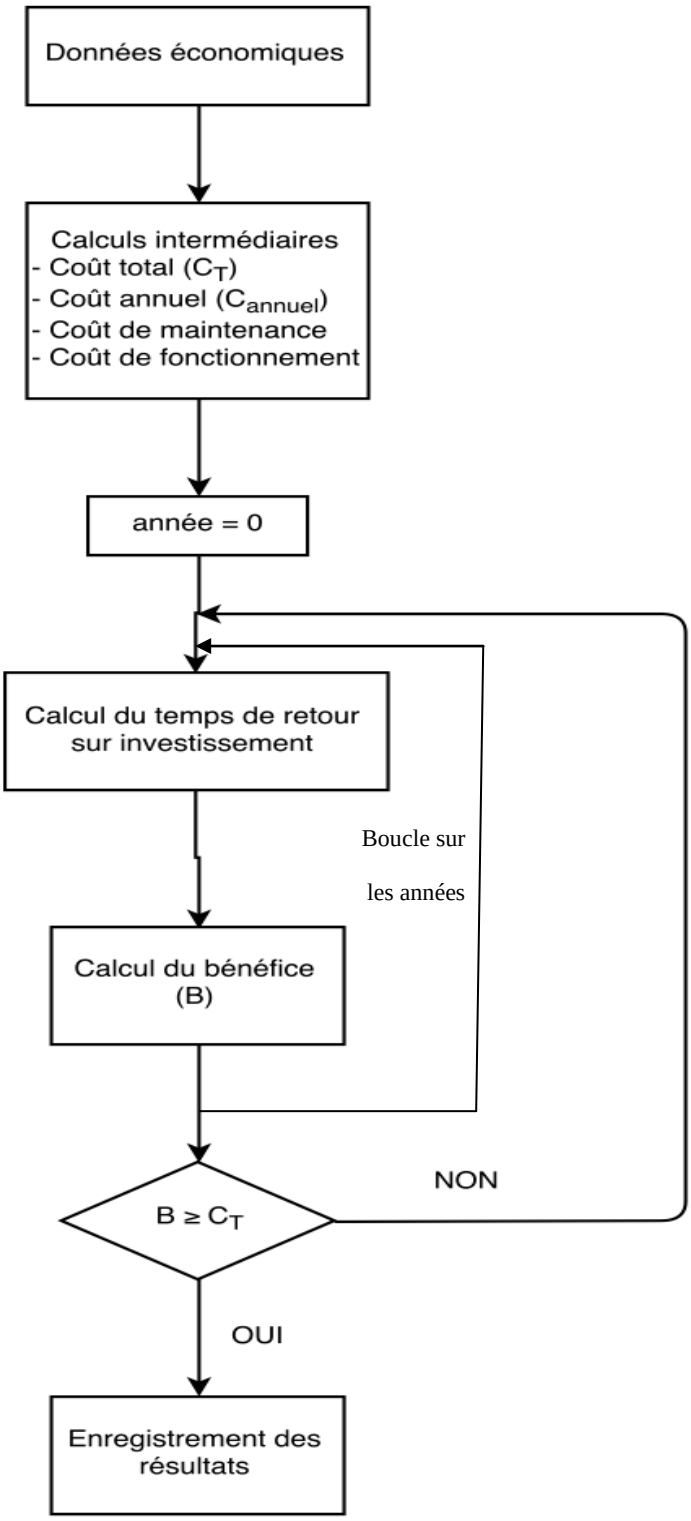


Figure IV- 1 : Organigramme de calcul du bénéfice et du temps de retour sur investissement

IV.7. Résultats

Les conditions météorologiques de Nakorn Pathom (en Thaïlande) et la durée de la production bananière permettent d'utiliser le séchoir serre pendant quatre mois (janvier, février, novembre et décembre). La finalité de cette étude économique sommaire avec les données économiques (tableaux IV-1-6) est de déterminer le temps de retour sur investissement et le bénéfice du séchoir serre avec stockage de chaleur dans des MCPs.

IV.7.1 Retour de l'investissement

Le temps de retour sur investissement varie avec le prix d'achat de la paraffine et des bananes fraîches, le coût de la main d'œuvre et le prix de vente des bananes séchées. Il est d'autant plus élevé que le coût de la main d'œuvre et le prix d'achat des produits à sécher et des MCPs sont importants (figures IV- 2-4). Il diminue avec l'accroissement du prix de ventes de bananes séchées (figure IV- 5). Il a noté que l'accroissement du taux d'utilisation du système de séchage engendre une diminution du retour sur investissement (figure IV- 6). Nous remarquons que le temps de retour sur investissement est d'autant plus élevé que le débit volumique de l'air asséchant est petit (figure IV- 7). Ainsi, pour le débit retenu dans les simulations (0,07 m^3 s^{-1}) le temps de retour sur investissement est égal à 4,44 ans.

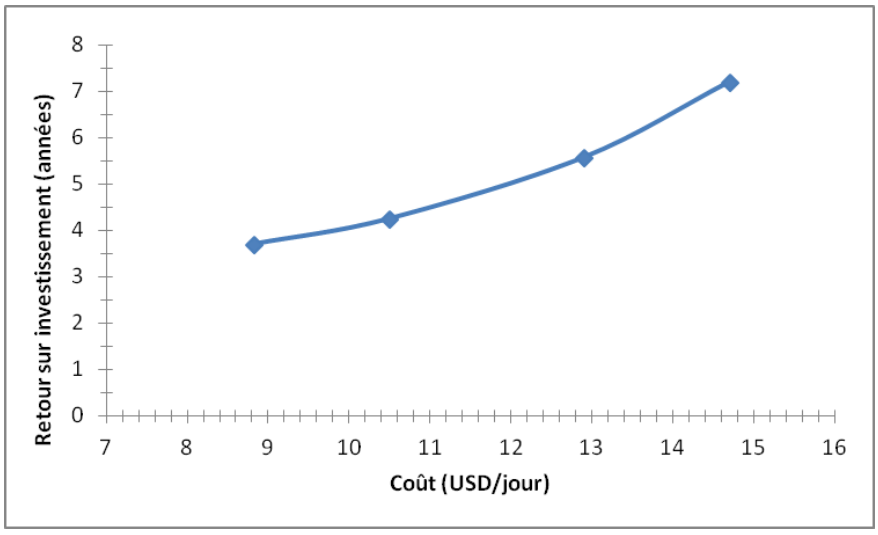


Figure IV- 2 : Evolution du temps de retour sur investissement en fonction du coût de la main d'œuvre

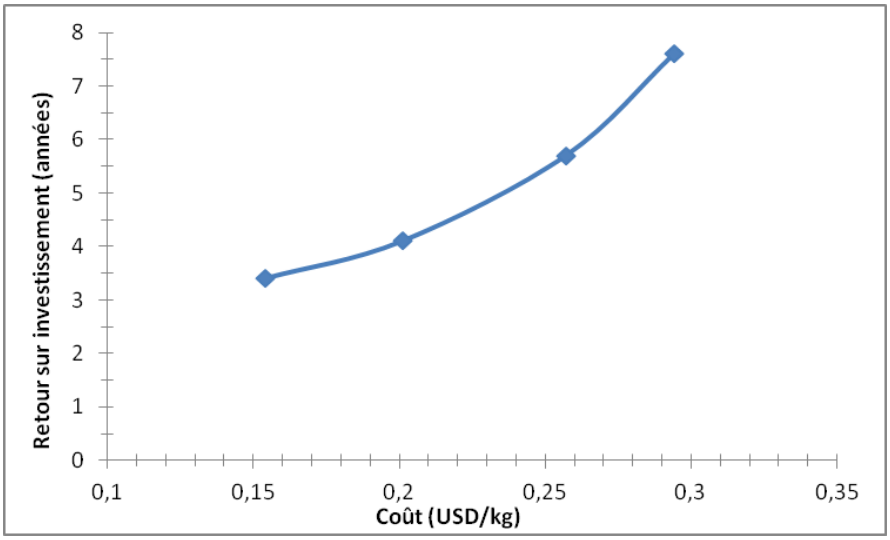


Figure IV- 3 : Evolution du temps de retour sur investissement en fonction du prix d'achat des bananes fraîches

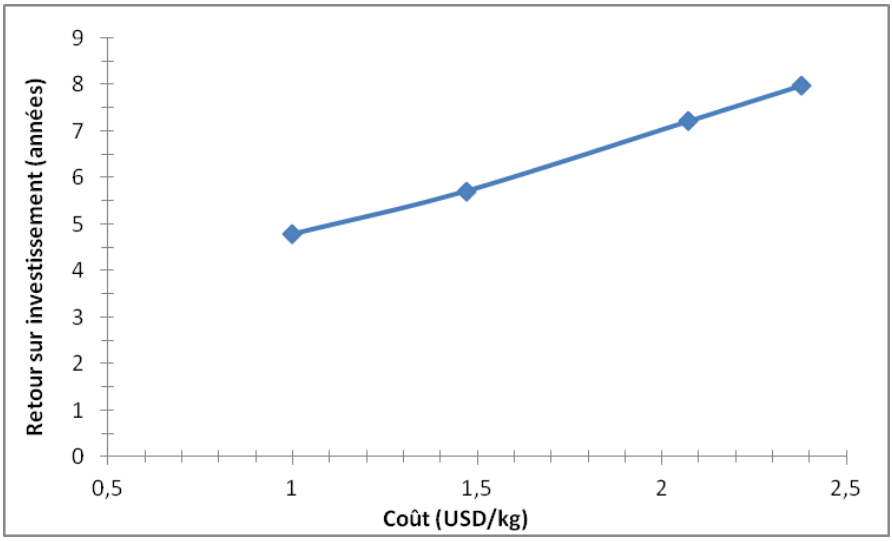


Figure IV- 4 : Evolution du temps de retour sur investissement en fonction du prix d'achat des MCPs

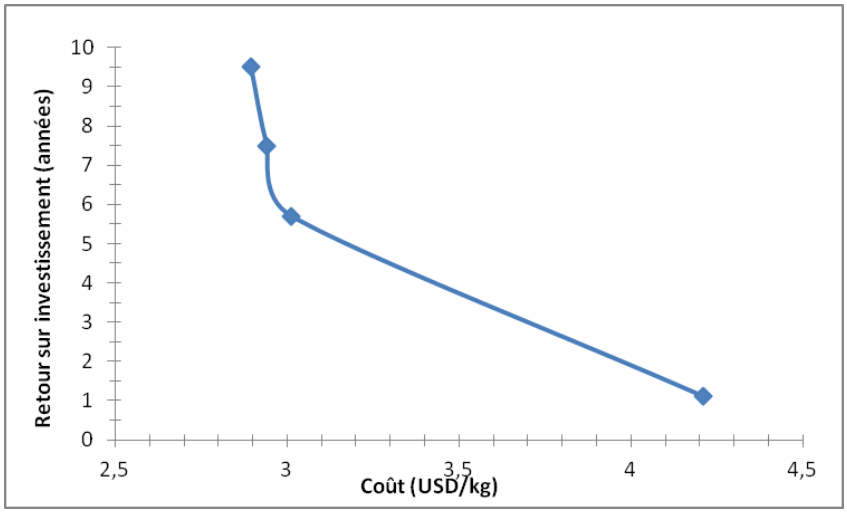


Figure IV- 5 : Evolution du temps de retour sur investissement en fonction du prix de vente des bananes séchées

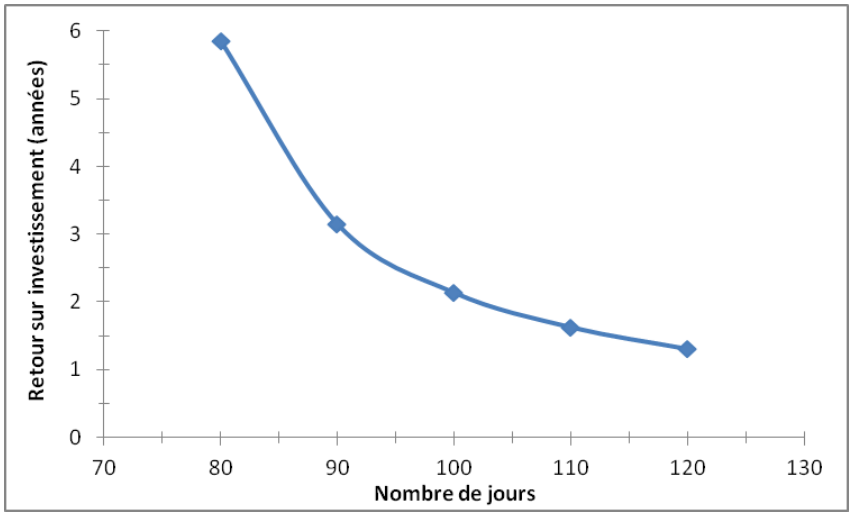


Figure IV- 6 : Evolution du temps de retour sur investissement en fonction du taux d'utilisation

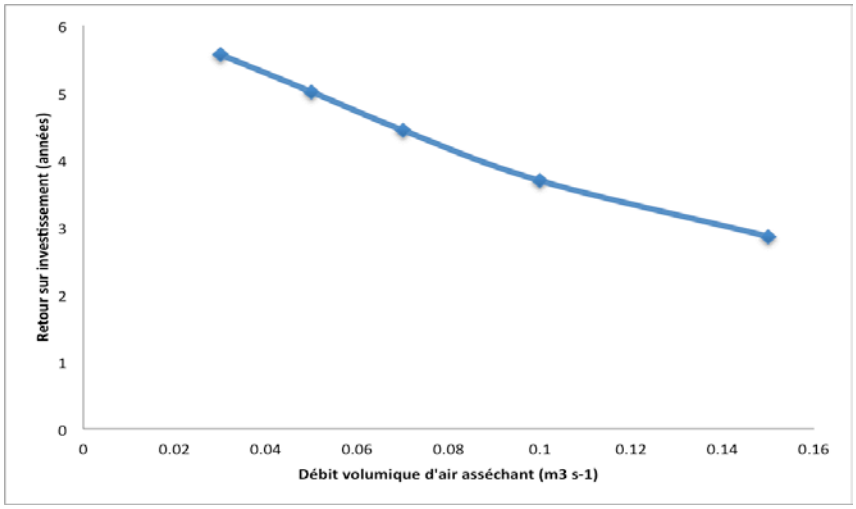


Figure IV- 7 : Evolution du temps de retour sur investissement en fonction du débit volumique de l'air asséchant

IV.7.2 Bénéfice

Les bénéfices de ce séchoir serre pour les quatre mois retenus dans nos calculs sont d'autant plus importants que le prix de vente des produits séchés est élevé (figure IV-11). Il est d'autant plus faible que les prix d'achat des bananes fraîches et du MCP ainsi que le coût de la main d'œuvre sont importants (figure IV- 8-10). Nous remarquons que le bénéfice est d'autant plus élevé que le débit volumique de l'air asséchant est grand (figure IV-12). En effet comme nous l'avons montré dans le chapitre 2 la durée de séchage donc le nombre de cycle de séchage est d'autant plus élevé que le débit volumique d'air asséchant est important. Cette figure montré que pour le débit volumique d'air asséchant retenu dans les simulations (0,07 $m^3\ s^{-1}$) le bénéfice est égal à 7000 USD.

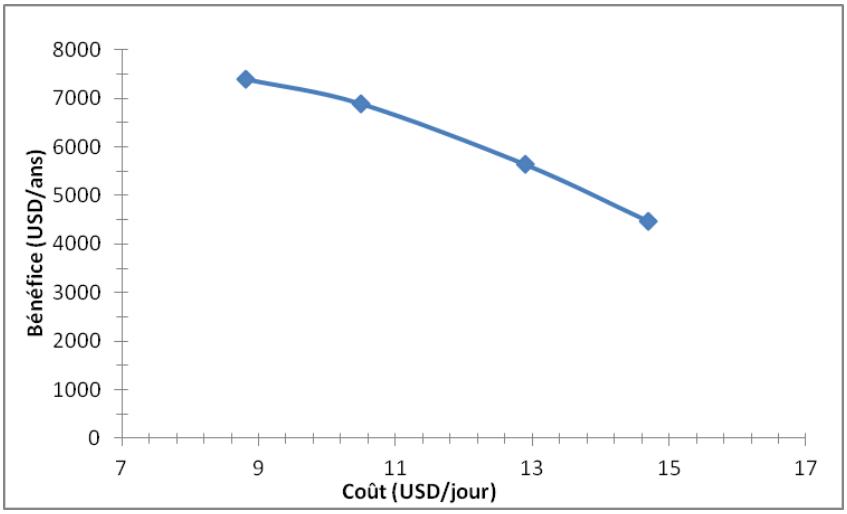


Figure IV- 8 : Evolution des bénéfices en fonction du coût de la main d'œuvre

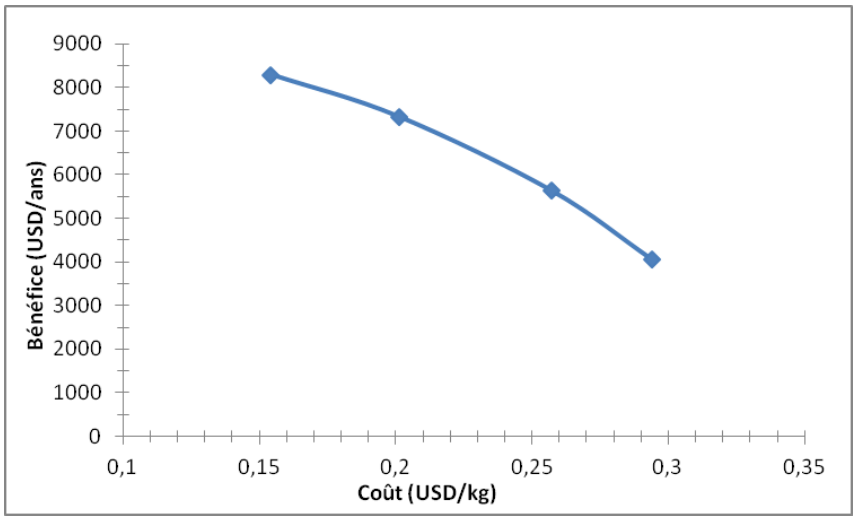


Figure IV- 9 : Evolution des bénéfices en fonction du prix d'achat des bananes fraîches

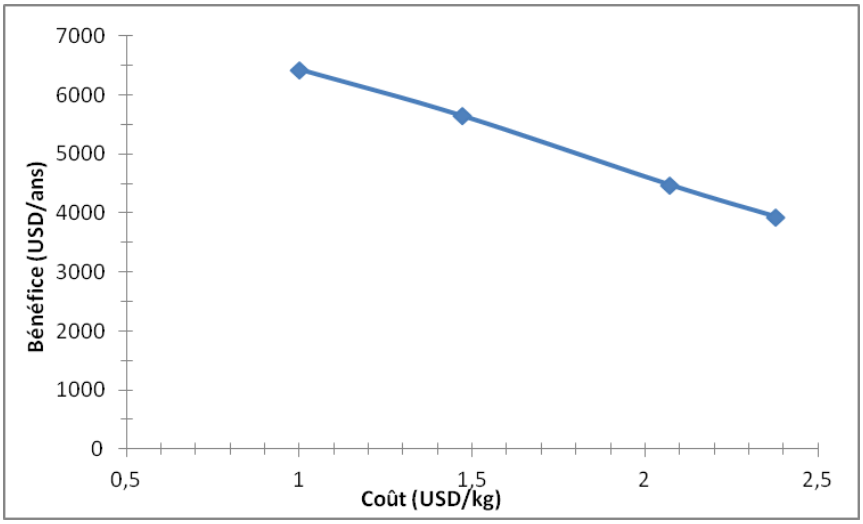


Figure IV- 10 : Evolution des bénéfices en fonction du prix d'achat du MCP

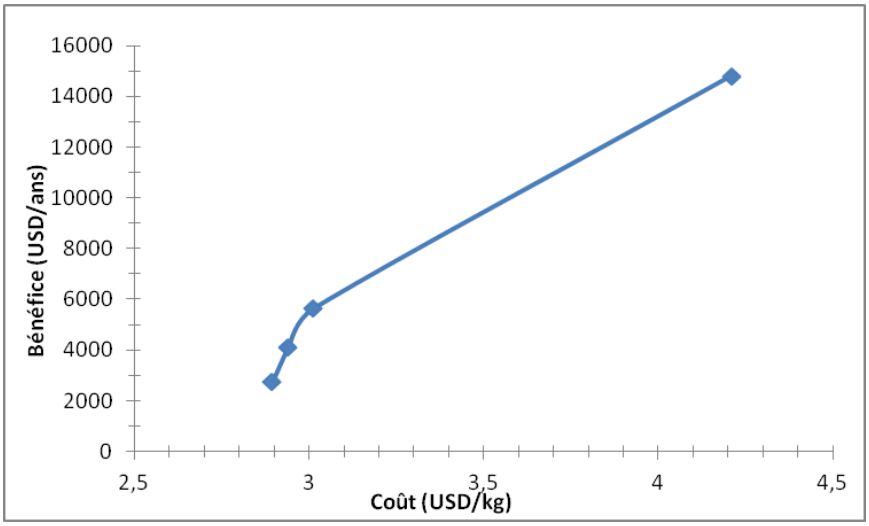


Figure IV- 11 : Evolution des bénéfices en fonction du prix de vente des bananes séchées

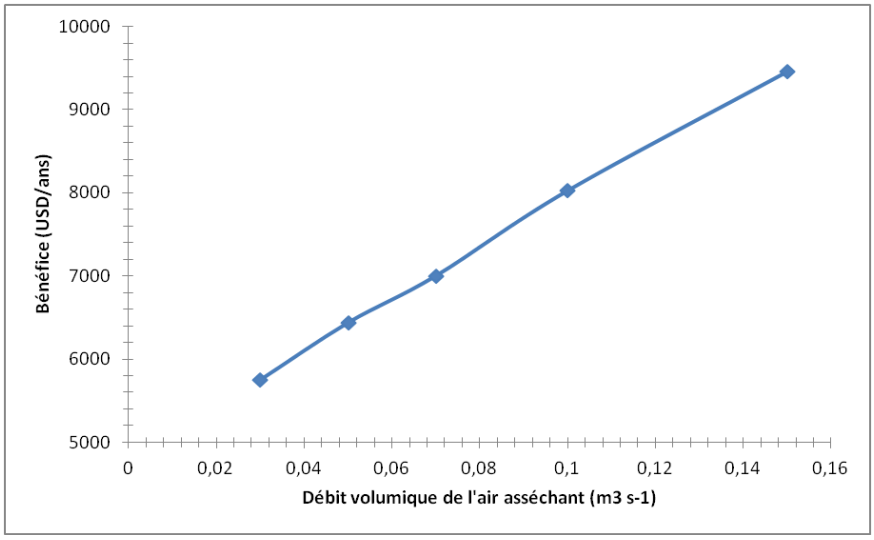


Figure IV- 12 : Evolution des bénéfices en fonction du débit volumique de l'air asséchant

IV.8. Conclusion

L’étude économique sommaire a mis en évidence l’importance du prix d’achat des bananes et de vente des produits séchés. Ainsi, pour la période la plus importante de récolte de la banane, le temps de retour de ce système de séchage est de 4,44 ans pour un débit volumique d’air asséchant égal à 0,07 m^3 s^{-1}. Pour ce débit volumique d’air asséchant, le bénéfice est d’environ de 7000 USD/an.

Conclusion générale

Nous avons procédé à une étude numérique du fonctionnement d'un séchoir serre équipé d'une unité de stockage de chaleur dans des matériaux à changement de phase. L'unité de stockage est disposée sur la serre. Nous avons, après quelques rappels sur les notions principales du séchage et du stockage de chaleur fait l'état de l'art sur les séchoirs solaires puis développé un modèle de séchoir-serre. Nous avons ensuite formulé les équations de transfert et présenté la méthodologie numérique retenue pour les résoudre.

Les équations qui régissent les transferts de chaleur et de masse dans la serre et dans les composants du système de stockage sont résolues par une méthode implicite aux différences finies et l'algorithme de Gauss pour le séchoir et de Thomas pour l'unité de stockage. La cinétique de séchage de la banane est basée sur le modèle d'Oswin modifié. Nous avons analysé l'influence du débit volumique de l'air asséchant et de sa température sur les distributions spatio-temporelles de la température de différents composants du séchoir et de l'unité de stockage de chaleur.

Le MCP le plus approprié au stockage de chaleur d'énergie solaire sous les conditions de Nakorn Prathom (Thaïlande) a été déterminé expérimentalement en réalisant deux prototypes du séchoir serre dans lesquelles nous avons placés des échantillons de paraffine. Ainsi, nous avons également analysé l'influence d'ailettes disposées dans les MCPs sur les performances thermiques de l'unité de stockage de chaleur et le séchoir serre.

Les résultats de la modélisation montrent que l'unité de stockage de chaleur dans des MCPs contribue à la réduction de la durée de séchage. Les valeurs du rendement thermique du séchoir et de l'efficacité thermique du système de stockage de chaleur les plus élevées sont obtenues pour un débit volumique de l'air asséchant de 0,07 $m^3 s^{-1}$.

Les simulations du fonctionnement du séchoir serre ont été effectuées avec les données météorologiques de Nakorn Pathom (Thaïlande) et la notion de journée type a été utilisée dans cette étude. Les valeurs du rendement du séchoir et les efficacités de stockage et de déstockage de l'unité de stockage de chaleur les plus élevées sont obtenues pour le mois où l'éclairement solaire est important. La durée de séchage est d'autant plus importante que l'éclairement solaire est faible et que l'humidité relative de l'air ambiant est grande. Nous avons simulé le fonctionnement du séchoir pour quelques mois de l'année (janvier, février, novembre et décembre), les mois où la production bananière est importante dans cette région. Les ailettes de même nature que le matériau dont est constituée la plaque métallique en contact avec les MCPs améliorent les performances thermiques du séchoir-serre et de l'unité de stockage de chaleur. Aussi, nous avons montré que l'accroissement du nombre d'ailettes engendre une augmentation de la température de l'air asséchant et du produit à sécher aussi que des efficacités de stockage et de déstockage de chaleur.

L’analyse économique du système de séchage a montré que le temps de retour sur investissement est égal à 4,44 ans et que le bénéfice est de 7000 USD/an.

Ce travail suggère quelques perspectives telles que :

- Considerer une unité de stockage de chaleur composée d’un faisceau de tubes cylindriques ans lequel circule l’air asséchant et autour duquel est disposé le matériau à changement de phase,
- Modéliser et simuler les transferts de chaleur et de masse dans le séchoir serre en utilisant les équations classiques de transfert de chaleur (Navier-Stockes, équation de transfert de masse),
- Elaborer des abaques de dimensionnement du séchoir serre et de l’unité de stockage de chaleur dans les MCPs.

Références

Abhat A. Low temperature latent heat thermal energy storage: heat storage materials. Solar Energy, 30(4) (1983) 313–332.

Agyenim F., Eames P. et Smyth M., A comparison of heat transfer enhancement in a medium temperature thermal energy storage heat exchanger using fins, Solar Energy, 83 (2009) 1509-1520.

Akpinar E.K., Bicer Y. et Yildiz C., Thin layer drying of red pepper, Journal of Food Engineering, 59 (2003) 99–104.

Akpinar, E. K. et Y. Bicer., Mathematical modeling of thin layer drying process of long green pepper in solar dryer and under open sun. Energy Conversion and Management, 49 (6) (2008) 1367-1375.

Andrade R.D., Lemus R.M. et Perez C. C.E., Models of sorption isotherms for food: uses and limitations, VITEA, 18 (3) (2011).

Audsley E. et Wheeler J., The annual cost of machinery calculated actual cash flows, J. Agric. Eng. Res., 23 (1978) 189-201.

Ayensu A., Dehydration of food crops using a solar dryer with convective heat flow, Solar Energy, 59 Nos. 4-6 (1997) 121-126.

Ayyappan S., Mayilsamy K. et Sreenarayanan V.V., Performance improvement studies in a solar greenhouse dryer using sensible heat storage material, Heat and Mass Transfer, (2015) 1–9.

Ayyappan S. et Mayilsamy K., Solar tunnel dryer with thermal storage for drying of copraInternational , Journal of Energy Technology and Policy, 8 (1) (2012) 3–13.

Babagana G., Silas K. et Mustafa B.G., Design and construction of forced/Natural convection solar vegetable dryer with heat storage, Journal of Engineering and Applied Sciences, 7(10) (2012).

Bala B.K., Mondol M.R.A., Biswas B.K., Das Chowdury B.L. et Janjai S., Solar drying of pineapple using solar tunnel drier, Renewable Energy 28 (2003) 183-190.

Bal L.M, Satya S. et Naim S.N., Solar dryer with thermal energy storage systems for drying agricultural food products: A review, Renewable and Sustainable Energy Reviews, 14 (2010) 2298–2314.

Bal L.M., Satya S., Naik S.N. et Meda V., Review of solar dryers with latent heat storage systems for agricultural products, Renewable and Sustainable Energy Reviews, 15 (2011) 876–880.

Balducci M., Solar agricultural greenhouse. Flag Brochure, EEC, DG. 17 (1985).

Banout J., Ehl P., Havlik J., Lojka B., Polesny Z. et Verner V., Design and performance evaluation of a Double-pass solar drier for drying of red chilli (Capsicum annum L.), Solar Energy, 85 (2011) 506-515.

Barnwal P. et Tiwari G.N., Life cycle cost analysis of a hybrid photovoltaic/thermal greenhouse dryer, Open Environmental Sciences, é (2008) 39-46.

Bennamoun L. et Belhamri A., Design and simulation of a solar dryer for agriculture products. Journal of Food Engineering, 59 (2003) 259-266.

Berinyuy J.E., Tangka J.K. et Weka Fotso G.M., Enhancing natural convection solar drying of high moisture vegetables with heat storage, Agric Eng Int : CIGR Journal, 14 (1) (2012) 141-148.

Berroug F., Lakhal E.K., El Omari M., Faraji M. et El Qamia H., Thermal performance of a greenhouse with a phase change material north wall, Energy and Buildings, 43 (11) (2011) 3027–3035.

Bolaji B.O., Development and Performance Evaluation of a Box-type Absorber Solar Air Collecteur for Crop Drying. Journal of Food Technology, 3 (4) (2005) 595-600.

Boonyasri M., Lertsatitthanakorn C., Wiset L. et Poomsa-sd N., Performance analysis and economic evaluation of a greenhouse dryer for pork drying, KKU Engineering Journal, 38 (4) (2011) 433-442.

Buser M.D., Stone M.L., Brusewitz G.H., Maness N.O. et Whitelock D.P., Thin layer drying of marigold flowers and flower components for petal removal, Transaction of the ASAE, 42(5) (1999) 1367-1373.

Cheik SECK, Analyse et modélisation du comportement thermique d'un système de préchauffage d'air neuf pour l'habitat, Intégrant un matériau à changement de phase, Université d'Artois, Thèse (2010).

Chen H., Min C. et Gibou F., A numerical scheme for the Stefan problem on adaptive Cartesian grids with supralinear convergence rate, Journal of Computational Physiques, 228 (2009) 5803-5818.

Chiu Justin N.W. et Martin V., Submerged finned heat exchanger latent heat storage design and its experimental verification, Applied Energy, 93 (2012) 507-516.

Condori M., Echazu R. et Saravia L., Solar drying of sweet pepper and garlic using the tunnel greenhouse drier, Renewable Energy 22 (2001) 447-460.

Daguenet M., Les séchoirs solaires: théorie et pratique, Ed. Unesco (1985).

Dandamrongrak, R., Young, G. and R. Mason., Evaluation of various pretreatment for the dehydration of banana and selection of suitable drying models, Journal of Food Engineering**,** 55 (2002) 139-146.

De Jong A.G. et Hoogendoorn C.J., Improvement of heat transport in paraffines for latent heat storage systems, C. den Ouden, Ed. Thermal Storage of Solar Energy, Springer Netherlands (1981) 123-133.

Devries D.A., Simultaneous transfer of heat and moisture in porous media. Transactions, American Geophysical Union, 39 (5) (1958) 909-916.

Dhanushkodi S., Wilson V.H., Sudhakar K., Life cycle cost of solar biomass hybrid dryer systems for Cashew drying of nuts in India, Environmental and Climate Technologies, (2015).

Diamante, L. M. et Munro P. A., Mathematical modeling of the thin layer solar drying of sweet potato slices. Solar Energy, 51 (4) (1993) 271-276.

Diouf N., Appropriate tecnology for solar fish drying in artisanal fishing centres Solar Drying in Africa. In : Proceedings of a Workshop held in Dakar, (1986).

Duffie J.A. et Beckman W.A., Solar Engineering of Thermal Processes, 4th edition, John Wiley & Sons, Canada, (2013).

Dulawat M.S. et Rathore N.S., Forced convection type solar tunnel dryer for industrial applications. Agric Eng Int: CIGR J, 14(4) (2012) 75–79.

Ekechukwu O.V. et Norton B., Design and measured performance of a solar chimney for natural circulation solar energy dryers. Renewable Energy, 10 (1) (1997) 81–90.

Elkhadraoui A., Kooli S. et Farhat A., Study on effectiveness of mixed mode solar greenhouse dryer for drying of red pepper, International Journal of Scientific Research & Engineering Technology (IJSET), 3 (2015) 143-146.

Esper A. et Mühlbauer W., Solar Drying – An Effective Means of food Preservation, Renewable Energy, 15 (1998) 95-100.

Farhat A., Kooli S., Kerkeni C., Maalej M., Fadhel A. et Belghith A., Validation of a pepper drying model in a polyethylene tunnel greenhouse, International Journal of Thermal Sciences, 43 (2004) 53-58.

Fokone A.T., Edoun M., Kuitche A. et Kengne C., Modélisation de la Cinétique de Séchage de la Carotte (Daucus carota), International Journal of Innovation and Applied Studies, 4 (2) (2013) 375-381.

Fudholi A., Sopian K., Ruslan M.H., Alghoul M.A. et Sulaiman M.Y., Review of solar dryers for agricultural and marine products, Renewable and Sustainable Energy Reviews, 14 (2010) 1-30.

Fudholi A., Mat, S., Basri D.F., Ruslan M.H. et Sopian K., Performances Analysis of Greenhouse Solar Dryer with Heat Exchanger, Contemporary Engineering Sciences, 9 (3) (2016) 135-144.

Gauhar A. Mastekbayeva, Chandika P. Bhatta, Augustus Leon M. and Kumar S., Experimental studies on a Hybrid Dryer 1. Proceedings of Solar World Congress. Israel, 4–9 July (1999).

Goswami D. Yogi, Kreith F. et Kreider Jan F., Principles of solar engineering – 2nd ed. (1999) 173-180.

Goyal R.K. et Tiwari G.N., Performance of a renverse flat plate absorber cabinet dryer: a new concept. Energy Conversion & Management, 40 (1999) 385-392.

Goyalde N.A., Melo E.C., Rocha R.P., Goneli A.L.D. et Araujo F.L., Mathematical modeling of the drying kinetics of sucrecane slices, Revista Brasileira de Produtos Agroindustriais, Campina Grande, 11 (2) (2009) 117-121.

Gupta R., Tiwari G.N., Kumar A. et Gupta Y., Calculation of total solar fraction for different orientation of greenhouse using 3D-shadow analysis in Auto-CAD, Energy and Buildings 47 (2012) 27-34.

Hassanain A.A., Simmple Solar Drying System for Banana Fruit. World Journal of Agricultural Sciences ,5 (4) (2009) 446-455.

Hegde V.N., Hosur V.S., Rathod S.K., Harsoor P.A. et Narayana K.B., Design, fabrication and performance evaluation of solar dryer for banana. Energy, Sustainability and Society, (2015) 5-23.

Hossain M.A. et Bala B.K., Drying of hot chilli using solar tunnel drier, Solar Energy 81 (2007) 85-92.

Hu H. et Argyropoulosz S.A., Mathematical modelling of solidification and melting : a review, Modelling Simulation in Materials Science and Engineering, 4 (4) (1996) 371-396.

Intawee P. et Janjai S., Performance Evaluation of a Large-Scale Polyethylene Covered Greenhouse Solar dryer, International Energy Journal 12 (2011) 39-52.

Jaffrin A. et Cadier P., Latent heat storage applied to horticulture, Solar Energy, 28 (4) (1982) 313-321.

Jain D., Modeling the performance of greenhouse with packed bed thermal storage on crop drying application, Journal of Food Engineering, 71 (2005) 170-178.

Jain D., Modeling the performance of the reversed absorber with packed bed thermal storage natural convection solar crop dryer, Journal of Food Engineering, 78 (2007) 637-647.

Jain D. et Tiwari G.N., Effect of greenhouse on crop drying under natural and forced convection I: evaluation of convective mass transfer coefficient. Energy Convers Manag, 45 (2004) 765–783.

Jain D. et Tewari P., Performance of indirect through pass natural convective solar crop dryer with phase change thermal energy storage. Renewable Energy, 80 (2015) 244–250.

Janjai S., Intawee P., Kaewkiew J., Sritus C. et Khamvongsa V., A large-scale solar greenhouse dryer using polycarbonate cover : Modeling and testing in a tropical environnement of Lao People's Democratic Republic, Renewable Energy 36 (2011) 1053-1062.

Janjai S., Intawee P., Kaewkiew J., Sritus C. et Khamvongsa V., A large-scale solar greenhouse dryer using polycarbonate cover: Modeling and testing in a tropical environment of Lao People's Democratic Republic, Renewable Energy, 36 (2011) 1053-1062.

John A. Duffie, William A. Beckman., Solar engineering of thermal processes – 3rd ed. (2006) 378-411.

Kaewkiew J,. Nabnean S. et Janjai S., Experimental investigation of the performance of a large-scale greenhouse type solar dryer for drying chilli in Thailand. Procedia Eng, 32 (2012) 433–439.

Kagande L., Musoni S. et Madzore J., Design and performance evaluation of solar tunnel dryer for tomato fruit drying in Zimbabwe, IOSR Journal of Engineering, 2 (2012) 1-7.

Karunesh K., Shukla A., Sharma A., Kumar A. et Jain A., Thermal energy storage based solar drying systems: A review, Innovative Food Science and Emerging Technologies 34 (2016), 86-99.

Kashaninejad M., Mortazavi A., Safekordi A. et Tabil L.G., Thin-layer drying characteristics and modeling of pistachio nuts, Journal of Food Engineering, 78 (2007) 98–108.

Kooli S., Fadhel A., Farhat A. et Belghith A., Drying of red pepper in open sun and greenhouse conditions Mathematical modeling and experimental validation, Journal of food Engineering 79 (2007) 1094-1103.

Kozai T., Shida K. et Watanabe I., Thermal Performance Of a Solar Greenhouse with Water Tanks for Heat Storage and Heat Exchange. Journal of Agricultural Engineering Research 33 (1986) 141-153.

Kumar A., Tiwari G.N., Kumar S. et Pandey M., Role of greenhouse technology in agricultural engineering. Int J Agric Res, 1(4) (2006) 364–372.

Kürklü A., Bilgin S. et Özkan B., A study on the solar energy storing rock-bed to heat a polyethylene tunnel type greenhouse, Renewable Energy 28 (2003) 683-697.

Lacroix M. et Benmadda M., Numerical simulation of natural convection-dominated melting and solidification from a finned vertical wall, Numer. Heat Transfer Part A-Appl., 31 (1) (1997) 71–86.

Lacroix M. et Benmadda M., Analysis of natural convection melting from a heated wall with vertically oriented fins, Int. J. Numer. Methods Heat Fluid Flow, 8 (4) (1998) 465–478.

Laghzaoui A. et Peerhossaini D., heat storage: solar energy and other applications, Ecole des mines de douai, (2010).

Lane G.A., Solar heat storage—latent heat materials, vol. I. Boca Raton, FL: CRC Press, Inc. (1983).

Lavinia Gabriela SOCACIU, Thermal Energy Storage with Phase Change Material. Leonardo Electronic Journal of Practices and Technologies, 20 (2012) 75-98.

Li L., Wang Y., Ren W. et Liu S., Thermal environment regulating effects of phase change material in Chinese style solar greenhouse, Energy Procedia, 61 (2014) 2071-2074.

Liu J., Wang L., Yang L., Yue L., Chai L., Sheng Y., Chen H. et Tan C., Experiment study on heat storage and transfer characteristics of supercritical air in a rock bed, International journal of Heat and Mass Transfer 77 (2014) 883-890.

Lomauro, C.J., Bakshi, A.S. et T.P. Labuza., Evaluation of food moisture sorption isotherm equation. Part 1. Fruit vegetable and meat products. Lebenmittel-Wissenchaft und Technologie, 18 (1085) 111-117.

Luikov A.V., Heat and Mass Transfer in Capillary-Porous Bodies. Advances in Heat Transfer, 1 (1964) 123-184.

Mohajer A., Nematollahi O., Joybari M.M. et Assari M.R., Experimental investigation of a Hybrid Solar Drier and Water Heater System, Energy Conversion and Management 76 (2013) 935-944.

Mohanraj M. et Chandrasekar P., Drying of copra in a forced convection solar drier. Biosystems Engineering, 99 (2008) 604-607.
Nabnean S., Janjai S., Thepa S., Sudaprasert K., Songprakorp R. et Bala B.K., Experimental performance of a new design of solar dryer for drying osmotically dehydrated cherry tomatoes, Renewable Energy 94 (2016) 147-156.
Najjar A. et Hasan A., Modeling of greenhouse with PCM energy storage, Energy Conservation and Management, 49 (2008) 3338-3342.
Newnan D.G., Eschenbach et Lavelle J.P., Economic analysis: ninth edition, Oxford University Press, (2004).
Nishina H. et Takakura T., Greenhouse heating by means of latent heat storage units, Acta Hort (Energy in Protected Cultivation III), 148 (1984) 751-754.
Palled V., Desai S.R. et Lokesh Aanantachar M., Performance evaluation of solar tunnel dryer for chilly drying. Karnataka J Agric Sci, 25(4) (2012) 472–474.
Panchariya P.C., Popovic D. et Sharma A.L., Thin-layer modelling of black tea drying process, Journal of Food Engineering, 52 (2002) 349–357.
Pangavhane D.R., Sawhney R.L. et Sarsavadia P.N., Design, development and performance testing of a new natural convection solar dryer. Energy, 27 (2002) 579-590.
Patil R. et Gawande R., A review on solar tunnel greenhouse drying system, Renewable and Sustainable Energy Reviews, 56 (2016) 196-214.
Prakash O. et Kumar A., Solar greenhouse drying : A review, Renewable and Sustainable Energy Reviews 29 (2014) 905-910.
Rathod M.K. et Banerjee J., Thermal performance enhancement of shell and tube Latent Heat Storage Unit using longitudinal fins, Applied Thermal Engineering,75 (2015) 1084-1092.
Ratti C. et Mujumdar A.S., Solar drying of foods: modeling and numerical simulation. Solar Energy, 60 Nos. ¾, (1997) 151-157.
Regin A.F., Solani S.C. et Saini J.S., An analysis of a packed bed latent heat thermal energy storage system using PCM capsules : Numerical investigation, Renewable Energy 34 (2009) 1765-1773.
Rostamizadeh M., Khanlarkhani M. et Sadrameli S.M., Simulation of energy storage system with phase change material (PCM), Energy and Buildings 49 (2012) 419-422.
Sacilik K., Keskin R. et Elicin A.K., Mathematical modelling of solar tunnel drying of thin layer organic tomato, Journal of food Engineering 73 (2006) 231-238.
Santamouris M., Balaras C.A., Dascalaki E. et Vallindras M., Passive solar agricultural greenhouses: A worldwide classification and evaluation of technologies and systems used for heating purposes., Solar Energy, 53 (5) (1994) 411-426.
Schirmer P., Janjai S., Esper A., Smitabhindu R. et Muhlbauer W., Experimental investigation of the performance of the solar tunnel dryer for drying bananas, Renewable Energy, Vol. 7, No.2, pp. 119-129, 1996.
Shalaby S.M. et BEK M.A., Experimental investigation of a novel indirect solar dryer implementing PCM as energy storage medium, Energy Conversion and Management 83 (2014) 1-8.
Shamsunder N. et Sparrow E.M., Analysis of multidimensional conduction phase change via the enthalpy model, J. Heat Tranfer, 97 (1975) 333-40.
Sharifi N., Bergman T. L. et Faghri A., Enhancement of PCM melting in enclosures with horizontally-finned internal surfaces, International Journal of Heat and Mass Transfer, 54 (19-20) (2011) 4182-4192.
Sharma A., Chen C.R. et Nguyen Vu Lan, Solar energy drying systems: A review, Renewable and Sustainable Energy Reviews, 13 (2009) 1185-1210.

Sharma A., Tyagi V.V., Chen C.R. et Buddhi D., Review on thermal energy storage with phase change materials and applications, Renewable and Sustainable Energy Reviews, 13 (2009) 318–345.

Shatikian V., Ziskind et Letan E., Numerical investigation of a PCM-based heat sink with internal fins, International Journal of Heat and Mass Transfer, 48 (2005) 3689-3706.

Shokouhmand H. et Kamkari B., Numerical Simulation of phase change thermal storage in finned double-pipe heat exchanger, Applied Mechanics and Materials, 232 (2012) 742-746.

Simal S., Femenia A., Carcel J.A. et Rossello C., Mathematical modeling of the drying curves of kiwi fruits: influence of the ripening stage, Journal of the Science of Food and Agriculture, 85 (2005) 425-432.

Simate I.N., Optimization of mixed-mode and indirect-natural convection solar dryers, Renewable Energy, 28 (2003) 435-453.

Singh P.P., Singh S. et Dhaliwal S.S., Multi-shelf domestic solar dryer, Energy Conversion and Management, 47 (2006) 1799-1815.

Smitabhindu R., Thèse « optimization of a solar-assisted drying system for drying bananas », Kasetsart University, Thailand, (2008).

Smitabhindu R., Janjai S. et Chankong V., Optimization of a solar-assisted drying system for drying bananas, Renew. Energy, 33 (2008) 1523-1531.

Socaciu L.G., Thermal Energy Storage with Phase Change Material, Leonardo Electronic Journal of Practices and Technologies, 20 (2012) 75-98.

Sodha M.S., Chandra R., Pathak K., Singh N.P. et Bansal N.K., Techno-economic analysis of typical dryers, Energy Convers. Mgmt, 31 (6) (1991) 509-513.

Sodha M.S., Dang A., Bansal P.K. et Sharman S.B., An analytical and experimental study of open sun drying and a cabinet type drier, Energy Conversion and Management, 25 (1985) 263-271.

Srisittipokakun N., Kirdsiri K. et Kaewkhao J., Solar drying of Andrographis paniculata using a parabolic shaped solar tunnel dryer. Procedia Eng, 32 (2012) 839–846.

Stéphanie Hongois, Stockage de chaleur inter-saisonnier par voie thermochimique pour le chauffage solaire de la maison individuelle, Architecture, space management. Thèse, INSA de Lyon (2011).

Takakura T. et Nishina H, A solar greenhouse with phase change energy storage and a microcomputer control system, Acta Hort (Energy in Protected Cultivation), 115 (1981) 583-590.

Tiwari Govind G.N., Economic analysis of some solar energy systems, Energy Convers. Mgmt, 24 (2) (1984) 131-135.

Tiwari G.N., Kumar S. et Prakash O., Evaluation of convective mass transfer coefficient during drying of Jaggery. J Food Eng, 63 (2004) 219–227.

Togrul I.G. et Pehlivan D., Mathematical modelling of solar drying of apricots in thin layers, Journal of Food Engineering, 55 (2002) 209–216.

Tyagi V.V. et Buddhi D., PCM thermal in buildings: A state of art, Renewable and Sustainable Energy Reviews, 11 (2007) 1146-1166.

Waked A.M., Solar energy storage in rocks, Solar &wind technology, 3(1) (1986) 27-31.

Whitaker S., Diffusion and Dispersion in Porous Media, AIChE Journal, 13 (1967) 420-427.

Willit D.H., Chandra P. et Peet M.M., Modelling solar Energy Storage Systems for Greenhouses, Journal of Agricultural Engineering Research, 32 (1985) 73-93.

Usub T., Lertsatitthankorn C., Poomsa-ad N., Wiset L., Siriamornpun S. et Soponronnarit S., Thin layer solar drying characteristics of silkworm pupae, Food and Bioproducts Processing, 88 (2010) 149-160.

Van Meel D.A., Adiabatic Convection Batch Drying with Recirculation of Air. Chem. Eng. Sci., 9 (1958) 36-44.
Velraj R., Seeniraj R.V., Hafner B., Faber C et Schwarzer K.,Heat transfer enhancement in a latent heat storage system, Solar Energy, 65 (1998) 171-180.
Voller V. R., Fast implicit finite-difference method for the analysis of phase change problems, Numerical Heat Transfer, Part B, 17 (1990) 155-169.
Voller V.R., Swaminathan C.R. et Thomas B.G., Fixed grid techniques for phase change problems: a review, Int. J. Numer. Math. Eng, 30 (1990) 875-898.
Zivkovic B. et Fujii I., An analysis of isothermal phase change of phase change material within rectangular and cylindrical containers, Solar Energy, 70 (1) (2001) 51-61.
Yves Jannot, Isothermes de sorption : modèles et détermination, (2008).

ANNEXES

Annexe 1 :

Coefficients de transfert de chaleur

1 Par rayonnement

- Entre la couverture et la voûte céleste ($h_{r,c-ciel}$)

$$h_{r,c-ciel} = \frac{\sigma(T_c^2 + T_{ciel}^2)(T_c + T_{ciel})}{\frac{1-\varepsilon_c}{\varepsilon_c} + \frac{1}{F_{c-ciel}}} \qquad (A1-1)$$

avec

F_{c-ciel} : facteur de forme entre la couverture et la voûte céleste

$$F_{c-ciel} = \frac{1 + \frac{S_f}{S_c}}{2} \qquad (A1-2)$$

$$\sigma = 5{,}670373 \times 10^{-8}\ W \cdot m^{-2} \cdot K^{-4}$$

Parmi les expressions pour le calcul de la température de la voûte céleste, nous avons retenu celle proposée par Swinbank [Duffie et Beckmann, 2013] :

$$T_{ciel} = 0{,}0552 T_{amb}^{1,5} \qquad (A1-3)$$

- Entre la couverture et le sol extérieur ($h_{r,c-se}$)

$$h_{r,c-se} = \frac{\sigma(T_c^2 + T_{se}^2)(T_c + T_{se})}{\frac{1-\varepsilon_c}{\varepsilon_c} + \frac{1}{F_{c-se}}} \qquad (A1-4)$$

F_{c-se} : facteur de forme entre la couverture et le sol extérieur (Kittas, 1984)

$$F_{c-se} = 1 - F_{c-ciel} \qquad (A1-5)$$

- Entre le produit et le sol intérieur $\left(h_{r,pr-f}\right)$

$$h_{r,pr-f} = \frac{\sigma\left(T_{pr}^2 + T_f^2\right)\left(T_{pr} + T_f\right)}{\frac{1-\varepsilon_{pr}}{\varepsilon_{pr}} + \frac{1}{F_{pr-f}} + \frac{1-\varepsilon_f}{\varepsilon_f} \times \frac{S_f}{S_{pr}}} \qquad (A1-6)$$

F_{pr-f} : facteur de forme entre le produit et le sol intérieur

$$F_{pr-f} = \frac{S_{pr}}{S_f} \qquad (A1-7)$$

- Entre la couverture et le sol intérieur $(h_{r,c-f})$

$$h_{r,c-f} = \frac{\sigma\left(T_c^2 + T_f^2\right)\left(T_c + T_f\right)}{\frac{1-\varepsilon_c}{\varepsilon_c} + \frac{1}{F_{c-f}} + \frac{1-\varepsilon_f}{\varepsilon_f} \times \frac{S_c}{S_f}} \qquad (A1-8)$$

F_{c-f} : facteur de forme entre la couverture et le sol intérieur

$$F_{c-f} = \frac{S_f}{S_c} \qquad (A1-9)$$

avec S_f : aire du sol non occupé par les claies.

- Entre la couverture et le produit $(h_{r,c-pr})$

$$h_{r,c-pr} = \frac{\sigma\left(T_c^2 + T_{pr}^2\right)\left(T_c + T_{pr}\right)}{\frac{1-\varepsilon_c}{\varepsilon_c} + \frac{1}{F_{c-pr}} + \frac{1-\varepsilon_{pr}}{\varepsilon_{pr}} \times \frac{S_c}{S_{pr}}} \qquad (A1-10)$$

F_{c-pr} : facteur de forme entre la couverture et le produit [Kittas, 1985]

$$F_{c-pr} = 1 - F_{c-f} \qquad (A1-11)$$

2 Par convection

Le coefficient de transfert de chaleur par convection entre l'air asséchant et le produit à sécher est déduit du nombre de Nusselt (Nu_{a-pr}) suivant :

- Régime laminaire : $Re_L < 5 \times 10^5 et\ 0{,}1 < Pr < 10^3$

$$Nu_{a-pr} = 0{,}332 Re_L^{0,5} Pr_{air}^{0,33} \text{ [Karim, 2005]} \qquad (A1-12(a))$$

- Régime turbulent : $Re_L > 5 \times 10^5 et\ 0{,}1 < Pr < 10^3$

$$Nu_{a-pr} = 0{,}0296 Re_L^{0,5} Pr_{air}^{0,33} \text{ [Karim, 2005]} \qquad (A1-12(b))$$

avec

Re_L : nombre de Reynolds

$$Re_L = \frac{e_{pr} U_{air}}{\nu_{air}} \qquad (A1-13)$$

$$h_{c,a-pr} = \frac{Nu_{a-pr} \times k_{air}}{e_{pr}} \qquad (A1-14)$$

Pour le calcul d'une part du coefficient de transfert de chaleur par convection entre l'air asséchant et la couverture de la serre ($h_{c,c-a}$), et d'autre part du coefficient de transfert de

chaleur par convection engendre par le vent sur une paroi plane ($h_{c,c-amb}$), nous avons retenu les corrélations proposées par Kittas (1985) :

$$h_{c,c-a} = 4{,}3(T_c - T_a)^{\,0{,}25} \qquad (A1-15)$$

$$h_{c,c-amb} = 1{,}32(T_c - T_{amb})^{\,0{,}25} + 3{,}12U_{vent}^{0{,}8} \qquad (A1-16)$$

Le coefficient de transfert de chaleur entre l'air asséchant et la plaque métallique est la corrélation proposée par De Halleux (1989) :

$$h_{c,a-f} = 1{,}86\left(T_f - T_a\right)^{\,0{,}33} \qquad (A1-17)$$

Annexe 2 :

Modélisation du flux solaire

1. Expression des facteurs géométriques de la modélisation du flux solaire

Le flux solaire capté par un plan quelconque de la terre dépend de la position du soleil, de l'heure, de l'orientation du plan par rapport au soleil, de l'état de l'atmosphère,.... Aussi, le flux solaire capté par ce plan est déterminé en connaissant la position spatiale et temporelle du soleil au cours de la journée et de l'année.

1.1. Mouvement de la terre

La figure 1 montre la variation de l'axe des pôles de la terre sur une année. La figure 2 représente la position de la terre par rapport au soleil au solstice d'hiver. Au solstice d'hiver (21 décembre), le pôle nord de la terre est incliné de 23,45° par rapport au plan de l'écliptique. Au solstice d'été (21 juin), la situation est inversée. Pour les deux équinoxes (21 mars et 21 septembre), les pôles nord et sud sont équidistants du soleil. Ainsi, les durées du jour et de la nuit sont égales à 12 heures.

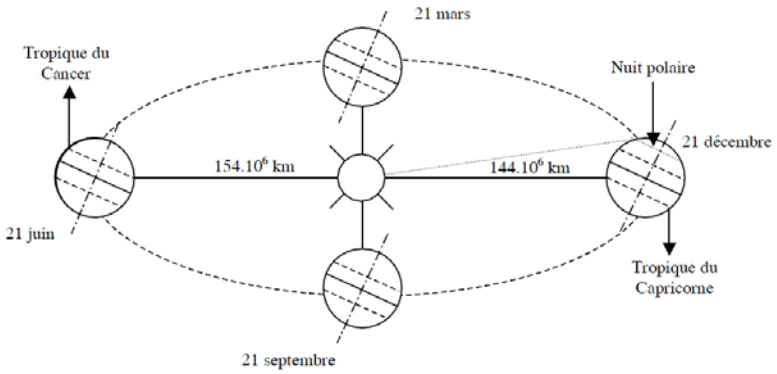


Figure 1 : Mouvement de la terre autour du soleil

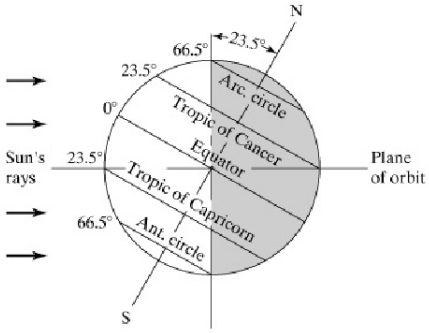


Figure 2 : Position de la terre par rapport au soleil

1.2. Mouvement apparent du Soleil

1.2.1 Latitude

La latitude (φ) correspond à la position angulaire par rapport à l'équateur. Elle varie de 0° à l'équateur à 90° au pôle nord et -90° au pôle sud. Pour tous les lieux de l'hémisphère nord, la latitude est > 0 et < 0 pour ceux de l'hémisphère sud.

1.2.2 Longitude

La longitude (L) mesure la position angulaire par rapport au méridien de Greenwich. Elle est comptée > 0 vers l'est et < 0 vers l'ouest.

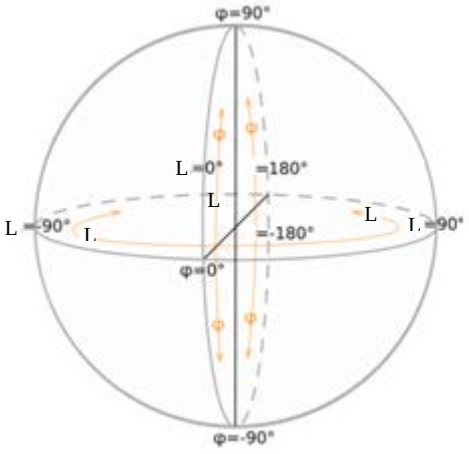


Figure 3 : Latitude et longitude

1.3. Coordonnés horaires

1.3.1 Déclinaison solaire

La déclinaison solaire (δ) est l'angle formé par la direction Terre-Soleil par rapport au plan de l'équateur terrestre. Elle varie au cours de l'année entre -23,45° et +23,45°. La déclinaison solaire atteint le maximum au solstice d'été (21 juin) et le minimum au solstice

d'hiver (21 décembre). Elle est nulle aux équinoxes de printemps et d'automne (21 mars et 21 septembre). La déclinaison solaire peut être obtenue à partir de la relation de Cooper (1969) :

$$\delta = 23{,}45 \cdot \sin\left(360 \cdot \frac{284 + n}{365}\right) \qquad (A2-1)$$

avec n : numéro du jour dans l'année (1 pour le 1er janvier). Cette relation donne la déclinaison solaire en degré.

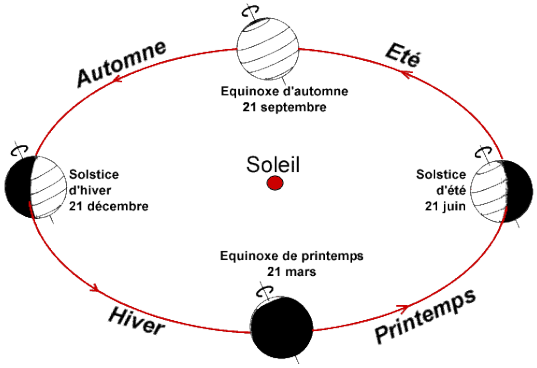


Figure 4 : Déclinaison solaire

1.3.2 Angle horaire

L'angle horaire (ω) est la position angulaire du soleil par rapport au méridien local. Il est nul à midi solaire, négatif au cours de la matinée et positif dans l'après-midi. Il augmente de 15°, soit 4 min par degré de longitude, par heure avec la rotation de la Terre autour de son axe. Il vérifie l'expression suivante :

$$\omega = 15 \cdot (TSV - 12) \qquad (A2-2)$$

avec TSV : temps solaire vrai (h)

ω = 0°	au midi solaire vrai
ω = -90°	à 6h (temps solaire vrai)
ω = 90°	à 18h (temps solaire vrai)

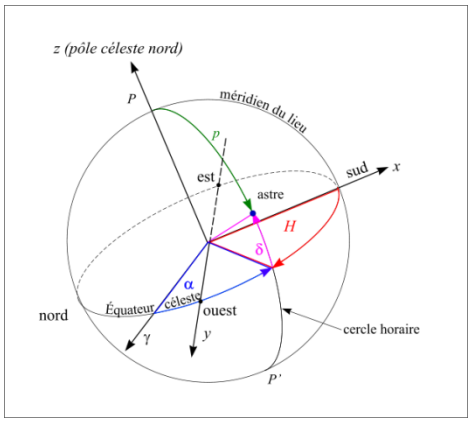


Figure 5 : Coordonnées horaires

1.4. Coordonnées horizontales

1.4.1 Hauteur du soleil

C'est l'angle formé par la direction du soleil avec sa projection sur un plan horizontal. Elle est donnée par l'expression suivante :

$$\sin(h) = \sin(\varphi)\sin(\delta) + \cos(\varphi)\cos(\delta)\cos(\omega) \qquad (A2-3)$$

où $0° \leq h \leq +90°$

1.4.2 Azimut

L'azimut est l'angle que fait la direction de la projection du soleil sur le plan horizontal avec la direction sud. Il est compté positif vers l'ouest et négatif vers l'est. Il est donné par l'expression suivante :

$$\sin(A_Z) = \frac{\cos(\delta)\sin(\omega)}{\cos(h)} \qquad (A2-4)$$

où $-180° \leq A_Z \leq 180°$

1.5 Durée du jour

Elle est déduite de l'angle horaire du lever du soleil. L'angle horaire du lever du soleil (ω_l) est calculé à partir de la relation (A2-3) pour h = 0 :

$$\cos(\omega_l) = -\tan(\varphi)\tan(\delta) \qquad (A2-5)$$

Le temps solaire vrai du lever su soleil $(TSV)_l$ est déduit de:

$$(TSV)_l = 12 - \frac{\omega_l}{15} \qquad (A2-6)$$

La durée du jour d, vérifie :

$$d = 2\frac{\omega_l}{15} \qquad (A2-7)$$

La différence entre le temps solaire moyen (TSM) qui est une mesure du temps basée sur le mouvement circulaire de la terre à vitesse constante autour d'un soleil virtuel (TSM = 24 heures quelque soit le jour de l'année), et le temps solaire vrai (TSV), basé sur le moment ou la position du soleil dans le ciel est la plus élevée, représente un terme correctif appelé équation du temps (ET). Le TSV varie tout au long de l'année en raison de l'inclinaison de l'axe de rotation de la terre et de l'excentricité de l'orbite terrestre autour du soleil.

$$ET = TSM - TSV \qquad (A2\text{-}8)$$

ou

$$ET = -\begin{bmatrix} 0{,}0002 - 0{,}4797\cos(\omega' n) + 3{,}2265\cos(2\omega' n) + 0{,}0903(3\omega' n) \\ +7{,}3509\sin(\omega' n) + 9{,}3912\sin(2\omega' n) + 0{,}3361\sin(3\omega' n) \end{bmatrix} \qquad (A2-9)$$

avec
n : numéro de jour de l'année,
ω' = 0,984
ET : Equation du temps (min)
Le temps solaire vrai TSV vérifie la relation suivante :

$$TSV = TL - N + ET + \frac{L}{15} + C \qquad (A2-10)$$

avec
N : numéro du fuseau
C : correction été - hiver

2. Modélisation du flux solaire

Plusieurs modèles empiriques ont été développés pour estimer le flux solaire incident sur la terre [Angstrôm, 1924; Prescott, 1940; Liu et Jordan, 1960; Collares-Pereira et Rabl, 1979 ; Lewis, 1992]. Le choix d'un modèle doit reposer sur les données météorologiques disponibles et la précision du modèle à prédire les données réelles [Farida et al., 2013].

Les premiers travaux sur l'estimation des flux solaire global et diffus sont, à notre connaissance, ceux de Liu et Jordan (1960), basés sur les valeurs journalières du flux solaire global capté par un plan horizontal. Plusieurs modèles établis à partir de la fraction diffuse du flux solaire global et l'indice de clarté (rapport entre le flux solaire global et le flux solaire extra-terrestre) permettent le calcul des valeurs moyennes horaires et mensuelles du flux solaire.

Les modèles empiriques pour le calcul du flux solaire sont classés en fonction des paramètres météorologiques utilisés : durée d'ensoleillement [Angstrôm, 1924; Jain, 1986], état du ciel [Black, 1956; Badescu, 1999], température ambiante [Hargreaves, 1982; Allen, 1997]. Parmi ces modèles, celui basé sur la durée d'ensoleillement est le plus utilisé pour prédire le flux solaire global d'un site donné du fait de la facilité à mesurer la durée d'ensoleillement [Yorukoglu et Naci, 2006].

- **Modélisation de l'irradiation globale diffuse**

L'irradiation solaire diffuse sur un plan horizontal peut être déterminée de plusieurs manières en fonction des données disponibles. Plusieurs auteurs [Liu-Jordan, 1960 ; Collares-Pereira et Rabl, 1979 ; Hussain, 1984] proposent des modèles permettant de calculer l'irradiation diffuse à partir de l'irradiation globale journalière (mesurée ou calculée par un modèle). L'un des modèles le plus connu est celui de Collares-Pereira et Rabl [Collares-Pereira et Rabl, 1979] qui est une amélioration du modèle de Lui-Jordan [Liu-Jordan, 1960] basé sur des équations empiriques.

- **Modélisation de l'éclairement solaire sur un plan incliné**

L'éclairement global journalier capté par un plan atteint une valeur optimale si l'angle d'inclinaison du plan par rapport à l'horizontal de ce plan est voisin de la latitude du lieu ou il est implanté. Puisque les stations météorologiques mesurent l'éclairement sur un plan horizontal, plusieurs modèles ont été développés pour estimer l'éclairement incident sur un plan incliné [Liu et Jordan 1961 ; Hay, 1979; Klucher, 1979].

Parmi les modèles statiques d'estimation du flux solaire sur un plan horizontal, nous nous intéressons dans la suite à celui de Liu et Jordan.

2.1 Estimation de l'éclairement solaire par le modèle de Liu et Jordan

Liu et Jordan [Liu et Jordan, 1960]ont, à partir de mesures disponibles de l'éclairement solaire et de la température ambiante, effectué des moyennes mensuelles et constaté que le flux solaire journalier moyen est symétrique par rapport au midi solaire. Ils ont présenté les résultats de leurs travaux sous forme d'abaques. Ces abaques ont été par la suite décrits par des équations obtenues par lissage. Le modèle de Liu et Jordan suppose que le ciel est isotrope. Aussi le flux diffus sur un plan incliné est isotrope.

2.1.1 Eclairement solaire sur un plan horizontal

- Indice de clarté journalier

$$K_T = \frac{H}{H_0} \qquad (A2-11)$$

avec H : éclairement global journalier sur un plan horizontal et H_0 l'éclairement extraterrestre journalier calculé par l'expression suivante:

$$H_0 = \frac{3600 \times 24}{\pi} I_0 C \cos(\delta) \left[\sin(\omega_s) - \omega_s \cos(\omega_s)\right] \qquad (A2-12)$$

avec
I_0: constant solaire (1353 W m^{-2}),
C: correction de la distance Terre-Soleil donnée par

$$C = 1 + 0{,}033\cos\left(\frac{360n}{365}\right) \qquad (A2-13)$$

où

n: numéro du jour dans l'année, compté de 1 à 365 à partir du 1er Janvier

φ: latitude du lieu (°)

δ: déclinaison du soleil (°)

ω_s: angle horaire du coucher du soleil donné par:

$$\omega_s = \frac{\Pi}{180}\left[Arcos(-\tan(\delta)\tan(\varphi)\right] \qquad (A2-14)$$

Le rapport entre l'éclairement diffus journalier H_d, en moyennes mensuelles, et l'éclairement global journalier H, en moyennes mensuelles, vérifie l'expression suivante:

$$\frac{H_d}{H} = 1{,}390 - 4{,}027K_T + 5{,}531K_T^2 - 3{,}108K_T^3 \qquad (A2-15)$$

avec $0{,}3 < K_T < 0{,}7$

La valeur du rayonnement diffus journalier en moyenne mensuelle (H_d) peut être déterminée à partir de la relation (A2-15).

La variation du rapport entre l'éclairement diffus journalier (H_d) et l'éclairement solaire global journalier (H) en fonction de l'indice de clarté (K_T) peut être approchée par des expressions polynomiales de K_T. Ainsi, Collares-Pereira et Rabl ont proposés :

$$\frac{H_d}{H} = 0{,}94 \quad pour\ K_T < 0{,}7 \qquad (A2-16)$$

$$\frac{H_d}{H} = 1{,}188 - 2{,}272K_T + 9{,}473K_T^2 - 21{,}856K_T^3 + 14{,}648K_T^4$$

$$pour\ 0{,}17 < K_T > 0{,}8 \qquad (A2-17)$$

$$\frac{H_d}{H} = 2 \quad pour\ K_T > 0{,}8 \qquad (A2-18)$$

- Eclairement horaire diffus pour le jour moyen du mois

Pour un jour quelconque du mois :

$$\frac{I_d}{H_d} = \frac{\pi}{24}\left(\frac{\cos(\omega) - \cos(\omega_l)}{\sin(\omega_l) - \omega_l\cos(\omega_l)}\right) \qquad (A2-19)$$

avec

ω_l : angle horaire du lever du soleil (°),

ω : angle horaire du soleil (°),

H_d: éclairement horaire diffus pour le jour moyen du mois. Il peut être calculé à partir de la relation (A2-16).

- Eclairement global horaire pour le jour moyen du mois

Pour estimer l'éclairement global horaire (I_H), nous utilisons la relation suivante :

$$\frac{I_H}{H} = \frac{\pi}{24} \times (a + bcos(\omega)) \left(\frac{\cos(\omega) - \cos(\omega_l)}{\sin(\omega_l) - \omega_l \cos(\omega_l)} \right) \qquad (A2-20)$$

avec

$$a = 0{,}409 + 0{,}5016 \sin\left(\omega_l - \frac{\pi}{3}\right) \qquad (A2-21)$$

$$b = 0{,}6609 + 0{,}4767 \sin\left(\omega_l - \frac{\pi}{3}\right) \qquad (A2-22)$$

Le rapport entre les valeurs des moyennes mensuelles de l'éclairement diffus journalier $\overline{H}_d$ et l'éclairement global journalier $\overline{H}_0$ peut également être exprimé en fonction de l'indice de clarté journalier moyen mensuel($\overline{K}_T$). Ainsi d'après Klein, ce rapport peut s'exprimer par:

$$\frac{\overline{H}_d}{\overline{H}_0} = 1{,}340 - 4{,}027\overline{K}_T + 5{,}531\overline{K}_T^2 - 3{,}103\overline{K}_T^3 \qquad (A2-23)$$

avec

$$\overline{K}_T = \frac{\overline{H}}{H_0} \qquad (A2-24)$$

$\overline{H}_0$: éclairement extraterrestre journalier en moyenne mensuelle

2.1.2 Flux solaire global sur un plan incliné

L'éclairement global solaire horaire sur un plan incliné par rapport à l'horizontal d'un angle (α) peut être déduit de l'expression suivante :

$$I_\alpha = \frac{\cos\alpha}{\cos\alpha_h}(H - H_d) + \frac{1}{2}(1 + \cos\alpha)H_d + \frac{1}{2}(1 - \cos\alpha) \times H \times Alb \qquad (A2-25)$$

avec Alb : Albédo du sol

α_h : angle d'incidence du flux solaire sur un plan horizontal

D'après Liu et Jordan l'éclairement global journalier sur un plan incliné vérifie l'expression suivante :

$$H_\alpha = (H - H_d)R_b + \frac{1}{2}(1 + \cos\alpha)\, H_d + \frac{1}{2}(1 - \cos\alpha) \times H \times Alb \qquad (A2-26)$$

avec

$$R_b = \frac{Eclairement\ global\ journalier\ sur\ un\ plan\ incliné}{Eclairement\ global\ direct\ journalier\ sur\ un\ plan\ incliné} \quad (A2-27)$$

$$R_b = \frac{\cos(\varphi - \alpha)\cos(\delta) + \omega_l \sin(\varphi - \alpha)\sin(\delta)}{\cos(\varphi)\cos(\delta)\sin(\omega) + \omega_s \sin(\varphi)\sin(\delta)} \quad (A2-28)$$

L'éclairement solaire direct incident sur un plan incliné, d'un angle (α) par rapport au plan horizontal et d'azimut A_Z, peut être déterminé à partir de la relation suivante:

$$I_{dir,\alpha}^{A_Z} = (I - I_d)\cos(\alpha) \quad (A2-29)$$

avec
I: éclairement global incident sur un plan horizontal
I_d: éclairement diffus global incident sur un plan horizontal

- Angle d'incidence : l'angle d'incidence (α) du flux solaire sur un plan incline d'un angle (i) par rapport à l'horizontal peut être déterminé à partir de la relation suivante:

$$\begin{aligned}\cos(i) = {} & \cos(\alpha)\sin(\varphi)\sin(\delta) - \sin(\delta)\cos(\varphi)\sin(\alpha)\cos(A_Z) \\ & + \cos(\delta)\cos(\varphi)\cos(\alpha)\cos(\omega) + \cos(\delta)\sin(\varphi)\sin(\alpha)\cos(A_Z)\cos(\omega) \\ & + \cos(\delta)\sin(\alpha)\sin(A_Z)\sin(\omega) \quad (A2-30)\end{aligned}$$

Résumé

Ce travail concerne une étude numérique des performances thermiques d'un séchoir- serre équipé d'une unité de stockage de chaleur solaire dans des matériaux à changement de phase (MCPs). L'unité de stockage de chaleur solaire, placée sous le sol de la serre, est composée d'une couche de MCPs (paraffine) disposée entre une plaque en acier et une couche de béton. Les ailettes de section rectangulaire sont fixées sur la face inférieure de cette plaque. L'écoulement de l'air asséchant se déroule par convection forcée et le produit disposé sur les claies du séchoir est la banane (Bananas Musa ABB CV. Kluai "Namwa"). Les équations de transfert de chaleur dans la serre, basées sur la méthode nodale, sont déduites d'un bilan thermique établi pour les différents composants du séchoir-serre. Les transferts de chaleur dans les couches de MCPs et de béton sont décrits respectivement par le modèle enthalpique et l'équation de la conduction. Le modèle de cinétique de séchage de la banane est celui d'Oswin modifié. Les équations de transferts sont résolues par une méthode implicite aux différences finies et les algorithmes de Gauss et de Thomas. Nous analysons l'influence du débit d'air asséchant et de l'irradiation solaire sur les distributions spatio-temporelles des températures des composants de la serre et de l'unité de stockage, la durée de séchage, les efficacités thermiques du séchoir-serre et de l'unité de stockage d'énergie. Cette modélisation est complétée par des simulations du fonctionnement du séchoir serre-unité de stockage de chaleur en utilisant la notion de journée type et les données météorologiques de Nakorn Pathom (Thaïlande) et par une analyse de faisabilité technico-économique. Les résultats montrent notamment que l'unité de stockage de chaleur contribue à la réduction de la durée de séchage et augmente les performances thermiques du séchoir et l'unité de stockage.

Mots clés: stockage de chaleur, chaleur latente, matériaux à changement de phase, séchoir serre, séchage solaire

Abstract

This work is about a numerical study of the thermal behavior of a solar greenhouse dryer and a heat storage unit in phase change materials (PCMs). The heat storage unit containing of PCMs (paraffin) is disposed between a metal plate and a concrete layer and placed under the floor of the greenhouse. The rectangular fins are fixed at the lower face of the metal plate. The air drying flows along the greenhouse by forced convection and the products placed on the dryer's rack is bananas (Bananas Musa ABB CV Kluai "Namwa"). The heat transfer equations in the greenhouse are based on the nodal method and deduced from a thermal balance on the different components of the solar greenhouse dryer. The heat transfers in the PCMs and the concrete slab are described by the enthalpy method and the conduction equation, respectively. The banana drying kinetic is described by the model modified of Oswin. Transfer equations are solved using an implicit finite difference method associated to Gauss and Thomas algorithms. We analyze the effects of the air drying volumetric flow rate and the solar irradiance on the temperature distribution of the greenhouse dryer and the heat storage unit, the drying time, the solar greenhouse dryer and heat storage unit efficiencies. This modeling is complemented by simulations of the solar greenhouse dryer with the heat storage unit using the day type and the meteorological data of Nakorn Pathom (Thailand) and by an economic analysis. The results show that the heat storage unit provides the reduction of the drying time and increases the thermal performances of the solar greenhouse dryer and the heat storage unit.

Keywords: heat storage, latent heat, phase change materials, solar greenhouse dryer, solar drying