

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
République Algérienne Démocratique et Populaire
وزارة التعليم العالي و البحث العلمي
Ministère de l'enseignement supérieur et de la recherche scientifique

Université Mohamed Khider – Biskra

Faculté des Sciences et de la technologie

Département : Génie Mécanique

Réf. :



جامعة محمد خيضر بسكرة
كلية العلوم و التكنولوجيا
قسم: الهندسة الميكانيكية
المرجع:

Thèse présentée en vue de l'obtention
Du diplôme de
Doctorat en sciences : Génie Mécanique

Option : Génie Mécanique

**Analyse structurelle et conceptuelle des facteurs
d'optimisation des performances des isolateurs plans
munis d'ailettes pour des applications diverses en
fonction des contextes géographiques et climatiques**

Présentée par :

MANAA SAADEDDINE

Soutenue publiquement le 15 / 03 / 2017

Devant le jury composé de :

Dr. LABED Adnane
Pr. MOUMMI Nouredine
Pr. BENATIALLAH Ali
Pr. BENHAOUA Boubaker

MCA
Professeur
Professeur
Professeur

Président
Rapporteur
Examineur
Examineur

Université de Biskra
Université de Biskra
Université d'Adrar
Université d'Eloued

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
République Algérienne Démocratique et Populaire
وزارة التعليم العالي و البحث العلمي
Ministère de l'enseignement supérieur et de la recherche scientifique

Université Mohamed Khider – Biskra
Faculté des Sciences et de la technologie
Département : Génie Mécanique
Réf. :



جامعة محمد خيضر بسكرة
كلية العلوم و التكنولوجيا
قسم : الهندسة الميكانيكية
المرجع:

Thèse présentée en vue de l'obtention
Du diplôme de
Doctorat en sciences : Génie Mécanique

Option : Génie Mécanique

**Analyse structurelle et conceptuelle des facteurs
d'optimisation des performances des isolateurs plans
munis d'ailettes pour des applications diverses en
fonction des contextes géographiques et climatiques**

Présentée par :

MANAA SAADEDDINE

Soutenue publiquement le 15 / 03 / 2017

Devant le jury composé de :

Dr. LABED Adnane
Pr. MOUMMI Noureddine
Pr. BENATIALLAH Ali
Pr. BENHAOUA Boubaker

MCA
Professeur
Professeur
Professeur

Président
Rapporteur
Examineur
Examineur

Université de Biskra
Université de Biskra
Université d'Adrar
Université d'Eloued

Dédicaces

&

Remerciements

لك ربي يا الله....

الحمد لله الذي بعثه وجاهه وجلاله وبعونه وبهياته ونعمه اتممت اطروحتي، يا رب لك الحمد كما ينبغي لجلال وجهك ولعظيم سلطانك، اللهم اغفر لنا وارحمنا وارض عنا، وتقبل منا وأدخلنا الجنة ونجنا من النار، وأصلح لنا شأننا كله، اللهم أحسن عاقبتنا في الأمور كلها، وأجرنا من خزي الدنيا وعذاب الآخرة، اللهم يا من أظهر الجميل وستر القبيح، يا من لا يأخذ بالجريرة ولا يهتك الستر، يا عظيم العفو وحسن التجاوز. يا واسع المغفرة، يا باسط اليدين بالرحمة، يا صاحب كلّ نجوى، يا منتهى كلّ شكوى، يا كريم الضيف يا عظيم المرق يا مبتدئ النعم قبل استحقاقها، يا ربنا ويا سيدنا، ويا مولانا، اللهم إني أسألك القبات في الأمر، وأسألك عزيمة الترشد، وأسألك شكر نعمتك وحسن عبادتك، وأسألك لسانا صادقاً، وقلبا سليماً، وأعوذ بك من شر ما تعلم، وأسألك من خير ما تعلم، وأستغفرك بما تعلم، إنك أنت علام الغيوب، اللهم زدنا ولا تنقصنا، وأكرمنا ولا تهتنا، وأعطنا ولا تحرمنا، وآثرنا ولا تؤثر علينا، وأرضنا وارض عنا، اللهم أعتنا على ذكرك وشكرك وحسن عبادتك، الحمد لله رب العالمين، خلق اللوح والقلم، وخلق الخلق من عدم، ودبر الأرزاق والآجال بالمقادير وحكم، وجعل الليل بالنجوم في الظلم. الحمد لله رب العالمين، الذي علا فقهر، ومالك فقدر، وعفا فغفر، وعلم وستر، وهزم ونصر، وخلق ونشر. الحمد لله رب العالمين، صاحب العظمة والكبرياء، يعلم ما في البطن والأحشاء، فترق بين العروق والأمعاء، أجرى فيها الطعام والماء، فسبحانك يا رب الأرض والسماء. الحمد لله رب العالمين، يُحب من دعاه خفياً، ويُجيب من ناداه نجياً، ويزيد من كان منه حياً، ويكرم من كان له وقتاً، ويهدي من كان صادق الوعد رضىً. الحمد لله رب العالمين، الذي أحصى كل شيء عدداً، وجعل لكل شيء أمداً، ولا يُشرك في حكمه أحداً. الحمد لله رب العالمين، الذي جعل لكل شيء قدراً، وجعل لكل قدر أجلاً، وجعل لكل أجل كتاباً. الحمد لله رب العالمين، حمداً لشكركه أداءً ولحقه قضاءً، ولحبه رجاءً وفضله نداءً ولثوابه عطاءً. الحمد لله رب العالمين، الذي سبحت له الشمس والنجوم والشهاب، وناجاه الشجر والوحش والآواب، والطير في أوكارها كلُّ له أبواب، فسبحانك يا من إليه المرجع والمآب. سبحانك يا رب لا يُقال لغيرك سبحان، وأنت عظيم البرهان، شديد السلطان، لا يُعجزك إنس ولا جان. سبحانك يا رب، اسمك خير اسم، وذكرك شفاء للسقم، حُبك راحة للروح والجسم، فضلك لا يحصى بعد أو علم. سبحان الله وبجمده سبحان الله العظيم. سبحان الله والحمد لله، ولا إله إلا الله، والله أكبر، والله أكبر ولا حول ولا قوة إلا بالله العلي العظيم. اللهم صلّ على نبينا محمد، صاحب الكتاب الأبقى، والقلب الأتقى، والثوب الأتقى، خير من هلال ولبي، وأفضل من طاف وسعى، وأعظم من سبّح ربه الأعلى. اللهم صلّ على نبينا محمد جاع فصبر، وربط على بطنه الحجر، ثم أعطني فشكر، وجاهد وانتصر. اللهم صلّ على نبينا محمد، كان القرآن العظيم حُجته، والصلاة راحته، والصيام بهجته، والصيام سعادته، والصدق حرفته، والأمانة سرته، والخلق العظيم سيرته. اللهم صلّ على نبينا محمد، فاضت من الذكر دمع عينيه، وفاح عطر التسبيح من شفقيه، وسبّح ربه حتى ورم الحصير قدميه، وشمع تسبيح الحصى بين كفيه. اللهم صلّ على نبينا محمد الذي سلم عليه الحجر، وحنّ إليه الشجر، وانشق له القمر. اللهم إنا نحمدك ونستعينك ونستهديك ونستغفرك ونتوب إليك، وثني عليك الخير كله، نشكرك ولا نكفرك، ونخلع وترك من يهجرك، اللهم إنا نعبدك ونصلّي ونسجد، وإليك نسعى ونحمد، نرجو رحمتك ونخشى عتابك، اللهم لك الحمد كله، ولك الشكر كله، وإليك يرجع الأمر كله علايته وسره، فأهل أنت أن تحمد، وأهل أنت أن تعبد، وأنت على كل شيء قدير، اللهم لك الحمد والشكر حتى ترضى، ولك الحمد والشكر إذا رضيت، ولك الحمد والشكر بعد الرضى لك الحمد والشكر كاللذين قالوا خيراً مما تقول، ولك الحمد والشكر كأني تقول، ولك الحمد والشكر على كل حال، اللهم لك الحمد والشكر، أنت نور السماوات والأرض، وأنت بكل شيء عليم، اللهم تقبل مني انا عبدك عملي هذا وجازيني عنه خير جزاء، اللهم بارك لي في عملي هذا واجعل اللهم منه عوناً ومرجعاً لمن هم من بعدي وبارك لي فيه وتقبله صدقة جارية، اللهم أجزني عني أستاذي وأخي والمشرف عن أطروحتي مومي نور الدين خير جزاء فقد كان لي عوناً وسندا أكثر مما كنت لنفسي.....

الى ابي وامي

الى من بالحب غمروني وبجميل السجايا ادبوني

ابي وامي

يا من حبهما يجري في عروق دمي طوال السنين

يا من كانت ابتسامتي تزيل شقاءهما وسعادتي ترسم الابتسامة على شفاههما

يا من احببتهم حتى سار حبهم في الوجدان

يا من امرني ربي بطاعتها والاحسان لهما طول الزمان

أحبكما حتى النخاع ابي وامي

معذرة.... فقد عجزت عن وصف حبي لكما

حروف العشق عجزت عن نظم اجمل القصائد والالخان في وصفكما

اتما قلبي اتما فرحي وحزني اتما دنيتي اتما.....كوني

اتما سر السعادة لقلبي

ابي وامي أقبل التراب الذي تمشيان عليه

حفظكما الله وابقاكما لناظري طول الزمان

الى اخواتي البنات

الى مباركة

الى يسمينة

الى هانية

زوجتي الغالية و ابنائي الاعزاء

يامن تحملتني في وقت غضبي وسروري ... فقري وغناي ... مرضي وعافيتي حضوري

وغياي

يا من سعيتي لإسعادي رغم خشوتتي وعنادي

يامن أصبح للسعادة بسببك في حياتي لها معنى

يا من سعيتي لإرضائي و نلت رضائي

يامن وهبني الله لتكون لي أهلا و صاحبة في غربتي و زوجة و ام ابنائي في سكني

يامن ستكون ياذن الله تعالى سيدة حورياتي في الجنة (اللهم اني اسألك الفردوس الأعلى

وما يقرب اليها من قول أو عمل لي ولزوجتي ولجميع المسلمين)

لو ان الانسان يهدى قيمته لأهديتك الدنيا وما فيها ولكن عذرا ايها الغالية

فهديتي متواضعة ولكنها تحمل اسمي معاني الحب و الاحترام و العرفان... فلكي

أطروحتي.....فقبلها مني ما بقيت حيا من الزمان.....

ابنتي الغالية.... لجين آمنة...

محمد علي ابني الغالي....

امير طه قره عيني....

وسيم عبدالحميد يا من ادخلت السرور في قلبي.....

اتم نور عيني و سر فرحتي...

اتم اغلى من حياتي....

حفظكم الله و انا و دريكم

زوجتي و ابنائي بكل بساطة اقول لكم احبكم

حفظكم الله و ابقاكم لناظري طول الزمان

Remerciements

*En premier lieu, Je tiens tout d'abord à remercier mon directeur de thèse,
Monsieur le professeur **MOUMMI Noureddine**,
Pour la confiance que vous m'avez accordée en acceptant d'encadrer ce travail
doctoral,
Pour vos multiples conseils et pour toutes les heures que vous avez consacrés à
diriger cette recherche.*

*J'aimerais également vous dire à quel point j'ai apprécié votre grande
disponibilité et votre respect sans faille des délais serrés de relecture des
documents que je vous ai adressés. Enfin, j'ai été extrêmement sensible à vos
qualités humaines d'écoute et de compréhension tout au long de ce travail
doctoral,*

*Ce travail est pour moi l'occasion de vous témoigner ma profonde gratitude,
merci.*

*Que mes vifs remerciements aillent à Mr **LABED Adnan** ; Docteur MCA à l'université de Biskra, qui me fait
l'honneur de présider ce travail,*

*À Monsieur **BENATIALLAH Ali** ; Professeur à l'université d'Adrar, à **BENHAOUA Boubaker** ; Professeur à
l'université d'Eloued, pour avoir accepté d'examiner cette thèse.*

*Un très grand merci à M. **BOUZIANE Mohamed Toufik**; Professeur à l'université de Biskra, M. **TOUBA Mostapha** ;
Docteur MCA à l'université de Biskra ; M. **Djemai Hocine** ; enseignant MAA à l'université de Biskra, merci d'être
mes amis et frères et toujours près de moi et pour moi.*

J'exprime ma gratitude à tous mes amis et chercheurs qui m'ont aidé de manière bénévole.

يمثل هذا العمل البحثي مساهمة في الدراسة النظرية والتجريبية لسلسلة طاقة مكونة من ملتقط شمسي حراري ومجفف. تعمل هذه السلسلة وفق نظام الحمل الحراري القسري وذلك بهدف تجفيف الطماطم المنتجة في منطقة أدرار. من خلال هذه الدراسة استطعنا تحديد الفعالية الحرارية الحظية للنظام المُصمَّم. وتبين أن فعالية هذا النظام مرتبطة بصورة مباشرة بالعوامل المتعلقة بالمناخ الخارجي وجد حساسة لأي تغير مناخي عند مقارنة النتائج التجريبية المتحصل عليها من خلال النماذج الموجودة حيث نجدها متقاربة ومقبولة ومقنعة كما قمنا تجريبيا بتحديد التغير في حركية التجفيف الشمسي لشرائح الطماطم وذلك بدلالة مجموعة من المتغيرات متعلقة بالهواء الساخن وكمية المنتج المراد تجفيفها وسمك القطع، و تحديد تطور حركية تجفيف شرائح الطماطم من نوع المستطيلة من أجل التمكن من وضع أفضل ظروف التجفيف. ان دراسة حركية التجفيف الشمسي للمنتجات الفلاحية الغذائية مثل الطماطم من النوع المستطيل وفقا للظروف والمعطيات التي ذكرناها في هذا العمل، تسمح لنا بالقول ان التجفيف الشمسي مجدي وجد فعال.

الكلمات المفتاح: الطاقة الشمسية، لاقط، حواجز، تجفيف، طماطم، الحمل الحراري، حركية، فعالية.

Résumé

Le présent travail est une contribution à l'étude théorique et expérimentale d'une chaîne énergétique capteur solaire-séchoir fonctionnant en convection forcée pour des applications du séchage de la tomate produite dans la région d'Adrar. A travers cette étude nous avons déterminé les performances thermiques instantanées du système conçu. Il s'avère que l'efficacité de cet élément est très sensible aux variations des paramètres climatiques. Les résultats expérimentaux obtenus comparés à ceux issus des modèles existants s'avèrent concluants. Nous avons également déterminé expérimentalement en fonction de plusieurs paramètres de fonctionnement, aérothermiques de l'air et de la quantité du produit à sécher, l'évolution de la cinétique de séchage des lamelles de tomate de type allongé dans le but d'établir les meilleures conditions. L'étude de la cinétique du séchage d'un tel produit à travers les paramètres considérés dans cette étude nous laisse penser que la possibilité d'un séchage solaire est faisable.

Mots clés : Solaire, capteur, chicanes, séchage, tomate, convection, cinétique, performances.

Summary

This work is a contribution to the theoretical and experimental study of a solar-energy chain dryer collector operating in forced convection for applications of drying tomatoes produced in the region of Adrar. Through this study we determined the instantaneous thermal performance of the designed system. It turns out that the effectiveness of this element is very sensitive to changes in climate parameters. Experimental results compared with those from existing models are conclusive. We also experimentally determined based on several operating parameters (air-heating of air and the amount of product to be dried), changes in the kinetics of drying of tomato type lamellae elongated in order to establish the best conditions.

The study of the kinetics of drying such a product through the parameters considered in this study suggests to us that the possibility of a solar drying is feasible.

Keywords: *solar, collector, baffles, drying, tomato, convection, kinetic performances.*

NOMENCLATURE

A_c : Surface de captation de l'insolateur	[m ²]
A_f : Section de passage du fluide dans le capteur	[m ²]
a : Hauteur de la chicane	[m]
α : Angle azimutal du soleil.	
a_w : Activité de l'eau	
c : Epaisseur de la plaque dont sont façonnées les chicanes	[m]
C : Fraction massique de la vapeur d'eau présente dans les pores	
C_{p_f} : Capacité calorifique du fluide à pression constante	[J/(kg.K)]
$C_{p_{ab}}$: Capacité calorifique de l'absorbeur à pression constante	[J/(kg.K)]
C_{p_v} : Capacité calorifique de la vitre à pression constante	[J/(kg.K)]
D_H : Diamètre hydraulique ou dimension caractéristique de l'écoulement.	
e : Epaisseur de la couche d'air en circulation autour de l'absorbeur	[m]
e_1 : Epaisseur de la couche du fluide caloporteur en présence des chicanes	[m]
e_f : Epaisseur de la couche du fluide caloporteur en l'absence des chicanes	[m]
e_v : Epaisseur de la vitre	[m]
e_b : Epaisseur de la plaque isolantes arrière en bois	[m]
e_{pal} : Epaisseur de la plaque métallique isolantes interne	[m]
e_{pol} : Epaisseur de la plaque (couche) du polystyrène	[m]
F' : Coefficient d'efficacité local de transfert air-absorbeur.	
F_R : Coefficient globale de transfert air-absorbeur.	
G : Débit massique par unité de surface de captation	[kg/(s.m ²)]
h : Angle zénithal ou hauteur du soleil.	
$H_{v,ab-f}$: Coefficient de transfert convectif entre l'absorbeur et le fluide	[W/(m ² .K)]
$h_{v,pal-f}$: Coefficient de transfert convectif entre la plaque métallique isolante interne et le fluide caloporteur	[W/(m ² .K)]
$h_{v,v-f}$: Coefficient de transfert convectif entre la vitre et le fluide caloporteur	[W/(m ² .K)]
$h_{v,v}$: Coefficient de transfert convectif entre la vitre et l'ambiance dû au vent	[W/(m ² .K)]
$h_{v,nat}$: Coefficient de transfert dû à la convection naturelle d'air immobile	[W/(m ² .K)]
h_d : Coefficient de transfert par conduction de l'isolation arrière	[W/(m ² .K)]
h_r : Coefficient de transfert radiatif entre éléments réciproques	[W/(m ² .K)]
$h_{r,ab-pal}$: Coefficient de transfert radiatif entre l'absorbeur et la plaque métallique isolante interne	[W/(m ² .K)]
$h_{r,ab-v}$: Coefficient de transfert radiatif entre l'absorbeur et la vitre	[W/(m ² .K)]
$h_{r,v-c}$: Coefficient de transfert radiatif entre la vitre et le ciel	[W/(m ² .K)]
$h_{r,v-s}$: Coefficient de transfert radiatif entre le sol et la vitre	[W/(m ² .K)]
I_o : Constante solaire	[W/m ²]
I_{oc} : Constante solaire selon une formulation simple	[W/m ²]
I_{op} : Constante solaire selon une formulation plus précise	[W/m ²]
I_{diff} : Rayonnement diffus reçu au sol	[W/m ²]
I_{dir} : Rayonnement direct reçu au sol	[W/m ²]
I_g : Puissance du rayonnement reçue par une surface au sol	[W/m ²]
J : Facteur de Colburn.	
K_f : Coefficient de conductivité thermique du fluide	[W/(m.K)]
K_b : Coefficient de conductivité thermique du bois	[W/(m.K)]
K_{pl} : Coefficient de conductivité thermique du matériau de la plaque isolante	[W/(m.K)]
K_{pol} : Coefficient de conductivité thermique du polystyrène	[W/(m.K)]
L : Longueur du capteur plan à air	[m]
l : Largeur du capteur plans à air	[m]
\dot{m} : Débit massique du fluide caloporteur	[kg/s]
N : Nombre de vitrage.	
P : Périmètre de la section de passage du fluide caloporteur	[m]

p	: Pression	[N/m ²]
Q_P	: Pertes totales de puissance au niveau du capteur	[W]
$Q_{p.av}$: Pertes de puissance à l'avant du capteur	[W]
$Q_{p.ar}$: Pertes de puissance à l'arrière du capteur	[W]
Q_U	: Puissance utile extraite de l'insolateur	[W]
S	: Section de passage du fluide caloporteur	[m ²]
S_{ail}, A_{ail}	: Surface l'ailette	[m ²]
T	: Temps	[h :mn :s]
T	: Vecteur des températures dans le chapitre IV	[°C] ou [K]
T_{amb}	: Température de l'air ambiant	[°C] ou [K]
T_c	: Température équivalente du ciel	[°C] ou [K]
T_f	: Température du fluide caloporteur	[°C] ou [K]
T_{fe}	: Température du fluide caloporteur à l'entrée du capteur	[°C] ou [K]
T_{fs}	: Température du fluide caloporteur à sa sortie du capteur	[°C] ou [K]
T_{pal}	: Température de la plaque métallique isolante	[°C] ou [K]
T_{ab}	: Température de l'absorbeur	[°C] ou [K]
T_v	: Température de la vitre ou de la couverture transparente	[°C] ou [K]
t	: Temps	[s] ou [heure]
tsv	: Temps solaire vrai ou local	[s] ou [heure]
U_{av}	: Coefficient des pertes thermique à l'avant de l'absorbeur	[W/(m ² .K)]
$U_{av.1}$: Coefficient des pertes thermique de la vitre	[W/(m ² .K)]
U_{ar}	: Coefficient des pertes thermique à l'arrière de l'absorbeur	[W/(m ² .K)]
U_L	: Coefficient des pertes thermiques globales entre l'insolateur et l'ambiance	[W/(m ² .K)]
V_f	: Vitesse du fluide caloporteur à l'intérieur du capteur	[m/s]
V_v	: Vitesse du vent	[m/s]
W	: Teneur en eau du produit en base sèche	

Nombres adimensionnels :

Gz	: Nombre de Graetz.
Nu	: Nombre de Nusselt.
Pr	: Nombre de Prandtl.
Ra	: Nombre de Rayleigh.
Re	: Nombre de Reynolds.

Lettres grecques :

α_{ab}	: Coefficient d'absorptivité de l'absorbeur.	
α_v	: Coefficient d'absorptivité de la vitre.	
β	: Angle d'inclinaison du capteur par rapport au sol en unité d'angle.	
ϵ_b	: Emissivité totale normale du bois	
ϵ_{ab-pal}	: Emissivité totale normale de l'absorbeur coté plaque métallique isolante.	
ϵ_{ab-v}	: Emissivité totale normale de l'absorbeur coté mat tourné vers la vitre.	
ϵ_{pal-ab}	: Emissivité totale normale de la plaque métallique isolante interne coté absorbeur.	
ϵ_v	: Emissivité totale normale de la vitre.	
ϵ_{is_s}	: Emissivité totale normale de la plaque isolante à l'arrière du capteur (en bois rouge BH).	
χ	: Facteur multiplicateur du coefficient de transfert par convection h_{cp_f} ; relatif au capteur avec Chicanes.	
δ	: Angle de déclinaison du soleil	
ϕ	: Angle de la latitude du site	
ρ_b	: Masse volumique du bois rouge BH	[kg/m ³]

ρ_v : Masse volumique de la vitre	[kg/m ³]
ρ_{ab} : Masse volumique du matériau de l'absorbeur	[kg/m ³]
μ_f : Viscosité dynamique du fluide caloporteur	[kg/(m.s)]
ν_f : Viscosité cinématique du fluide caloporteur	[m ² /s]
η_o, η, η_{th} : Rendement thermique du capteur	
η_{ab} : Rendement thermique de l'absorbeur	
τ_v : Transmittivité du vitrage	
$\sigma = 5,67.10^{-8}$, Constante de Stephan-Boltzman	
ω : Angle horaire du soleil	[rd/s] ou [d°/heure]

TABLE DES MATIERES

Nomenclature

Sommaire

Index des Tableaux

Index des Figures

Introduction Générale.....1

CHAPITRE I : Etat de l'art

Introduction4

I.1. Objectifs du programme des énergies renouvelables en Algérie (2015-2030) : Portail algérien des énergies renouvelables, Newsletter des ER, 24 février 2015.....4

I.2. Etudes effectuées sur les capteurs solaires.7

I.3. Travaux réalisées sur le séchage solaire..... 16

CHAPITRE II: La chaîne énergétique de séchage solaire

Partie A : Généralités et principes de fonctionnement des CS solaires

Introduction31

II.A.1. Les capteurs solaires31

II.A.1. Structure et principe de conception d'un capteur solaire plan à air.....33

II.A.2.1 L'absorbeur34

II.A.2.2. Les différents revêtements possibles35

II.A.2.3. Le fluide caloporteur36

II.A.2.4. La couverture transparente37

II.A.2.5. L'isolation thermique38

II.A.3. Principe des échanges et fonctionnement d'un capteur solaire plan à air.....38

II.A.4. Bilan thermique et calcul du rendement de l'insolateur39

Partie B : Généralités et principes du séchage solaire

II.B. 1. Introduction45

II.B.2. Définition45

II.B.3. Théories descriptives du phénomène de séchage46

II.B.3.1. Théorie diffusionnelle (Modèle de Sherwood)46

II.B.3.2. La théorie capillaire (1937)47

II.B.3.3. La théorie de Krischer –Berger et Pei (1938).....47

II.B.3.4. La théorie de Luikov (1934).....47

II.B.3.5. La théorie de Whitaker47

II.B.3.6. Théorie de Philip et De Vries48

II.B .4. Terminologie de séchage.....48

II.B .4.1 Humidité.....48

II.B .4.2Taux d'humidité.....48

II.B .4.3 États de siccité.....48

II.B.4.4 Taux d'humidité à l'équilibre.....48

II.B.5 Corps hygroscopique48

II.B .6. Energie de liaison – chaleur de vaporisation49

II.B.7. Modes de séchage49

II.B.7.1. Séchage par ébullition50

II.B.7.2. Séchage par entraînement50

II.B.7.3. Séchage par conduction	50
II.B.7.4. Séchage par convection	50
II.B.7.5. Séchage par rayonnement	51
II.B.8. Transferts de matière	52
II.B.9. Transferts d'eau en séchage	52
II.B.10. Description physique du séchage	53
II.B.11. Les séchoirs solaires.....	56
II.B.12. Mode de répartition des produits à séchés	56
II.B.13. Les différents types des séchoirs	56
II.B.13.1. Les séchoirs naturels	56
II.B.13.2. Les séchoirs solaires directs	57
II.B.13.3. Les séchoirs solaires indirects (le séchoir armoire)	58
II.B.13.4. Les séchoirs mixtes	59
II.B.13.5. Les séchoirs solaires tunnels	60
II.B.13.6. Les séchoirs hybrides	60
II.B.14. Les avantages et inconvénient de séchage	60
II.B.15. Différents modelés des séchoirs réalisés et testés.....	61
II.B.15.1 Séchoirs à effet direct	61
II.B.15.2. Séchoirs à effet indirect	64
II.B.16. Les modèles de séchage	66
II.B.17. Le concept de la courbe caractéristique de séchage	69
CHAPITRE III : Modélisation des Insolateurs Plans à Air	
Introduction	71
III.1. Système énergétique étudié	71
III.2. Rappel des différents modes de transferts thermique à étudier.....	73
III.2.1. La conduction	73
III.2.2. La convection	73
III.3. Modélisation de l'insolateur.....	73
III.3. 1. Méthode par tranches (Méthode pas à pas).....	74
III.3.2. Méthode globale	80
III.4. Modélisation des coefficients d'échange thermique.....	82
III.4.1. Transfert conductif.....	83
III.4.2. Transfert radiatif	83
III.4.2.a. Transfert radiatif entre la vitre et la voûte céleste.....	83
III.4.2.b. Transfert radiatif entre la vitre et l'absorbeur.....	84
III.4.2.c. Transfert radiatif entre l'absorbeur et la plaque d'aluminium placée sur l'isolant.....	84
III.4.3. Transfert convectif	84
III.4.3.a. Transfert convectif dû au vent.....	84
III.4.3.b. Transferts convectifs dans le capteur.....	84
III.5. Puissance absorbée «Pab»	86
III.6. Calcul des coefficients des pertes	87
III.6.1. Calcul de coefficient des pertes à l'avant U_{av}	87
III.6.2. Calcul de coefficient des pertes arrière U_{ar}	89
III.6.3. Calcul du coefficient de pertes thermiques global UL.....	90
III.7. Algorithme de calcul des performances du capteur solaire plan	90

III.7. 1.Introduction des données.....	90
III.7. 2.Initialisation des températures moyennes.....	90
III.7. 3. Calcul du coefficient de transfert convectif $h_{v,v}$ dû au vent,	90
III.7. 4. Calcul du coefficient de transfert convectif $h_{v,ab.f}$	91
III.7. 5. Calcul du coefficient de pertes par conduction-convection naturelle h_{vnat}	91
III.7. 6.Calcul des coefficients de transfert radiatif	91
III.7.7.Calcul des pertes U_{av}	91
III.7.8.Calcul des pertes U_{ar} de la face inférieure de l'insolateur.....	91
III.7.9.Calcul du coefficient UL	91
III.7.10.Calcul du coefficient d'efficacité F' tenant compte des échanges radiatifs	92
III.7.11.Calcul du coefficient de conductance FR	92
III.7.12.Calcul de la puissance utile Q_u fournie par l'insolateur.....	92
III.7.13.Recalcule de la température moyenne du fluide T_f	92
III.7.14.Calcul de la température moyenne de la plaque d'aluminium T_{pal} ,	92
III.7.15.Recalcule de la température moyenne de l'absorbeur T_{ab} ,	93
III.7.16.Calcul de la température moyenne de la vitre T_v ,	93
III.7.17.Comparer, la valeur initiale de T_{ab} et celle calculée.	93
III.7.18.Calcul de la température du fluide à la sortie du capteur	94
III.7.19. Calcul de le rendement thermique de l'insolateur η	94
III.8. Principe de simulation.....	94
CHAPITRE IV : Dispositif expérimental et mode opératoire	
IV.1. Présentation du dispositif expérimental	97
IV.2. Fonctionnement du capteur	98
IV.3. Conditions opératoires et caractéristiques techniques des composants de la chaîne énergétique de séchage solaire	99
IV.3.1. Données géographiques et météorologiques	99
IV.3.2. Caractéristiques du capteur	99
IV.4. Les Mesures effectués.....	103
IV.5. Fonctionnement du système.....	105
IV.6. Produit à sécher	105
IV.6.1. variétés de tomates.....	106
IV.6.2. Composition nutritionnelle de la Tomate allongée	106
IV.7. Traitement du produit à sécher.....	107
IV.8. Mise en place du produit à sécher	108
IV.9. Variation des conditions climatiques durant les journées de séchage.....	111
IV.10. Comportement de la tomate vis-à-vis de la température.....	112
IV.11. Comparaison des temps et conditions de séchage vis-à-vis le type de séchoir utilisé.....	113
CHAPITRE V : Résultats et interprétation	
<i>Partie I : C.S.P. à air</i>	
V.A. 1. Introduction	115
V.A. 2. Evaluation et calculs des performances du capteur solaire.....	115
V.A.3. Détermination expérimentale et calcul du rendement thermique du capteur solaire.....	116
V.A.4. Détermination expérimentale et calcul du rayonnement solaire incident.....	116
V.A.4.1. Calcul du rayonnement solaire reçu	116

V.A.4.2 . Variation de la température ambiante et celle du ciel	117
V.A.5. Variation de la température des différentes parties du capteur	118
V.A.6 .Variation de la puissance utile et la puissance absorbée	119
V.A.7 .Variation de la température de l'absorbeur en fonction de la puissance absorbée.	120
V.A.8 .Evolution de la puissance utile (qu) et les puissances absorbées en fonction de la température de l'absorbeur (T_{ab})	120
V.A.9 .Variation de la température théorique et expérimentale du fluide caloporteur en fonction de la température de l'absorbeur.....	121
V.A.10 .Rendement thermique de l'insolateur et effet des ailettes.....	121
V.A.11 .Influence de l'épaisseur de la vitre sur le rendement instantané	123
V.A.12 .Influence de la température ambiante sur le rendement.....	124
V.A.13 .Influence du rayonnement solaire incident	125
V.A.14 .Influence de la vitesse du vent	126
V.A.15 .Influence de la nature du matériau de l'absorbeur sur le rendement.....	126
V.A.16 .Influence de la sélectivité	127
V.A.17 .Influence de la température moyenne de l'absorbeur	128
V.A.18 .Influence de l'écart de température entre l'absorbeur et le vitrage sur le rendement.....	128
V.A.19 .Influence du débit d'air sur le rendement.....	129
V.A.20 .L'effet de la température d'entrée du fluide caloporteur	129

Partie II. Séchage solaire de tomate

V.B.1 .Introduction	130
V.B.2 .Conditions opératoires.....	130
V.B.2.1 .Température ambiante.....	130
V.B.2.2 .L'humidité relative.....	131
V.B.2.3 .Variation de la température d'air dans la chambre de séchage.....	132
V.B.3 .Détermination expérimentale de la cinétique du séchage.....	134
V.B.3.1 .Influence de la position du produit dans la chambre de séchage sur la durée de séchage (capteur avec chicanes).....	134
V.B.3.2 .Influence de l'épaisseur des échantillons du produit sur la durée de séchage (capteur avec chicanes)	142
V.B.3.3 .Influence de la taille du produit sur la qualité finale du produit séché (capteur avec chicanes)	144
V.B.3.4 .Influence de la position du produit dans la chambre de séchage sur la durée de séchage (capteur sans chicanes).....	145
V.B.3.5 .Influence de la taille du produit sur la qualité du produit séché (capteur sans chicanes).....	151
V.B.3.6 : Influence des chicanes sur la cinétique de séchage.....	152
V.B.4 .Conclusion	154
Conclusion générale.....	155
Références bibliographique.....	158
Annexes	166

**INDEX DES
TABLEAUX ET
INDEX DES
FIGURES**

CHAPITRE I : Etat de l'art

Tableau I.1. Répartition du programme algérien des énergies renouvelables par filière technologique.	5
Tableau I.2. Le programme de développement des énergies renouvelables en Algérie.	6
Tableau I.3 : Taux d'extraction spécifique d'humidité du système pour le séchage de 20 kg de pois à différents débit d'air	27

CHAPITRE II : La chaîne énergétique de séchage solaire

Tableau II.1 : Avantages et inconvénients des absorbeurs en plastique	34
Tableau II.2 : Différents traitements de surface	36
Tableau II.3 : Coefficient d'absorption α et le coefficient d'émission ε pour les supports les plus utilisés comme absorbeur	36
Tableau II.4 : Transmissivité de divers types de couvertures	38
Tableau II.5 : Avantages et inconvénient de type de séchage	61
Tableau II.6 : Caractéristiques techniques du séchoir Tunnel INNOTECH Ingénieurs gesellschaft	63

CHAPITRE III : Dispositif expérimental et mode opératoire

Tableau III.1 : Caractéristiques des composants du capteur solaire	101
Tableau III.2 : Caractéristiques des composants de la chambre de séchage	102
Tableau III.3 : Caractéristiques de la station météo	104
Tableau III. 4 : Principaux composants de la tomate de variété allongée	106
Tableau III.5 : Principaux vitamines dans la tomate de variété allongée	107
Tableau III.6 : Principaux minéraux dans la tomate de variété allongée	107
Tableau III.7 : Principaux polyphénols dans la tomate de variété allongée	107
Tableau III.8 .a: Les données climatiques du 01/08/2016	110
Tableau III.8 .b: Les données climatiques du 03/08/2016	110
Tableau III.8 .c: Les données climatiques du 07/08/2016	111
Tableau III.9 : Fourchettes de températures optimales pour la croissance des agents responsables des maladies bactériennes du fruit de tomate	113

CHAPITRE I : Etat de l'art

Figure I.1 : Phases du programme algérien des énergies renouvelables	5
Figure I.2 : Objectifs du programme algérien des énergies renouvelables.	5
Figure I.3: Programme algérien des énergies renouvelables 2015-2030	6
Figure I.4 : Plaques rectangulaires minces orientées parallèlement à l'écoulement et soudées à la face inférieure de l'absorbeur	7
Figure I.5 : Schéma représentatif des obstacles rectangulaires perpendiculaires à l'écoulement	8
Figure I.6 : Une coupe transversale d'un nouveau capteur solaire intégré au toit	8
Figure I.7 : Schéma de l'installation expérimentale pour la mesure graphique	9
Figure I.8 : Schéma du système	10
Figure I.9 : Conception des capteurs à aérogel de silice	10
Figure I.10 : Schéma d'un capteur solaire thermique à double passe avec des milieux poreux dans le deuxième canal	11
Figure I.11 : Schéma du capteur solaire testé [12]	12
Figure I.12 : Schéma du capteur solaire testé [14]	13
Figure I.13 : Schéma du capteur solaire testé [15]	14
Figure I.14 : Sections et photo du dispositif expérimental	15
Figure I.15 : Schéma des plaques d'absorption testées [36-37]	15
Figure I.16 : Variation de l'efficacité du capteur en fonction du temps pour différents types de plaques absorbantes [36-37]	16
Figure I.17 : Séchoir solaire étudié [19]	17
Figure I.18 : Evolution de température de l'air dans les tranches du séchoir [19]	17
Figure I.19 : Evolution de l'humidité de l'air à la sortie des tranches du séchoir [19]	17
Figure I.20.a : séchoir (a) direct	17
Figure I.20.b : séchoir indirect	17
Figure I.21 : Evolution théorique et expérimentale du rayonnement solaire (flux global et diffus)	18
Figure I.22 : Températures expérimentales dans le capteur à air (séchoir indirect).	18
Figure I.23 : Variation de l'humidité relative et vitesse de séchage de la menthe	18
Figure I.24 : Variation de l'humidité et vitesse de séchage du raisin.	18
Figure I.25 : Variation de l'humidité et vitesse de séchage de la banane	18
Figure I.26 : séchoir solaire direct à convection naturelle	19
Figure I.27 : Températures ambiante et celle dans le séchoir pendant le séchage	20
Figure I.28 : Schéma d'un séchoir solaire à convection naturelle utilisé [22]	20
Figure I.29 : Evolution de la porosité en fonction de la teneur en eau en base sèche	21
Figure I.30 : Evolution de la conductivité thermique en fonction de la teneur en eau	21
Figure I.31 : Evolution de la masse volumique en fonction de la teneur en eau	21
Figure I.32 : Evolution de la chaleur spécifique en fonction de la teneur en eau	21
Figure I.33 : Evolution de la température de l'air de séchage à différents niveaux du lit de cacao en fonction du temps	22
Figure I.34 : Distribution de l'humidité du produit	22
Figure I.35 : influence de la vitesse de l'air sur la vitesse de séchage	23
Figure I.36 : influence de la température d'entrée de l'air sur la vitesse de séchage	23
Figure I.37: Schéma d'un séchoir solaire avec stockage thermique	24
Figure I.38 : Schéma du séchoir solaire étudié [28]	24

Figure I.39 : Influence de la température de l'air sur la cinétique de séchage	25
Figure I.40 : Influence de la vitesse de l'air sur la cinétique de séchage	25
Figure I.41 : Comparaison entre la teneur en eau calculée et mesurée	25
Figure I.42 : Comparaison entre la teneur en eau calculée et mesurée	26
Figure I.43: Influence d'utilisation d'un appoint de chauffage sur l'humidité de produit	26
Figure I.44: Variation de l'efficacité thermique avec le temps de séchage	27
Figure I.45: Courbes de séchage des abricots	28
Figure I.46: Courbes de séchage (raisin, pêche, figue et prune)	28
Figure I.47 : La cinétique du séchage solaire d'une couche des abricots aux différents débits d'air	28
Figure I.48 : variation de taux d'humidité des abricots en fonction du temps	28
Figure I.49 : Variation de taux d'humidité en fonction de temps pour les tranches de pomme de terre à 60 °C	29
Figure I.50 : Variation de taux d'humidité en fonction de temps pour les tranches de pomme de terre à 70 °C	29
Figure I.51 : Variation de taux d'humidité en fonction de temps pour les tranches de pomme de terre à 80 °C	30
 CHAPITRE II : La chaîne énergétique de séchage solaire	
Figure II.1 : Schéma d'un capteur plan vitré à simple vitrage	31
Figure II.2 : Schéma d'un capteur tubulaire sous vide	32
Figure II.3 : Moquette solaire caoutchouc	32
Figure II.4 : Toiture solaire sans vitrage en acier inoxydable	32
Figure II.5 : Différents types d'absorbeurs poreux	33
Figure II.6 : Différentes formes d'absorbeurs	33
Figure II.7 : Composants d'un capteur solaire plan	34
Figure II.8 : Peinture noire sur absorbeur	35
Figure II.9 : Principe de fonctionnement du capteur solaire plan à air	39
Figure II.10 : Présentation schématique des transferts thermiques entre les éléments du capteur plan	43
Figure II.11 : Courbes de rendement tracées pour $G = 500\text{W/m}^2$	44
Figure II.12 : Courbes de rendement tracées pour $G = 1000\text{W/m}^2$	44
Figure II. 13 : représentation schématique d'un solide humide	53
Figure II. 14 : Courbe de séchage $n_s = f(t)$	53
Figure II.15 : Courbe de séchage $dn_s/dt = f(t)$	54
Figure II. 16 : Courbe de séchage $dn_s/dt = f(n_s)$	54
Figure II.17 : Schéma du séchage solaire en plein air	58
Figure II.18 : Schéma d'un séchoir solaire direct à convection naturelle	58
Figure II.19 : Schéma d'un séchoir solaire direct à convection forcée	58
Figure II.20 : schéma d'un séchoir solaire indirect à convection naturelle [66]	59
Figure II.21 : Les trois différents premiers modes des séchoirs solaires	59
Figure II.22 : Schéma d'un séchoir solaire tunnel	60
Figure II.23 : Séchoir de Sharma mode fermé	62
Figure II.24 : Séchoir de Sharma mode ouvert	62
Figure II.25 : Séchoir solaire de Prestemon	62
Figure I.26 : Plan d'un séchoir solaire en tunnel	63
Figure II.27 : Séchoir de Twaalf Ambachten	64

Figure II.28 : Modèle du séchoir de Simpson	65
Figure II.29 : Séchoir solaire de Lumley et Choong	65
Figure II.30 : Modèle séchoir ICARO I.5	66
Figure II.31 : Schéma du milieu poreux et de volume élémentaire représentatif	69
CHAPITRE III : Modélisation des Insolateurs Plans à Air	
Figure III.1.a : Schéma des principaux constituants	72
Figure III.1.b : Schéma de la structure du capteur solaire plan à air	72
Figure III.1.b : Schéma de l'armoire de séchage	73
Figure III.2. Schéma électrique relatif à une section du capteur	75
Figure III.3 : Différents modes et coefficients de transfert de chaleur dans le capteur	75
Figure III.4 : Principe des échanges	77
Figure III.5 : Géométrie et disposition des chicanes rectangulaires étudiés et installés	85
Figure III.6 : Schéma des couches isolantes à l'arrière du capteur	90
Figure III.7 : Organigramme Principal du code de calcul établi sous « Scilab 5.2.2. »	96
CHAPITRE IV : Dispositif expérimental et mode opératoire	
Figure IV.1. Photo de l'installation complète	97
Figure IV.2. Photo du capteur solaire plan à air	98
Figure IV.3. Photo de l'armoire de séchage avec claies	98
Figure IV.4. Photo et dimensions du capteur solaire	100
Figure IV.5. Photo du capteur solaire – partie A	100
Figure IV.6. Photo du capteur solaire – partie B	101
Figure IV.7. Photos des chicanes utilisées	102
Figure IV.8. Dimensions des chicanes utilisées	103
Figure IV.9. Photo du canal d'écoulement et emplacement des chicanes	103
Figure IV.10: Pyrometer LP_PYRA_10S –	103
Figure IV.11 : Station météo à transmission GPRS	104
Figure IV.12 : Balance électronique	105
Figure IV.13 : Photo : Ventilateur centrifuge installé sur la cheminé de la chambre	105
Figure IV.14 : Composition moyenne pour 100 g de la tomate de la variété allongée.	106
Figure IV.15 : Nettoyage du produit	108
Figure IV.16 : Triage du produit	108
Figure IV.17 : Pesage du produit après le triage	108
Figure IV.18 : Découpage en rondelles avec les épaisseurs de 10, 15 et 20 mm	108
Figure IV.19 : Pesage du produit après le découpage en rondelles	108
Figure IV.20 : Mise sur claie des rondelles du produit à sécher	109
Figure IV.21 : Echantillon du produit de 10 mm	109
Figure IV.22 : Echantillon du produit de 15 mm	109
Figure IV.23 : Echantillon du produit de 20 mm	109
Figure IV.24 : Variation de la température ambiante de la journée du 01/08/2016	112
CHAPITRE V : Résultats et interprétation	
Figure V.1 : Variation temporelle des puissances solaires reçue et absorbées durant la journée du 01/08/2016	117
Figure V.2.a : Variation des températures de l'ambiance et du ciel en fonction TSV Journée du 01/08/2016	117
Figure V.2.b : Variation des températures de l'ambiance et du ciel en fonction TSV Journée du 03/08/2016	118

Figure V.2.c : Variation des températures de l'ambiance et du ciel en fonction TSV Journée du 07/08/2016	118
Figure V.3 : Variations des températures des composants du capteur (expérimentales et simulées)	119
Figure V.4 : Variation de la puissance utile (q_u) et absorbée (P_{ab}) en fonction du TSV	120
Figure V.5 : Variation de la température de l'absorbeur en fonction de la puissance absorbée (simulée)	120
Figure V.6 : Variation de puissance utile (q_u) avec la température de l'absorbeur (T_{ab}).	121
Figure V.7 : Variation de la température de sortie du fluide (T_{fs}) avec la température de l'absorbeur (T_{ab})	121
Figure V.8 : Variations théorique et expérimentale du rendement de l'insolateur, journée du 07/08/2016	122
Figure V.9 : Influence des ailettes sur la température de sortie de fluide caloporteur, journée du 07/08/2016	123
Figure V.10 : Variation du rendement simulé en fonction de l'épaisseur du vitrage	124
Figure V.11 : Evolution du rendement en fonction de la température ambiante	125
Figure V.12 : Evolution temporelle du rendement instantané du capteur	125
Figure V.13 : Evolution du rendement instantané du capteur en fonction de la vitesse du vent	126
Figure V.14 : Variation du rendement instantané en fonction de matière d'absorbeur	127
Figure V.15 : Variation du rendement instantané en fonction de la sélectivité	127
Figure V.16 : Influence de la température de l'absorbeur sur rendement instantané du capteur	128
Figure V.17 : Effet d'écart de température moyenne entre l'absorbeur et le vitre sur rendement instantané du capteur	128
Figure V.18 : Variation du rendement instantané en fonction du débit d'air	129
Figure V.19 : Variation du rendement instantané en fonction de la température d'entrée du fluide caloporteur	129
Figure V.20 : Variation de la température ambiante Journée du 03/08/2016	130
Figure V.21 : Variation de la température ambiante Journée du 07/08/2016	131
Figure V.22 : Variation de l'humidité relative Journée du 01/08/2016	131
Figure V.23 : Variation de l'humidité relative de la journée du 03/08/2016	132
Figure V.24 : Variation de l'humidité relative de la journée du 07/08/2016	132
Figure V.25 : Variation de la température de la chambre de séchage et de la sortie du capteur en fonction du temps, $E_p=10\text{mm}$. Journée du 01/08/2016	133
Figure V.26 : Variation de la température de la chambre de séchage et de la sortie du capteur en fonction du temps, $E_p=15\text{mm}$. Journée du 03/08/2016	133
Figure V.27 : Variation de la température de la chambre de séchage et de sortie du capteur en fonction du temps, $E_p=20\text{mm}$. Journée du 07/08/2016	133
Figure V.28 : L'évolution de la teneur eau à base sèche, $E_p=10\text{mm}$, capteur avec chicanes, journée du 01/08/2016	136
Figure V.29 : L'évolution de la teneur eau totale à base sèche, journée du 01/08/2016	136
Figure V.30. Variation de perte de masse totale, $E_p=10\text{ mm}$, capteur avec chicanes, journée du 01/08/2016	137
Figure V.31 : Evolution de la perte de masse totale, capteur avec chicanes, journée du 01/08/2016.	137

Figure V.32 : L'évolution de la teneur en eau à base sèche. $E_p=15$ mm, capteur avec chicanes, Journée du 03/08/2016	138
Figure V.33 : L'évolution de la teneur en eau à base sèche, $E_p=15$ mm, $m=3$ kg, capteur avec chicanes, journée du 03/08/2016	138
Figure V.34 : Variation de perte de masse totale, capteur avec chicanes, le 03/08/2016.	139
Figure V.35 : Evolution de la perte de masse totale. Capteur avec chicanes, le 03/08/2016	139
Figure III.36 : Evolution de la teneur eau à base sèche, capteur avec chicanes, journée du 07/08/2016.	140
Figure III.37 : L'évolution de la teneur en eau à base sèche (B.S), capteur avec chicanes, Journée du 07/08/2016	140
Figure V.38 : Variation de perte de masse totale, capteur avec chicanes, Journée du 03/08/2016)	141
Figure V.39 : Evolution de la perte de masse totale, $m=3$ kg , capteur avec chicanes, Journée du 03/08/2016)	141
Figure V.40 : Influence de l'épaisseur du produit sur le temps de séchage, claie 1, $m=0,5$ kg, capteur avec chicane.	142
Figure V.41 : Influence de l'épaisseur du produit sur le temps de séchage, $m=0,5$ kg, capteur avec chicane.	143
Figure V.42 : Influence de l'épaisseur du produit sur le temps de séchage, $m=0,5$ kg, capteur avec chicane.	143
Figure V.43 : Influence des dimensions des rondelles du produit sur la durée de séchage en fonction du temps ($m=3$ kg, capteur avec chicane).	144
Figure V.44 : Aspect final des lamelles de tomate séchées ($E_p =10$ mm, capteur avec chicanes)	145
Figure V.45 : Aspect final des lamelles de tomate séchées ($E_p =15$ mm, capteur avec chicanes)	145
Figure V.46 : Aspect final des lamelles de tomate séchées ($E_p =20$ mm, capteur avec chicanes)	145
Figure V.47 : L'évolution de la teneur en eau à base sèche, capteur sans chicanes, journée du 23/10/2016.	146
Figure V.48 : L'évolution de la teneur en eau à base sèche, $m=3$ kg, capteur sans chicanes, journée du 23/10/2016.	146
Figure V.49 : Variation de perte de masse totale, $E_p =10$ mm, capteur sans chicanes, journée du 23/10/2016.	147
Figure V.50 :Variation de perte de masse totale, $m=3$ kg, capteur avec chicanes, journée du 23/10/2016.	147
Figure V.51 :L'évolution de la teneur en eau à base sèche, capteur sans chicanes $E_p=15$ mm, journée du 24/10/2016.	148
Figure V.52 :L'évolution de la teneur en eau à base sèche, $m=3$ kg, capteur sans chicanes, journée du 24/10/2016.	148
Figure V.53 : Variation de perte de masse totale, $E_p =15$ mm, capteur sans chicanes, journée du 24/10/2016.	149
Figure V.54 : Variation de perte de masse totale, $m=3$ kg, capteur avec chicanes, journée du 24/10/2016.	149

Figure V.55 :L'évolution de la teneur en eau à base sèche, capteur sans chicanes Ep=20mm, journée du 25-26/10/2016.	150
Figure V.56 :L'évolution de la teneur en eau à base sèche, m=3kg, capteur sans chicanes, journée du 25-26/10/2016.	150
Figure V.57 : Variation de perte de masse totale, Ep =20 mm, capteur sans chicanes, journée du 25-26/10/2016.	151
Figure V.58 : Variation de perte de masse totale, m=3kg, capteur avec chicanes, journée du 25-26/10/2016.	151
Figure V.59 : Aspect final des lamelles de tomate séchées (Ep =10 mm, capteur sans chicanes) .	152
Figure V.60 : Aspect final des lamelles de tomate séchées (Ep =15 mm, capteur sans chicanes) .	152
Figure V.61 : Aspect final des lamelles de tomate séchées (Ep =20 mm, capteur sans chicanes) .	152
Figure V.62 : Variation du teneur en eau des rondelles de tomate, Ep=10mm, m=3kg	153
Figure V.63 : Variation du teneur en eau des rondelles de tomate, Ep=15mm, m=3kg	153
Figure V.64 : Variation du teneur en eau des rondelles de tomate, Ep=20mm, m=3kg	154

INTRODUCTION

GÉNÉRALE

Introduction générale

L'optimisation de l'efficacité d'un système énergétique solaire permet de déterminer les possibilités offertes à son utilisation pour substituer à un système énergétique utilisant une énergie classique. Aussi cela permet de juger que la source solaire est préférable à une autre source d'énergie pour telle ou telle application. La compréhension des mécanismes régissant les échanges thermiques permet de maîtriser tous les paramètres influant le processus de transfert de chaleur. Les applications de l'énergie thermique dépendent des performances de ces systèmes et essentiellement de la température de sortie du fluide caloporteur. Dans ce sens la première phase de ce travail a été établie. La deuxième étant l'étude en fonction des résultats issus, d'une chaîne énergétique complète comportant en plus un séchoir solaire. La chaîne énergétique expérimentée comprend un capteur solaire plan à air muni d'ailettes, relié à une armoire de séchage. La veine d'écoulement est caractérisée par l'adjonction d'une plaque d'aluminium permettant l'augmentation du rendement thermique dans les plages de débits de fonctionnement allant de 50 à 180 (kg/h). La chaîne énergétique faisant l'objet de cette étude (capteur solaire et séchoir) se présente sous de nombreuses variantes. L'idée principale de ces variantes consiste à jouer sur la géométrie de la veine d'écoulement de l'air dans le capteur solaire afin d'améliorer l'échange de chaleur entre l'air et l'absorbeur. Cette amélioration peut être réalisée essentiellement de deux façons, soit en augmentant la surface d'échange offerte au fluide caloporteur et cela consiste à ajouter des chicane sur la face inférieure de l'absorbeur, soit en provoquant la turbulence dans l'écoulement en plaçant des chicanes de formes variées dans la veine d'air mobile. Cette étude comporte deux volets, d'une part l'étude des performances du capteur plan à air et d'autre part, celle des performances énergétiques de l'unité de séchage. Nous étudions alors les paramètres intrinsèques et extrinsèques qui influent sur les performances de la chaîne énergétique de séchage, en procédant au fur et à mesure à une étude comparative entre les résultats expérimentaux et ceux calculés.

Le travail que nous présentons porte essentiellement sur une analyse structurelle et conceptuelle des facteurs d'optimisation des performances des insolateurs plans munis d'ailettes pour des applications diverses en fonction des contextes géographiques et climatiques. Ici il s'agit de l'effet de l'abjection des chicanes de forme géométrique rectangulaire sur l'efficacité d'un capteur solaire destiné au séchage d'un produit alimentaire produit localement en grande quantité et qui nécessite des conditions de stockage

particulières. A signaler que durant les quatre dernières années on a mené plusieurs expériences de séchage solaire de la tomate et du henné dans la même région. Cependant ces essais ont été réalisés dans des séchoirs appartenant à d'autres institutions et comme nous n'avons pas les caractéristiques et données exactes de ces séchoirs ainsi que la difficulté de leur apporter des modifications pour les adopter à des conditions précises nous avons reconstruit toute la chaîne composée d'un capteur solaire et d'un armoire de séchage conçue pour suivre la cinétique du séchage des lamelles de tomate avec différentes dimensions dans la zone aride d'Adrar. Le présent travail est structuré en six chapitres précédés d'une introduction générale et suivis d'une conclusion qui englobe l'essentiel des résultats obtenus.

Le premier chapitre est une synthèse bibliographique relative aux travaux effectués, en premier lieu sur l'optimisation des performances des capteurs solaires plans et surtout ceux qui s'intéressent à leurs efficacité par l'adjonction de chicanes. En effet en raison des basses caractéristiques thermo physiques de l'air utilisé comme fluide caloporteur, on introduit des chicanes dans la veine d'air active dans le but d'améliorer les échanges thermiques. Il s'agit de voir la meilleure façon d'augmenter l'échange en choisissant leurs meilleures formes et dispositions. L'analyse a permis de regrouper les performances thermiques des différentes configurations étudiées sous l'influence des paramètres caractéristiques relatifs au système. Il ressort que la présence de chicanes dans la veine dynamique conduit à des performances meilleures que pour le cas d'un capteur à canal lisse. Ceci s'explique par le fait que, l'absorbeur en tôle d'acier dans le capteur sans chicanes, s'échauffe en l'absence de chicanes et émis plus, donc il y aura plus de pertes thermiques, alors que pour l'absorbeur dans un capteur garni de chicanes, les pertes thermiques sont inférieures car une grande partie de l'énergie reçue par l'absorbeur est transférée par conduction aux chicanes qui les transfèrent au fluide caloporteur. Il est à noter également que la présence des chicanes du côté inférieure de la veine d'écoulement présente un meilleur mélange du fluide caloporteur car par comparaison à la configuration opposée, théoriquement le produit de la vitesse et de la température est supérieur. En deuxième lieu, cette synthèse est relative aux travaux effectués sur le séchage solaire de quelque produits alimentaires et agroalimentaires basée sur l'étude des paramètres de l'air asséchant et ceux de la chaîne énergétique ou du produit à sécher. Les études concernent l'armoire de séchage qui est alimentée par de l'air chauffé dans le capteur solaire plan à air muni d'ailettes placées dans la veine d'air mobile. Ainsi, la cinétique du séchage est sensible à la variation des paramètres de séchage. Des études théoriques et expérimentales sont synthétisées. Il en ressort que ce procédé est prometteur surtout pour des fruits et légumes qui connaissent souvent une surproduction confrontée à des problèmes de stockage.

Le deuxième chapitre comporte deux parties, la première étant une étude concernant la technologie de la conversion thermique de l'énergie solaire, les différents types et constituants d'un insolateurs et puis les paramètres susceptible d'influer sur le comportement énergétique de ces systèmes. Dans la deuxième partie nous présentons un aperçu général sur le séchage solaire ainsi que les différents types des séchoirs et les différents modèles qui caractérisent le processus du séchage.

Le troisième chapitre est relatif à la modélisation des phénomènes d'échange thermique dans le système de captation et de transformation du rayonnement solaire. A travers un système d'équations gouvernant ces échanges et en développement un modèle numérique par la mise en place d'un système d'équations décrivant les différents mécanismes d'échange thermique dans les différents constituants transcrit en un algorithme et code de calcul en langage de programmation sous environnement Scilab 5.2.2 ;

Le quatrième chapitre est réservé à la présentation du dispositif expérimental et le mode opératoire ; à travers une étude descriptive du protocole expérimental de la chaîne énergétique (banc d'essai, appareillage des mesures employées configurations des chicanes considérées et conditions opératoires). Le banc d'essai constitue un capteur solaire relié à une armoire de séchage mis au point exclusivement pour des mesures sur site.

Le cinquième chapitre concerne la présentation des résultats obtenus par simulation et expérimentalement. L'optimisation des performances de ces systèmes solaires est généralement basée sur l'étude des paramètres de l'air asséchant et ceux de la chaîne énergétique ou du produit à sécher. L'étude concerne l'armoire de séchage qui est alimentée par de l'air chauffé à travers le capteur solaire plan à air muni d'ailettes placées dans la veine d'air mobile. Dans ce travail, une étude comparative numérique et expérimentale en considérant les deux systèmes capteur/séchoir. Les conditions de l'air asséchant issues de différentes configurations de capteurs solaire sont donc variables. Ainsi, la cinétique du séchage est sensible à la variation des paramètres de séchage. Les expériences menées ont conduit à une bonne compréhension des phénomènes qui régissent le séchage solaire. Les résultats sont très significatifs.

Enfin, nous terminons par une conclusion qui englobe l'essentiel des principaux résultats obtenus ainsi que quelques perspectives.

L'ensemble des résultats obtenus ont fait l'objet des publications qui sont exposées en annexes.

CHAPITRE I

ETAT DE L'ART

Introduction :

Il est clair qu'avant d'entreprendre une étude, il nous a paru utile d'analyser certains travaux (théoriques et expérimentaux) en faisant appel à plusieurs paramètres relatifs au processus et phénomène étudié. Cette analyse vise à améliorer la compréhension des phénomènes qui interagissent et garantit une bonne conduite de la recherche à travers la lecture des exemples spécifiques et diversifiés.

Ces dernières années, la thématique faisant l'objet de ces travaux de recherche est évoquée dans plusieurs études théoriques et expérimentales menées dans divers sites du monde. L'intérêt de cette partie d'étude est d'avoir des conclusions sur la faisabilité des systèmes énergétiques faisant appel à l'énergie solaire en analysant les paramètres structurels, conceptuels et d'environnement qui ont une influence prépondérante sur l'efficacité de ces systèmes.

Ce chapitre donne un éventail assez large de l'ensemble des approches théoriques et expérimentales possibles sur les systèmes énergétiques solaires à travers l'étude des chaînes solaires complètes composées d'un convertisseur et d'une utilisation de la chaleur produite.

Il montre la pertinence du système à la fois pour le chauffage et pour le séchage solaire.

En outre, il propose deux types d'études relatives soit au convertisseur, soit à l'application et proposant à la fois soit des modèles analytiques, soit des modèles empiriques dont on pourra s'inspirer pour l'implémentation de ces systèmes.

Par conséquent l'analyse des ressources bibliographiques rencontrées est divisée en deux parties :

La première est consacrée aux études effectuées relatives aux travaux d'optimisation des performances des capteurs solaires plans à air.

La seconde concerne l'analyse des travaux liés à l'utilisation de chaleur issue de ces convertisseurs, ici il s'agit du séchage de la tomate.

I.1. Objectifs du programme des énergies renouvelables en Algérie (2015-2030)

[1]. :

Le programme national des énergies renouvelables encourage le développement des filières solaire thermique, photovoltaïque, éolien et sur l'introduction des filières de la biomasse (valorisation des déchets), de la cogénération et de la géothermie. En première étape, ce programme a été consacré à la réalisation de projets pilotes liés aux différentes

technologies disponibles. Il prévoit proposer pour les besoins du marché national en énergies renouvelables, sur la période 2015-2030, 22 000 MW dont plus de 4500 MW seront réalisés d'ici 2020.

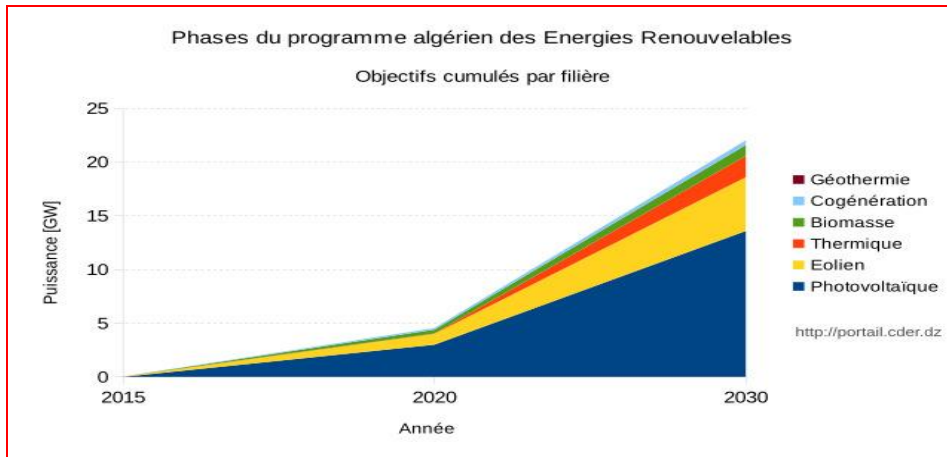


Figure I.1: Phases du programme algérien des énergies renouvelables [1].

La répartition de ce programme par filière technologique, se présente comme suit :

Type d'énergie	Puissance
Solaire Photovoltaïque	13575 MW
Eolien	5010 MW
Solaire thermique	2000 MW
Biomasse	1000 MW
Cogénération	400 MW
Géothermie	15 MW

Tableau I.1. Répartition du programme algérien des énergies renouvelables par filière technologique [1].

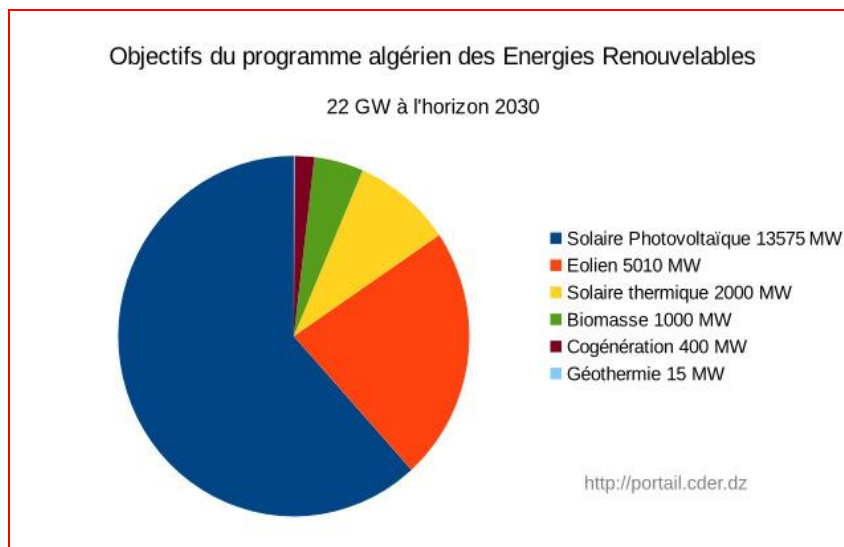


Figure I.2: Objectifs du programme algérien des énergies renouvelables [107].

« Ce programme permettra d'atteindre à l'horizon 2030 une part de renouvelables de près de 27% dans le bilan national de production d'électricité et 37 % de la capacité installée. Le volume de gaz naturel épargné par les 22 000 MW en renouvelables, atteindra environ 300 milliards de m³, soit un volume équivalant à 8 fois la consommation nationale de l'année 2014 ». Le programme de développement des énergies renouvelables se présente comme suit :

	1 ^{ère} phase 2015-2020 [MW]	2 ^{ème} phase 2021-2030 [MW]	TOTAL [MW]
Photovoltaïque	3000	10575	13575
Eolien	1010	4000	5010
CSP	-	2000	2000
Cogénération	150	250	400
Biomasse	360	640	1000
Géothermie	05	10	15
TOTAL	4525	17475	22000

Tableau I.2. Le programme de développement des énergies renouvelables en Algérie [1].

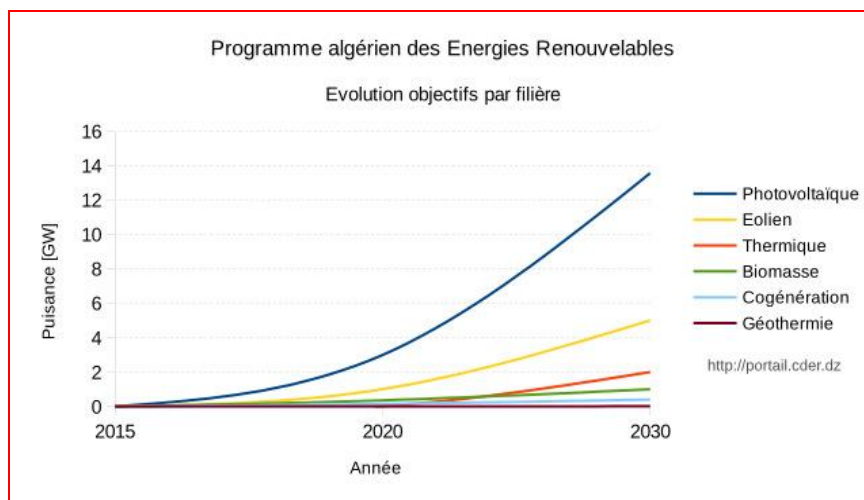


Figure I.3: Programme algérien des énergies renouvelables 2015-2030 [1].

Parmi les diverses utilisations de la chaleur issue de la conversion thermique de l'énergie solaire le séchage solaire par des insolateurs plans à air. Le séchage et tout particulièrement le séchage solaire constitue l'une des plus anciennes techniques et méthodes qui servent à la conservation des produits agroalimentaires et aussi pour diminuer la teneur en eau d'autres produits utilisés dans le domaine du génie civil.

Les séchoirs solaires qui sont exploités utilisent de l'air comme fluide caloporteur. Ils ont vu plusieurs améliorations surtout celles relatives aux propriétés de leurs composants ainsi que leurs modes. Les produits secs obtenus peuvent avoir des dégradations indésirables.

Plusieurs modes et modèles sont proposés et jusqu'à nos jours des recherches sont en cours. Parmi les études nous citons divers exemples des travaux types de recherche menés par divers chercheurs.

I.2. Etudes effectuées sur les capteurs solaires.

S. Youcef-Ali [2] a étudié expérimentalement un capteur solaire plan à air muni de rugosités dans le canal d'écoulement du fluide caloporteur. Ces obstacles dits chicanes sous forme de plaques rectangulaires minces orientées parallèlement à l'écoulement et soudées à la face inférieure de l'absorbeur (figure I.4).

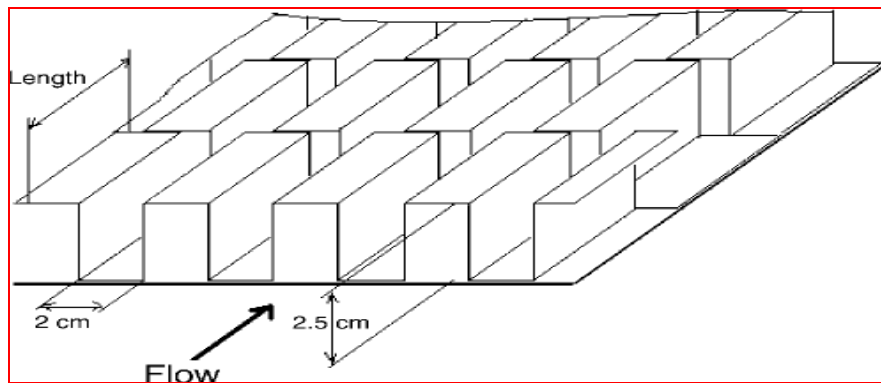


Figure I.4: Plaques rectangulaires minces orientées parallèlement à l'écoulement et soudées à la face inférieure de l'absorbeur [2].

Parallèlement, il a comparé expérimentalement l'efficacité d'un capteur à doubles couvertures avec celui à triples couvertures. Il a montré que les plaques ajoutées augmentent le transfert thermique entre l'absorbeur et l'air ce qui réduit les pertes vers l'extérieur et par conséquent un rendement supérieur.

D'autre part, il a montré que la couverture triple donne des performances plus importantes que celles doubles par minimisation des pertes vers l'extérieur.

Dans le but d'améliorer l'efficacité d'un capteur solaire à air, **N. Moumni et al [3]**, à travers une étude expérimentale sur un banc d'essai comprenant un convertisseur solaire. Ils ont créé un écoulement turbulent entre l'absorbeur et la plaque arrière par l'utilisation des obstacles rectangulaires perpendiculaires à l'écoulement et qui permettent de réduire les zones mortes (figure I.5).

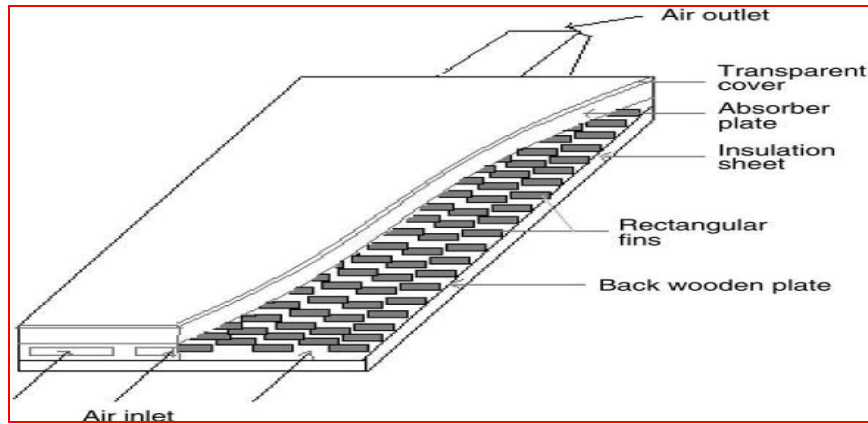


Figure I.5 : Schéma des obstacles rectangulaires perpendiculaires à l'écoulement [3].

Par comparaison de ce type de capteurs avec un autre sans obstacles, utilisant deux types d'absorbeurs, sélectif et non sélectif, l'auteur a trouvé que la sélectivité de l'absorbeur ne présente pas une amélioration remarquable en présence des plaques rectangulaires. Ils ont donné également une approche approximative du coefficient du transfert convectif dans le canal d'air tenant compte de la géométrie de l'absorbeur et de la nature de l'écoulement.

S. Youcef-Ali et J.Y. Desmons [4], ont développé un modèle mathématique qui utilise une équation globale du rayonnement incident sur tout le capteur. Ce modèle permet de déterminer les performances thermiques d'un tel capteur et la température de toutes ses composantes et celle de l'air. Les résultats obtenus par ce modèle ont été en bon accord avec les résultats expérimentaux.

Marwa M. Hassan, Yvan Beliveau [5] ont proposé un nouveau type de capteur solaire intégré au toit (figure I.6).

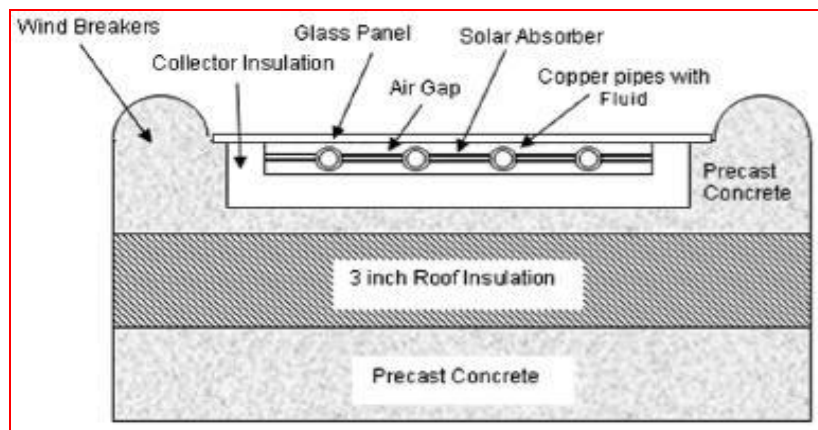


Figure I.6 : Coupe transversale du capteur solaire intégré au toit [5].

Dans le but d'évaluer les performances thermiques de ce capteur, ils ont développé des modèles d'éléments finis tridimensionnels dans lesquels les modes de transfert thermiques couplés, la conduction, la convection forcée et le rayonnement de grandes longueurs d'onde, étaient considérés. Ils ont montré que le capteur étudié a des gains importants pendant l'été et des pertes considérables en hiver et que les pertes ont lieu en dessous d'une intensité solaire de

150 W/m² (le fonctionnement doit être arrêté au-delà de cette valeur). La température maximale de ce panneau pendant l'été était de 111 °C et en hiver 59 °C. La diminution du débit massique augmente la température du liquide mais décroît les gains globaux de la chaleur.

Dans une étude expérimentale menée par N. Nijegorodov et al [6] présentant une méthode graphique (figure I.7) pour mesurer les efficacités moyennes d'un concentrateur et d'un capteur plan. Ils ont obtenu le coefficient global des pertes de chaleur et les facteurs de pertes optiques pour les deux systèmes. Dans cette méthode s'il est possible de mesurer le rayonnement ; les facteurs des pertes optiques peuvent être mesurés à partir des graphiques.

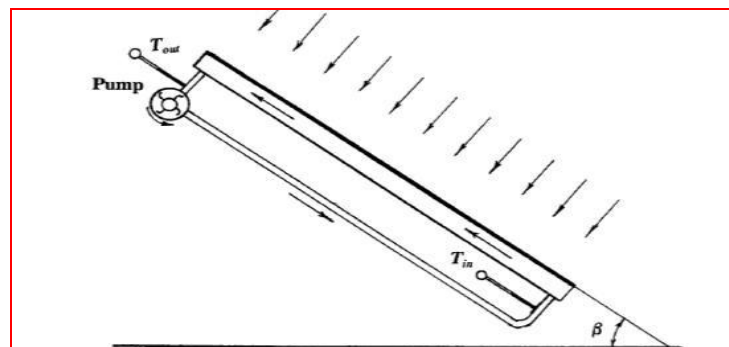


Figure I.7 : Schéma de l'installation expérimentale pour la mesure graphique [6].

A l'issue de ce travail, ils ont trouvé que les résultats obtenus par cette méthode étaient d'une exactitude de 5 %, et l'efficacité moyenne peut être obtenue à partir des graphiques. Ils ont conclu que cette méthode peut être utilisée pour une comparaison rapide entre l'efficacité des différents capteurs/concentrateurs.

Une étude expérimentale faite par N.T. Ahmad [7] ayant comme but l'évaluation des pertes de chaleur convective vers l'environnement d'un capteur utilisé dans le chauffage des serres (figure I.8).

Le capteur étudié est de forme cylindrique, d'une couverture simple de longueur 5 m et de diamètre 0.36 m. La moitié de ce capteur reste avec une couverture simple et l'autre est emballé en plastique (avec des bulles d'air). La partie inférieure de ce collecteur (30 % de la superficie) est couverte d'une bande intérieure noire. La section d'admission est orientée vers le vent pour avoir une circulation maximale de l'air à l'intérieur du capteur.

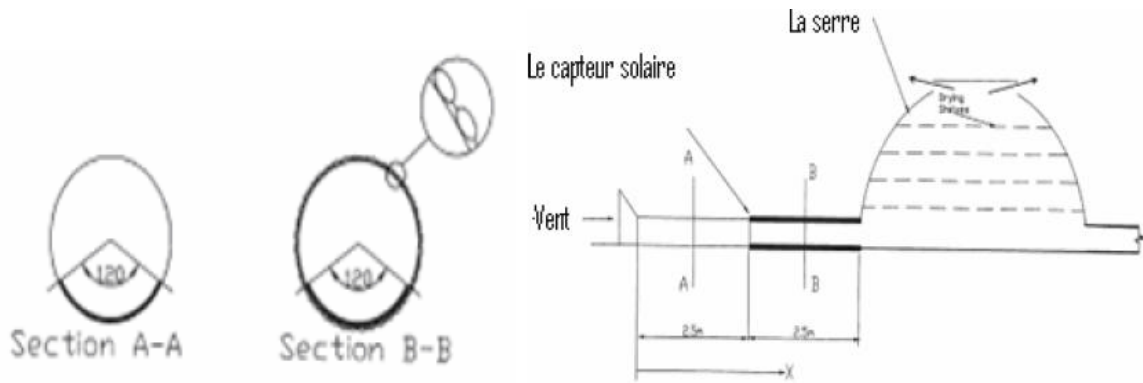


Figure I.8 : Schéma du système [7].

Comme résultat obtenu, un gain considérable de la température de l'air avec une différence de température de 10 °C. Ce travail a montré que l'isolation transparente (ici film de bulles d'air) améliore les performances des capteurs, ce qui permet à l'auteur de conseiller d'utiliser cette isolation pour couvrir tout le capteur ou au moins sa partie inférieure.

Dans le but de réduire les pertes thermiques par la face avant du capteur, **F.B.Yelles et al [8]** ont proposé une nouvelle conception qui utilise l'aérogel de silice (matériaux poreux de faible conductivité thermique) comme un isolant placé au-dessus de l'absorbeur.

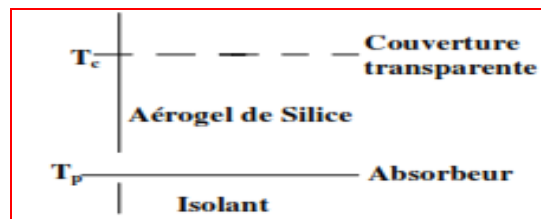


Figure I.9 : Conception des capteurs à aérogel de silice [8].

Ce nouveau capteur a été comparé avec d'autres capteurs plans, de simple ou double vitrage, avec ou sans absorbeur sélectif. Le coefficient de pertes par conduction et par rayonnement à travers l'isolant (en tenant compte des paramètres optiques du matériau) et le coefficient de pertes globales du nouveau dispositif ont été estimés. A partir de la comparaison faite, ils ont conclu que l'aérogel est un super isolant transparent de la face avant du capteur solaire plan.

M.N. Bargach et al [9] ont mené une étude expérimentale comparative entre deux systèmes de chauffage, utilisés pour la climatisation des serres.

- Le premier système est basé sur le stockage de l'énergie solaire, par la circulation de l'eau dans des collecteurs solaires plans, placés près de la serre chaude couverte en polyéthylène.
- Le second système est basé sur l'absorption sélective de l'énergie solaire par un fluide de transfert thermique (ici bleu de méthylène), circulant dans un capteur alvéolaire plan fait de polyéthylène transparent et placé dans la serre chaude couverte en verre (Les expériences ont été faites simultanément).

Dans cette étude les auteurs ont conclu que : l'augmentation de la puissance de ces capteurs peut être réalisée par l'augmentation de la circulation du fluide caloporteur. Le premier système améliore le rendement de 49 %, son installation est facile et son utilisation pour chauffer une serre de vraies grandeurs a été déjà examinée avec succès et le deuxième système améliore le rendement de 40 %. A travers une comparaison, ils ont constaté et affirmé que, pour les régions de climat modéré, il est intéressant d'utiliser le premier système, mais le second peut être employé dans les régions où le climat est plus rugueux.

O. Turgut [10] ont présenté une étude expérimentale et numérique tridimensionnelle qui a été faite dans le but de déterminer les coefficients thermiques moyens pour une convection forcée au-dessus de la surface d'un capteur solaire pour une gamme du nombre de Reynolds qui varie entre 18469 et 96450. Les coefficients de transfert de masse ont été convertis en coefficients de transfert thermique par une analogie entre ces deux processus. La comparaison entre les deux types de résultats est acceptable. Dans cette étude, des nouvelles corrélations ont été présentées pour le nombre de Nusselt avec une erreur de 12%.

Ils ont montré aussi que le coefficient de transfert thermique obtenu par l'équation classique souvent utilisée pour calculer le coefficient et les pertes de chaleur, liées au vent, au niveau de l'extrados d'un capteur solaire) $h = 5,7 + 3,8.V_n$ n'est pas adéquat pour le calcul des pertes de chaleur.

K. Sopian et al [11, 12] ont présenté une étude expérimentale concernant l'efficacité thermique d'un capteur solaire à doubles passes sans et avec un milieu poreux dans le deuxième canal (figure I.10).

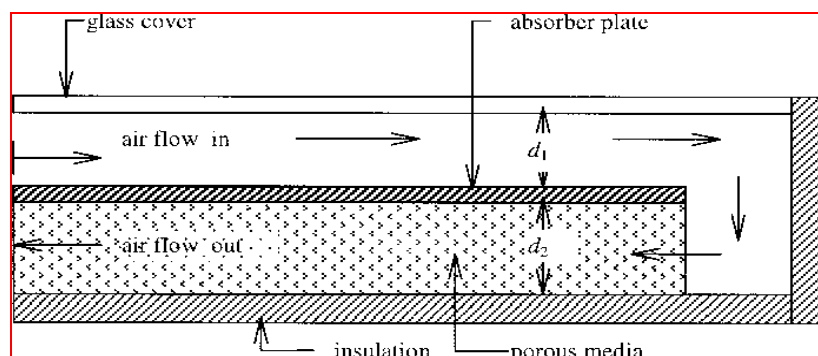


Figure I.10 : Schéma d'un capteur solaire thermique à double passe avec des milieux poreux dans le deuxième canal.

Ils ont étudié l'effet du changement de la profondeur supérieure et inférieure du canal avec et sans milieu poreux sur le rendement thermique, en plus des effets du débit d'air, du rayonnement et de l'élévation de la température.

Ils ont constaté que la présence du milieu poreux augmente le transfert thermique d'où l'augmentation de la température de sortie et par conséquent le rendement thermique des systèmes et que le capteur solaire à double passes a des performances thermiques plus élevées

que celles à passe simple. Le rendement thermique d'un capteur solaire à double passes avec un milieu poreux est d'environ 60-70 %, c'est-à-dire 20-70 % plus haut que le capteur sans milieu poreux.

Les résultats ont indiqué que ce type de collecteur peut être employé pour une grande variété d'applications, telles que le séchage solaire des produits agricoles.

Ahmet Kürklü et al [13] ont étudié un nouveau type de capteur solaire. Ce capteur se compose de deux sections voisines, l'une remplie d'eau et l'autre d'un matériau à changement de phase avec une gamme de fusion et solidification d'environ 45-50°C (Figure I.11).

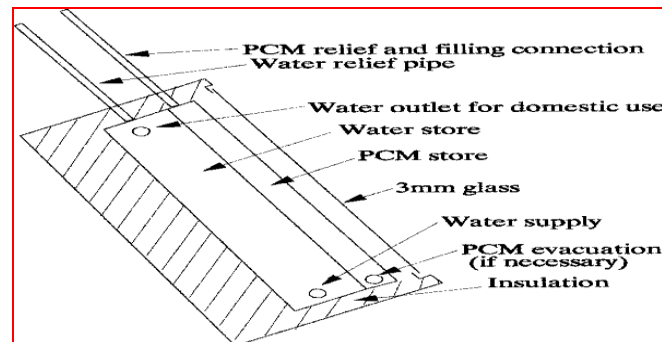


Figure I.11 : Schéma du capteur solaire testé [13].

Le matériau de changement de phase fonctionne comme matériau de stockage d'énergie et comme isolant grâce à sa basse valeur de conductivité thermique.

Les auteurs ont constaté que le rendement thermique du capteur est tout à fait satisfaisant, puisque les résultats de l'étude ont montré que la température de l'eau a excédé 55°C pendant un jour type du rayonnement solaire élevé et elle a été gardée en plus de 30°C pendant toute la nuit.

Si le capteur est couvert d'une structure isolante à un moment où la température de l'eau était à son maximum, la température sera gardée au-dessus de 36 °C pendant toute la nuit. Les valeurs thermiques instantanées d'efficacité étaient entre environ 22% et 80%.

T.Koyuncu [14] a utilisé, dans une étude expérimentale, six différents types de capteurs solaires plats pour le séchage des récoltes. Ces capteurs solaires ont été conçus, fabriqués et analysés afin de voir l'influence de la façon de passage de l'air, du nombre de couvertures et la forme de l'absorbeur sur leur rendement.

Les différents types ces six capteurs solaires sont :

- Modèle 1: Simple vitrage en plastique, l'absorbeur est d'une couleur noire et de forme plate, le fluide caloporteur est de l'air qui passe entre l'absorbeur et la couverture.
- Modèle 2: Simple vitrage en plastique, l'absorbeur est noir et plat, le fluide caloporteur est de l'air qui passe derrière l'absorbeur.

- Modèle 3: Simple vitrage en plastique, l'absorbeur est d'une couleur noire à la forme zigzag, le fluide caloporteur est de l'air qui passe entre l'absorbeur et la couverture
- Modèle 4: Simple vitrage en plastique, l'absorbeur est une plaque plane, le fluide caloporteur est de l'air qui passe derrière l'absorbeur.
- Modèle 5: Simple vitrage en plastique, l'absorbeur est d'une couleur noire, de forme zigzag le fluide caloporteur est de l'air qui passe derrière l'absorbeur.
- Modèle 6 : Double vitrage en plastique, l'absorbeur est une plaque plane noire, le fluide caloporteur et de l'air qui passe derrière l'absorbeur.

Les rendements de ces capteurs sont respectivement 42.11%, 45.88%, 44.23%, 23.39%, 39.05% et 36.94%. Les résultats de cette étude ont montré que le capteur de type 2 est le plus efficace, alors que celui de type 6 est le moins efficace. Le nombre de vitres et la façon de passage de l'air influent considérablement sur l'efficacité du capteur, alors que l'influence de la forme de la surface absorbante est moins remarquée.

Dans le but de minimiser les pertes de chaleur à travers la couverture vers le milieu ambiant **Mohamad A.A.[15]**, a proposé de forcer l'air pour circuler sur la couverture en verre (préchauffage d'air) avant le passage par l'absorbeur et d'utiliser un absorbeur poreux pour augmenter le transfert thermique et enfin d'ajouter une deuxième couverture.

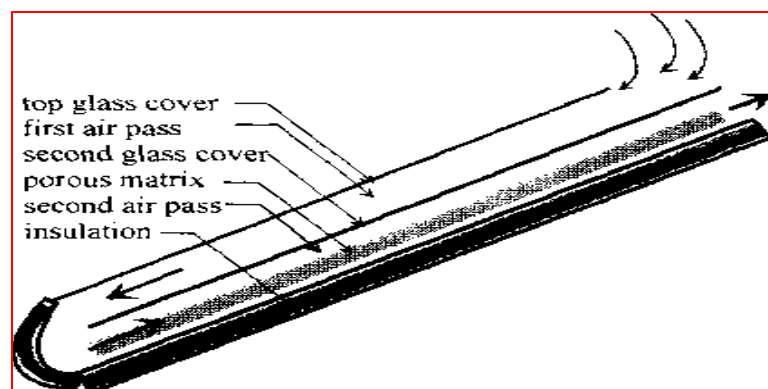


Figure I.12 : Schéma du capteur solaire testé [15].

L'auteur a présenté une analyse d'un tel type de capteur et a évalué son rendement. Il a également établi une comparaison avec un capteur solaire conventionnel ayant des couvertures simple et double. Cette analyse a indiqué que l'efficacité du capteur conseillé est élevée comparée aux capteurs conventionnels et qu'elle peut excéder 75%.

S.B. Prasad et al [16] ont mené une étude expérimentale qui se base sur la comparaison de l'efficacité d'un capteur solaire à air qui sert pour le chauffage en utilisant un lit sous forme de treillis métallique comme matériel d'emballage (figures I.13) avec celui conventionnel. Tout ceci afin de déterminer les caractéristiques du fluide et du flux de chaleur dans ce système.

Les données expérimentales ont été utilisées pour développer des corrélations, le but de ces corrélations c'est de prévoir les résultats expérimentaux avec une exactitude raisonnable. Les corrélations expérimentales développées montrent un accord meilleur par rapport aux valeurs prévues par des corrélations développées auparavant pour le même système. Ils ont constaté qu'un rendement de l'ordre de 76.9 à 89% peut être obtenu.

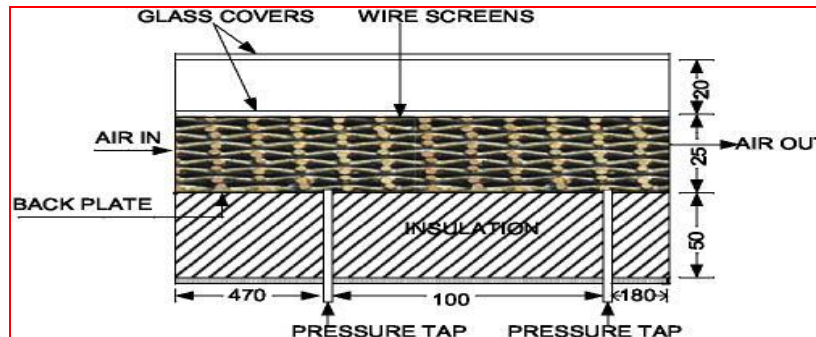


Figure I.13: Schéma d'un capteur solaire testé [16]

Dans le but d'étudier l'influence de quelques paramètres sur le coefficient de pertes thermiques vers l'avant d'un capteur **A. Benkhelifa** [17] a présenté un modèle mathématique qui permet de calculer ces pertes. Les équations de ce modèle ont été résolues par une méthode itérative, les résultats de ce modèle étaient en bon accord avec ceux issus des relations empiriques rencontrées dans la littérature.

De ce travail, l'auteur a conclu que le coefficient de pertes thermiques augmente avec l'augmentation de l'émissivité de l'absorbeur et sa température et le coefficient d'échange convectif avec l'air ambiant, mais, il diminue avec l'accroissement de la distance entre l'absorbeur et la vitre.

A la suite d'une étude expérimentale sur le transfert de chaleur dans les capteurs solaires plans avec et sans ailettes longitudinaux destinés au chauffage d'air, **F. Chabane & all** [18], ont conclu que :

- Le rendement thermique du collecteur est grand pour des grandes valeurs du rayonnement solaire reçu.
- Pour un débit massique d'air compris entre 0.012 et 0.016 kg/s, l'efficacité thermique est supérieure pour un collecteur avec ailettes par rapport à un collecteur sans ailettes. Ceci est causé par l'augmentation de la surface d'échange thermique.
- Pour un angle d'inclinaison de 45° les collecteurs avec ailettes ont un rendement supérieur et la température du fluide caloporteur à la sortie est la plus élevée.
- Un écart minimal entre la température ambiante et celle à l'entrée d'air cause un rendement plus élevé de l'efficacité thermique des deux types de collecteurs.
- Pour un angle d'inclinaison de 45° et avec des ailettes, pour un débit massique d'air entre 0.012 et 0.016 kg/s les collecteurs ont respectivement des efficacités qui varient

entre 40,02% à 51,50%, par contre en l'absence des ailettes et pour les mêmes conditions l'efficacité varie entre 34,92% à 43,94%.

F. Chabane & all [19] a mené une étude expérimentale sur les collecteurs thermiques plans sans ailettes (type A) et avec ailettes longitudinaux type (B) (voir figure I.14). Il a conclu que les collecteurs de type B (avec ailettes) ont une efficacité thermique plus grande que les collecteurs de type A (sans ailettes) pour le même débit d'air $m = 0,015 \text{ kg / s}$. Cette différence atteint une valeur de 15,93% pour une intensité solaire de 285 W / m^2 .

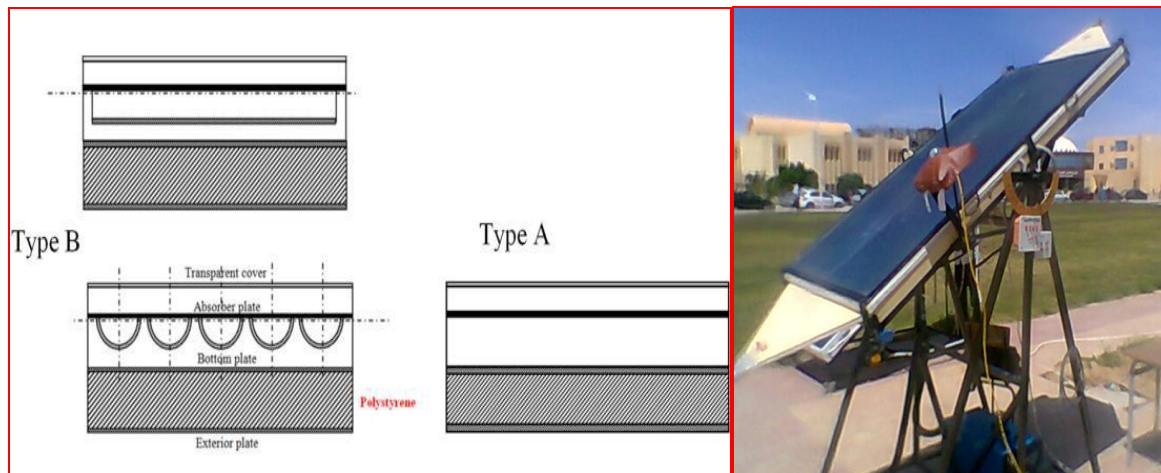


Figure I.14 : Sections et photo du dispositif expérimental [19]

L'adjonction d'ailettes dans la veine d'air utile a fait l'objet d'étude menée par **K. Altfeld et al [20-21]** (voir figure I.15). Ils ont conclu que l'adjonction cause une augmentation des performances thermiques et améliore le rendement thermique de ce système (voir figure I.16).

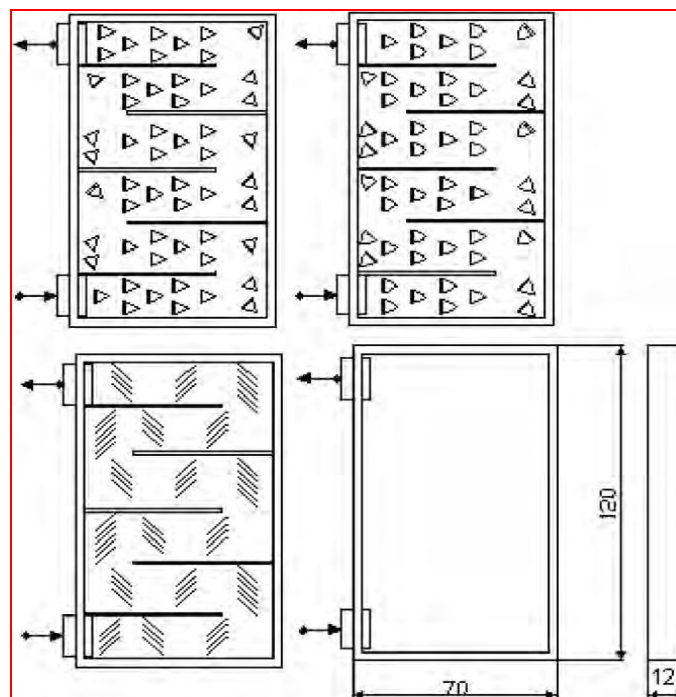


Figure. I.15 : Schéma des plaques d'absorption testées [20-21]: a) obstacles triangulaire, b) obstacles à feuilles, c) obstacles rectangulaire, d) sans obstacles.

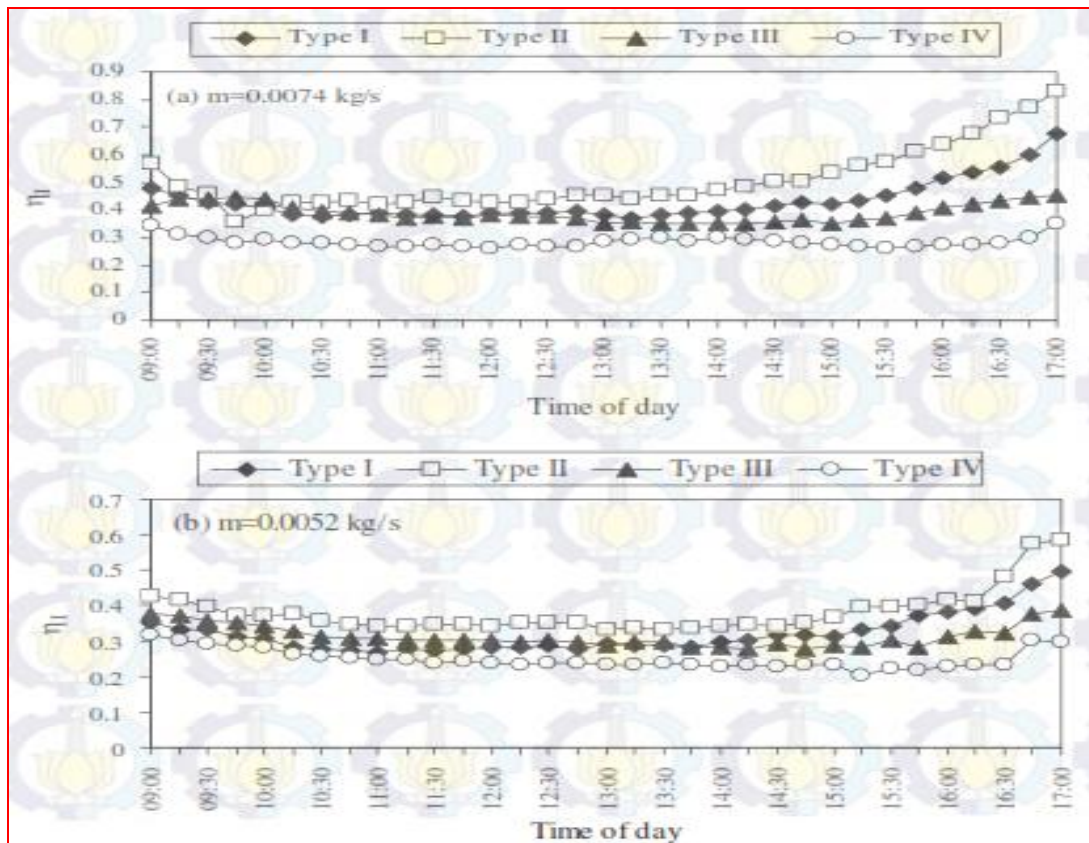


Figure I.16 : Variation de l'efficacité du capteur en fonction du temps pour différents types de plaques absorbantes [20-21].

Conclusion :

Suite à cette synthèse, il est à remarquer que l'ensemble des travaux exposés (ainsi que d'autres qui n'ont pas été mentionnés) montre que l'adjonction des chicane dans la veine d'écoulement du fluide caloporteur engendre une nette amélioration de l'efficacité du système. Cette amélioration dépend de la forme et disposition et aussi de paramètres liés à la conception de ce système.

I.3.Travaux réalisés sur le séchage solaire

B. Zeghmati [22], a modélisé en régime permanent un séchoir solaire; sorte de boîte verticale, entièrement recouverte de plastique transparent au rayonnement solaire et au sein duquel l'air circule par convection forcée (Figure I.17). La conception d'un tel type de séchoir engendre une mauvaise répartition du rayonnement solaire sur les fruits et le séchage n'est pas uniforme, le produit sèche plus vite dans les premières tranches que dans les dernières, puisque au fur et à mesure que l'air avance dans le séchoir, sa température baisse (figure I.18) et son humidité relative augmente (figure I.19). Autrement dit, la dépense d'énergie thermique occasionnée par l'évaporation de l'eau s'accompagne d'un refroidissement de l'air. En d'autres termes, l'air récupère sous forme de vapeur ce qu'il a perdu sous forme de chaleur sensible.

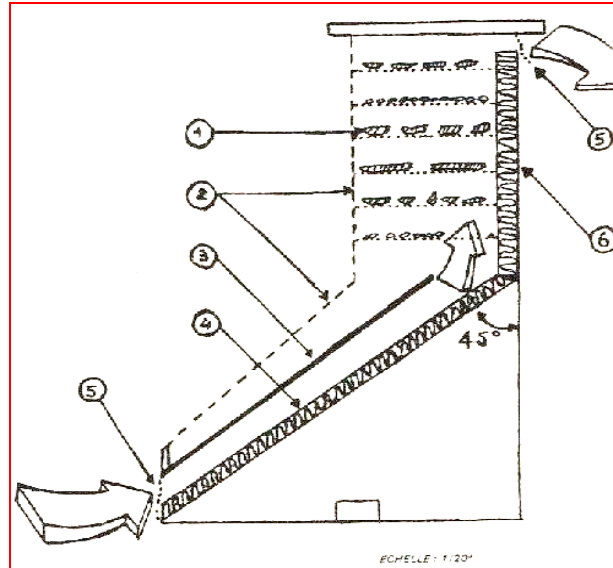


Figure I.17 : Séchoir solaire étudié [22]

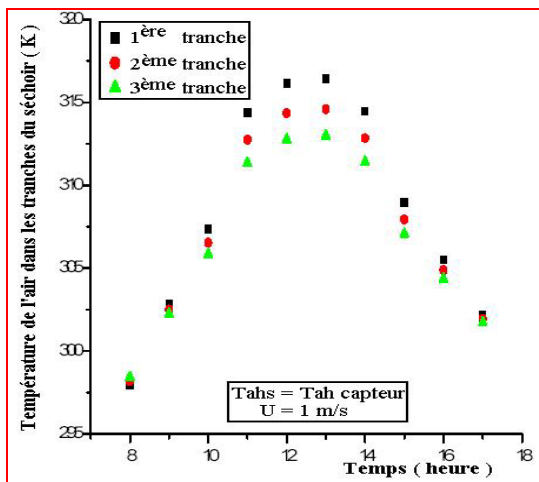


Figure I. 18: Evolution de température de l'air dans les tranches du séchoir

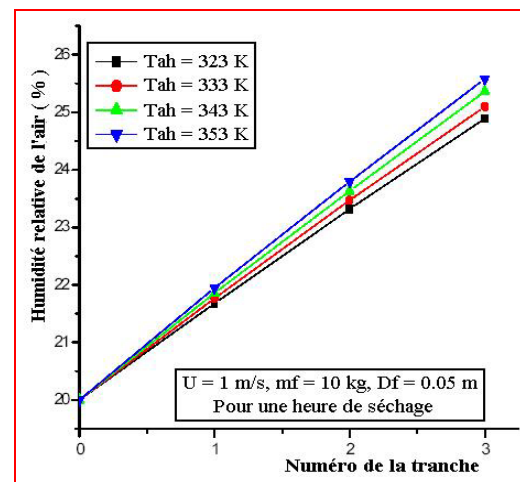


Figure I. 19: Evolution de l'humidité de l'air à la sortie des tranches du séchoir

R.BENKHELFELLAH et al [23] ont procédé à une étude expérimentale et comparative de la cinétique de séchage des produits agroalimentaires (menthe, banane) dans des modèles de types direct (séchoir solaire qui comprend un système de stockage d'énergie constitué d'un lit de cailloux de granite peint en noir) et indirect (sans recyclage et sans appoint de chaleur).



Figure I.20.a- Séchoir (a) direct



Figure I.20.b- Séchoir indirect

Dans cette étude ils ont conclu que les produits sèchent 2 à 5 fois plus vite dans un séchoir solaire qu'à l'air libre. Voir les courbes ci-dessous :

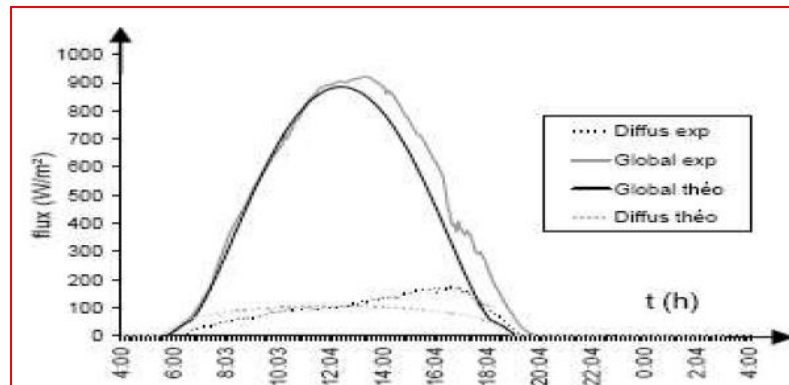


Figure I.21: Evolution théorique et expérimentale du rayonnement solaire (global et diffus)

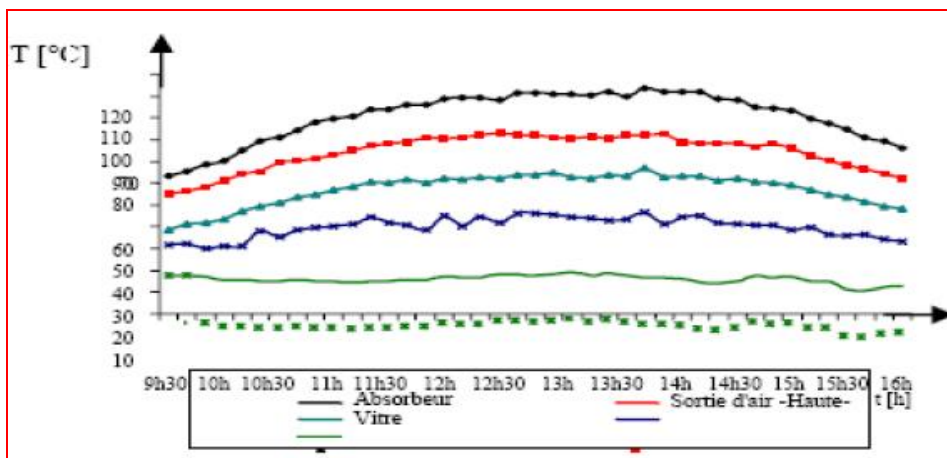
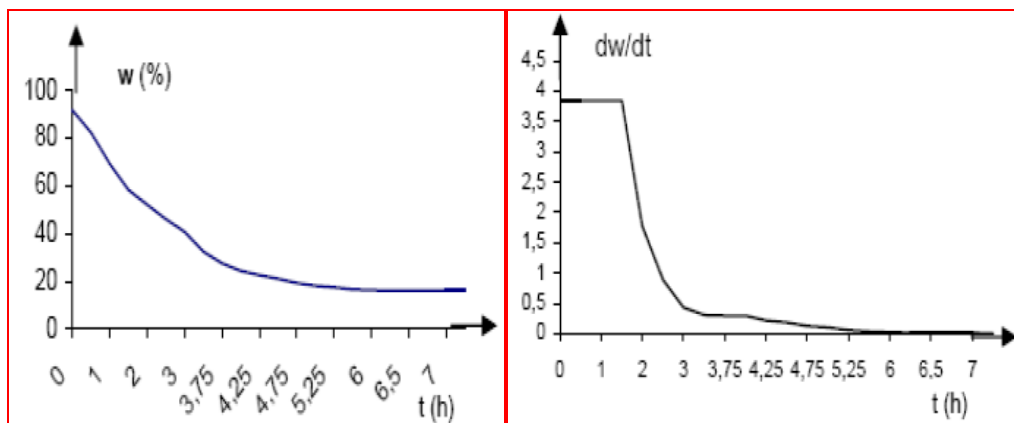


Figure I.22 : Températures expérimentales dans le capteur à air (séchoir indirect).



I.23 : Variation de l'humidité relative et de la vitesse de séchage de la menthe.

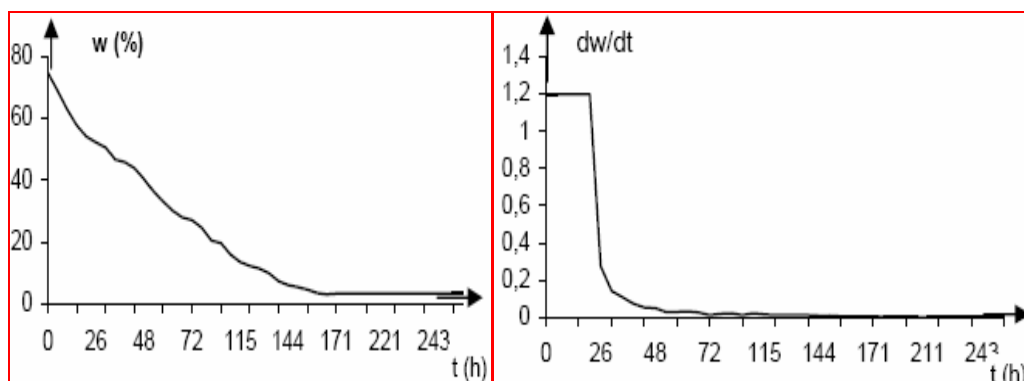


Figure I.24 : Variation de l'humidité et vitesse de séchage du raisin.[23]

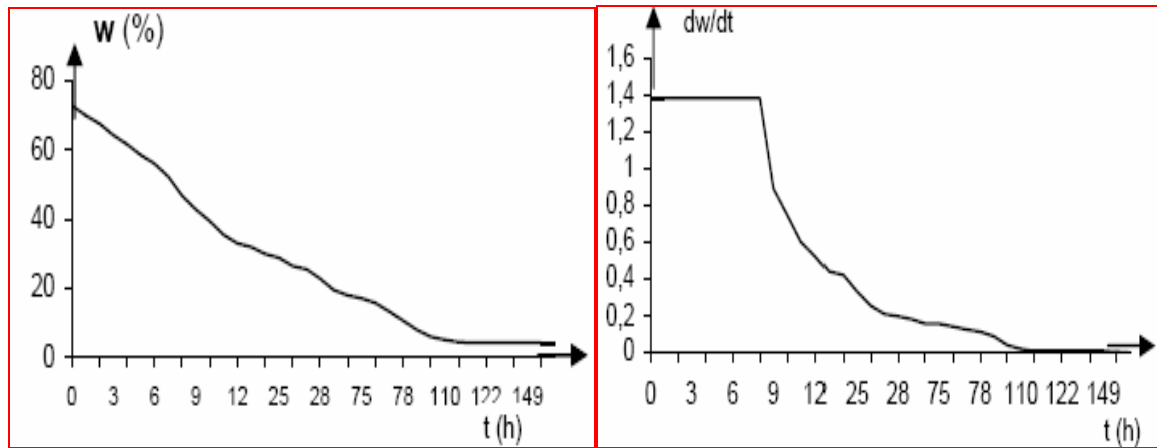


Figure I.25: Variation de l'humidité et de la vitesse de séchage de la banane.

Une étude expérimentale en convection naturelle au sein d'un séchoir à effet de serre, de conception simple et de capacité appropriée à de petites exploitations agricoles a été réalisée en Inde par **S.SINGH et al** [24] (Figure I.26). La convection naturelle au sein d'un tel type de séchoir ne peut engendrer que de faibles vitesses pour l'air asséchant ; la différence de niveau entre le haut et le bas du séchoir est petite.

Dans ces conditions, il est à craindre la présence de températures trop élevées qui risqueraient de détériorer le fruit. Le séchage ne dépassait pas les six heures les premiers jours (Figure I.27) à cause de l'effet du rétrécissement du produit. Au début ceux sont les premières claies qui séchaient, puis et à cause de la porosité (vide) qui se créait du fait de rétrécissement déjà cité, le processus de séchage est vite inversé et ce sont les dernières claies qui sèchent avant les premières. Ce qui incitait à reprendre l'opération de séchage le lendemain après avoir remplie les dernières claies en vidant les premières.

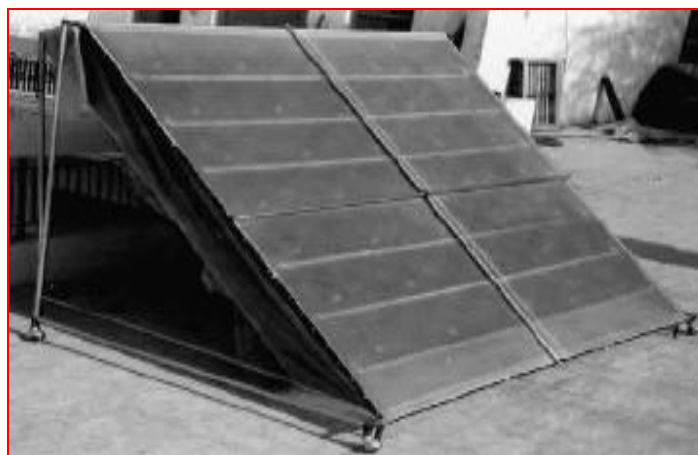


Figure I.26 : Séchoir solaire direct à convection naturelle

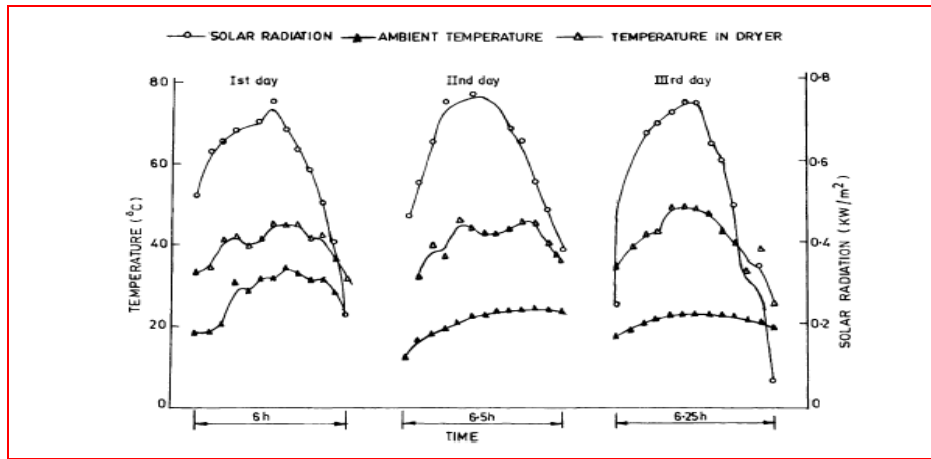


Figure I.27 : Températures ambiante et celle dans le séchoir pendant le séchage.

Dans leur travail, **Dilip R. et al** [25], ont utilisé un séchoir solaire indirect, fonctionnant à convection naturelle (figure I.28). Leur séchoir est composé d'un capteur solaire et d'une chambre de séchage. Les résultats obtenus par ce séchoir, sont relatifs aux températures qui varient de 50 °C à 55 °C.

Durant la période d'expérimentation qui s'étale de Mars à Mai, les températures obtenues étaient suffisantes pour le séchage de plusieurs produits (fruits et légumes). Ils ont observé que le séchage des raisins par ce système prend 4 jours, alors que le séchage traditionnel nécessite de 7 à 15 jours.

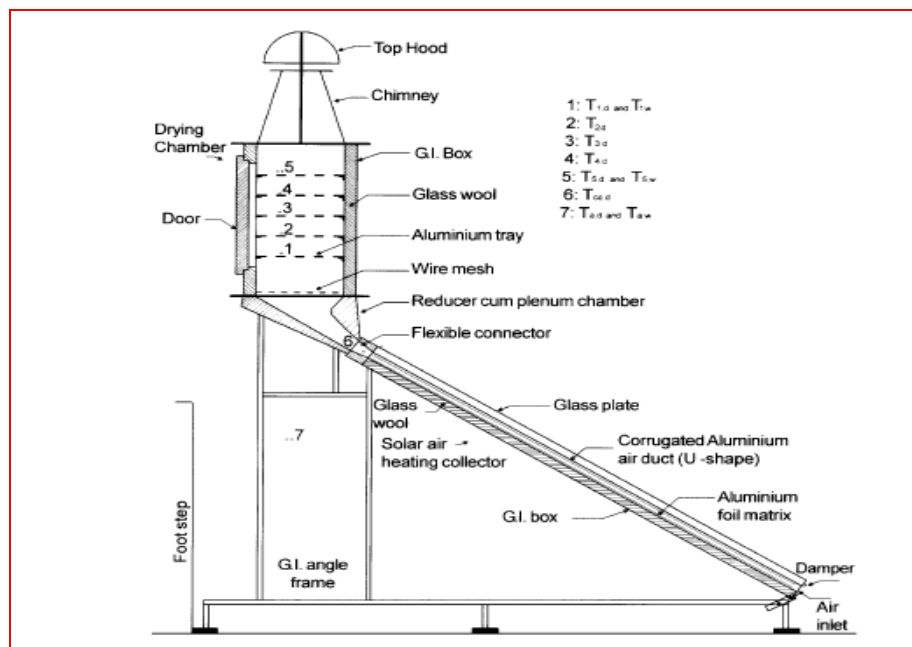


Figure I.28: Schéma d'un séchoir solaire à convection naturelle utilisé [25]

J.NGANHOU et al [26] ont présenté une étude théorique du séchage solaire des fèves de cacao. Le système de séchage était constitué d'un capteur solaire multi-passes couplé à une unité de séchage de type statique parcourue par un courant d'air en convection forcée. Ci-dessous quelques résultats issus de cette étude :

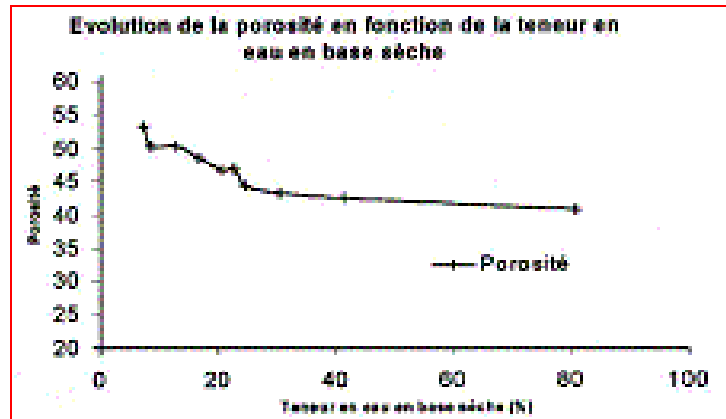


Figure I.29: Evolution de la porosité en fonction de la teneur en eau en base sèche.

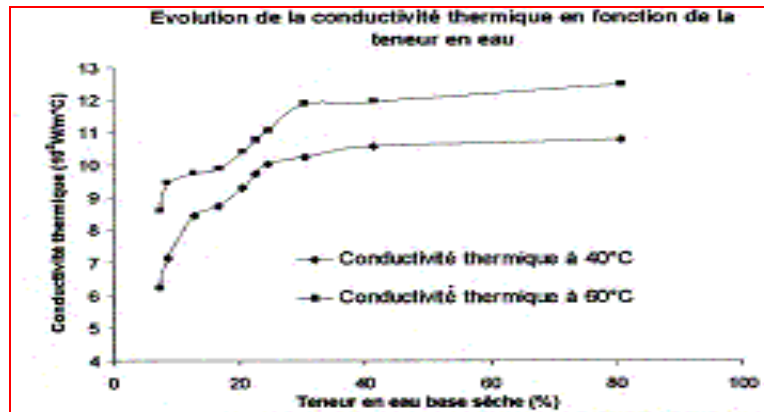


Figure I.30: Evolution de la conductivité thermique en fonction de la teneur en eau.

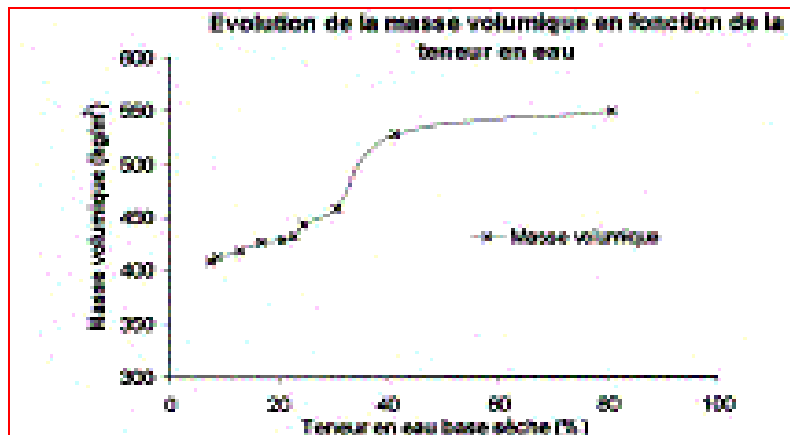


Figure I.31: Evolution de la masse volumique en fonction de la teneur en eau.

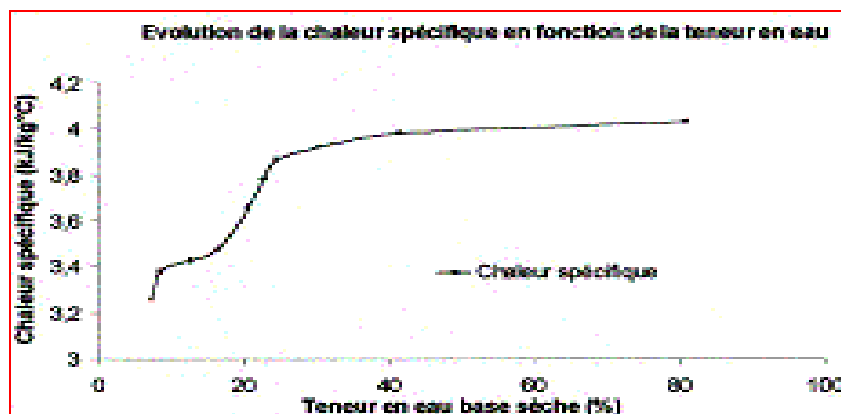


Figure I.32: Evolution de la chaleur spécifique en fonction de la teneur en eau.

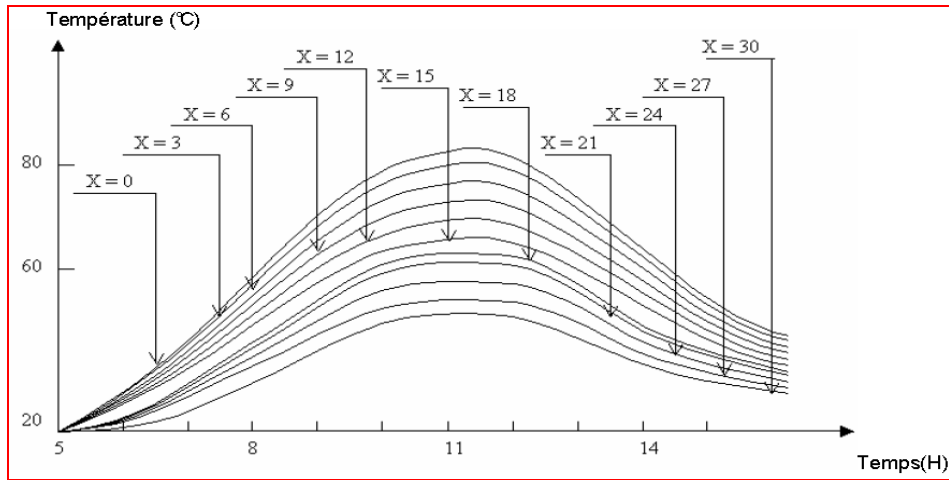


Figure I.33 : Evolution de la température de l'air de séchage à différents niveaux du lit de cacao en fonction du temps.

Lyes Aissani [27] a réalisé un séchoir solaire pour expérimenter le processus du séchage solaire des fruits et légumes. Il a représenté la variation de la teneur en eau au cours du temps de séchage qui a pris plusieurs jours (figure I.34).

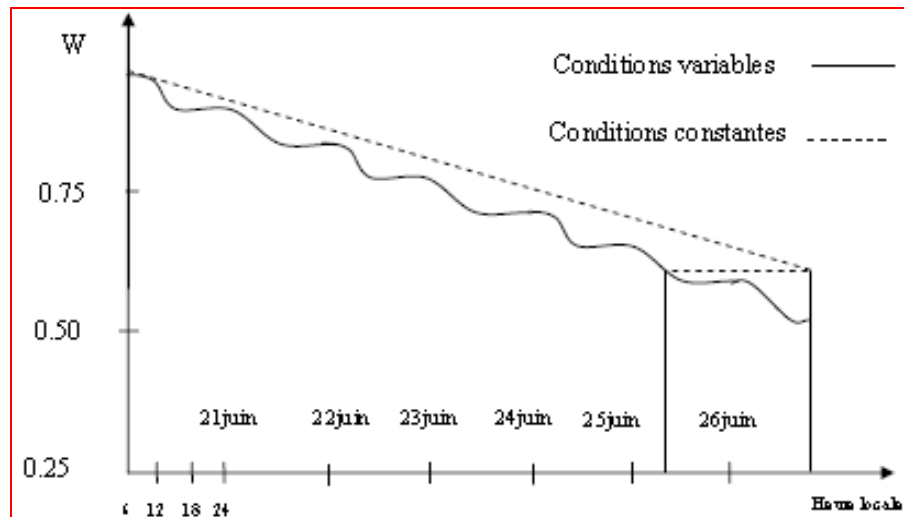


Figure I.34 : Distribution de l'humidité du produit.

ZEGHMATI- [28] quant à lui a combiné les deux types de séchage : séchage direct et séchage indirect. Son modèle est proche du notre ; la seule différence est que la face inférieure possède un plan noir isolé à l'arrière, ce qui a contribué à l'augmentation de la température de l'air de séchage et ainsi la vitesse de séchage. Le seul inconvénient est la crainte d'une surchauffe qui détériorerait le produit (la pomme Golden). Les figures (I.35) et (I.36) représentent des courbes obtenues à l'issue de cette étude :

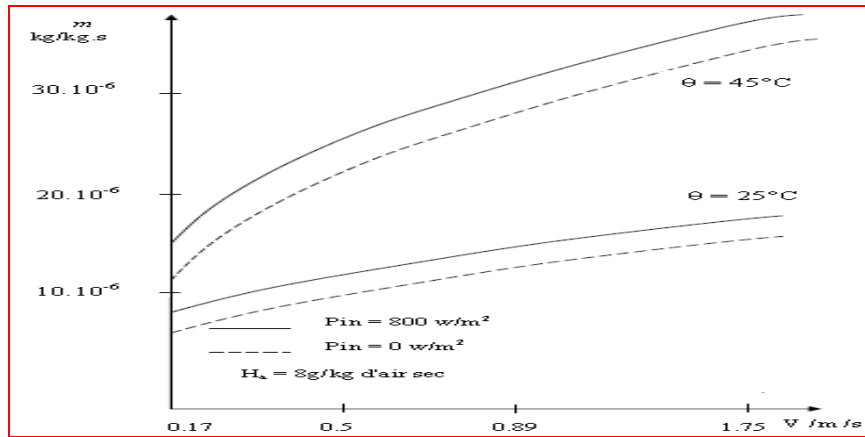


Figure I.35 : Influence de la vitesse de l'air sur la vitesse de séchage.

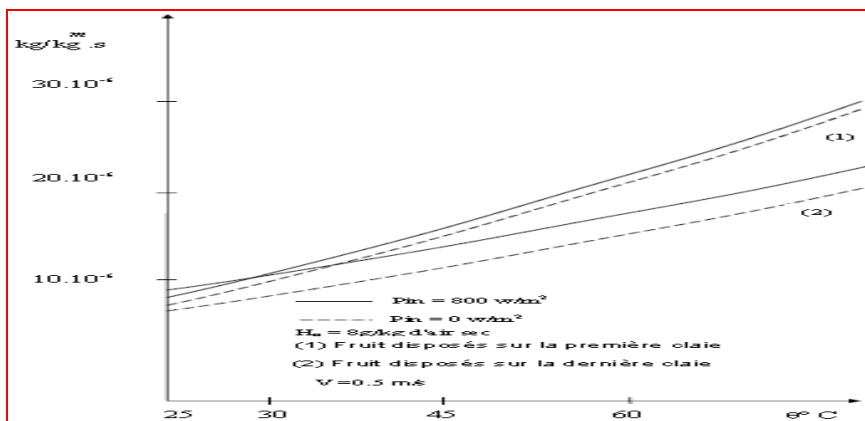


Figure I.36 : Influence de la température d'entrée de l'air sur la vitesse de séchage

M. Krokida [29] s'est intéressé à plusieurs paramètres intrinsèques et extrinsèques au fonctionnement de ces systèmes. Il a pris en considération, entre autre la température, l'humidité, la vitesse de l'air et les dimensions des produits. L'objectif de son travail est d'étudier l'influence de ses paramètres sur la cinétique du séchage. Les plages de valeurs pour les différents paramètres choisis durant l'expérience sont les suivants : 5, 10 et 15 mm pour le diamètre du produit, 65, 75 et 85 °C pour la température de l'air et 1.5, 2 et 2.5 m/s pour la vitesse de l'air et finalement 20 %, 30 % et 40 % pour l'humidité relative de l'air.

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

Dilip Jain [30], a développé un nouveau type de séchoir à convection naturelle avec une unité de stockage thermique pour assurer l'air chaud pendant la période non ensoleillée. Ce type se compose d'un réchauffeur d'air plat, relié à un réflecteur de forme polygonale pour refléter le maximum du rayonnement solaire incident (figure I.37). Ce système est destiné au séchage de l'oignon, avec une capacité de 90 kg. Cette opération est effectuée pendant un jour du mois d'octobre.

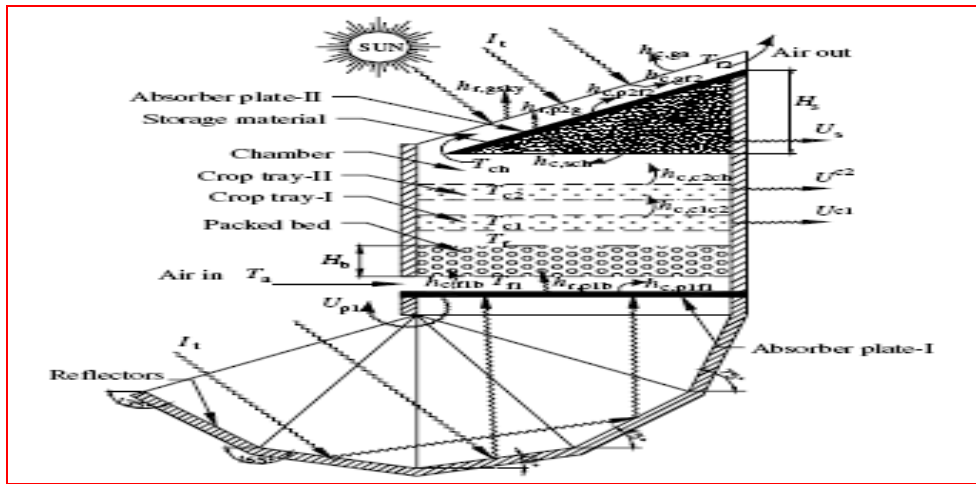


Figure I.37: Schéma du séchoir solaire avec stockage thermique

L'étude expérimentale de **Khalil E.J. Al-Juamly et al** [31] est relative à l'évaluation de l'efficacité thermique d'un séchoir solaire indirect à convection forcée, qui se compose de trois parties (figure I.38), collecteur solaire, chambre de séchage et un ventilateur. Ce type de séchoir est destiné à sécher les produits suivants : raisins, abricot et les haricots. Des expériences ont été faites pour trois débits différents (0.076, 0.063 et 0.046 m³/s). Le procédé expérimental indique que la température de l'air à la sortie du capteur est le facteur le plus important, et montre que lorsque le débit augmente la température diminue.

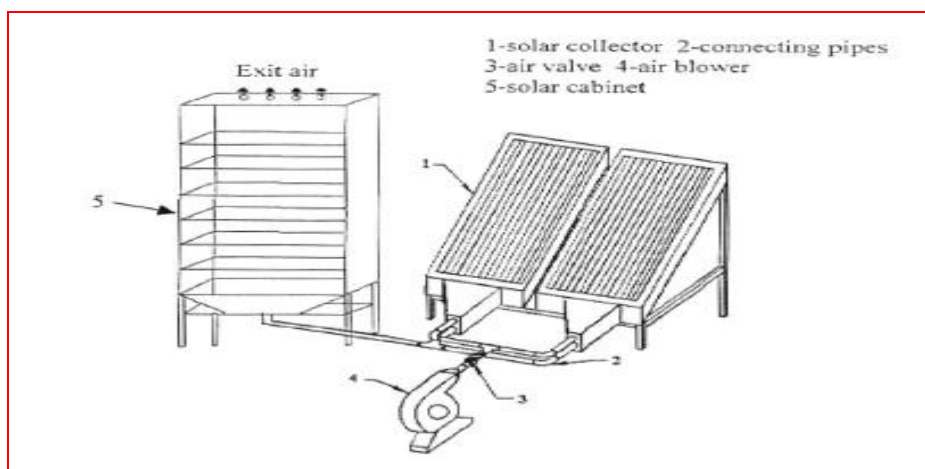


Figure I.38 : Schéma du séchoir solaire étudié[31]

Une étude expérimentale a été réalisée à la Turquie par **Inci Türk Togrul et al**[32], sur le comportement des abricots pendant le séchage à l'aide d'un séchoir simple. La température de l'air varie entre (50 °C et 80 °C) et la vitesse d'écoulement de l'air entre (0.2 et 1.5 m/s) avec une teneur en eau initiale de 74% jusqu'à une teneur en eau finale qui varie entre (16-18%) avec l'utilisation de quatorze modèles mathématiques différents. Ils indiquent que le modèle logarithmique est le meilleur modèle qui peut décrire les courbes du séchage solaire des abricots, avec un coefficient de corrélation de 0.994. Ils ont observé que la décroissance de taux du séchage avec le temps, est basée sur le changement de la vitesse et de la température de l'air (Voir figure I.39 et I.40).

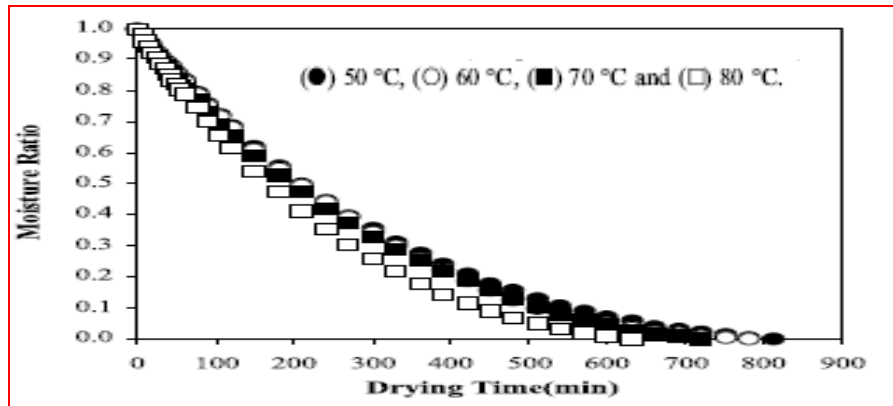


Figure I.39 : Influence de la température de l'air sur la cinétique de séchage

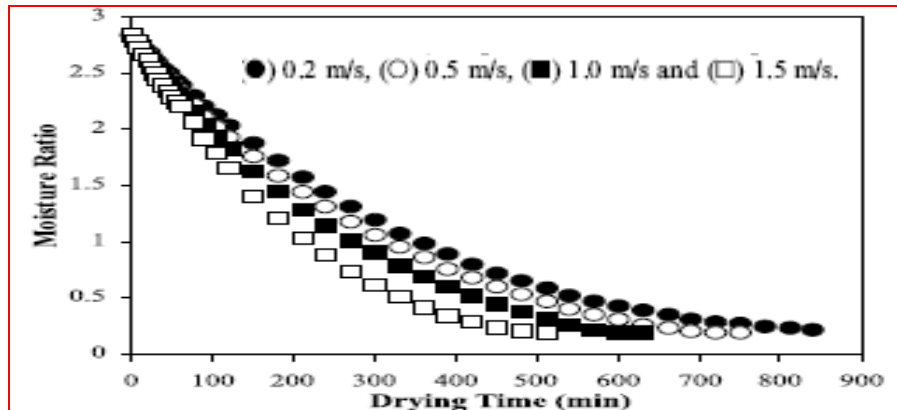


Figure I.40 : Influence de la vitesse de l'air sur la cinétique de séchage

L'étude menée par **A.A. El-Sebail et al. [33]** est une série d'expériences sur un séchoir solaire indirect pour le séchage des figes qui sont coupées en tranches et traitées chimiquement avant le séchage pour augmenter l'évaporation de l'humidité à l'intérieur du produit et par conséquent le temps de séchage va diminuer. Parmi ces résultats obtenus par cette étude, le séchage des figes dans à l'état normal, diminue sa valeur initiale en teneur en eau, jusqu'à la valeur de l'humidité d'équilibre après 32 h (figure I.41). Cependant la même masse des figes atteint la même valeur après seulement 12 h (figure I.42) lorsque les échantillons sont coupés et traités. Ils ont remarqué aussi que la dimension du produit est le facteur principal qui influé sur le processus de séchage solaire.

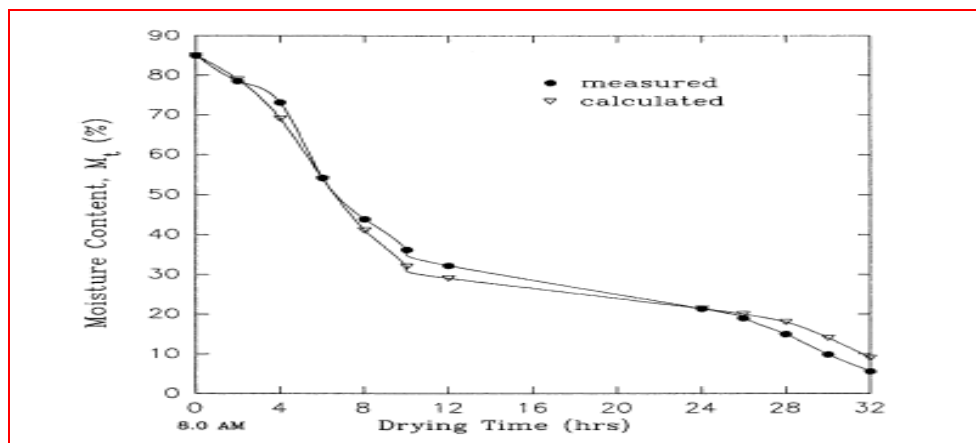


Figure I.41 : Comparaison entre la teneur en eau calculée et mesurée

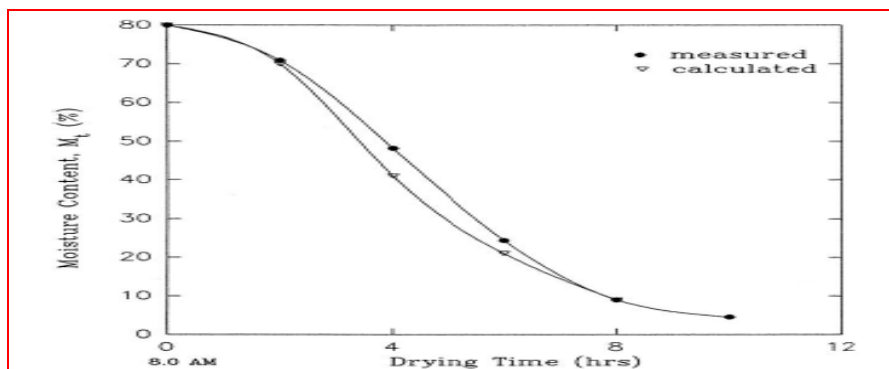
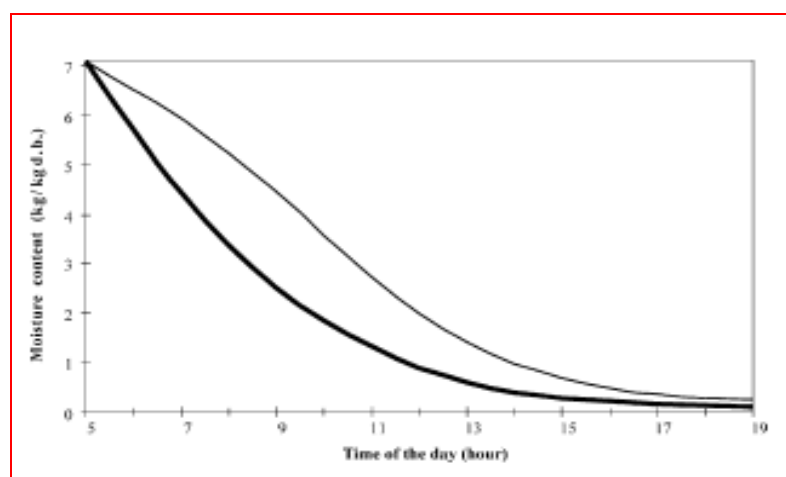


Figure I.42 : Comparaison entre la teneur en eau calculée et mesurée

L.Bennamoun, A. Belhamri [34], montrent l'importance du séchage solaire utilisant un système d'appoint de chauffage par rapport au séchage sans appoint dans un séchoir solaire de type indirect fonctionnant en convection forcée pour sécher les oignons. Ils ont montré que la teneur en eau du produit sans utilisation d'appoint de chauffage n'a pu atteindre la valeur voulue en fin de séchage. Par contre la teneur en eau du produit avec utilisation d'appoint atteint la valeur voulue, un gain de temps de séchage est obtenu, il est évalué peu après 15 h en général. L'utilisation d'un appoint peut réduire considérablement le temps de séchage (voir figure I.43).



(Avec un appoint de chauffage —) (Sans appoint de chauffage —)
 Figure I.43: Influence de l'utilisation d'un appoint de chauffage sur l'humidité de produit

Shanmugan V. et al [35], ont développé un séchoir solaire de type indirect fonctionnant en convection forcée, fabriqué et testé dans des conditions climatiques chaudes et humides en Chennai à l'Inde pour étudier l'efficacité thermique et l'humidité enlevée pendant le séchage de 75 kg de poids. Ce système est couplé à un capteur solaire orienté vers le sud pour maximiser le rayonnement solaire incident. Les auteurs montrent qu'à l'issue de cette étude que le séchage dans un séchoir de type intégré continue dans les heures non ensoleillées en plus la qualité du produit est améliorée pour un débit d'air qui varie entre 0.01, 0.02 et 0.03 kg/s par rapport au produit qui sèche en continuité, ainsi que l'efficacité thermique atteint 63 % (figure I.44) et le taux d'extraction d'humidité varie de 0.55 à 0.85 kg/kWh. (Tableau I.3).

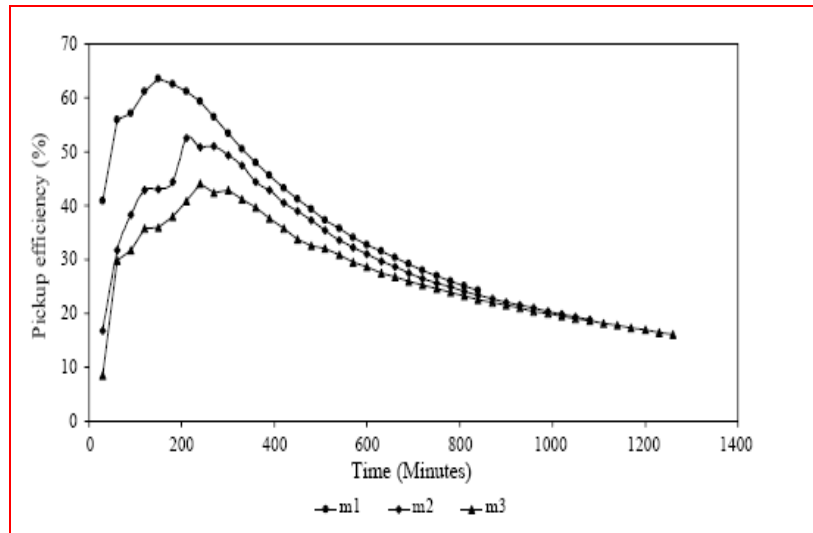


Figure I.44: Variation de l'efficacité thermique en fonction du temps de séchage

Débit d'air (kg/m ² .s)	Temps du séchage (h)	Taux d'extraction de l'humidité spécifique (kg/kW h)
0,03	14	0,82
0,02	18	0,65
0,01	21	0,55

Tableau I.3 : Taux d'extraction spécifique d'humidité du système pour le séchage de 20 kg de pois à différents débit d'air

Une autre étude expérimentale a été réalisée par **İnci Türk Toğrul, Dursun Pehlivan [36]** sur le comportement du raisin, pêches, figues et prunes séchés grâce au séchage naturel, dont une plage de température ambiante de 27°C à 43 °C et le rayonnement solaire de 0.72 MJ/m²h à 2.93 MJ/m²h. Les courbes du taux de séchage de ces fruits n'ont contenu aucune période de taux constant, mais ont montré une période de taux de chute. (Figures I.45 et I.46).

Douze modèles mathématiques ont été examinés pour adapter le taux de séchage des fruits. Parmi ces modèles, l'approximation du modèle modifié de Henderson et de Pabis utilisé pour l'abricot traité, le raisin et la prune et le modèle donné par Verma appliqué à la pêche. Les modèles choisis ont été également étudiés par multiples essais statistiques. Les résultats obtenus par ces essais ont également une bonne concordance avec les modèles choisis.

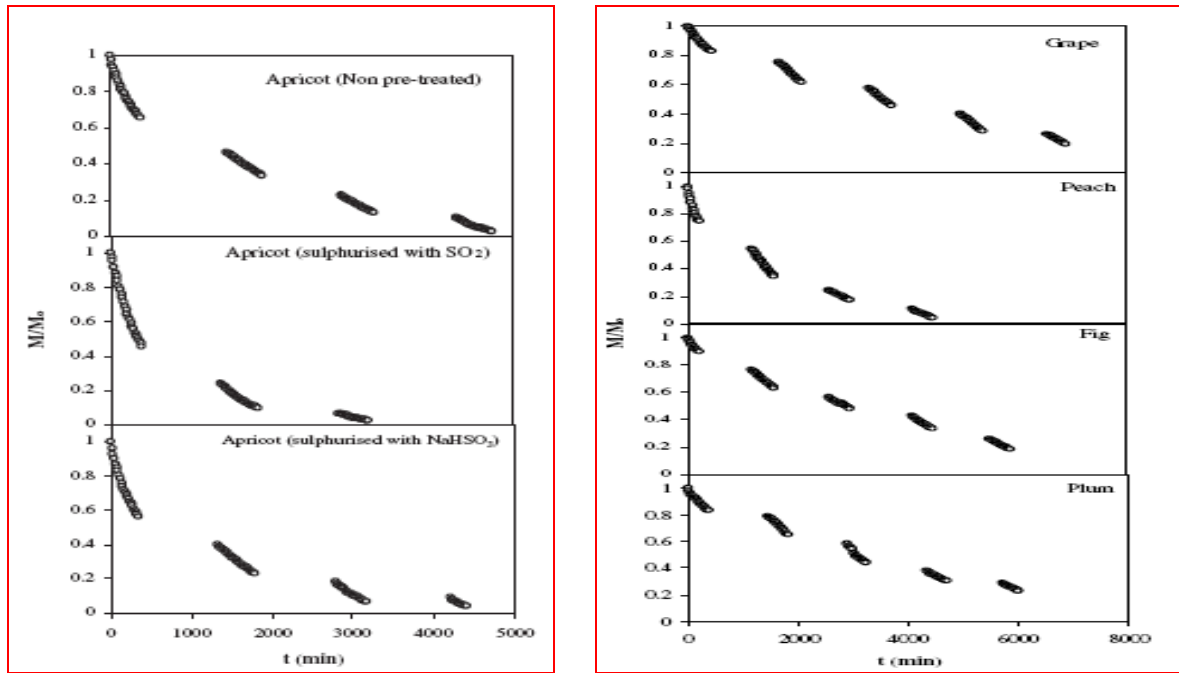


Figure I.45-46: Courbes de séchage des abricots (raisin, pêche, figue et prune)

Et avec un changement de plusieurs paramètres d'entrée comme: la température de l'air (50 à 80 °C) et différents débits massiques de l'air à la chambre de séchage (50, 60 et 70 kg/h, ils ont conclu que les abricots sèchent 2 fois plus vite dans un séchoir solaire qu'à l'air libre selon l'augmentation des taux de séchage, c'est-à-dire que les niveaux de séchage finaux sont réalisés dans 68-78 h dans un séchoir solaire, alors qu'il prennent environ 112 h en plein air (voir les figures I.47 et I.48).

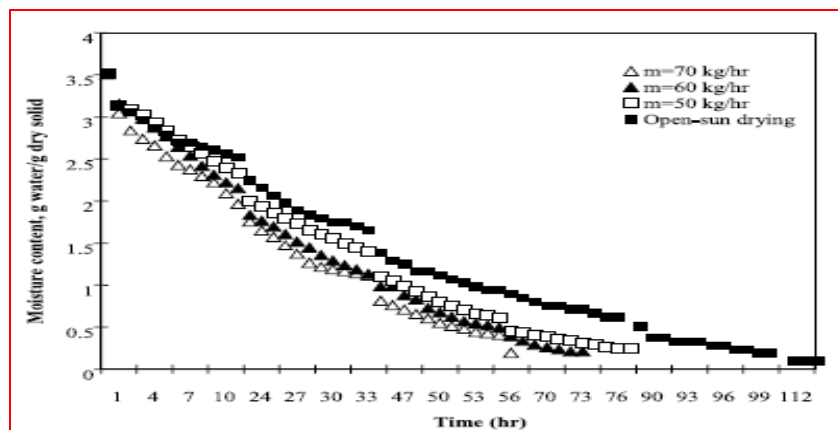


Figure I.47 : Cinétique du séchage solaire d'une couche d'abricots pour différents débits d'air

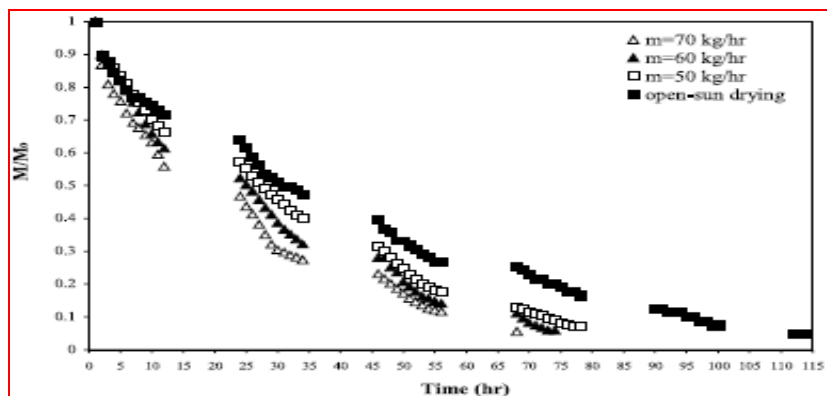


Figure I.48 : Variation du taux d'humidité des abricots en fonction du temps

Les études réalisées par **Ebru Kavak Akpınar** [37] et **Ebru Kavak Akpınar** et al [38], présentent une modélisation mathématique du séchage sur couche mince des tranches de pomme de terre, de pomme et de potiron dans un séchoir cyclone. Afin d'estimer et de choisir l'équation de séchage appropriée. Treize modèles différents, semi théorique et/ou empirique, ont été appliqués aux données expérimentales et comparés selon leurs coefficients de détermination (r : coefficient de corrélation et χ^2 : chi carrée), qui ont été prévus par analyse de régression non linéaire élaboré par un programme informatique de statistique. Ils ont déduit que le modèle de Midilli Kucuk est le meilleur modèle qui permet de décrire d'une manière satisfaisante, les caractéristiques du séchage pour les tranches de pomme de terre, pommes et potiron. Ils ont donné les meilleurs résultats, et ont montré la bonne concordance avec les données expérimentales obtenues à partir des expériences comprenant le processus de séchage sur des couches minces. Les résultats indiquent que l'augmentation de la température de l'air entre 60 à 80 °C, une gamme de vitesse de l'air de 1 à 1.5 m/s et les différents diamètres des cubes de ces produits, conduit à l'augmentation du taux de séchage et à la réduction du temps de séchage (figures I.49, I.50 et I.51)

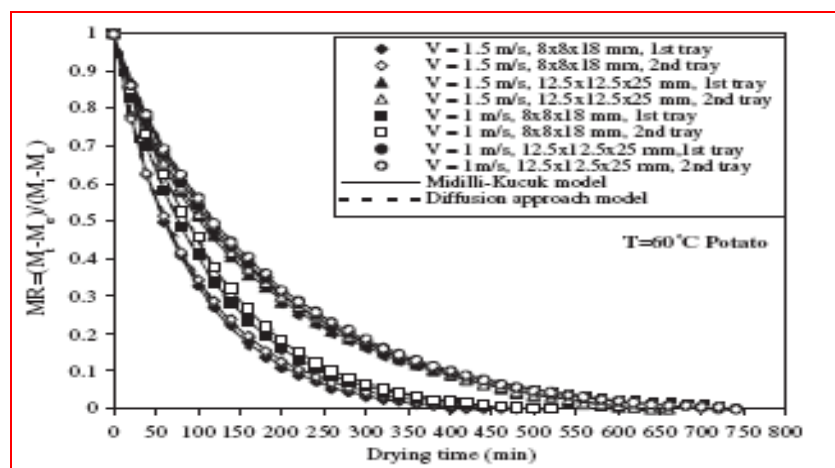


Figure I.49 : Variation de taux d'humidité en fonction de temps pour les tranches de pomme de terre à 60 °C

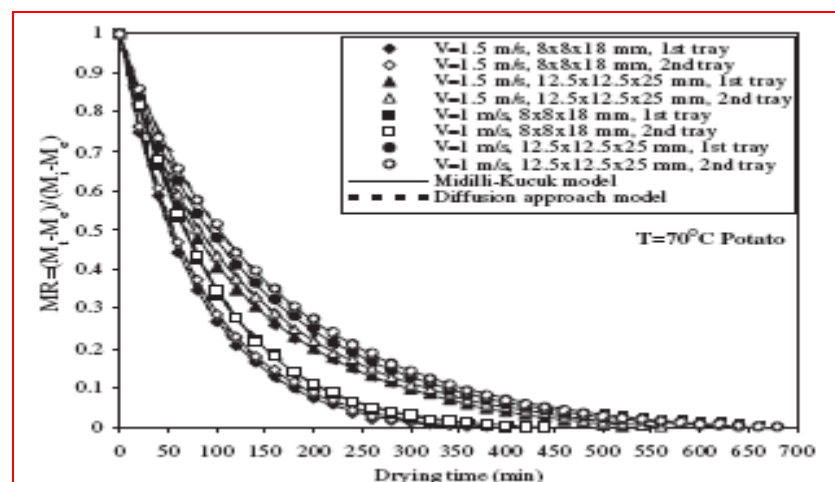


Figure I.50 : Variation de taux d'humidité en fonction de temps pour les tranches de pomme de terre à 70 °C

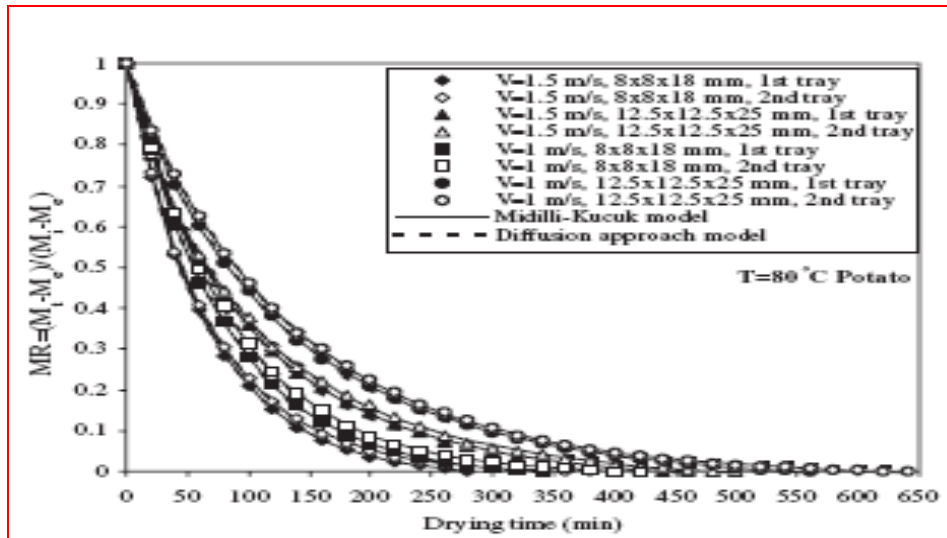


Figure I.51 : Variation de taux d'humidité en fonction de temps pour les tranches de pomme de terre à 80 °C

Conclusion :

Le séchage solaire et ses effets thermiques sur le produit étaient traités par plusieurs chercheurs. Toutes ces études recommandent l'utilisation de systèmes (capteurs solaires) couplés au séchoir devront être garnis de chicane pour pouvoir atteindre des températures permettant de garantir ce processus. C'est-à-dire, ces études confirment que la performance de la chaîne énergétique dépend des performances de ses composants.

D'autre part, les investigations fournies à travers les travaux synthétisés sur l'ensemble des produits alimentaires et agroalimentaires testés afin de mettre en évidence l'influence de l'utilisation des systèmes cités précédemment, montrent que l'influence de certains paramètres conceptuels, d'utilisation et d'autres liés à la forme du produit est prépondérante.

Notre choix s'y porté sur des produits jugés très importants pour l'économie nationale, surtout que leur production est énorme et du fait aussi qu'ils sont cultivés sur tout le territoire national comme la tomate.

CHAPITRE II

LA CHAÎNE

ÉNERGÉTIQUE DE

SÉCHAGE

Partie A : Généralités et principes de fonctionnement des capteurs solaires

Introduction

Un capteur solaire est destiné à convertir le rayonnement incident en énergie thermique à basses et moyennes températures et à la transférer au fluide caloporteur. La technologie de ces systèmes est simple : Elle se repose sur le pouvoir absorbant d'une surface traitée, l'absorbeur. Le capteur solaire combine deux principes physiques : les effets de serre et celui du corps noir. La chaleur produite par les capteurs peut ensuite être utilisée pour [22]:

- Chauffer les locaux et fournir l'eau chaude sanitaire.
- Activer la croissance des végétaux.
- Sécher les grains et les fourrages
- Faire fonctionner des moteurs thermiques
- Alimenter des machines de réfrigération.

Les capteurs plans peuvent assurer des températures variant de 30°C à 150°C et ne nécessitent ni concentration du rayonnement incident, ni un suivi du soleil [22]. Le niveau relativement bas de la température du capteur plan est dû à la réémission par rayonnement du récepteur et les pertes de chaleur par ces différentes faces [2], [6].

II.A.1. Les capteurs solaires

Les capteurs fixes à fonction thermique donnent lieu à une très grande diversité de modèles, ils se distinguent en particulier par le fluide caloporteur utilisé.

a- Capteurs plans vitrés

De façon schématique un capteur plan vitré comprend essentiellement (figure II.1) :

- Un absorbeur,
- Une ou plusieurs couvertures transparentes,
- L'isolant en partie arrière et sur les côtés
- Un coffre d'assemblage.

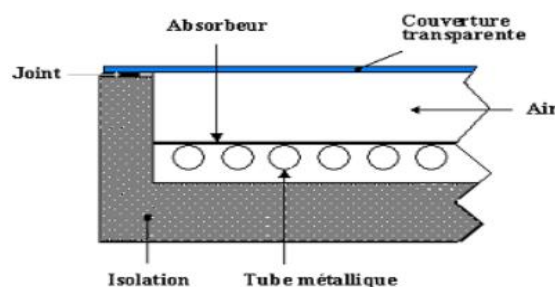


Figure II.1 : Schéma d'un capteur plan vitré à simple vitrage

En Général l'absorbeur est recouvert d'un revêtement sélectif, caractérisé par un fort coefficient d'absorption aux longueurs d'ondes inférieures à 2,5 μm et un faible coefficient

d'émission. Les capteurs plans sélectifs permettent d'obtenir dans de bonnes conditions des températures de 80°C.

b- Capteurs tubulaires sous vide

Ce type de capteurs est à la fois très efficace mais plus coûteux de tous les capteurs solaires. Ces capteurs conviennent mieux à des applications à hautes températures. Il possède un absorbeur sélectif et perd peu de chaleur même dans les régions froides. Pour avoir un bon rendement on crée le vide. Les tubes sont munis d'une couche en baryum déposée sur l'intérieur du tube pendant la fabrication. Elle devient blanche en contact avec l'air et ainsi sert de témoin à la perte de vide. (Figure II.2)

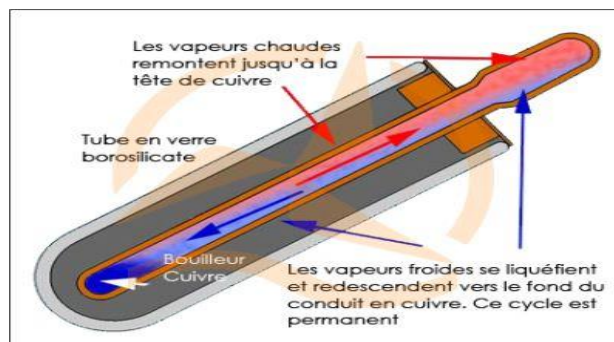


Figure II.2 : Schéma d'un capteur tubulaire sous vide

Plusieurs types des capteurs sous vide existent :

- Capteur à tube sous vide à circulation directe
- Capteur à tube sous vide à « caloduc »
- Tube sous vide à effet « thermos »
- Tube sous vide Schott
- Tube sous vide avec réflecteur

c- Le capteur sans vitrage

Ce type de capteurs fournis des températures du fluide à la sortie allant de 30 à 40°C. Ces capteurs sont constitués d'un réseau de tubes peints en noir en plastique résistant aux rayons U.V. Leur utilisation est limitée, chauffage de l'eau des piscines extérieures.



Figure II.3 : Moquette solaire caoutchouc



Figure II.4 : Toiture solaire sans vitrage en acier inoxydable

II.A.2. Structure et principe de conception d'un capteur solaire plan à air

Les capteurs solaires plans sont les éléments fondamentaux de la transformation de l'énergie solaire en énergie thermique à base et moyenne températures. Sans concentration du rayonnement solaire, le flux d'énergie tombant sur une surface située au niveau de la mer ne peut guère dépasser 1 kW/m^2 . Cette valeur ne permet pas d'atteindre des températures supérieures à 100°C . Par contre ils ne nécessitent pas un suivi du soleil et utilisent les composantes directes et diffuse du rayonnement incident. Ils sont principalement utilisés pour la production d'eau chaude sanitaire (ECS) et le chauffage d'habitations ou de piscines.

Les capteurs utilisant des gaz comme caloporteurs constituent ce que l'on appelle les capteurs à air. Ces capteurs qui peuvent utiliser l'air comme fluide caloporteur, peuvent être des capteurs à une ou à deux couvertures, dans lesquels, l'air circule soit à travers l'absorbeur soit entre l'absorbeur et la vitre, soit sous l'absorbeur, soit des deux côtés de l'absorbeur et enfin pour des absorbeurs soit perméables, soit plans, soit à géométrie variable.

On distingue donc :

a-Capteurs à absorbeurs poreux :

Pour lesquels l'absorbeur est une matrice poreuse où le rayonnement incident pénètre dans la masse de l'absorbeur donc une absorption volumique de ce dernier, cette pénétration fait donc que la température de la face avant du capteur est plus basse par comparaison à un capteur à absorbeur plan. Il s'ensuit donc une réduction des pertes thermiques avant du capteur.

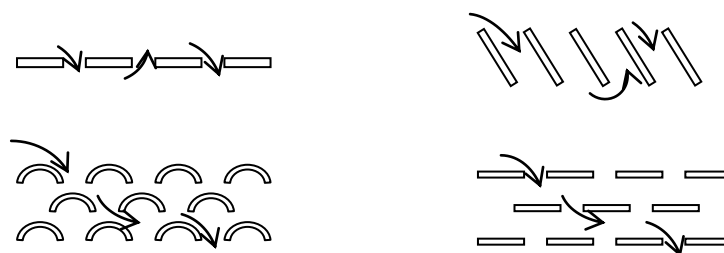


Figure II.5 : Différents types d'absorbeurs poreux

b-Capteurs à absorbeurs à géométrie variable :

Ces capteurs se présentent sous de nombreuses variantes, l'idée principale consiste à jouer sur la géométrie de l'absorbeur de manière à améliorer l'échange thermique entre l'air et ce dernier.

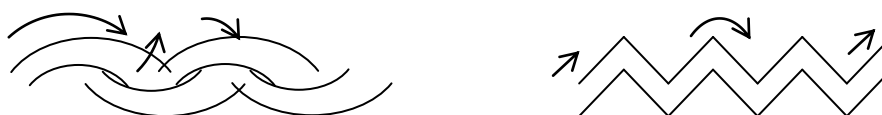


Figure II.6 : Différentes formes d'absorbeurs

c-Capteurs à absorbeurs plans :

Ces capteurs, caractérisés par leurs absorbeurs plans qui peuvent être sélectifs ou non sélectifs, sans vitre ou avec une ou plusieurs vitres de protection, dans lesquels l'air circule, soit entre l'absorbeur et la vitre, soit sous l'absorbeur, soit des deux côtés.

Les techniques et les matériaux utilisés dans la fabrication des capteurs solaires sont similaires à ceux employés dans le secteur traditionnel du chauffage, du sanitaire et des verrières. Généralement, un capteur solaire est composé des éléments suivants (figure II.7).

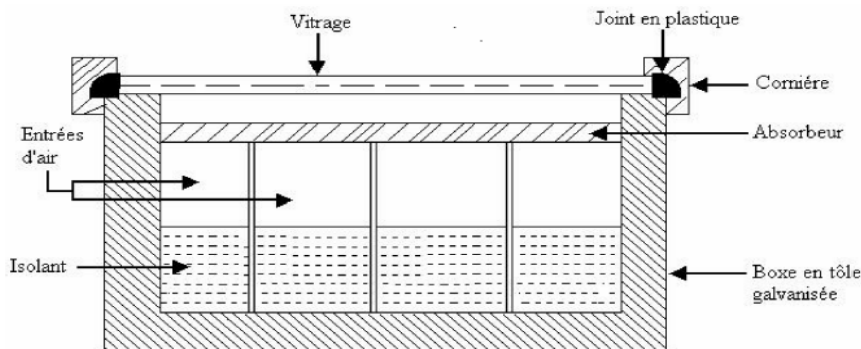


Figure II.7 : Composants d'un capteur solaire plan

II.A.2.1. L'absorbeur

L'absorbeur est l'élément central du capteur solaire, il absorbe le rayonnement solaire global de courtes longueurs d'onde et le convertit en chaleur [2]. Il est constitué d'une plaque à laquelle sont intégrés des tubes à travers lesquels circule le fluide de travail. Le matériau constituant la plaque de l'absorbeur peut être soit métallique soit en matière plastique laquelle est utilisée uniquement dans le cas où un milieu agressif circule directement dans l'absorbeur tel est le cas de l'eau d'une piscine. L'emploi des matières plastiques entraîne des différences notables comparées aux métaux [2].

Dans le tableau suivant (Tableau II.1) on montre quelques avantages et inconvénient de l'absorbeur en plastique.

Avantages	Inconvénients
✓ La légèreté.	✓ Une mauvaise conductibilité thermique.
✓ La possibilité de teinter le produit dans la masse et donc de ne pas craindre les rayures.	✓ Un vieillissement dû au rayonnement U.V.
✓ La faible sensibilité des plastiques à la corrosion.	✓ Une tenue médiocre aux températures élevées.

Tableau II.1 : Avantages et inconvénients des absorbeurs en plastique

Dans le cas des métaux on utilise le cuivre, l'acier inoxydable, ou bien l'aluminium, qui ont de bonnes conductibilités thermiques, tel que l'absorbeur ne doit pas être trop mince. En

pratique, on emploie généralement une feuille de cuivre ou d'aluminium de 0.2 mm d'épaisseur avec des variantes de 0.15 à 0.3 mm [8].

Les canaux contenant le fluide caloporteur ne doivent pas être trop espacés ; ainsi, la transmission de la chaleur de l'absorbeur vers le fluide caloporteur se fait plus efficacement. Dans la pratique, on choisit généralement un intervalle de 100 à 120 mm entre les tubes. Cela représente un compromis entre une évacuation optimale de la chaleur, une faible inertie thermique et une utilisation réduite des métaux tout en préservant des coûts de fabrication bas [8]. Il est fortement nécessaire d'assurer un bon contact entre les feuilles de l'absorbeur et les tubes du fluide caloporteur afin de réduire le plus possible la résistance thermique de contact.

En général, un absorbeur efficace a une bonne absorptivité ainsi que sa faible émissivité. Cependant, les surfaces métalliques tendent à réfléchir la lumière d'où une perte d'énergie. Pour résoudre ce problème, les surfaces métalliques doivent être peintes d'une surface sélective qui absorbe le rayonnement solaire de courtes longueurs d'onde avec un rendement et qui, d'autre part ne perd que très peu d'énergie grâce à son état de surface qui agit comme un piège vis-à-vis du rayonnement I.R ($\epsilon < 0,15$, $\alpha > 0,9$). Cette surface n'est considérée comme surface noire que pour la lumière solaire, pour les I.R elle agit comme un miroir [2].

II.A.2.2. Les différents revêtements possibles :

a- La peinture noire:

La peinture mate noire du commerce permet d'obtenir un coefficient d'absorption α compris entre 0,9 et 0,95. Mais le degré d'émission ϵ lui est très élevé (0,85) [16], voir figure (II.A.8) :

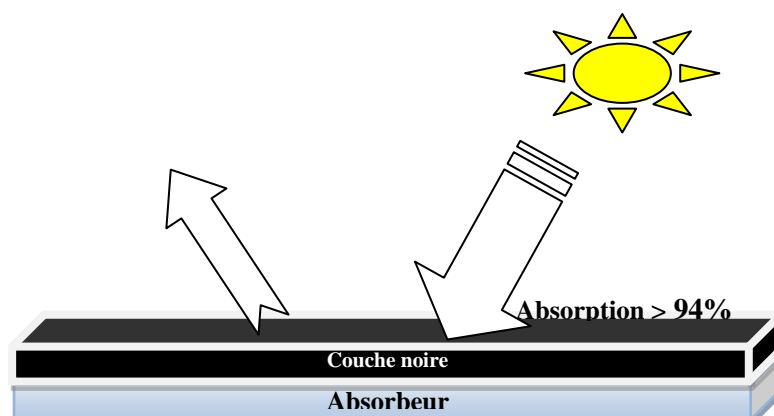


Figure II.8 : Peinture noire sur absorbeur [16]

b-Oxyde de chrome:

Le revêtement en "black chrome" (couleur noire) est composé d'oxyde de chrome déposé sur une sous-couche de nickel, le tout formant une couche extrêmement fine sur un support métallique son coefficient d'absorption α est de 0,95 et son coefficient d'émission ϵ de 0,12 à 0,18.

c- Traitement sous vide :

Ce revêtement sélectif a été mis au point en 1995 et est facilement reconnaissable de par sa couleur bleu marine, ce procédé consiste à déposer différents métaux (titane, ...) sur la surface absorbante en présence du vide. Le coefficient d'absorption α obtenu est supérieur à 0,95 et le coefficient d'émission ε , inférieur à 0,05.

Revêtement	Absorption α	Emission ε
Peinture noire	0,9 à 0,95	> 0,95
Black chrome	0,95	0,12 à 0,18
Dépôt sous vide	> 0,95	< 0,05

Tableau. II.2 : Différents traitements de surface [18]

Aujourd'hui, le procédé de revêtement sous vide a pris une grande place sur le marché mondiale grâce à sa faible consommation en énergie lors de la fabrication (1kWh par m² d'absorbeur, c'est à dire moins de 10% de l'énergie nécessaire pour les autres revêtements) et aussi grâce à son aspect au niveau écologique (pas de dégagements de gaz à effet de serres ou de pollution de l'eau).

Dans le tableau. (II.3) sont données les valeurs de ε et α pour les matériaux d'absorbeur les plus utilisés:

Support et traitement	Coefficient d'absorption α	Coefficient d'émission ε
Acier nickel noir sur nickel	0,95	0,07
Acier et chrome noir sur nickel	0,95	0,09
Acier et chrome noir	0,91	0,07
Cuivre et chrome noir	0,95	0,14
Acier galvanisé et chrome noir	0,95	0,16
Cuivre noir	0,88	0,15
Acier et oxyde de fer	0,85	0,08
Aluminium et oxyde de manganèse	0,70	0,08
Acier et couche organique sur chrome noir	0,94	0,20
Peinture noir époxy	0,95	0,18
Peinture blanche époxy	0,25	0,91

Tableau. II.3 : Le coefficient d'absorption α et le coefficient d'émission ε pour les supports les plus utilisés comme absorbeur [19]**II.A.2.3. Le fluide caloporteur :**

Le fluide de travail est chargé de transporter la chaleur entre deux ou plusieurs sources de température. Il est choisi en fonction de ses propriétés physiques et chimiques, il doit

posséder une conductivité thermique élevée, une faible viscosité et une capacité calorifique élevée. Dans le cas des capteurs plans, on utilise de l'eau à laquelle on ajoute un antigel (généralement de l'éthylène glycol) ou bien de l'air. Par rapport à l'eau, l'air a les avantages suivants [2]:

- Pas de problème de gel l'hiver ou d'ébullition l'été.
- Pas de problème de corrosion (l'air sec).
- Toute fuite est sans conséquence.
- Il n'est pas nécessaire d'utiliser un échangeur de chaleur pour le chauffage des locaux.
- Le système à mettre en œuvre est plus simple et plus fiable.

Cependant il présente certains inconvénients, à savoir :

- L'air ne peut servir qu'au chauffage des locaux ou pour le séchage solaire.
- Le produit masse volumique - capacité calorifique, est faible : ($\rho \cdot Cp = 1225 \text{ J/m}^3 \cdot \text{K}$) pour l'air contre $4,2 \cdot 10^6 \text{ J/m}^3 \cdot \text{K}$ pour l'eau.
- Les conduites doivent avoir une forte section pour laisser passer un débit suffisant.

II.A.2.4. La couverture transparente :

C'est une surface faite d'un matériau transparent au rayonnement visible mais opaque au rayonnement I.R, permettant de réaliser un effet de serre. L'utilisation de la couverture transparente du capteur permet d'accroître son rendement et d'assurer des températures de plus de 70°C [9], en créant un effet de serre qui réduit les pertes thermiques vers l'avant de l'absorbeur. On distingue deux types de couvertures transparentes utilisés :

a- Le verre :

Le permet de laisser passer le rayonnement solaire et d'arrêter le rayonnement infrarouge d'un émetteur tel que celui de l'absorbeur. La chaleur est donc bloquée entre l'absorbeur et la couverture. Le verre solaire utilisé comme couverture doit présenter une bonne résistance aux chocs, aux brusques variations de températures ainsi qu'aux températures élevées. La transmissivité se diffère d'un matériau à un autre (tableau.3), cette différence influe directement sur le rendement du capteur. Il doit également posséder les caractéristiques suivantes :

- ✓ le verre doit être trempé pour résister sans risques aux charges thermiques et mécaniques.
- ✓ il doit présenter un haut degré de transmission solaire caractérisé par une faible teneur en fer.
- ✓ il doit être doté d'une surface structurée permettant de réduire les reflets directs.

Le verre utilisé est caractérisé par son rendement optique ou taux de transmission qui dépend de la nature et de l'épaisseur du vitrage ainsi que de l'angle d'incidence et de la nature du rayonnement (direct ou diffus) (valeur habituelle de 0,91).

Actuellement, le verre antireflet équipe certains capteurs. Ce verre à un taux de transmission de l'ordre de 96% et son effet permet le placement de capteurs à la verticale.

b- Les polycarbonates :

Ce sont des dérivés de matières plastiques à double et à triple lame très fine, reliées entre elles par une multitude de parois pour former des cavités alvéolaires, ces dernières réduisent le mouvement de l'air incarcéré dans cet espace, et permettent de minimiser les pertes thermiques par convection vers l'avant. C'est ce genre de couvertures qu'on utilise dans notre laboratoire. Leur coefficient de transmission au rayonnement solaire, est de l'ordre de 83% sous une incidence normale à l'état neuf, qui diminue légèrement avec le temps (79% au bout de cinq ans). L'effet de serre est nettement meilleur avec des couvertures transparentes en verre et en particulier avec des plaques alvéolaires à double paroi. Les polycarbonates, en comparaison avec des couvertures en verre, présentent l'avantage d'avoir une bonne résistance aux chocs thermomécaniques.

Matériaux	Transmissivité à incidence normale	
	$\lambda' = 0,4-2,5 \mu m$	$\lambda' = 2,5-0,4 \mu m$
Verre	0.83-0.91	0.00-0.03
Plastiques en feuilles	0.76-0.92	0.02-0.06
Plastiques en films	0.85-0.87	0.2-0.26

Tableau. II.4 : Transmissivité de divers types de couvertures

II.A.2.5. L'isolation thermique :

L'absorbeur s'échauffe en absorbant les rayons solaires, cède une partie de l'énergie récupérée à un fluide caloporteur (l'air) et en réémet une partie dans l'infrarouge. L'absorbeur doit transmettre l'énergie captée au fluide caloporteur en minimisant les pertes thermiques vers l'extérieur. Pour cela les capteurs solaires sont équipés d'isolants thermiques d'épaisseurs qui varient de 4 à 8 cm. Les plus utilisés en générale sont les mousses polyuréthanes et la laine de verre et parfois le bois et rarement le céramique. Les matériaux utilisés comme isolants doivent assurer une bonne résistance aux températures de fonctionnement qui peuvent atteindre les 120°C. La durabilité, la résistance aux chocs en fonction du temps dépendent des conditions climatiques.

II.A.3. Principe des échanges et fonctionnement d'un capteur solaire plan à air

Un capteur solaire est destiné à convertir le rayonnement incident en énergie thermique à basses et moyennes températures et à la transférer au fluide caloporteur. La technologie de ces systèmes est simple : Elle se repose sur le pouvoir absorbant d'une surface traitée,

l'absorbeur. L'absorbeur s'échauffe en absorbant les rayons solaires, cède une partie de l'énergie récupérée à un fluide caloporteur (l'air) et en réémet une partie dans l'infrarouge. Une vitre alvéolée en polycarbonate est placée au-dessus de l'absorbeur, cette dernière est transparente aux rayonnements solaires visibles et opaque à l'infrarouge qu'elle absorbe et réémet vers l'absorbeur, permettant ainsi de "piéger" les rayonnements entre l'absorbeur et la vitre et d'augmenter la température de l'absorbeur : c'est l'effet de serre. L'arrière du capteur ainsi que les parois latérales sont recouvertes d'isolants thermiques. (Voir figure II.9).

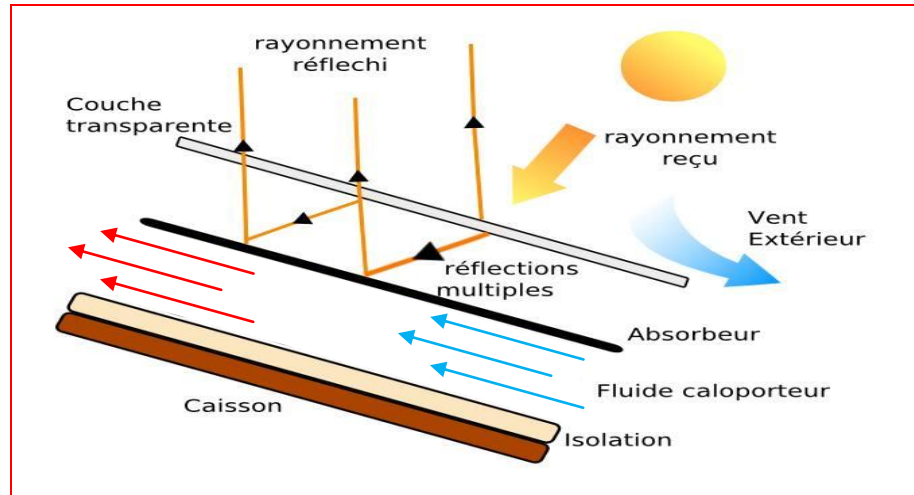


Figure II.9. Principe de fonctionnement du capteur solaire plan

II.A.4. Bilan thermique et calcul du rendement du CSP à air [39]

Le bilan thermique d'un capteur plan s'obtient simplement en admettant que l'énergie absorbée pendant l'intervalle de temps (dt), soit ($q \cdot dt$), se répartisse de la façon suivante :

$q_{ab} \cdot dt$: énergie extraite de l'absorbeur par le fluide caloporteur.

$q_u \cdot dt$: énergie utile pour l'échauffement de l'air.

$q_p \cdot dt$: perdue par le capteur dans l'environnement.

dq_e/dt : accroissement de l'énergie emmagasinée dans les différents éléments du capteur, ce terme s'annule en régime stationnaire quand le capteur atteint l'équilibre thermique.

Donc : $q_{ab} \cdot dt = q_u \cdot dt + q_p \cdot dt + dq_e$,

$$q_{ab} = q_u + q_p + \frac{dq_e}{dt} \quad (\text{II.1})$$

Le rendement du capteur est défini par : $\eta = \frac{\int_0^t q_w dt}{\int_0^t G^* \cdot S_c \cdot dt}$

Où ; le numérateur représente la quantité de chaleur utile pour l'échauffement du fluide caloporteur et le dénominateur représente la quantité de chaleur reçue par le capteur sur l'absorbeur (G^* est l'éclairement solaire incident). Le principe de modélisation consiste à écrire les bilans énergétiques de chaque élément constituant le capteur ; absorbeur, vitre,

isolant et fluide caloporteur. Plusieurs modèles sont rencontrés pour ce fait, deux approches de modélisation sont rencontrées également :

Une approche globale qui consiste à écrire le bilan énergétique global pour chaque élément du capteur et une approche élémentaire (détaillée) pour laquelle les bilans sont écrits pour les tranches élémentaires des composants du capteur. En régime thermique établi, où le capteur atteint son équilibre thermique, la puissance recueillie par le fluide caloporteur à l'abscisse (x) dans le sens de l'écoulement du fluide et par unité de surface de l'absorbeur, tirée de la formule (II.1), s'écrit sous la forme :

$$q_{ab} = q_u + q_p + \frac{dq_g}{dt}$$

A l'équilibre thermique $\frac{dq_g}{dt} = 0$

Alors :

$$q_{ab} = q_u + q_p \quad (\text{II.2})$$

En remplaçant chaque terme par sa valeur dans l'équation (II.2) on aura :

$$G^* \cdot S_c \cdot \tau_v \cdot \alpha_a = q_u(x) + S_c \cdot U_1 \cdot [T_s(x) - T_a] \quad (\text{II.3})$$

Où :

S_c : est la surface du capteur.

τ_v : est le coefficient de transmission de la vitre.

α_a : est le coefficient d'absorption de l'absorbeur.

G^* : est l'éclairement incident sur le plan du capteur.

T_a : est la température ambiante.

$T_s(x)$: est la température de l'absorbeur au point (x).

U_1 : est le coefficient global des pertes.

D'autre part, la puissance extraite par le fluide s'écrit:

$$q_u(x) = S_c \cdot H_f \cdot [T_s(x) - T_f(x)] \quad (\text{II.4})$$

Avec : $T_f(x)$: température de l'air au point (x) dans le capteur.

En éliminant $T_s(x)$ entre (II.3) et (II.4) on aura :

$$T_s(x) = \frac{q_u(x) + S_c \cdot H_f \cdot T_f(x)}{S_c \cdot H_f} = \frac{q_u}{S_c \cdot H_f} + T_f(x)$$

Remplaçant $T_s(x)$ dans (3) :

$$G^* \cdot S_c \cdot \tau_v \cdot \alpha_a = q_u(x) \cdot \left[1 + \frac{U_1}{H_f}\right] + S_c \cdot U_1 \cdot [T_f(x) - T_a]$$

D'où:

$$q_u(x) = G^* \cdot S_c \cdot \left[1 + \frac{U_1}{H_f}\right]^{-1} \cdot \left[\tau_a \cdot \alpha_a - \frac{U_1}{G^*} (T_f(x) - T_a)\right] \quad (\text{II.5})$$

$$q_u(x) = G^* \cdot S_c \cdot F' \cdot \left[\tau_v \cdot \alpha_a - \frac{U_1}{G^*} (T_f(x) - T_a)\right]$$

Tel que :

$F' = \left[1 + \frac{U_1}{H_f}\right]^{-1}$ soit l'efficacité de l'absorbeur donnée en fonction du coefficient d'échange

(H_f) entre l'absorbeur et l'air.

Le rendement sera donc :

$$\eta = \frac{\int_0^L q_u \cdot dt}{\int_0^L G^* \cdot S_c \cdot dt} = F' \left[\tau_v \cdot \alpha_a - U_1 \cdot \frac{\Delta T}{G^*}\right]$$

L'équation (II.5) peut être exprimée en fonction du débit massique :

$$q_u(x) = \dot{m} \cdot C_p \cdot [T_f(x+dx) - T_f(x)] \quad (\text{II.6})$$

Où ;

\dot{m} est le débit massique du fluide caloporteur.

C_p : est sa chaleur massique.

Avec l'équation donnant la puissance transférée au fluide dans la section (s_j) de l'absorbeur:

$$q_u(x) = F' \cdot [\tau_v \cdot \alpha_a \cdot G^* - U_1 \cdot (T_f(x) - T_a)] \quad (\text{II.7})$$

En remplaçant l'équation $q_u(x)$ dans (II.6) par $q_u(x)$ dans (II.7) et $T_{f(x+dx)}$ par $T_f(x) + dT_f(x)$

on aura :

$$\dot{m} \cdot C_p \cdot \frac{dT_f(x)}{dx} = F' [\tau_v \cdot \alpha_a \cdot G^* - U_1 \cdot (T_f(x) - T_a)]$$

Après séparation des variables:

$$\frac{dT_f(x)}{T_f(x) - T_a - \frac{\tau_{ab} \cdot \alpha_{ab} \cdot G^*}{U_1}} = \frac{F' \cdot U_1}{\dot{m} \cdot C_p} \cdot dx \quad (\text{II.8})$$

Cette dernière expression peut être intégrée le long du capteur de

$x = 0$ à $x = L$

Tels que :

$$\text{Pour } x = 0 \quad T_f(0) = T_e$$

$$\text{Pour } x = L \quad T_f(L) = T_s$$

Enfin :

$$\frac{T_s - T_a - \frac{\tau_v \alpha_s G^*}{U_l}}{T_e - T_a - \frac{\tau_v \alpha_a G^*}{U_l}} = \exp\left(\frac{-U_l F' L}{\dot{m} C_p}\right)$$

Pour comparer les performances du capteur et pour mettre en évidence l'influence de l'absorbeur sur le rendement, un coefficient (F_R) a été défini comme étant le facteur de conductance de l'absorbeur.

Il est donné par l'expression suivante :

$$F_R = \frac{G \cdot C_p [T_s - T_e]}{\tau_v \cdot \alpha_s \cdot G^* - U_l [T_e - T_a]} \quad (\text{II.9})$$

Tels que ;

$$G = \frac{\dot{m} \cdot C_p}{S_c} \text{ est le débit massique par unité de surface capteur.}$$

En regroupant le terme à droite de l'équation (II.9) et en le combinant avec l'équation (II.8), on vérifie que :

$$F_R = \frac{G \cdot C_p}{U_l} \left[1 - \frac{\frac{\tau_v \alpha_s G^*}{U_l} - (T_s - T_a)}{\frac{\tau_v \alpha_s G^*}{U_l} - (T_e - T_a)} \right]$$

$$F_R = \frac{G \cdot C_p}{U_l} [1 - \exp[-\frac{U_l F'}{G \cdot C_p}]]$$

La quantité de chaleur donnée en fonction de la température d'entrée peut être exprimée par :

$$q_u = S_c F_R [\tau_v \cdot \alpha_s G^* - U_l (T_e - T_a)]$$

F_R : traduit la capacité d'un absorbeur à communiquer l'énergie qu'il absorbe au fluide caloporteur.

On peut aussi définir le rapport :

$$F'' = \frac{F_R}{F'} = \frac{G C_p}{U_l F'} [\tau_v \alpha_a G^* - \exp(-\frac{U_l F'}{G C_p})]$$

Ce qui permet de représenter la variation de (F_R/F') en fonction du terme $\frac{G \cdot C_p}{U_l \cdot F'}$

Pour améliorer (F_R), on doit donc :

- Diminuer les pertes (U_l).
- Augmenter F' et par la suite (H_f).
- Augmenter le terme ($m \cdot C_p$)

$$F' = \frac{1}{1 + \frac{U_l}{H_f}}$$

L'amélioration de l'échange thermique et par la suite le rendement du capteur implique donc :

- Une augmentation de (H_f).
- Une diminution de (U_l).

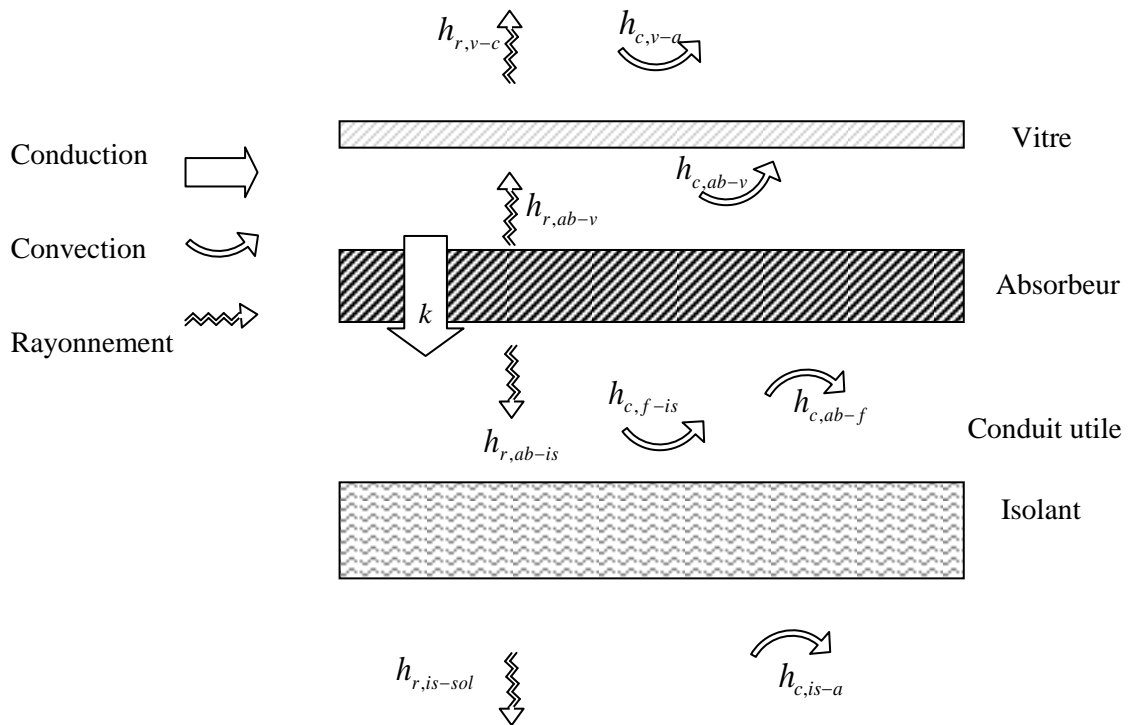


Figure II.10 : Représentation schématique des transferts thermiques entre les éléments du capteur plan

Les divers variables gouvernant le fonctionnement d'un capteur plan à air sont :

- * Coefficient d'absorption de l'absorbeur (α).
- * Coefficient d'émission de l'absorbeur (ϵ).
- * Rendement d'irrigation
- * Nombre et nature des vitres (n , τ_v , ϵ_v)
- * Flux incident, la vitesse du vent et la température ambiante.
- * Débit du fluide caloporteur.
- * Le coefficient d'émission de l'absorbeur.

Le rendement d'un capteur solaire thermique peut s'exprimer aussi par :

$$\eta = \eta_0 - a_1 \cdot \frac{\Delta T}{G} - a_2 \cdot \frac{\Delta T^2}{G}$$

Avec :

- η : rendement du capteur
- η_0 : rendement optique

a_1 : coefficient de pertes thermiques par conduction ($\text{W/m}^2\cdot\text{K}$)

a_2 : coefficient de pertes thermiques par convection ($\text{W/m}^2\cdot\text{K}^2$)

$\Delta T = T_m$ (température moyenne capteur) – T_{ext} (température extérieure) [K]

$T_m = (T_{\text{entrée capteur}} + T_{\text{sortie capteur}}) / 2$

G : éclairement solaire [W/m^2].

Tel que :

Capteur sans vitrage $a_1 = 20$ à 25 et plus

Capteur à simple vitrage $a_1 = 4$ à 6 et plus, $a_2 = 0,05$ à $0,1$ et plus

Capteur vitré sélectif $a_1 = 3$ à 5 , $a_2 = 0,005$ à $0,015$

Capteur sous vide à revêtement interne AL-N/AL $a_1 = 2$ à 3 , $a_2 = 0,006$ à $0,01$

Capteur sous vide à revêtement interne SS-C/CU $a_1 = 1$ à 2 , $a_2 = 0,004$ à $0,007$

Les figures ci-après (figure II.1 et figure II.12) comparent les courbes de rendement pour capteurs sans vitrage, plans sélectifs et sous vide.

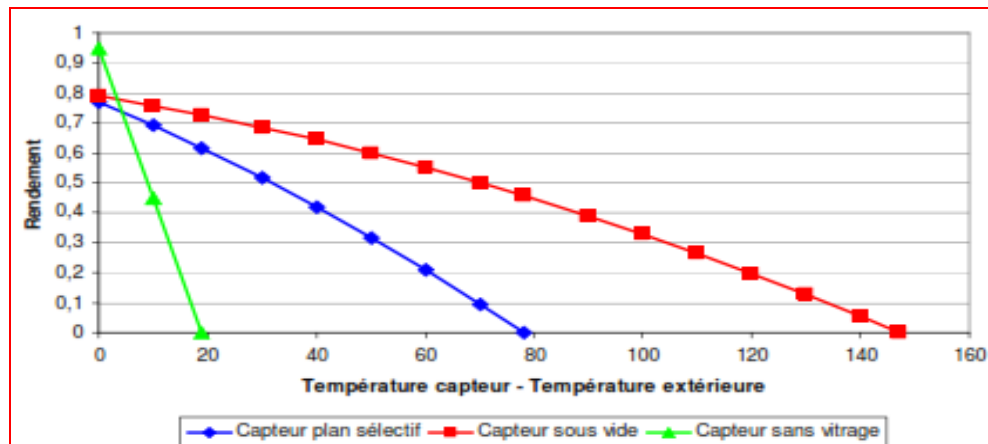


Figure II.11 : Courbes de rendement tracées pour $G = 500\text{W/m}^2$

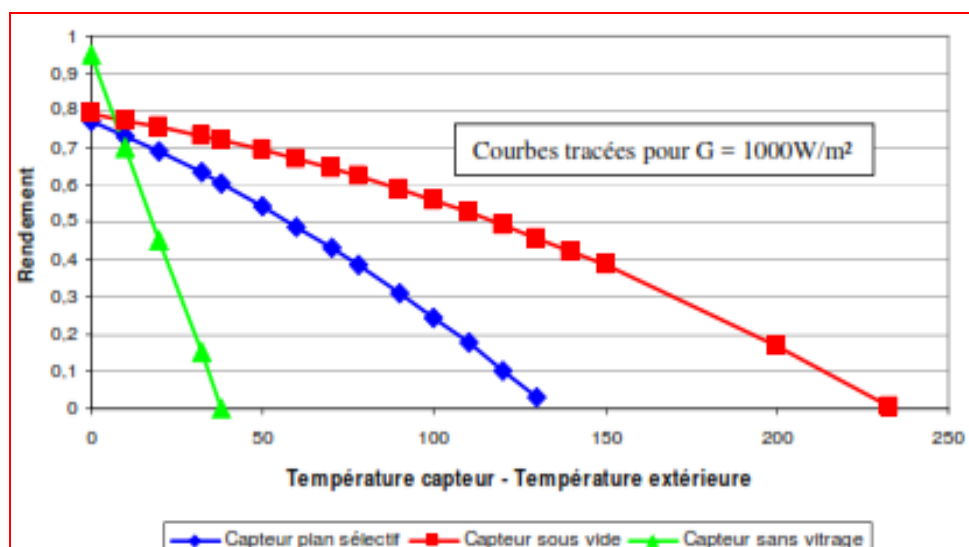


Figure II.12 : Courbes de rendement tracées pour $G = 1000\text{W/m}^2$

Partie B : Généralités et principes du séchage solaire

II.B.1 : Introduction

Le but du séchage est un procédé adopté pour assurer la conservation des produits agro-alimentaires. Cette technique est utilisée de différentes manières et procédées. Elle se base sur l'exposition du produit à sécher aux rayons du soleil et à l'air libre. Cependant, cette méthode présente plusieurs inconvénients ; un étalage direct aux rayons ultraviolets du soleil peut causer la détérioration des vitamines et protéines de ce produit ainsi que la dégradation de sa couleur.

Physiquement parlant, le but principal du séchage est de diminuer la quantité d'eau (la teneur en eau des produits agroalimentaires) jusqu'à des valeurs résiduelles inhibant le développement de tout micro-organisme permettant ainsi un meilleur stockage de ce produit dans des conditions ambiantes. Le développement scientifique et technologique a permis de diversifier et de mettre en œuvre plusieurs méthodes de séchage et plusieurs types de séchoirs. En plus du séchage des produits alimentaires, on peut citer le séchage d'une couche de matériaux combustibles de forêt, le séchage de bois, le séchage solaire des boues de stations d'épuration urbaines, le séchage artificiel du foin en balles, le séchage des plantes aromatiques et médicinales, le séchage des poissons, le séchage de quelques matériaux de construction, le séchage du béton, le séchage de l'argile, le séchage du brique, le séchage de textile de tissu et le séchage du cuir...etc.

On distingue deux grandes catégories de séchoirs solaires : les armoires de séchage vitrées (séchage direct) et les armoires de séchage non vitrées et reliées à un insolateur plan (séchage indirect). Plusieurs chercheurs ont développé des équations empiriques de cinétique de séchage en couche mince, en convection naturelle. Ils sont utilisés à titre comparatif les deux procédés de séchage cités auparavant et ils ont conclu que le mode de séchage à armoire (non vitrée) reliée à un capteur solaire à air (séchage indirect), présente les meilleures performances et réduit les risques d'endommager le produit pendant les fortes intensités du soleil dans les pays tropicaux. Le séchage des produits agro-alimentaires a fait l'objet de plusieurs recherches, notamment : pomme de terre, tomate, haricot vert, abricots, raisins, ...etc.

II.B.2. Définition [40-41]:

Le séchage est un procédé qui sert à séparer un liquide (partiellement ou totalement) d'un solide, d'un semi-solide, voire d'un liquide par évaporation. Cette opération est endothermique et nécessite l'apport d'énergie thermique. L'opération d'évaporation (séchage)

consistant à retirer une partie du solvant d'un corps, par vaporisation de ce solvant, le produit final est obtenue sous une forme solide de taille variable, ou de poudre. Le produit passe de son état initial humide à un état final solide sec, même s'il contient encore une teneur en eau (ou solvant) résiduelle ; le solvant considéré est le plus souvent l'eau, les mêmes principes pouvant s'appliquer à d'autres solvants. Le séchage est l'opération de séparation thermique d'eau, dans le sens qu'il faut fournir l'énergie de vaporisation du solvant, pour qu'il quitte le produit sous forme de vapeur. En séchage, on devra donc s'intéresser à la fois aux transferts de matière et de chaleur en même temps (couplés).

Diverses techniques existent pour séparer un pourcentage bien déterminé d'eau d'un produit, qui ne supposent pas forcément sa vaporisation tel que le pressage, l'égouttage, l'essorage centrifuge, etc.

II.B.3. Théories descriptives du phénomène de séchage

Dans nos jours un nombre important de théories de séchage a été établi. Ces théories nous permettent d'étudier le transfert de chaleur et/ou de masse dans un produit humide et certainement nous expliquent le phénomène de séchage. Parmi ces théories nous citons:

II.B.3.1. Théorie diffusionnelle (Modèle de Sherwood) [42-43]

La théorie diffusionnelle s'applique généralement à des produits à structure continue. Cette théorie suppose que le mouvement de l'eau vers la surface du solide est gouverné par la seconde loi de Fick qui permet d'exprimer le flux de matière au sein d'une particule en fonction du gradient d'humidité.

Rappelons que la loi de Fick traduit le phénomène de migration de la vapeur d'eau du milieu de forte concentration d'eau vers le milieu de faible concentration d'eau, autrement dit du sein de la matière à sécher vers sa surface. Puis à la surface on assiste à l'évaporation due à un apport énergétique extérieur.

Cette théorie donne satisfaction pour le séchage des aliments et des grains, ce qui n'est pas le cas pour les autres produits. Elle est critiquée pour sa faible représentation des phénomènes physiques en la simple différence de concentration (et de négliger par exemple le gradient de température dans le solide, ou de mettre le coefficient de diffusion constant, ce qui n'est pas valable pour tous les produits).

Cette diffusivité ne peut être calculée que dans de rares cas. Il est pratiquement toujours nécessaire de la connaître. Quelques valeurs de la diffusivité de l'eau dans des produits alimentaires à 50°C sont données ci-dessous (en m²/s) :

- betterave à sucre 5×10^{-10} ;

- blé $7,2 \times 10^{-11}$;
- maïs (2,6 à 8,2) $\times 10^{-11}$;
- pomme $3,6 \times 10^{-9}$;
- pomme de terre (0,9 à 1,5) $\times 10^{-10}$;
- feuilles de tabac $7,8 \times 10^{-13}$.

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

II.B.3.2. La théorie capillaire [40], [43]

La théorie capillaire s'applique à des produits poreux ou à des produits granulaires (dans ce dernier cas, les espaces entre les particules ont un comportement analogue à celui des pores). La théorie capillaire repose sur le fait que le mouvement de l'eau dans les pores résulte d'un potentiel de succion dont le mécanisme a notamment été étudié par Jurin. Lorsque l'on place un capillaire dans une cuve remplie d'eau, on constate une élévation du niveau du liquide (appelée aussi ascension capillaire) dans le tube par rapport au niveau dans la cuve. La capillarité dans les produits se réfère à l'écoulement du liquide à travers les interstices jusqu'à la surface du produit, en raison de l'attraction moléculaire entre le liquide et le solide.

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

D'autres théories ont été établies et développées en se basant sur les deux précédentes, tels :

II.B.3.3. La théorie de Krischer –Berger et Pei [44]

Le premier suppose que pendant le séchage, l'humidité dans l'état liquide est due aux forces capillaires et dans l'état de vapeur au gradient de concentration de la vapeur. Les deux derniers proposent que le transfert du liquide soit dû aux forces capillaires et au gradient de concentration ; quant à la diffusion de la vapeur ; elle est due au gradient de pression de la vapeur.

II.B.3.4. La théorie de Luikov [44]

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

II.B.3.5. La théorie de Whitaker [44], [45]

Whitaker propose une nouvelle façon d'écrire les équations de transfert de chaleur et de masse dans les milieux poreux. Il applique un système d'équations de conservation de chaleur

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

II.B.3.6. Théorie de Philip et De Vries [40], [43]

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

II.B.4. Terminologie de séchage [46]

II.B.4.1 Humidité :

Ce terme désigne le liquide contenu dans le corps solide, liquide ou pâteux, et devant être éliminé au cours du séchage.

II.B.4.2 Taux d'humidité :

C'est la masse de liquide contenue par unité de masse de matière à sécher. Bien qu'il soit fait très souvent référence à la matière humide, il est préférable d'exprimer le taux d'humidité par rapport à la matière anhydre.

II.B.4.3 États de siccité :

Un corps anhydre est un corps dont le taux d'humidité est nul. Un corps sec ou séché correspond plus généralement au produit tel qu'il est obtenu à la sortie du sécheur. Dans ce dernier cas, le taux d'humidité n'est pas forcément nul.

II.B.4.4 Taux d'humidité à l'équilibre :

Un corps humide, placé dans une enceinte de volume important où l'humidité relative et la température sont constantes, voit son taux d'humidité se stabiliser à une valeur dite d'équilibre qui dépend de la nature de l'humidité et de celle du produit qui en est imprégné, mais aussi de la pression partielle et de la température.

II.B.5. Corps hygroscopique [45-46]

Un produit est dit hygroscopique lorsque la pression de vapeur de l'humidité qu'il contient est inférieure à celle de cette humidité considérée pure et à la même température que celle du produit, en d'autres termes à celle de la vapeur saturante.

Quand la pression de vapeur émise par le produit (P_{vp}) est inférieure à la pression de vapeur saturante (P_{vs}), le produit est entré dans le domaine de l'hygroscopicité et une partie de son eau, "l'eau liée", est fixée par la matière.

Plus la teneur en eau du produit est faible, plus la tension de vapeur qu'il émet est réduite et plus l'activité de l'eau (a_w) est basse. On définit l'activité de l'eau dans le corps humide a_w par la relation :

$$a_w = \frac{P_{vp}}{P_{vs}} \quad (\text{II. 10})$$

Pour qu'il y ait séchage, quels que soient le niveau de teneur en eau du produit et l'activité de l'eau, il faut donc que l'humidité relative (Φ) de l'air soit constamment inférieure à l'activité de l'eau ($\Phi < a_w$) de façon à ce que $P_{vp} > P_v$ (pression de vapeur de l'air dans l'enceinte) [45].

II.B.6. Energie de liaison – chaleur de vaporisation [41],[46] :

La liaison est très forte pour l'eau liée chimiquement par association moléculaire et encore plus forte pour l'eau insérée dans un réseau cristallin, dans ces deux cas, le corps est dit "hydraté". Enlever cette eau d'hydratation revient à détruire le corps. L'opération de séchage consiste à enlever toute l'eau du corps (l'humidité) autre que son eau d'hydratation

La chaleur ou l'énergie de vaporisation de l'eau libre ne dépend que de la température régnant à la surface du produit soumis au séchage ; Cette chaleur n'est autre que la chaleur de vaporisation de l'eau, donnée par la formule :

$$L_v = 597 - 0,56 \theta \quad (\text{II. 11})$$

Lorsque l'eau est absorbée dans le produit, en - dessous d'un certain seuil d'hydratation (correspondant à la limite entre eau "libre" et eau osmotique), les molécules d'eau sont liées à la matière avec une certaine énergie de liaison, qui devient d'autant plus importante qu'il s'agit d'eau osmotique absorbée, combinée chimiquement. Pour évaporer cette eau, lors du séchage, il faut fournir un supplément d'énergie thermique. Dans ces conditions, la chaleur totale de vaporisation de l'eau du produit peut s'écrire :

$$L = L_a + L_v \quad (\text{II. 12})$$

Pour le séchage la chaleur de liaison de l'eau (L_a) est négligée car la dessiccation s'arrête à un certain seuil dit d'équilibre, et la chaleur de vaporisation est celle de l'eau dite "libre".

II.B.7. Modes de séchage

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

II.B.7.1. Séchage par ébullition [46] :

Le produit est porté à la température telle que la pression de vapeur d'eau du produit devient égale à la pression totale ambiante régnant dans le séchoir. La température du liquide est donc déterminée par la pression d'ébullition.

II.B.7.2. Séchage par entraînement :

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

Ces deux mécanismes peuvent se succéder au cours d'une opération de séchage ou coexister dans un produit à un moment donné. Le séchage fait appel aux trois modes de transfert de chaleur par conduction, par convection et par rayonnement, ainsi que le transfert de matière. Ceux-ci sont utilisés seuls ou combinés entre eux.

II.B.7.3. Séchage par conduction [48], [50]

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

$$\frac{Q}{A} = \lambda \cdot \frac{dT}{dt} \quad (\text{II.13})$$

Avec:

λ : Conductivité thermique de la pellicule de produit (W/m.K)

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

II.B.7.4. Séchage par convection [46-47]

Dans le domaine industriel, c'est le mode de séchage le plus courant. Il consiste à mettre en contact, un gaz (air) s'écoulant en régime généralement turbulent, autour du corps à sécher, qui peut se présenter sous forme de particules, de gouttelettes, de fibres ou de plaques. Pour un séchage par convection, les échanges de chaleur et de masse entre le produit à sécher et l'air de séchage sont déterminés par les coefficients de transfert à la surface, qui dépendent des caractéristiques de l'air (température, humidité, vitesse).

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

- Si le mouvement de fluide est renforcé par un travail mécanique « artificiel » (ventilation, agitation, pompage d'un fluide), on parle de « convection forcée ».
- Si au contraire, le mouvement du fluide, n'est dû qu'à des courants thermiques ou des mouvements ascensionnels d'ébullition, la convection est dite « naturelle »

Le temps de séchage est réduit lorsque la différence de température, entre le fluide et le produit, est augmentée. Toutefois la thermo-sensibilité du produit (caractérisée par la température maximale qu'il peut supporter), limite la valeur de l'écart, notamment en fin de séchage. Ce type de transfert utilise l'équation suivante :

$$Q = \alpha \cdot A \cdot (T_a - T_s) \quad (\text{II.14})$$

Avec :

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

α : Le coefficient d'échange par convection (W/m².K)

A : La surface d'échange (m²)

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

II.B.7.5. Séchage par rayonnement [47]

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

$$Q = A_1 \cdot C \cdot \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right] \cdot \varphi \quad (\text{II.15})$$

$$C = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{A_1}{A_2} \cdot \left(\frac{1}{\varepsilon_2} - 1 \right)} \quad (\text{II.16})$$

Avec:

A_1 : Surface du corps recevant le rayonnement (m²)

A_2 : Surface de l'émetteur infrarouge (m²)

T_1 : Température de la source émettrice (K)

T_2 : Température du produit (K)

φ : Facteur tenant compte de la position relative de l'émetteur et du produit.

ε_1 : Emissivité du produit

ε_2 : Emissivité de l'émetteur

II.B.8. Transferts de matière [43], [46], [47]

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

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

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

II.B.9. Transferts d'eau en séchage [47-48]

Les corps à sécher sont constitués par une matrice continue, éventuellement interrompue localement, dans le cas d'un solide, par des pores pouvant déboucher à la surface de celui-ci. L'humidité peut se localiser aussi bien à la surface externe du produit que dans les pores ou au sein même de la matière (Figure II.13). Le séchage peut être décrit comme un transfert d'eau couplé à un transfert de chaleur, dans un matériau poreux non saturé. Dans les produits biologiques le transfert interne d'eau est souvent le phénomène limitant. La taille des pores et la distribution des rayons des pores dans le produit, influent sur le caractère hygroscopique du produit (plus les pores sont petits, plus le caractère hygroscopique est important).

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

Les difficultés sont plus complexes dans les aliments solides que dans les liquides. Le transfert de masse implique un transfert d'une variété de composants avec la phase et en interphase par diffusion moléculaire naturelle ou par convection forcée. La masse est transférée par gradient de concentration ou de pression partielle.

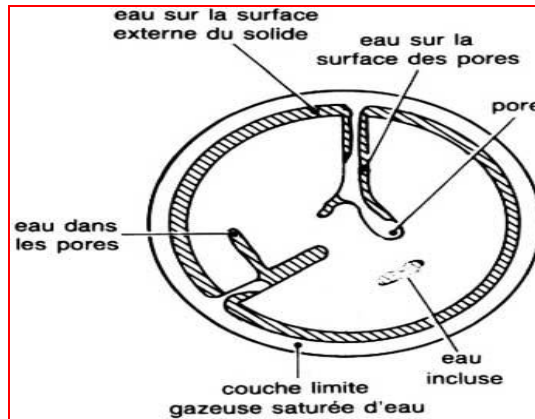


Figure II. 13 : Représentation schématique d'un solide humide [47]

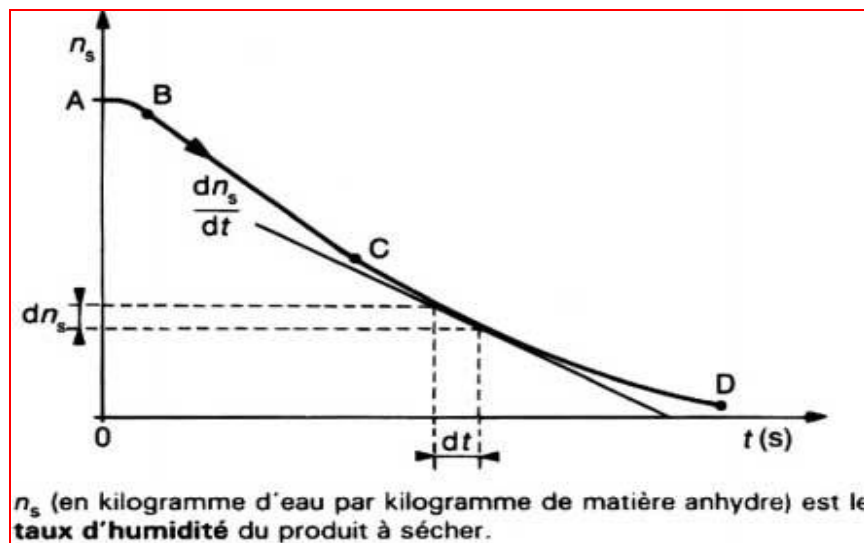
II.B.10. Description physique du séchage [46], [49]

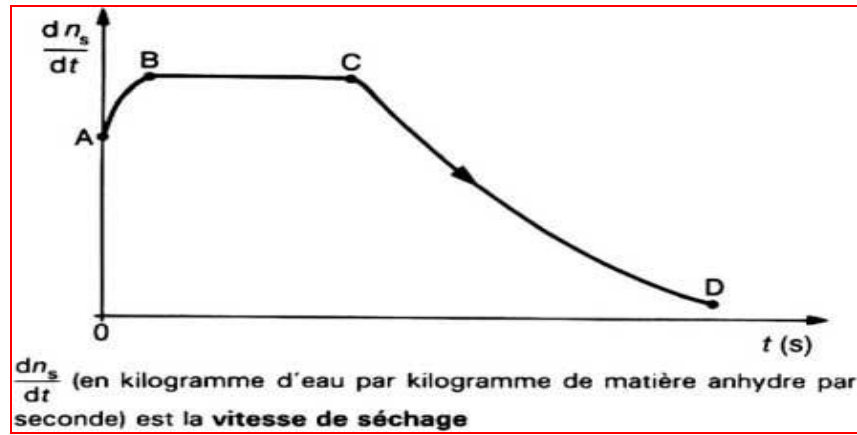
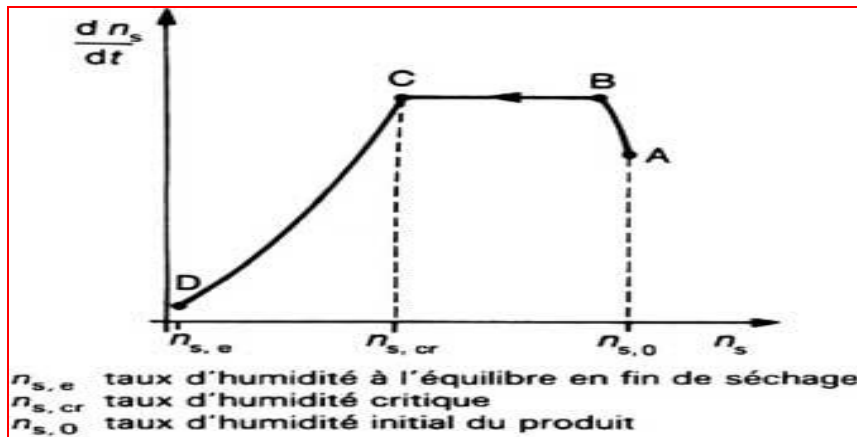
Les caractéristiques du séchage d'un produit ont une meilleure description lorsqu'elles sont représentées par des courbes. L'une des plus intéressantes et indispensable représentation est le taux d'humidité du produit n_s en fonction du temps t donnée sur la figure (II.14), ou encore la vitesse du séchage dn_s/dt en fonction du temps t donnée sur la figure (II. 15). Ces courbes de séchage dont la forme la plus complète (c'est-à-dire lorsque toutes les phases de séchage existent).

Krisher a proposé un autre mode de représentation ; c'est la vitesse de séchage dn_s/dt en fonction du taux d'humidité n_s représentée sur la figure (II.16).

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

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

Figure II.14 : Courbe de séchage $n_s = f(t)$

Figure II.15 : Courbe de séchage $dn_s/dt = f(t)$ Figure II.16 : Courbe de séchage $dn_s/dt = f(n_s)$

a) Phase transitoire (A-B) [46-47]

La phase transitoire de séchage est une phase de mise en régime. Le produit est à une température inférieure à celle de l'air, le transfert de matière est peu important. La température du solide s'élève ainsi que la pression de vapeur de l'eau en surface, ce qui entraîne un accroissement de la vitesse. Cette augmentation va se poursuivre jusqu'à ce que le transfert de chaleur de l'air vers le produit compense exactement le transfert d'énergie associé à la migration de la vapeur d'eau de la matière vers l'air.

b) Phase à vitesse de séchage constante (B-C) [46]

Pendant toute la durée de cette phase qui se poursuit jusqu'au point critique, la surface du produit est saturée en eau. Il s'y forme une couche limite, où la pression de vapeur d'eau est quasi égale à celle de l'eau pure dans les mêmes conditions de température et de pression.

Cette situation résulte, soit de la présence d'eau en quantité importante à la surface du produit, soit d'une diffusion d'eau, au sein du produit vers sa surface externe, suffisamment rapide. Cette phase est comparable à l'évaporation d'un liquide.

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

$$\frac{dw}{dt} = M \cdot \frac{dn_s}{dt} = K_G \cdot A \cdot (P_s - P_w) \quad (\text{II.17})$$

Avec :

M : Masse du produit à sécher (kg)

A : Surface à travers laquelle, s'opère le transfert d'humidité (m²)

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

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

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

Cette phase d'évaporation existe tant que la vitesse de transport de l'eau liquide dans les pores du matériau vers sa surface est un phénomène rapide devant la vitesse globale d'évaporation. La durée de la phase de séchage à vitesse constante dépend des coefficients de transferts de masse et de chaleur, de la surface d'échange ainsi que du gradient de température et d'humidité entre le gaz de séchage et la surface humide.

Durant cette phase de séchage, l'humidité moyenne du solide décroît linéairement jusqu'à une humidité du solide appelée « humidité critique ». L'humidité critique dépend de la nature du solide, de sa structure, de sa forme mais aussi de la vitesse de séchage à allure constante. L'humidité critique augmente généralement avec l'épaisseur du matériau et avec la vitesse de séchage.

L'augmentation de l'humidité critique avec la vitesse de séchage dans la 2^{ème} phase est toutefois peu importante. Les matériaux macroporeux, dans lesquels le mouvement du liquide s'effectue par capillarité, présentent de longues périodes à allure constante, l'humidité critique se situant à un niveau relativement bas. Par contre, les solides homogènes ou microporeux présenteront des périodes à allure constante relativement courtes ou inexistantes, leur humidité critique étant assez élevée. Pour ces derniers matériaux, la déshydratation se situera pratiquement entièrement dans la zone de ralentissement (3^{ème} phase de séchage).

c) Phase à vitesse de séchage décroissante (C-D) [46]

C'est la période de ralentissement, à partir de laquelle, la vitesse de séchage met à décroître. La teneur en eau correspondant à la transition entre période (B-C) et (C-D), est appelée « teneur en eau critique » ou point critique du séchage.

Il se crée dans les produits poreux un front d'évaporation se dirigeant progressivement vers l'intérieur de la matière à sécher. La vapeur d'eau ayant un chemin, plus en plus important

à parcourir, et pression à la surface du produit diminué, le potentiel d'échange va décroître comme, et par conséquent, la diminution de la vitesse de séchage.

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

II.B.11. Les séchoirs solaires

Les séchoirs sont classés selon :

- a- Propriété physique de la matière [46] : Les propriétés physiques de la matière à sécher sont le facteur le plus important pour le choix du séchoir.
- b- Méthode d'approvisionnement en énergie [46] : Lorsque l'énergie est fournie au produit (transfert de chaleur par convection) par l'air chauffé, le séchoir est classé de type convectif. Si la chaleur est transférée au produit avec un contact direct, le séchoir est classé de type conductif.
- c- La gamme de température [50] : Les systèmes de séchage peuvent être classifiés selon la gamme de température de fonctionnement, soit à hautes températures ou à basses températures. Les types de séchoir à hautes températures, sont employés lorsque le produit nécessite un gaz très chaud, et reste en continuité jusqu'à ce que le produit soit séché (le bois par exemple). Pour les types de séchoir à basses températures, ces dernières soient inférieures à 100°C.

II.B.12. Mode de répartition des produits à séchés [50]

- a- Séchage en couche mince: Les fruits et légumes sont posés sur des claies, et séchés en couche mince lorsque l'air chaud traverse les produits de bas vers le haut.
- b- Séchage en couche épaisse: Ce mode de séchage est généralement utilisé pour les fourrages, les céréales, le café etc. l'air chaud est soufflé dans un amas des produits, reposant sur une grille perforée.

II.B.13. Les différents types des séchoirs [46], [47], [50]

Les séchoirs peuvent être naturels, directs ou indirects.

- Un séchoir est dit à convection naturelle si la circulation d'air est assurée par thermosiphon et un séchoir en convection ventilée (forcée) si elle est assurée par une action mécanique.
- Un séchoir est dit direct, si le rayonnement solaire atteint directement les produit, le séchoir indirect lorsque les produits sont à l'abri du rayonnement.

II.B.13.1. Les séchoirs naturels [50]

Le séchage à l'air libre ou séchage naturel (dit traditionnel) est la méthode la plus ancienne qui se réalise en stockant le produit à sécher, sous abris bien ventilés et

suffisamment espacés afin de permettre une bonne circulation de l'air. Ce mode de séchage, qui ne nécessite aucune source de chaleur artificielle, reste relativement performant dans les zones arides et sèches. Il convient pour les petites productions destinées à l'auto consommation ou à la consommation locale. Son avantage est que son coût de matériel est très faible, alors que son inconvénient est que les produits restent exposés à l'air libre, ce qui les fait exposer à des poussières, des insectes et au développement des moisissures à cause de la reprise d'humidité au cours de la nuit. Aussi, puisque la vitesse du séchage dépend d'une manière directe des conditions météorologiques, un contrôle de la durée du séchage et de la qualité des produits à sécher devient difficile voire impossible.

Pour remédier à ces inconvénients, pendant la nuit ou lorsqu'il pleut, les produits peuvent être abrités sous un bâtiment ou être recouverts par des toiles imperméables. La vitesse d'évaporation peut être augmentée en remuant les produits régulièrement au cours du séchage avec des claies non surchargées de produits pour faciliter la circulation de l'air et garantir un séchage uniforme de tout le produit.

II.B.13.2. Les séchoirs solaires directs [47]

Souvent dans les régions rurales, des grains, des fruits ou des légumes sont répartis sur la terre ou sur les toits des maisons pour être séchés directement, c'est le séchage solaire direct.

Il est évident que cette technique n'est pas hygiénique et a pour conséquence la perte significative de produit, due particulièrement à la contamination par la saleté, la poussière, le vent, l'infestation par des insectes, la pluie et l'interférence animale. Le soleil intermittent et la mouillure par la pluie réduisent le taux de séchage ; notons qu'une surchauffe peut aussi détériorer le produit.

Une solution consiste alors à couvrir d'un plastique ou d'un verre les claies du séchoir, tout en assurant une circulation d'air naturelle. Les propriétés radiatives de la couverture choisie pour protéger le produit doivent satisfaire aux contraintes classiques favorisant l'effet de serre à savoir favoriser la récupération d'énergie solaire tout en limitant l'énergie radiative perdue par le produit.

Quelle que soit la conception envisagée, la mise en œuvre du séchage solaire en mode direct par convection naturelle reste limitée car il n'y a pas ou peu de contrôle du taux de séchage, celui-ci n'est pas uniforme, la capacité de séchage est faible et le rendement reste médiocre [50]. De plus, les surchauffes superficielles qui peuvent se produire facilement dans des régions arides dues à l'exposition excessive au soleil, tendent à entraîner une perte de qualité du produit. Ces surchauffes peuvent être limitées si l'on met en place un écoulement d'air par convection forcée.

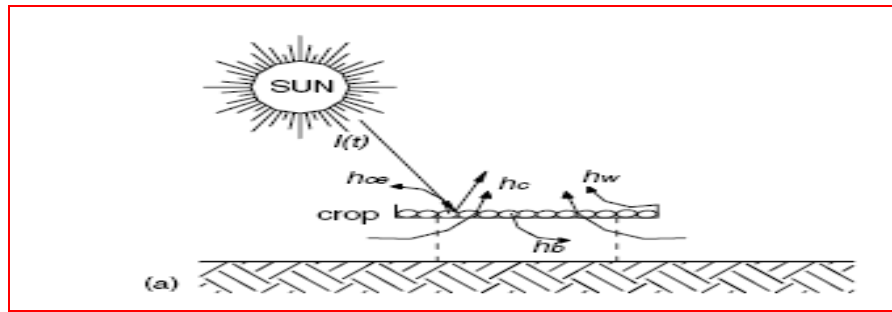


Figure II.17. Schéma du séchage solaire en plein air

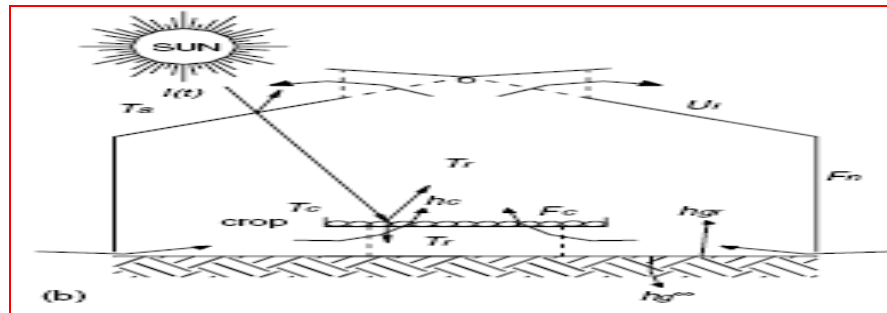


Figure II.18. Schéma d'un séchoir solaire direct à convection naturelle

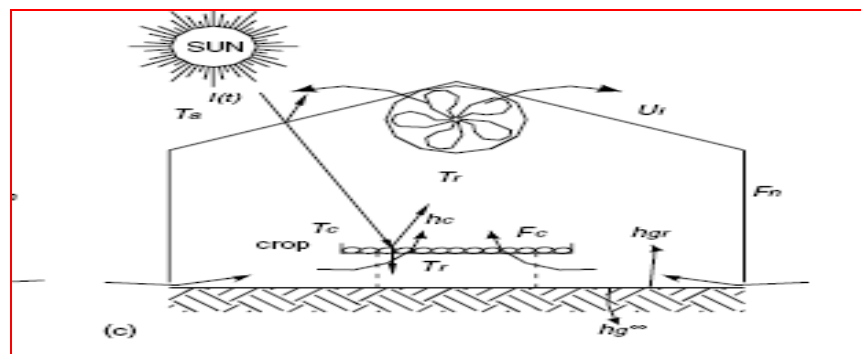


Figure II.19. Schéma d'un séchoir solaire direct à convection forcée

II.B.13.3. Les séchoirs solaires indirects (le séchoir armoire) [46], [51]

Les produits à sécher ne sont pas exposés directement au rayonnement solaire. Ils sont disposés sur des claies à l'intérieur d'une enceinte ou d'un local en rapport avec l'importance des quantités de produits à sécher. L'air neuf est admis dans l'enceinte de séchage après passage dans des capteurs à air ou autre préchauffeur qui le réchauffent en fonction du débit utilisé.

Ce type de séchoir est complexe et plus coûteux à construire que le séchoir direct. Il est surtout employé pour des produits très sensibles au rayonnement solaire ou dont le niveau de température doit être contrôlé, tel que les produits à vocation agricole comme les fruits et les légumes dont l'aspect, la couleur et la qualité nutritive et gustative doivent être mieux préservés.

Comme principe de fonctionnement, ce type de séchoir se compose généralement de deux parties: un collecteur qui converti le rayonnement solaire en chaleur, et une chambre de séchage qui contient le produit à sécher (voir figure II.20). L'air pénètre dans le collecteur qui s'échauffe ; sa température augmente et, par effet de convection naturelle, l'air chauffé monte

à la chambre de séchage pour sécher le produit. La durée du séchage reste très variable selon les conditions météorologiques et la ventilation du séchoir.

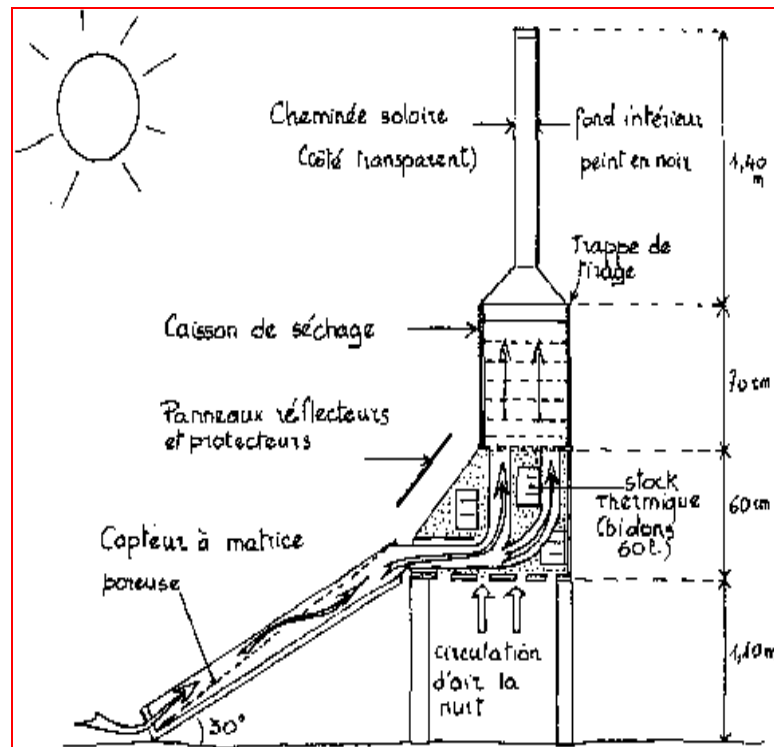


Figure II.20 : schéma d'un séchoir solaire indirect à convection naturelle

II.B.13.4. Les séchoirs mixtes [47]

Dans ce type de séchoirs (voir figure II.21), la chaleur nécessaire au séchage est fournie par l'action combinée du rayonnement solaire touchant directement les produits et de l'air préchauffé dans des capteurs.

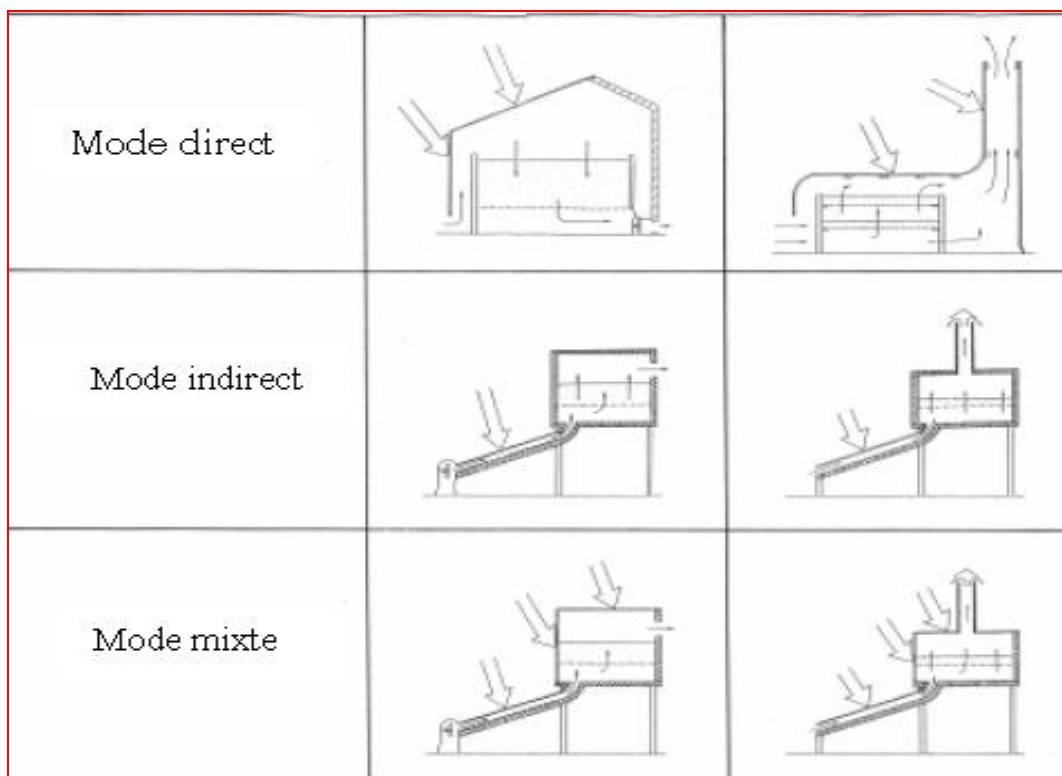


Figure II.21 : Les trois différents premiers modes des séchoirs solaires

II.B.13.5. Les séchoirs solaires tunnels

Ce modèle de séchoir dédié essentiellement pour la production agro-alimentaire. Il est destiné principalement pour les régions tropicales et subtropicales et est en exploitation commerciale dans une soixantaine des pays partout dans le monde. Le séchoir Tunnel utilise les cellules photovoltaïques pour alimenter les ventilateurs et ainsi pour faire circuler l'air dans la zone de séchage. L'air circule à travers une zone généralement peinte en noir (zone du collecteur) pour absorber la chaleur du soleil et passe à travers les plateaux qui contiennent les produits destinés à être séchés. Certains séchoirs se complètent par l'ajout d'une cheminée favorisant une meilleure circulation de l'air, ou par l'utilisation d'un système de chauffage externe tel que l'eau chaude pour garantir un séchage plus efficace durant la nuit (voir figure II.22), ou lorsque les conditions météorologiques ne sont pas favorables.

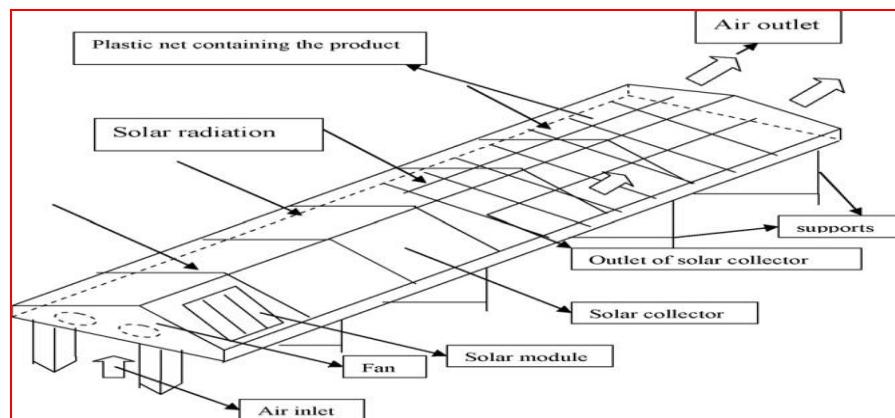


Figure II.22: Schéma d'un séchoir solaire tunnel

II.B.13.6. Les séchoirs hybrides

Le processus du séchage reste difficilement contrôlable puisqu'il dépend en grande partie des conditions météorologiques et climatologiques. Aussi, l'apport en humidité la nuit mène à prolonger la durée du séchage et à faire exposer les produits à des attaques microbiennes. Les séchoirs hybrides sont élaborés pour les produits demandant de grandes capacités et pour palier à ces inconvénients en utilisant des énergies telles que le gaz, le bois ou le fuel : ces énergies sont utilisées pour maintenir une température constante à l'intérieur du séchoir quel que soit les conditions climatologiques, l'énergie solaire devient secondaire dans ce cas, l'augmentation de la circulation de l'air se fait à travers des ventilateurs électriques. Ce type de séchoir qui garantit une augmentation de la productivité, un meilleur contrôle, une continuité du séchage pendant la nuit et durant toute les saisons ; représente aussi certains inconvénients comme la nécessité d'un personnel qualifié pour la maintenance et son coût de production et d'investissement qui reste élevé [46], [51].

II.B.14. Les avantages et les inconvénients des différents types de séchage

Dans le tableau suivant (Tableau II.5) on donne un aperçu sur les diverses avantages et inconvénients vis-à-vis le type de séchage utilisé.

	Avantages	Inconvénients
séchage libre	✓ Séchage doux, grâce à l'alternance jour/nuit.	✓ Séchage lent, (temps de réponse au marché pénalisant).
	✓ Pas de personnel qualifié exigé.	✓ Pertes importantes dues aux défauts de séchage.
	✓ Faible gradient d'humidité dans l'épaisseur.	✓ Surface occupée importante.
	✓ Peu de changement de couleur.	✓ Risque d'attaque (insectes et champignons).
	✓ Pas de dépenses d'énergie.	✓ Difficulté d'atteindre la teneur en eau souhaitée
	✓ Source d'énergie « gratuite »	✓ Investissement initial important.
	✓ Maîtrise de la teneur en eau finale désirée.	✓ Consommation électrique si il a un système de ventilation.
	✓ Obtention de produit de qualité (moins de pertes).	✓ Conduite du séchoir peut être très longue.
	✓ Source d'énergie « gratuite ».	
	✓ Permet la gestion de la conduite de séchage.	
séchage solaire	✓ Pas de risque d'attaque par insectes ou champignons.	
	✓ Coût faible à moyen	

Tableau II.5. Avantages et inconvénients des différents types de séchage

II.B.15. Différents modèles de séchoirs réalisés et testés

Dans ce qui suit, nous citons quelques exemples de séchoirs réalisés et testés par des chercheurs à travers le monde :

II.B.15.1. Séchoirs à effet direct

a- Séchoir de Sharma [52]

Ce séchoir d'une capacité de 7,1 m³ de bois a été testé en Inde, en 1972. Depuis, plus d'une vingtaine sont en fonctionnement à des latitudes variant de 17° à 30°N. A l'exception du mur nord qui est calorifugé, tous les autres murs et le toit sont construits d'un double vitrage d'épaisseur de 5,5 mm enfermant une lame d'air de 37 mm. Un absorbeur ondulé est placé horizontalement au-dessus de la pile de bois. La circulation d'air est assurée par deux ventilateurs de 1 KW de puissance, placés du côté du mur nord. L'entrée et la sortie d'air s'effectuent par des ouvrants placés respectivement dans le mur sud et le mur nord. La durée de séchage enregistrée avec ce séchoir est de 4 fois moindre que celle à l'air libre.

La régulation du séchoir se fait manuellement et se limite à :

- Une valeur maximale de l'humidité relative de l'air au-dessus de laquelle il y a ouverture des clapets (pour une humidité du bois supérieure à 40%, le séchoir fonctionne en mode ouvert lui permettant de s'alimenter en air sec, afin de favoriser l'évaporation de l'eau, pour une humidité inférieure à 40%, le séchoir fonctionne en mode fermé puisque le rythme du séchage dépend à ce stade plus de la température de l'air) ;
- Une valeur minimale de la température en dessous de laquelle il y a arrêt du séchage.

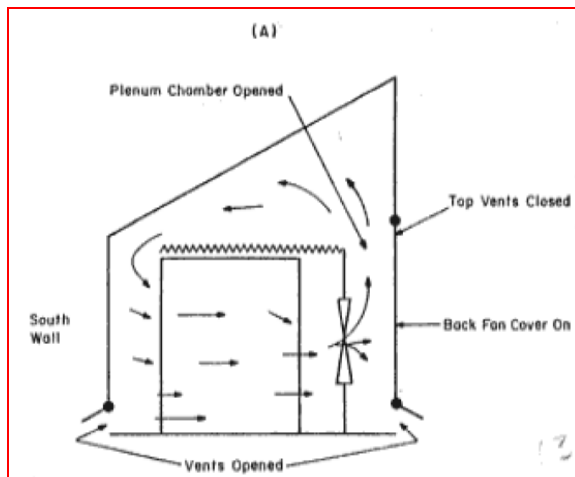


Figure II.23. Séchoir de Sharma mode fermé

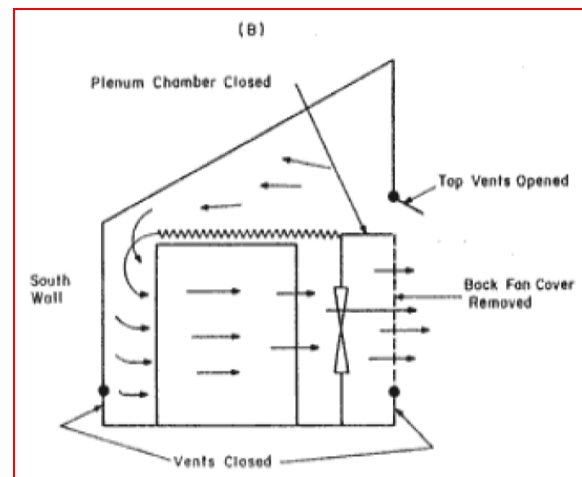


Figure II.24. Séchoir de Sharma mode ouvert

b- Séchoir de Prestemon [46], [53]

Ce séchoir d'une capacité de 2,4 m³ a été construit en 1983 à Ames en USA (figure II.25). A l'exception du toit, toutes les faces du séchoir sont réalisées, en allant de l'intérieur vers l'extérieur, d'une couche d'aggloméré, de fibres de verre et du bois de charpente ; toutes les surfaces internes sont peintes en noir. Le toit qui joue le rôle du capteur est constitué d'une couche de polyester et de fibres de verre. La circulation d'air à l'intérieur du séchoir est assurée par deux ventilateurs de 50 cm de diamètre placés près du toit. L'échange d'air avec l'extérieur se fait par six ouvrants perforés dans le mur nord. La durée de séchage d'un bois feuillu de 25 mm était de 4 semaines en saison d'été avec une humidité finale de 7 à 8 % .

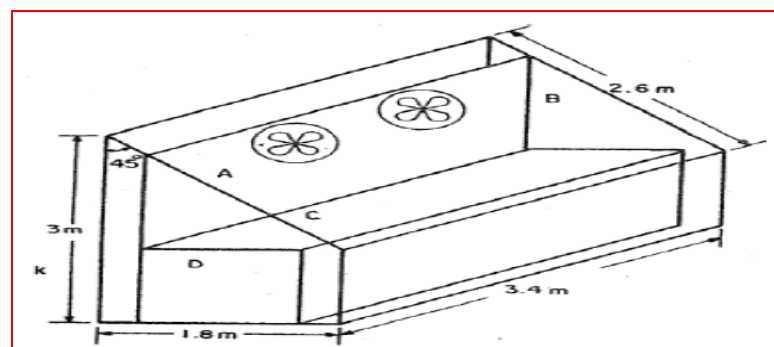


Figure II.25 : Séchoir solaire de Prestemon [53]

c-Séchoir solaire Tunnel "Hohenheim" [54]

Ce modèle de séchoir dédié essentiellement pour la production agro-alimentaire est réalisé en collaboration avec l'Université Hohenheim et INNOTECH Engineering Ltd en

Allemagne. Il est destiné principalement pour les régions tropicales et subtropicales et est en exploitation commerciale dans une soixantaine des pays partout dans le monde.

Le séchoir Tunnel utilise les cellules photovoltaïques pour alimenter les ventilateurs et ainsi pour faire circuler l'air dans la zone de séchage [55]. Le ventilateur permet de réduire le temps de séchage d'une manière considérable. L'air circule à travers une zone généralement peinte en noir (zone du collecteur) pour absorber la chaleur du soleil et passe à travers les plateaux qui contiennent les produits destinés à être séchés. Certains séchoirs se complètent par l'ajout d'une cheminée favorisant une meilleure circulation de l'air, ou par l'utilisation d'un système de chauffage externe tel que l'eau chaude pour garantir un séchage plus efficace durant la nuit, ou lorsque les conditions météorologiques ne sont pas favorables.

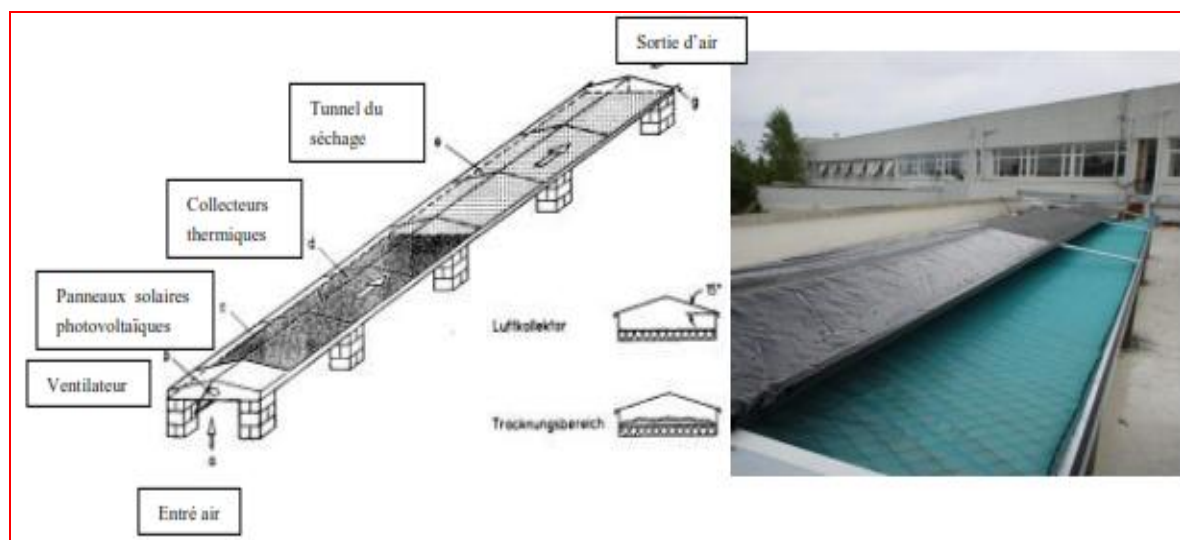


Figure II.26 : Plan d'un séchoir solaire en tunnel [55].

Les données techniques du séchoir tunnel sont résumées dans le tableau (II.6) suivant :

Longueur	18 m
Largeur	2 m
Surface	16 m ²
Surface de séchage	20 m ²
Débit de l'air	400 à 1200 m ³ /h
Température de l'air	30 à 80 °C
Puissance requise	20 à 40 W
Fonctionnement du ventilateur	Panneau solaire photovoltaïque

Tableau II.6 : Caractéristiques techniques du séchoir Tunnel INNOTECH Ingenieure gesellschaft [55]

d- Séchoirs de «Twaalf Ambachten » [55], [56]

Ce type de séchoirs (Figure II.27) est conçu pour les produits alimentaires par une organisation basée en Hollande qui investit dans le développement et l'information de solutions alternatives techniques et écologiques.

Le montage du séchoir est adapté aux conditions climatiques de la région de l'Europe du nord avec la prise en considération d'un angle d'inclinaison de 58° , déterminé par la position moyenne du soleil au printemps, en été et début d'automne. Le séchoir solaire est réalisé de telle façon que les rayons ne puissent pas atteindre directement le contenu des produits. L'air est chauffé par convection et par chaleur radiante résultante des plaques aluminium peintes en noir, positionnées derrière le verre qui sert aussi de support pour les claies. Une ouverture de 10 cm en haut de la boîte permettant à l'air chaud d'y pénétrer. Sur la paroi du fond opposée à la vitre se trouve une cloison avec une ouverture de 10 cm pour aspirer l'air humide et frais hors de la boîte à l'aide de la conduite de cheminée située en haut de la boîte. La conduite de cheminée est de un mètre de longueur approximativement. Le tube de Plexiglas est isolé du tube noir interne. La boîte est construite en concret-plexi (multiplex en plastique) et est montée sur une table mobile. Le plus grand support situé en bas fait 100 cm x 110 cm, et le plus petit support situé en haut fait 55 cm x 110 cm.

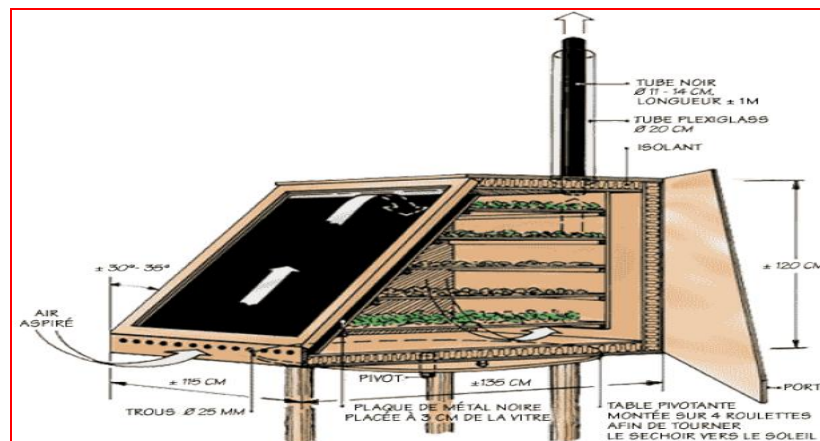


Figure II.27 : séchoir de Twaalf Ambachten [55]

II.B.15.2. Séchoirs à effet indirect

Pour ce type de séchoirs, les produits sont placés dans une chambre isolée comme c'est le cas des séchoirs artificiels. Les capteurs solaires sont séparés de la chambre de séchage, ce qui permet d'optimiser la surface de captation sans être lié aux dimensions de la chambre de séchage. Le transfert de chaleur entre les capteurs et la chambre de séchage se fait par l'intermédiaire des conduits calorifugés. Cette catégorie de séchoirs permet une meilleure isolation de la chambre de séchage minimisant ainsi les pertes thermiques.

a-Séchoir de Simpson

Ce séchoir est construit en 1984 pour le séchage du bois aux Philippines avec une capacité de $9,4 \text{ m}^3$ de bois (figure II.28) [57]. L'ossature de la chambre de séchage est en bois, les murs et le plafond ont respectivement un coefficient de transmission de chaleur de 0,347 et 0,207 $\text{W/m}^2\cdot\text{K}$. Le capteur est orienté vers le sud et posé au niveau du sol, la partie transparente est en fibres de verre d'épaisseur 10 mm. L'absorbeur permet une bonne

isolation thermique au niveau du sol. L'air chaud est introduit dans la chambre de séchage quand la température du capteur est supérieure à celle de la chambre.

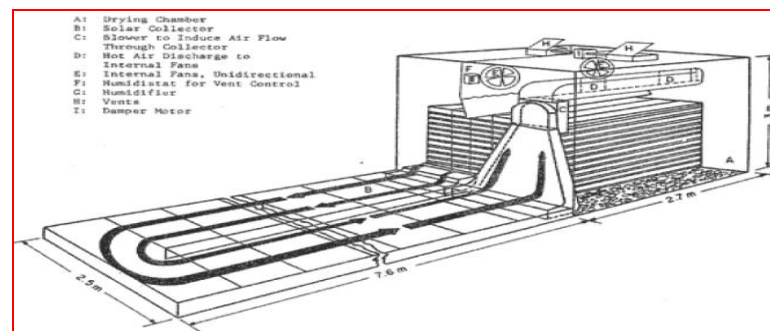


Figure II.28 : Modèle du séchoir de Simpson [57]

b-Séchoir de Lumley et Choong

Ce séchoir a une capacité de $0,9 \text{ m}^3$ [58], il est construit en 1981 aux USA. Le capteur solaire est placé au-dessus de la chambre du séchage construite en aggloméré et isolée (Figure II.29). La circulation d'air est assurée par un ventilateur de 0,6 m de diamètre. Le passage d'air chaud du capteur vers le séchoir est arrêté pendant la nuit.

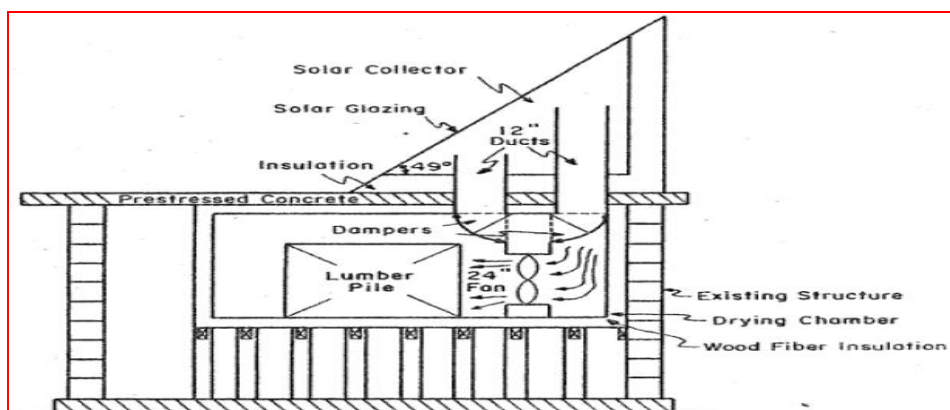


Figure II.29 : Séchoir solaire de Lumley et Choong [58]

c-Séchoir d'ICARO [55]

Cette catégorie des séchoirs fait partie du groupe des séchoirs solaires à lumière indirecte et à ventilation forcée. Ces modèles se caractérisent par le fait que l'énergie de ventilation forcée est fournie par un panneau photovoltaïque et par conséquent l'unité est donc complètement autosuffisante en ce qui concerne l'énergie (Figure II.30). Les produits séchés par ce type de séchoir sont de nature agroalimentaire (viande, herbes médicinales, fruit et légumes).

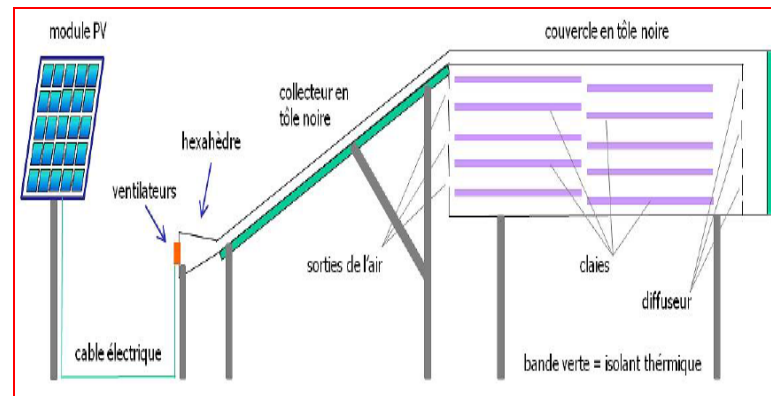


Figure II.30 : Modèle séchoir ICARO I.5 [59]

II.B.16. Les modèles de séchage :

Les modèles de séchage sont classés en trois types :

a- Les modèles empiriques :

Ces modèles sont basés sur l'expérimentation pour la détermination des paramètres de séchage. L'utilisation de ces modèles est limitée car chacun d'eux est spécifique au type de produit ainsi aux conditions expérimentales de son séchage. Les modèles ne sont donc pas extrapolables au-delà des limites de l'expérience [60-61].

b- Les modèles diffusifs

Ces modèles qui ont constitué le point de départ de la théorie de séchage, sont basés sur la loi de **Fick**. Cette dernière décrit l'origine des mouvements moléculaires par l'équation suivante :

$$\frac{\partial X}{\partial t} = \nabla(D \cdot \nabla X) \quad (\text{II.18})$$

Avec :

D : est le coefficient de diffusion de l'eau dans le produit qui est fonction de l'humidité (m²/s),

X : Teneur en eau du produit

t: le temps.

T. K. Sherwood [62]& A. B. Neuman[63] ont été les premiers à avoir utilisé les modèles diffusifs dans le cas monodimensionnel. En supposant la diffusivité massique constante, l'équation (II.18) devient :

$$\frac{\partial X}{\partial t} = D \frac{\partial^2 X}{\partial^2 t} \quad (\text{II.19})$$

c- Les modèles basés sur les transferts couplés de chaleur et de masse

Les modèles basés sur les transferts couplés de chaleur et de masse sont les modèles qui détaillent le plus finement les différents phénomènes mis en jeu au cours du séchage. Ils permettent de séparer les phénomènes de transport internes en utilisant tout un ensemble d'équations de conservation de masse et de chaleur. Les travaux de **Luikov, Philipet De**

Varies, Krischer, Glaser et Whitaker [64] ont utilisé ce type de modèles bases sur les transferts couples de chaleur et de masse. Les plus connus de ces modèles sont les suivants:

d- Modèles issus de la thermodynamique des phénomènes irréversibles.

La thermodynamique des phénomènes irréversibles (TPI) a été exploitée dans le domaine du séchage en vue d'apporter des explications aux phénomènes physiques mal pris en compte par les autres théories. En partant de l'étude de la source d'entropie, la TPI permet d'écrire des équations constitutives mettant en jeu divers phénomènes physiques élémentaires. La démarche se base sur le fait qu'un certain nombre de flux se produisent à partir des forces qui peuvent se développer dans un système thermodynamique quelconque [65]. La TPI a beaucoup inspiré les travaux de **Luikov** qui font référence dans ce domaine.

e- Modèle de Luikov [64]

Les travaux de **Luikov** dans le séchage pour une pression de la phase gazeuse uniforme et des températures comprises entre 0 et 100°C, ont abouti à un système d'équations différentielles, qui régit le transport de chaleur et de masse. Les équations différentielles constituant ce système sont les suivantes :

$$\frac{\partial X}{\partial t} = \text{div}[a_m \overrightarrow{\text{grad}}X + \delta \overrightarrow{\text{grad}}T] \quad (\text{II.20})$$

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \text{div}a_q \overrightarrow{\text{grad}}T + \frac{\varepsilon \cdot r}{C} \cdot \frac{\partial X}{\partial t} \quad (\text{II.21})$$

Avec :

- am : la diffusivité massique [m²/s],
- aq : la diffusivité thermique [m²/s],
- C : chaleur spécifique [J/kg °C],
- r : chaleur spécifique d'évaporation [J/kg],
- T : la température [°C],
- t : le temps [s],
- ε: taux de changement de phase,
- δ : coefficient du gradient thermique base sur la différence de teneur en eau [1/°C].

L'utilisation du système d'équations différentielles de **Luikov** a prouvé son efficacité pour l'analyse de la distribution de la température et de l'humidité à l'intérieur des produits poreux durant le séchage (**B. Zéghmati [28], H. Amir, & al.[66], A. Hamed[67]**).

La contribution la plus importante de ce modèle est la mise en évidence de l'influence de la température et de la pression interne sur la migration de la vapeur d'eau. Toutefois, l'inconvénient de ce modèle est que le taux de changement de phase ε présent dans l'équation (II.21) n'est pas issu d'une loi physique et sa détermination empirique est délicate.

f- Modèle de Philip et De Varies

En procédant à une analyse du comportement hydrique et thermique des matériaux **Philip et De Varies** ont élaboré un autre modèle basé aussi sur le couplage des transferts thermique et massique et qui tient compte de l'effet de la pesanteur g . Le système d'équations décrivant ce modèle est le suivant :

$$\frac{\partial X}{\partial t} = \text{div} \left[D_M \overrightarrow{\text{grad}} X + D_T \overrightarrow{\text{grad}} T - \frac{\rho_s}{\rho_0} K \right] \quad (\text{II. 22})$$

$$\rho C \frac{\partial T}{\partial t} = \text{div}(\lambda^* \overrightarrow{\text{grad}} T) + \rho_s L_V (D_{MV} \overrightarrow{\text{grad}} X + D_{TV} \overrightarrow{\text{grad}} T) \quad (\text{II. 23})$$

Avec :

D_M : Coefficient de diffusion massique isotherme [m²/s],

D_T : Coefficient de diffusion massique non isotherme [m²/s],

D_{MV} : Coefficient de diffusion isotherme de la vapeur [m²/s],

D_{TV} : Coefficient de diffusion non isotherme de la vapeur [m²/s],

K : Conductivité hydraulique du milieu [W/m² °C.],

ρC : Capacité calorifique équivalente [J/ m³. °C],

ρ_0 : Masse volumique de la phase solide [kg/m³],

ρ_s : Masse volumique de la phase liquide [kg/m³],

λ^* : Conductivité thermique apparente [W/m² °C].

De fait, ce modèle est adapté pour le séchage des sols et des matériaux de construction pour lesquels la migration de l'eau par gravité joue un rôle non négligeable [68-69].

g- Modèle de Whitaker

Ce modèle appelé aussi modèle de la prise de la moyenne a été développé par **Whitaker** dont la contribution dans la théorie du séchage est très fructueuse [70], [71] et [72]. Ce modèle tient compte de la morphologie du milieu poreux, constitué d'une matrice solide inerte comportant des capillaires et des pores, d'une phase liquide et d'une phase gazeuse (mélange de vapeur d'eau et d'air). La modélisation de tels milieux n'est utilisable qu'à l'échelle macroscopique, après avoir effectué un changement d'échelle. Le passage des équations de l'échelle de pores (du milieu réel discontinu) aux équations macroscopiques (à un milieu continu fictif dans lequel les équations de la mécanique classique sont applicables) s'effectue par la technique de la prise de la moyenne. Une valeur moyenne de chaque grandeur physique prise sur un volume élémentaire représentatif (figure II.31), est affectée à un point. Le concept de volume élémentaire représentatif se traduit par une grandeur physique ϕ_i associée à la phase i présente dans le milieu poreux [73]. On définit $\langle \phi_i \rangle$ par :

$$\langle \phi_i \rangle = \frac{1}{V} \int_V \phi_i dV \quad (\text{II.24})$$

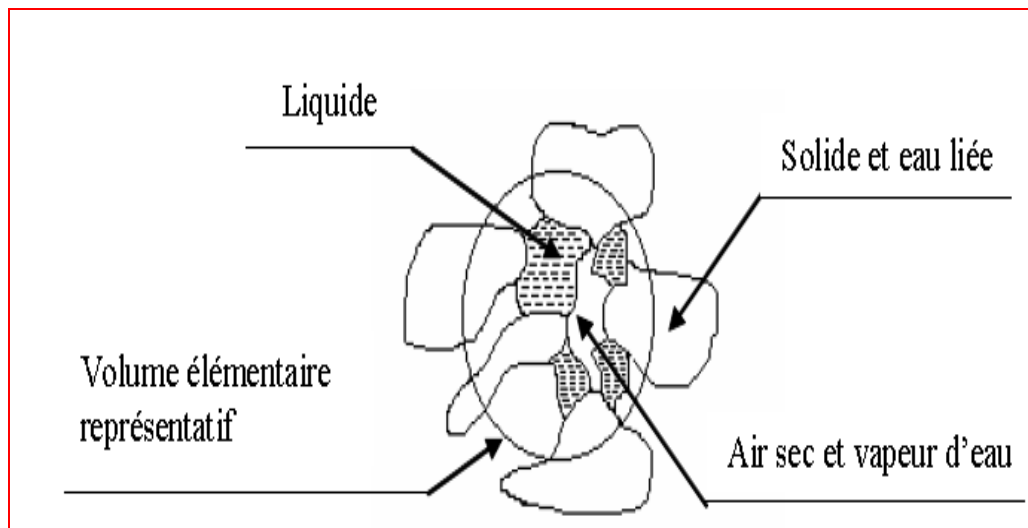


Figure II.31 : Schéma du milieu poreux et de volume élémentaire représentatif

II.B.17. Le concept de la courbe caractéristique de séchage

Le concept de la courbe caractéristique de séchage est mis au point par **Van Meel** en 1957. L'objectif consiste à modéliser la vitesse de séchage, il s'agit en quelque sorte d'examiner si, en dépit de la complexité des phénomènes au niveau microscopique (c'est-à-dire dans les pores du milieu), il est possible d'obtenir au niveau macroscopique une certaine simplicité d'interprétation des résultats expérimentaux ([74], [75], et [76]) un même modèle de comportement du produit étudié, quelles que soient les conditions de l'expérience.

La démarche consiste à normaliser les teneurs en eau moyennes et les vitesses de séchage pour obtenir une courbe unique pour un produit donné, de dimensions déterminées et indépendamment des conditions aérothermiques (vitesse, température, et hygrométrie de l'air de séchage) [77], [78]. Cette notion de courbe caractéristique de séchage a été reprise notamment par **J. Van Brakel** [79].

L'application du concept de la courbe caractéristique de séchage impose d'utiliser certaines corrélations de la forme :

- ✓ La teneur en eau normée ou réduite X^* exprimée par :

$$X^* = \frac{X(t) - X_{eq}}{X_{crit} - X_{eq}} \quad (\text{II.25})$$

Avec :

X : la teneur en eau moyenne du produit (kg eau/kg ms)

X_{eq} : la teneur en eau d'équilibre thermodynamique déterminée par les isothermes de sorption

X_{crit} : la teneur en eau critique marquant la transition entre la phase de séchage à vitesse constante et celle à vitesse décroissante (phase 1 et phase 2 respectivement).

La teneur en eau à l'équilibre correspond à la valeur limite obtenue au bout d'un temps infini pour un produit soumis à des conditions données de température et d'hygrométrie.

- ✓ La vitesse de séchage $(-\frac{dX}{dt})$ est normée ou réduite par la vitesse de la première phase $(-\frac{dX}{dt})_0 = cste$ qui peut soit être déduite théoriquement ou mesurée sur la courbe expérimentale $-\frac{dX}{dt} = f(X)$, ce qui permet d'écrire :

$$\frac{-\frac{dX}{dt}}{(-\frac{dX}{dt})_0} = \frac{h_0 S_0 \Delta T}{m_s L_V(T_h)} \quad (II.26)$$

La vitesse de séchage initiale est calculée théoriquement à partir de l'équation :

$$(-\frac{dX}{dt})_0 = \frac{h_0 S_0 \Delta T}{m_s L_V(T_h)} \quad (II.27)$$

Avec :

h_0 : le coefficient de transfert de chaleur air-produit,

S_0 : la surface d'échange entre le produit et l'air à l'instant initiale,

$\Delta T = (T_s - T_h)$: l'écart psychrométrique défini par les conditions de l'air de séchage,

m_s : la masse anhydre de l'échantillon de produit,

$L_V(T_h)$: la chaleur latente de vaporisation du produit à la température humide de l'air de séchage.

Fornell et al. [80] ont proposé une autre corrélation. La démarche consiste à considérer la vitesse de séchage $(-\frac{dX}{dt})$ en la divisant par le terme $(T_s - T_h) \cdot (V_a)^{0.5}$ ou T_s et T_h sont respectivement les températures sèche et humide de l'air de séchage et V_a sa vitesse. La courbe caractéristique de séchage est alors obtenue en traçant la courbe :

$$\frac{-\frac{dX}{dt}}{(T_s - T_h) \cdot (V_a)^{0.5}} = f(X^*) \quad (II.28)$$

Le terme $(T_s - T_h) \cdot (V_a)^{0.5}$ représente l'influence des propriétés de l'air sur l'allure du séchage.

CHAPITRE III

MODÉLISATION

Introduction :

La source d'énergie dans les capteurs solaire à air c'est le rayonnement solaire incident sur l'absorbeur après avoir traversé la couverture transparente. L'absorbeur converti ce rayonnement en chaleur qui sera par la suite transportée, par le fluide caloporteur qui circule sous l'absorbeur pour être utilisé (chauffage ou bien séchage).

Le vitrage est opaque au rayonnement infrarouge émis par l'absorbeur mais il est transparent au rayonnement visible, ainsi la couverture transparente crée un effet de serre. Afin d'augmenter le rendement et diminue les déperditions thermiques du capteur, une isolation thermique en dessous et autour est indispensable.

Pour mieux connaitre les mécanismes d'échange de chaleur dans les différents constituants d'un capteur solaire à air, on doit connaitre les principes et modes d'échange thermique entre surfaces et fluide que ce soit dans la veine passive ou celle active.

Le but de cette étude est de prévoir en fonction du temps et des situations géographiques et climatiques différentes, les différents paramètres de fonctionnement du système : rayonnement solaire, températures ambiante et de sortie du fluide caloporteur, coefficients d'échange et de perte thermiques. Tout ceci détermine en l'absence de mesures l'efficacité du système simulé à travers les modèles existants relatifs à ces paramètres. Ces modèles sont comparés généralement aux résultats expérimentaux.

Démarche : Avant de modéliser il faut une bonne connaissance des différents modes de transfert de chaleurs et échanges existants entre les différents éléments de ce système pour avoir à la fin un système d'équations gouvernant ces échanges.

III.1. Système énergétique étudié :

Le système étudié se compose de deux sous-systèmes, le premier sous système est un capteur solaire à air de forme géométrique plane. Il joue le rôle d'un moteur d'énergie thermique transmise au second sous système qui est une chambre de séchage qui reçoit cette énergie sous forme d'une chaleur calorifique transportée par un fluide caloporteur (air).

Notre étude s'appuie sur le premier sous-système figures (III.1.a et III.1.b) qui se compose d'une couverture transparente en verre, sous laquelle se trouvent une lame d'air immobile et une plaque métallique (peint en noir mat) comportant des chicanes pour assurer une absorption maximale du rayonnement solaire. Cette plaque joue le rôle d'un absorbeur-convertisseur car elle absorbe les rayons solaires et les transforme en énergie calorifique transmise au fluide caloporteur. Une plaque d'aluminium placé au-dessus de l'isolant en polystyrène et la structure de soutien en bois rouge BH.

Le deuxième sous système est une chambre de séchage constituée de six claies et équipé d'un système de ventilation. Dans laquelle l'air arrive de bas en traversant les six claies et sera évacué à l'extérieur à l'aide d'un ventilateur centrifuge.

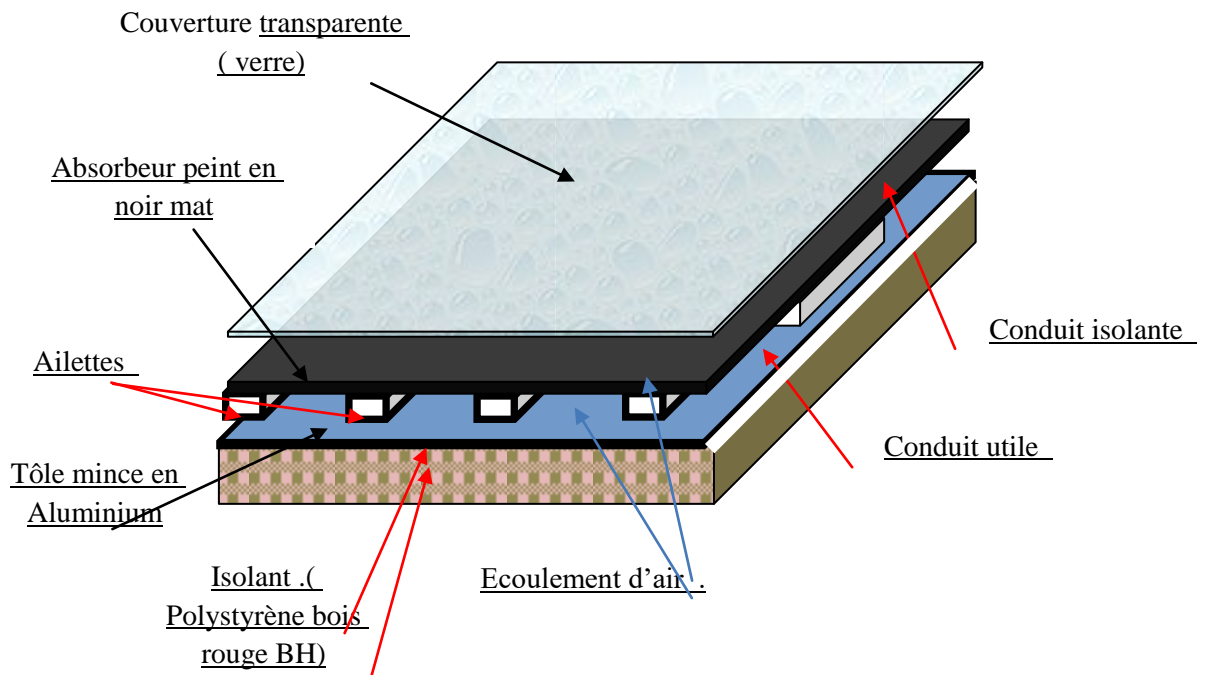


Figure III.1.a. Schéma des principaux constituants

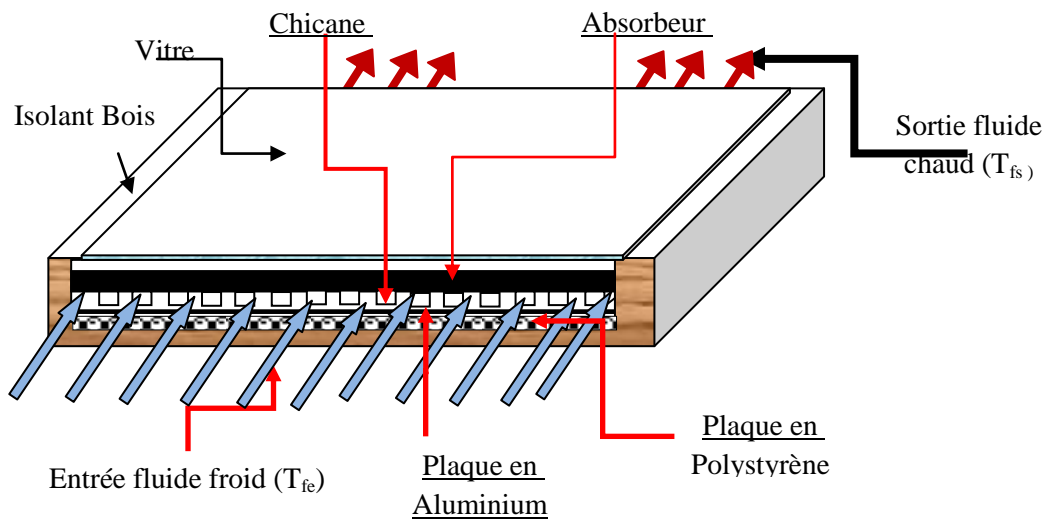


Fig. III.1.b. Schéma de la structure du capteur solaire plan à air.

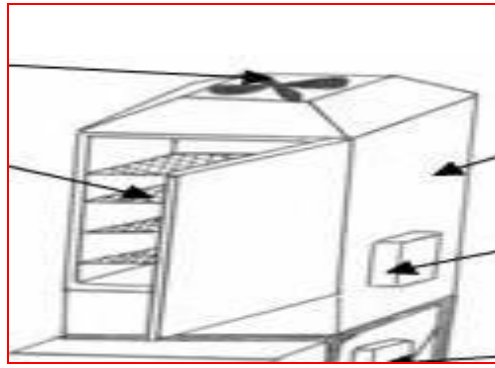


Fig. III.1.c. Schéma de l'armoire de séchage

III.2. Rappels des différents modes de transferts thermiques :

III.2.1. La conduction :

La conduction est un mode de transfert de la chaleur généralement dans les corps solides, mais aussi parfois dans les fluides sauf qu'elle est dans ce cas négligeable par rapport à la convection ou au rayonnement. La loi qui régit ce processus de propagation de la chaleur est celle de Fourier. Si on chauffe l'extrémité d'une plaque plane, la chaleur se propage dans cette plaque mais sans transport de matière et le phénomène de transport d'une quantité d'énergie de l'extrémité de cette plaque vers les autres extrémités et dont le but d'avoir un équilibre thermique. Dans le capteur plan les échanges par conduction existent principalement entre :

- a) Les faces supérieure et inférieure de la vitre
- b) Les faces supérieure et inférieure de l'isolant
- c) Les faces supérieure et inférieure de l'absorbeur
- d) L'absorbeur et l'isolant sur les côtés du capteur

III.2.2. La convection :

Ce mode d'échange de chaleur existe au sein des milieux fluides (liquide ou gaz). Ce mode est caractérisé par des transferts de chaleur qui s'effectuent simultanément avec des transferts de masse. On distingue deux types de convection :

- La convection forcée : pour laquelle le mouvement du fluide est provoqué par une circulation due à une action extérieure telle qu'une pompe, un ventilateur ou autre.
- La convection naturelle : elle se produit lorsqu'un gradient souvent de température provoque un mouvement du fluide. Le gradient peut être de différente nature, telle la température ou la concentration d'un soluté, le mouvement du fluide est causé simplement par cette différence de densité entre les parties chaudes et froides.

III.3. Modélisation des échanges thermiques dans le CSP à air

Le bilan thermique d'un capteur plan s'obtient simplement en admettant que l'énergie absorbée soit (I_t), se répartisse de la façon suivante :

$$I_t = Q_u + Q_p + Q_{st} \quad (\text{III.1})$$

Avec :

I_t : Flux global reçu par l'insolateur.

Q_u : Quantité de chaleur utile récupérée par le collecteur et emportée par le fluide caloporteur.

Q_p : Quantité de chaleur perdue par le collecteur par les différents modes de transfert vers le milieu ambiant.

Q_{st} : Quantité de chaleur stockée par le collecteur dans ces différents constituants.

Dans le cas du régime thermique permanent et pour les capteurs à air, la quantité d'énergie stockée Q_{st} dans les différentes parties de l'insolateur est négligeable, la relation précédant devient :

$$I_g = Q_u + Q_p \quad (\text{III.2})$$

Le principe de modélisation consiste à écrire les bilans énergétiques de chaque élément constituant le capteur ; absorbeur, vitre, isolant et fluide caloporteur. Plusieurs modèles sont rencontrés pour ce fait, deux approches de modélisation sont rencontrées également :

Une approche globale qui consiste à écrire le bilan énergétique global pour chaque élément du capteur et une approche élémentaire (détaillée) pour laquelle les bilans sont écrits pour les tranches élémentaires des composants du capteur

III.3.1. Méthode par tranches (Méthode pas à pas)

Cette méthode de modélisation [56] prend en compte l'évolution de la température dans tous les éléments de l'insolateur dans le temps et dans l'espace. Elle consiste à découper l'insolateur en tranches fictives de longueur " δx " dans le sens de l'écoulement de l'air et à écrire le bilan des échanges dans chaque tranche. Il est commode pour cela d'utiliser les analogies qui existent entre le transfert de chaleur et le transfert d'électricité. Cette analogie se traduit par le schéma électrique (Figure III.2) reflétant les différents échanges dans un insolateur avec chicanes représenté sur les figures (III.1.a, III.1.b et III.3).

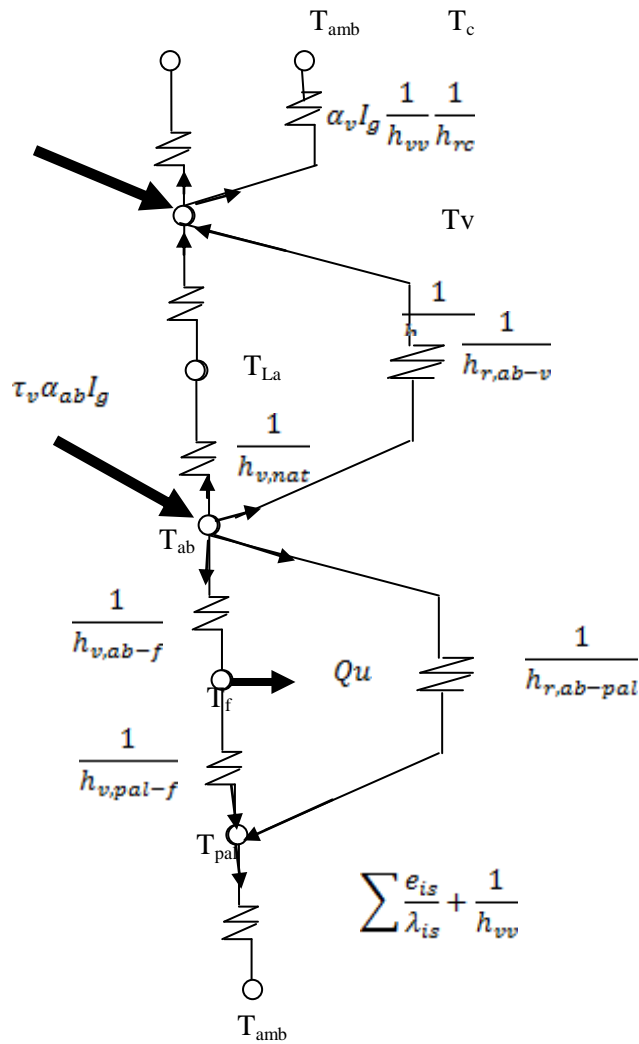


Figure III.2. Schéma électrique relatif à une section du capteur

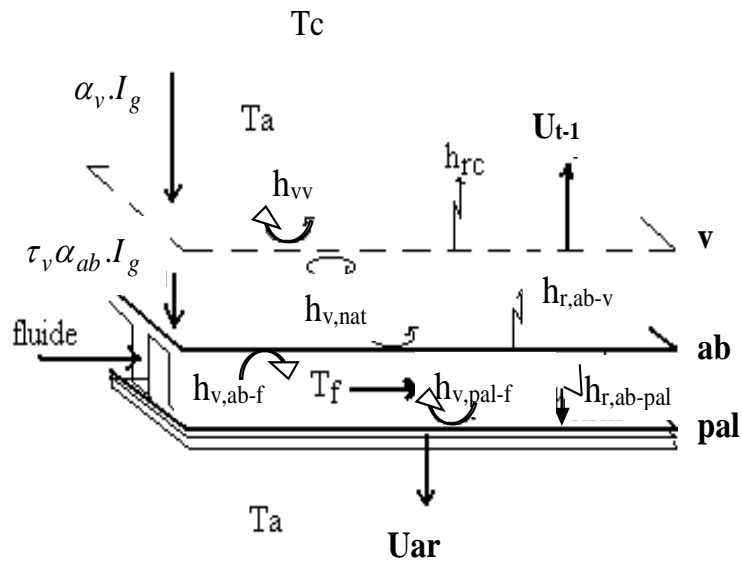


Figure III.3. Différents modes et coefficients de transfert de chaleur dans le capteur

L'application de la loi d'Ohm conduit aux équations de bilans suivantes :

-Pour la couverture transparente (vitre d'indice v):

$$\alpha_v \cdot I_g - h_{v,v} \cdot (T_v - T_{amb}) - h_{r,v-c} \cdot (T_v - T_c) - h_{r,v-s} \cdot (T_v - T_s) + h_{r,ab-v} \cdot (T_{ab} - T_v) + h_{c,nat} \cdot (T_{La} - T_v) = 0 \quad (III.3)$$

-Pour la lame d'air immobile (indice La):

$$h_{c,nat} \cdot (T_{La} - T_v) - h_{c,nat} \cdot (T_{amb} - T_{La}) = 0$$

On obtient par la suite :

$$T_{La} = \frac{1}{2} \cdot (T_{amb} + T_v) \quad (III.4)$$

-Pour l'absorbeur (indice ab) :

$$(\tau_v \cdot \alpha_{ab}) \cdot I_g - h_{v,nat} \cdot (T_{ab} - T_{La}) - h_{v,ab-f} \cdot (T_{ab} - T_f) - [h_{r,ab-pal} \cdot (T_{ab} - T_{pal}) + h_{r,ab-v} \cdot (T_{ab} - T_v)] = 0 \quad (III.5)$$

-Pour le fluide caloporteur (air d'indice f):

$$h_{v,ab-f} \cdot (T_{ab} - T_f) - h_{v,pal-f} \cdot (T_f - T_{pal}) = Q_u \quad (III.6)$$

-Pour la plaque d'aluminium (d'indice pal):

$$h_{v,pal-f} \cdot (T_f - T_{pal}) + h_{r,ab-pal} \cdot (T_{ab} - T_{pal}) - h_{ce,is} \cdot (T_{pal} - T_{is}) = 0 \quad (III.7)$$

Avec :

$h_{ce,is}$: est le coefficient équivalent de transfert par conduction à travers ces n couches isolantes installées en-dessous de la plaque l'aluminium (dans notre cas il y a 2 couches).

On remplace la valeur de T_{La} dans les équations précédentes on obtient de nouveau :

-Pour la couverture transparente (d'indice v):

$$\alpha_v \cdot I_g + \left(\frac{h_{c,nat}}{2} + h_{r,ab-v} \right) \cdot (T_v - T_{ab}) - h_{v,v-amb} \cdot (T_v - T_{amb}) - h_{r,v-c} \cdot (T_v - T_c) - h_{r,v-s} \cdot (T_v - T_s) = 0 \quad (III.8)$$

-Pour la plaque absorbante (d'indice ab):

$$(\tau_v \cdot \alpha_{ab}) \cdot I_g - \left(\frac{h_{c,nat}}{2} + h_{r,ab-v} \right) \cdot (T_{ab} - T_v) - h_{v,ab-f} \cdot (T_{ab} - T_f) - h_{r,ab-pal} \cdot (T_{ab} - T_{pal}) = 0 \quad (III.9)$$

-Pour le fluide caloporteur (d'indice f):

$$h_{v,ab-f} \cdot (T_{ab} - T_f) - h_{v,pal-f} \cdot (T_f - T_{pal}) = Q_u \quad (III.10)$$

-Pour la plaque d'aluminium (d'indice pal):

$$h_{v,pal-f} \cdot (T_f - T_{pal}) + h_{r,ab-pal} \cdot (T_{ab} - T_{pal}) - h_{ce,is} \cdot (T_{pal} - T_{is}) = 0 \quad (III.11)$$

L'application des lois d'électricité concernant le couplage des résistances et l'équivalent des résistances en série ou en parallèle nous permet d'avoir la nouvelle formulation du bilan thermique précédant :

$$\text{On pose : } h_{eq} = \left(\frac{h_{c-nat}}{2} + h_{r,ab-v} \right) \quad (\text{III.12})$$

On trouve :

-Pour la couverture transparente (vitre d'indice v):

$$\alpha_v \cdot I_g + h_{eq} \cdot (T_{ab} - T_v) - U_{av-1} (T_v - T_{amb}) = 0 \quad (\text{III.7})$$

-Pour la plaque absorbante (d'indice ab):

$$\begin{aligned} (\tau_v \cdot \alpha_{ab}) \cdot I_g - h_{eq} \cdot (T_{ab} - T_v) - h_{v,ab-f} (T_{ab} - T_f) \\ - h_{r,ab-pal} \cdot (T_{ab} - T_{pal}) = 0 \end{aligned} \quad (\text{III.14})$$

-Pour le fluide caloporteur (d'indice f):

$$h_{c,ab-f} \cdot (T_{ab} - T_f) - h_{c,pal-f} \cdot (T_f - T_{pal}) = Q_u \quad (\text{III.15})$$

-Pour la plaque d'aluminium (d'indice pal):

$$h_{v,pal-f} \cdot (T_f - T_{pal}) + h_{r,ab-pal} \cdot (T_{ab} - T_{pal}) - U_{ar} \cdot (T_{pal} - T_{amb}) = 0 \quad (\text{III.16})$$

Pour qu'enfin le bilan thermique peut être mis sous une forme de système de quatre (04) équations comme suite :

$$\begin{cases} \alpha_v \cdot I_g + h_{eq} \cdot (T_{ab} - T_v) = U_{av-1} (T_v - T_{amb}) \\ (\tau_v \cdot \alpha_{ab}) \cdot I_g - h_{eq} \cdot (T_{ab} - T_v) - h_{v,ab-f} \cdot (T_{ab} - T_f) - h_{r,ab-pal} \cdot (T_{ab} - T_{pal}) = 0 \\ h_{v,ab-f} \cdot (T_{ab} - T_f) - h_{v,pal-f} \cdot (T_f - T_{pal}) = Q_u \\ h_{v,pal-f} \cdot (T_f - T_{pal}) + h_{r,ab-pal} \cdot (T_{ab} - T_{pal}) = U_{ar} \cdot (T_{pal} - T_{amb}) \end{cases} \quad (\text{III.17})$$

• Distribution de la température selon la direction de l'écoulement de l'air

Considérons une tranche d'écoulement d'une longueur x , (figure ci-dessous) et on suppose que la température du fluide caloporteur est uniforme au niveau de la section de la veine mobile du capteur avec des obstacles (chicanes). La conservation de l'énergie dans cette tranche nous donne :

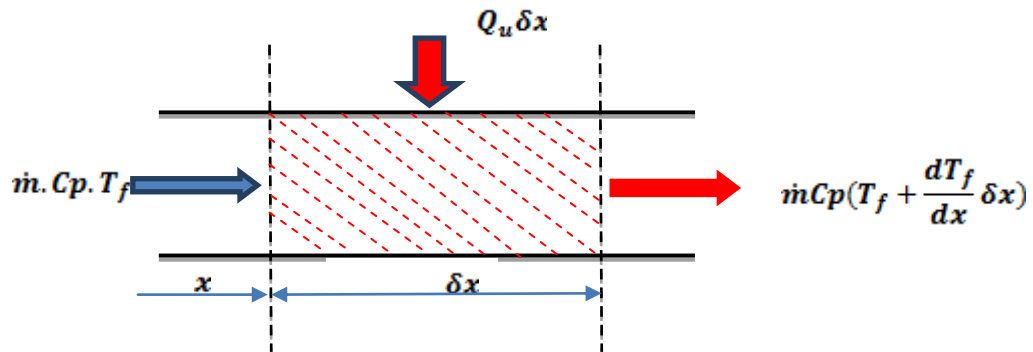


Figure III.4 : Principe des échanges

La conservation de l'énergie dans cette tranche nous donne :

$$m \cdot Cp \cdot T_f + Q_u \cdot l \cdot \delta x = m \cdot Cp \cdot \left(T_f + \frac{dT_f}{dx} \delta x \right) \quad (\text{III.18})$$

Après simplification, on obtient :

$$\frac{dT_f}{dx} = \frac{Q_u \cdot l}{\dot{m} C_p} \quad (\text{III.19})$$

Nous supposons que le transfert de chaleur avec le fluide (air) de température T_f est uniforme le long du capteur de longueur L . L'intégration de l'équation donne :

$$T_f(x) = \frac{Q_u \cdot l}{\dot{m} \cdot C_p} x + T_{fe} \quad (\text{III.20})$$

$$\text{Avec : } T_f(x=0) = T_{fe} \quad (\text{III.21})$$

Tels que :

T_{fe} est la température d'entrée du fluide dans le capteur,

T_{fs} , est la température de sortie qui prend pour valeur :

$$T_{fs} = \frac{Q_u \cdot l \cdot L}{\dot{m} \cdot C_p} + T_{fe} \quad (\text{III.22})$$

On suppose que la température du fluide varie linéairement le long du capteur, la valeur moyenne de la température est égale donc à la moyenne arithmétique entre l'entrée et la sortie :

$$T_f = \frac{T_{fs} + T_{fe}}{2} \quad (\text{III.23})$$

Des équations(III.22) et (III.23), on déduit :

$$Q_u = 2 \dot{m} C_p \frac{(T_f - T_{fe})}{l \cdot L} \quad (\text{III.24})$$

On remplace $l \cdot L$ par A on obtient :

$$Q_u = 2 \dot{m} C_p \frac{(T_f - T_{fe})}{A} \quad (\text{III.24-a})$$

En remplaçant la valeur de la puissance utile dans le système d'équations du bilan, on aboutit aux équations suivantes :

-Pour la couverture transparente (vitre d'indice v):

$$\left(\frac{h_{vnat}}{2} + h_{r,ab-v} + U_{av-1} \right) T_v - \left(\frac{h_{vnat}}{2} + h_{r,ab-v} \right) T_{ab} = \alpha_v I_g + U_{av-1} T_{amb} \quad (\text{III.25})$$

-Pour la plaque absorbante (indice ab):

$$\begin{aligned} & - \left(h_{r,ab-v} + \frac{h_{vnat}}{2} \right) T_v + \left(\frac{h_{vnat}}{2} + h_{v,abf} + h_{r,ab-v} + h_{r,ab-pal} \right) T_{ab} - \\ & - h_{v,abf} T_f - h_{r,ab-pal} T_{pal} = (\tau_v \alpha_{ab}) I_g \end{aligned} \quad (\text{III.26})$$

-Pour le fluide caloporteur (indice f):

$$h_{v,ab-f} T_{ab} - (h_{v,ab-f} + h_{v,pal-f} + \frac{2 \dot{m} C_p}{A}) T_f + h_{v,pal-f} T_{pal} = -\frac{2 \dot{m} C_p}{A} T_{fe} \quad (\text{III.27})$$

-Pour la plaque d'aluminium (indice pal):

$$(h_{r,ab-pal} + U_{ar} + h_{v,pal-f}) T_{pal} - h_{r,ab-pal} T_{ab} - h_{v,pal-f} T_f = U_{ar} T_{amb} \quad (\text{III.28})$$

Ce système d'équations peut être mis sous forme d'une équation matricielle de dimension 4 :

$$[A][T] = [B] \quad (\text{III.29})$$

Tel que :

$$[T] = \begin{bmatrix} T_v \\ T_{ab} \\ T_f \\ T_{pal} \end{bmatrix} \quad (\text{III.30})$$

$$[A] = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} & a_{14} \\ a_{21} & a_{22} & a_{23} & a_{24} \\ a_{31} & a_{32} & a_{33} & a_{34} \\ a_{41} & a_{42} & a_{43} & a_{44} \end{bmatrix}$$

$$a_{11} = \left(\frac{h_{vnat}}{2} + h_{r,ab-v} + U_{av-1} \right)$$

$$a_{12} = -\left(\frac{h_{vnat}}{2} + h_{r,ab-v} \right)$$

$$a_{13} = 0$$

$$a_{14} = 0$$

$$a_{21} = -\left(h_{r,ab-v} + \frac{h_{vnat}}{2} \right)$$

$$a_{22} = \left(\frac{h_{vnat}}{2} + h_{v,ab-f} + h_{r,ab-v} + h_{r,ab-pal} \right)$$

$$a_{23} = -h_{v,ab-f}$$

$$a_{24} = -h_{r,ab-pal}$$

$$a_{31} = 0$$

$$a_{32} = h_{v,ab-f}$$

$$a_{33} = -\left(h_{v,ab-f} + h_{v,pal-f} + \frac{2 \dot{m} C_p}{A} \right)$$

$$a_{34} = h_{v,pal-f}$$

$$a_{41} = 0$$

$$a_{42} = -h_{r,ab-pal}$$

$$a_{43} = -h_{v,pal-f}$$

$$a_{44} = (h_{r,ab-pal} + U_{ar} + h_{v,pal-f})$$

$$[B] = \begin{bmatrix} B_1 \\ B_2 \\ B_3 \\ B_4 \end{bmatrix}$$

$$B_1 = \alpha_v I_g + U_{av-1} \cdot T_{amb}$$

$$B_2 = (\tau_v \alpha_{ab}) I_g$$

$$B_3 = -\frac{2mCp}{A} T_{fe}$$

$$B_4 = U_{ar} T_{amb}$$

Les températures sont déterminées par la matrice inverse : $[T] = [A]^{-1} [B]$

Tous ces calculs nécessitent la connaissance des valeurs des coefficients d'échange par convection, par rayonnement et par conduction, ainsi que les valeurs de U_{t1} et U_b qui sont formulées par :

$$U_{av-1} = h_{vv} + h_{rc} \quad \text{et} \quad U_{ar} = \frac{1}{\sum_{i=1}^n \frac{e_{is}}{\lambda_{is}} + \frac{1}{h_{vv}}}$$

III.3.2. Méthode globale

Cette deuxième méthode est celle suivie par Hottel, Whillier et Bliss. Elle suppose que le régime est quasi-permanent et que les éléments de l'insolateur se trouvent chacun à une température moyenne constante ; elle néglige donc les effets de l'inertie thermique.

Notre choix s'est porté sur cette méthode pour la modélisation et l'étude des performances de l'insolateur, car la variation de la température à l'entrée du capteur est faible et les performances que nous déterminons sont instantanées.

L'équation de la chaleur dans le fluide caloporteur s'écrit :

$$\rho Cp \left(\frac{\partial T_f}{\partial t} + v_f \text{grad} T_f \right) = \text{div}(\vec{q}) + \sigma_T \quad (\text{III.31})$$

Où :

\vec{q} est le flux de conduction dans le fluide,

σ_T est l'amplitude volumique de la source de chaleur d'origine solaire par unité de volume du fluide caloporteur de masse volumique ρ .

En régime permanent et en négligeant la conduction dans le fluide, il vient [27] :

$$\rho C_p v_f \frac{\partial T_f}{\partial x} = \sigma_T \quad (\text{III.32})$$

Si l'écoulement s'effectue suivant la coordonnée x , cette équation s'écrit :

$$\rho C_p v_f \frac{\partial T_f}{\partial x} = \sigma_T \quad (\text{III.33})$$

Où : $\sigma_T = \frac{Q_u}{e}$

En introduisant le coefficient global de pertes thermiques entre l'absorbeur et l'air extérieur U_L , la puissance utile apportée par l'air sortant de l'insolateur s'écrit :

$$P_u = A \cdot Q_u = A \left((\tau_v \alpha_{ab}) I_g - U_L (T_{ab} - T_{amb}) \right) \quad (\text{III.34})$$

Où : A est la surface de captation.

Si le transfert parfait, on aurait $T_f = T_{ab}$, et on pourrait écrire :

$$P'_u = A \left((\tau_v \alpha_{ab}) I_g - U_L (T_f - T_{amb}) \right) \quad (\text{III.35})$$

En fait, la condition $T_f = T_{ab}$ n'est jamais satisfaite, on est donc amené à définir un coefficient d'efficacité local de transfert air-absorbeur noté “ F' ”, qui représente le rapport de la puissance utile à la puissance récupérée par l'insolateur lorsque la température de l'absorbeur est précisément celle du fluide.

$$F' = \frac{(\tau_v \alpha_{ab}) I_g - U_L (T_{ab} - T_{amb})}{(\tau_v \alpha_{ab}) I_g - U_L (T_f - T_{amb})} \quad (\text{III.36})$$

Soit :

$$P_u = A F' \left((\tau_v \alpha_{ab}) I_g - U_L (T_f - T_{amb}) \right) \quad (\text{III.37})$$

En introduisant le débit massique \dot{m} , l'équation de la chaleur s'écrit :

$$\dot{m} C_p \frac{\partial T_f}{\partial x} = l F' \left((\tau_v \alpha_{ab}) I_g - U_L (T_f - T_{amb}) \right) \quad (\text{III.38})$$

Si l'on suppose que F' et U_L ne dépendent pas de x , la solution est de la forme :

$$\frac{T_f - T_{amb} - \frac{(\tau_v \alpha_{ab}) I_g}{U_L}}{T_{fe} - T_{amb} - \frac{(\tau_v \alpha_{ab}) I_g}{U_L}} = \exp\left(- \frac{U_L l F' x}{\dot{m} C_p} \right) \quad (\text{III.39})$$

La température du fluide à la sortie T_{fs} de l'insolateur de longueur L est telle que :

$$\frac{T_{fs} - T_{amb} - \frac{(\tau_v \alpha_{ab}) I_g}{U_L}}{T_{fe} - T_{amb} - \frac{(\tau_v \alpha_{ab}) I_g}{U_L}} = \exp\left(-\frac{U_L l F' L}{\dot{m} Cp}\right) \quad (\text{III.40})$$

L'équation (III.37) qui est fonction de F' et de T_f et T_{ab} , dépend de ces deux températures. La première est une donnée du problème, alors que la seconde est une inconnue.

Il est pratique d'exprimer la puissance utile en termes de conditions d'entrée en définissant un autre coefficient global de transfert air-absorbeur par :

$$F_R = \frac{(\tau_v \alpha_{ab}) I_g - U_L (T_{ab} - T_{amb})}{(\tau_v \alpha_{ab}) I_g - U_L (T_{fe} - T_{amb})} \quad (\text{III.41})$$

En introduisant le débit massique par m^2 d'insolateur $G_c = \frac{\dot{m}}{l.L}$, la puissance Q_u récupérée par le fluide par m^2 d'insolateur est :

$$\begin{aligned} Q_u &= G_c Cp (T_{fs} - T_{fe}) \\ &= G_c Cp \left(\left(T_{fs} - T_{amb} - \frac{(\tau_v \cdot \alpha_{ab}) I_g}{U_L} \right) - \left(T_{fe} - T_{amb} - \frac{(\tau_v \cdot \alpha_{ab}) I_g}{U_L} \right) \right) \\ &= G_c Cp \left(\left(T_{fe} - T_{amb} - \frac{(\tau_v \cdot \alpha_{ab}) I_g}{U_L} \right) \exp\left(-\frac{F' U_L}{G_c Cp}\right) - \left(T_{fe} - T_{amb} - \frac{(\tau_v \cdot \alpha_{ab}) I_g}{U_L} \right) \right) \\ &= \frac{G_c Cp}{U_L} \left(1 - \exp\left(-\frac{F' U_L}{G_c Cp}\right) \right) \left(\frac{(\tau_v \cdot \alpha_{ab}) I_g}{U_L} - U_L (T_{fe} - T_{amb}) \right) \\ Q_u &= F_R \left((\tau_v \alpha_{ab}) I_g - U_L (T_{fe} - T_{amb}) \right) \end{aligned} \quad (\text{III.42})$$

Avec :

$$F_R = \frac{G_c Cp}{U_L} \left(1 - \exp\left(-\frac{F' U_L}{G_c Cp}\right) \right) \quad (\text{III.43})$$

En introduisant la surface A de l'insolateur, le coefficient F_R s'écrit :

$$F_R = \frac{\dot{m} \cdot Cp}{A \cdot U_L} \left(1 - \exp\left(-\frac{F' \cdot U_L \cdot A}{\dot{m} \cdot Cp}\right) \right) \quad (\text{III.44})$$

III.4. Modélisation des coefficients d'échange thermique [47]

En plus des hypothèses générales mentionnées pour la modélisation des capteurs utilisant la méthode globale, on pose les hypothèses particulières suivantes :

- ✓ Les gradients transversaux de température dans l'absorbeur sont négligés (la conductivité thermique de l'absorbeur est supposée très grande).

- ✓ Le vent extérieur est supposé de direction toujours parallèle aux faces de l'insolateur,
- ✓ La conduction thermique dans le sens de l'écoulement est négligeable,

Pour déterminer les coefficients d'échange thermique "**h**", les relations suivantes sont utilisées, selon qu'il s'agit d'un transfert par conduction, rayonnement ou convection.

III.4.1. Transfert conductif

Les coefficients de transfert conductif à travers l'isolant et le bois vers l'arrière de l'insolateur sont donnés par :

$$\frac{\lambda_{is}}{e_{is}} \quad \text{et} \quad \frac{\lambda_b}{e_b} \quad (III.45)$$

Tel que : λ_{is} et λ_b sont respectivement les conductivités thermiques de l'isolant (polystyrène) et du bois.

e_{is} et e_b sont respectivement les épaisseurs de l'isolant (polystyrène) et du bois.

III.4.2. Transfert radiatif

On considère un transfert radiatif entre deux plaques parallèles de températures T_1 et T_2 (exprimées en Kelvin). On applique la formule [66] :

$$h = \frac{\sigma (T_1 + T_2)(T_1^2 + T_2^2)}{\frac{1 - \varepsilon_1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{F_{12}} - \frac{1 - \varepsilon_2}{\varepsilon_2} \frac{S_1}{S_2}}$$

Où : T_1 et T_2 : sont les températures absolues des deux faces, supposées uniformes,

ε_i : est l'émissivité du milieu i (de surface S_i),

F_{12} : est le facteur de forme géométrique entre les surfaces S_1 et S_2 , pris généralement pour les diverses parties de l'insolateur égale à 1,

σ : est la constante de Stephan-Boltzmann.

III.4.2.a. Transfert radiatif entre la vitre et la voûte céleste

Rapporté par [92, 95], le coefficient d'échange radiatif s'écrit :

$$h_{rc} = \frac{1}{2} \sigma \varepsilon_v (1 - \cos \beta) (T_v + T_c) (T_v^2 + T_c^2) \quad (III.46)$$

Où

β : est l'inclinaison du capteur par rapport à l'horizontale et les températures

T_v et T_c : sont les températures absolues.

T_c : est la température équivalente de la voûte céleste donnée par la relation de Swinbank (1963) :

$$T_c = 0,0552 \cdot T_{amb}^{1,5} \quad (III.47)$$

III.4.2.b. Transfert radiatif entre la vitre et l'absorbeur

Il est donné par l'expression suivante :

$$h_{r,ab-v} = \frac{\sigma (T_v + T_{ab})(T_v^2 + T_{ab}^2)}{\frac{1}{\varepsilon_v} + \frac{1}{\varepsilon_{ab}} - 1} \quad (\text{III.48})$$

III.4.2.c. Transfert radiatif entre l'absorbeur et la plaque d'aluminium placée sur l'isolant

Il est donné par :
$$h_{r,ab-pal} = \sigma \cdot \frac{(T_{ab} + T_{pal})(T_{ab}^2 + T_{pal}^2)}{\frac{1}{\varepsilon_{ab-pal}} + \frac{1}{\varepsilon_{pal}} - 1} \quad (\text{III.49})$$

Avec :

ε_{pl} : Emissivité de la plaque métallique coté absorbeur.

$\varepsilon_{ab,pal}$: Emissivité de l'absorbeur coté plaque métallique.

III.4.3. Transfert convectif

On distingue deux types d'échanges convectifs :

- Ceux dus au vent
- Ceux intervenant dans l'insolateur

III.4.3.a. Transfert convectif dû au vent

Pour le calcul du coefficient h_{vv} , on utilise la relation de Hottel et Woertz [53] [91, 96]:

$$h_{vv} = 5,67 + 3,86.V_v \quad (\text{III.50})$$

III.4.3.b. Transferts convectifs dans le capteur

-Transfert convectif entre l'absorbeur et la vitre

Le coefficient de pertes par conduction-convection naturelle, entre l'absorbeur et la vitre, rapporté dans [59] s'écrit :

$$h_{vnat} = 1,42 \left(\frac{(T_{ab} - T_{amb}) \sin \beta}{L} \right)^{1/4} \quad (\text{III.51})$$

-Dans la veine d'air mobile

Pour la convection forcée et dans le cas des conduits rectangulaires, l'échange entre l'absorbeur et le fluide caloporteur est caractérisé par le coefficient :

$$h_{v,abf} = \frac{Nu \cdot \lambda_f}{D_H} \quad (\text{III.52})$$

- Pour les capteurs munis des chicanes, $h_{v,ab-f}$ est considéré comme le coefficient d'échange moyen [42], il est aussi calculé par la formule (III.52).

Le nombre de Nusselt se calcule à partir de la corrélation de Kays suivante [27] :

$$Nu = 0,0158 Re^{0,8} \quad \text{pour } L/D_H > 10 \quad (\text{III.53})$$

Où le nombre de Reynolds est donné par :

$$Re = v_f \frac{D_H}{\nu_f}$$

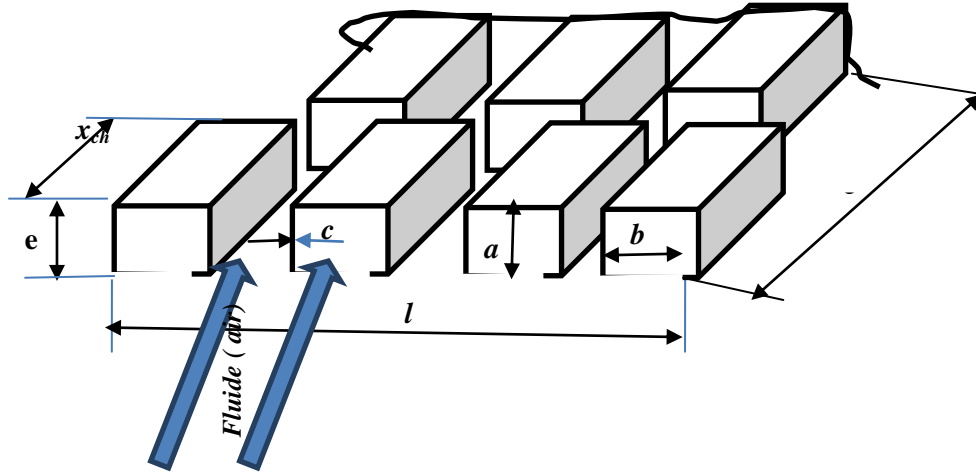


Figure III.5. Géométrie et disposition des chicane rectangulaires étudiés et installés

- Dans le cas d'un capteur muni d'chicane, la longueur L, dans l'équation (III.54), est remplacée par la distance x_{ch} , longueur d'une rangée.
- Le coefficient d'échange entre la plaque d'aluminium et le fluide caloporteur est donné par :

$$h_{v,pal-f} = h_{v,ab-f} \quad (\text{III.54})$$

- La vitesse de l'air dans le conduit mobile V_f , dépend des paramètres géométriques de la veine d'air utile et de la forme des chicane (Figure III.5), elle s'exprime par :

$$v_f = \frac{\dot{m}}{\rho_f A_f}, \quad (\text{vitesse débitante}) \quad (\text{III.55})$$

La section de passage de l'air A_f dans la veine d'air mobile est calculée comme suit :

- Capteur sans chicane : $A_f = l.e$ (III.56)

- Capteur muni d'chicane : $A_f = l.e - \frac{l.c}{b+c} \cdot (a + b + \frac{3c}{2})$ (III.57)

- La section de passage de l'air A_f est définie par:

- Pour un capteur solaire plan à air sans chicane

$$A_f = l.e \quad (\text{III.58})$$

- Pour un capteur solaire plan à air avec chicane rectangulaires [14], [81]:

$$A_f = l.e - \frac{l}{b+c} \cdot c \cdot (a + b + c) \quad (\text{III.59})$$

- Le diamètre hydraulique est défini par:
- Pour un capteur solaire plan à air sans chicanes

$$D_H = \frac{4.l.e}{2.(l+e)} = \frac{2.l.e}{l+e} \quad (\text{III.60})$$

- Pour un capteur solaire plan à air avec chicanes rectangulaires [14], [47]

$$D_H = \frac{4.a.b.x}{2(x.b+x.a+a.c)+b.c} \quad (\text{III.61})$$

III.5. Puissance absorbée « P_{ab} »

La puissance incidente I_t reçue par un mètre carré de surface d'insolateur incliné d'un angle β peut être déterminée théoriquement, elle s'écrit [47]:

$$I_t = \Phi_{b\beta} + \Phi_{d\beta}$$

Où :

$\Phi_{b\beta}$ est la composante directe,

$\Phi_{d\beta}$ est la composante diffuse.

La puissance transmise à travers le vitrage est donc égale à $(\Phi_{b\beta}\tau + \Phi_{d\beta}\tau_d)$ telles que τ est la transmittivité totale directionnelle et τ_d la transmittivité totale hémisphérique. L'absorbeur reçoit la fraction α_{ab} de cette puissance transmise et réfléchit vers le vitrage la fraction $(1 - \alpha_{ab})$. Si r_{vd} est la réflectivité hémisphérique du vitrage, celui-ci réfléchit vers l'absorbeur la fraction $(1 - \alpha_{ab}).r_{vd}$. Ce dernier absorbe à nouveau la fraction $\alpha_{ab}.(1 - \alpha_{ab}).r_{vd}$ et réfléchit vers le vitrage la fraction $(1 - \alpha_{ab})^2.r_{vd}$. La fraction $(1 - \alpha_{ab})^2.r_{vd}^2$ est, à nouveau, réfléchi vers l'absorbeur et ainsi de suite.

Après p réflexions sur le vitrage, la fraction réfléchi vers l'absorbeur est $(1 - \alpha_{ab})^p.r_{vd}^p$ de sorte qu'après une infinité de réflexions, la puissance captée est [47], [81]:

$$\begin{aligned} \Phi_{ab} &= \sum_{p=0}^{\infty} (1 - \alpha_{ab})^p r_{vd}^p (\phi_{b\beta}\tau + \phi_{d\beta}\tau_d) \\ &= \frac{\alpha_{ab}(\phi_{b\beta}\tau + \phi_{d\beta}\tau_d)}{1 - (1 - \alpha_{ab})r_{vd}} \end{aligned} \quad (\text{III.62})$$

Le rendement optique η_0 de l'insolateur défini par le quotient Φ_{ab}/I_t , également appelé transmittivité-absorptivité effective de l'insolateur et noté $(\tau_v\alpha_{ab})$ vaut donc :

$$\eta_0 = \tau_v\alpha_{ab} = \frac{\alpha_{ab}(\phi_{b\beta}\tau + \phi_{d\beta}\tau_d)}{(1 - (1 - \alpha_{ab})r_{vd})(\phi_{b\beta} + \phi_{d\beta})} \quad (\text{III.63})$$

Pour la suite, on déterminera la puissance Φ_{ab} par m^2 de surface de captation de l'insolateur en utilisant la formule suivante :

$$\Phi_{ab} = (\tau_v \alpha_{ab}) I_t \quad (\text{III.64})$$

III.6. Calcul des coefficients des pertes :

Les pertes thermiques sont dues à la différence de température entre l'absorbeur et le milieu ambiant. Elles se manifestent selon les trois modes de transfert de chaleur. Elles se divisent en trois catégories : les pertes vers l'avant, les pertes vers l'arrière et les pertes latérales. On pose les hypothèses suivantes afin de simplifier la détermination des coefficients des pertes :

- Le régime thermique est permanent.
- Les températures sont uniformes tout le long du capteur.
- La puissance solaire absorbée par la vitre est négligeable.
- La conductance dans la vitre est négligeable.
- Les pertes latérales sont faibles devant les pertes avant et arrière.

Ces hypothèses nous permettent d'exprimer les pertes globales de l'absorbeur Q_p par m^2 de surface de captation du capteur à l'aide du coefficient de pertes U_L et l'inverse est la résistance au transfert thermique entre les potentiels T_{ab} et T_{amb} :

$$Q_p = U_L(T_{ab} - T_{amb}) = Q_{P1} + Q_{P2} \quad (\text{III.65})$$

Où Q_{P1} : Quantité de chaleur perdue à l'avant du capteur.

Q_{P2} : Quantité de chaleur perdue à l'arrière du capteur.

On définit ainsi :

$$R_{v,v-am} = \frac{1}{h_{v,v-am}} \quad (\text{III.66})$$

$$R_{v,ab-v} = \frac{1}{h_{v,ab-v}} \quad (\text{III.67})$$

$$R_{r,v-c} = \frac{1}{h_{r,v-c}} \quad (\text{III.68})$$

$$R_{r,v-ab} = \frac{1}{h_{r,v-ab}} \quad (\text{III.69})$$

Tels que :

$R_{v,v-am}$: Résistance thermique entre la vitre et l'ambiance due à l'échange convectif.

$R_{v,ab-v}$: Résistance thermique entre l'absorbeur et la vitre due à l'échange convectif.

$R_{r,v-c}$: Résistance thermique entre la vitre et l'ambiance due à l'échange radiatif.

$R_{r,v-ab}$: Résistance thermique entre l'absorbeur et la vitre due à l'échange radiatif.

III.6.1. Calcul du coefficient des pertes à l'avant U_{av} :

Pour les capteurs dont le fluide caloporteur qui ne circule pas en circuit fermé dans le capteur (une passe), le coefficient des pertes à l'avant peut être modélisé selon deux expressions qui dépendent de la méthode de résolution et de la précision voulue. Si on tient

compte uniquement de l'effet du vent et de la radiation de la vitre avec la voûte céleste la résistance thermique équivalente par l'avant du capteur s'écrit :

$$\frac{1}{R_{\varepsilon q, v-am}} = \frac{1}{R_{v, v-am}} + \frac{1}{R_{r, v-c}} = h_{v, v-am} + h_{r, v-c} = U_{av-1} \quad (III.70)$$

$$\frac{1}{R_{\varepsilon q, v-ab}} = \frac{1}{R_{v, v-ab}} + \frac{1}{R_{r, v-ab}} = h_{v, v-ab} + h_{r, v-ab} = U_{av-2} \quad (III.71)$$

Alors,

$$R_{\varepsilon q, ab-am} = R_{\varepsilon q, v-ab} + R_{\varepsilon q, v-am} = \frac{1}{U_{av-1}} + \frac{1}{U_{av-2}} \quad (III.72)$$

Donc, le coefficient de pertes thermiques global vers l'avant du capteur est donné par la relation suivante :

$$U_{av} = \frac{1}{R_{\varepsilon q, ab-am}} = \left(\frac{1}{U_{av-1}} + \frac{1}{U_{av-2}} \right)^{-1} \quad (III.73)$$

Klein [82] a proposé une autre expression pour calculer le coefficient des pertes avant de l'absorbeur, on tenant compte que des températures de l'absorbeur et de l'ambiance, de l'effet du vent, du nombre de vitres installées, des émissivités de la vitre vers le ciel en fonction de l'angle d'inclinaison du capteur, des émissivités de l'absorbeur vers la vitre et de l'inclinaison du capteur, cette expression est la suivante :

$$Q_{p1} = \frac{1}{\frac{1}{h_{vv}} + \frac{N_v}{\left[\frac{C}{T_{ab}} \cdot \left(\frac{T_{ab} - T_{amb}}{N_v + f} \right) \right]^{0,33}} + \frac{\sigma \cdot (T_{ab}^2 - T_{amb}^2) (T_{ab}^2 + T_{amb}^2)}{\frac{1}{\varepsilon_{ab,\beta} + 5 \cdot 10^{-2} \cdot N_v \cdot (1 - \varepsilon_{ab,\beta})} + \frac{2 \cdot N_v + f - 1}{\varepsilon_{v,\beta}} - N_v}} \quad (III.74)$$

Tel que : $f = (1 - 4 \cdot 10^{-2} \cdot h_{vv} + 5 \cdot 10^{-4} \cdot h_{vv}^2) \cdot (1 + 91 \cdot 10^{-3} \cdot N_v)$

$$C = 365,9 \cdot (1 - 883 \cdot 10^{-5} \cdot \beta + 12 \cdot 10^{-5} \cdot \beta^2)$$

Avec : T_{abm} : Température moyenne de l'absorbeur.

T_{am} : Température ambiante.

N_v : Nombre de vitres mis en place (un seul vitrage pour notre cas c.-à-d. : $N_v=1$).

$\varepsilon_{v,\beta}$: Emissivité de la surface externe de la vitre à l'angle β .

$\varepsilon_{ab,\beta}$: Emissivité de l'absorbeur coté vitre évalué à l'angle d'inclinaison β .

β : inclinaison en degré

C : est le facteur tenant compte de l'influence de l'inclinaison de l'insolateur sur les coefficients de convection dans les conduits non utiles

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

Finalement, les pertes U_{av} sont données par :

$$U_{av} = \frac{Q_{p1}}{T_{ab} - T_{amb}} \quad (\text{III.75})$$

III.6.2. Calcul du coefficient des pertes à l'arrière U_{ar} :

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

- ✓ La couche de la laine de verre ou du polystyrène, ou les deux à la fois.
- ✓ La plaque du bois qui se trouve à l'arrière du capteur vers l'extérieur.
- ✓ La plaque métallique.

Ce coefficient est donné par la relation suivante :

$$U_{ar} = \frac{1}{\frac{e_{ab}}{k_{ab}} + \frac{e_{polis}}{k_{polis}} + \frac{e_{bois}}{k_{bois}} + \frac{1}{h_{vv}}} \quad (\text{III.76})$$

Enfin on obtient :

$$U_{ar} = \frac{1}{\sum_{i=1}^{i=n} \frac{e_i}{k} + \frac{1}{h_{vv}}} \quad (\text{III.76.a})$$

Tel que :

$$\sum_{i=1}^{i=n} \frac{e_i}{k} = \frac{e_{ab}}{k_{ab}} + \frac{e_{polis}}{k_{polis}} + \frac{e_{bois}}{k_{bois}} \quad (\text{III.77})$$

Avec :

e_{polis} : Epaisseur de la plaque du polystyrène [m]

e_{ab} : Epaisseur de la plaque métallique [m]

e_{bois} : Epaisseur de la plaque en bois installée à l'arrière [m]

k_{ab} : Conductivité thermique de la plaque métallique [W/(m.K)]

k_{polis} : Conductivité thermique de la plaque du polystyrène [W/(m.K)]

k_{bois} : Conductivité thermique de la plaque en bois (autre matière de protection) installée à l'arrière [W/(m.K)]

$\sum_{i=1}^{i=n} \frac{e_i}{k}$: Coefficient équivalent des transferts par conduction à travers toutes les couches isolantes.

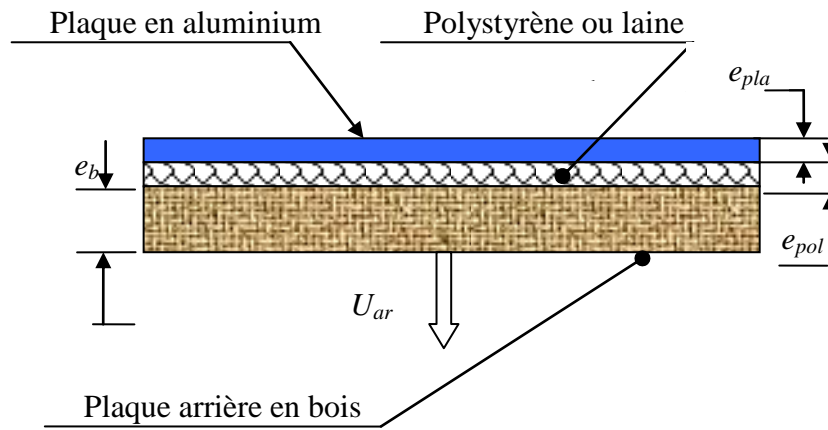


Figure III.6 : Schéma des couches isolantes à l'arrière du capteur

III.6.3. Calcul du coefficient global de pertes thermiques U_L :

Le coefficient global de pertes thermiques vers l'extérieur est la somme des deux coefficients :

$$U_L = U_{av} + U_{ar} \quad (IV.78)$$

On tient compte de tous les échanges thermiques en sein du capteur tels que les échanges radiatifs et convectifs et dans le cas où $h_{v,ab-f} = h_{v,f-pal}$ l'expression du coefficient global des pertes et après simplification s'écrit sous la forme suivante :

$$U_L = \frac{(U_{av} + U_{ar})(h_{v,ab-f} + 2.h_{r,ab-pal}) + 2.U_{av}.U_{ar}}{U_{av} + 2.h_{r,ab-pal} + h_{v,ab-f}} \quad (III.79)$$

III.7. Algorithme de calcul des performances du capteur solaire plan

L'algorithme de calcul des performances du capteur solaire plan à air se compose des étapes suivantes :

III.7. 1-Introduction des données

- Les données du capteur (caractéristiques et dimensions),
- L'inclinaison du capteur
- Données météorologiques, I_t , T_{amb} , V_v , H ...etc.
- Température d'entrée du fluide T_{fe} .
- Débit massique du fluide de travail (le fluide caloporteur),

III.7. 2-Initialisation des températures moyennes

- T_f : température moyenne du fluide dans l'insolateur,
- T_v : température moyenne de la vitre
- T_{ab} : température moyenne de l'absorbeur
- T_{pal} : température moyenne de la plaque d'aluminium placée sur l'isolant

III.7. 3. Calcul du coefficient de transfert convectif $h_{v,v}$ dû au vent,

Pour le calcul du coefficient $h_{v,v}$ on utilise l'équation suivante : $h_{vv} = 5,67 + 3,86.v_v$

III.7. 4. Calcul du coefficient de transfert convectif $h_{v,ab-f}$

Pour le calcul du coefficient $h_{v,ab-f}$ on utilise l'équation suivante :

$$h_{v,ab-f} = \frac{Nu \lambda_f}{D_H}$$

III.7. 5. Calcul du coefficient de pertes par conduction-convection naturelle h_{vnat}

Pour le calcul du coefficient h_{vnat} on utilise l'équation suivante :

$$h_{vnat} = 1,42 \left(\frac{(T_{ab} - T_{amb}) \sin \beta}{L} \right)^{1/4}$$

III.7. 6. Calcul des coefficients de transfert radiatif**a- Calcul des coefficients de transfert radiatif $h_{r,c}$**

On calcule le coefficient de transfert radiatif $h_{r,c}$ par la formule :

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

b- Calcul des coefficients de transfert radiatif $h_{r,ab-v}$

On calcule le coefficient de transfert radiatif $h_{r,ab-v}$ par la formule :

$$h_{r,ab-v} = \sigma \cdot \frac{(T_{ab}^2 + T_{vi}^2) \cdot (T_{ab} + T_{vi})}{\frac{1}{\varepsilon_v} + \frac{1}{\varepsilon_{ab}} - 1}$$

c- Calcul des coefficients de transfert radiatif $h_{r,ab-pal}$

On calcule le coefficient de transfert radiatif $h_{r,ab-pal}$ par la formule :

$$h_{r,ab-pal} = \sigma \cdot \frac{(T_{ab}^2 + T_{pal}^2) \cdot (T_{ab} + T_{pal})}{\frac{1}{\varepsilon_{ab}} + \frac{1}{\varepsilon_{pal}} - 1}$$

III.7.7- Calcul du coefficient des pertes à l'avant U_{av}

L'utilisation de la relation suivante nous permet de calculer les pertes U_{ar} de la face avant de l'insolateur :

$$U_{av} = \frac{1}{\frac{1}{h_{v,v-amb}} + \left[\frac{N_v}{\left[\frac{C}{T_{ab}} \left(\frac{T_{ab} - T_{amb}}{N_v + f} \right) \right]^{0,333}} \right]} + \frac{\sigma \cdot (T_{abm}^4 - T_{am}^4)}{\frac{1}{\varepsilon_{ab, \beta} + 5 \cdot 10^{-2} \cdot N_v \cdot (1 - \varepsilon_{ab, \beta})} + \frac{2 \cdot N_v + f - 1}{\varepsilon_{v, \beta}} - N_v}$$

III.7.8- Calcul des pertes U_{ar} de la face inférieure de l'insolateur

L'utilisation de la relation suivante nous permet de calculer les pertes U_{ar}

$$U_{ar} = \frac{1}{\sum_{i=1}^{i=n} \frac{e_i}{k} + \frac{1}{h_{c,vent}}}$$

III.7.9- Calcul du coefficient U_L

On tenant compte des pertes des échanges radiatifs le coefficient U_L totales de l'insolateur s'écrit :

$$U_L = \frac{(U_{av} + U_{ar})(h_{c,abp-f} + 2.h_{r,ab-pal}) + 2.U_{av}.U_{ar}}{U_{av} + 2.h_{r,abpal} + h_{c,ab-f}}$$

III.7.10-Calcul du coefficient d'efficacité F' tenant compte des échanges radiatifs :

$$F' = \frac{h_{r,ab-pal} h_{v,ab-f} + h_{v,pal-f} U_{av} + h_{v,pal-f} h_{r,ab-pal} + h_{v,ab-f} h_{v,pal-f}}{(U_{av} + h_{r,ab-pal} + h_{v,ab-f})(U_{ar} + h_{v,pal-f} + h_{r,ab-pal}) - h_{r,ab-pal}^2}$$

Pour : $h_{v,pal-f} = h_{v,ab-f}$, on aboutit à :

$$F' = \frac{h_{v,ab-f} (U_{av} + 2h_{r,ab-pal} + h_{v,ab-f})}{(U_{av} + h_{r,ab-pal} + h_{v,ab-f})(U_{ar} + h_{v,ab-f} + h_{r,ab-pal}) - h_{r,ab-pal}^2} \quad (III.80)$$

III.7.11-Calcul du coefficient de conductance F_R :

Ce coefficient qui traduit la conductance de l'absorbeur se calcule à l'aide de l'équation suivante :

$$F_R = \frac{\dot{m} C_p}{A U_L} \left(1 - \exp\left(-\frac{F' U_L A}{\dot{m} C_p}\right) \right) \quad (III.81)$$

III.7.12-Calcul de la puissance utile Q_u fournie par l'insolateur:

Pour le calcul de la puissance utile Q_u fournie par l'insolateur on utilise la relation suivante :

$$Q_u = F_R [(\tau_v \alpha_{ab}) I_g - U_L (T_{fe} - T_{amb})] \quad (III.82)$$

III.7.13-Recalcul de la température moyenne du fluide T_f:

L'utilisation de la relation de à Klein nous permet de calculer la température moyenne du fluide comme suite :

$$T_f = T_{fe} + \frac{Q_u}{U_L F_R} \left(1 - \frac{F_R}{F'} \right) \quad (III.83)$$

III.7.14-Calcul de la température moyenne de la plaque d'aluminium T_{pal}, [51], [93]:

a. Capteur sans ailettes

$$T_{pal} = T_f + \frac{h_{r,ab-pal} (\tau_v \alpha_{ab}) I_g}{(U_{av} + h_{r,ab-pal} + h_{v,ab-f})(U_{ar} + h_{v,pal-f} + h_{r,ab-pal}) - h_{r,ab-pal}^2} + \frac{-(T_f - T_{amb})(U_{av} U_{ar} + U_{ar} h_{v,ab-f} + h_{r,ab-pal} (U_{av} + U_{ar}))}{(U_{av} + h_{r,ab-pal} + h_{v,ab-f})(U_{ar} + h_{v,pal-f} + h_{r,ab-pal}) - h_{r,ab-pal}^2} + \frac{(T_f + 273)(h_{v,pal-f} - h_{v,ab-f})(U_{av} + h_{r,ab-pal} + h_{v,ab-f})}{(U_{av} + h_{r,ab-pal} + h_{v,ab-f})(U_{ar} + h_{v,pal-f} + h_{r,ab-pal}) - h_{r,ab-pal}^2} \quad (III.84)$$

Pour : $h_{v,pal-f} = h_{v,ab-f}$,

On aura :

$$T_{pal} = T_f + \frac{h_{r,ab-pal}(\tau_v \alpha_{ab}) I_g}{(U_{av} + h_{r,ab-pal} + h_{v,ab-f})(U_{ar} + h_{v,pal-f} + h_{r,ab-pal}) - h_{r,ab-pal}^2} + \frac{-(T_f - T_{amb})(U_{av} U_{ar} + U_{ar} h_{v,ab-f} + h_{r,ab-pal}(U_{av} + U_{ar}))}{(U_{av} + h_{r,ab-pal} + h_{v,ab-f})(U_{ar} + h_{v,pal-f} + h_{r,ab-pal}) - h_{r,ab-pal}^2} \quad (III.85)$$

b. Capteur muni d'ailettes

$$T_{pal} = T_f + \frac{h_{r,ab-pal} \cdot (\tau_v \alpha_{ab}) I_g}{(U_{av} + h_{r,ab-pal} + X h_{v,ab-f})(U_{ar} + h_{v,pal-f} + h_{r,ab-pal}) - h_{r,ab-pal}^2} + \frac{-(T_f - T_{amb})(U_{av} \cdot U_{ar} + U_{ar} \cdot X h_{v,ab-f} + h_{r,ab-pal} \cdot (U_{av} + U_{ar}))}{(U_{av} + h_{r,ab-pal} + X h_{v,ab-f})(U_{ar} + h_{v,pal-f} + h_{r,ab-pal}) - h_{r,ab-pal}^2} + \frac{(T_f + 273)(h_{v,pal-f} - X h_{v,ab-f})(U_{av} + h_{r,ab-pal} + X h_{v,ab-f})}{(U_{av} + h_{r,ab-pal} + X h_{v,ab-f})(U_{ar} + h_{v,pal-f} + h_{r,ab-pal}) - h_{r,ab-pal}^2} \quad (III.86)$$

Dans le cas où: $h_{v,pal-f} = h_{v,ab-f}$, on aboutit à :

$$T_{pal} = T_f + M1 + M2 \quad (III.87)$$

Tel que :

$$M1 = \frac{h_{r,ab-pal}(\tau_v \alpha_{ab}) I_g - (T_f - T_{amb})(U_{av} U_{ar} + X U_{ar} h_{v,ab-f} + h_{r,ab-pal}(U_{av} + U_{ar}))}{(U_{av} + h_{r,ab-pal} + X h_{v,ab-f})(U_{ar} + h_{v,ab-f} + h_{r,ab-pal}) - h_{r,ab-pal}^2}$$

$$M2 = \frac{(T_f + 273)h_{v,ab-f}(1 - X)(U_{ar} + h_{r,ab-pal} + X h_{v,ab-f})}{(U_{av} + h_{r,ab-pal} + X h_{v,ab-f})(U_{ar} + h_{v,ab-f} + h_{r,ab-pal}) - h_{r,ab-pal}^2}$$

III.7.15-Recalcul de la température moyenne de l'absorbeur T_{ab} ,

D'après le bilan énergétique,

$$T_{ab} + 273 = \frac{(1 + X)(T_f + 273) + \frac{Q_u}{h_{v,ab-f}} - (T_{pal} + 273)}{X} \quad (III.88)$$

III.7.16-Calcul de la température moyenne de la vitre T_v ,

D'après le bilan énergétique, la température du vitre T_v s'écrit :

$$T_v + 273 = \frac{\alpha_v I_g + (T_{ab} + 273) + (h_{r,ab-v} + \frac{h_{v,nat}}{2})(T_{amb} + 273)h_{v,v}}{h_{r,ab-v} + \frac{h_{v,nat}}{2} + h_{v,v} + h_{r,c}} + \frac{(T_c + 273)h_{r,c}}{h_{r,ab-v} + \frac{h_{v,nat}}{2} + h_{v,v} + h_{r,c}} \quad (III.89)$$

III.7.17-Comparer, la valeur initiale de T_{ab} et celle calculée.

Si l'écart est trop important, réitérer à partir de (3), sinon continuer.

III.7.18-Calcul de la température du fluide à la sortie du capteur

$$T_{fs} = T_{fe} + \frac{AQ_u}{\dot{m} C_p} \quad (\text{III.90})$$

III.7.19- Calcul du rendement thermique de l'insolateur η :

Le rendement thermique de l'insolateur représente le rapport de la puissance utile à la puissance incidente :

$$\eta = \frac{Q_u}{I_g} = \frac{P_u}{A \cdot I_g} \quad (\text{III.91})$$

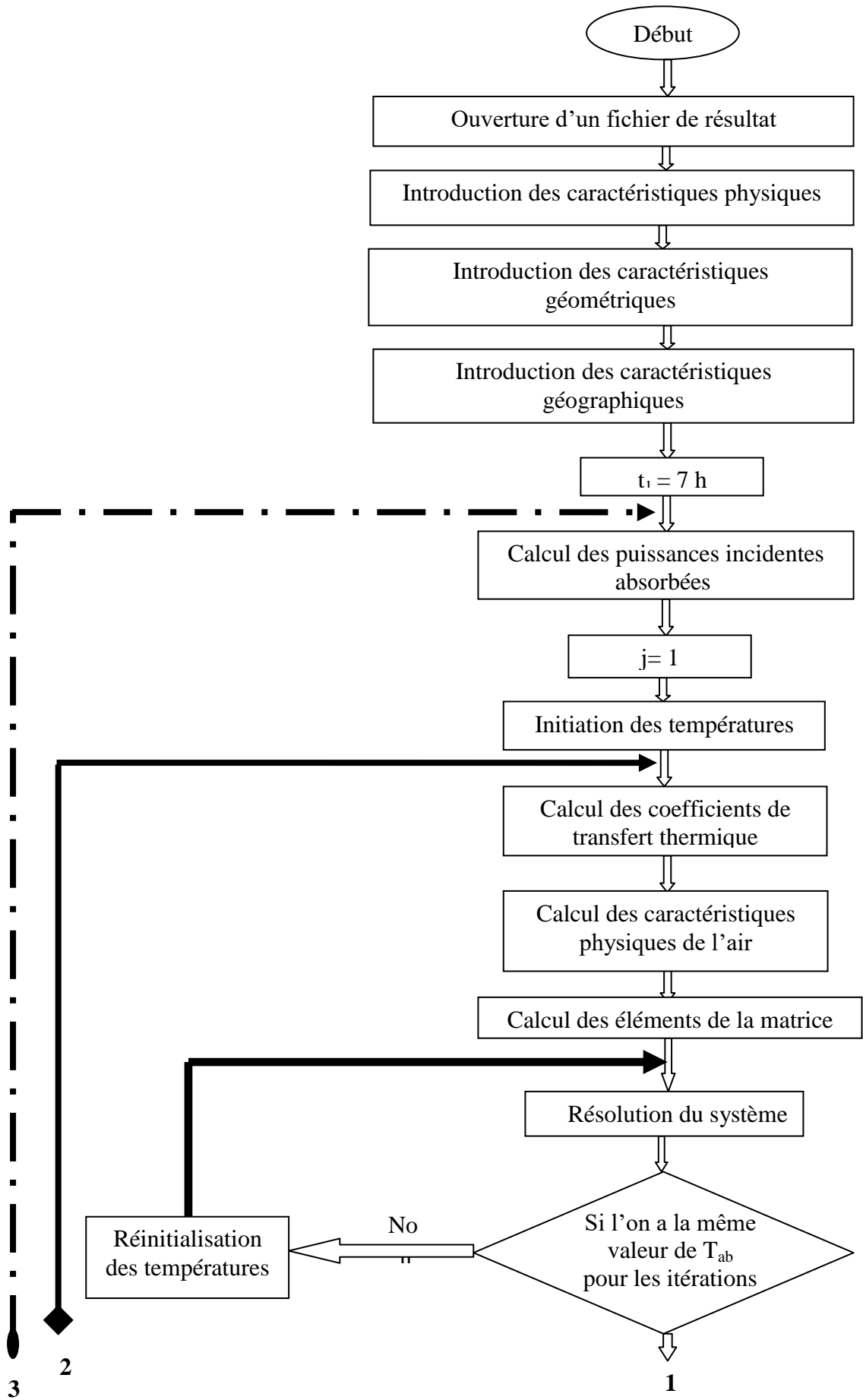
Il peut être aussi donné en fonction du rapport de la différence de température ($T_{fe} - T_{amb}$) au flux global incident I_g :

$$\eta = \frac{P_u}{A \cdot I_g} = F_R(\tau_v \alpha_{ab}) - F_R U_L \frac{T_{fe} - T_{amb}}{I_g} \quad (\text{III.92})$$

III.8. Principe de la simulation

Après avoir établi le modèle on fixe dans les équations les paramètres définissant les conditions de fonctionnement du système. Lors de la simulation, les conditions de fonctionnement fixent la valeur des paramètres tels que les conditions météorologiques et les caractéristiques du système (dimensions, propriétés des matériaux). Les calculs se font ainsi :

- ✓ A l'instant initial, on suppose que tous les éléments sont à la température ambiante sauf la température de l'absorbeur qui est à une température différente de celle-ci.
- ✓ A chaque pas de temps et pour chaque tranche, on résout le système d'équations en fixant les paramètres qui définissent le fonctionnement du système. Ci-dessous l'algorithme des calculs faits.



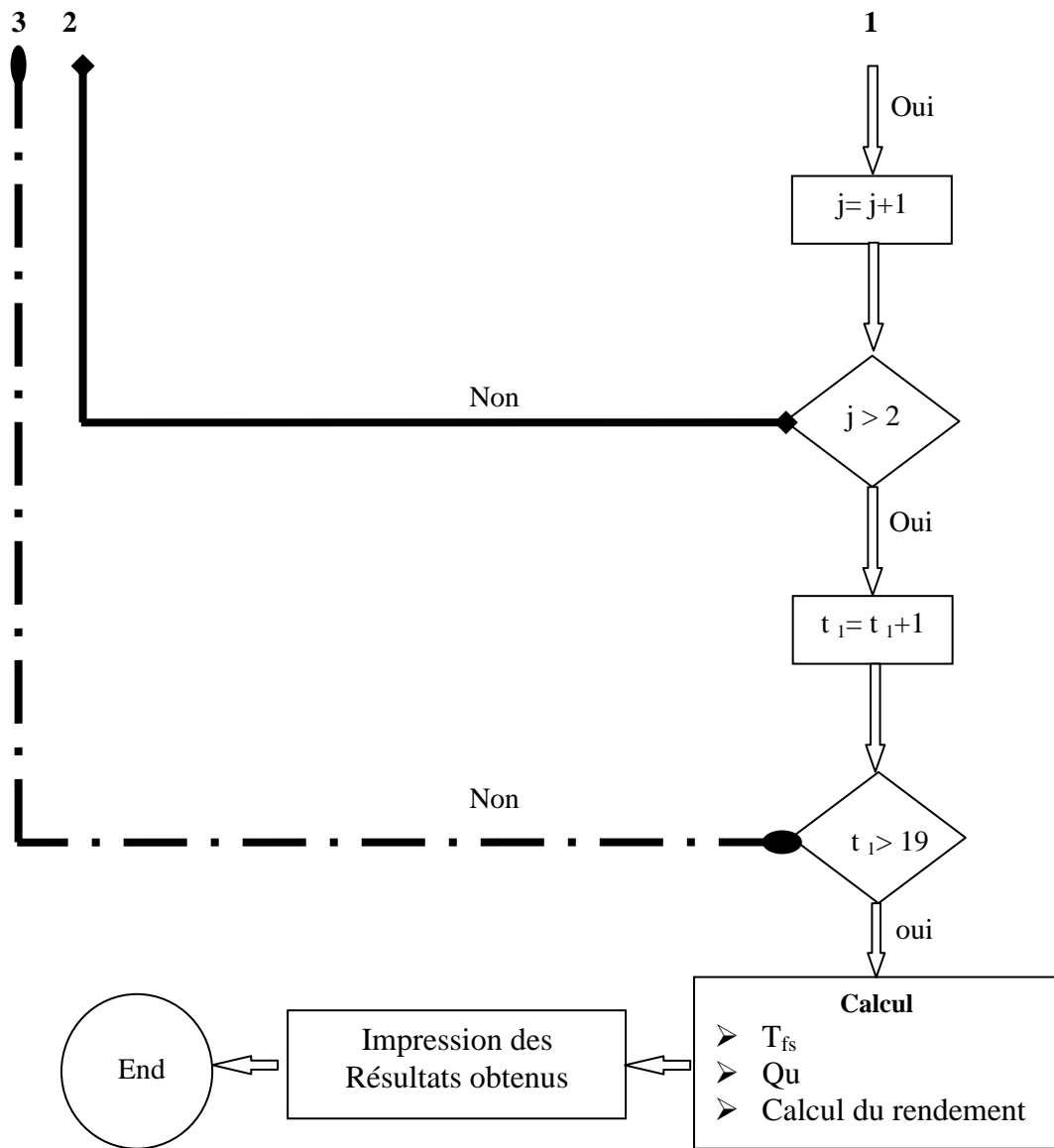


Figure III.7 Organigramme Principal du code de calcul établi sous « Scilab 5.2.2. »

CHAPITRE IV

DISPOSITIF

EXPÉRIMENTAL

IV.1. Présentation du dispositif expérimental :

L'ensemble des travaux expérimentaux ont eu lieu en ensoleillement naturel sur le site d'Adrar ; ville située dans le sud-ouest de l'Algérie, Longitude : $-0^{\circ}28$ E, Latitude : $27^{\circ}88$ S, Altitude : 264 m. L'insolateur orienté face au sud est incliné à environ la latitude du lieu Adrar. A signaler que durant les dernières quatre années on a mené plusieurs expériences de séchage solaire de la tomate et du henné dans la même région (**Annexe I**). Cependant ces essais ont été réalisés dans des séchoirs appartenant à d'autres institutions et comme nous n'avons pas les caractéristiques et données exactes de ces séchoirs ainsi que la difficulté de leur apporter des modifications pour les adopter à des conditions précises, nous ne présentons dans ce qui suit que le système reconstruit (Figures IV.1) qui est composé de deux parties :

- Capteur solaire plan à air doté de chicanes rectangulaires à un simple vitrage et simple passage d'air (Figures IV.2) dont les caractéristiques sont ci-dessous présentées ; (voir tableau IV.1).
- Une chambre de séchage (Figures IV.3) d'un volume de travail (utile) de $0,48$ m³ dont les caractéristiques sont ci-dessous présentées ; (voir tableau IV.2).



Figure IV.1. Photos de l'installation complète



Figure IV.2. Photo du capteur solaire plan à air conçu



Figure IV.3. Photos de l'armoire de séchage avec claies

IV.2. Fonctionnement du capteur :

Le rayonnement solaire traverse le vitrage et atteint l'absorbeur où il se transforme en chaleur. Le rayonnement calorifique infrarouge de l'absorbeur est bloqué vers l'avant du capteur par le vitrage c'est l'effet de serre et vers l'arrière par l'isolant thermique.

La chaleur est donc dans sa quasi-totalité communiquée au fluide caloporteur. Un ventilateur placé sur le support permettant la circulation de l'air chaud.

Cependant il faut noter les pertes thermiques qui ont lieu et qui peuvent influencer sur le rendement du capteur, ces pertes sont les suivantes :

- Pertes par rayonnement de l'absorbeur vers la vitre.
- Pertes par rayonnement de la couverture vers le ciel et l'environnement.
- Pertes par conduction-convection de l'absorbeur vers la couverture.

- Pertes par convection de la couverture vers le milieu ambiant.
- Pertes par conduction de l'absorbeur à travers l'isolant.

L'air chaud issu du capteur solaire est ensuite véhiculé dans la chambre de séchage composée de claies étagées.

IV.3. Conditions opératoires et caractéristiques techniques des composants de la chaîne énergétique de séchage solaire :

IV.3.1. Données géographiques et météorologiques :

Les expériences menées dans le cadre de cette thèse ont eu lieu au site d'Adrar situé au sud-ouest de l'Algérie, Longitude : $-0^{\circ}28$ E, Latitude : $27^{\circ}88$ S, Altitude : 264 m. Ce site est caractérisé par :

- La température ambiante minimale atteinte : $T_1=25$ [°C]
- La température ambiante maximale atteinte : $T_2=43$ [°C]
- La température ambiante de l'air peut être modélisée par l'expression suivante : $T_{amb} = T_1+T_2.\cos(14-tsv)+273.14$ [K]
- La température équivalente du ciel est donnée par : $T_c= 0,0552.T_{amb}^{(3/2)}$ [K]
- La température du sol est telle que $T_s= T_1+273.14$ [K]
- La température du fluide à l'entrée de l'insolateur : $T_{fe} = T_{amb}+273.14$ [K]

IV.3.2. Caractéristiques du capteur :

Le capteur solaire conçu et fabriqué est composé des éléments ci-dessous cités et dont les dimensions sont les suivantes :

- Longueur totale du capteur : $L=1,91$ m
- Longueur de la partie active du capteur : $L=1,71$ m
- Largeur totale du capteur : $l= 0,76$ m
- Épaisseur du passage du fluide caloporteur : $e_f=0,03$ m
- Section de passage du fluide caloporteur : $S=l.e_f$ m²
- Périmètre de la section de passage du fluide : $p=2.(e_f+l)$ m
- Surface de captation du capteur $Sc.=L.l$ m²
- Inclinaison du capteur : $\beta=32$ °
- La longueur des chicane : $L_{ch}=0,1$ m
- La largeur des chicane : $l_{ch}=0,02$ m
- La hauteur des chicane : $L_{ch}=0,02$ m
- L'épaisseur des chicane : $e_{ch}=0,0014$ m

a. Caractéristiques physiques :

Les données suivantes concernent les propriétés des matériaux utilisés :

- Nombre de vitres : $N_v=1$,

- Épaisseur de la vitre : $e_v = 4 \text{ mm}$,
- Émissivité de la vitre : $\varepsilon_v = 0,93$
- Émissivité de l'absorbeur côté vitre : $\varepsilon_{ab-v} = 0,95$
- Émissivité de l'absorbeur côté isolant : $\varepsilon_{ab-is} = 0.25$
- Émissivité de la plaque isolante arrière en bois rouge BH: $\varepsilon_{is} = 0.25$
- Transmittivité de la vitre : $\tau_v = 0.84$,
- Absorptivité de l'absorbeur : $\alpha_{ab} = 0.95$,
- Absorptivité de la vitre : $\alpha_v = 0.06$,
- Épaisseur de la plaque d'aluminium : $e_{pal} = 1,5 \text{ mm}$
- Épaisseur de la plaque isolante arrière en polystyrène : $e_{bois} = 5 \text{ mm}$
- Épaisseur de la plaque isolante arrière en bois rouge BH : $e_{bois} = 40 \text{ mm}$
- Conductivité thermique du bois rouge BH: $k_{bois} = 0.15 \text{ [W/m.k]}$ pour une température de 20°C ,

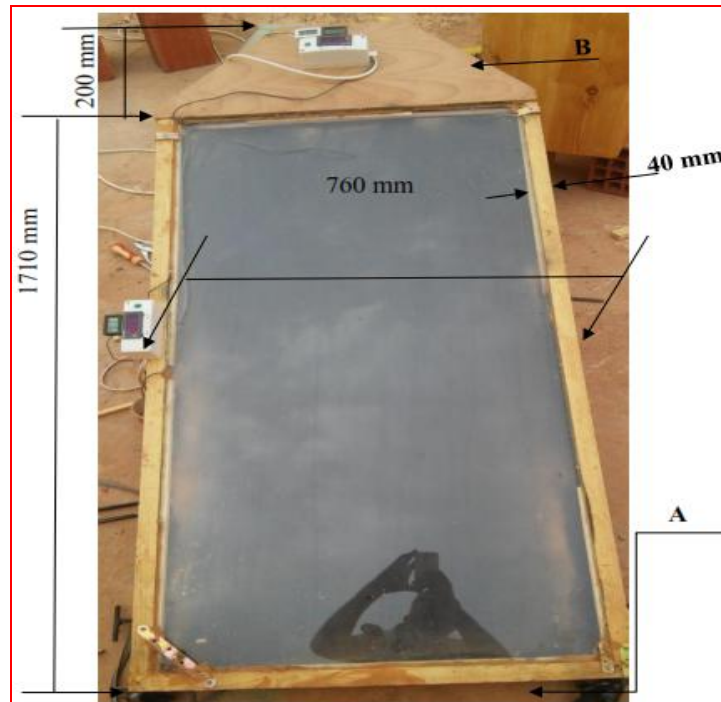


Figure IV.4. Photo et dimensions du capteur solaire



Figure IV.5. Photo du capteur solaire - partie A

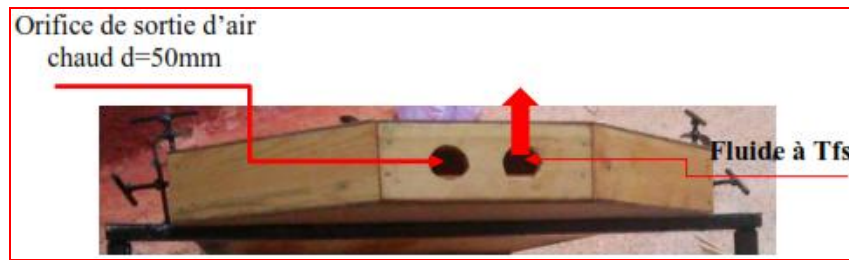


Figure IV.6. Photo du capteur solaire – partie B

Le tableau suivant regroupe l'ensemble des caractéristiques des composants :

N	Désignation	Matériau	Long. mm	Larg. mm	Epais. mm	Nb. unité	Observation
1	Couverture transparente	Verre	1695	685	4	1	$\tau_v=85\%$; $\varepsilon_v = 86\%$.
2	Tôle	Acier galvanisé peint en noir mat	1690	680	1.4	1	$K_c = 180W/mK^\circ$ $\alpha_c = 95\%$ $\varepsilon_c = 90\%$.
3	Chicane rectangulaire	Acier	100	20	1.2	135	
4	Feuille en Aluminium	Aluminium	1690	680	1,5	1	fixée sur l'isolant d'arrière
5	Blanche	Bois rouge BH	1710	90	40	2	Isolation droit et gauche
6	Blanche	Bois rouge BH	720	90	40	1	$K_c = 0,16W/mK^\circ$
7	Blanche	Bois rouge BH	1710	700	40	1	Isolation arrière
8	Joint	Caoutchouc/silicone		5	1,5		
9	Tuyau	PVC	5		$\phi 50$	2	$K_c = 0,17W/mK^\circ$
10	Tuyau flexible	PEHD	30		$\phi 50 \times 4mm$	2	annelé à paroi ondulé 210KPA
11	Box	Bois rouge & contreplaqué	700	250	100	1	$K_c = 0,11W/mK^\circ$
12	Thermocouple avec capteur Thermomètre E0082 à sonde		Cuivre / Constantan (alliage cuivre + nickel 5%) & plastique			7	Plage de mesure est de -50 à 150 $\pm 0.1^\circ C$
13	Thermocouple avec capteur Thermomètre A0075 à sonde		Cuivre / Constantan (alliage cuivre + nickel 2%) & plastique			4	Plage de mesure est de -20 à 100 $\pm 0.1^\circ C$
14	Support	Métallique avec roues	Fabriquer d'une manière qu'elle permet de choisir l'angle d'inclinaison du capteur			2	

Tableau IV.1 : Caractéristiques des composants du capteur solaire

N	Désignation	Matériau	Langueur	Largeur	Epaisseur	Nb.	Observation
	Box	Bois rouge BH	860	560	30	1	Avec volume de travail de 0,072m ³
	Claie	Bois rouge BH avec moustiquaire en plastique	500	380	5	6	Distance de 80 mm entre deux claies K _c = 0,16W/mK°
	Porte avec étanchéités	Bois rouge BH	360	200	30	3	
	Joint d'étanchéité	Caoutchouc/silicone		5	1,5		K _c = 0,16W/mK°
	Ventilateur axial slim	Marque SUNOX DP201A 2123LBL.GN. Model DP201A , 2750/3050 tr/mn, 55/100 m ³ /h , 50/60 hz				1	
	Coude α 120°	PVC	φ 50 x 2mm			2	K _c = 0,17W/mK°
	Thermocouple avec capteur Thermomètre (sonde) A0075 à sonde	Cuivre / Constantan (alliage cuivre + nickel 2%) & plastique	Plage de mesure est de -20 à 100 ±0,1°C			3	

Tableau IV.2 : Caractéristiques des composants de la chambre de séchage

La vitre est en verre d'épaisseur 4mm, faisant 20mm d'écart au-dessus de l'échangeur (absorbeur). $\tau_v=85\%$; $\varepsilon_v = 86\%$.

L'absorbeur est en plaque d'acier galvanisé peinte en noir mat, $K_c = 180W/mK^\circ$, $\varepsilon = 0,9$ et $\alpha = 0,95$. Sur la face inférieure de l'absorbeur sont fixés des obstacles (chicanes) de forme rectangulaires en acier (Figures IV.7 et IV.8)). Ces chicanes sont soudés de façon à assurer un contact complet absorbeur-chicanes ainsi que de permettre la pénétration du fluide de travail à travers (Figures IV.9). En dessous de l'absorbeur est placée une feuille d'aluminium d'une épaisseur de 40 mm.



Figure IV.7. Photos des chicanes utilisées

L'irrigation du canal d'échange située entre l'absorbeur et la plaque d'aluminium est assurée par les chicanes (voir photos ci-dessous) :

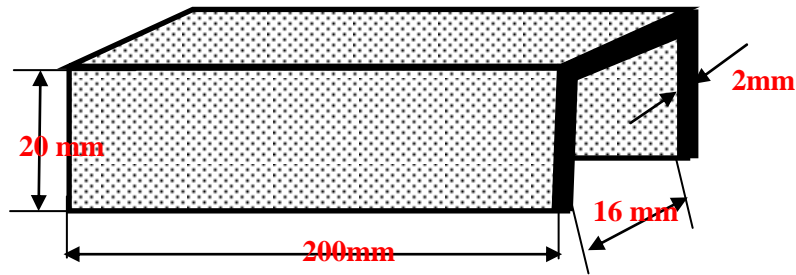


Figure IV.8. Dimensions des chicanes utilisées



Figure IV.9. Photo du canal d'écoulement et emplacement des chicanes

b. Caractéristiques du fluide caloporteur :

Les expériences de séchage de la tomate produite dans la zone de Touat, sont effectuées en utilisant l'air ambiant comme fluide caloporteur ; ses caractéristiques thermo-physiques sont déterminées par les équations suivantes :

- Viscosité dynamique de l'air : $\mu_f = [1,983 + 0,00184 \cdot (T_f - 300)] \cdot 10^{-5}$,
- Conductivité thermique de l'air : $k_f = 0,02624 + 75 \cdot (T_f - 300) \cdot 10^{-7}$,
- Capacité calorifique : $C_{p_f} = 1005,7 + 0,066 \cdot (T_f - 300)$,
- Masse volumique de l'air : $\rho_f = 1,1774 - 0,00359 \cdot (T_f - 300)$,

IV.4. Les Mesures effectuées :

a. Mesure du flux solaire :

Les mesures du flux solaire incident global incident sur la surface du capteur sont effectuées à l'aide d'un pyromètre LP_PYRA_10S (Figures V.10) : Température de fonctionnement : $-40/+80^\circ\text{C}$. Plage de mesure de $0 \text{ à } 2000 \pm 20\% \text{ W/m}^2$. Dim $\varnothing 165 \times 104 \text{ mm}$.



Figure IV.10: Pyrometer LP_PYRA_10S

b. Mesure des paramètres climatiques :

Pour les mesures des paramètres climatiques on a utilisé les données de la station météorologique locale de l'aéroport d'Adrar : Station météo ADCONT Telemetry à transmission GPS (Figures IV.11), installé à l'aéroport international d'Adrar. Les caractéristiques de cette station sont résumées dans le tableau au-dessous (tableau IV.3)



Figure IV.11 : Station météo à transmission GPS-

Capteurs	Mesure	Résolution	Plage de mesure	Précision	Caractéristiques
Pluviomètre	Précipitation	0,2 mm		2 %	Pluviomètre à auget à évacuation automatique
Capteur Humectation	Humectation des feuilles		Mesure de résistance sur papier filtre		
Hygromètre	Humidité relative	0,1 %	0 à 100 %	2 %	Ces deux mesures se font par le même capteur relié à un câble résistant aux faibles températures. Capteur intégré dans un abri ventilé de façon naturelle permettant une protection des erreurs produites par les radiations solaires et précipitations
Thermomètre	Température	0,1°C	- 30 à + 100°C	0,4°C	

Tableau IV.3 : Caractéristiques de la station météo.

c. Mesure du débit d'air

Ces mesures sont effectuées à la sortie du capteur à l'aide d'un anémomètre à hélice de type "Jules et Richard", dont le diamètre est de 10 cm.

d. Mesure des températures

Les mesures des températures dans la veine d'écoulement sont effectuées à l'aide des sondes de types 'K' et 'J', référence : BS4932K. Les résultats ont été enregistrés à l'aide d'un système d'acquisition.

e. Mesure de la masse du produit

Ces mesures sont faites grâce à une balance Electronique : de haute précision équipée d'une plate-forme de pesage amovible en plastique multi fonctionnelle (Figures IV.12), plage de pesage de 0 à 2000±1 g à affichage LCD.



Figure IV.12 : Balance électronique

IV.5. Principe de fonctionnement du système

A l'aide d'un ventilateur axial placé sur la cheminé de la chambre de séchage (Figures IV.13), l'air frais est capté, aspiré de l'extérieur et préalablement chauffé dans le capteur solaire, par le contact air absorbant et les ailettes qui lui permettent d'élever sa température. L'air chaud passe par le système de raccordement et arrive à l'entrée de l'armoire de séchage à travers deux canalisations (tuyaux) pour pénétrer et traverser les claies avec le produit à sécher. Enfin l'air est aspiré et évacué vers l'extérieur à travers la cheminé à l'aide d'un ventilateur qui fonctionne sans arrêt durant toute la période de séchage.



Figure V.13 : Photo du ventilateur centrifuge installé sur la cheminé de la chambre de séchage

V.6. Préparation du produit à sécher :

La tomate est une espèce de plantes herbacées de la famille des solanacées, originaire du Nord-Ouest de l'Amérique du sud. Elle se consomme comme un légume-fruit sous forme d'un jus, fraîche, crue et aussi sèche. De grande importance économique, elle est l'objet de nombreuses recherches scientifiques. Elle est considérée comme une plante modelée en génétique, très riche au niveau nutritionnel. Actuellement on trouve des milliers de variétés de tomates dans le monde. Elles se distinguent par leur forme, leur couleur, leur texture et leur goût.

V.6.1. Variétés des tomates

- **La tomate cerise** : Ronde et petite, un peu sucrée et légèrement acidulée
- **La tomate grappe** : Elle se présente sous forme de grappe. De taille moyenne, elle est pulpeuse et très parfumée.
- **La tomate cœur** : Sa forme particulière lui a valu son nom. De gros calibre, elle est côtelée.
- **La tomate ronde** : Charnue et de forme régulière.
- **La tomate Allongée** : Cette tomate a une forme oblongue. Elle renferme peu de jus mais beaucoup de pulpe

V.6.2. Composition nutritionnelle de la Tomate allongée [60]

La tomate fait partie des légumes les moins énergétiques avec son apport calorifique de 16,40 kcal pour 100 g (soit 68,8 kJ) alors que l'apport calorifique moyen des légumes frais est de 37,56 kcal

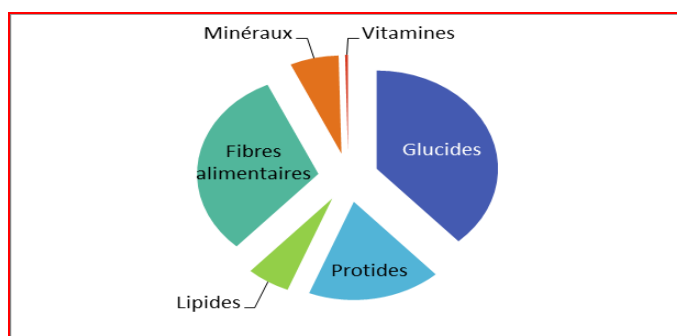


Figure IV.14. Composition moyenne pour 100 g de la tomate de la variété allongée. La teneur en eau n'est pas prise en compte.

Pour chaque nutriment, les tableaux suivants (Tableaux IV.4, IV.5, IV.6 et IV.7) apportent une information sur la quantité moyenne ainsi que les quantités minimum et maximum pour 100 g net de tomates, variété allongée, utilisée pour le séchage solaire expérimentalement.

<i>Poids total 100 g net de tomates de la variété allongé</i>		
Composants	Quantité	Min - Max
Eau	94.5 g	88 - 96.6 g
Protéines	0.8 g	0.5 - 1.3 g
Lipides	0.26 g	0.07 - 0.8 g
Acides gras saturés	0.048 g	0.02 - 0.07 g
Glucides	1.72 g	-
Sucre	1.68 g	NC - 3.5 g
Fibres	1.41 g	0.7 - 3.2 g
Acides organiques	0.39 g	-

Tableau IV. 4. Principaux composants de la tomate de variété allongée

Poids total 100 g net de tomates de la variété allongé		
Vitamines	Quantité.	Min - Max
Provitamine A Bêta-carotène	840 µg	184 - 1200 µg
Equivalent Vitamine A	140 µg	30.67 - 200 µg
Vitamine B1	0.06 mg	0.02 - 0.07 mg
Vitamine B2	0.04 mg	0 - 0.4 mg
Vitamine B3	0.6 mg	0.44 - 0.85 mg
Vitamine B5	0.27 mg	0.04 - 0.33 mg
Vitamine B6	0.08 mg	0.05 - 0.15 mg
Vitamine B9	20.5 µg	1 - 52 µg
Vitamine C	14.3 mg	4.7 - 26.5 mg
Vitamine E	1.11 mg	0.39 - 1.3 mg

Tableau IV.5. Principaux vitamines dans la tomate de variété allongée

Poids total 100 g net de tomates de la variété allongé		
Minéraux et oligo-éléments	Quantité.	Min - Max
Calcium	8.24 mg	3.17 - 60 mg
Cuivre	0.0326 mg	0.01 - 0.13 mg
Fer	0.151 mg	0.01 - 0.95 mg
Iode	2 µg	0.01 - NC µg
Magnésium	10.1 mg	5 - 20 mg
Manganèse	0.0711 mg	0.04 - 0.93 mg
Phosphore	19.3 mg	8 - 53 mg
Potassium	251 mg	92 - 534 mg
Sélénium	0.3 µg	0.15 - 10 µg
Sodium	3.29 mg	1 - 112 mg
Zinc	0.221 mg	0 - 2.42 mg

Tableau IV.6. Principaux minéraux dans la tomate de variété allongée.

Poids total 100 g net de tomates de la variété allongé	
Polyphénols	1.02 mg
Flavonoïdes	0.29 mg
Acides phénoliques	3.87 mg
Polyphénols totaux	4.16 mg

Tableau IV.7. Principaux polyphénols dans la tomate de variété allongée.

V.7. Traitement du produit à sécher

Tout d'abord les tomates choisies sont de bonne qualité. On les trie pour avoir les mêmes dimensions. Ensuite elles sont lavées avec de l'eau fraîche, puis on les pèse et on les découpe à l'aide d'un couteur à lame tranchante. On mesure les dimensions souhaitées et on repèse pour la deuxième fois pour connaître le poids final car une partie du produit sera forcément réduite sous forme du jus de tomate.

Les figures suivantes montrent les différentes étapes suscitées :



Figure IV.15. Nettoyage du produit



Figure IV.16. Triage du produit



Figure IV.17. Pesage du produit après le triage.



Figure IV.18. Découpage en rondelles avec les épaisseurs de 10, 15 et 20 mm



Figure IV.19. Pesage du produit après le découpage en rondelles

V.8. Mise en place du produit à sécher

Après avoir découpé les tomates en tranches d'épaisseurs respectivement de 1 cm, 1,5 cm et 2 cm, on pose les rondelles de tomates de mêmes épaisseurs dans les six claies (Figures IV.20) et on essaye de s'assurer que les quantités mises dans les six claies soient égales pour mieux observer, suivre et comprendre les changements qui se passent dans chaque claie et pour chaque épaisseur.



Figure IV.20. Mise sur claie des rondelles du produit à sécher

La première expérience a été effectuée durant la journée du 01/08/2016. Cette expérience concerne le séchage des rondelles de tomate d'épaisseur égales à 10 ± 1 mm, avec un poids total égale à 2997 ± 6 grs, avec une répartition par claie dans l'ordre des claies : 507 ± 1 gr, 496 ± 1 gr, 498 ± 1 gr, 502 ± 1 gr, 498 ± 1 gr et 495 ± 1 gr.

En même temps on prend un échantillon et on le pèse pour mieux suivre l'évolution et le changement au cours de l'opération. Cet échantillon est d'un poids de 23 ± 1 gr (Figures IV.21).

La deuxième expérience a été réalisée durant la journée du 03/08/2016 avec une épaisseur 15 ± 1 mm, dans laquelle on a suivi les mêmes étapes avec les poids en claies respectivement : 498 ± 1 gr, 501 ± 1 gr, 509 ± 1 gr, 495 ± 1 gr, 499 ± 1 gr, 496 ± 1 gr avec un total du produit de 2998 ± 6 grs et a une moyenne de poids par rondelle de 35 ± 1 gr (Figures IV.22).

La troisième expérience était faite le 07/08/2016, avec un poids total de tomate en rondelles de 20 ± 1 mm de 3009 ± 6 grs et en claies respectivement de 498 ± 1 gr, 508 ± 1 gr, 509 ± 1 gr, 503 ± 1 gr, 499 ± 1 gr, 492 ± 1 gr et a une moyenne de poids par rondelle de 44 ± 1 gr (Figures IV.23).



Fig. IV.21. Echantillon du produit de 10 mm



Fig. IV.22. Echantillon du produit de 15 mm

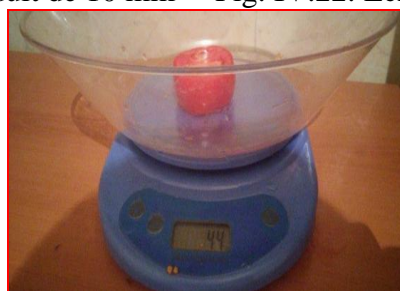


Figure IV.23. Echantillon du produit de 20 mm

Durant ces trois expériences on suit l'évolution de la température de l'air à la sortie du capteur et à l'entrée de la chambre de séchage et on mesure pour des périodes bien précises et égales le poids de chaque claie afin de connaître le temps nécessaire de séchage total. Pour nous permettre d'étudier la cinétique du séchage des rondelles de tomates il était indispensable de connaître les données climatiques de chaque période. Ces données climatiques sont montrées dans les trois tableaux qui suivent (Tableau IV.8.a, IV.8.b et IV.8.c) :

Temps	Température	humidité	Vitesse du vent	Pression	visibilité
6h	25 °C	15%	2,27 m/s	1012hPa	8 km
7h	27 °C	15%	3,61 m/s	1012hPa	8 km
8h	27,2 °C	15%	3,11 m/s	1012hPa	8 km
9h	28 °C	15%	2,27 m/s	1013hPa	8 km
10h	31 °C	15%	2,27 m/s	1011.9hPa	10 km
11h	34,5 °C	10%	5,77 m/s	1014hPa	10 km
12h	36 °C	10%	5,33 m/s	1015hPa	10 km
13h	38,5 °C	10%	4,33 m/s	1012.1hPa	10 km
14h	40 °C	10%	4,77 m/s	1014hPa	10 km
15h	41 °C	10%	3,27 m/s	1013hPa	10 km
16h	42 °C	10%	4,72 m/s	1010.6hPa	10 km
17h	42,5 °C	10%	5,61 m/s	1008,8hPa	10 km
18h	43 °C	10%	5,61 m/s	1010hPa	10 km

Tableau IV.8 .a: Les données climatiques du 01/08/2016.

Temps	Température	humidité	Vitesse du vent	Pression	Visibilité
6h	32 °C	12%	2,57 m/s	1013hPa	9 km
7h	31 °C	12%	2,25 m/s	1012hPa	8 km
8h	29,5 °C	12%	2,50 m/s	1011hPa	8 km
9h	30 °C	12%	2,20 m/s	1011hPa	9 km
10h	35,8 °C	12%	2,20 m/s	1010hPa	9 km
11h	38,7 °C	12%	3,78 m/s	1010,1hPa	9 km
12h	42 °C	12%	3,83 m/s	1014hPa	8 km
13h	44 °C	10%	3,83 m/s	1012hPa	8 km
14h	44 °C	7%	5,77 m/s	1013hPa	10 km
15h	44,8 °C	7%	5,72 m/s	1013hPa	10 km
16h	45 °C	7%	4,82 m/s	1010hPa	10 km
17h	45 °C	7%	4,35 m/s	1010hPa	10 km
18h	42,7 °C	7%	3,78 m/s	1010hPa	10 km

Tableau IV.8 .b: Les données climatiques du 03/08/2016.

Temps	Température	humidité	Vitesse du vent	Pression	visibilité
6h	28,1 °C	12%	2,14 m/s	1010hPa	10 km
7h	28 °C	12%	2,19 m/s	1012hPa	10 km
8h	26,8 °C	12%	2,19 m/s	1012hPa	10 km
9h	31 °C	12%	2,25 m/s	1012hPa	10 km
10h	36 °C	12%	2,24 m/s	1012hPa	10 km
11h	39 °C	12%	2,24 m/s	1010hPa	10 km
12h	42 °C	12%	2,54 m/s	1011hPa	10 km
13h	43 °C	10%	2,54 m/s	1011hPa	12 km
14h	44,2 °C	10%	2,54 m/s	1010hPa	12 km
15h	45 °C	10%	2,33 m/s	1013hPa	12 km
16h	45 °C	10%	2,19 m/s	1013hPa	12 km
17h	44 °C	10%	2,04 m/s	1012hPa	12 km
18h	37 °C	10%	2,11 m/s	1011hPa	10 km

Tableau IV.8 .c: Les données climatiques du 07/08/2016.

IV.9. Variation des conditions climatiques durant les journées de séchage

La première expérience a été effectuée le 01/08/2016, caractérisée par à une température comprise entre 25 et 43 °C durant toute l'expérience et un ciel très clair avec une vitesse du vent de 2,27 à 5,61 m/s et une humidité entre 10 à 15 %.

Pour la deuxième expérience, effectuée le 03/08/2016, caractérisée par une température comprise entre 29,5 à 45 °C aussi un ciel très clair et une vitesse du vent variable de 2,57 à 5,75 m/s et on a enregistré un léger vent de sable entre 13h30mn et 15h15mn et pour l'humidité relative on a enregistré une variation entre 7% et 12%.

La dernière expérience a été réalisé le 07/08/2016. Cette journée était à une température variable comprise entre 26,8°C et 45°C avec un ciel clair et humidité comprise entre 9% et 12% et une vitesse du vent presque stable entre 2,04m/s et 2,54m/s.

Les courbes suivantes (figure IV.24) caractérisent les écarts des mesures de la variation de la température ambiante mesurée expérimentalement et fournie par la station météo locale de la journée du 01/08/2016 :

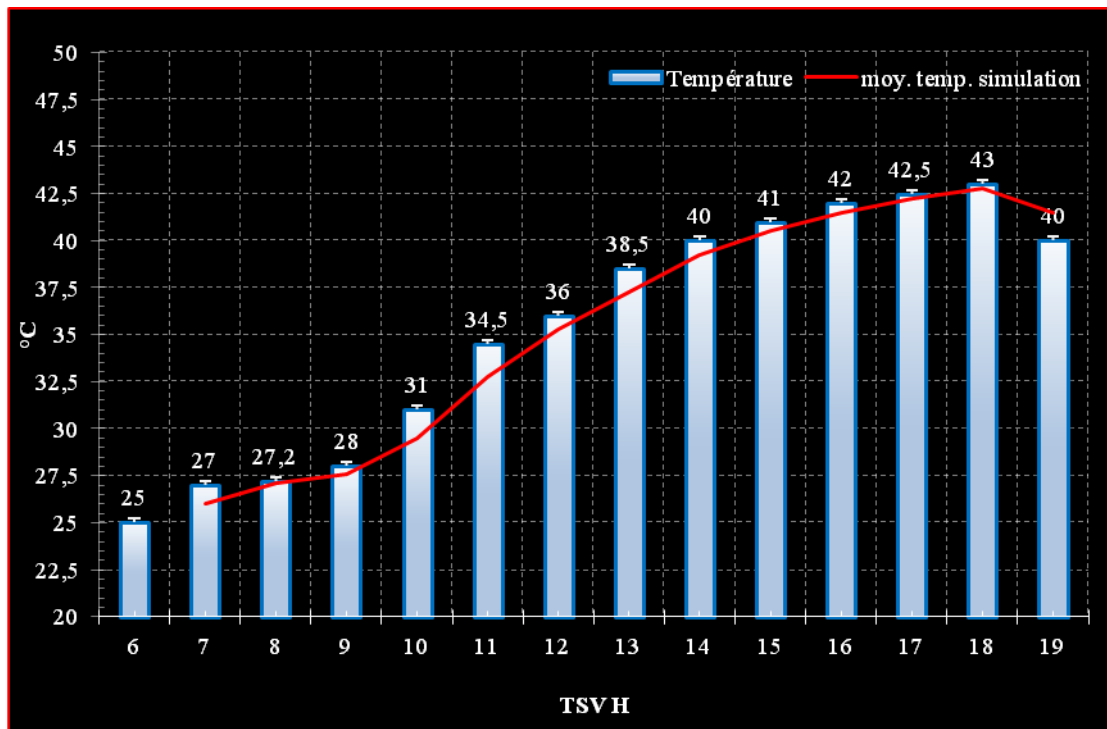


Figure IV.24 : Variation de la température ambiante de la journée du 01/08/2016

La figure (IV.24) pour la journée du 01/08/2016, montre que les températures mesurées expérimentalement étaient à des écarts d'erreurs très faibles et acceptables par rapport à celles fournies par la station météo.

IV.10. Comportement de la tomate vis-à-vis de la température

Après sa récolte la tomate fraîche est directement influencée par les conditions de stockage telles que la température et l'humidité et la durée de conservation. A l'état fraîche, les mauvaises conditions de stockage détruisent ce légume et selon la durée souhaitée de stockage il faut assurer des conditions spécifiques : une humidité relative de stockage entre 85 à 90%, les fruits verts mais parvenus à maturité se conservent jusqu'à deux semaines à 13°-18 °C mais pour les tomates bien mûres ils ne se conservent que de deux à six jours à une température qui ne dépasse pas les 21°C. Si la température est supérieure à 21°C on cela provoque une maturation rapide et changement de la couleur, de la texture, de la saveur.[83]

Dans le cas où la température ambiante dépasse les 25°C pour un fruit bien mûr et après la dégradation de sa proie extérieure due à la chaleur, une dégradation et changement de forme apparaissent et signalent pratiquement le début dessèchement (séchage). Ce phénomène peut durer plusieurs heures à plusieurs jours selon les conditions climatiques [6], [84], [5] [85].

La température peut aussi causer des réactions chimiques non souhaitées dans les tomates fraîches surtout celles mûres suivies par l'apparition des bactéries pour une humidité relative basse. A titre d'illustration on cite quelques cas dans le tableau suivant (tableau IV.9) :

Maladie	Organisme responsable	Températures optimales
Tache bactérienne	Xanthomonas campestris PV. vesicatoria	24°C- 30°C
Moucheture bactérienne	Pseudomonas syringae PV. tomato	18°C- 24°C
Chancre bactérien	Clavibacter michiganensis subsp. michiganensis	24°C- 32°C

Tableau IV.9. Fourchettes de températures optimales pour la croissance des agents responsables des maladies bactériennes du fruit de tomate [86]

V.11. Comparaison des temps et conditions de séchage vis-à-vis le type de séchoir utilisé

Durant la période de séchage solaire de la tomate, certaines températures d'air ne sont pas favorables, soit ils donnent un produit sec après une très longue durée soit ils donnent un produit sec défavorable, en générale ce type de séchage est caractérisé par les conditions opératoires suivantes [87] :

- Température moyenne ambiante comprise entre 35 et 45 °C
- Humidité moyenne comprise entre 35 et 80 %

En général, trois types de séchage solaires existent :

- a) Le séchage traditionnel : séchage à l'air libre ; ce type est le premier qui a été utilisé. Ainsi il est le plus connu dans les pays en voie de développement. En mode naturel on ne peut pas maîtriser l'opération de séchage car les conditions de séchage (rayonnement solaire, température, vitesse d'air et humidité) changent tout le long de la journée, ce qui nous oblige de travailler avec des valeurs moyennes pour s'approcher le maximum des caractéristiques optimales. Dans ce type la durée de séchage pour les tomates est très longue et peut atteindre 72 heures pour arriver à une teneur en eau de 14% avec une qualité moyenne. [87]. Dans ce type de procédés, le séchage n'est pas favorable car le produit est directement exposé à la poussière et les insectes et aussi les animaux, aussi l'exposition directe au soleil, des produits végétaux humides, pour des durées importantes provoque le développement rapide des bactéries en créant un environnement idéal ce qui conduit à leur infection et perte.
- b) Le séchage solaire à convection naturelle : Apparemment c'est le plus efficace. Meilleur que le séchage naturel avec un temps de séchage de 21 h pour avoir une teneur en eau de 12% [88]. Ce type de procédés permet un gain de temps important qui est presque 51 heures et un produit final séché meilleur que celui obtenu naturellement vis-à-vis de la teneur en eau finale (-2% d'eau/base sèche) avec un produit très propre.
- c) Le séchage solaire indirect à convection forcé : Aujourd'hui c'est le procédé le plus efficace de ceux existant car le séchage est achevé après un temps de 15 heures seulement avec une teneur en eau entre 08 et 10% dans le cas du séchage des légumes (tomate) [79]. Durant ses expériences, l'auteur a utilisé un système de chauffage (collecteur) à simple

vitrage sans chicanes. Ainsi le fluide caloporteur pénètre entre la couverture transparente et l'absorbeur.

Doymaz I [89], durant ses expériences de séchage de tomate avec un séchoir indirecte à convection forcée il a utilisé des températures comprises entre 50°C et 70 °C avec une vitesse d'air de 1,5m/s. L'auteur a pu avoir un produit sec à une teneur en eau moins de 10% pour une durée de 13 heures.

Par conséquent, il est à noter qu'en général, le séchage indirect qu'il soit à convection forcée ou sans est le plus favorable. En effet à travers ce procédé on peut :

- Créer le microclimat idéal pour le séchage
- Protéger parfaitement le produit durant la période de séchage
- Un temps réduit pour atteindre une teneur en eau bien précise.
- Possibilité de l'amélioration et de la création de l'environnement favorable pour un séchage parfait durant les périodes froides et climat défavorable. Ces améliorations sont en général relatives aux matériaux de construction utilisés, dimensionnement calculé, traitements de la plaque absorbante, techniques d'augmentation des échanges de chaleur et diminution des pertes thermiques.

CHAPITRE V

RÉSULTATS ET

INTERPRÉTATIONS

V. A. 1. Introduction :

L'optimisation d'un système énergétique solaire permet de déterminer les possibilités offertes à son utilisation pour substituer à un système énergétique utilisant une énergie classique. Aussi cela permet de juger que la source solaire est préférable à une autre source d'énergie pour telle ou telle application. En effet, une compréhension meilleure des mécanismes régissant les échanges thermiques permet de maîtriser tous les paramètres extrinsèques ou intrinsèques entrant dans le processus de transfert de chaleur et par la suite connaître sur quelle base on peut agir pour optimiser ses performances. Les applications de l'énergie thermique issue des capteurs solaires, dépendent essentiellement des températures de sortie du fluide caloporteur. Ceci se traduit par des abaques qui représentent le rendement du capteur en fonction de l'élévation de température. Dans ce sens la première phase de ce travail a été établie. La deuxième étant l'étude en fonction des résultats issus, d'une chaîne énergétique complète comportant en plus un séchoir solaire. La chaîne énergétique expérimentée comprend un capteur solaire plan à air muni d'ailettes décrites auparavant, relié à une armoire de séchage. La veine d'écoulement est caractérisée par l'adjonction d'une plaque d'aluminium permettant l'augmentation du rendement thermique dans les plages de débits de fonctionnement allant de 30 à 100 (m³/h),

V. A. 2. Evaluation et calculs des performances du capteur solaire :

Une étape préliminaire permettant d'améliorer ces performances consiste à la compréhension des divers paramètres propres au capteur ou relatifs à son environnement. La chaîne énergétique faisant l'objet de cette étude (capteur solaire et séchoir) se présente sous de nombreuses variantes. L'idée principale de ces variantes consiste à jouer sur la géométrie de la veine d'écoulement de l'air dans le capteur solaire afin d'améliorer l'échange de chaleur entre l'air et l'absorbeur. Cette amélioration peut être réalisée essentiellement de deux façons, soit en augmentant la surface d'échange offerte au fluide caloporteur et cela consiste à ajouter des chicaneaux sur la face inférieure de l'absorbeur, soit en provoquant la turbulence dans l'écoulement en plaçant des chicaneaux de formes variées dans la veine d'air mobile.

Nous étudions dans ce qui suit les paramètres intrinsèques et extrinsèques qui influent sur les performances de la chaîne énergétique de séchage, en procédant au fur et à mesure à une étude comparative entre les résultats expérimentaux et ceux calculés. Cette étude comporte donc deux volets, d'une part l'étude des performances du capteur plan à air et d'autre part, celle des performances énergétiques de l'unité de séchage.

V. A.3. Détermination expérimentale et calcul du rendement thermique du capteur solaire

Le rendement thermique instantané expérimental de l'insolateur étant le rapport entre la quantité de chaleur utile à l'échauffement du fluide et celle reçue par le système. Il peut être calculé par l'expression:

$$\eta_{\text{exp}} = \frac{C_p G (T_{fs} - T_{fe})}{3600 A I_g} \quad (\text{V. 1})$$

Où : G est le débit massique de l'air donné qui est évalué comme suit :

$$G = 3600 \cdot \rho_f \cdot v_c \cdot S_c \gg \text{ en (kg/h)} \quad (\text{V. 2})$$

V. A.4. Détermination expérimentale et calcul du rayonnement solaire incident

V. A.4.1. Calcul du rayonnement solaire reçu

Les études, faisant l'objet de l'influence du rayonnement direct et diffus sur les performances des capteurs plans, ont montré que la sous-estimation des rayonnements diffus est inacceptable quand leur pourcentage est au-delà de 15%. Ceci s'explique par le fait qu'un fort pourcentage de diffus correspond à un faible éclairement énergétique et par la suite le peu d'énergie disponible est reçue par un capteur de rendement faible.

Le rayonnement solaire incident I_g reçue sur un capteur solaire incliné d'un angle β s'écrit :

$$I_g = \Phi_{b\beta} + \Phi_{d\beta}$$

Où :

$\Phi_{b\beta}$ est la composante directe,

$\Phi_{d\beta}$ est la composante diffuse.

Une série des mesures a été effectuée en 2013 et en 2016. Nous nous contentons de présenter quelques courbes types. La figure suivante (V. 1) montre la variation en fonction du temps du rayonnement solaire global reçu par la surface plane du capteur solaire plan muni des chicanes ainsi que la puissance absorbée respectivement par l'absorbeur et la couverture supérieure transparente (vitre en verre).

Nous remarquons que la variation du rayonnement solaire pour les journées des calculs a un profil sinusoïdal marqué par un minimum au lever et au coucher du soleil et un maximum aux alentours du midi solaire. Cette période qui présente un intervalle assez long dépendant de la date et des conditions climatiques, détermine les possibilités de la faisabilité expérimentale des essais du séchage effectué. En effet nous avons choisi des journées dépourvues de fluctuations nuageuses.

Il est à remarquer qu'en général la puissance absorbée par l'absorbeur est toujours supérieure de celle de la vitre. La puissance de l'absorbeur influe directement sur celle de la

vitre et celle reçue par le fluide caloporteur, ce qui va forcément augmenter sa température à la sortie du capteur.

A noter que, au départ (avant 6h30 du matin) la puissance de la vitre est supérieure à celle de l'absorbeur. Ceci s'explique par le fait que l'absorbeur n'est pas actif.

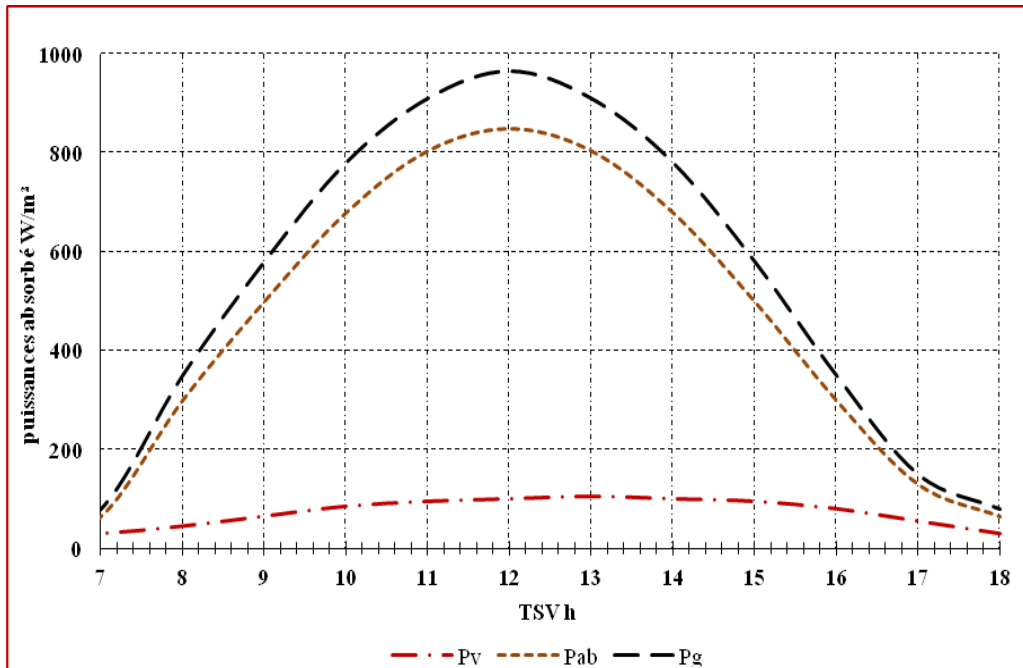


Figure V. 1. Variation temporelle des puissances solaires reçues et absorbées durant la journée de travail dans la zone de Touat-Adrar. Journée du 01/08/2016.

V. A.4.2. Variation de la température ambiante et celle du ciel

Les courbes qui suivent montrent la variation de la température ambiante mesurée et celle simulée ainsi que celle du ciel. Il est à remarquer que les deux températures ont le même profil et que l'écart est faible entre les valeurs mesurées et celles simulées.

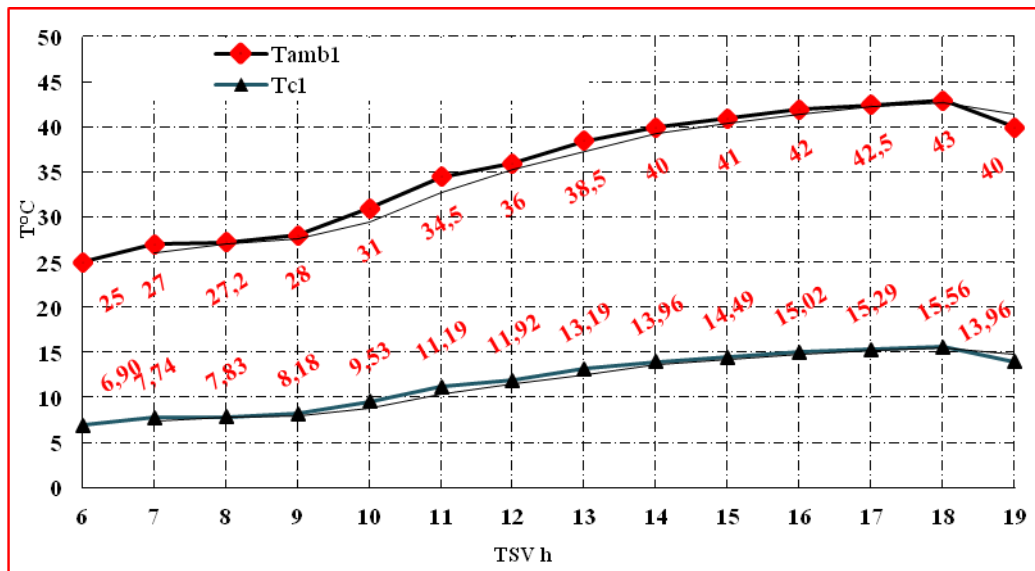


Figure V. 2.a. Variation des températures de l'ambiance et du ciel en fonction TSV Journée du 01/08/2016,

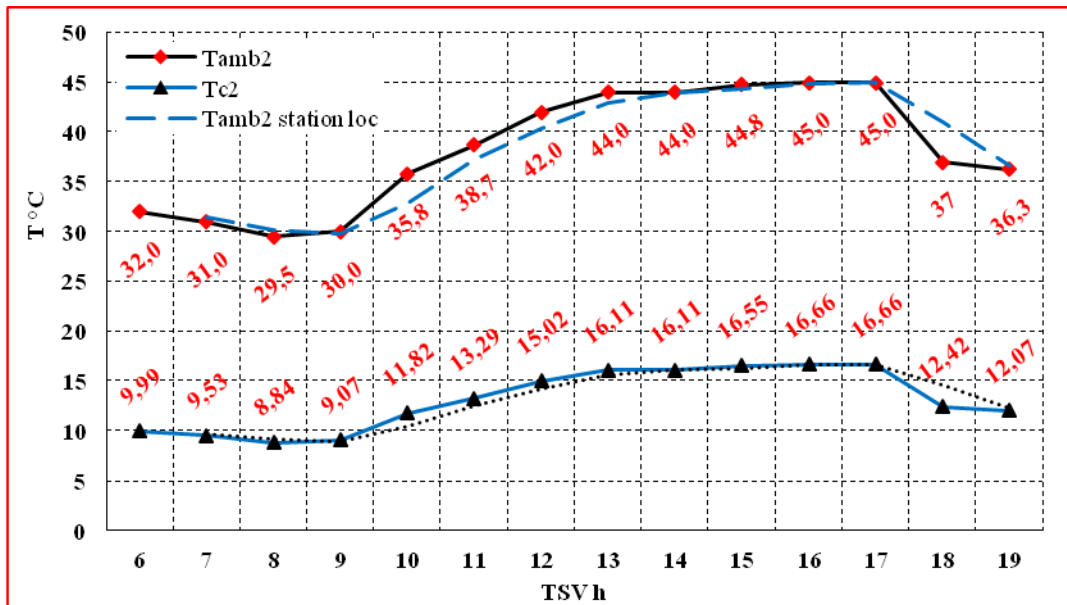


Figure V. 2.b. Variation des températures de l'ambiance et du ciel en fonction TSV Journée du 03/08/2016,

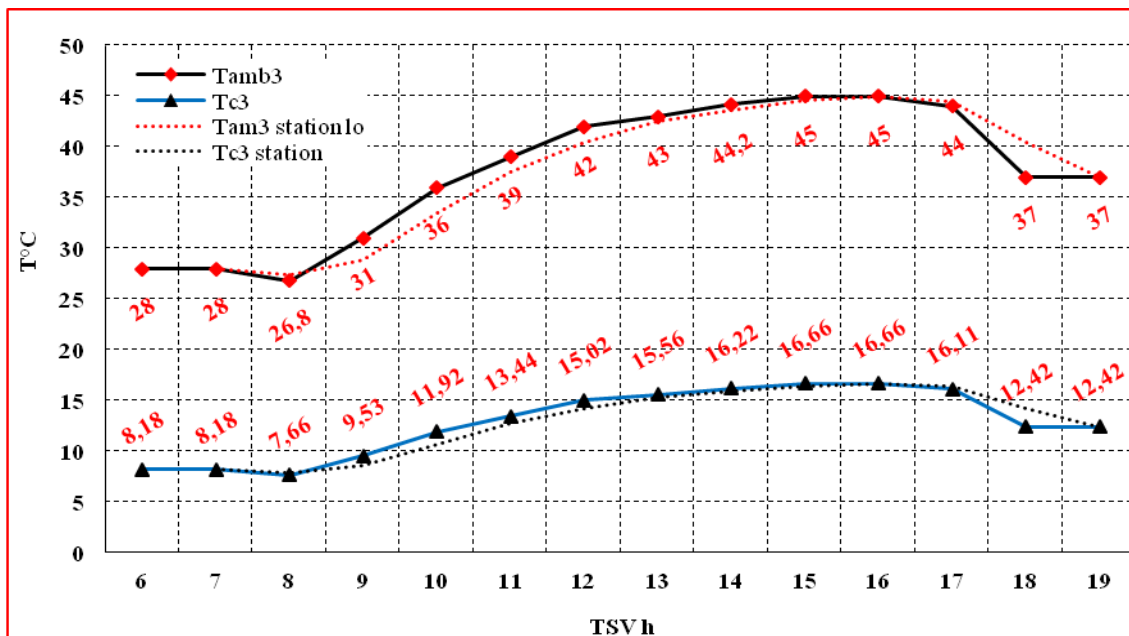


Figure V. 2.c. Variation des températures de l'ambiance et du ciel en fonction TSV Journée du 07/08/2016

V. A.5. Variation de la température des différents éléments du capteur

Dans les figures qui suivent (Figure V. 3) on montre la variation des températures mesurées et simulées des différents constituants du capteur solaire ainsi que celle du fluide caloporteur à la sortie. IL est à remarquer que ces courbes sont serrées au début du fonctionnement du système. Ceci caractérise l'inertie thermique du système. Une fois l'équilibre thermique établi, les écarts apparaissent et sont plus au moins grands entre les valeurs simulées et celles mesurées.

Les valeurs expérimentales des températures du fluide caloporteur et celle de l'absorbeur présentent un écart assez important. Ceci détermine l'efficacité du type de matériaux utilisé ainsi que la qualité du transfert thermique existant.

Il est à remarquer que la température de la plaque interne d'aluminium est plus élevée que celle du fluide. Cette élévation est dû probablement à l'effet du rayonnement favorable plus au solide qu'au fluide. La valeur maximale de la température du fluide obtenue détermine la faisabilité du séchage du produit. Ces valeurs s'avèrent très intéressants et permettent le séchage par convection forcée de la tomate de variété allongée surtout pour la période s'étalant entre 11h et 14h.

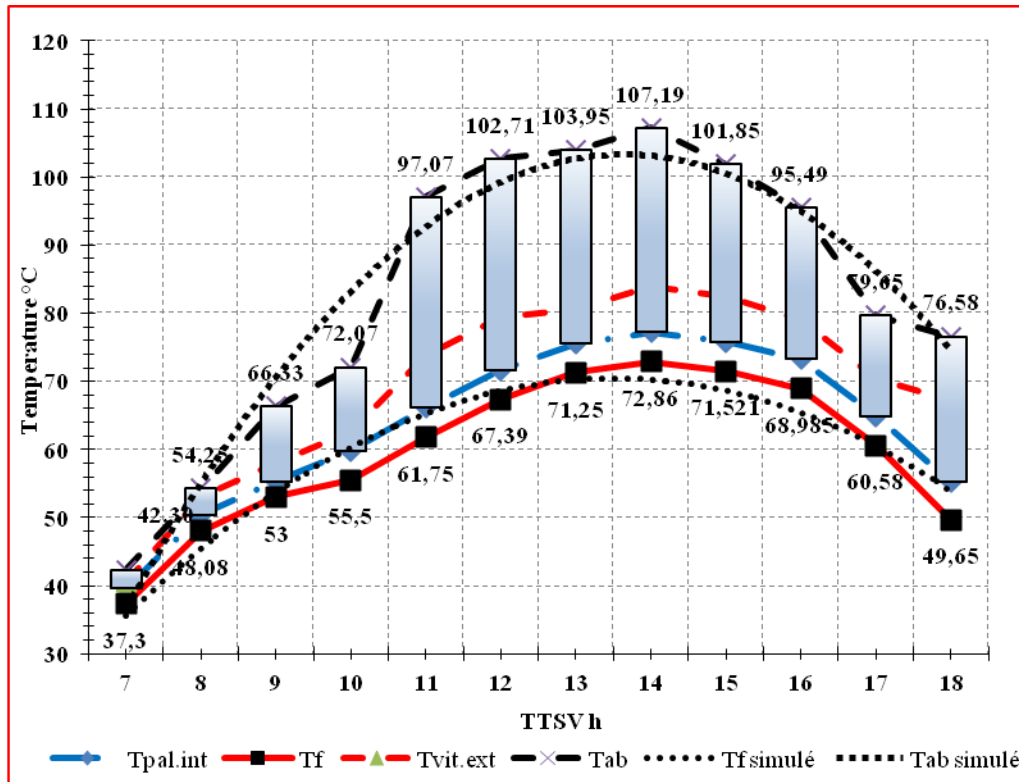


Figure V. 3. Variations des températures des composants du capteur (expérimentales et simulées)

V. A.6. Variation de la puissance utile et la puissance absorbée

La figure (V. 4), montre la variation de la puissance utile à l'échauffement du fluide caloporteur et celle absorbée par le corps noir pour la journée de travail du 01/08/2016 partiellement nuageuse. Ces deux quantités traduisent la quantité de chaleur absorbée relative à la conductance de l'absorbeur caractérisé par un coefficient d'absorption et celle utile à l'échauffement du fluide caloporteur influencée par divers paramètres. Ces deux quantités sont inférieures à la puissance incidente reçu la même journée.

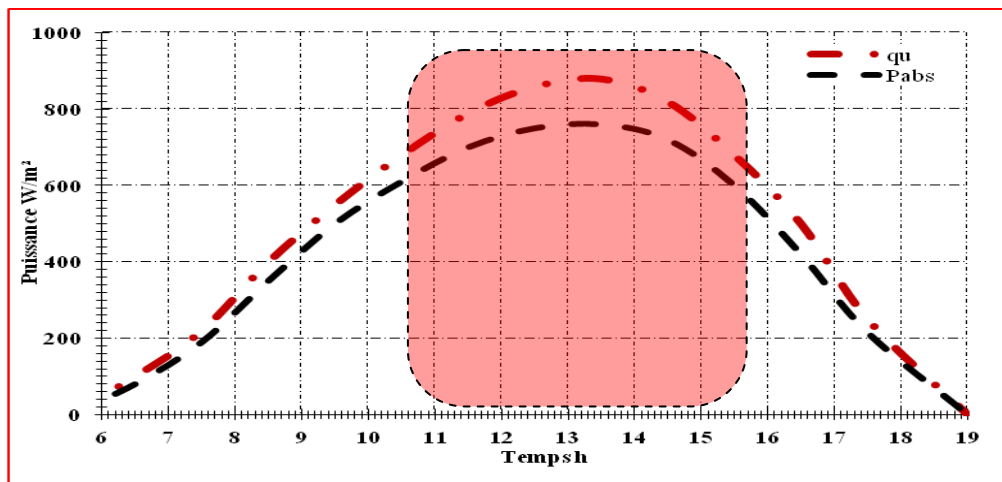


Figure V. 4 : Variation de la puissance utile (q_u) et absorbée (P_{abs}) en fonction du TSV.

V. A.7. Variation de la température de l'absorbeur en fonction de la puissance absorbée.

Dans la figure (V. 5), on présente la variation de la température du corps noir (absorbeur) qui augmente en fonction de la puissance absorbée.

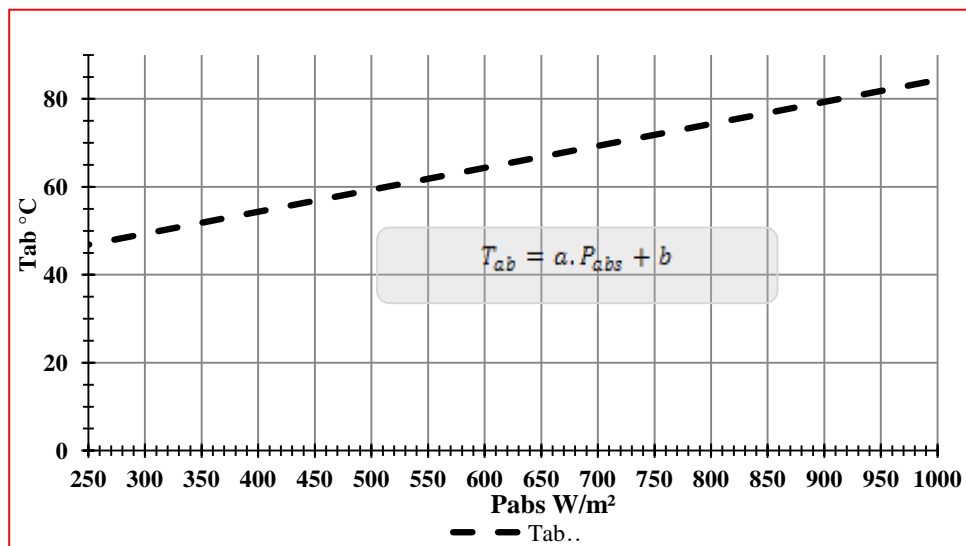


Figure V. 5 : Variation de la température de l'absorbeur en fonction de la puissance absorbée (simulée)

La variation de la température moyenne de la plaque absorbante suit une fonction linéaire en fonction de la puissance absorbée. En réalité elle n'est pas linéaire par contre dans le cas de la simulation on linéarise souvent les pertes ainsi que les coefficients d'échanges thermiques et on considère que le système énergétique est totalement isolé. Par contre en réalité le système n'est pas isolé surtout que les conditions externes changent instantanément.

V. A.8. Evolution de la puissance utile (q_u) et de la puissance absorbée en fonction de la température de l'absorbeur (T_{ab})

Dans la figure V. 6 sont présentées les variations en fonction de la température de l'absorbeur les quantités de chaleur absorbées par la plaque et par le fluide caloporteur.

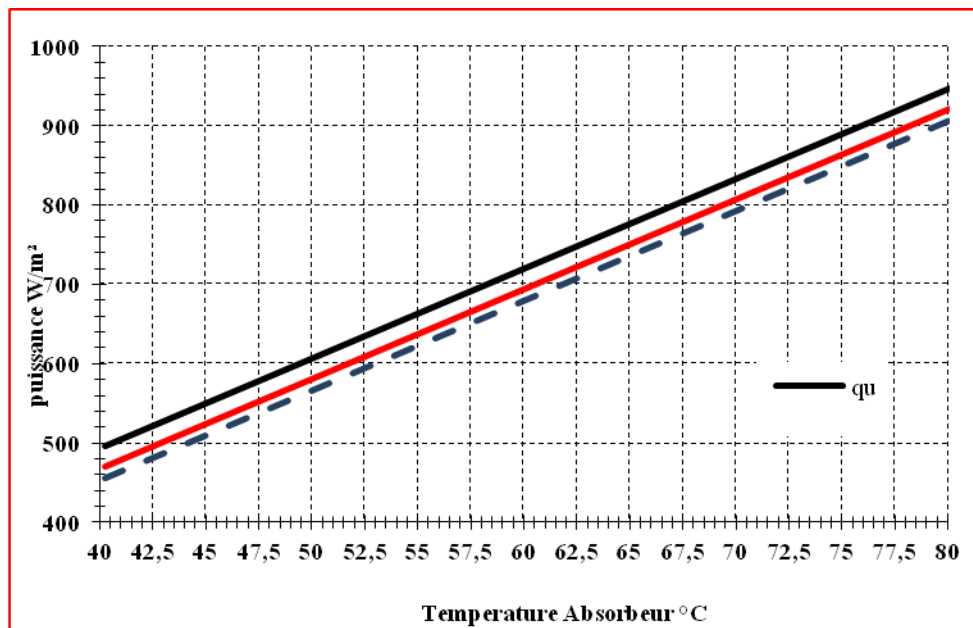


Figure V. 6 : Variation de la puissance utile (q_u) avec la température de l'absorbeur (T_{ab}).

V. A.9. Variation de la température théorique et expérimentale du fluide caloporteur en fonction de la température de l'absorbeur

Dans la figure (V. 7) sont présentées les variations théorique (simulée) et expérimentale de la température du fluide caloporteur en fonction de celle de la plaque absorbante. On remarque tout d'abord que les valeurs sont proches et que ce paramètre augmente avec l'élévation de la température de la plaque.

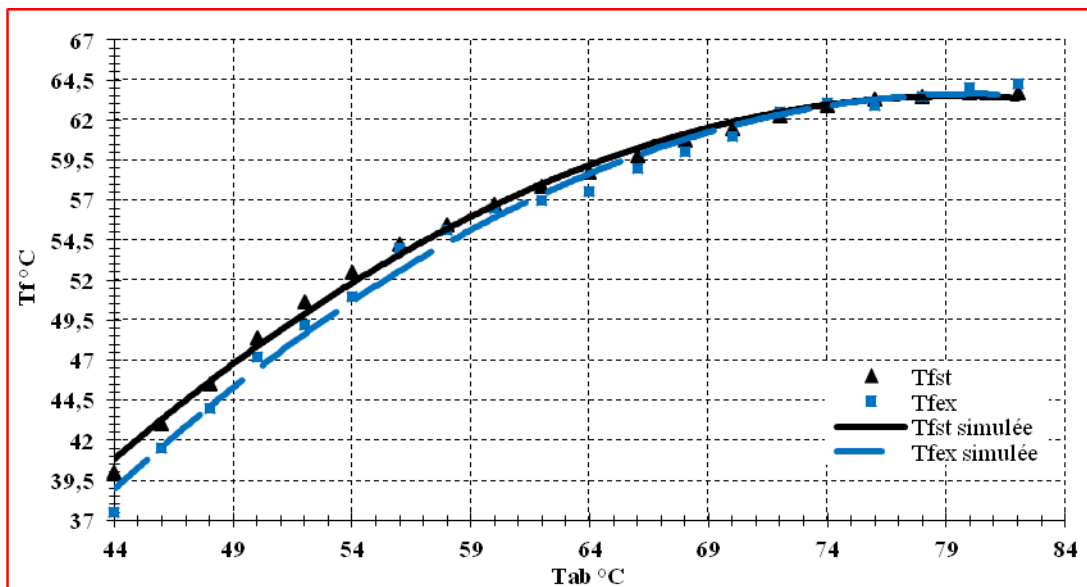


Figure V. 7 : Variation de la température de sortie du fluide (T_{fs}) avec la température de l'absorbeur (T_{ab})

V. A.10. Rendement thermique de l'insolateur et effet des ailettes

Nous présentons sur la figure (V. 8) la variation en fonction du débit du rendement théorique et expérimental du capteur solaire. On remarque que pour les grandes valeurs du débit, le rendement calculé à partir du modèle théorique est confondu avec celui calculé à

partir des mesures expérimentales. En revanche, pour les faibles valeurs du débit le modèle théorique surestime le rendement. Ceci est dû probablement aux erreurs de mesure

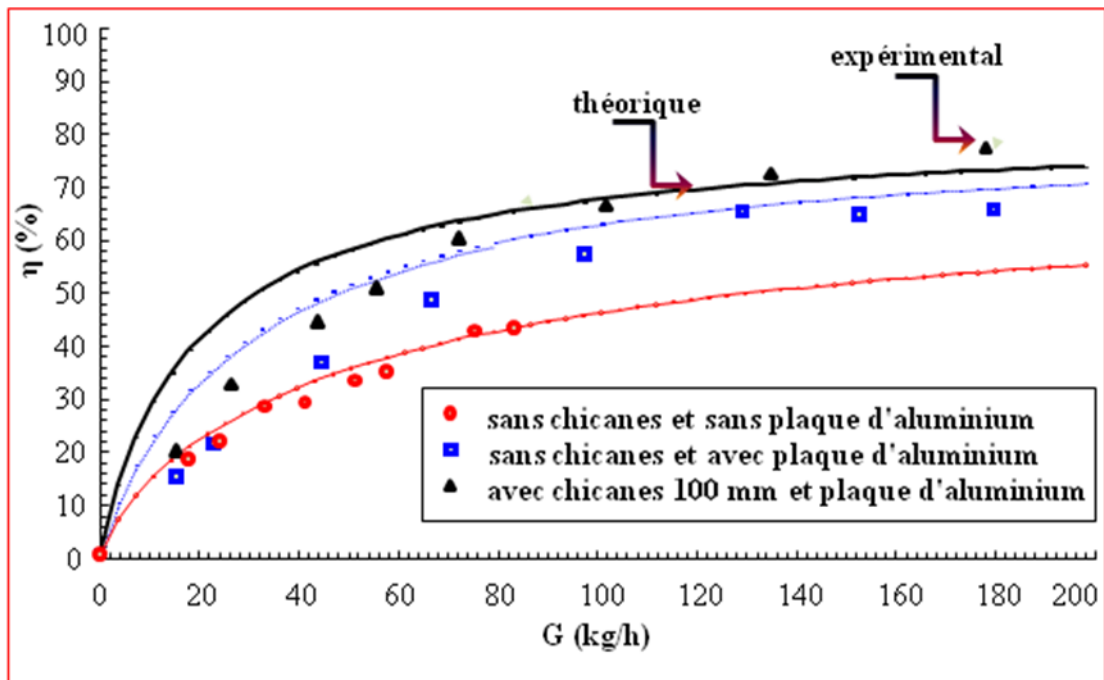


Figure V. 8 : Variations théorique et expérimentale du rendement de l'insolateur (07/08/2016)

Dans la figure suivante (Figure V. 9), on présente en fonction du débit la variation théorique et expérimentale de la température du fluide caloporteur. On remarque que celles-ci diminuent quand le débit augmente. Les deux courbes (expérimentale et théorique) ont presque la même allure ce qui nous permet de dire que le modèle est très proche de la réalité. Aussi à constater que pour des valeurs petites du débit il y a un écart très important entre les valeurs simulées et celles mesurées expérimentalement. Celles simulées sont plus grandes que celles enregistrées expérimentalement, ensuite pour les valeurs très grandes du débit l'écart se réduit jusqu'à un certain débit où les valeurs de la température du fluide à la sortie mesurée expérimentalement deviennent plus grandes que celles simulées. Ce phénomène est dû à l'existence de pertes thermiques variables dans le cas expérimentale et que dans le cas de la simulation ils ont des valeurs plus précises. Aussi l'augmentation du débit ne permet pas au fluide caloporteur de se chauffer car la durée du passage est insuffisante. Par contre dans le cas des petits débits d'air la température de sortie du fluide caloporteur prise expérimentalement est plus grande que celle simulée. Ce phénomène est causé par les hypothèses simplificatrices qu'on a considéré durant la modélisation des différents paramètres de fonctionnement du capteur tels que les pertes thermiques latérales et une partie des pertes thermiques en avant qu'on a négligé dans le but de la simplification des équations gouvernantes des différents échanges thermiques.

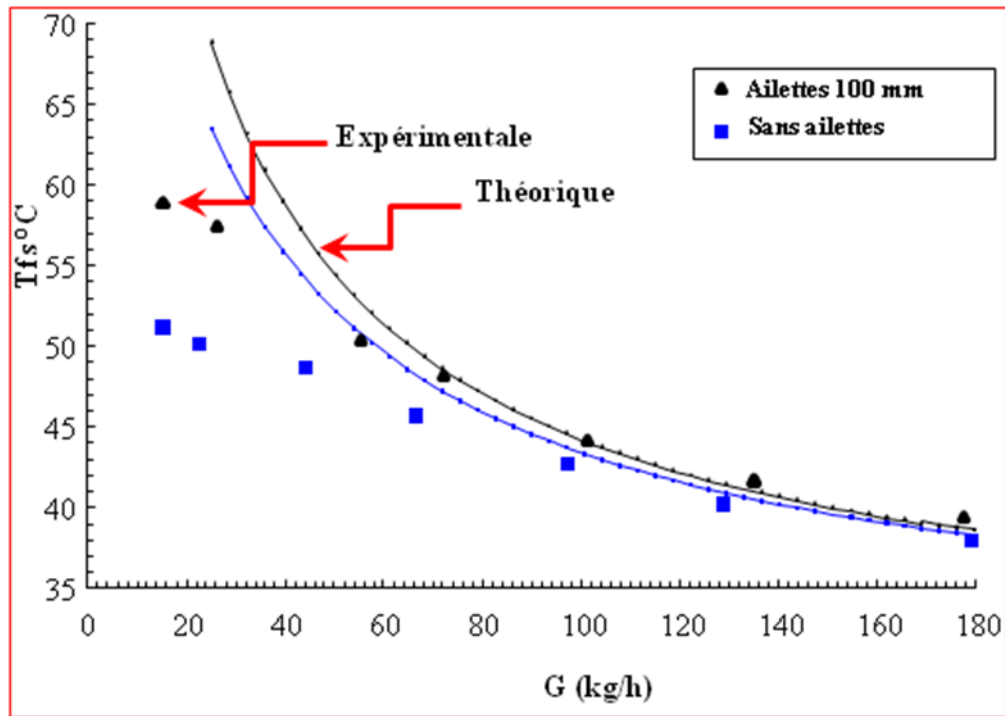


Figure V. 9. Influence des ailettes sur la température de sortie de fluide caloporteur, le 07/08/2016

V. A.11. Influence de l'épaisseur de la vitre sur le rendement instantané

La puissance reçue au niveau du corps noir (absorbeur) traversant le vitrage est égale à $I_g \cdot \tau$, telle que τ est la transmittivité totale (directionnelle et hémisphérique). L'absorbeur capte la fraction α_{ab} de cette puissance transmise et réfléchit vers le vitrage la fraction $(1 - \alpha_{ab})$. Si r_{vd} est la réflectivité hémisphérique du vitrage, celui-ci réfléchit vers l'absorbeur la fraction $(1 - \alpha_{ab}) \cdot r_{vd}$. Ce dernier absorbe à nouveau la fraction $\alpha_{ab} \cdot (1 - \alpha_{ab}) \cdot r_{vd}$ et réfléchit vers le vitrage la fraction $(1 - \alpha_{ab})^2 \cdot r_{vd}$. La fraction $(1 - \alpha_{ab})^2 \cdot r_{vd}^2$ est, à nouveau, réfléchié vers l'absorbeur et ainsi de suite. Après p réflexions sur le vitrage, la fraction réfléchié vers l'absorbeur est $(1 - \alpha_{ab})^p \cdot r_{vd}^p$ de sorte qu'après une infinité de réflexions, la puissance captée est :

$$\Phi_{ab} = \sum_{p=0}^{\infty} (1 - \alpha_{ab})^p r_{vd}^p (\phi_{b\beta} \tau + \phi_{d\beta} \tau_d) = \frac{\alpha_{ab} (\phi_{b\beta} \tau + \phi_{d\beta} \tau_d)}{1 - (1 - \alpha_{ab}) r_{vd}}$$

La nature des matériaux utilisés dans la conception du système solaire influent plus au moins sur son efficacité. Le vitrage simple ou multiple, en verre ou en plexi-glace joue un rôle essentiel sur les performances d'un tel système. On définit ainsi pour un capteur solaire le rendement optique η_0 défini par le rapport Φ_{ab}/I_g , égale au produit $(\tau_v \alpha_{ab})$ et donné par :

$$\eta_0 = \tau_v \alpha_{ab} = \frac{\alpha_{ab} (\phi_{b\beta} \tau + \phi_{d\beta} \tau_d)}{(1 - (1 - \alpha_{ab}) r_{vd}) (\phi_{b\beta} + \phi_{d\beta})}$$

Dans cette étude le vitrage considéré est en verre. Pour mieux montrer l'influence de l'épaisseur de ce dernier et par manque du produit pour différentes épaisseur on a étudié cette

influence à travers la simulation des épaisseurs de 3 mm, 4 mm, 5 mm et 6 mm. Les courbes qui suivent (figure V. 10) montrent la variation du rendement en fonction de la puissance solaire reçue. On remarque que pour les petites puissances (moins de 425 W/m²) les rendements sont presque les mêmes. Ensuite une augmentation de la puissance reçue permet une distinction : le rendement est maximal pour une épaisseur de verre de 3 mm, ceci est dû probablement à la quantité de chaleur emmagasinée dans le vitrage. Les valeurs maximales calculées pour ces quatre épaisseurs sont respectivement 86,12%, 83,23%, 80,52 et 78,08 %. Au-delà de ces valeurs, le rendement reste constant.

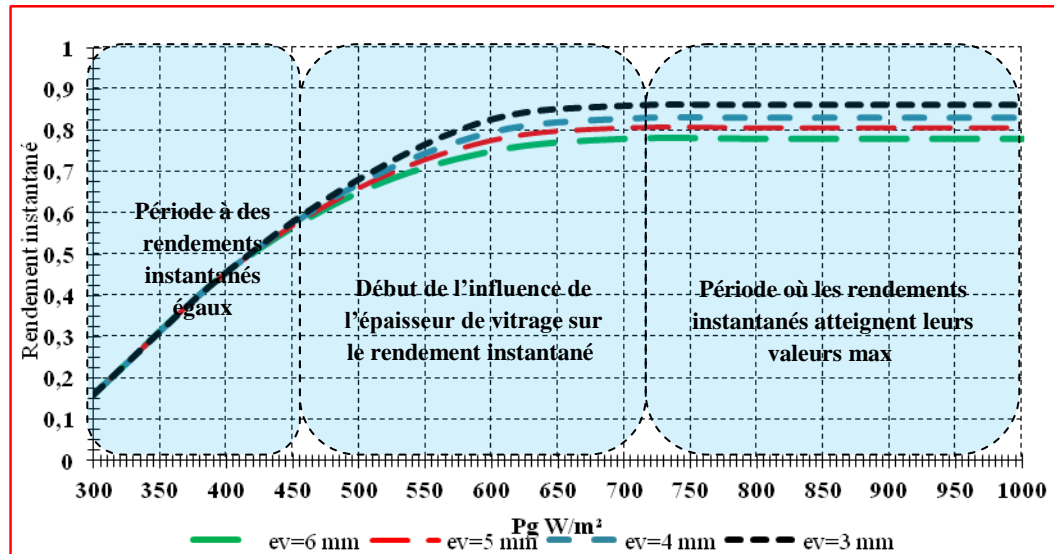


Figure V. 10. Variation du rendement simulé en fonction de l'épaisseur du vitrage

La couverture est l'élément par lequel se fait le maximum d'échange d'énergie. Elle doit être donc transparente pour laisser passer le rayonnement solaire qui se transforme en chaleur dans l'absorbeur. Ce dernier compte tenu des températures atteintes, émet des radiations dans le domaine de l'infrarouge, la couverture doit être opaque à ces radiations et doit donc les réfléchir vers l'absorbeur.

Les échanges convectifs entre l'absorbeur et la couverture varient avec la distance qui les sépare. Le coefficient de transmission du vitrage est un paramètre susceptible de varier en cours de fonctionnement, ceci est dû à un dépôt de poussière sur la face extérieure, ou même sur la face intérieure dans le cas où le fluide caloporteur est l'air du milieu ambiant comme c'est le cas dans cette étude.

V. A.12. Influence de la température ambiante sur le rendement

La figure (V. 11) montre l'influence, en fonction du rayonnement solaire incident, de la température ambiante sur le rendement du système. Des valeurs de température allant de 25°C jusqu'à 40°C sont considérées. On remarque qu'aux petites valeurs du rayonnement, le rendement augmente avec la température ambiante. Ensuite cette augmentation se voit moins pour des grandes valeurs du rayonnement incident. L'efficacité du système augmente avec

l'élévation de la température du milieu environnant. Ceci est dû au fait que pour une température du milieu ambiante grande un écart moins entre cette dernière et celle du système, donc moins de pertes thermiques.

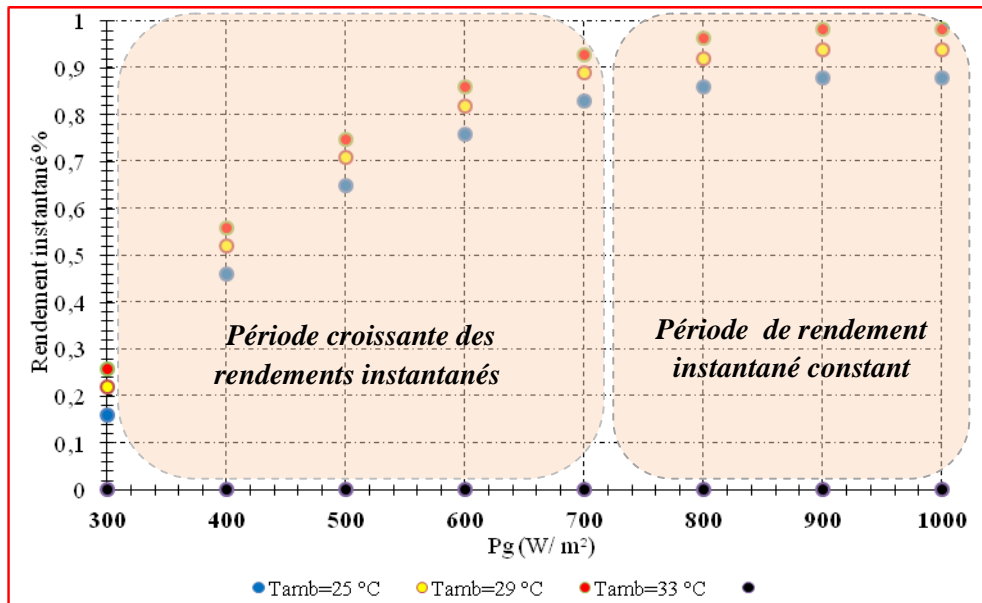


Figure V. 11. Evolution du rendement en fonction de la température ambiante

V. A.13. Influence du rayonnement solaire incident

La variation du rendement du capteur en fonction du temps au cours d'une journée du lever au coucher du soleil est donnée dans la figure (V. 12). Il est à noter l'existence de trois phases : de 07h jusqu'à presque 10h30mn, pour laquelle le rendement augmente en fonction de du rayonnement solaire, ensuite il est pratiquement constant au cours de la deuxième phase qui s'étend jusqu'à 15h et à partir de cet instant le rendement commence à décroître jusqu'au coucher du soleil où le rayonnement solaire s'annule.

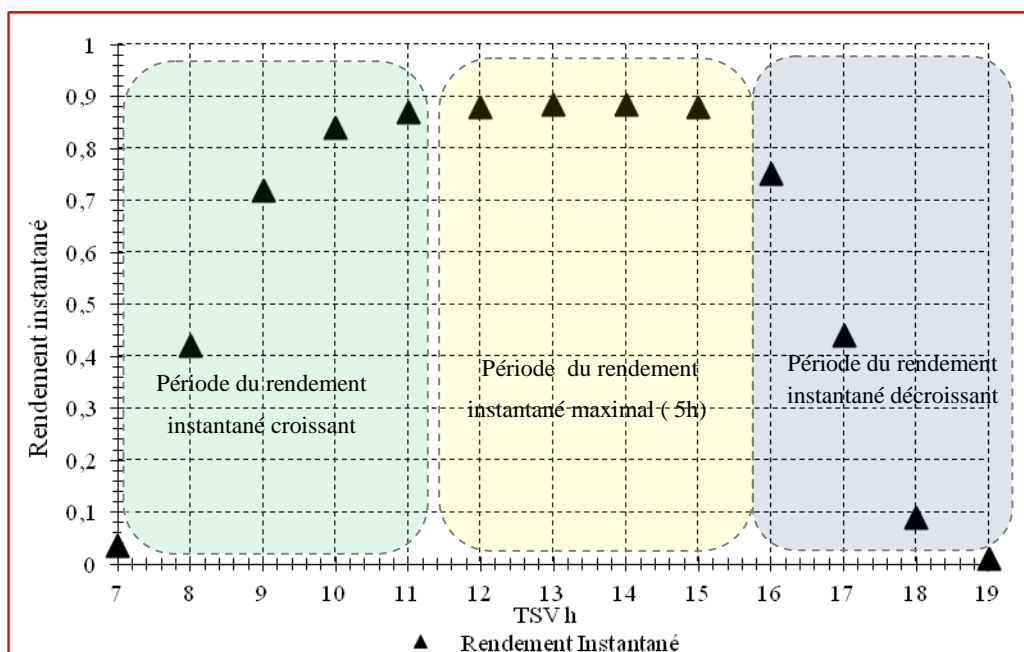


Figure V. 12. Evolution temporelle du rendement instantané du capteur

Donc les performances du capteur augmentent en fonction du flux solaire global incident, celui-ci est constitué d'une composante directe et d'une composante diffuse dont le pourcentage est variable. Le rendement optique du capteur ($\tau \cdot \alpha$) sensible à l'angle d'incidence, diminue quand le pourcentage du rayonnement diffus augmente.

V. I.14. Influence de la vitesse du vent

La chaîne énergétique solaire (capteur-armoire) est exposée directement aux conditions réelles climatiques extérieur. Le vent est un facteur qui affecte le fonctionnement de ce système. La figure (V. 13) traduit cette influence. On a remarqué qu' au début de fonctionnement du système, c'est-à-dire pour des valeurs faibles du rayonnement solaire, les valeurs faibles de la vitesse du vent sont en faveur de l'efficacité alors que pour des valeurs supérieures, la vitesse du vent influe en défaveur du rendement. Ceci est en grande partie dû à un abaissement de la température du vitrage, ceci conduit à un écart plus ou moins important entre sa température et celle de l'absorbeur.

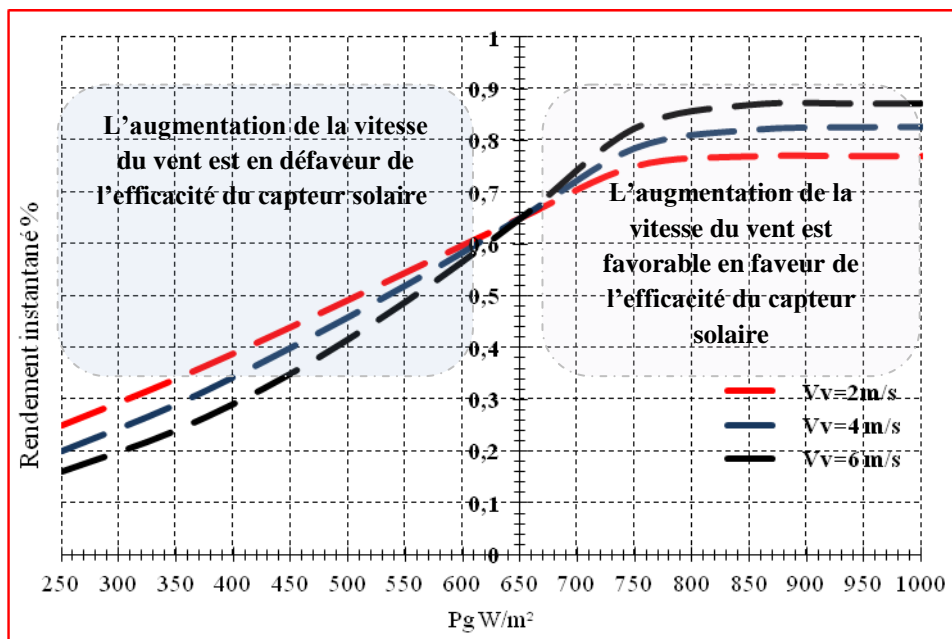


Figure V. 13. Evolution du rendement instantané en fonction de la vitesse du vent

V. I.15. Influence de la nature du matériau de l'absorbeur sur le rendement :

La nature du matériau utilisé dans la conception des convertisseurs thermiques de l'énergie solaire a une grande influence sur son efficacité. La figure (V. 14) traduit l'évolution de l'efficacité instantanée du capteur en fonction de la variation de la puissance solaire pour trois différents types de matériaux utilisés comme absorbeurs. On voit clairement que le rendement du capteur est plus important pour le cas d'un absorbeur en acier.

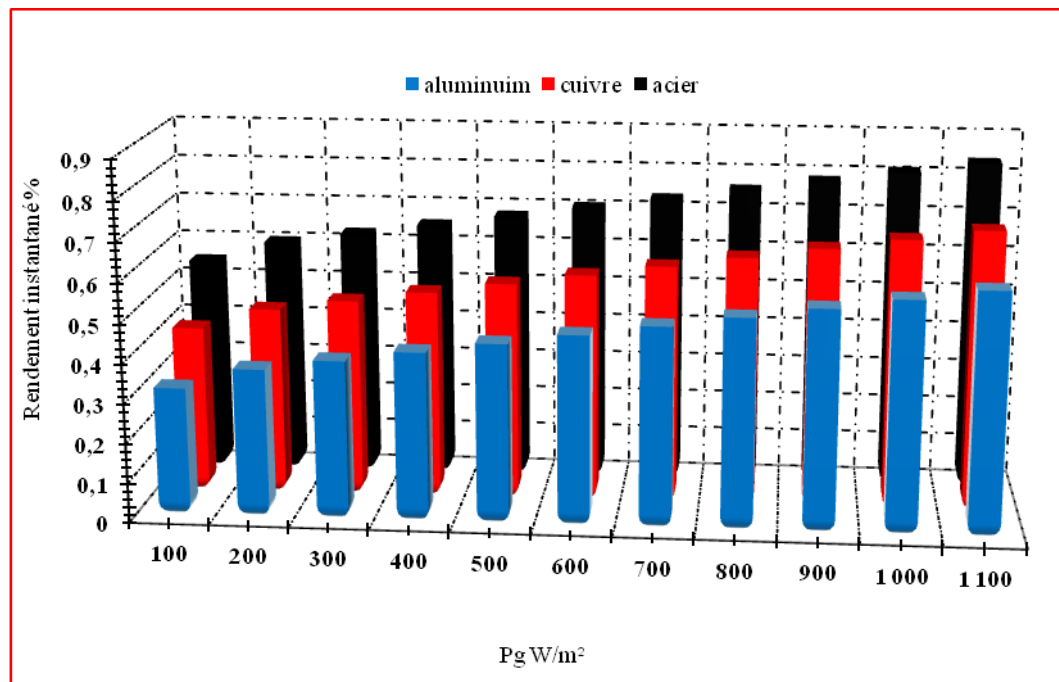


Figure V. 14. Variation du rendement instantané en fonction de la matière de l'absorbeur

V. I.16. Influence de la sélectivité

Pour deux types d'absorbeur en acier, dont le premier est en acier doté d'une surface sélective en chrome noir avec un coefficient d'absorption $\alpha_{ab} = 0,95$ et d'un coefficient d'émission $\varepsilon = 0,09$ et le deuxième absorbeur est en acier poli non sélectif $\alpha_{ab} = 0,25$ et d'un coefficient d'émission $\varepsilon = 0,97$, on a tracé dans la figure V. 15 l'évolution du rendement en fonction du rayonnement solaire. On a remarqué que pour le même matériau d'absorbeur le rendement instantané est plus grand dans le cas d'un absorbeur doté d'une surface sélective. Cette différence est due à la couche sélective qui augmente l'absorption du matériau ce qui conduit à une grande quantité de chaleur absorbée et transférée au fluide caloporteur. Aussi cette surface sélective émet moins dans l'infrarouge, ce qui permet de diminuer les pertes par rayonnement.

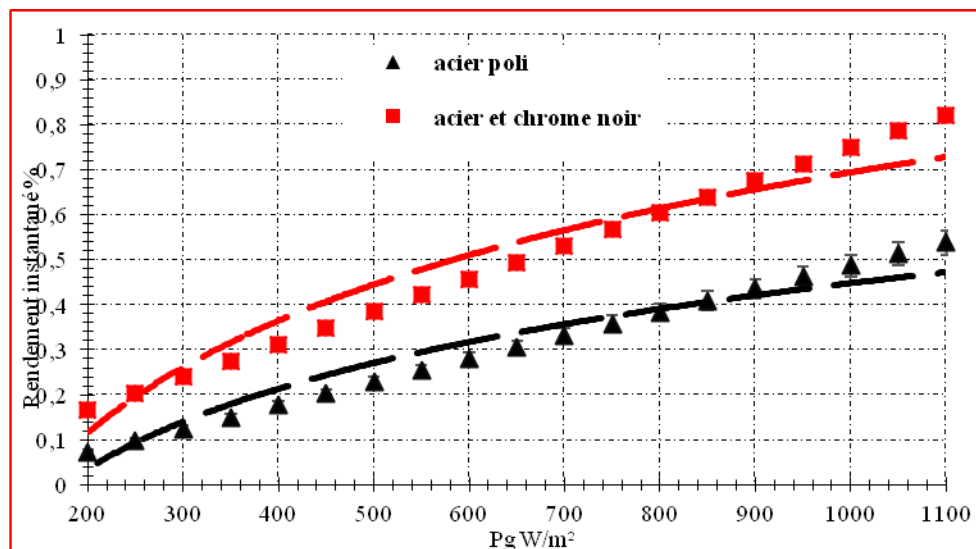


Figure V. 15. Variation du rendement instantané en fonction de la sélectivité de l'absorbeur

V. A.17. Influence de la température moyenne de l'absorbeur

Parfois il est très intéressant de connaître l'influence de la température de l'absorbeur sur le rendement du capteur solaire. La figure (V. 16) montre la variation du rendement instantané en fonction de la température de la plaque absorbante. Il est à remarquer que l'élévation de la température de l'absorbeur permet une augmentation de l'efficacité du système. Cependant au-delà d'une certaine valeur, le rendement devient insensible à cette élévation. Au-delà de 85°C le rendement devient constant d'où la nécessité de penser à refroidir l'absorbeur en y ajoutant des ailettes sur sa surface en contact avec le fluide caloporteur.

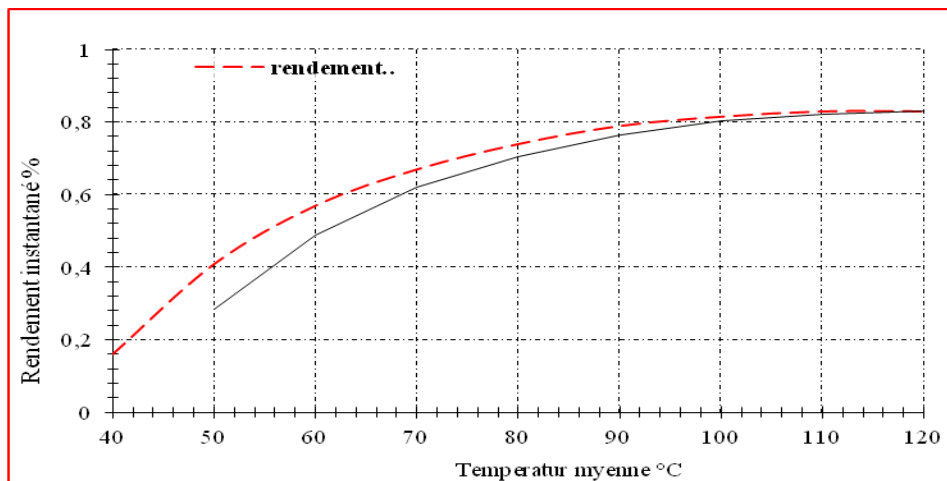


Figure V. 16. L'influence de la température de l'absorbeur sur rendement instantané du capteur

V. A.18. Influence de l'écart de température entre l'absorbeur et le vitrage sur le rendement

La figure (V. 17) traduit en fonction de cet écart la variation du rendement. On remarque que plus cet écart de température ($T_{ab}-T_v$) est grand plus le rendement est grand.

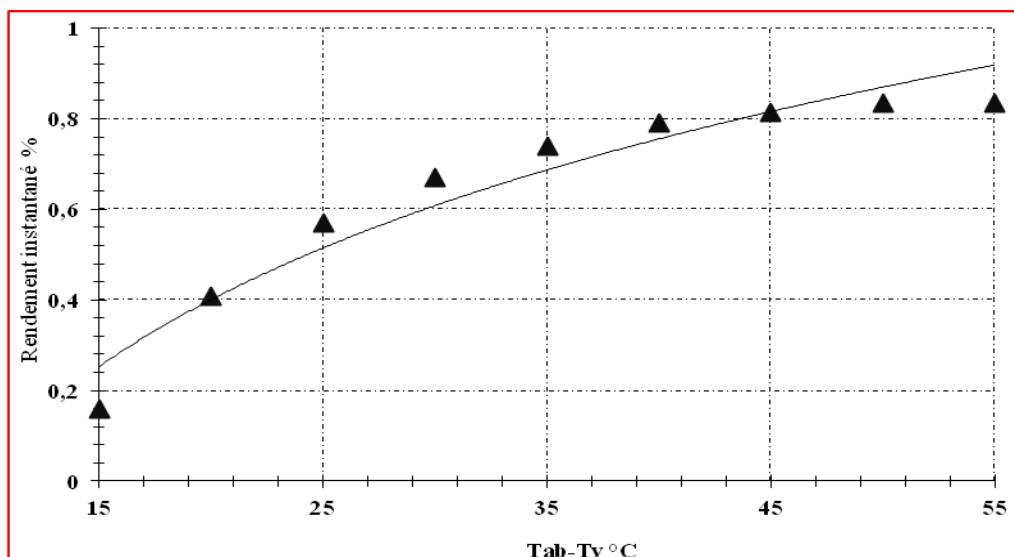


Figure V. 17. Effet de l'écart de température moyenne entre l'absorbeur et le vitrage sur rendement instantané du capteur

V. I.19. Influence du débit d'air sur le rendement.

Le rendement du capteur augmente avec le débit comme le montrent les courbes de la figure (V. 18), car une augmentation de ce dernier implique une augmentation de la vitesse d'air qui lèche l'absorbeur.

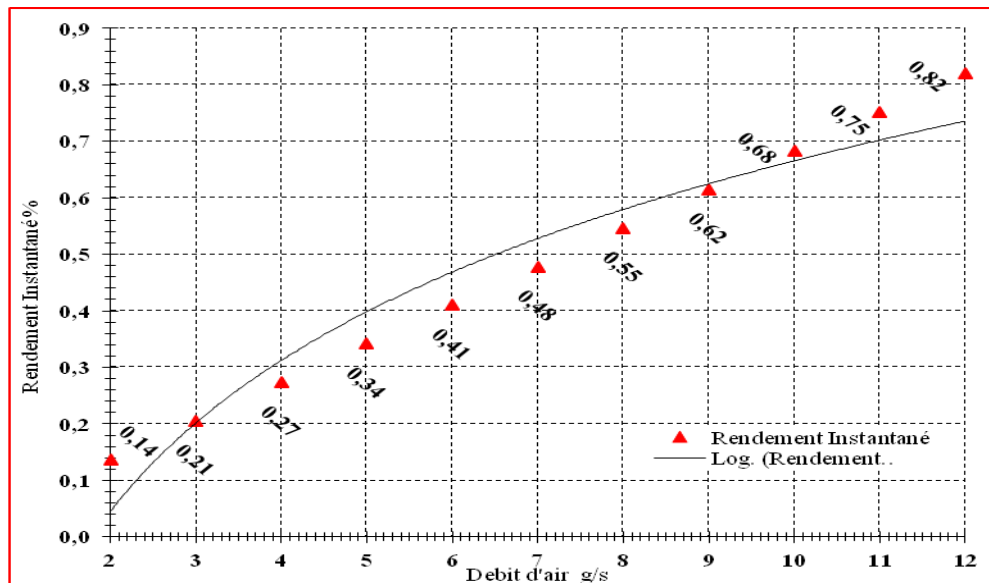


Figure V. 18. Variation du rendement instantané en fonction du débit d'air

V. I.20. L'effet de la température d'entrée du fluide caloporteur

L'influence de la température de l'air à l'entrée du capteur sur le rendement instantané est présentée sur la figure (V. 19). On remarque que pour une température de sortie donnée, l'augmentation de la température d'entrée du fluide conduit à une diminution du rendement instantané. Il est souhaitable que la température d'entrée de l'air à l'entrée du capteur soit la plus faible possible afin de diminuer la température moyenne et que l'énergie utile récupérée par le fluide caloporteur étant fonction de l'écart de température entre la sortie et l'entrée du fluide.

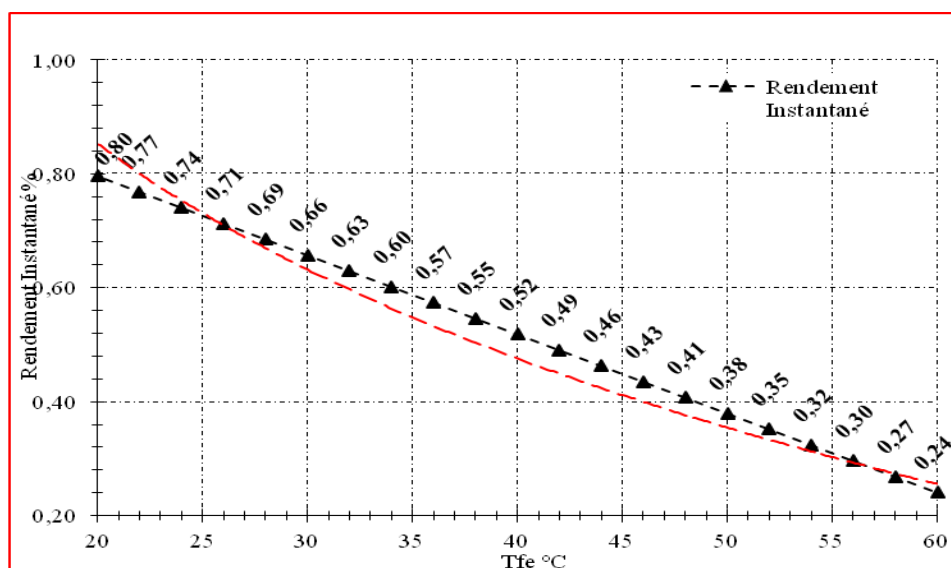


Figure V. 19. Variation du rendement instantané en fonction de la température d'entrée du fluide caloporteur

Partie B. Séchage solaire de la tomate

V. B.1. Introduction :

Durant les dernières quinze années d'année et grâce au soutien et à l'encouragement de l'état aux agriculteurs, la production de la tomate à Adrar est très réussie. On trouve durant toute l'année presque toutes les variétés sauf en été où on ne trouve que celle de forme allongée. Cette variété a fait le sujet de nos expérimentations de séchage. Cette variété se caractérise beaucoup plus par sa forme et aussi par sa chair (paroi intérieure) dotée d'une structure capillaire contrairement à la paroi extérieure qui sert comme enveloppe de protection très dure et ferme par rapport à celle intérieure. C'est d'ailleurs pour cette raison qu'on découpe en rondelles ce produit pour le processus du séchage pour permettre à l'eau qui se trouve à l'intérieur de se vaporiser plus facilement.

La mise en place du séchoir solaire nous a permis de réaliser des expériences de séchage de cette variété de tomate produite localement.

Ces expériences sont menées dans le but de voir l'influence de trois facteurs sur la cinétique du séchage, ces facteurs sont:

- L'épaisseur des rondelles de produit à sécher ;
- La quantité du produit à sécher ;
- La position du produit dans la chambre ;

V. B.2. Conditions opératoires

V. B.2.1. Température ambiante :

Les figures ci-dessous montrent la variation en fonction du temps solaire vrai de la température ambiante des journées considérées (mesurée sur site expérimentalement et celle fournie par la station météo locale).

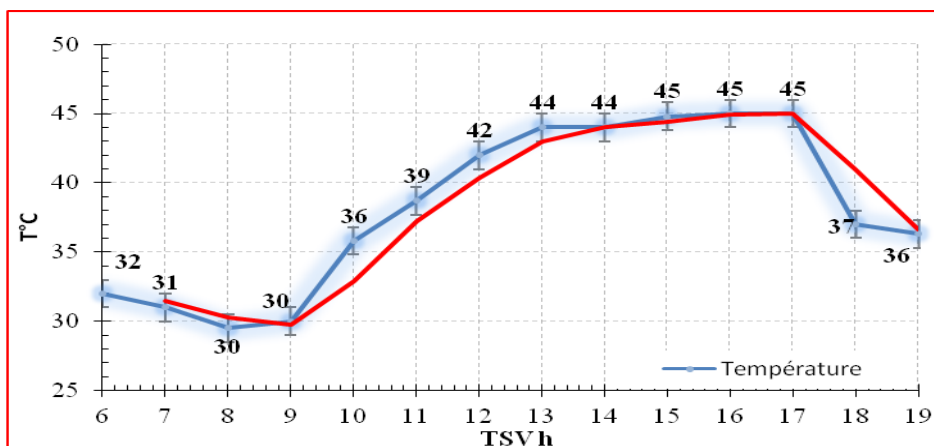


Figure V. 20. Variation de la température ambiante Journée du 03/08/2016

La figure (V. 20) relative à la journée du 03/08/2016, montre l'évolution de la température ambiante. Au départ à 6h du matin elle diminue pour atteindre la valeur minimale de la journée 29,5°C, puis elle s'accroît pour atteindre sa valeur maximale 45 °C à 17h ensuite

elle décroît pour atteindre la valeur de 36,3°C. On remarque également que les températures mesurées expérimentalement présentent des écarts d'erreurs très faibles par rapport à celles fournies par la station météo locale et que les deux températures ont la même allure.

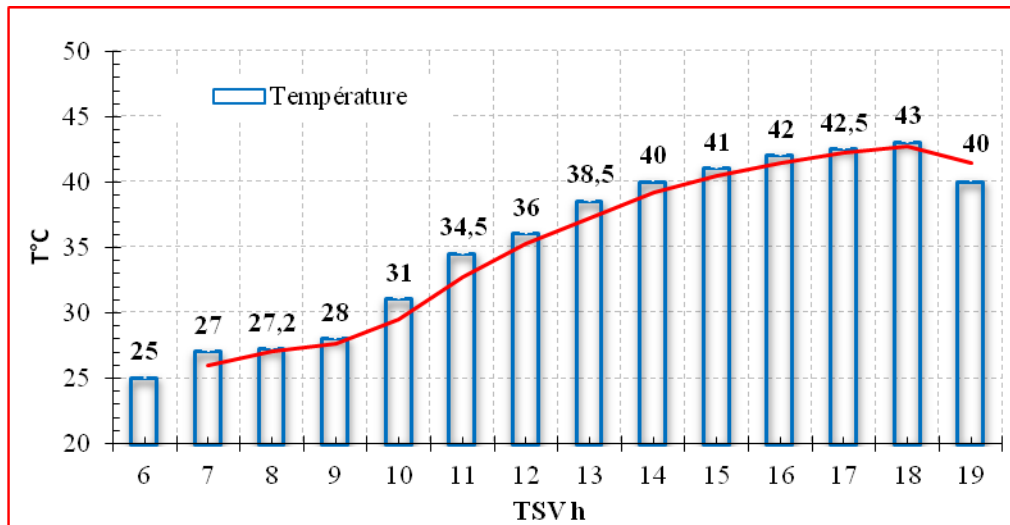


Figure V. 21 variation de la température ambiante Journée du 07/08/2016

Dans la figure (V. 21), pour la journée du 07/08/2016 on remarque que la température croît de 6h du matin d'une valeur de 25°C jusqu'à une valeur maximale de 43°C à 18h. Les résultats des mesures ont la même allure que ceux fournis et que les écarts ne sont pas significatifs.

V. B.2.2. L'humidité relative

Les valeurs expérimentales de l'humidité enregistrées durant la journée du 01/08/2016 (Figure V. 22), montrent qu'au départ une valeur de 11% à 6h puis elle s'élevait jusqu'à 15% à 8h ensuite elle s'est décroît pour avoir une valeur de 8% à 15h (valeur minimale) puis s'accroissait de nouveau pour arriver à une valeur de 10% à 19h. A remarque que les valeurs de l'humidité fournies par la station de la météo ont la même allure que les mesures avec quelques écarts qui sont résultants de la précision des instruments de mesures.

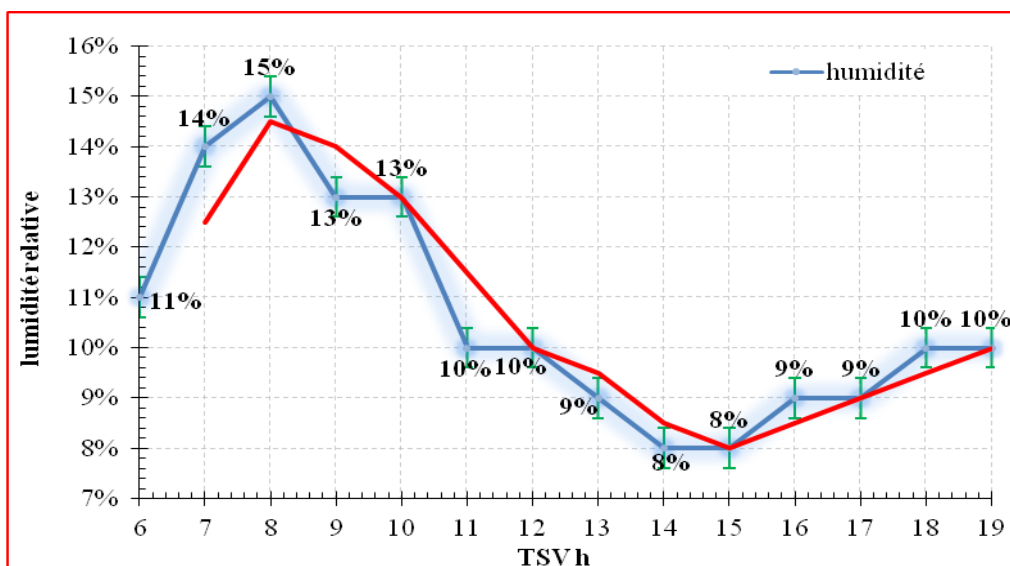


Figure V. 22. Variation de l'humidité relative. Journée du 01/08/2016

La journée du 03/08/2016 était un peu humide, les écarts entre les résultats des mesures et celles fournis par la station météo locale sont acceptables (figure V. 23).

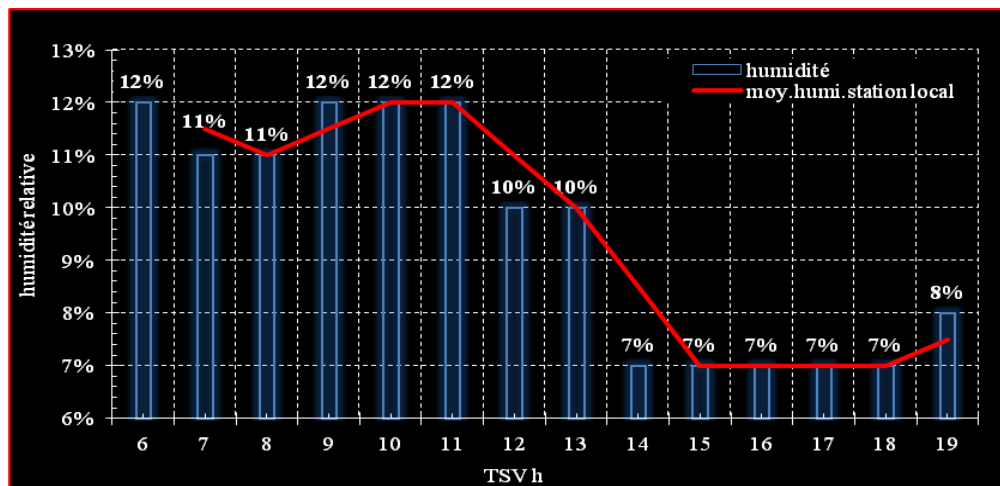


Figure V. 23. Variation de l’humidité relative de la journée du 03/08/2016

Durant la journée du 07/08/2016 l’humidité relative était au début à 6h du matin à une valeur de 11% puis atteint une valeur de 12% à partir de 8h jusqu’à midi, puis elle s’est abaissée pour atteindre la valeur de 9% de 17h à 19h (Figure V. 24.).

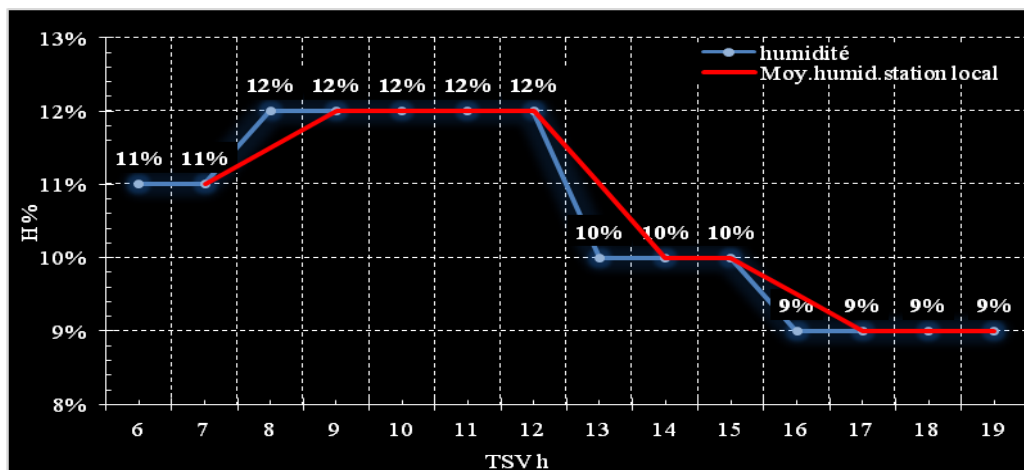


Figure V. 24. Variation de l’humidité relative de la journée du 07/08/2016

V. B.2.3. Variation de la température de l’air dans la chambre de séchage

Les figures (V. 25), (V. 26) et (V. 27) présentent la variation des températures à la sortie du capteur et la température moyenne de la chambre de séchage prise à une distance de 376 mm de l’entrée d’air dans la chambre. Pour ces trois figures on remarque que les courbes de variation de ces températures évoluent presque de la même manière. Ceci s’explique par la relation qui les lie. Cependant on remarque que les écarts entre ces deux températures augmentent entre 6h et 15h puis se réduisent après 15h. Ceci est dû certainement à l’intensité du rayonnement solaire forte au début et plus faible au fur et à mesure jusqu’au coucher du soleil. Aussi, après 15h, ceci peut être également dû à la réduction de la quantité d’eau sous forme d’humidité produite ce qui conduit directement à une baisse de consommation d’énergie calorifique de l’air asséchant.

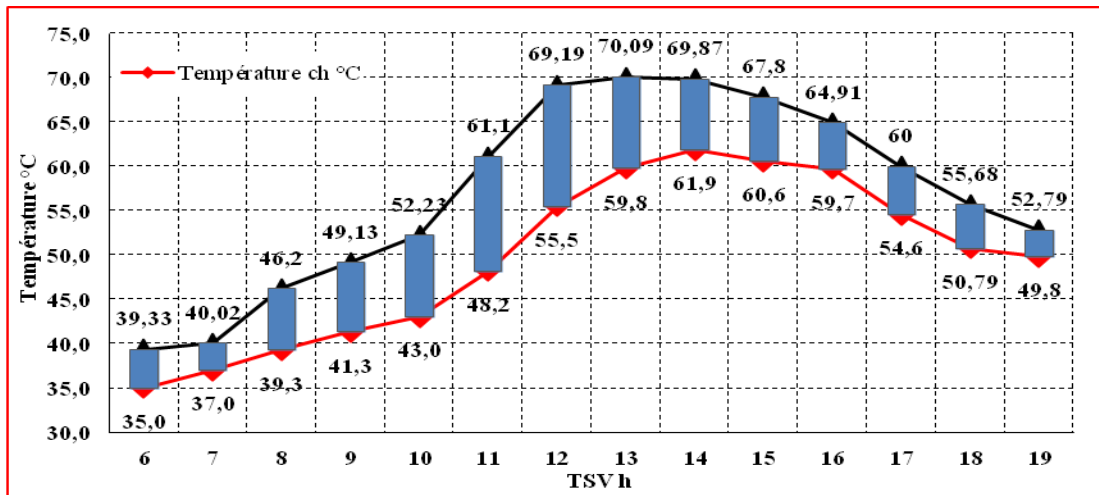


Figure V. 25. Variation de la température de la chambre de séchage et de la sortie du capteur en fonction du temps, Ep=10mm. Journée du 01/08/2016.

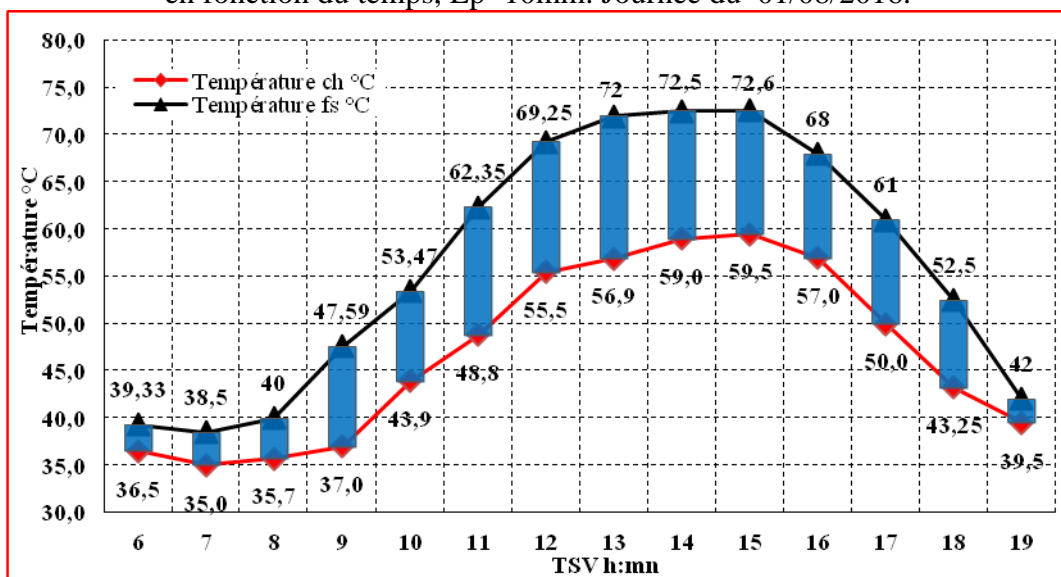


Figure V. 26. Variation de la température de la chambre de séchage et de la sortie du capteur en fonction du temps, Ep=15mm. Journée du 03/08/2016.

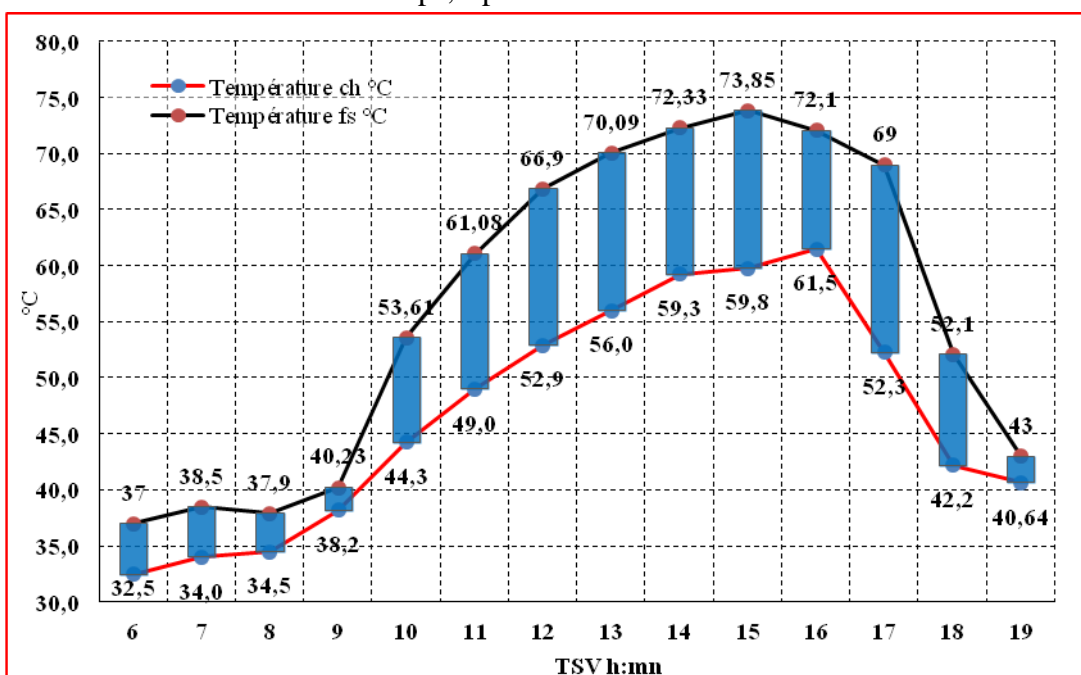


Figure V. 27. Variation de la température de la chambre de séchage et de la sortie du capteur en fonction du temps, Ep=20mm. Journée du 07/08/2016,

V. B.3. Détermination expérimentale de la cinétique du séchage

L'objectif dans cette partie est de tracer les courbes de séchage car ces courbes représentent la variation de la teneur en eau (X) en fonction du temps de séchage (t), ainsi que la vitesse de séchage en fonction de la teneur en eau ou du temps (t) de séchage.

Les courbes ci-dessous présentées sont obtenues expérimentalement en suivant l'évolution de la masse humide du produit M_h au cours de toute l'opération de séchage par pesées successives jusqu'à atteindre la teneur en eau finale moyenne X_{finm} ou bien celle dite d'équilibre X_{eq} .

Pour évaluer la diminution de l'humidité absolue moyenne du produit pesé (produit à sécher) étalé sur les différentes claies au cours du séchage, on procède à la pesée. Cette teneur en eau ($b.s$) est définie par le rapport de la masse d'eau contenue dans le produit à l'instant t sur la masse du produit anhydre. Cette dernière masse ne peut être obtenue sauf si l'air de séchage est complètement sec.

Pour une température de séchage constante, si à deux pesées successives la masse du produit séché est la même on dit qu'on est à l'état d'équilibre [47].

Sachant que m_{prf} est la masse finale du produit situé dans une claie, mesurée à l'état d'équilibre et $m_{pr}(t)$ la masse du produit dans la même claie, mesurée à l'instant t , la teneur en humidité absolue du produit se détermine par la formule suivante :

$$M = \frac{m_{pr}(t) \cdot (1 + M_e) - m_{prf}}{m_{prf}}$$

La masse de l'eau contenue dans le produit à l'instant t , $m_{eau}(t)$ est calculée par l'équation suivante :

$$m_{eau}(t) = m_{pr}(t) - \frac{m_{prf}}{1 + M_e}$$

Les diverses phases de séchage se traduisent par des courbes appelées vitesses de séchage représentées par l'évolution de la pente de la cinétique de séchage en fonction de l'humidité absolue du produit ($-dM_{exp}/dt = f(M_{exp})$).

V. B.3.1. Influence de la position du produit dans la chambre de séchage sur la durée de séchage (capteur avec chicanes):

a- Cas d'une épaisseur des rondelles $E_p=10$ mm :

La première expérience de séchage a été effectuée durant la journée du 01/08/2016, le cas étudié était des rondelles de tomate des épaisseurs de 10 mm d'une masse totale de 6kg, cette masse a été répartie sur les six claies avec une masse de 500 gr par claie. Au début du séchage, la teneur en eau du produit était à sa valeur initiale, cette quantité d'eau représente presque 83% de la masse totale des rondelles pour la variété de tomate allongée. Dans la

courbe de séchage (figure V. 28), pour une épaisseur des rondelles de 10 mm et pour une hauteur $h_{\text{claié}}=100$ mm, montre qu'après un temps de séchage de deux heures et demi (2h30min), les rondelles atteignent la teneur en eau moyenne critique X_{cr} . Cette durée a été suffisante pour éliminer 88,50 % de la totalité de l'eau contenue dans la tomate c'est à dire presque 73.45 % de la masse totale fraîche avec une vitesse de séchage relativement élevée qui est de 3,7986 kg Eau/kg.ms. Cette vitesse est abaissée durant presque 1h45mn pour atteindre la valeur de 0,138870 kg. Eau/kg.ms. Cette phase convient à la période d'extraction d'eau restant à l'intérieur du produit et d'autre part la proie extérieur du produit est devenu solide aussi la vaporisation ne se passe plus à la surface du produit mais à l'intérieur et l'activité de l'eau à la surface du produit est devenu inférieure à 1 ($a_{\text{w,s}} < 1$), généralement c'est le cas pour tous les produits agro-alimentaires et cela est dû probablement à la structure des produits agricoles et par le fait que les parois cellulaires perturbent la migration rapide de l'humidité vers la surface extérieur. Une durée de cinq heures et demi c'est-à-dire à 12h30mn était suffisante pour sécher totalement le produit de la 1^{ière} claie et avoir la valeur X_{eq} .

Les courbes relatives à la variation de la teneur en eau du produit aux positions $h_{\text{claié},3}=260\text{mm}$ et $h_{\text{claié},6}=500$ mm exposées dans la figure (V. 28), montrent que les allures ont la même forme que celle qu'elle correspondant à la positions de $h_{\text{claié},1}=100$ mm, sauf que la vitesse de séchage du produit en position $h_{\text{claié},3}=260$ mm est plus grande que celle de la position $h_{\text{claié},6}=500$ mm et que les deux sont inférieures à celle de la position $h_{\text{claié},1}=100$ mm. Le temps de séchage pour la claie 3 est presque de six heures et demi (6h30mn) et que celui de la claie 6 est de sept heures et demi (7h30mn). A signaler un gain de temps de séchage d'une heure (1h) par rapport à la position $h_{\text{claié},3}=260$ mm et de deux heures (2h) par rapport à la position $h_{\text{claié},6}=500\text{mm}$.

Pour la même la figure (V.28) on remarque clairement des écarts entre l'évolution des teneurs en eau des trois claies témoins. On voit qu'au début les trois courbes sont confondues mais pas pour longtemps, car au début de l'opération du séchage, les rondelles de tomates ne sont pas encore à la température de séchage. Egalement l'écart entre la courbe de la claie 1 et celle de la claie 6 devient de plus en plus grand pour atteindre une valeur maximale située dans l'intervalle 9h - 10h30, relatif à un temps de séchage de 2h à 3h30mn. Ensuite cet écart diminue pour s'annuler à la fin du séchage. Dans la figure (V. 29), est montrée la courbe de l'évolution de la teneur en eau de toute la quantité de tomate séchée déjà mise dans la chambre de séchage (3kgs). On remarque que durant cette journée, cette courbe a la même allure que celles de la figure (V. 28).

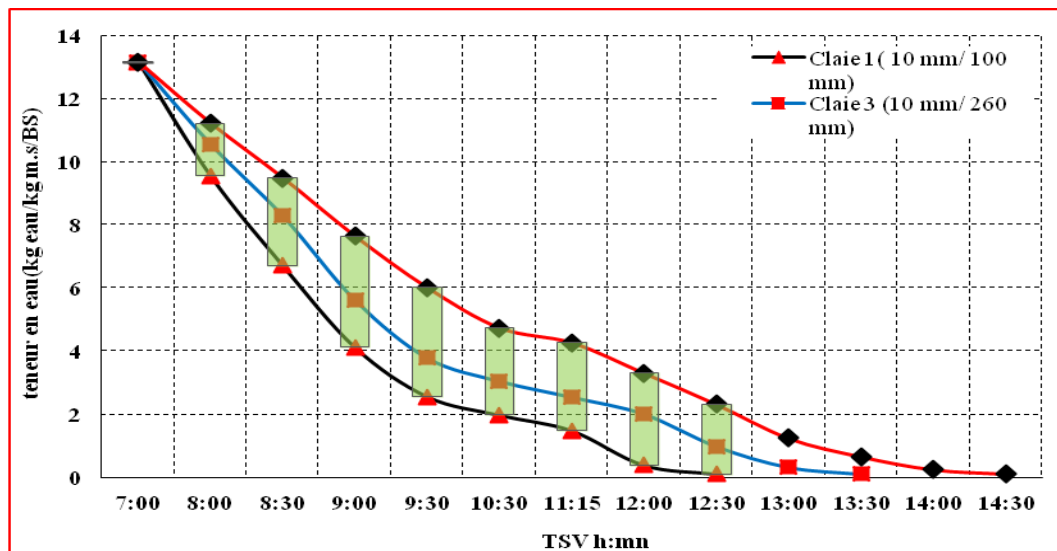


Figure V. 28 : Evolution de la teneur en eau à base sèche. $E_p = 10$ mm, capteur avec chicanes, journée du 01/08/2016.

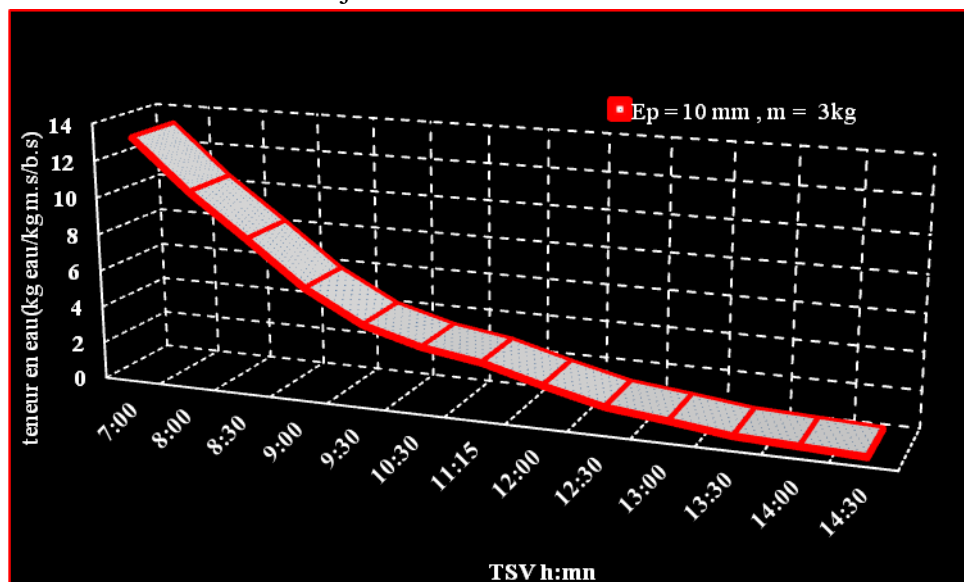


Figure V. 29 : Evolution de la teneur eau totale à base sèche, capteur avec chicanes, journée du 01/08/2016.

Les figures (V. 30 et V. 31) présentent la perte de masse totale en fonction du temps dans les claies (1, 3 et 6) et la perte de masse totale dans la chambre de séchage de la totalité du produit humide à sécher. On remarque qu'au départ les courbes démarrent pareillement, la perte de masse à $t=7h$ est nulle, ensuite une allure différente. La courbe relative à une épaisseur de 10 mm présente toujours les plus grandes valeurs de perte de masse jusqu'à presque 11h, (baisse de la vitesse de perte de masse pour les claies 1 et 3). Le produit dans la claie 1 sèche complètement à 12h30, la courbe s'établit car la masse garde sa valeur, par contre pour les autres elle continue jusqu'aux points d'équilibre, une perte de masse totale et l'arrêt du processus de séchage à 13h pour la claie 3 et à 14h :00 pour la claie 6.

La figure (V. 31) résume la variation de la perte de masse totale de toute la quantité des rondelles de tomate (3kg) mise dans l'armoire de séchage. Il est à remarquer que cette courbe a logiquement la même allure que les courbes déjà présentées dans la figure (V. 30).

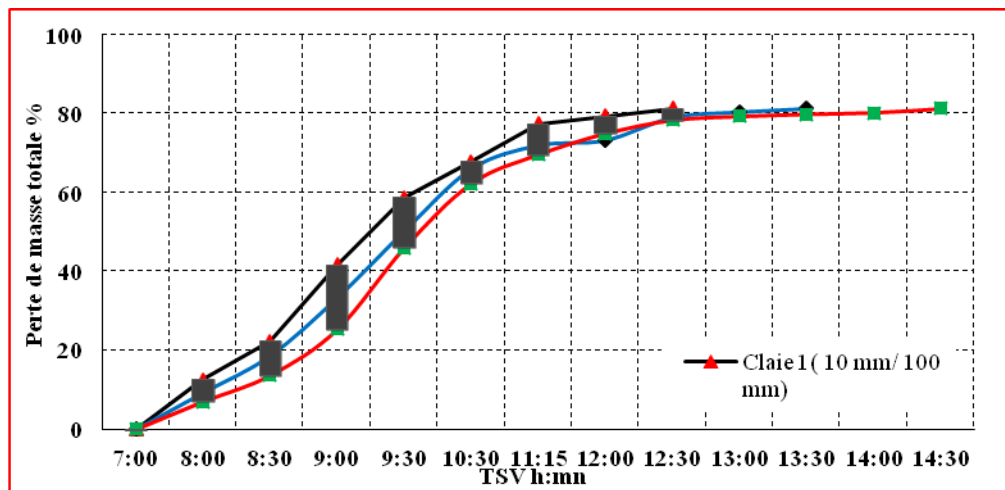


Figure IV.30. Variation de perte de masse totale, $E_p = 10$ mm, capteur avec chicanes, journée du 01/08/2016.

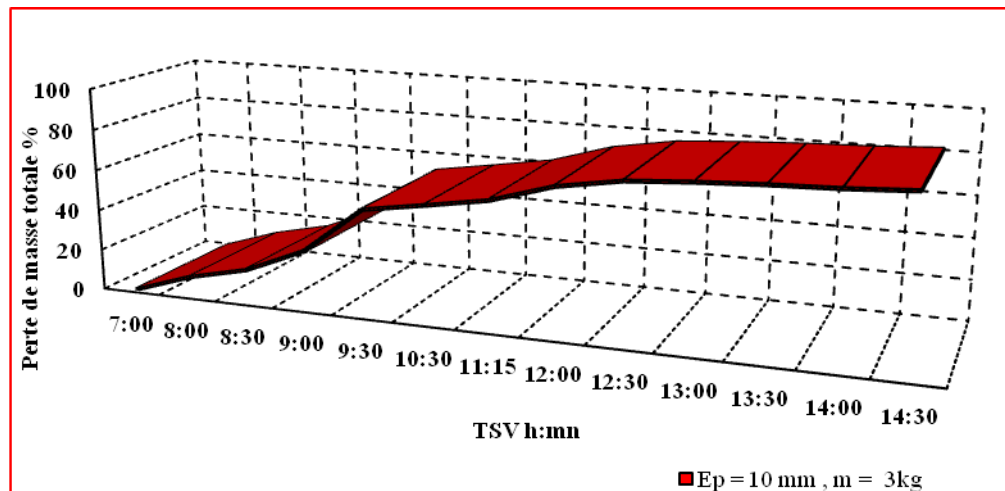


Figure IV.31. Evolution de la perte de masse totale, capteur avec chicanes, journée du 01/08/2016.

b- Cas d'une épaisseur des rondelles $E_p = 15$ mm :

La deuxième expérience de séchage a été effectuée durant la journée du 07/08/2016 pour une épaisseur des rondelles de 15 mm. Les mêmes conditions du produit à sécher sont maintenues durant cette journée d'expérience. Le ciel était clair avec un très léger vent de sable. Au début du séchage, la teneur en eau du produit était à sa valeur initiale. Cette expérience est pratiquement la même que celle déjà présentée sauf que l'épaisseur cette fois-ci est prise égale à $E_p = 15$ mm.

La figure (V. 32) présente l'évolution de la teneur en eau à base sèche pour les masses fraîches du produit mis en place sur les trois claies, claie 1, 3 et 6. L'examen de ces trois courbes permet de remarquer d'une part qu'ils ont presque les mêmes allures que celles des courbes présentées dans les figures (V. 28 et V. 29). D'autre part, on remarque que le temps de séchage du produit dans la claie 1 est presque de six heures et demi (6h30mn) à 13h30 et celui dans la claie 3, il est de sept heures et demi (6h30mn) à 14h20. Enfin la durée de séchage du produit dans la claie 6 est de huit heures et demie (8h30mn) établi à 15h.

Dans la Figure (V. 32) on voit clairement que l'écart est plus grand que celui présenté dans la figure (V. 28), il est plus important du fait de la valeur de l'épaisseur plus grande et d'une quantité d'eau plus importante.

La figure (V. 33) montre l'évolution de la variation de la teneur en eau totale du produit en tranche d'épaisseur de 15mm pour une quantité totale du produit à sécher de 3kg répartie sur les six claies (500gr/ claie). L'allure des courbes est identique à celles des autres exposées dans la figure (V. 32) et que le temps total de séchage continu, complet est de huit heures et demie (8h30mn).

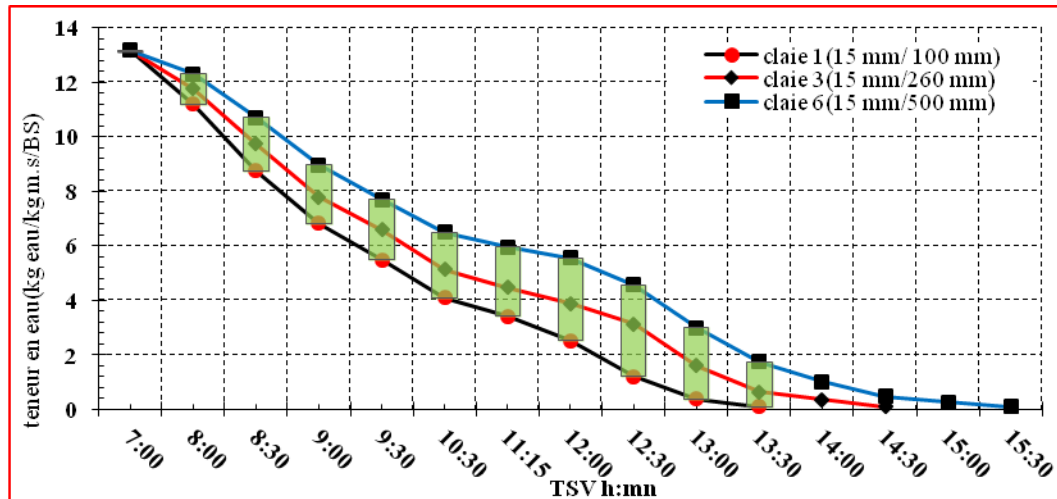


Figure V. 32. Evolution de la teneur en eau à base sèche. Ep=15 mm, capteur avec chicanes, Journée du 03/08/2016.

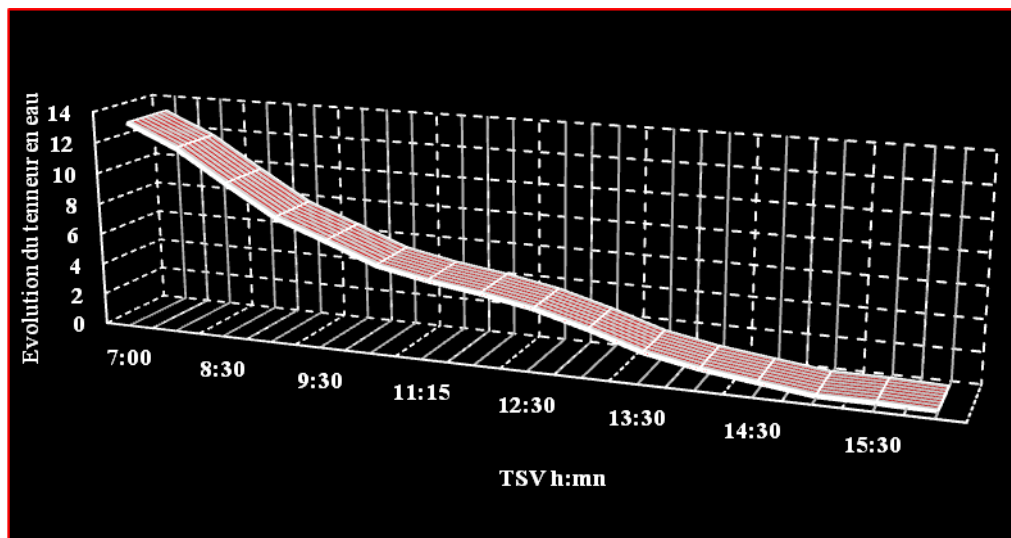


Figure V. 33. Evolution de la teneur en eau à base sèche. Ep=15mm, m=3kg, capteur avec chicanes, Journée du 03/08/2016.

Les figures (V. 34 et V. 35) présentent l'évolution de la perte de masse totale dans chaque claie (1, 3 et 6) pour des rondelles coupées en 15 mm d'épaisseur. L'effet de la hauteur de la claie est le même car la température dans la chambre est en fonction de sa hauteur (z) et de la quantité d'eau évaporée. Les effets sont très remarquables comme il a été montré dans les figures (V. 30 et V. 31) pour l'épaisseur 10mm. Sauf que cette fois-ci on remarque que les allures des trois claies suivis sont identiques. Le produit dans la claie 1

sèche plus vite que les autres, d'une durée d'une heure (1h) par rapport au produit dans la claie 3 et d'une heure et demie (1h30mn) par rapport au produit dans la claie 6 puis un retard d'une demi-heure (30mn) dans la claie 6.

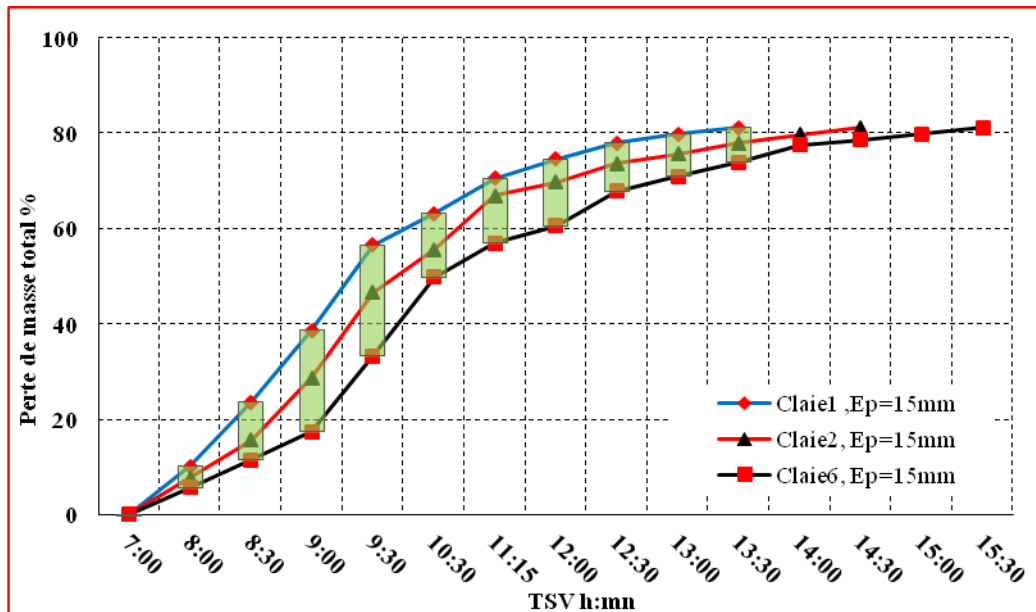


Figure V. 34. Variation de perte de masse totale, capteur avec chicanes, le 03/08/2016.

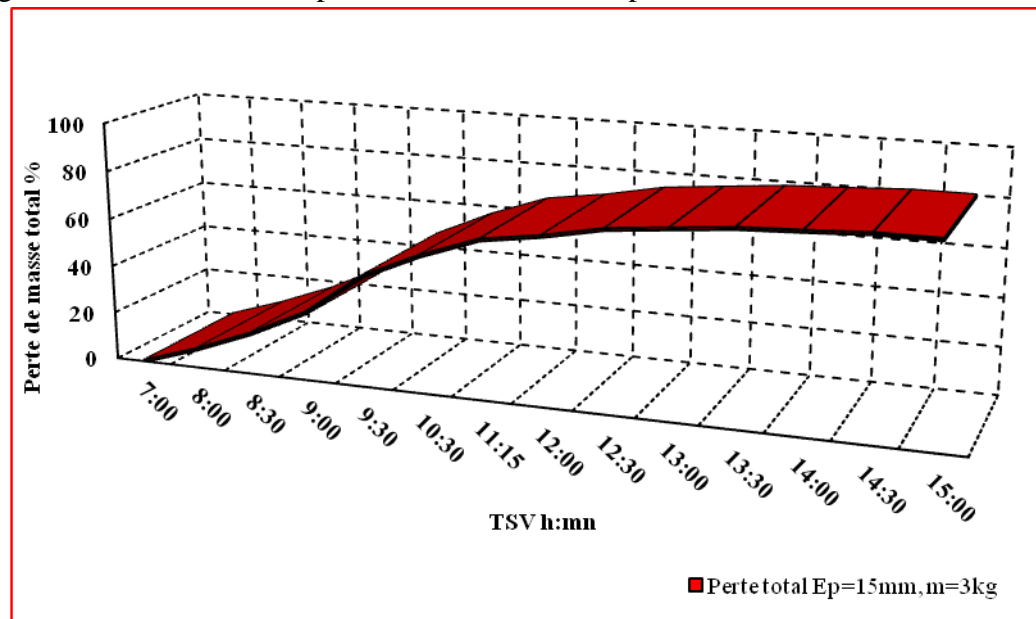


Figure V. 35. Evolution de la perte de masse totale. Capteur avec chicanes, le 03/08/2016.

c- Cas d'une épaisseur des rondelles Ep=20 mm :

La troisième expérience était faite pour une épaisseur de 20 mm de la même variété et le même poids de tomate à sécher. Elle est réalisée le 07/08/2016 dans le même séchoir et presque dans les mêmes conditions climatiques sauf l'enregistrement de très légers souffles de vent de sable pour quelque dizaines de minutes (entre 15h et 15h30), aussi de quelques passages nuageux légers de haute altitude après 16h30.

La figure (V. 36) traduit l'évolution des teneurs en eaux des quantités de produit mises dans les claies respectivement 1,3 et 6. On remarque clairement que le temps de séchage du produit dans la position $h_{\text{claie}}=100$ mm et le plus court puis celui de la position $h_{\text{claie}}=260$ mm

et enfin celui de la position $h_{\text{claire}}=500$ mm. Le temps de séchage total enregistré est respectivement de huit heures et demi (8h30mn) pour la claie 1, dix heures (10h) pour la claie 3 et enfin onze heures et demi (11h30mn) pour la claie 6. A remarquer, également la variation maximale, (écart max) qui s'accroît rapidement dès le départ pour atteindre des valeurs maximales situées entre 11h et 12h puis se minimise pour s'annuler à la fin du séchage total de toute la quantité du produit.

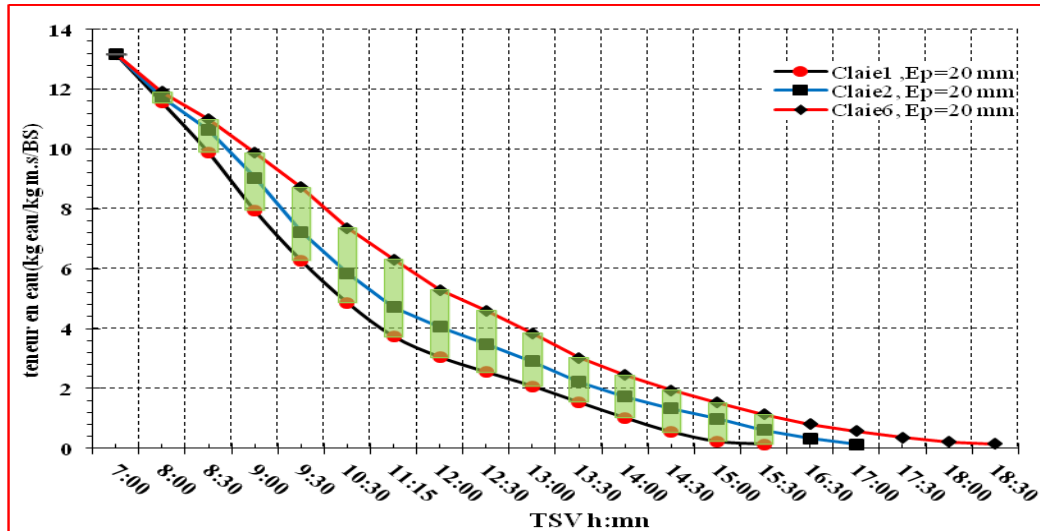


Figure V. 36 : Evolution de la teneur eau à base sèche, capteur avec chicanes, Journée du 07/08/2016

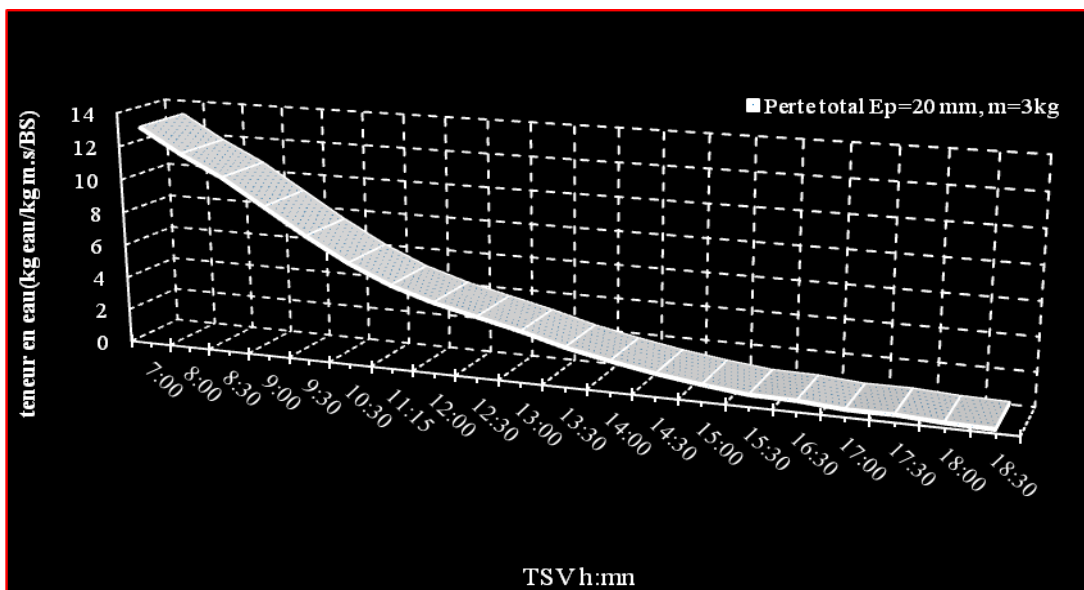


Figure V. 37 : Evolution de la teneur en eau à base sèche (B.S), capteur avec chicanes, Journée du 07/08/2016

Les figures (V. 38 et V. 39) présentent l'influence de la hauteur de la claie sur la perte de masse totale dans chaque claie (1, 3 et 6) pour une épaisseur de 20 mm. La même allure des courbe est à noter sauf qu'il y a un décalage de temps de séchage entre les trois positions, le produit dans la claie 1 sèche plus vite que dans les autres, d'une heure et demi (1h30mn) par rapport au produit dans la claie 3 et de trois heures (3h) par rapport au produit dans la claie 6 et un retard d'une heure et demi (1h30mn) de produit dans la claie 6 par rapport au

produit dans le claie 3. Ces décalages sont résultants de l'évolution de la température dans la chambre de séchage qui est très élevée dans la position $z = 100$ mm par rapport à une position $z = d$ d'une valeur très basse. A noter que la quantité d'eau extrait des rondelles dans la claie 1 provoque de sa part une baisse de la température de l'air asséchant et augmente son humidité à l'intérieur de la chambre avant qu'il arrive aux claies 2 et 6 avec un taux d'humidité élevé provoquant un retard de séchage.

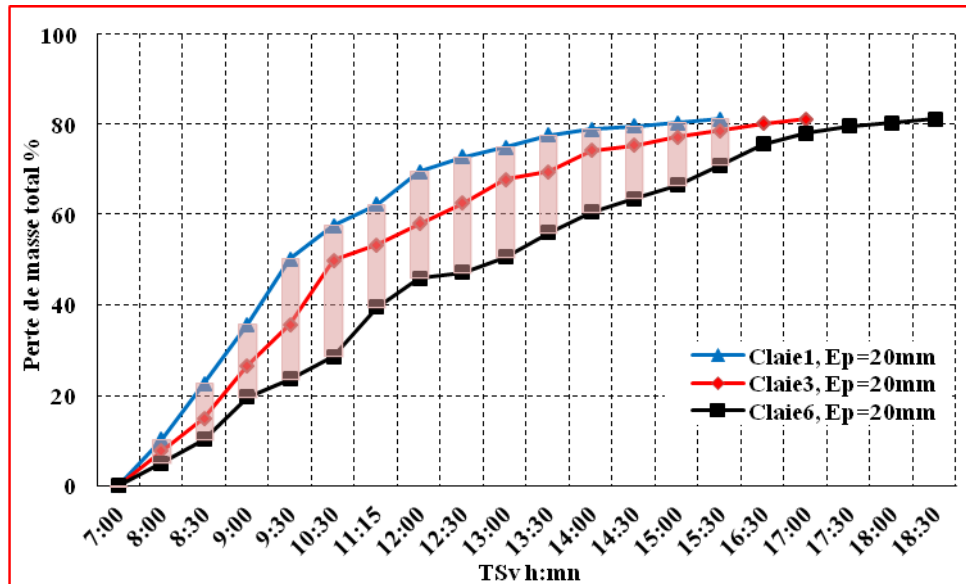


Figure V. 38. Variation de perte de masse totale, capteur avec chicanes. Journée du 07/08/2016

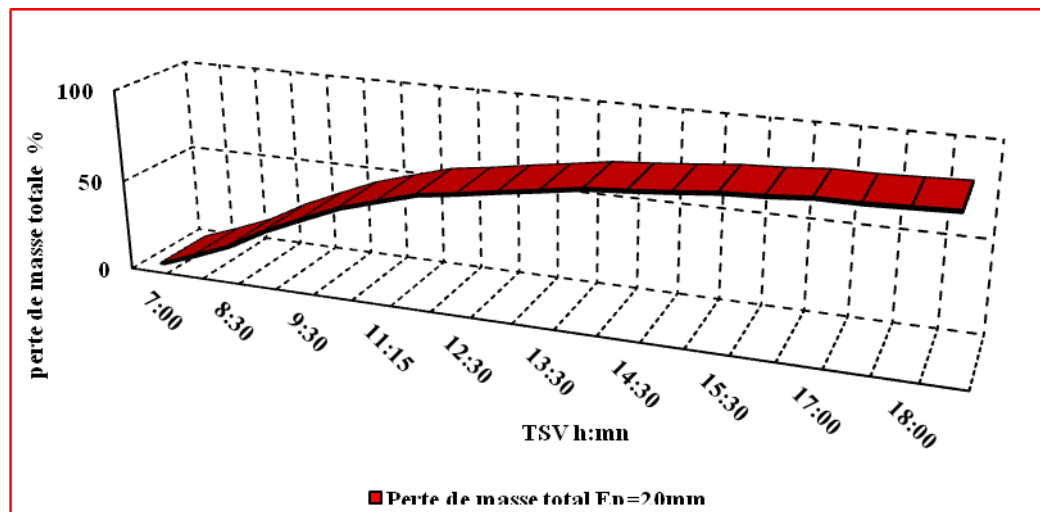


Figure V. 39. Evolution de la perte de masse totale, $m=3$ kg, capteur avec chicanes. Journée du 07/08/2016.

En conclusion, il est à noter que d'après les résultats des courbes (V. 28-V. 39), l'augmentation de la distance, entrée d'air chaud et produit, provoque une baisse de la température de l'air asséchant une augmentation de l'humidité à l'intérieure de la chambre de séchage. Cette humidité est dû à la quantité d'eau évaporée du produit à sécher de la claie 1 et ainsi de suite. A signaler également les pertes thermiques vers l'extérieur à travers les parois de la chambre de séchage qui jouent un rôle important sur la durée de séchage.

V. B.3.2. Influence de l'épaisseur des échantillons du produit sur la durée de séchage (capteur avec chicanes):

Pour mieux comprendre l'effet de l'épaisseur sur toute la durée du séchage et pour mieux illustrer cet effet on a tracé les courbes de la cinétique du séchage des rondelles de la tomate dans les claies 1, 3 et 6, figure, (V. 40), (V. 41) et figure (V. 42). On remarque que dès le début du séchage les trois courbes démarrent du même point mais avec des vitesses initiales différentes. La variation de la teneur en eau la plus élevée est celle relative au produit d'épaisseur ($E_p=10$ mm) suivi par celle d'une l'épaisseur $E_p=15$ mm et enfin celle d'une épaisseur ($E_p=20$ mm).

Pour la claie 1 (voir figure V. 40), la durée de séchage suffisante pour atteindre la teneur en eau critique (X_{cr}) est plus courte dans le cas de l'épaisseur 10 mm, elle est de trois heures et demi (3h30mn) et elle est de cinq heures et demi (5h30mn) pour l'épaisseur de 15 mm. Pour l'épaisseur de 20 mm elle l'opération est plus lente, six heures et demi (6h30mn). Ces retards, pour atteindre une valeur critique influent directement sur les durées totales afin avoir une teneur d'eau d'équilibre (X_{eq}) souhaitée. La durée la plus courte est celle pour une épaisseur de 10 mm (05h30mn) suivi par celle d'une épaisseur de 15 mm enfin huit heures et demi (08h30) pour celle d'épaisseur $E_p=20$ mm.

Pour la claie 3 (voir figure V. 41), la durée de séchage suffisante pour atteindre la teneur en eau critique (X_{cr}) est plus courte dans le cas de l'épaisseur 10 mm, (4h30mn). Pour celle de 15 mm elle est de (07h30mn) et (10h) pour l'épaisseur 20mm. Les rondelles de la claie 3 sont à des teneurs d'eau d'équilibre (X_{eq}) souhaitées, moins de 10%.

Pour la claie 6 (voir Figure V. 42), la durée de séchage suffisante pour atteindre la teneur en eau critique (X_{cr}) est plus courte dans le cas d'une épaisseur de 10 mm, six heures (6h).

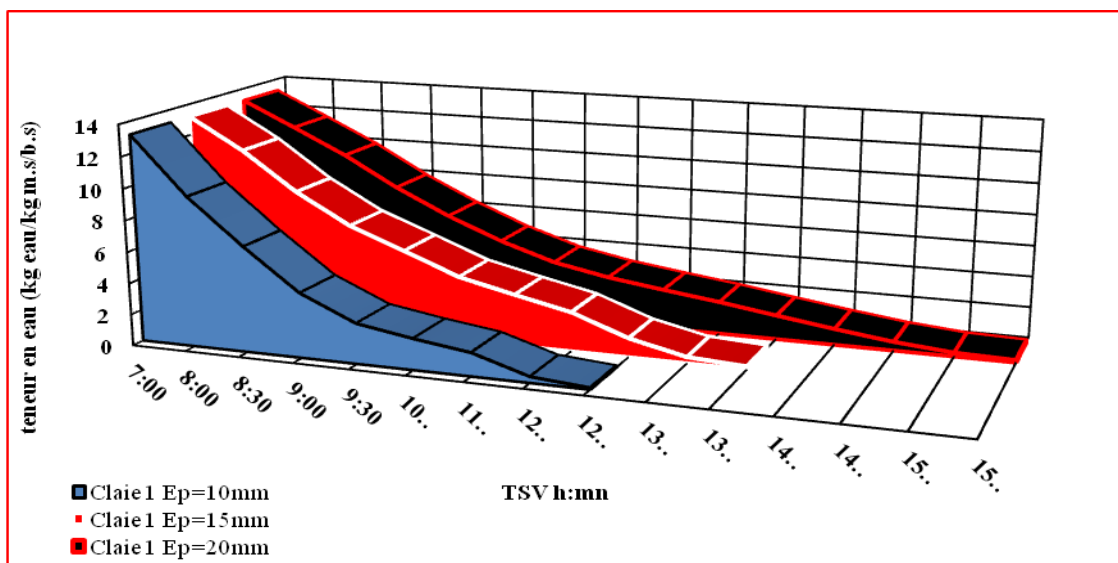


Figure V. 40. Influence de l'épaisseur du produit sur le temps de séchage, $m=0,5$ kg, capteur avec chicane.

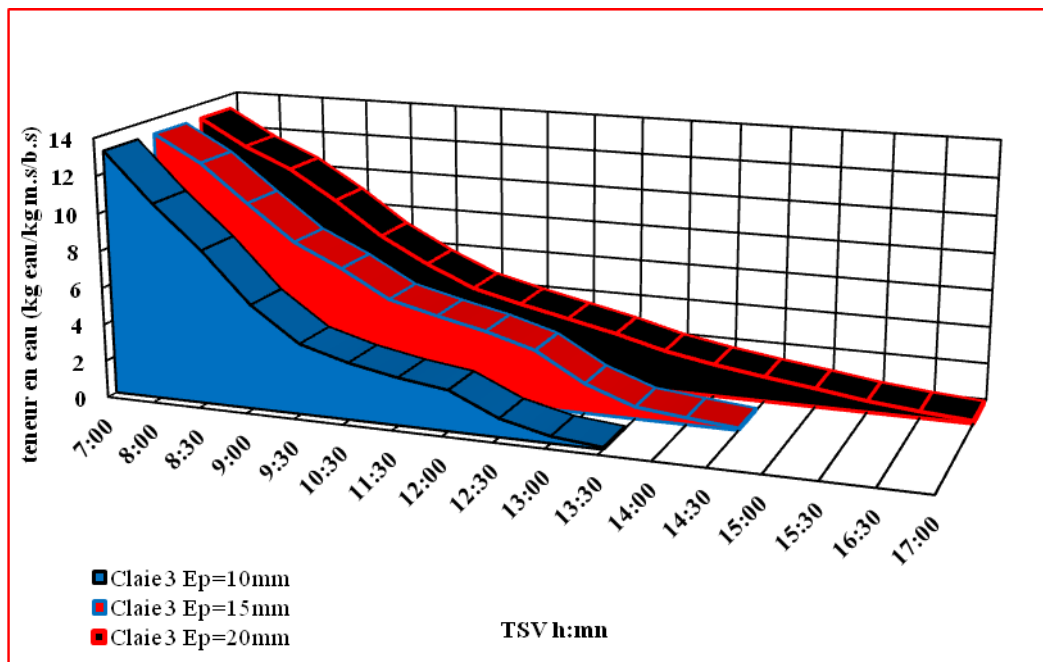


Figure V.41 : Influence de l'épaisseur du produit sur le temps de séchage, $m=0,5\text{kg}$, capteur avec chicane.

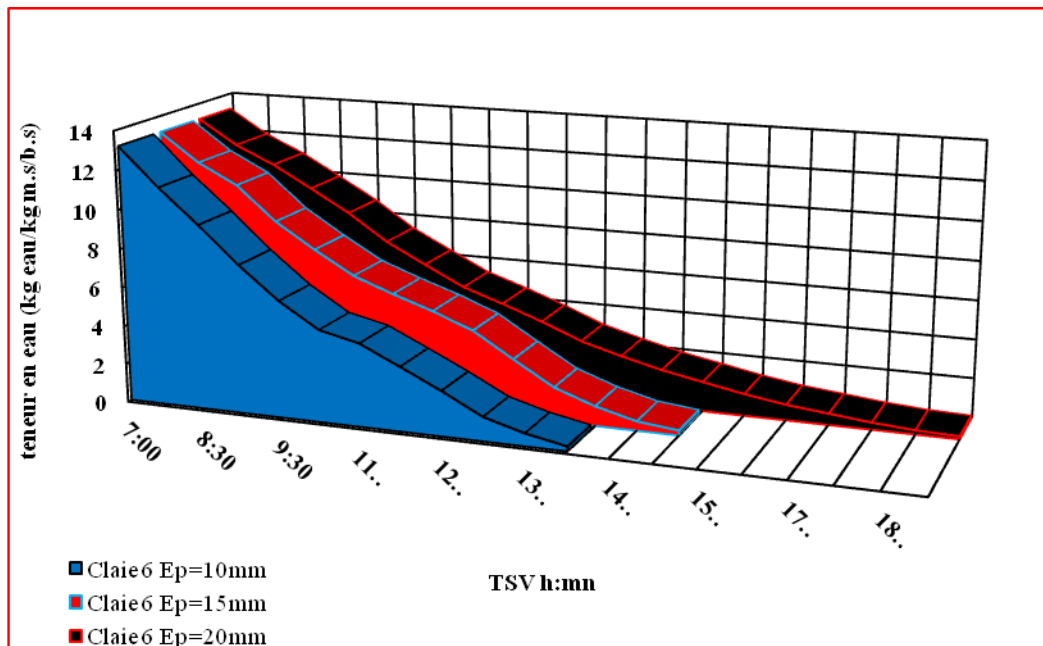


Figure V.42. Influence de l'épaisseur du produit sur le temps de séchage, $m=0,5\text{kg}$, capteur avec chicane.

La figure (V. 43) traduit les variations des teneurs en eaux pour les trois cas étudiés expérimentalement. Les trois courbes ont presque la même allure. La durée de séchage d'une quantité de 3kg de tomate fraîches sous forme de rondelles d'épaisseurs 10, 15 et 20 mm n'est pas la même. La teneur en eau critique (X_{cr}) est plus courte dans le cas d'une épaisseur de 10 mm six heures (6h), sept heures (7h) pour l'épaisseur 15 mm et (8h30) pour celle de 20 mm. La durée la plus courte est pour une épaisseur de 10 mm.

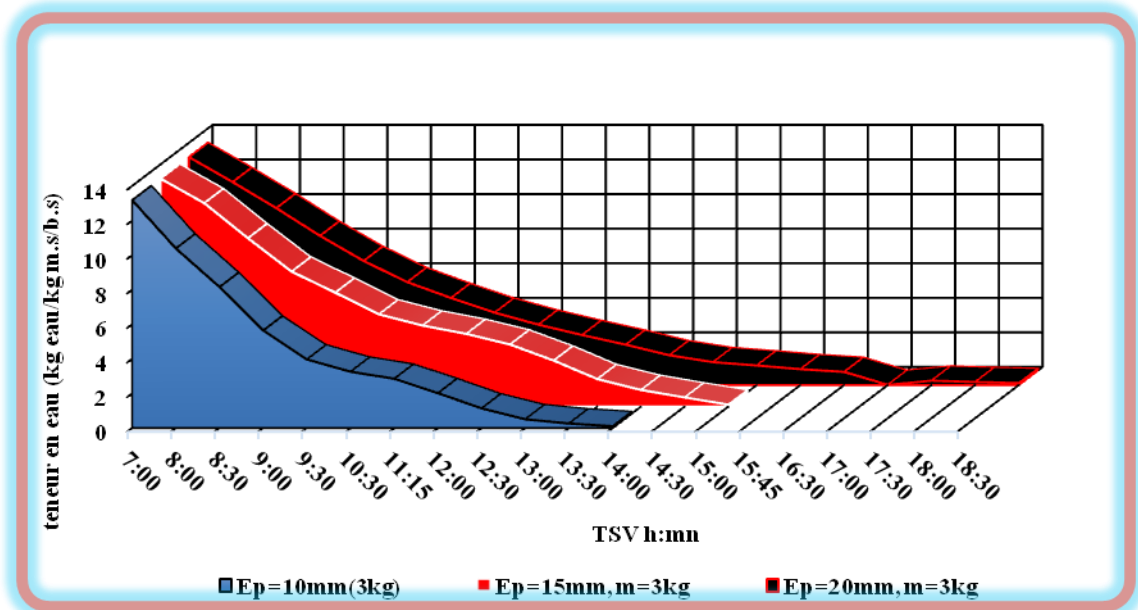


Figure V. 43. Influence des dimensions des rondelles du produit sur la durée de séchage en fonction du temps (m=3 kg, capteur avec chicane)

V. B.3.3. Influence de la taille du produit sur la qualité finale du produit séché (capteur avec chicanes):

Durant le séchage des lamelles d'épaisseur 10 mm on a remarqué que la durée de séchage totale pour atteindre une teneur en eau à base sèche moins de 10%, était de sept heures (7h). Cette durée est très importante au point de vue économique mais on peut signaler que les lamelles ont perdu d'une manière très remarquable leurs couleurs et elles ont pris une couleur sombre (voir Figure V. 44). Ce phénomène dû à l'effet de la température du fluide. Cette dernière influe négativement sur le produit par une dégradation et diminution des quantités de le lycopène ($C_{40}H_{56}$) à cause des réactions chimiques qui dégradent la couleur et détruisent les fibres alimentaires comme c'est le cas ici. Dans la figure (V. 45) on a considéré des lamelles d'épaisseur 15 mm, on remarque que ces lamelles sont moins sombres, ce qui nous laisse penser que la température du fluide de travail n'as pas une grande influence sur le lycopène, responsable de la couleur, mais dans ce cas-là le séchage a été achevé après un temps de 08 heures. Après une durée de onze heures et demi (11h30mn) le séchage des lamelles d'épaisseur 20 mm a été achevé pour atteindre un produit sec à moins de 10% d'eau à base sèche, le produit final à une couleur claire et proche de la couleur initiale (voir figure V. 46).



Figure V. 44. Aspect final des lamelles de tomate séchées (Ep =10 mm, capteur avec chicanes)



Figure V. 45. Aspect final des lamelles de tomate séchées (Ep =15 mm capteur avec chicanes)



Figure V. 46. Aspect final des lamelles de tomate séchées (Ep =20 mm, capteur avec chicanes)

V. B.3.4. Influence de la position du produit dans la chambre de séchage sur la durée de séchage (capteur sans chicanes):

Pour mieux comprendre l'influence de l'efficacité de l'insolateur sur la cinétique du séchage, on a mené des expériences similaires avec le même capteur solaire dépourvu de chicanes. Le canal d'écoulement est lisse.

a- Cas d'une épaisseur des rondelles $E_p=10$ mm :

Pour les rondelles de tomate d'épaisseur de 10, la teneur en eau finale à base sèche , avec une perte de masse totale de presque 80% est obtenue après dix heures et demi (10h30mn) de séchage (voir figure V. 48). Il est à remarquer que le produit dans les six claies n'a pas séché même temps. Pour les trois claies témoins (1,3 et 6) le temps de séchage est respectivement de huit heures (8h), neuf heures (9h) et (10h30), (voir figure V. 47). De là résulte un gain en temps de séchage.

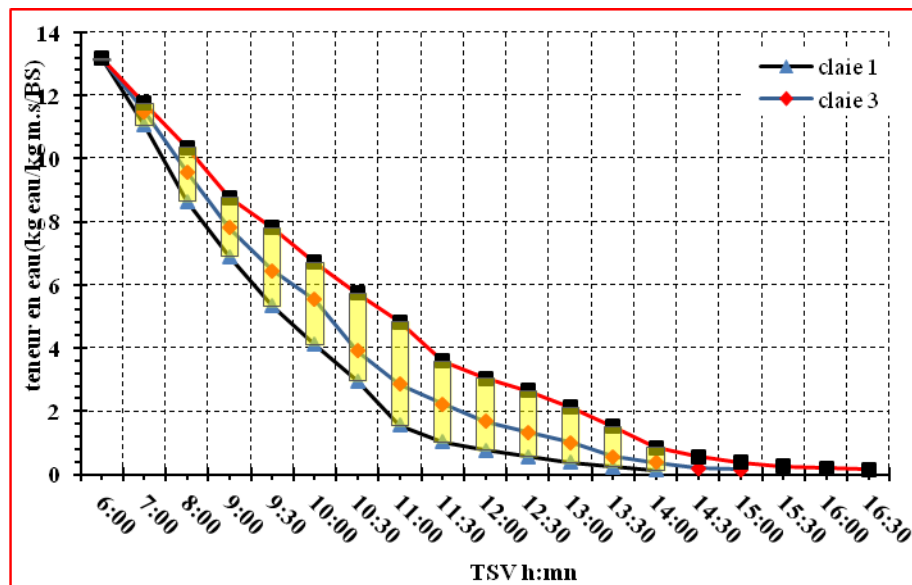


Figure V. 47 : L'évolution de la teneur en eau à base sèche, capteur sans chicanes, Journée du 23/10/2016.

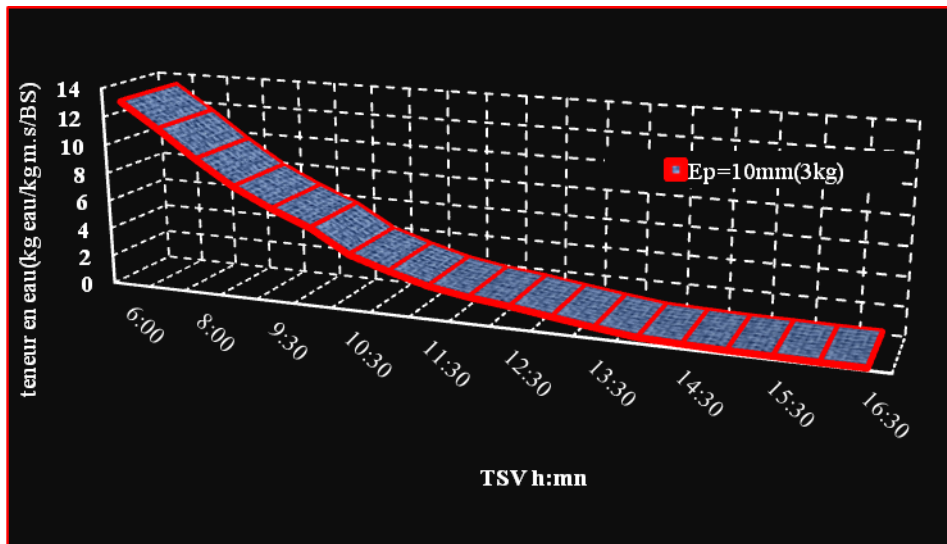


Figure V. 48 : Evolution de la teneur en eau à base sèche, $m=3\text{kg}$, capteur sans chicanes, Journée du 23/10/2016.

Les figures (V. 49 et V. 50) présentent la perte de masse totale dans les claies (1, 3 et 6) et la perte de masse totale dans la chambre de séchage. On remarque qu'au départ les courbes démarrent du même point ensuite elles prennent des allures différentes (figure V. 49). On trouve que la courbe de la variation de masse dans le cas $h_{\text{claire}}=100\text{mm}$ présente toujours les plus grandes valeurs de vitesse de perte de masse. Le produit dans la claire 1 sèche complètement (perte de masse d'environ 80 %) à 14h00mn. La courbe s'établit car la masse garde sa valeur, par contre les autres courbes continuent d'évoluer jusqu'aux points d'équilibre à 15h 00mn pour la claire 3 et à 16h30mn pour la claire 6. Un retard a été enregistré pour les claies 3 et 6 par rapport à la claire 1 (respectivement de 1h et 2h30mn).

La figure (V. 50) résume l'évolution de la perte de masse totale (3kg de tomate fraîche) mise dans l'armoire de séchage.

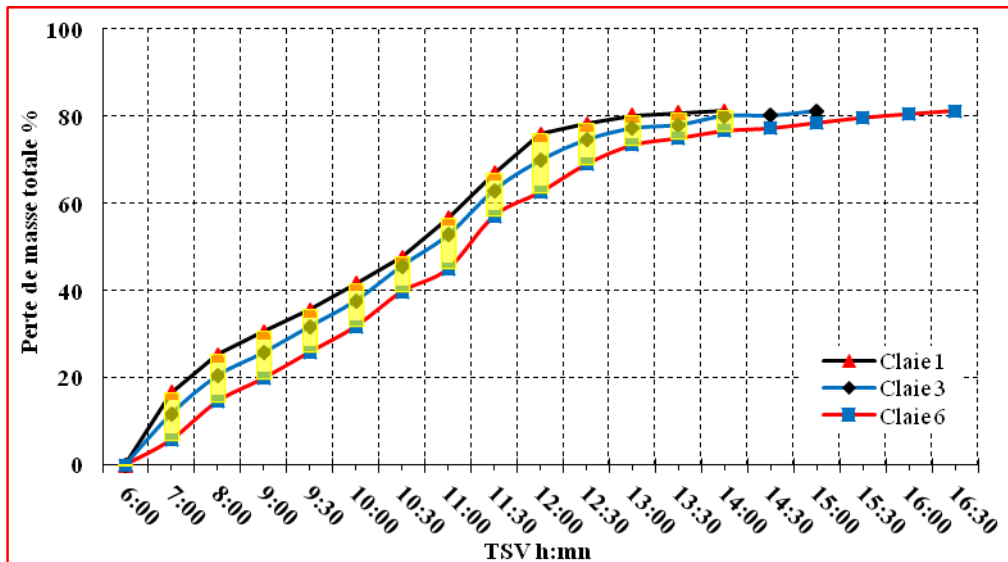


Figure V. 49. Variation de perte de masse totale, $E_p=10$ mm, capteur sans chicanes, Journée du 23/10/2016.

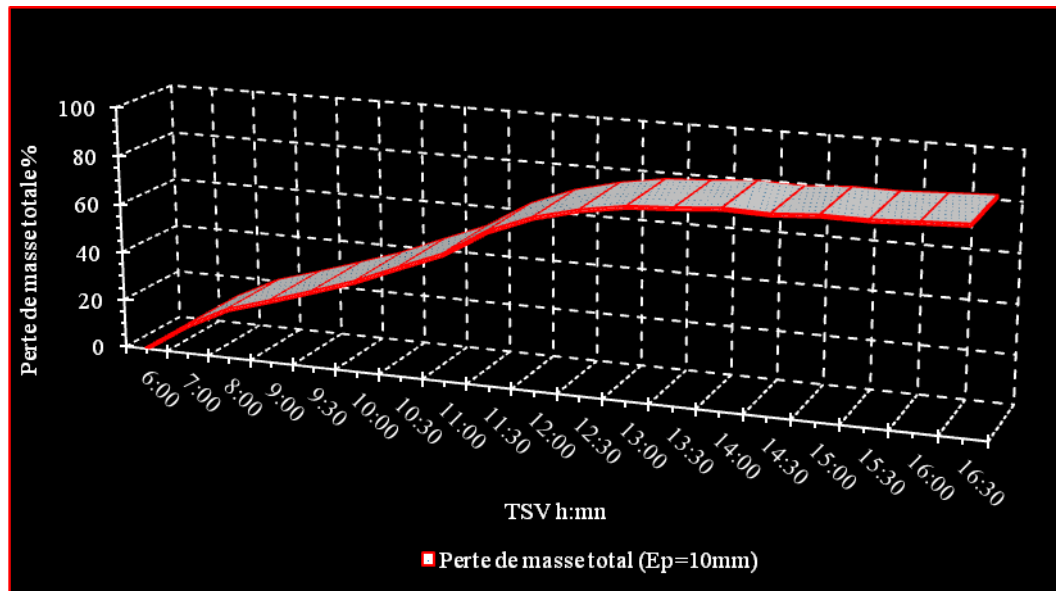


Figure V. 50. Variation de perte de masse totale, $m=3$ kg, capteur avec chicanes, Journée du 23/10/2016

b- Cas d'une épaisseur des rondelles $E_p=15$ mm :

Par ailleurs, les rondelles qui sont coupées avec une épaisseur de 15mm sèchent différemment à cause de la distance de claie par rapport à l'entrée de l'air asséchant (voir figure V. 51). On trouve que le produit qui se trouve dans la claie 1 sèche et atteint sa teneur en eau finale après dix heures (10h) de séchage, à 16h00mn. Par contre dans la claie 3 onze heures et demi (11h30), à 17h30mn et dans la dernière claie 6 treize heures (13h) de séchage, à 19h00mn (voir figure 51). Un temps de treize heures (13h) de séchage a été nécessaire pour atteindre une teneur en eau à base sèche finale (figure V. 52).

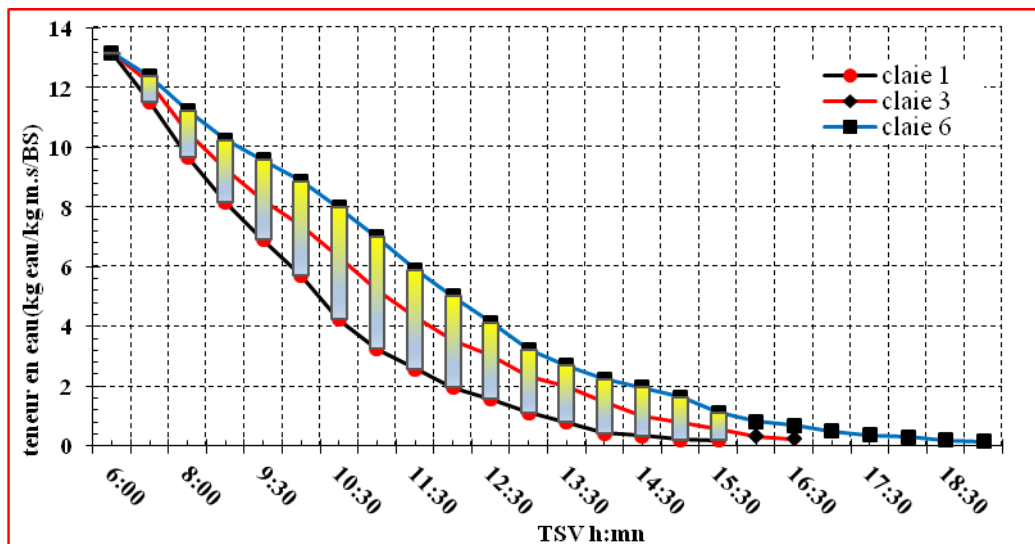


Figure V. 51 : Evolution de la teneur en eau à base sèche. $E_p = 15$ mm, capteur sans chicanes, journée du 24/10/2016.

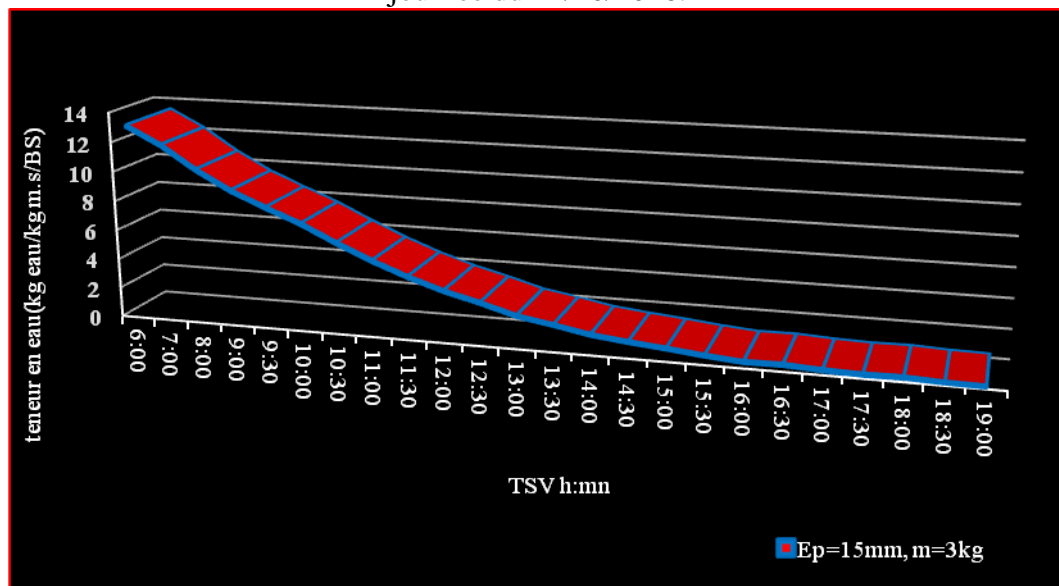


Figure V. 52 : Evolution de la teneur en eau à base sèche. Capteur sans chicanes, Journée du 24/10/2016

Les figures (V. 53 et V. 54) présentent l'évolution de la perte de masse totale dans chaque claie (1, 3 et 6) pour une épaisseur de 15 mm. L'effet de l'épaisseur et de la hauteur de la claie est le même car la température dans la chambre fonction de la hauteur (z) de la chambre (sens de l'écoulement d'air asséchant). Les effets sont très remarquables comme montré dans les figures ci-dessous et aussi dans les figures (V. 49 et V. 50) précédentes. Sauf que cette fois si on remarque une baisse de la perte de masse pour les claies 1 à 14h00mn qui n'a pas duré longtemps car le produit a une perte totale de masse à 16h00, par contre les pertes de masse sont importantes pour la claie 3 et 6, causées par la difficulté d'extraction et l'évaporation d'une quantité d'eau liée directement au produit, aussi la possibilité de la création d'une couche solide (partie sèche du produit) qui empêche l'extraction de l'eau vers l'extérieur des rondelles et son évaporation.

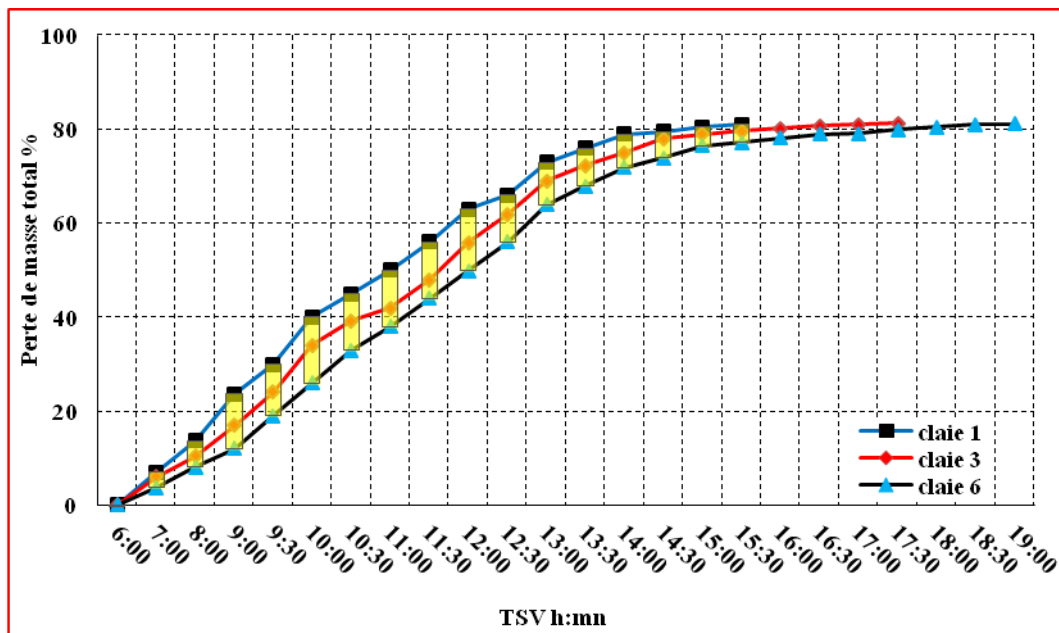


Figure V. 53. Variation de perte de masse totale, $E_p=15$ mm, capteur sans chicanes, journée du 24/10/2016

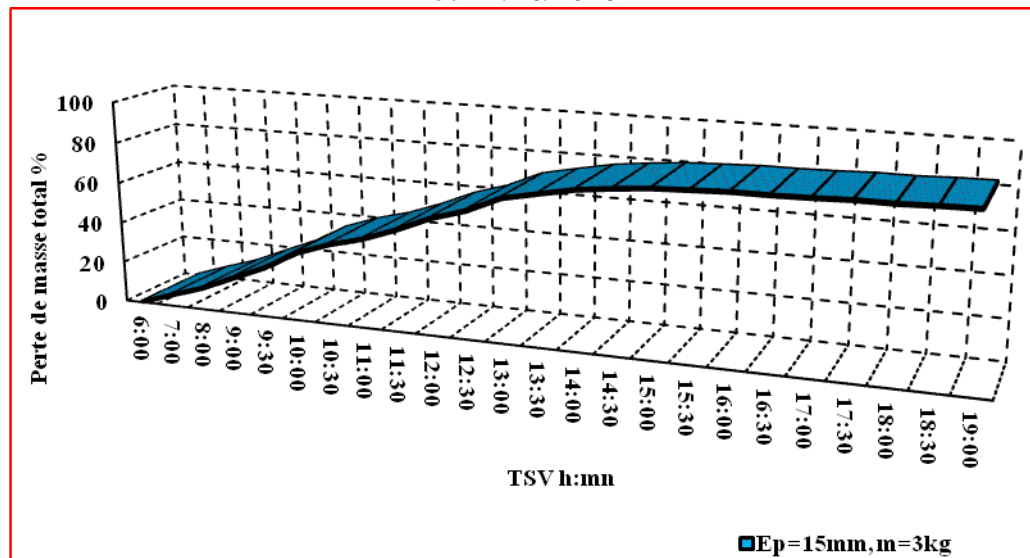


Figure V. 54. Evolution de la perte de masse totale. Capteur avec chicanes. Journée du 24/10/2016

c- Cas d'une épaisseur des rondelles $E_p=20$ mm :

Les courbes de la figure (V. 55) présentent l'évolution de la teneur en eau à base sèche pour les rondelles de tomate misent sur les trois claies 1, 3 et 6. L'examen de ces trois courbes permet de remarquer qu'ils ont presque les mêmes allures que celles des courbes présentées dans les figures précédentes (figure V. 47 et figure V. 51). On remarque que le temps de séchage est devenu plus important car les teneurs en eau à bases sèches finales pour toutes les claies sont obtenus après plus de 24h. Vingt-sept heures (27h) de séchage pour le produit dans la claie 1, vingt-huit et demi (28h30) dans la claie 3 et enfin (29h30) dans la claie 6.

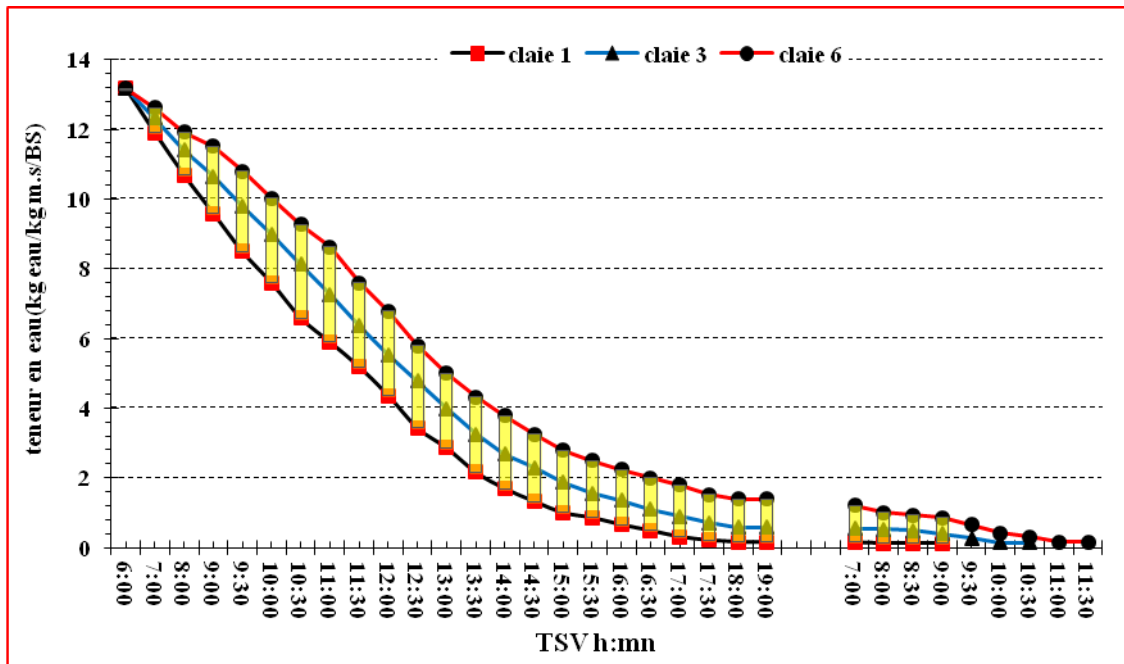


Figure V. 55: Evolution de la teneur eau à base sèche. Ep=20 mm, capteur sans chicanes, journée du 25-26/10/2016

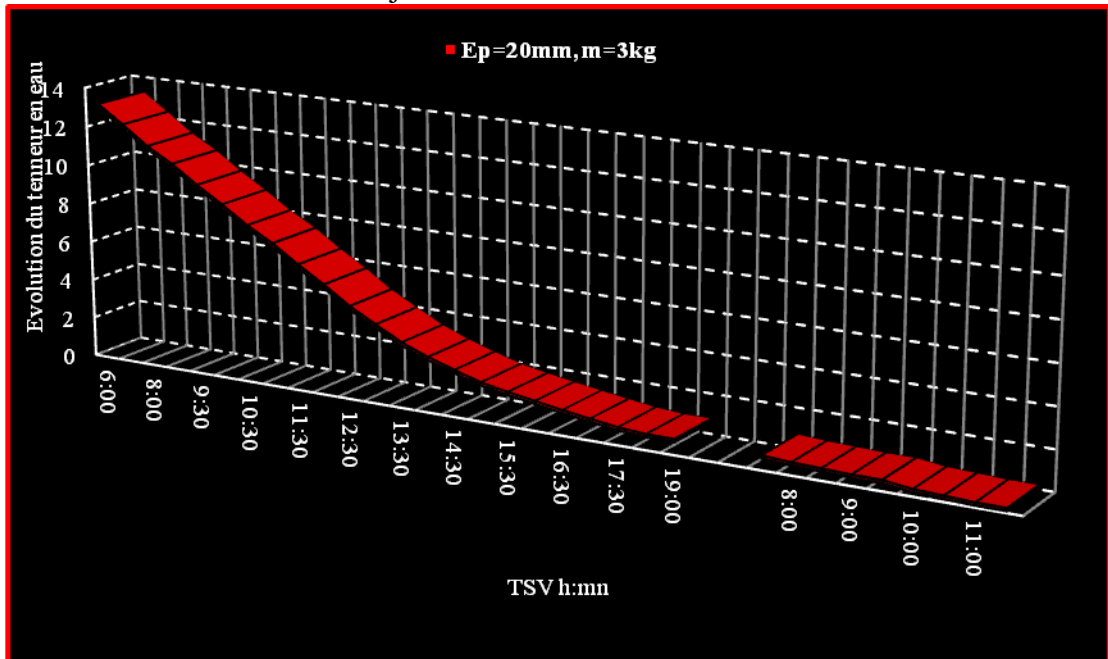


Figure V. 56 : Evolution de la teneur en eau à base sèche, capteur sans chicanes, le 25-26/10/2016

Les figures (V. 57. et V. 58) présentent l'influence de la hauteur de la claie sur la perte de masse totale dans chaque claie (1, 3 et 6) pour une épaisseur de 20 mm durant les journées du 25- 26/10/2016. La même allure des courbes est à noter, un décalage de temps de séchage entre les trois positions ainsi que une partie du séchage a été assurée durant la nuit. Le produit dans la claie 1 sèche plus vite que dans les autres claies suivi par la claie 3 et enfin le produit dans la claie 6. Un temps de séchage plus important a été enregistré dans cette dernière expérience. Ces écarts sont résultants direct de l'évolution de la température dans la chambre de séchage, elle est très élevée au niveau de la hauteur z=100 mm dans la claie1 et plus basse dans le cas d'une hauteur de z=500 mm pour la claie 6. Ainsi, le taux d'humidité est très élevé

au voisinage du produit dans la claie 6 qu'autour des rondelles sur la claie 1 dû au sens de l'écoulement du fluide caloporteur de bas vers le haut transportant plus de vapeur d'eau vers les claies situées plus haut.

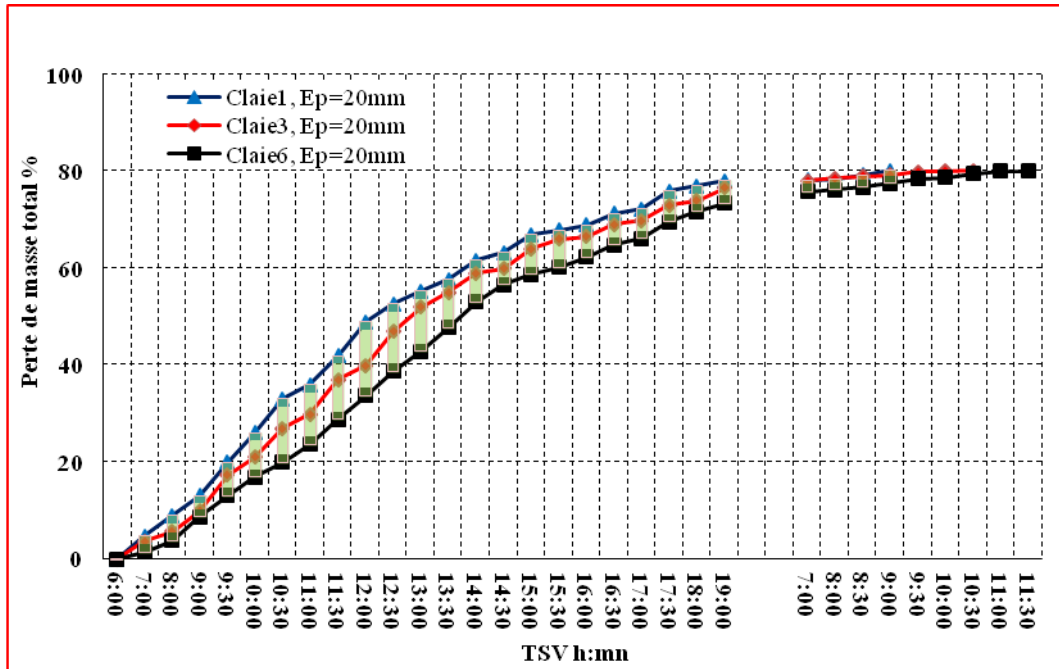


Figure V. 57. Variation de perte de masse totale, capteur sans chicanes. Journée du 25et 26/10/2016

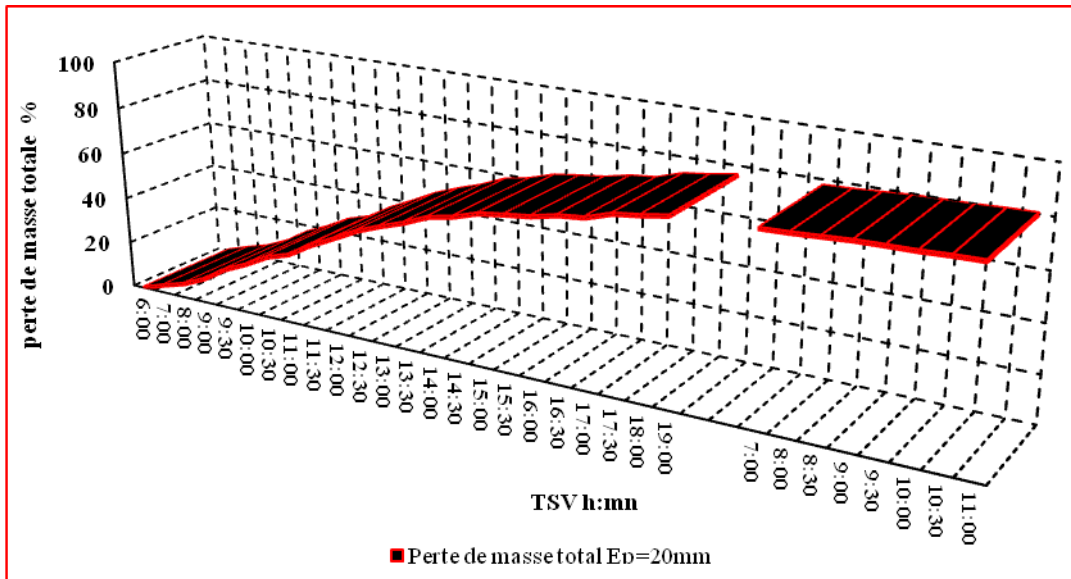


Figure V. 58. Evolution de la perte de masse totale, m=3kg, capteur sans chicanes. 25-26/10/2016

V. B.3.5. Influence de la taille du produit sur la qualité du produit séché (capteur sans chicanes):

En général, la durée du séchage dans le cas d'un capteur sans chicanes et longue, elle est fonction des épaisseurs des rondelles de tomate. Durant le séchage les lamelles sèchent avec une teneur en eau à base sèche de 10% pour l'épaisseur 10 mm après vingt-sept heures (27h). Par contre, les lamelles des épaisseurs 15 mm sèchent après presque vingt-huit heures et demi (28h30) et vingt-neuf heures et demi (29h30) les rondelles de tomate d'épaisseur 20 mm.

Il est à noter que pour les trois cas étudiés, pour l'épaisseur 10 mm, les rondelles sont totalement déformées ainsi elles sont devenues d'une couleur très sombre (voir figure V. 59). Elles sont fragile (cassable) à cause de la grande quantité d'eau extraite. Les rondelles d'épaisseur 15 mm sont déformées partiellement ainsi elles sont devenues peu sombres et peu cassables (voir figure V. 60). Les rondelles d'épaisseur 20 mm sont moins déformées et moins sombres (voir figure V. 61). Elles ont également un aspect doux car une quantité est y restée.



Figure V. 59. Aspect final des lamelles de tomate séchées (Ep =10 mm, capteur sans chicanes)



Figure V. 60. Aspect final des lamelles de tomate séchées (Ep =15 mm, capteur sans chicanes)



Figure V. 61. Aspect final des lamelles de tomate séchées (Ep =20 mm, capteur sans chicanes)

V. B.3.6. Influence des chicanes sur la cinétique de séchage.

Les figures suivantes (figure V. 62-V. 64) présentent les variations des teneurs en eau en base sèche pour les mêmes épaisseurs des rondelles de tomate séchées en utilisant à l'aide d'un séchoir équipé d'un collecteur avec chicanes une fois et une autre fois le collecteur n'a

pas de chicanes, ces figures sont tracées pour suffisamment comprendre l'influence des chicanes sur la cinétique du séchage.

La (V. 62), présente la variation de la teneur en eau pour une épaisseur de 10mm et une masse totale de 3kg du produit frais. On voit clairement qu'un gain en temps de deux heures et demi (150 mn), est obtenu. Les deux allures semblent identiques mais avec des vitesses de séchage différentes. Le séchage avec un capteur munis de rugosité est plus rapide durant toute l'opération du séchage. Ceci traduit l'efficacité de la chaîne énergétique du séchage solaire.

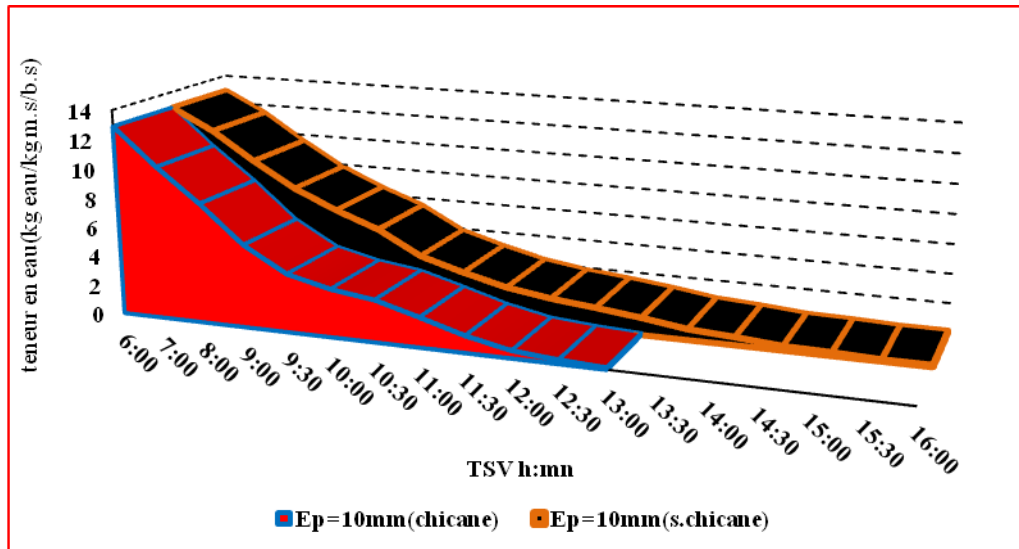


Figure V. 62. Variation de la teneur en eau des rondelles de tomate, m=3kg .

La variation de la teneur en eau pour un épaisseur de 10 mm et une masse totale de 3kg de produit frais est présentée par la deuxième figure (V. 63). On remarque une différence importante en temps de séchage de 3kg des rondelles de tomates d'épaisseurs 15mm, quinze heures (15h), dix-huit heures (18h) pour des rondelles de 20mm.

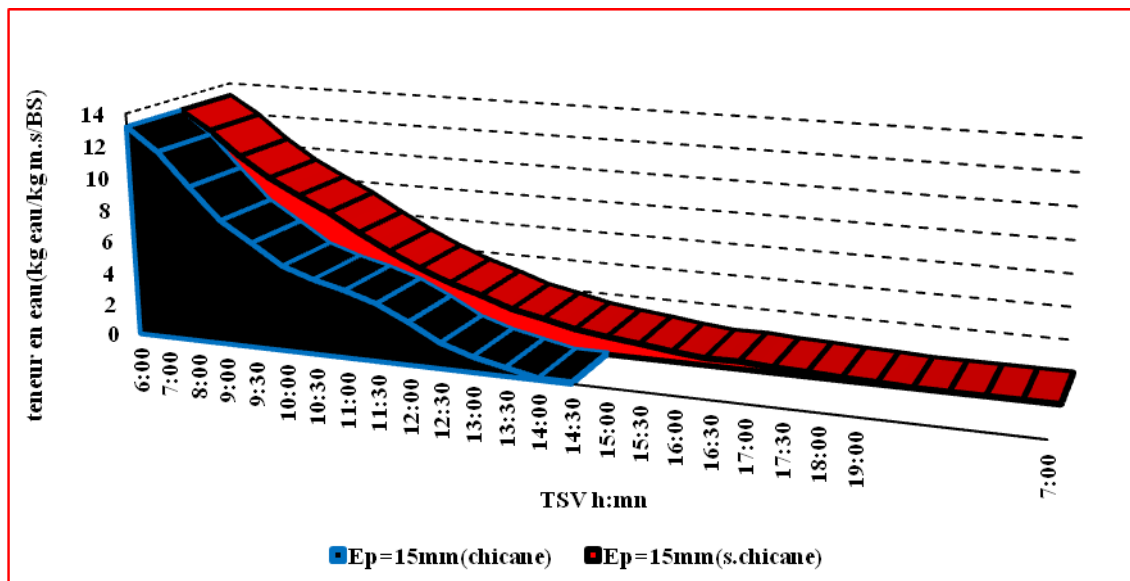


Figure V. 63. Variation de la teneur en eau des rondelles de tomate (m=3kg)

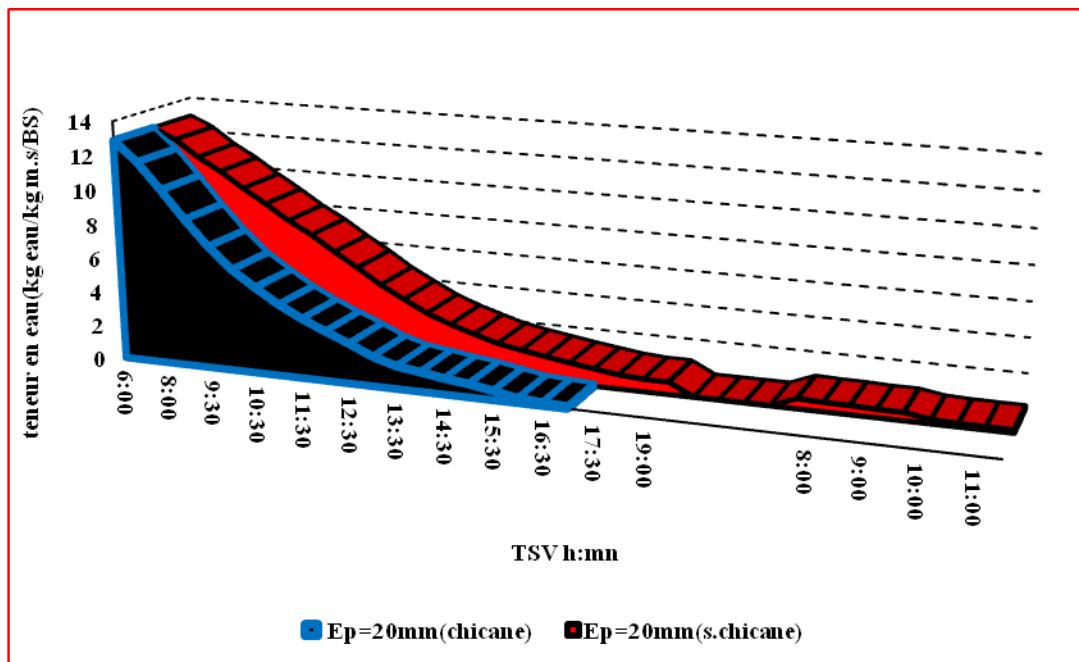


Figure V. 64. Variation du teneur en eau des rondelles de tomate, (m=3kg)

V. B.4. Conclusion:

En première phase de cette étude ont s'est intéressé aux performances thermiques de l'insolateur qui constitue l'élément essentiel de l'opération de séchage solaire des produits alimentaires. Il s'avère que l'efficacité de cet élément est très sensible aux variations des paramètres climatiques. La période exploitable est celle relative à un ensoleillement stable, une température ambiante peut variable, une humidité de l'air favorable et à une vitesse du vent négligeable. Les conditions opératoires considérées dans cette étude sont très favorables. L'intervalle de temps exploitable journalier est très étendu pour justifier le séchage solaire de la tomate dans la région d'Adrar. Les résultats ont montrés qu'un tel système caractérisé par des performances en tant que telles pourra servir pour une chaîne énergétique du séchage solaire de la tomate dans la région d'Adrar.

On a montré ainsi, que l'utilisation des capteurs solaires plans avec chicanes a une grande importance sur la durée totale du séchage, cela est plus recensé quand les dimensions du produit à sécher sont importantes.

L'étude de la cinétique du séchage d'un tel produit à travers les paramètres considérés dans cette étude, nous laisse penser à la possibilité d'un séchage pour un temps réduit permettant de conserver un produit pour le consommer ultérieurement avec une qualité du produit séché qui ne convient pas forcément aux conditions de séchage à un temps minime.

CONCLUSION

GÉNÉRALE

Conclusion générale

Ce travail de thèse avait comme objectif la contribution à l'étude des capteurs solaires thermiques à travers une l'analyse structurelle et conceptuelle des facteurs d'optimisation des performances de ces systèmes pour des applications diverses en fonction des contextes géographiques et climatiques. Tout ceci étant fait grâce à la réalisation d'une chaîne comportant un capteur/séchoir solaire indirect à convection forcé.

- Simulation des modèles mathématiques permettant de décrire les différents interactions et échanges énergétique et thermique entre les différents éléments du capteur plan et le milieu extérieur ;
- Réaliser des expériences et établir des simulations théoriques décrivant le comportement énergétique et thermique du capteur solaire. Identifier les paramètres influant sur la performance du capteur solaire plan à air avec chicanes de forme rectangulaire ;
- Réaliser des expériences décrivant le comportement énergétique et thermique du processus de séchage des lamelles de la tomate de variété allongée pour divers épaisseurs (10,15 et 20 mm) ;
- Identifier les paramètres géométriques et climatiques influant sur l'opération de séchage solaire à convection forcé de la tomate (variété allongée) ;
- Comparer entre les résultats expérimentaux et ceux issus des modèles simulés.

Les résultats obtenus dans cette thèse est le fruit d'un plan de travail établi et renforcé au sein du centre de thermique de Lyon (CETHIL-INSA) dont les contributions de Pr B. Lips, Dr. M. Amara et Dr. H. Pabiou ont été incontournables surtout en ce qui concerne les parties théorique et numérique.

Notre apport principal dans ce travail, sur le plan théorique, est la mise au point d'un code de calcul numérique de la chaîne énergétique. Ce code a été fondé sur un ensemble d'équations issues d'un modèle physique détaillé, dans lequel interviennent certaines caractéristiques thermo-physiques propres aux éléments du capteur solaire plan à air.

Ce code nous semble validé par l'ensemble de manipulations expérimentales que nous avons réalisées et présentées dans cette thèse. Ces expériences nous ont permis de déterminer:

- La température du fluide de travail (air) à la sortie du capteur ;
- Les températures et leurs variations au cours du temps des principaux constituants du capteur tel que la couverture transparente (vitre), l'absorbeur, la plaque isolante en arrière (plaque d'aluminium) ;
- Le rendement du capteur

- La variation du rendement du capteur en fonction d'épaisseur de la vitre
- La variation du rendement du capteur en fonction du débit d'air ainsi que la vitesse du vent.

A l'issue des résultats obtenus par la simulation et ceux obtenus expérimentalement, nous avons pu dégager plusieurs conclusions :

Il ressort des valeurs enregistrées que tant que la température ambiante influe sur le rendement et que celui-ci est fonction du rayonnement solaire incident.

Il ressort des valeurs enregistrées que la variation de la température moyenne de la plaque absorbante suit une fonction linéaire en fonction de la puissance absorbée. Cette température augmente en fonction de la quantité de la puissance absorbée. Cette quantité étant plus élevée dans notre cas que par rapport à un capteur sans chicanes (étude bibliographique).

Il ressort des valeurs enregistrées que la température de l'absorbeur garnis des chicanes est plus élevée que dans le cas d'absence des chicanes. Et que d'après les valeurs enregistrées, le rendement thermique du collecteur est important pour des valeurs importantes du débit du fluide caloporteur. Ainsi, le rendement obtenu par la simulation est celui obtenu expérimentalement sont très proches.

Il ressort des valeurs enregistrées qu'un gain de 10% est enregistré dans le cas d'une couverture transparente d'épaisseur de 3 mm par rapport à une autre de 6 mm.

Il ressort des valeurs enregistrées que le bon choix du matériau d'absorbeur engendre un bon rendement du capteur, c'est ce qui justifie notre choix, un gain dans le cas d'un absorbeur en acier de presque de 14% par rapport au cuivre et de 28% dans le cas d'absorbeur en aluminium.

Il ressort des valeurs enregistrées que l'abjection des chicanes permet l'augmentation de la température de l'absorbeur. Cette augmentation est due à l'augmentation de la surface de contact absorbeur-air.

En second lieu, il s'avère que le séchage solaire comme procédés a pu être réalisé grâce à l'installation conçue et les expériences menées. Le but du séchage étant la conservation de longues durées des produits agro-alimentaires, la tomate locale d'Adrar est étudiée.

Deux paramètres essentiels pour le procédé de séchage sont mis en évidence : influence du débit et du poids du produit sur les différents paramètres liés au processus.

Le séchage de 3kg de tomates coupées en rondelles d'épaisseurs 10 mm pour un débit de 60m³/h se sèchent totalement après 7h ce qui nous fait un gain de 01 h dans le cas des lamelles d'épaisseurs de 15 mm et gain de temps de 04h30mn dans le cas des rondelles d'épaisseurs de 20mm.

Le séchage des rondelles de tomates mises dans la claie 1 pour les trois cas étudiés, se sèchent plus vite que les autres claies.

Comme il est intéressant d'avoir un produit sec de qualité supérieure, on a remarqué que les lamelles d'épaisseurs 10 mm ne sont pas de bonne qualité. Par contre celles d'épaisseurs 15mm et 20mm sont d'une meilleure qualité du produit sec.

A signaler également qu'il y a des limites pour l'utilisation des températures élevées et que chaque produit agro-alimentaire à sécher possède une température limite maximale de séchage. Le temps de séchage est réduit lorsque la différence de température, entre le fluide et le produit, est augmentée. Toutefois la thermo-sensibilité du produit (caractérisée par la température maximale qu'il peut supporter), limite la valeur de l'écart, notamment en fin de séchage.

En conclusion, le processus du séchage reste difficilement contrôlable puisqu'il dépend en grande partie des conditions météorologiques et climatologiques.

En perspectives, nous envisageons d'élargir cette étude à d'autres applications telles que le séchage d'autres produits de structures plus complexes comme la viande des chameaux est celle du Sidawn, ainsi que d'autres produits locaux à grande production et consommation telles que les dattes locales, le piment, le concombre, le henné et les autres variétés de tomate.

A signaler également que l'ensemble des travaux effectués auparavant et ceux présentés dans cette thèse ont fait l'objet d'articles publiés.

RÉFÉRENCES

BIBLIOGRAPHIQUES

Références bibliographiques

- [1] **Site internet CDER** : <http://portail.cder.dz/spip.php?article4565>, 03 octobre 2016 à 20h53mn;
- [2] **S. Youcef-Ali**, “Study and optimization of the thermal performances of the offset rectangular plate fin absorber plates, with various glazing”, *Renewable Energy*, Volume 30, Issue 2, February 2005, Pages 271-280
- [3] **N Moumimi, S Youcef-Ali, A Moumimi and J.y Desmons** , “Energy analysis of a solar air collector with rows of fins” , *Renewable Energy*, Volume 29, Issue 13, October 2004, Pages 2053-2064
- [4] **S. Youcef-Ali and J.y Desmons**, “Numerical and experimental study of a solar equipped with offset rectangular plate fin absorber plate”, *Renewable Energy*, Volume 31, Issue 13, October 2006, Pages 2063–2075
- [5] **M. M. Hassan, B. Yvan** , “Design, construction and performance prediction of integrated solar roof collectors using finite element analysis” , *Construction and Building Materials*, Volume 21, Issue 5, May 2007, Pages 1069–1078
- [6] **N. Nijegorodov ,P.K. Jain. Author links open the author workspace.K.R.S. Devan.,** “A graphical method of measuring the performance characteristics of solar collectors”, *Renewable Energy*, Volume 7, Issue 1, January 1996, Pages 23-31
- [7] **N.T. Ahmad**, “Agricultural solar air collector made from low cost plastic packing film”, *Renewable Energy*, Volume 23, Issue 3-4 ,july 2001, pp. 663–671
- [8] **F. Ben Yelles Batoul Benabadji, Boumediene Benyoucef et Zakariya Ziani**, “Comparaison entre un capteur a aéro-gel de silice et d’autres capteurs plans”, 13èmes Journées Internationales de Thermique Albi, France du 28 au 30 Août 2007
- [9] **M.N Bargach , R Tadilia, A.S Dahmanb and M Boukallouch.**, “Comparison of the performance of two solar heating systems used to improve the microclimate of agricultural greenhouses in Morocco”, *Renewable Energy*, Volume 29, Issue 7, June 2004, Pages 1073-1083 ;
- [10] **O. Turgut, N.t Onur** , “ Three dimensional numerical and experimental study of forced convection heat transfer on solar collector surface.”, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Volume 36, Issue 3, March 2009, page 274-279
- [11] **K. Sopian , Suprantob (Dr), W.R.W Daudb, M.Y Othmanc and B Yatimc**, “ Thermal performance of the double-pass solar collector with and without porous media.”, *Renewable Energy*, Volume 18, Issue 4, December 1999, Pages 557-564

- [12] **K. Sopian , M.A. Alghoul, Ebrahim M. Alfeqib, M.Y. Sulaimana and E.A. Musa,** “Evaluation of thermal efficiency of double pass solar collector with porous–nonporous media”, *Renewable Energy*, Volume 34, Issue 3, March 2009, Pages 640-646;
- [13] **A. Kürklü , Aziz Özmerzi, Sefai Bilgin.,** “Thermal performance of a water-phase change material solar collector.”, *Renewable Energy*, Volume 26, Issue 3, July 2002, Pages 391-399;
- [14] **T.Koyuncu,** “Performance of various design of solar air heaters for crop drying applications” , *Renewable Energy*, Volume 31, Issue 7, June 2006, Pages 1073-1088
- [15] **A. A. Mohamad,** “High efficiency solar air heater” , *Solar Energy*, Volume 60, Issue 2, February 1997, Pages 71-76
- [16] **S.B. Prasad , J.S. Saini, Krishna M. Singh.,** “Investigation of heat transfer and friction characteristics of packed bed solar air heater using wire mesh as packing material” , *Solar Energy*, Volume 83, Issue 5, May 2009, Pages 773–783
- [17] **A. Benkhelifa,** “Optimisation d’un Capteur Solaire Plan”, *Rev. Energ. Ren. : Physique Energétique* (1998) 13-18 .
- [18] **F. Chabane ,N. Moummi, and S.Benramache.,** “Experimental study of heat transfer and thermal performance with longitudinal fins of solar air heater.”, *Journal of Advanced Research*, Volume 5, Issue 2, March 2014, Pages 183–192
- [19] **F. Chabane ,N. Moummi, and S.Benramache.,** “ Experimental Study on Heat Transfer For a Solar Air Heater and Contribution the Fins to Improve the Thermal Efficiency. ” , *International journal of Advanced Renewable Energy Research*, Vol. 1, Issue 9, 2012, pp. 487-494;
- [20] **K. Altfeld ,** “ Second law optimization of flat-plate solar air heaters Part I: The concept of net exergy flow and the modeling of solar air heaters.” , *Solar Energy* , Volume 41, Issue 2, 1988, pp. 127-132
- [21] **K. Altfeld,** “ Second law optimization of flat-plate solar air heaters. Part 2: Results of optimization and analysis of sensibility to variations of operating conditions.”, *Solar Energy*, Volume 41, Issue 4, 1988, pp. 309-317
- [22] **B. Zeghmati,** “ Modélisation informatique d’un séchoir à effet de serre pour fruits et légumes.” , *International solargasheating workshop*. Decembre 17-22, 1979.
- [23] **R.Benkhefella,** “ Séchage des produits agro-alimentaires dans un séchoir solaire direct.” , *12èmes Journées Internationales de Thermique*, Tanger, Maroc du 15 au 17 Novembre 2005, pp 259-262 ;

- [24] **S.Singh , Parm Pal Singhb and S.S Dhaliwal**, “ Multi-shelf portable solardryer.” , RenewableEnergy, Volume 29, Issue 5, April 2004, Pages 753-765;
- [25] **R. Dilip ,R.L. Sawhney and P.N. Sarsavadia**, “ Design, development and performance testing of a new natural convection solar dryer.” , Energy, Volume 27, Issue 6, June 2002, Pages 579-590 ;
- [26] **J. Nganhou, T. Nganya** , “ Simulation numérique du comportement dynamique d’un système de séchage solaire de fèves de cacao au Cameroun. “ , Procédés Biologiques et Alimentaires, N’Gaoundéré, 2003. French ;
- [27] **L. Aissani** , “ Etude et réalisation d’un séchoir solaire pour fruits et légumes.” , Thèse de Magister – Université de Constantine, 1988 ;
- [28] **B. Zeghamati** , “ Modélisation informatique d'un séchoir à effet de serre pour fruits et légumes. “ International Solar Gas Heating Workshop, Perpignan, France, December 17-22, 1979, organized by the Laboratory of Thermodynamic[s] and Energetic[s] of the University of Perpignan, France in cooperation with the Unesco;
- [29] **M.K. Krokida , V.T. Karathanosb, Z.B. Maroulisa and D. Marinos-Kouris**, “ Drying kinetics of some vegetables.” , Journal of Food Engineering, Volume 59, Issue 4, October 2003, pp. 391–403 ;
- [30] **Dilip Jain**, “ Modeling the performance of the reversed absorber with packed bed thermal storage natural convection solar crop dryer.” , Journal of Food Engineering, Volume 78, Issue 2, January 2007, Pages 637–647 ;
- [31] **K. E.J. Al-Juamily , Abdul Jabbar N. Khalifa. And Tadahmun A. Yassen**, “ Testing of the performance of a fruit and vegetable solar drying system in Iraq” , Desalination , Volume 209, Issues 1, V 3, 30 April 2007, pp. 163-170 ;
- [32] **I. T. Togrul, D. Phelivan**, “ Modelling of drying kinetics of single apricot.” , Journal of Food Engineering, Volume 58, Issue 1, June 2003, pp. 23–32
- [33] **A. El-Sebaili , S. Aboul-Enein, M.R.I. Ramadan and H.G. El-Gohary**, “ Empirical correlations for drying kinetics of some fruits and vegetables.” , Energy, Volume 27, Issue 9, September 2002, pp. 845–859
- [34] **L. Bennamoun , A. Belhamri**, “ Design and simulation of a solar dryer for agriculture products.” , Journal of Food Engineering ,Volume 59, Issues 2–3, September 2003, pp. 259–266
- [35] **V. Shanmugam, E. Natarajan**, “ Experimental investigation of forced convection and desiccant integrated solar dryer.” , Renewable Energy ,Volume 31, Issue 8, July 2006, pp. 1239–1251

- [36] **I. T. Togrul, D. Phelivan**, “ Modelling of thin layer drying kinetics of some fruits under open-air sun drying process.” , Journal of Food Engineering, Volume 65, Issue 3, December 2004, pp. 413–425
- [37] **K. A. Ebru**, “ Determination of suitable thin layer drying curve model for some vegetables and fruits.” , Journal of Food Engineering , Volume 73, Issue 1, March 2006, pp. 75–84
- [38] **K. A. Ebru , Yasar Bicer and Cengiz Yildiz**, “ Thin layer drying of red pepper.” , Journal of Food Engineering , Volume 59, Issue 1, August 2003, pp. 99–104;
- [39] **S. Youcef-Ali et Desmons J.**, “ Numerical and experimental study of a solar equipped with offset rectangular plate fin absorber plate.” , Renewable Energy, Volume 31, Issue 13, October 2006, pp. 2063–2075;
- [40] **A. Charreau , R. Cavaille** , “ Technique de l'Ingénieur.” , Génie des procédés, 2480-1; 2480-23 ;
- [41] **J.J. Bimbenet**, “ Les échanges dans l'industrie agricole et alimentaire.” , Cahiers du génie Industriel Alimentaire (G.I.A), Sepaic, Paris 2ème édition pp.34 ;
- [42] **A. Bondil, J. Hrabovsky**, “ Isolation thermique. “ , T.1, Verlag: Eyrolles, Paris, 197;
- [43] **D. Mihoubi**, “ Déshydratations d'argile par compression et séchage. Aspects de modélisation et de simulation.” , Thèse de doctorat, université de Pan et des pays de l'Adour, école doctorale des sciences exactes et de leur application, 2004 ;
- [44] **L. Bennamoun**, “ Simulation numérique d'un séchoir solaire adaptation au climat local.”, Magister, Université Mentouri Constantine, Faculté des Sciences, Département de physique ;
- [45] **S. Whitaker**, “ Heat and mass transfert in granular parous media.” , Advances in drying I, Hemisphere publication ,1980, pp 23-61;
- [46] **M. Daguinet**, “ Les séchoirs solaires : Théorie et pratique.” , UNISCO, 1985 ;
- [47] **S. Youcef-ali** , “ Etude numérique et expérimentale des séchoirs solaires indirects à convection forcée : Application à la pomme de terre.” , Thèse de doctorat, université de Valenciennes, 2001 ;
- [48] **G.D. Saravacos**, “ Mass transfer proprieties of foods.” , Engineering proprieties of foods, INC 2ème edition,1995, pp. 53;
- [49] **A. Charreau , R. Cavaille** , “ Technique de l'Ingénieur.” , Génie des procédés, 2480-1; 2480-23 ;
- [50] **A. Philip , Schweitzer**, “ Hand Book of separation techniques for chemical engineers.” , Me Graw Hill Book Company,1979, pp. 4-14, 4-183;

- [51] **G. DUPRÉ**, “ analyse de l'efficacité énergétique par acquisition de données des récupérateurs de chaleur des eaux usées et du chauffage solaire de l'eau chaude domestique sur le site de Benny-Farm” , Thèse, école de technologie supérieure université du Québec Canada ;
- [52] **A. TOM**, “ contribution au séchage solaire des produits carnés: modélisation et réalisation d'un séchoir adapté aux pays tropicaux.” , Thèse, l'École Nationale Supérieure d'Arts et Métiers, Paris, 2015 ;
- [53] **D.R. Prestemon**, “ Solar lumber drying.”, Forestry Extension, Ames, Iowa, USA, 1983;
- [54] **N. Berthomieu**, “ fiche sur les différents types de séchoirs solaires a convection naturelle et forcee.” , Deutsche Gesellschaft für Technische Zusammenarbeit GTZ (GmbH), avril 2004 , PERACOD ;
- [55] **K. KABIDI**, “ Expérimentation et modélisation du comportement énergétique et thermique d'un séchoir solaire sous le climat de la région de Rabat.” , Thèse, UNIVERSITÉ MOHAMMED V – AGDAL, FACULTÉ DES SCIENCES - Rabat, 2014 ;
- [56] **Green Technique** , DE Twaalf Ambachten , Mars 2000 ;
- [57] **W.T. Simpson**, “ Drying Technology issues in Tropical Countries.”, International Union of Forestry Research Organizations. Conference (IUFRO), Nancy, France, 23-28, 497-507, August 1992;
- [58] **G.T. Lumley and E.T. Choong** , “ Technical and economic characteristics of two solar kiln designs Forest Products.” , Journal, 29(7):49-56, 1979 ;
- [59] **S. Bechis et F. Barigazzi** , “ Manuel de Construction et Utilisation du Séchoir Icaro 1.5.” Université di Torino – Italia, première publication 2013 ;
- [60] **M. Kouhila**, “ Contribution à l'Etude des Performances Thermiques et Technico-économiques d'un Séchoir Modulaire Polyvalent à Chauffage Partiellement Solaire : Application aux Abricots.” , Thèse de Doctorat de 3ème Cycle, Ecole Normale Supérieure, Marrakech, Maroc, 1989 ;
- [61] **B.C. Boutaleb**, “ Etude Expérimentale du Séchage Convectif des Plantes Médicinales : Application à la Sauge et à la Verveine.” , Thèse de D.E.S, Université Cadi Ayyad, Marrakech, Maroc, 1997 ;
- [62] **T.K. Sherwood**, “ The drying of solids I and II.” , Industrial Engineering Chemistry, Volume 21, 12-16 and 976-980;
- [63] **B. H. Hassan, A. I. Hobani**, “ Thin layer drying of dates.”, Journal of Food Process Engineering, vol. 23, pp. 177-189, 2000;

- [64] **B. TOUATI**, “ Etude théorique et expérimentale du séchage solaire des feuilles de la menthe verte (*Mentha viridis*)”, Thèse, Institut National des Sciences Appliquées de Lyon, Ecole Doctorale M.E.G.A.(I.N.S.A. de Lyon- France), 2008 ;
- [65] **Fortes Mauri**, “ A non-equilibrium thermodynamics approach to transport phenomena in capillary porous media.” First Int. Symp. Science Press Princeton, pp. 100-109, 1976;
- [66] **H.Amir and M. Dagenet** ,“ Séchage superficiel d'un matériau poreux humide par convection forcée d'air chaud : Couplage entre les équations de transfert dans le matériau et celles de la couche limite.” , Int. J. Heat Mass Transfer 30, 6, pp. 1149-1158, 1987 ;
- [67] **A. Hamed** , “ Séchage d'un matériau poreux humide par convection forcée d'air chaud : Couplage entre les équations de transfert dans le matériau et celles de la couche limite « Application au séchage solaire du bois .” , Thèse de Doctorat, Université de Perpignan, 1985 ;
- [68] **A. Bennis**, “ Transferts de chaleur et de masse lors du séchage du liège par convection forcée.” , Thèse de Doctorat, Université Cadi Ayyad de Marrakech, 1997 ;
- [69] **D. A. De Vries** , “ The theory of heat and moisture transfer in porous media revisited.” , J. Heat and Mass transfer 30, 7 pp. 1343-1350, 1987;
- [70] **S. Whitaker**, “ Simultaneous Heat , Mass, and Momentum Transfer in Porous.” , Media A theory of drying, in Advances in Heat Transfer 13, academic, New York, pp. 119-203, 1977;
- [71] **S. Whitaker et W. T-H Chou**, “ Drying granular porous media.”, theory and experiment, Drying technology, pp. 3-33, 1983;
- [72] **S. Whitaker**, “ Heat and Mass transfer in granular porous media, in Advances in drying .” , Ed A. S. Mujumdar, Hemisphere Publ. Corp. Washington , V 1 , pp. 23-59, 1980;
- [73] **M. Capderou**, “ Atlas solaire de l'Algérie.” , O.P.U, Alger. (1985)
- [74] **C. Moyne** , “ Etablissement des courbes de séchage – Courbes Caractéristiques et exploitation.” , Compte rendu des premières journées scientifiques de l'association Française de séchage dans l'Industrie et l'agriculture (A. F. S. I.A.),1985 ;
- [75] **A. Midilli et H. Kucuk**, “ Mathematical modelling of thin layer drying of pistachio by using solar energy.”, Energy Conversion and Management 44, pp. 1111–1122, 2003;
- [76] **C. Moyne et J. R. Puiggali** , “ Le séchage : bilan et perspective.” , Rev. Gén.Therm. Fr. n°-356-357, août-septembre, 1991 ;
- [77] **I. Doymaz**, “ The kinetics of forced convective air-drying of pumpkin slices.” , J.Food. Engng.79, pp. 243-248, 2007;

- [78] **L. Ait Mohammed, M. Kouhila, A. Jamali, S. Lahsasni, N. Kechaou and M. Mahrouz,** “ Single layer solar drying behavior of Citrus aurantium leaves under forced convection.” , Energy Conversion and Management 46, pp. 1473-1483, 2005
- [79] **J. Van Brakel,** “ Mass transfer in convective drying.” , Advance in drying 1, Hemisphere Publishing Corporation, pp. 217-268, 1980;
- [80] **A. Fornell, Bimbenet, J.J. Almin, Y** , “ Experimental study and modelization for air drying of vegetables products.” , Leb. Wiss. Und Technol. 14, pp. 96-100, 1980;
- [81] **L. Adnane,** “ Contribution à l'étude des échanges convectifs en régime transitoire dans les Capteurs Solaires Plans à air ; Application au Séchage des produits agro-alimentaires.” , Thèse, Université Mohamed Khider – Biskra, 2012 ;
- [82] **N. Bellel** , “ Contribution à la réalisation et simulation d'un capteur plan à eau type collecteur.” , Thèse de magistère, Université de Constantine. (1989).
- [83] **W. M. W. Basse et O.G., Schmidt** , “ Compte rendu du colloque tenu à Dakar, Sénégal, du 21 au 24 juillet 1986.” , Le séchage solaire en Afrique ;
- [84] **R. Perumal,** “ Comparative Performance of Solar Cabinet, Vacuum Assisted Solar and Open Sun Drying.” , These, University, Montreal, Canada;
- [85] **S. Boughali,** “ Crop Drying by Indirect Active Hybrid Solar – Electrical Dryer in the Eastern Algerian Septentrional Sahara. “, Solar Energy, V. 83, Issue 12/12/ 2009, pp. 2223–2232 ;
- [86] **J. LeBœuf , Janice LeBœuf - MAAARO; Diane Cuppels,** “ Maladies bactériennes de la tomate : Tache bactérienne, moucheture bactérienne, chancre bactérien.” , Fiche technique, Ministère de l'Agriculture, de l'Alimentation et des Affaires rurales, novembre 2009 ;
- [87] **S. Whitaker,** “ Heat and Mass transfer in granular porous media, in Advances in drying .” , Ed A. S. Mujumdar, Hemisphere Publ. Corp. Washington , V 1 , pp. 23-59, 1980;
- [88] **Doymaz, I.,** “ Air-drying characteristics of tomatoes.”, Journal of Food Engineering, 78(4): 1291-1297, 2007;
- [89] **H. Ben Aissia,** “ Etude numérique des transferts bidimensionnels de chaleur et de masse lors du séchage convectif des matériaux de construction.” , Journées International de Thermique, JITH, pp. 512-518, 1993 ;
- [90] **J. Bernard,** “ Energie solaire calculs et optimisation.” , Ellipse Edition Marketing, 2004;
- [91] **C. Fröhlich,** “ World radiometric reference.”;
- [92] **Ch. Chauliagnet** , “ L'énergie solaire dans le bâtiment.” , Editions Eyrolle , pp. 22-32 et pp. 147-148, 1981
-

- [93] **A.V. Luikov , De Varies** , “ Heat and mass transfer in capillary porous bodies.” , Advance in Heat Transfer 1, New York, 1964;
- [94] **T. Letz**, “ Modélisation et dimensionnement économique d'un système de chauffage domestique bi-énergie.” , Tese, INSA de Lyon, 1985 ;
- [95] **Aouès K. , Labeled A., Moummi A., Moummi N., Zellouf M,** “ Etude théorique et expérimentale d'un capteur solaire plan à air muni d'une nouvelle forme de rugosité artificielle.” , Revue des Energies Renouvelables Vol. 12 N°4 (2009) 551 – 561 ;
- [96] **N. Moummi , S Youcef-Ali, A Moummi, J.Y Desmons,** “ Energy analysis of a solar air collector with rows of fins.”, Renewable Energy, Volume 29, Issue 13, October 2004, pp. 2053–2064;
- [97] **K.S. ONG**, “ thermal performance of solar air heaters: Mathematical model and solution procedure.”, Solar Energy , V. 55, Issue 2, August 1995, pp. 93-109;
- [98] **J. F. Sacadura** , “ Initiation aux transferts thermiques.” , TEC & DOC (EDITIONS), 1993 ;
- [99] **M. Olenets J.Z. Piotrowski, A. Stroj,** “ Mathematical description of heat transfer and air movement processes in convectional elements of a building's passive solar heating systems.” , Energy Procedia, Volume 57, 2014, Pages 2070-2079;
- [100] **W.H. McAdams** , “ Transmission de la chaleur.” , 2^{ème} édition Edn, McGraw-Hill. New York, 2002. 30.

