



**HAL**  
open science

# Dehydration by greenhouse effect of a product packed in a water permeable polymeric film: experimental approach and modelling

Julio Rodriguez

► **To cite this version:**

Julio Rodriguez. Dehydration by greenhouse effect of a product packed in a water permeable polymeric film: experimental approach and modelling. Engineering Sciences [physics]. Arts et Métiers ParisTech, 2006. English. NNT : 2006ENAM0002 . pastel-00002348

**HAL Id: pastel-00002348**

**<https://pastel.hal.science/pastel-00002348>**

Submitted on 7 May 2007

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

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

Ecole Nationale Supérieure d'Arts et Métiers  
Centre de Bordeaux

**THÈSE**

présentée pour obtenir le titre de

**DOCTEUR**

de

**L'ÉCOLE NATIONALE SUPÉRIEURE  
D'ARTS ET MÉTIERS**

Spécialité : Génie Énergétique

par

**Julio RODRIGUEZ**

---

**DESHYDRATATION PAR EFFET DE SERRE D'UN PRODUIT EMBALLE  
DANS UN FILM POLYMERE PERMEABLE AUX MOLECULES D'EAU :  
APPROCHE EXPERIMENTALE ET DE MODELISATION**

---

*Soutenue le 10 janvier 2006 devant le jury composé de*

MM.	F.	MONCHOUX	PR à l'Université Paul Sabatier	Président, rapporteur
	J.	VASSEUR	PR à l'ENSIA Massy	Rapporteur
	D.	BRUNEAU	MCF à l'ENSAM	Examinateur
	C.	GOBBE	PR à l'Université Bordeaux 1	Examinatrice
	C.	POCHAT-BOHATIER	MCF à l'Université Montpellier II	Examinatrice
	I.	HULAK	Directeur de Recherche, société BIOTEL	Examinatrice

---



Con amor a mi esposa *Dora Elena*,  
a mis hijas: *Asly María y Mónica María*  
y al que nos acompaña espiritualmente



*Le travail présenté dans ce mémoire a été effectué au Laboratoire Interétablissement "TREFLE": Transfert-Ecoulements-Fluides-Energétique, Unité Mixte de recherche 8508 associée au Centre National de la Recherche Scientifique, à l'Université Bordeaux 1, à l'École Nationale Supérieure des Arts et Métiers et à l'École Nationale Supérieure de Chimie et de Physique de Bordeaux.*

Je tiens à remercier Monsieur Jean VASSEUR, professeur du département Génie Industriel Alimentaire de l'ENSIA-Massy, pour le temps qu'il a bien voulu consacrer à l'examen de mon travail en tant que rapporteur. Je tiens à remercier aussi vivement Madame Françoise MONCHOUX, professeur du Laboratoire Phase de l'Université de Paul Sabatier à Toulouse, qui ma fait l'honneur également d'être le rapporteur de ma thèse.

Je remercie également Madame Isabelle HULAK, directrice de recherche de la société BIOTEL, et Madame Céline POCHAT-BOHATIER, Maître de conférences du laboratoire de Génie de Procédés d'Elaboration de Bio-Produits de l'Université de Montpellier 2, d'avoir accepté de faire partie du jury.

Je tiens tout particulièrement à remercier Monsieur le Professeur Jean-Rodolphe PUIGGALI pour m'avoir accueilli au sein de son laboratoire.

Mes remerciements vont enfin tout spécialement vers Monsieur Denis BRUNEAU, Maître de Conférences « HDR » à l'ENSAM de Bordeaux, pour m'avoir confié ce sujet de thèse et m'avoir encadré, et à Madame Claire GOBBE, Professeur à l'Université Bordeaux 1, pour avoir co-dirigé ma thèse. Je vous suis reconnaissant pour leurs encouragements, leurs conseils, leur patience et leur disponibilité, ainsi que pour leurs remarques, leurs critiques et toutes leurs actions sans lesquelles ce manuscrit n'aurait jamais vu le jour.

*Je voudrais remercier également M. Y. Jannot, M. W. Jomaa, M. P. Sébastien : merci pour vos aides aux essayes expérimentales de laboratoire, avisés pour bien finir cette thèse.*

*Merci Marian, Frédérick, Muriel, Sylviane, Alain, Paul, pour leur aide quotidienne, et leur grande gentillesse. Merci à Elena PALOMO pour toute sa gentillesse.*

*Je remercie bien sûr mes collègues du laboratoire : Gustavo, Vincent, José Manuel, Andrzej, Ali, Abdelkader, Zoubir, Jérôme, David, Sadoth, Geoffroy, Saed, Xavier, Cécile, Céline, Nathalie, Adrienne, Vanessa, Bérengère ..., merci à tous.*

*Merci à toute l'équipe du laboratoire pour son soutien et pour ces trois agréables années passées à vos côtés.*

*Au nom de ma famille (mon épouse et mes filles), je veux exprimer un spécial remerciement à la famille de mon directeur de thèse (son épouse Corinne BRUNEAU et sa fille Clementine), qu'elles reçoivent, dans ce travail, la montre de notre profond apprécie.*



## SOMMAIRE

NOMENCLATURE .....	1
<b>INTRODUCTION GÉNÉRALE.....</b>	<b>5</b>
<b>CHAPITRE 1 .....</b>	<b>9</b>
ETAT DE L'ART.....	9
1.1 <i>Le séchage solaire</i> .....	11
1.1.1. Introduction .....	11
1.1.2. Les différents principes de séchage solaire .....	12
1.1.3. Quelques exemples de conception de séchoirs solaires.....	14
1.1.4. Objectif de l'étude : "utilisation d'un film polymérique à perméabilité sélective pour le séchage solaire de produits contaminants".....	20
1.2. <i>Les transferts convectifs</i> .....	22
1.2.1. Convection naturelle à l'intérieur des cavités fermées.....	23
1.2.2. Convection naturelle sur une surface plane (convection de l'air extérieur à la cavité).....	29
1.3. <i>Les Transferts radiatifs</i> .....	31
1.3.1. Le rayonnement du soleil .....	31
1.3.2. Le rayonnement à la surface de la terre.....	34
1.3.3. Bilans radiatifs 1D pour un produit recouvert d'un film semi-transparent et soumis au rayonnement solaire.....	36
1.4. <i>Conclusion</i> .....	43
<b>CHAPITRE 2 .....</b>	<b>45</b>
MODÉLISATION DES TRANSFERTS DE MASSE ET DE CHALEUR .....	45
2.1. <i>Introduction</i> .....	47
2.2. <i>Modélisation du système et hypothèses</i> .....	48
2.3. <i>Equations de transfert</i> .....	50
2.3.1. Bilans de masse .....	50
2.3.2. Bilans d'énergie.....	57
2.4. <i>Les paramètres du modèle</i> .....	61
2.4.1. Données bibliographiques .....	62
2.4.2. Mesure du coefficient de diffusion du film polymère .....	72
<b>CHAPITRE 3 .....</b>	<b>77</b>
APPROCHE EXPÉRIMENTALE .....	77
3.1. <i>Introduction</i> .....	79
3.2. <i>Description du dispositif expérimental</i> .....	79
3.2.1. Description générale du dispositif.....	79
3.2.2. Le simulateur solaire .....	81
3.2.3. Description de la cellule expérimentale.....	86
3.3. <i>Expériences préliminaires</i> .....	89
3.3.1. Etalonnage du simulateur solaire.....	89
3.3.2. Etalonnage des capteurs d'humidité relative.....	97
<b>CHAPITRE 4 .....</b>	<b>101</b>



RÉSULTATS EXPÉRIMENTAUX ET VALIDATION DU MODÈLE MATHÉMATIQUE .....	101
4.1. <i>Introduction</i> .....	103
4.2. <i>Procédure expérimentale</i> .....	104
4.3. <i>Résultats bruts des expériences réalisées sur l'eau</i> .....	109
4.4. <i>Résultats bruts des expériences réalisées sur du coton hydrophile noir</i> .....	120
4.5. <i>Exploitation des mesures réalisées sur de l'eau et validation des hypothèses principales du modèle</i> .....	133
4.6. <i>Exploitation des mesures réalisées sur du coton hydrophile noir et calibrage du modèle en terme d'absorption du film polymère</i> .....	141
4.7. <i>Conclusion et perspectives</i> .....	148
<b>CHAPITRE 5.....</b>	<b>151</b>
VERS UNE APPLICATION DE LA CONNAISSANCE ACQUISE .....	151
5.1. <i>Introduction</i> .....	153
5.2. <i>Configuration étudiée et conséquence sur les transferts</i> .....	154
5.3. <i>Bilan d'énergie simplifié sur le produit</i> .....	155
5.4. <i>Bilan d'énergie simplifié sur le film</i> .....	157
5.5. <i>Validation expérimentale du modèle simplifié</i> .....	159
5.6. <i>Utilisation du modèle simplifié pour le dimensionnement de la configuration étudiée</i> 159	
5.7. <i>Conclusion</i> .....	164
<b>CONCLUSIONS ET PERSPECTIVES.....</b>	<b>165</b>
BIBLIOGRAPHIE .....	169
<b>ANNEXES .....</b>	<b>175</b>
ANNEXE 1 .....	177
LE FILM POLYMÈRE "OSMOFILM" .....	177
ANNEXE 2 .....	181
QUELQUES RAPPELS SUR LES LOIS ASSOCIÉES .....	181
AU RAYONNEMENT .....	181
ANNEXE 3 .....	187
SÉCHAGE.....	187
<i>La répartition de l'eau et l'équilibre hygroscopique dans le produit humide</i> .....	187
<i>La cinétique de séchage</i> .....	190
ANNEXE 4 .....	193
AIR HUMIDE .....	193
ANNEXE 5 .....	199
ÉCLAIREMENT DU SIMULATEUR SOLAIRE .....	199

## Nomenclature

Symboles	Désignations Unités
----------	------------------------

### Lettres latines

$a$	diffusivité thermique en ( $m^2/s$ )
$A$	aire ( $m^2$ )
$C$	concentration de vapeur
$C_p$	chaleur massique en ( $J/kgK$ )
$D$	diamètre ( $m$ )
	coefficient de diffusion du film de polymère ( $m^2/s$ )
$e$	épaisseur ( $m$ )
$E$	éclairage solaire $W/m^2$
$F$	facteur de forme
$F_m$	flux masse $kg/(m^2 \cdot s)$
$F_{mis}$	flux masse constant $kg/(m^2 \cdot s)$
$g$	accélération de la pesanteur en ( $m^2/s$ )
$Gr$	nombre de Grashof
$h$	coefficient d'échange convectif macroscopique ( $W/(m^2K)$ )
$h_m$	coefficient de transport de masse ( $m/s$ )
$H$	enthalpie massique ( $J/kg$ )
$H_1, H_2$	côtés d'une cavité parallélépipède ( $m$ )
$K_1, K_2$	paramètres empiriques qui prennent en compte la viscosité du milieu de convection (en fonction du nombre de Prandtl)
$L$	distance entre les surfaces du produit et du film polymère (faces supérieure et inférieure de la cavité) ( $m$ )
$m$	masse ( $kg$ )
$M$	masse molaire ( $g/mol$ )
$n$	nombre de moles

Symboles	Désignations Unités
----------	------------------------

$Nu$	nombre de Nusselt
$p$	pression ( $Pa$ )
$p$	perimètre d'une surface ( $m$ )
	proportion de l'énergie captée par le produit
$Pr$	nombre de Prandtl
$R$	constante des gaz parfait ( $J/(kgK)$ )
$Ra$	nombre de Rayleigh
$Ra_c$	nombre de Rayleigh critique
$T$	température ( $K$ )
$V$	volume ( $m^3$ )
$\hat{V}$	volume molaire ( $m^3/mol$ )
$W, W_{cri}$	teneur en eau, teneur en eau critique
$x$	dimension caractéristique ( $m$ )
$y_i$	fraction molaire
$Z_{cavité}$	hauteur de la cavité cylindrique ( $m$ )
$z$	distance entre la fenêtre de sortie du simulateur solaire et la surface d'éclairage ( $m$ )

## Indices

Symboles	Désignations
----------	--------------

<i>as</i>	air sec
<i>bs</i>	base sèche
<i>conv</i>	convection
<i>diff</i>	diffusion
<i>e</i>	de l'eau liquide
<i>éch</i>	échange
<i>éq</i>	équivalent
<i>exp</i>	expérimental
<i>f</i>	film polymère
<i>IR</i>	infrarouge
<i>l</i>	laminaire
<i>p</i>	produit
<i>s</i>	produit sec
<i>sat</i>	saturation
<i>t</i>	turbulent
<i>UV</i>	ultraviolet
<i>v</i>	vapeur
$\infty i$	air humide à l'intérieur de la cavité fermée
$\infty e$	air humide ambiant ou extérieur à la cavité fermée

## Exposants

Symboles	Désignations
----------	--------------

<i>a</i>	apparent
$cond.\infty i-p$	condensation de l'air intérieur de la cavité sur le produit
$cond.\infty i-f$	condensation de l'air intérieur de la cavité sur le film
$cond.\infty e-f$	condensation de l'air ambiant (extérieur à la cavité) sur le film polymère
$\infty i$	air humide à l'intérieur de la cavité fermée
*	par kg d'air sec

## Grecques

Symboles	Désignations	Unités
----------	--------------	--------

$\alpha$	coefficient d'absorption solaire	
$\alpha_s$	compacité du produit sec	$(m^2/m^3)$
$\beta$	coefficient de dilatation de l'air	$(K^{-1})$
$\Delta H_v$	chaleur latente d'évaporation	$(J/kg)$
$\Delta T$	écart de température	$(K)$
$\mu$	viscosité dynamique	$(kg/ms)$

<i>v</i>	viscosité cinématique de l'air	$(m^2/s)$
$\lambda$	conductivité thermique de l'air	$(W/mK)$
$\lambda$	longueur d'onde	$(\mu m)$
$\varepsilon$	émissivité solaire	
$\varepsilon$	porosité volumique	
$\varphi$	flux thermique surfacique	$(W/m^2)$
$\rho_{as}$	masse volumique de l'air sec	$kg/m^3$
$\rho_e$	masse volumique de l'eau	$(kg/m^3)$

$\rho_f$	coefficient de réflexion solaire du film polymère
$\rho_p$	coefficient de réflexion solaire du produit
$\rho_s^a$	masse volumique apparente du produit sec ( $kg/m^3$ )
$\rho_v$	masse volumique de la vapeur ( $kg/m^3$ )
$\rho_\infty$	masse volumique de l'air humide ( $kg/m^3$ )
$\sigma$	constante de Stefan-Boltzmann ( $W/m^2K^4$ )
$\tau$	coefficient de transmission solaire

## Opérateur et fonctions

$\nabla$  *gradient*

## Abréviations

NASA	Agence Nationale Spatiale des Etats Unis.
WMO	The World Metrological Organization.



# **Introduction générale**



La genèse du travail de recherche présenté dans ce rapport date de l'automne 2001 durant lequel la société ALYZEE est venue nous rendre visite au laboratoire TREFLE. Cette société, en la personne de Mme I. Hulak, nous a fait part d'une problématique liée à l'exploitation d'un produit innovant : l'Osmofilm.

L'Osmofilm est un film polymère à perméabilité sélective : il ne laisse passer que les molécules de vapeur d'eau ; ces molécules d'eau migrent de site en site au travers du film a priori par phénomènes de sorption-désorption. Ce film est imperméable à l'eau liquide. Il possède un comportement vis-à-vis du rayonnement solaire acceptable en ce sens qu'il est faiblement absorbant et transmet environ la moitié de ce rayonnement solaire (pour une épaisseur de film courante, soit 25 micromètres).

Le développement, dans les années 90 de ce film a ouvert une voie nouvelle dans l'approche des problématiques de séchage : il permet en effet d'envisager

- (i) le séchage d'un produit emballé par ce film (celui-ci devant être par exemple hermétiquement séparé de son environnement pour des raisons d'une éventuelle contamination de celui-ci)
- (ii) l'utilisation (si souhaitée) d'une source d'énergie renouvelable (solaire) pour effectuer ce séchage.

Ainsi ce film permet-il de concevoir des systèmes de séchage entièrement autonomes adaptés au séchage, en extérieur, en gros tonnage (ou non), de produits pouvant causer des désagréments (ou non) en cas d'échanges avec l'environnement et ne comportant pas d'impératif particulier en terme de cinétique de séchage à respecter (l'ensoleillement étant une donnée climatique non contrôlable). Ce système de séchage peut être réduit à son plus simple élément : l'apposition du film directement sur le produit (pour du séchage en extérieur de boues industrielles ou urbaines et pour de séchage à même le champ de céréales ou herbes à foin) ; il peut aussi être plus évolué en fonction du produit considéré et de la valeur ajoutée à celui-ci par le séchage.

L'objet de cette thèse est d'étudier la physique des transferts prenant place lors du séchage d'un produit emballé par ce film, le tout étant soumis au rayonnement solaire. Elle a pour but de fournir au lecteur suffisamment de connaissance de cette physique afin de



pouvoir envisager le dimensionnement de tout système de séchage conçu à l'aide de celui-ci.

La démarche employée pour atteindre ce but est somme toute classique : après un chapitre introductif présentant par l'exemple les principes généraux des séchoirs solaires actuels (avec entrée d'air frais et sortie d'air chargé), cette physique des transferts est abordée (chapitre 2) en terme d'écriture d'un modèle à l'échelle du procédé (produit emballé soumis à un rayonnement solaire) ; le besoin en terme de données alimentant ce modèle qui en ressort est partiellement comblé à l'aide des données constructeur du film polymère, de la bibliographie et de caractérisations de ce film au laboratoire. Afin de tester les descriptions de cette physique des transferts introduite dans ce modèle, un système expérimental est conçu et réalisé (chapitre 3). Les résultats expérimentaux, présentés au chapitre 4, permettent de valider certaines de ces descriptions et d'en amender puis améliorer d'autres. Le chapitre 5 propose une première application de la connaissance établie ; cette application est choisie pour son utilité (il s'agit d'un produit étalé sur un support –sol ou réceptacle autre- sur lequel est apposé le film) mais aussi parce qu'elle permet une utilisation d'un modèle simplifié issu du modèle établi dans ce travail de thèse ; elle permet de montrer que, moyennant une estimation préalable de la quantité d'énergie s'évacuant par le support du produit et moyennant la connaissance de la forme de phase de ralentissement de séchage du produit emballé, il est possible de prévoir la vitesse de séchage, la température du produit et la température du film quand ce produit emballé est soumis à un rayonnement solaire donné et une convection de l'air environnant donné. Une conclusion dresse un bilan du travail effectué et énonce les travaux futurs envisagés.

# CHAPITRE 1

## *Etat de l'Art*

1.1	<i>Le séchage solaire</i>	11
1.1.1.	Introduction	11
1.1.2.	Les différents principes de séchage solaire	12
1.1.2.1.	Séchage en mode direct	12
1.1.2.2.	Séchage en mode indirect	13
1.1.3.	Quelques exemples de conception de séchoirs solaires	14
1.1.3.1.	Mode direct et convection naturelle	15
1.1.3.2.	Mode indirect et convection naturelle	16
1.1.3.3.	Mode indirect et convection forcée	19
1.1.4.	Objetif de l'étude : "utilisation d'un film polymérique à perméabilité sélective pour le séchage solaire de produits contaminants"	20
1.2.	<i>Les transferts convectifs</i>	22
1.2.1.	Convection naturelle à l'intérieur des cavités fermées	23
1.2.1.1.	Cavités extensives dans la direction horizontale	25
1.2.1.2.	Cavités non extensives dans la direction horizontale	26
1.2.2.	Convection naturelle sur une surface plane (convection de l'air extérieur à la cavité)	29
1.3.	<i>Les Transferts radiatifs</i>	31
1.3.1.	Le rayonnement du soleil	31
1.3.1.1.	Caractéristiques et structure du Soleil	31
1.3.1.2.	Origine de l'énergie solaire	33
1.3.1.3.	Le spectre solaire	33
1.3.2.	Le rayonnement à la surface de la terre	34
1.3.3.	Bilans radiatifs 1D pour un produit recouvert d'un film semi-transparent et soumis au rayonnement solaire	36
1.3.3.1.	Comportement du système vis-à-vis du rayonnement solaire	37
1.3.3.2.	Comportement du système vis-à-vis du rayonnement du ciel	39
1.3.3.3.	Comportement du système vis à vis du rayonnement émis par le film polymère	41
1.3.3.4.	Comportement du système vis-à-vis du rayonnement émis par le produit	42
1.4.	<i>Conclusion</i>	43



## 1.1 Le séchage solaire

### 1.1.1. Introduction

Par définition, le séchage est l'opération qui permet l'enlèvement d'une plus ou moins grande partie d'un solvant présent dans un matériau ; ce solvant est généralement de l'eau (Jomaa, 1991). Le séchage permet de traiter certains problèmes d'environnement, comme c'est le cas par exemple du séchage des déchets. Il permet aussi d'envisager certaines solutions concernant la conservation des denrées et leur stockage (Peyre et Zéau, 1979).

L'opération de séchage doit être réalisée en optimisant la quantité de chaleur nécessaire pour obtenir un produit de qualité avec une dépense globale minimum d'énergie. Les séchoirs diffèrent par la source d'énergie utilisée (énergie fossile, électrique ou solaire) et par la manière dont s'effectue le transfert de chaleur au produit.

Le séchage par le biais du chauffage électrique est préférable à celui qui consiste à faire circuler les gaz chauds, issus de la combustion d'énergie fossile, directement sur les produits. Cette dernière technique, qui persiste encore lorsque le séchage requiert des quantités importantes d'énergie, apporte souvent un produit chargé de pollution par les carburants, vapeurs et suie non brûlée. Ceci étant, le séchage électrique est un procédé très onéreux et non utilisable dans les secteurs ruraux des pays en voie de développement. Le séchage par le biais de l'énergie solaire est une alternative raisonnable, en particulier dans les pays en voie de développement dont le degré d'ensoleillement est élevé tout au long de l'année (Sodha et al., 1987).

Dans les pays industrialisés, jusqu'en 1973, l'industrie du séchage a, semble-t-il, été un lieu privilégié de gaspillage d'énergie, même si des techniques de récupération de chaleur étaient déjà utilisées. L'énergie étant abondante et bon marché, beaucoup d'industries de séchage pouvaient se permettre de rejeter dans l'atmosphère des quantités considérables d'énergie. Le développement des énergies renouvelables et tout particulièrement de l'énergie solaire a été envisagée sérieusement après 1973 car c'est une solution qui intègre les différentes problématiques liées au séchage à savoir de nécessaires économies d'énergie, une limitation de la pollution, une réponse à la dispersion géographique des lieux de séchage, une simplicité des techniques mise en œuvre (Peyre et Zéau, 1979).

### ***1.1.2. Les différents principes de séchage solaire***

Dans le séchage solaire, deux types de procédés sont généralement utilisés. Soit la matière à sécher reçoit directement l'énergie solaire, soit un dispositif solaire capte l'énergie solaire destinée à préchauffer de l'air qui circule ensuite sur l'amas à sécher. Dans le premier cas de figure on parlera de "séchage solaire direct" et dans le second cas de figure de "séchage solaire indirect" (Ben Fathallah et al., 1986). Quel que soit le procédé retenu, la chaleur fournie au produit diffuse à l'intérieur de ce dernier, entraînant une élévation de sa température, une migration de l'eau vers la surface du matériau et une évaporation de l'eau en surface (Lara, 1981). Pour éviter la saturation de l'air ambiant qui pourrait résulter de cette évaporation à la surface du produit, un renouvellement d'air est réalisé en assurant un écoulement d'air naturel ou forcé.

Ainsi, il semble logique de classer les séchoirs solaires en deux catégories : les séchoirs fonctionnant en mode direct et les séchoirs fonctionnant en mode indirect et pour chacun de ces modes, il conviendra de distinguer le cas où l'écoulement de l'air s'effectue par convection naturelle ou par convection forcée.

#### **1.1.2.1. Séchage en mode direct**

Dans les régions rurales, le séchage solaire le plus pratiqué consiste à transférer les produits à sécher sur la terre ou sur les toits des maisons, comme par exemple, des grains, des fruits ou des légumes. Dans certains cas, si le sol est compact et propre sous un arbre, le produit tombe par terre et il sèche à cet endroit.

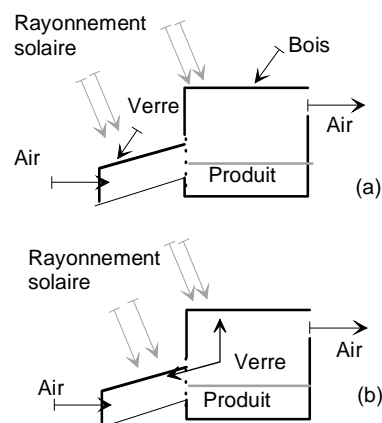
Il est évident que cette technique n'est pas hygiénique et a pour conséquence la perte significative de produit, due particulièrement à la contamination par la saleté, la poussière, le vent, l'infestation par des insectes, la pluie et l'interférence animale. Le soleil intermittent et la mouillure par la pluie réduisent le taux de séchage ; notons qu'une surchauffe peut aussi détériorer le produit (Shoda et al., 1987).

Une solution consiste alors à couvrir d'un plastique ou d'un verre l'amas de séchage, tout en assurant une circulation d'air naturelle en pratiquant par exemple des ouvertures adéquates dans le film de couverture (Eissen et Mühlbauer, 1983). 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 (Papadakis et al., 2000).

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 (Daguenet, 1985). 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 (Öztekin et al. 1999). Ces surchauffes peuvent être limitées si l'on met en place un écoulement d'air par convection forcée.

#### 1.2.1.2. Séchage en mode indirect

Comme nous l'avons mentionné précédemment, la qualité de séchage d'un produit (taux de séchage et aspect final du produit) est difficilement contrôlable lorsque l'on a recours au séchage par mode direct que ce soit en convection naturelle ou forcée. Pour pouvoir obtenir un produit séché selon certaines caractéristiques de température et d'humidité et donc à un taux d'humidité déterminé, on a alors recours à des dispositifs conçus pour que le séchage s'opère sous forme indirecte. Des capteurs solaires sont alors utilisés pour préchauffer l'air de séchage afin de contrôler ses caractéristiques hygrométriques avant qu'il ne circule sur le produit (*figure 1.1a*). Dans quelques cas de figures, alors que l'air est préchauffé dans le capteur, le produit à sécher est simultanément exposé au rayonnement solaire. On parle alors de séchage solaire sous mode mixte (*figure 1.1b*), (Simate, 2003).



*figure 1.1 : Séchage solaire en mode indirect (a) et en mode mixte (b)*

En mode direct comme en mode indirect, lorsque la circulation de l'air est assurée par un ventilateur, l'écoulement de l'air par convection forcée apporte des améliorations au séchage solaire, essentiellement en terme de temps de séchage. Un schéma de principe d'une installation de séchage par mode indirect et convection forcée est représenté sur la *figure 1.2* :

d'abord, le rayonnement solaire sert à chauffer l'air à l'aide de capteurs, puis l'air est aspiré par un ventilateur et soufflé dans un amas de produits reposant sur une grille perforée qui permet la libre circulation de l'air de bas en haut. Cet air est ensuite expulsé à l'extérieur.

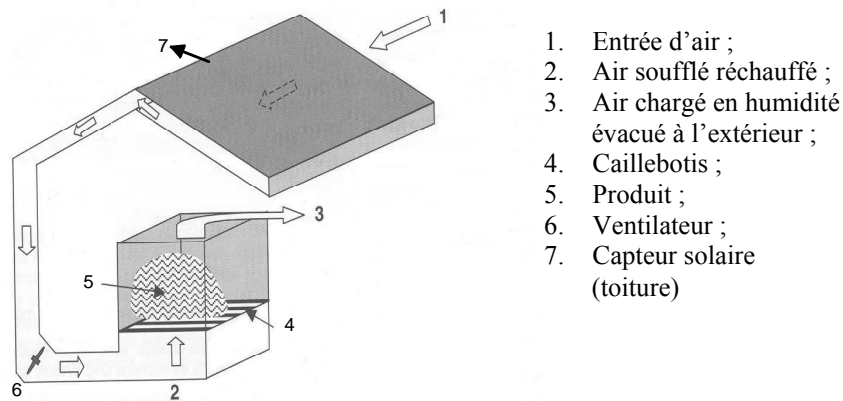


figure 1.2 : Schéma de principe d'une installation de séchage avec apport solaire à convection forcée (d'après Bernard, 2004)

### 1.1.3. Quelques exemples de conception de séchoirs solaires

Comme nous l'avons vu, tous les dispositifs développés pour le séchage solaire sont basés sur l'établissement d'un courant d'air chaud sur les produits à sécher. Les principaux éléments qui composent les séchoirs solaires sont donc les suivants (Mujumdar A. S., 1987) :

- 1- L'espace de séchage où l'on dispose le produit à sécher ;
- 2- Le dispositif de transfert de l'énergie solaire à l'air de séchage et/ou au produit ;
- 3- Une conception garantissant l'écoulement de l'air de séchage ;
- 4- L'unité de stockage de chaleur (facultative) ;
- 5- L'équipement de mesure et de contrôle (facultative) ;
- 6- Les éléments annexes tels que les conduites et autres accessoires.

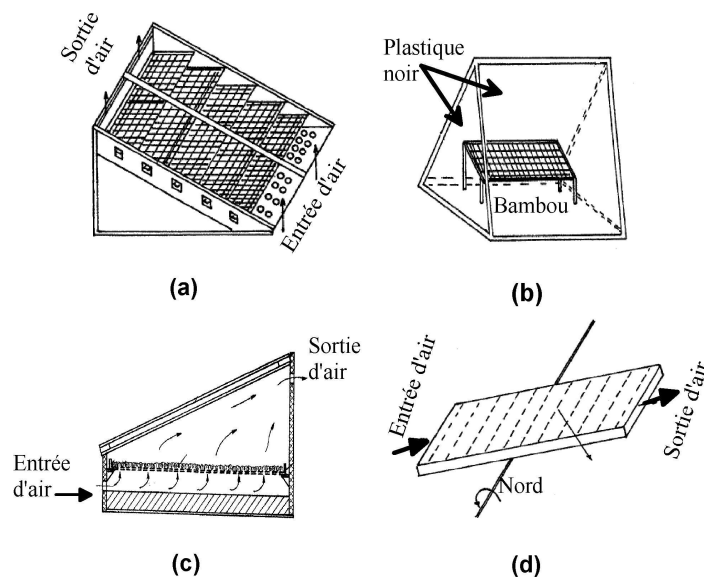
Le design et les pièces du séchoir solaire dépendent de la quantité, du type, et de la classification du produit ou du matériel à sécher. La recherche au cours des 30 dernières années a permis de mettre l'accent sur les conditions qui contribuent à améliorer le processus de séchage en augmentant par exemple la quantité d'énergie solaire récupérée grâce à l'effet de serre ou en améliorant l'écoulement et donc le transport d'énergie par l'air de séchage

notamment en accentuant l'effet de cheminée par exemple pour le séchage par convection naturelle.

Afin d'illustrer notre propos, nous avons choisi de présenter et décrire différents types de séchoirs solaires que nous avons trouvés dans les ouvrages bibliographiques en tenant compte des principales caractéristiques de construction associées aux différents principes de fonctionnement déjà décrits dans le paragraphe précédent.

#### 1.1.3.1. Mode direct et convection naturelle

Si l'on exclut le séchage in situ de produits agricoles, le séchoir solaire le plus simple en terme de conception comporte un espace de séchage et un dispositif de transfert de l'énergie solaire au produit favorisant l'effet de serre. Le séchage s'effectue grâce au rayonnement solaire et grâce à la différence de pression de vapeur d'eau entre le produit et l'air ambiant. Ce type de séchoir est connu sous la dénomination de "boîte de séchage" (*figure 1.3*). Dans ce cas de figure, des trous d'aération doivent être pratiqués en bas et en haut des enceintes de séchage, les mouvements de convection restant malheureusement faibles compte tenu de la faible hauteur de déplacement de la masse d'air chaud. Par conséquent, l'échauffement à l'intérieur de l'enceinte de séchage est grand et montre par ailleurs un séchage non uniforme de l'amas (Sodha et al, 1987).



*figure 1.3 : Exemples des séchoirs solaires de mode direct à convection naturelle : (a) boîte de séchage multiple (d'après Mujumdar, 1987); (b) la tente de séchage (d'après Anglade et al., 1983) ; (c) la boîte de séchage simple (d'après Mujumdar (1987) ; (d) le séchoir en monture équatoriale (d'après Daguinet, 1985)*



Dans ces séchoirs, les produits sont exposés sur des grilles, des plateaux perforés ou des dalles de béton de telle sorte que la circulation d'air par convection naturelle ne soit pas entravée. Certains de ces séchoirs sont à air traversant (*a et c sur figure 1.3*), d'autres à air léchant (*b et d sur figure 1.3*). Cette forme de séchage convient pour des petites quantités (10-20 kg), pour des produits granulaires, par exemple, destinés à l'usage de fermiers (Özisik et al., 1980). Ces séchoirs, encore trop coûteux malgré leur rusticité pour les populations pauvres et généralement inadaptés aux exigences du développement industriel, ont du mal à trouver un marché.

Afin de sécher de plus grandes quantités de produit, il faudrait augmenter la surface du séchoir, mais, pour préserver la compacité du dispositif, le produit peut être disposé sur des couches superposées. Augmenter la quantité du produit implique une augmentation du renouvellement d'air. C'est pourquoi on est amené à favoriser l'effet de cheminée. Ceci permet d'augmenter l'écoulement de l'air sans utiliser de ventilateur et sans changer sa pression normale.

#### 1.1.3.2. Mode indirect et convection naturelle

Comme nous l'avons déjà précisé, le capteur solaire sert, dans cette configuration, au préchauffage de l'air qui va circuler sur le produit qui n'est plus directement exposé au soleil. Ce procédé accroît les capacités de séchage de l'air à taux d'humidité égal à celui d'un air non préalablement chauffé (à l'aide d'un capteur solaire). Sur ce type de dispositifs, deux éléments conditionnent la forme finale du séchoir : la conception du capteur solaire à effet de serre et la mise en place d'une structure favorisant l'établissement de la convection naturelle.

La *figure 1.4* illustre une conception simple de séchoir solaire de fruits et légumes associant un espace de séchage du type « boîte de séchage » à un capteur solaire classique plan destiné au préchauffage de l'air (Ratti et Mujumdar, 1997). La mise en place d'une cheminée en sortie de séchoir peut compléter le dispositif pour augmenter l'effet convectif (Duran M., 1983 ; Tiguert et Puiggali, 1983 ; Pangavhane et al., 2002).

L'optimisation de ces dispositifs est conditionnée par la prise en compte de la variabilité de la température et de l'humidité relative de l'air ambiant dont l'influence a été étudiée par Ratti et Mujumdar (1997) en confrontant leur code de simulation avec les données expérimentales fournies par Jayarma et Das Gupta (1992). Les dimensions et la conception du capteur solaire sont des paramètres importants à prendre en compte et sont fortement liés à la nature et à la quantité de produit à sécher (Bala et Woods, 1995 ;

Pangavhane et al., 2002). Récemment l'influence des dimensions du capteur sur les effets de convection naturelle a été analysée par Bennamoun et al. (2003).

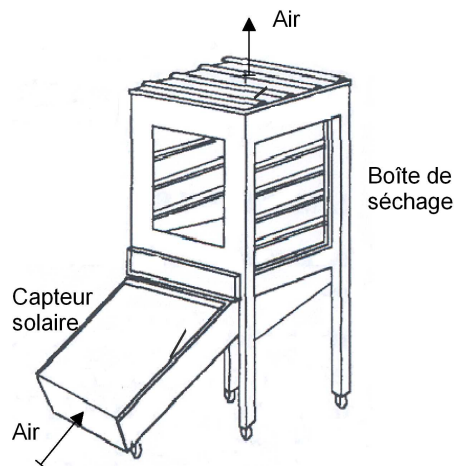


figure 1.4 : Boîte de séchage solaire et capteur séparé, utilisée pour fruits et légumes. D'après Ratti et Mujumdar, 1997.

L'intérêt du préchauffage de l'air a été mis en évidence par une étude comparative menée par Bahnasawy et Shenana (2003) pour montrer l'intérêt du mode indirect par rapport à un séchage direct : les deux dispositifs sont placés dans des conditions climatiques identiques, l'un fonctionnant en mode direct, l'autre en mode indirect (figure 1.5).

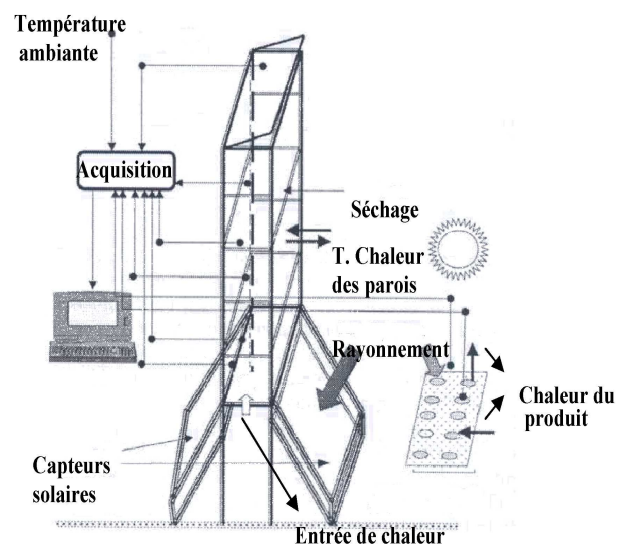
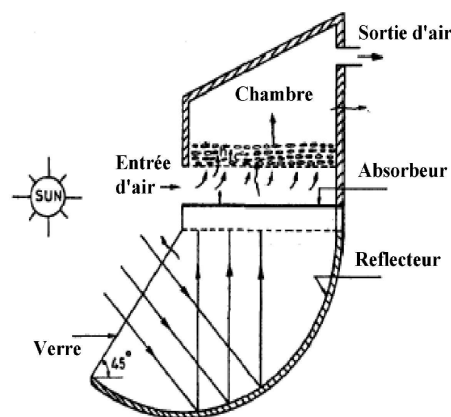


figure 1.5 : Séchoir solaire de mode indirect (gauche) ; et au soleil libre (droite). (D'après Bahnasawy et Shenana, 2003)

Le rôle du capteur est essentiel en mode indirect car il assure deux fonctions à savoir la conversion et le transfert d'énergie. Malgré l'importance du capteur à air dans les systèmes de séchage solaire, les études qui lui sont consacrées sont moins nombreuses que celle relative au capteur à eau (Parker et al. 1993). Néanmoins, plusieurs conceptions de capteurs solaires à air ont été étudiées au fil des années. On peut trouver une revue assez complète des différents types de capteurs solaires dans le travail de Wijeysondera et al. (1982), Choudhury et al. (1995) ou plus récemment Kalogirou (2004).

Pour accroître le préchauffage de l'air, certains auteurs ont choisi de développer des capteurs de structures différentes de celle du capteur plan classique. Citons à titre d'exemple Goyal et Tiwari (1997) qui propose d'utiliser un capteur solaire « renversé »: un réflecteur cylindrique capte le rayonnement solaire et le renvoie en direction de l'absorbeur (*figure 1.6*). Cet absorbeur chauffe l'air avant que celui-ci ne traverse l'amas de produit.



*figure 1.6 : Modèle du séchage solaire indirect en utilisant un capteur solaire renversé.  
D'après Goyal et Tiwari, 1997.*

Il semble probable, pour certaines applications, de pouvoir optimiser le processus de séchage en associant l'absorption directe du rayonnement par le produit et le préchauffage solaire de l'air, ce qui a déjà été évoqué sous le nom de « mode mixte ». Des études ont été consacrées à la comparaison des modes direct et mixte en convection naturelle.

Ainsi, comme d'autres avant lui, Oosthuizen (1986) a étudié le séchage du riz par mode mixte à convection naturelle. Le but était d'explorer, en association avec un modèle numérique, les effets de deux paramètres : l'utilisation d'un matériau transparent comme surface supérieure du séchoir et les dimensions du capteur. Ses résultats expérimentaux comparés avec ceux des recherches précédentes ont mis en évidence une réduction de 50% du

temps de séchage du riz en mode mixte (lorsque l'enceinte de séchage est recouverte d'une couverture transparente).

Plus récemment, Simate (2003) a comparé le séchage solaire du maïs par mode indirect et par mode mixte en convection naturelle. Il a déterminé les dimensions optimales du capteur solaire en fonction des conditions de séchage. Pour une même capacité de séchage, il a montré la nécessité d'avoir recours à une surface de capteur plus faible pour le séchage en mode mixte ce qui diminue le coût de séchage. Par ailleurs, en terme de qualité, sur ce produit, il a observé une teneur en eau du grain sec plus uniforme due au séchage additionnel du rayonnement.

### 1.1.3.3. Mode indirect et convection forcée

En mode indirect comme en mode mixte, le plus grand avantage des séchoirs solaires à convection libre équipés d'une cheminée est qu'aucune source d'énergie auxiliaire n'est nécessaire et ils peuvent être ainsi implantés loin des secteurs peuplés. L'inconvénient est que la taille des cheminées est limitée principalement en raison de la charge exercée par le vent sur la cheminée. La limitation de la hauteur de cheminée signifie une limitation sur la différence hydrostatique de pression entre le bas et le haut de celle-ci et ainsi, une limitation du débit d'air disponible.

Dans certaines configurations de séchage (quantité de produits importante, grande résistance du produit à l'écoulement de l'air, etc...), il est nécessaire d'imposer des débits d'air plus importants que ceux mis en jeu en convection naturelle. L'écoulement de l'air est alors assuré par un système mécanique auxiliaire (ventilateur) : c'est le mode indirect en convection forcée.

L'une des solutions technologiques les plus simples comparable à celle présentée sur la *figure 1.4* consiste à associer à la boîte de séchage équipée d'un capteur séparé une colonne d'écoulement dans laquelle un ventilateur impose le débit d'air (Roa et Macedo, 1976 ; Condorí et Saravia, 1998 ; Yaldiz et al., 2001).

L'utilisation de l'écoulement d'air forcé est souvent nécessaire sur les produits agricoles secs en amas, comme les grains, qui forment une résistance très grande à l'écoulement dans le séchoir. Mujumdar (1987) propose un dispositif intégré illustré sur la *figure 1.7* : le produit se pose sur un espace perforé (point 1) ; des capteurs solaires sont installés sur le toit et la paroi (point 2) à travers lesquels entre l'air ; l'air chaud des capteurs circule par le canal (point 3) au moyen du ventilateur (point 4) et ventile, à travers les trous,

l'espace du séchage (point 5). L'air humide sort à l'extérieur de l'espace par des ouvertures latérales.

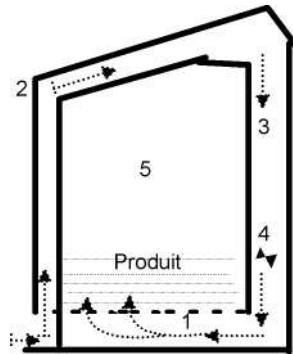


figure 1.7 : Séchoir solaire de mode indirect à convection forcée (D'après Mujumdar, 1987).

Le dispositif précédent n'est qu'un exemple parmi les nombreux travaux dédiés du séchage solaire indirect de produits agricoles à convection forcée (Zhang et Litchfield, 1991 ; Özdemir et Devres, 1999 ; Yaldiz et al., 2001) .

Comme pour les autres modes de séchage, certains auteurs se sont intéressés à l'amélioration de ce type de procédés en modifiant la conception des capteurs (comme par exemple le travail de De Vore et al., 1999) ou en associant différents modes de transfert de chaleur (à titre d'exemple citons le travail d'Abu-Hamdeh Nidal, 2003).

Le travail d'Ekechukwu et Norton (1999) offre une synthèse intéressante de tous les types de séchage solaire. Leur description comprend les différents groupes de séchoirs solaires appliqués aux divers produits agricoles.

Ajoutons brièvement à propos de cette étude du séchage solaire qu'il existe des systèmes plus complexes servant surtout à augmenter l'efficacité des séchoirs. Ils se réfèrent au stockage de chaleur (celle-ci étant restituée en période non ensoleillée), au recyclage de l'air de séchage ou à l'intégration d'autres activités simultanées comme la production d'eau chaude (Choudhury et al., 1995 ; Zeigler et al., 1999 ; Chauhan et al., 1996).

#### **1.1.4. Objectif de l'étude : "utilisation d'un film polymérique à perméabilité sélective pour le séchage solaire de produits contaminants"**

On déduit de toutes les études présentées dans les paragraphes qui précèdent que le séchage solaire doit permettre d'obtenir un gain de production et/ou une économie d'énergie

suffisants pour amortir le surcoût de l'investissement initial que peut entraîner une installation solaire par rapport à une autre plus classique. Malgré l'utilisation d'une énergie renouvelable comme l'énergie solaire, on a constaté dans les recherches que nous avons menées que les installations étaient coûteuses et que de grandes quantités d'énergie non renouvelables étaient consommées dans le cas d'une convection forcée.

L'objectif de notre thèse est de proposer et d'étudier la faisabilité d'un système de séchage direct simple en terme de conception basé sur les propriétés, en terme de transport de masse, d'un film polymérique récemment mis au point par un grand groupe chimique français. Le film présente la particularité d'être perméable aux (seules) molécules d'eau et possède un facteur de transmission au rayonnement solaire acceptable.

Il est donc envisagé d'expérimenter et de modéliser le séchage direct au travers de ce film dont l'intérêt par rapport aux systèmes déjà décrits concerne deux points essentiels :

- d'une part il n'est pas nécessaire d'assurer un renouvellement d'air au cours de séchage puisque la vapeur peut diffuser au travers du film sous l'action d'un gradient de pression de vapeur,
- d'autre part la sélectivité de la perméabilité (le film n'est perméable qu'aux molécules d'eau) permet d'envisager l'utilisation de ce type de film pour le séchage de produits contaminant ce qui ouvre un large champ d'applications pour lesquelles il était actuellement nécessaire de mettre en œuvre des structures très sophistiquées (séchoirs associés à un post-traitement de l'air humide évacué).

Que le séchage soit assuré in situ (aire de stockage de déchets industriels, épandage, etc...) ou dans des structures prévues à cet effet (« boîtes de stockage ») le principe envisagé reste le même et est illustré sur la *figure 1.8*. Le produit sera recouvert du film polymérique (perméable aux molécules d'eau) et exposé directement au rayonnement solaire. Un espace d'air sera ménagé entre le produit et le film : soit il sera techniquement prévu, soit il se formera naturellement lors de la mise en place du film sur des produits stockés en amas.

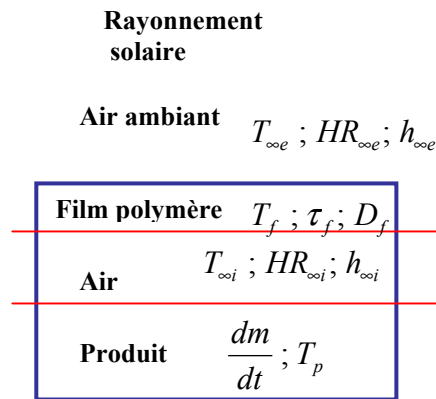


figure 1.8 : Schéma de principe du séchoir solaire

Concernant l'étude expérimentale de ce procédé de séchage, nous avons choisi de réaliser des expériences en laboratoire à l'aide d'un simulateur solaire dont nous pouvons contrôler la puissance délivrée. L'ensemble du dispositif sera décrit dans le chapitre 3.

En ce qui concerne la modélisation des phénomènes de transfert de chaleur et de masse qui feront l'objet du chapitre 2, différents points sont à préciser avant la mise en place du modèle complet, et plus particulièrement :

- l'étude des échanges par convection naturelle se développant dans l'espace d'air confiné entre le produit et le film d'une part, et des échanges par convection naturelle entre le film et l'air extérieur d'autre part,
- l'étude des échanges radiatifs associés à l'effet de serre au niveau du film et du produit.

Ces deux points sont considérés dans les paragraphes 1.2 et 1.3. De façon à décrire simplement ces échanges, une hypothèse de transferts unidirectionnel est retenue (transferts perpendiculaires à la surface du produit et du film, *c.a.d.*, les transferts thermiques latéraux négligés).

## 1.2. Les transferts convectifs

Les travaux consacrés à l'étude des transferts par convection naturelle sont très nombreux dans la littérature. Il n'est pas question d'effectuer ici une présentation précise et exhaustive de tous ces travaux mais plutôt d'en extraire les résultats qui s'avéreront utiles pour notre modélisation, notre objectif essentiel étant de renseigner le modèle c'est-à-dire

introduire dans nos équations des coefficients d'échanges macroscopiques tenant compte de la géométrie du système et des conditions expérimentales.

Comme dans tous problèmes de convection naturelle, les échanges convectifs seront décrits en reliant le nombre de Nusselt défini par

$$(1.1) \quad Nu = \frac{hx}{\lambda}$$

à des paramètres et nombres adimensionnels pertinents du problème qu'ils soient géométriques ou qu'ils soient liés aux propriétés physiques du fluide en écoulement comme le nombre de Grashof, le nombre de Prandtl (Fujii et Fujii, 1976) et le nombre de Rayleigh dont nous rappelons les définitions (Aung W., 1972) :

$$(1.2) \quad Gr = \frac{g\beta\Delta T x^3}{\nu^2}$$

$$(1.3) \quad Pr = \frac{\nu}{a}$$

$$(1.4) \quad Ra = Gr Pr$$

Dans ces expressions, " $\nu$ " est la viscosité cinématique de l'air, " $a$ " sa diffusivité thermique, " $\lambda$ " sa conductivité thermique, " $\beta$ " son coefficient de dilatation et " $g$ " l'accélération de la pesanteur. " $\Delta T$ " correspond à l'écart de température générant le mouvement de convection naturelle. Dans l'équation (1.1) comme dans l'équation (1.2), " $x$ " représente une dimension caractéristique du problème. Enfin dans l'équation (1.1), " $h$ " est le coefficient d'échange macroscopique recherché.

Deux problèmes distincts sont à traiter ici dans la mesure où l'on a affaire à des échanges se produisant en cavité fermée (air confiné) et des échanges se produisant à l'air libre (air ambiant extérieur). Dans les deux cas de figure, les effets radiatifs seront découplés des effets convectifs en ce sens que l'air sera supposé parfaitement transparent au rayonnement quelles que soient les longueurs d'onde mises en jeu.

### **1.2.1. Convection naturelle à l'intérieur des cavités fermées**

Les formes de cavité les plus courantes, et qui correspondent au problème que nous souhaitons traiter, sont les cavités circulaires ou parallélépipédiques (De Vahl Davis, 1968) illustrées sur les schémas de la *figure 1.9*.



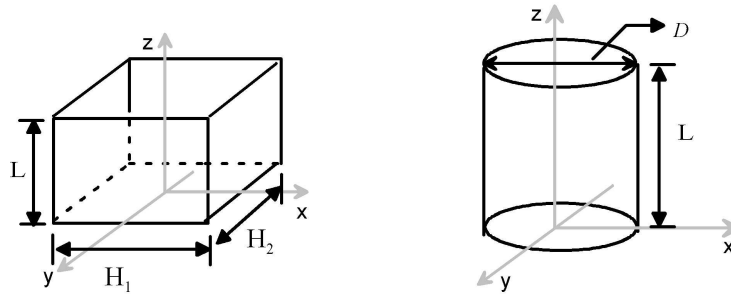


figure 1.9 : Géométrie et coordonnées utilisées pour une cavité parallélépipédique et une cavité cylindrique dont la face inférieure ( $z=0$ ) se trouve à une température  $T_2$  et la face supérieure ( $z=L$ ) à une température  $T_1$ . (D'après, Catton, 1970, Roshenow et al., 1985)

Dans les deux cas de figure, cylindrique ou parallélépipédique, la dimension caractéristique associée à l'écoulement et intervenant dans les nombres de Nusselt et de Rayleigh est la distance entre les faces supérieure et inférieure, soit :

$$(1.5) \quad Nu = \frac{hL}{\lambda} \quad \text{et} \quad Ra = \frac{g\beta(T_2 - T_1)L^3}{\nu\alpha}$$

Par ailleurs, toutes les propriétés de l'air sont évaluées dans ces corrélations à  $T = \frac{1}{2}(T_1 + T_2)$ .

Dans l'air, à l'intérieur de la cavité, deux types de situations peuvent se produire : le premier cas de figure correspond à la situation où la température de la face supérieure " $T_1$ " est supérieure à celle de la face inférieure " $T_2$ ", le second cas de figure correspondant à la situation inverse c'est à dire la face inférieure plus chaude que la face supérieure. Dans les deux cas, rappelons que l'hypothèse d'adiabaticité pour les faces latérales est retenue, que ce soit en géométrie parallélépipédique ou cylindrique.

- Si  $T_1 > T_2$ , le transfert est alors purement conductif et le nombre de Nusselt est toujours égal à 1 (Hollands, 1973).
- Si  $T_2 > T_1$ , pour une géométrie donnée, les transferts convectifs sont directement liés à l'écart de température  $T_2 - T_1$ , écart de température pris en compte dans le nombre de Rayleigh. Pour de faibles écarts (ou de faibles nombre de Rayleigh), le transfert reste conductif avec stabilité de la lame d'air dans la cavité. Le nombre de Nusselt reste alors égal à 1. Au-delà d'une certaine valeur du nombre de Rayleigh, appelée Rayleigh

critique et notée  $Ra_c$ , s'amorce le début de l'écoulement convectif laminaire. Enfin, si l'on atteint un nombre de Rayleigh élevé, l'écoulement devient peu à peu instable puis complètement turbulent. L'évolution du nombre de Rayleigh s'accompagne d'une augmentation du nombre de Nusselt et donc du coefficient d'échange par convection.

Nous distinguerons, dans la suite, deux types de cavités en fonction de leur géométrie, celles qualifiées de cavités non extensives (rapport de forme  $H_{1\text{et}2}/L$  ou  $D/L$  inférieur à 5) et, pour un rapport de forme supérieur à 5, celles qualifiées d'extensives. Pour chaque gamme de rapport de forme, nous nous intéresserons à la détermination du nombre de Rayleigh critique à partir duquel il y a déclenchement de la convection avant de proposer des corrélations permettant de calculer le nombre de Nusselt et donc le coefficient d'échange macroscopique.

#### 1.2.1.1. Cavités extensives dans la direction horizontale

Dans ce cas de figure, le nombre de Rayleigh critique est constant et égal à  $Ra_c = 1708$  (Catton et al., 1967). Au-delà de cette valeur, qui marque le début de la convection, on peut distinguer, trois zones d'écoulement (Goldstein et Chu, 1969 ; Holland et al, 1975) :

- la zone laminaire pour  $1700 < Ra < 5830$ ,
- la zone de transition pour  $5830 < Ra < 10^5$ ,
- la zone pleinement turbulente pour  $10^5 < Ra < 10^9$

Pour quantifier les échanges par convection dans les trois zones, Roshenow et al. (1985) propose une corrélation modifiée par rapport à celle établie précédemment par Hollands et al. (1975) et qui s'écrit sous la forme :

$$(1.6) \quad Nu = I + \left[ I - \frac{1708}{Ra} \right]^* \left[ K_1 + 2 \left( \frac{Ra^{1/3}}{K_2} \right)^{1 - \ln(Ra^{1/3} / K_2)} \right] + \left[ \left( \frac{Ra}{5830} \right)^{1/3} - I \right]^*$$

La notation  $[ ]^*$  indique que l'argument apparaissant entre crochets ne doit être pris en compte que s'il est positif. Dans le cas contraire, il doit être pris égal à zéro. Autrement dit :

$$\left[1 - \frac{1708}{Ra}\right]^* = \begin{cases} 1 - \frac{1708}{Ra} & \text{si } Ra > 1708 \\ 0 & \text{si } Ra \leq 1708 \end{cases} \quad \text{et} \quad \left[\frac{Ra}{5830} - 1\right]^* = \begin{cases} \frac{Ra}{5830} - 1 & \text{si } Ra > 5830 \\ 0 & \text{si } Ra \leq 5830 \end{cases}$$

Les valeurs de  $K_1$  et  $K_2$  dépendent du nombre de Prandtl et s'expriment par (Gough et al., 1975, Hollands et al., 1975 ; Roshenow et al., 1985) :

$$K_1 = \frac{1,44}{1 + \frac{0,018}{Pr} + \frac{0,00136}{Pr^2}}$$

$$K_2 = 75 \exp\left(1,5 Pr^{-\frac{1}{2}}\right)$$

Le nombre de Prandtl pour l'air étant  $Pr = 0.71$ , on aura donc :

$$K_1 = 1,4 \quad \text{et} \quad K_2 = 445$$

La corrélation (1. 6) est valable pour  $Ra_c \leq Ra \leq 10^8$  et est en accord avec les zones d'écoulement évoquées précédemment : le premier terme indique le comportement stationnaire de l'air puisque si  $Ra < 1708$  l'équation (1. 6) donne  $Nu = 1$ . Le deuxième terme permet de prendre en compte le début du mouvement convectif laminaire dès que  $Ra > 1708$ . Enfin, le troisième terme est l'apport de l'écoulement turbulent de l'air lorsque  $Ra > 5830$ .

#### 1.2.1.2. Cavités non extensives dans la direction horizontale

Lorsqu'il s'agit de cavités non extensives, de forme parallélépipédique ou circulaire, le problème est plus complexe car le nombre de Rayleigh critique dépend fortement du rapport de forme de la cavité.

A la suite des travaux de Davis (1967) et Catton (1970) consacrés à l'étude de l'influence du nombre de Prandtl sur la valeur du Rayleigh critique pour des cavités parallélépipédiques à parois latérales non isolées, Catton (1972), s'est intéressé à la détermination du nombre de Rayleigh critique pour des cavités à parois latérales adiabatiques. Sa démarche consiste à résoudre le problème de la couche limite par une méthode de Galerkin en recherchant les valeurs propres satisfaisant au problème la plus petite d'entre elles étant le nombre de Rayleigh critique. Le *tableau 1.1* présente les résultats obtenus pour différents rapports de forme latéraux et longitudinaux (*figure 1.9*).

Plus récemment Soong et al. (2001) ont obtenu des valeurs de  $Ra_c$  pour une cavité parallélépipédique inclinée par rapport à l'horizontale et de rapport de forme égal à 4. Les conditions aux limites sont identiques à celles de l'étude de Catton (1972) sauf pour la face inférieure de la cavité qui est soumise à une perturbation sinusoïdale en température. La résolution du problème est effectuée numériquement. On constate qu'à fréquence nulle et inclinaison nulle (cavité horizontale dont la face inférieure est isotherme), les résultats obtenus confirment ceux présentés dans le *tableau 1.1*.

$\frac{H_1}{L}$											
$\frac{H_2}{L}$	0,125	0,25	0,5	1	2	3	4	5	6	12	$\infty$
0,125	3011718										
0,25	333013	203163									
0,5	70040	28452	17307								
1	37689	11962	5262	3446							
1,5	39798	12540	5341	3270							
2	36262	11020	4524	2789	2276						
2,5	37058	11251	4567	2754	2222						
3	35875	10757	4330	2622	2121	2004					
3,5	36209	10858	4335	2609	2098	1978					
4	35664	10635	4245	2552	2057	1941	1894				
4,5	35794	10666	4261	2545	2044	1927	1878				
5	35486	10544	4186	2502	2009	1897	1852				
5,5	35556	10571	4196	2498	2001	1888	1842				
6	35380	10499	4158	2480	1989	1879	1833	1810	1797		
6,5	35451	10518	4165	2447	1984	1871	1826	1803	1789		
12	35193	10426	4118	2453	1967	1855	1808	1783	1768	1741	
$\infty$											1708

*Tableau 1.1 : Nombre de Rayleigh critique des cavités rectangulaires à parois latérales adiabatiques*

Dans le cas de cavités cylindriques, Rohsenow et al. (1985) présentent les résultats obtenus par Buell (1981) (*tableau 1.2*).

$D/L$	0,4	0,5	0,7	1,0	1,4	2	3	4	$\infty$
$Rac$	51800	23800	8420	3770	2650	2260	1900	1830	1708

*Tableau 1.2 : Nombre de Rayleigh critique des cavités cylindriques de parois latérales adiabatiques*

Les phénomènes observés dans les cavités fermées vont fortement dépendre du rapport de forme qui détermine le nombre de Rayleigh critique.

- Si  $Ra_c < 5830$  l'écoulement laminaire se déclenche dès que le nombre de Rayleigh sera supérieur à la valeur du nombre de Rayleigh critique. Lorsqu'il atteint la valeur de  $5830$ , la zone de transition apparaît et enfin l'écoulement est pleinement turbulent si  $Ra > 10^5$ .
- Si  $5830 < Ra_c < 10^5$ , l'écoulement, lorsqu'il se déclenche, correspond à la zone de transition laminaire - turbulente et lorsque le nombre de Rayleigh atteint  $Ra > 10^5$ , l'écoulement est pleinement turbulent.
- Si  $Ra_c > 10^5$ , l'écoulement qui se met en place lorsque  $Ra > Ra_c$  est immédiatement turbulent.

On remarquera, que l'extrapolation des résultats proposés (tableau 1.1) et (tableau 1.2) pour des rapports de forme tendant vers l'infini conduit aux valeurs du nombre de Rayleigh critique défini précédemment pour des cavités extensives :

- Pour une cavité parallélépipédique rectangulaire (tableau 1.1) :

$$\frac{H_1}{L} \text{ et } \frac{H_2}{L} \rightarrow \infty \quad Ra_c \rightarrow 1708$$

- Pour la cavité cylindrique (tableau 1.2):

$$\frac{D}{L} \rightarrow \infty \quad Ra_c \rightarrow 1708$$

Pour décrire les échanges correspondant aux observations faites, on dispose de la corrélation suivante (Roshenow et al, 1985) :

$$(1.7) \quad Nu = 1 + \left[ 1 - \frac{Ra_c}{Ra} \right] \cdot \left[ K_1 + 2 \left( \frac{Ra^{1/3}}{K_2} \right)^{1 - \ln(Ra^{1/3} / K_2)} \right] + \left[ \left( \frac{Ra}{5830} \right)^{1/3} - 1 \right] \cdot$$

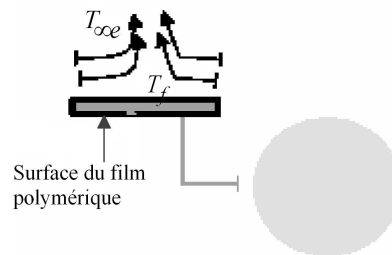
$$\left[ 1 - \exp \left\{ -0,95 \left( \left( \frac{Ra}{Ra_c} \right)^{1/3} - 1 \right) \right\} \right]$$

Cette équation empirique est en accord avec les résultats expérimentaux obtenus par Catton et Edwards (1967), Hollands et al. (1973), Cane et al. (1977) pour des cavités cylindriques avec un facteur de forme compris entre 0,2 et 5 et pour les cavités parallélépipèdes avec un facteur de forme compris entre 1 et 10.

### 1.2.2. Convection naturelle sur une surface plane (convection de l'air extérieur à la cavité)

Comme pour l'air confiné dans la cavité, l'échange convectif à l'extérieur de la face supérieure de la cavité est conditionné par le type d'écoulement, laminaire ou turbulent, et par la géométrie du système (Churchill et Chu, 1975, Peube et Blay, 1978, Kuehn et Goldstein, 1980). Compte tenu du fait que nous nous sommes intéressés à des géométries parallélépipédiques ou cylindriques, les échanges qui doivent être décrits ici concernent ceux qui se développent sur la face supérieure d'une surface rectangulaire ou d'un disque horizontal.

Le film polymère, apparenté à une surface plane isotherme de température  $T_f$ , est placé dans une ambiance à la température  $T_{\infty e}$  comme l'illustre la *figure 1.10* :



*figure 1.10 : Convection naturelle de l'air extérieur au film polymère.  $T_f > T_{\infty e}$ .*

Dans ce type de problèmes, de nombreux auteurs, comme par exemple Saville et Churchill (1967) et Goldstein et al. (1973), s'accordent pour définir la dimension caractéristique associée à l'écoulement et intervenant dans les nombres de Nusselt et de Rayleigh sous la forme :

$$(1.8) \quad x = A/p$$

avec  $A$  aire de la surface horizontale et  $p$  son périmètre. On aura alors :

$$Nu = \frac{hx}{\lambda} \quad \text{et} \quad Ra = \frac{g\beta(T_f - T_{\infty e})x^3}{\nu\alpha}$$

Toutes les propriétés de l'air, excepté  $\beta$ , sont évaluées, cette fois-ci, à la température  $T = \frac{1}{2}(T_f + T_{\infty e})$  et  $\beta$  est évalué par rapport à  $T_{\infty e}$ .

Notons que dans le problème étudié ici, et contrairement à ce que nous avons exposé dans le paragraphe précédent, il n'existe pas de nombre de Rayleigh critique. Autrement dit, dès qu'un écart de température existe entre la paroi et le fluide environnant, des mouvements convectifs se développent et un coefficient d'échange par convection peut être calculé même si sa valeur est initialement très faible (Fand et al., 1977).

Ce coefficient d'échange peut être déduit de corrélations établies soit pour les petits nombres de Rayleigh ( $Ra < 300$ ) lorsque l'écoulement est laminaire (Suriano et Yang, 1968) soit pour de très grands nombres de Rayleigh ( $Ra > 10^6$ ) correspondant à un écoulement turbulent pleinement développé (Aihara et al., 1972, Lloyd et al., 1972, Chu et Goldstein, 1973, Goldstein et Tokuda, 1980). Nous avons choisi d'utiliser une corrélation valable sur toute la gamme des nombres de Rayleigh et proposée par Roshenow (1985), sous la forme :

$$(1.9) \quad Nu = \left[ (Nu_l)^c + (Nu_t)^c \right]^{1/c} \quad \text{avec} \quad \left\{ \begin{array}{l} Nu_l = \frac{1,4}{\ln \left( 1 + \frac{1,4}{0,835 \overline{C}_l Ra^{1/4}} \right)} \\ Nu_t = C_l Ra^{1/3} \\ c = 10 \end{array} \right.$$

Les indices  $l$  et  $t$  indiquent l'apport de l'écoulement, respectivement, laminaire et turbulent. Les coefficients  $\overline{C}_l$  et  $C_l$  sont obtenues par de nombreux auteurs en recherchant les valeurs qui permettent de corroborer au mieux leurs données expérimentales avec la corrélation proposée dans l'équation (1.9). Les résultats expérimentaux ont été obtenus sur différentes géométries et pour différentes gammes du nombre de Rayleigh.

Pour le coefficient  $C_l$  intervenant dans  $Nu_t$ , pratiquement toutes les études convergent vers une valeur voisine de  $C_l = 0,14$  (Hassan et Mohamed, 1970 ; Fujii et Imura, 1972 ; Lloyd et Moran, 1974) que nous adopterons.

Concernant la valeur du coefficient  $\overline{C}_l$ , Raithby et Hollands (1976) ont obtenu une corrélation empirique sous la forme :

$$(1.10) \quad \overline{C}_l = \frac{4}{3} C_l$$

$$(1.11) \quad C_l = \frac{0,5}{\left[1 + \left(\frac{0,49}{Pr}\right)^{9/16}\right]^{4/9}}$$

ce qui conduit , pour  $Pr = 0,71$  , à  $\bar{C}_l = 0,512$  , d'où :

$$(1.12) \quad Nu = \left\{ \left[ \frac{1,4}{\ln\left(1 + \frac{1,4}{0,43Ra^{1/4}}\right)} \right]^{10} + [0,14Ra^{1/3}]^{10} \right\}^{1/10}$$

### 1.3. Les Transferts radiatifs

Ce paragraphe a comme objectif essentiel de présenter les bilans d'énergie liés aux échanges radiatifs dans notre système. Avant d'expliciter ces bilans et les hypothèses qui s'y réfèrent, nous avons choisi de commencer par une explication de l'origine de l'énergie solaire.

#### 1.3.1. Le rayonnement du soleil

##### 1.3.1.1. Caractéristiques et structure du Soleil

Sur le plan cosmogonique, le soleil est une étoile quelconque dont ni les propriétés physiques ni la position ne la distinguent des milliards d'autres étoiles formant la galaxie. Sur le plan humain cette étoile a une importance primordiale puisque sans elle la vie n'existerait pas sur terre. Le *tableau 1.3* indique les valeurs des principales caractéristiques physiques de cette étoile (Bernard, 2004).

La structure du soleil est schématisée sur la *figure 1.11*. En allant du centre vers l'extérieur, on rencontre *le noyau* puis *la zone radiative*, *la tacholine* qui est une couche intermédiaire, *la zone convective*, *la photosphère*, *la chromosphère* et enfin *la couronne*.



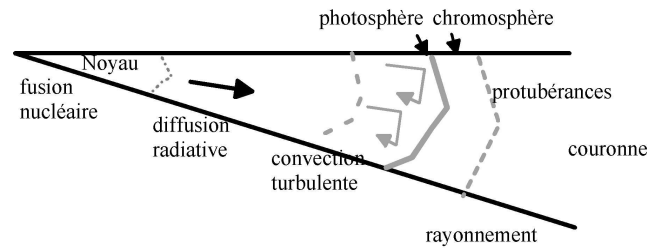


figure 1.11 : Coupe schématique du soleil

PROPRIETE	Masse (kg)	Diamètre (m)	Masse volumique (kg/m <sup>3</sup> )	Puissance rayonnée (watts)	Température au centre (kelvin)	Température superficielle (kelvin)
VALEUR	$1,989 \cdot 10^{30}$	$1,392 \cdot 10^9$	1410	$3,83 \cdot 10^{26}$	$15 \cdot 10^6$	5770

Tableau 1. 3 : Propriétés physiques du soleil (D'après Bernard, 2004)

Dans le noyau se produisent des réactions nucléaires de fusion libérant une énergie considérable. Sa densité est très élevée (à peu près  $10^5 \text{ kg/m}^3$ ) ainsi que sa température (15 millions de degrés) et sa pression ( $2 \cdot 10^{11}$  bars). Ce sont les conditions nécessaires à l'entretien des réactions nucléaires. La densité diminuant avec l'éloignement au centre, les réactions nucléaires cessent de se produire à une distance estimée à un quart du rayon solaire, soit 175 000 kms environ (Bernard, 2004).

L'énergie produite dans le noyau se propage par diffusion radiative (dans la zone radiative la température descend de 7 millions à 130 000 Kelvin), puis par convection turbulente (la température de cette zone passe de 130 000 à 5 770 Kelvin et la densité de  $70$  à  $10^{-5} \text{ kg/m}^3$ ) (Duffie et Beckman, 1974) jusqu'à la photosphère d'où elle s'échappe sous forme de rayonnement électromagnétique vers l'espace (Bernard, 2004). La photosphère est la surface visible du soleil où apparaissent les granules et tâches solaires (Dessus et Pharabod, 2002).

La chromosphère est l'atmosphère du soleil, une couche de gaz fortement ionisée (plasma). Elle a une épaisseur d'environ 8 000 km et une température de 20 000 K environ. Visible lors d'une éclipse totale, la chromosphère est le siège de protubérances, jets de gaz pouvant atteindre plusieurs centaines de milliers de kilomètres (Bernard, 2004).

La couronne est le prolongement de la photosphère. Sans limite précise, elle est formée de gaz peu denses et ionisés. Sa température est très élevée puisqu'elle dépasse le million de degrés et elle ne peut être convenablement observée que lors des éclipses totales de

soleil, car son rayonnement est très faible comparé à ceux de la photosphère et de la chromosphère (Bernard, 2004).

#### 1.3.1.2. Origine de l'énergie solaire

Les réactions de fusion nucléaire produites dans le noyau du soleil transforment l'hydrogène en hélium. L'énergie produite par ces réactions parvient jusqu'à la surface du Soleil qui émet des rayonnements électromagnétiques et un flux de particules : c'est le vent solaire (flux de plasma constitué essentiellement de photons et des électrons) (Duffie et Beckman, 1974).

La fusion nucléaire est un processus où deux noyaux atomiques s'assemblent pour former un noyau plus lourd. La fusion de noyaux légers dégage d'énorme quantité d'énergie provenant du défaut de masse. L'énergie dégagée par le Soleil est de  $3,83 \times 10^{26}$  Watts. Chaque seconde,  $0,7 \times 10^{12}$  kilogrammes d'hydrogène sont transformés en  $0,696 \times 10^{12}$  kilogrammes d'hélium, la perte de masse de  $4 \times 10^9$  kilogrammes étant convertie en énergie (Bernard, 2004).

#### 1.3.1.3. Le spectre solaire

Le spectre solaire est la décomposition du rayonnement électromagnétique parvenant au niveau de l'atmosphère terrestre en fonction des différentes longueurs d'onde (Sfeir et Guarracino 1981). Ce spectre est continu, c'est-à-dire que les photons (rayonnement électromagnétique) émis par le Soleil peuvent avoir toutes les énergies possibles et produire ainsi un rayonnement comportant toutes les longueurs d'ondes mais selon des proportions très différentes dépendant de la bande spectrale considérée.

Les diverses longueurs d'ondes émises par le soleil sont dues, en grande partie, à la température des différentes parties du soleil ; chaque zone (le noyau, la photosphère, la chromosphère et la couronne) émettant sa propre gamme de longueurs d'ondes, selon sa température (Bernard, 2004).

Lorsque l'énergie associée à l'onde électromagnétique émise par le soleil intercepte la matière et qu'elle produit un échauffement de cette dernière, le rayonnement associé est appelé rayonnement thermique. Ce phénomène se produit pour des longueurs d'onde comprises entre  $0,1$  à  $1000 \mu m$  ( Duffie et al., 1974)

Le rayonnement thermique peut être décomposé en trois bandes spectrales : une bande de rayonnement ultraviolet (*UV*) de  $0,1 \mu\text{m}$  à  $0,4 \mu\text{m}$ , une bande de rayonnement visible de  $0,4 \mu\text{m}$  à  $0,7 \mu\text{m}$  et une bande de rayonnement infrarouge (*IR*) de  $0,7 \mu\text{m}$  à  $1000 \mu\text{m}$ .

Le spectre de la lumière solaire peut être étudiée à la limite de l'atmosphère terrestre en installant un spectrohéliographe sur un satellite. Cet appareil décompose la lumière reçue par un jeu de prismes. Plus la bande spectrale analysée, appelée raie, est réduite meilleure est la précision d'analyse.

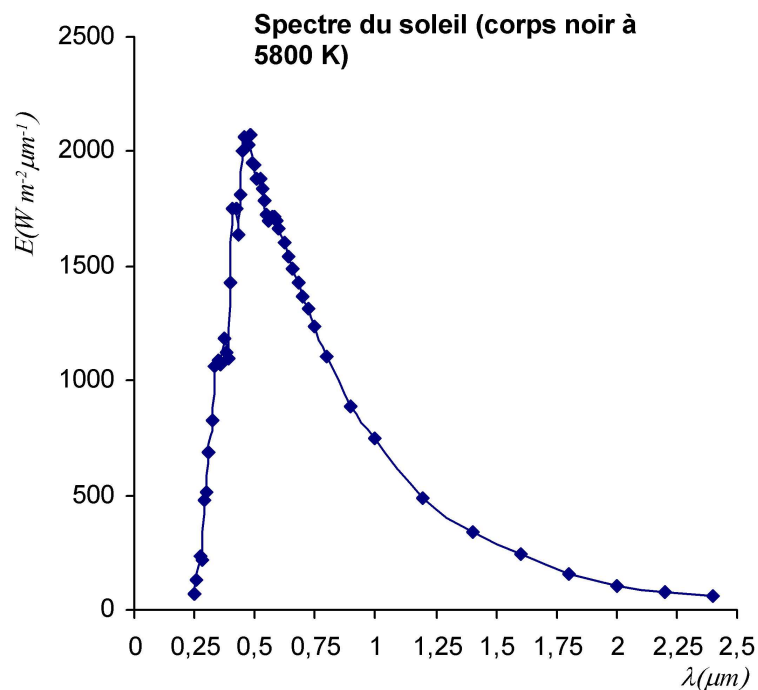


figure 1.12 Irradiance spectrale standard à une distance soleil-terre moyenne et à une constante solaire de  $1353 \text{ W m}^{-2}$ . NASA 1971. (D'après Duffie et Beckman, 1974)

### 1.3.2. Le rayonnement à la surface de la terre

L'intensité de l'énergie solaire n'est pas constante et augmente énormément lors des éruptions solaires pendant les maxima du cycle solaire (le cycle solaire est la période pendant laquelle l'activité du Soleil varie en reproduisant les mêmes phénomènes que pendant la période de même durée précédente). On distingue trois types d'émission solaire :

- *L'émission du Soleil calme (constante solaire)*. La constante solaire exprime la quantité d'énergie solaire que recevrait un  $\text{m}^2$  de la surface terrestre exposée directement aux rayons du Soleil si l'atmosphère terrestre n'existait pas (Whitaker,

1977). Elle est égale à  $1367 \text{ W m}^{-2}$  [The World Metrological Organization : WMO].

- *La composante lentement variable.*
- *Les sursauts solaires.* Les sursauts solaires sont les manifestations radioélectriques des éruptions solaires, produites surtout en période de grande activité solaire en accompagnant l'évolution des taches, et dont leurs effets viennent s'ajouter au rayonnement du Soleil calme et aux variations lentes.

Une faible partie du rayonnement solaire parvient jusqu'à la surface de la Terre. Au passage de l'atmosphère, le rayonnement est filtré et seule l'énergie solaire correspondant aux longueurs d'ondes comprises entre  $0,25 \mu\text{m}$  et  $2,5 \mu\text{m}$  atteint la surface terrestre (Gosse, 1981).

L'énergie solaire atteignant une surface donnée dépend directement de l'orientation de celle-ci et de la position du Soleil. La connaissance de la position du Soleil en fonction du temps est donc fondamentale si l'on effectue des expériences sur site (Duffie et Beckman, 1974 ; Sparrow et Cess, 1978).

L'éclairement solaire global correspond à la puissance solaire reçue par unité de surface terrestre. Il correspond au rayonnement solaire direct et au rayonnement solaire diffus. Le rayonnement direct est la fraction de rayonnement transmise directement par l'atmosphère et le rayonnement solaire diffus correspond au rayonnement solaire diffusé par l'atmosphère vers la surface de la Terre (Incropera et Dewitt, 1996).

Le rayonnement solaire direct est mesuré en visant le soleil avec un pyrhéliomètre. Celui-ci peut être muni de filtres, ce qui permet de mesurer l'énergie reçue dans certaines bandes spectrales. Le rayonnement global est mesuré par un pyranomètre : un courant électrique, proportionnel à l'éclairement reçu, est fourni par une thermopile protégée par deux hémisphères en verre blanc, ce verre blanc étant transparent aux longueurs d'onde comprises dans la bande spectrale ( $0,3-2,5 \mu\text{m}$ ). Enfin, pour mesurer le rayonnement diffus, il suffit de monter sur un pyranomètre une bande venant occulter le rayonnement direct (Duffie et Beckman, 1974).

Si l'on souhaite effectuer le bilan thermique d'une surface située à la surface de la Terre, s'ajoute au rayonnement solaire le rayonnement terrestre qui comprend :

- Le rayonnement de l'atmosphère lié à son émission propre et la fraction de rayonnement lié à l'émission propre de la Terre et réfléchi par l'atmosphère. Ces rayonnements, indissociables l'un de l'autre, seront par la suite appelés « rayonnement du ciel »,
- Le rayonnement du sol ou de toute autre surface composé de l'émission propre de ces surfaces et des réflexions des autres rayonnements qu'elles génèrent (soleil, ciel, ...).

Donc le rayonnement au voisinage du sol peut être divisé en deux catégories en terme de bande spectrale :

- les rayonnements de courtes longueurs d'onde ( $0,25 \mu\text{m}$  à  $4 \mu\text{m}$ ) d'origine solaire (Duffie et al., 1974).
- les rayonnements de grandes longueurs d'onde ( $4 \mu\text{m}$  à  $100 \mu\text{m}$ ) émis par des sources terrestres dont la température est proche de la température ambiante (Sparrow et Cess, 1978).

### *1.3.3. Bilans radiatifs 1D pour un produit recouvert d'un film semi-transparent et soumis au rayonnement solaire*

L'objectif de ce paragraphe, compte tenu des informations fournies dans le paragraphe qui précède, est d'effectuer un bilan des échanges radiatifs dans un système de séchage solaire dont la géométrie est, en première approximation, celle proposée sur la *figure 1.8*. Le comportement du système doit être étudié vis à vis des rayonnements de courtes longueurs d'ondes (rayonnement solaire) et des rayonnements de grandes longueurs d'onde (rayonnement du ciel, rayonnements des surfaces constituant le système à savoir le rayonnement du produit à sécher et du film). Par hypothèse, nous supposons qu'aucun obstacle ne vient masquer la surface du système, ce qui permet de négliger le rayonnement propre ou la réflexion de surfaces environnantes.

Dans notre expérimentation, nous travaillerons avec un simulateur solaire dont une description détaillée sera fournie au chapitre 3. Ce simulateur fournit une énergie constante dans le temps dont l'intensité peut être modulée à l'aide de filtres. Le rayonnement émis par le simulateur a un spectre très proche de celui du soleil et peut donc être assimilé à celui d'un

corps noir (*cf. annexe 2*). Dans la suite des bilans, l'éclairement de la surface du séchoir solaire lié au simulateur (ou au soleil) sera noté " $E$ ".

Par ailleurs, nous supposons que toutes les surfaces en présence se comportent à l'émission et à la réception comme des corps gris diffus isotrope (*cf. Annexe 2*). A chaque surface, nous associerons donc 4 coefficients caractérisant son comportement radiatif, à savoir :

- un coefficient de réflexion,  $\rho$
- un coefficient d'absorption,  $\alpha$
- un coefficient de transmission,  $\tau$
- une émissivité,  $\varepsilon$

Pour tenir compte du caractère éventuellement sélectif de certaines surfaces (propriétés différentes sur des bandes de longueurs d'ondes distinctes), nous affecterons un indice à chacun de ces coefficients, suivant que le rayonnement auquel il se réfère est plutôt de courtes longueurs d'onde (UV) ou de grandes longueurs d'onde (IR). Notons que, dans les paragraphes suivants, cet indice n'apparaîtra pas sur les figures pour plus de lisibilité mais il sera précisé dans les équations de bilans.

Enfin, la surface du produit et le film seront assimilés à deux plans parallèles de grande extension, ce qui nous amène à négliger les effets de bord (facteur de forme entre le film et le produit égal à 1) (Whitaker, 1977).

#### 1.3.3.1. Comportement du système vis-à-vis du rayonnement solaire

L'éclairement solaire du système induit de multiples phénomènes de transmission, réflexion et absorption au niveau de la surface du film polymère et du produit. La *figure 1.13* représente schématiquement l'ensemble de ces échanges radiatifs. De ces multiples échanges, on peut déduire un bilan de comportement de chacun des éléments du système vis-à-vis du rayonnement solaire réel ou simulé.

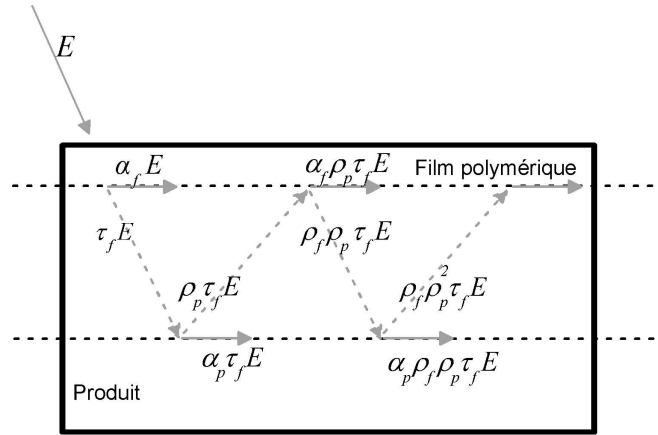


figure 1.13 : comportement du système vis à vis du rayonnement solaire

Les coefficients radiatifs sont ici ceux qui sont associés au comportement vis-à-vis du rayonnement solaire c'est-à-dire plutôt ultraviolet (UV).

▪ Rayonnement solaire absorbé par le film

Soit donc  $E$  l'éclairement solaire :  $\tau_f E$  est l'énergie transmise et  $\alpha_f E$  est l'énergie absorbée par le film polymère. L'énergie transmise est ensuite en partie absorbée par le produit ( $\alpha_p \tau_f E$ ) tandis que la fraction ( $\rho_p \tau_f E$ ), ou encore  $(1 - \alpha_p) \tau_f E$  est réfléchi par le produit en direction du film, le produit étant supposé opaque ( $\tau_p = 0$ ). En analysant les multiples fractions du rayonnement solaire absorbées par le film polymère, on peut déterminer l'apport global au niveau du film, soit :

$$\begin{aligned}
 \varphi_{\text{soleil-f}} &= \alpha_{fUV} E + \alpha_{fUV} \rho_{pUV} \tau_{fUV} E + \alpha_{fUV} \rho_{pUV}^2 \rho_{fUV} \tau_{fUV} E \\
 (1.13) \quad &+ \alpha_{fUV} \rho_{pUV}^3 \rho_{fUV}^2 \tau_{fUV} E \\
 &= \alpha_{fUV} E + \alpha_{fUV} \rho_{pUV} \tau_{fUV} E (1 + \rho_{pUV} \rho_{fUV} + \rho_{pUV}^2 \rho_{fUV}^2 + \dots)
 \end{aligned}$$

En utilisant le résultat suivant :

$$(1.14) \quad \sum_0^{\infty} x^n = 1 + x + x^2 + x^3 + \dots = \frac{x^{n-1} - 1}{x - 1}$$

on obtient :

$$(1.15) \quad 1 + \rho_{pUV} \rho_{fUV}^2 + \rho_{pUV}^2 \rho_{fUV}^2 + \dots + (\rho_{pUV} \rho_{fUV})^{\infty} = \frac{(\rho_{pUV} \rho_{fUV})^{n-1} - 1}{(\rho_{pUV} \rho_{fUV}) - 1} = \frac{1}{1 - (\rho_{pUV} \rho_{fUV})}$$

car  $\rho_p$  et  $\rho_f$  étant plus petits que 1,  $(\rho_{pUV} \rho_{fUV})^{(n-1)_{n \rightarrow \infty}} = 0$ .

Par conséquent :

$$(1.16) \quad \varphi_{\text{soleil-f}} = \alpha_{fUV} E + \frac{\alpha_{fUV} \rho_{pUV} \tau_{fUV} E}{1 - \rho_{pUV} \rho_{fUV}}$$

- *Rayonnement solaire absorbé par le produit :*

L'énergie solaire absorbée par le produit se compose de la fraction directement transmise par le film et des réflexions multiples entre film et produit, d'où :

$$(1.17) \quad \begin{aligned} \varphi_{\text{soleil-p}} &= \alpha_{pUV} \tau_{fUV} E + \alpha_{pUV} \rho_{pUV} \rho_{fUV} \tau_{fUV} E + \alpha_{pUV} \rho_{pUV}^2 \rho_{fUV}^2 \tau_{fUV} E \\ &+ \alpha_{pUV} \rho_{pUV}^3 \rho_{fUV}^3 \tau_{fUV} E \\ &= \alpha_{pUV} \tau_{fUV} E \left( 1 + \rho_{pUV} \rho_{fUV} + \rho_{pUV}^2 \rho_{fUV}^2 + \dots + (\rho_{pUV} \rho_{fUV})^\infty \right) \end{aligned}$$

En effectuant les mêmes développements et approximations que précédemment, on obtient :

$$(1.18) \quad \varphi_{\text{soleil-p}} = \frac{\alpha_{pUV} \tau_{fUV} E}{1 - \rho_{pUV} \rho_{fUV}}$$

### 1.3.3.2. Comportement du système vis-à-vis du rayonnement du ciel

Comme nous l'avons déjà précisé, le rayonnement du ciel désigne pour nous le rayonnement infrarouge en provenance de l'atmosphère (émission propre de l'atmosphère et réflexion du rayonnement terrestre). Le rayonnement terrestre est proche de celui d'un corps noir à 290K. Par contre l'atmosphère ne se comporte pas comme un corps gris car elle agit de manière très sélective sur certaines bandes de longueur d'onde. Ceci étant, dans une première approche, nous assimilerons le rayonnement global en provenance de l'atmosphère à celui d'un corps noir dont la température est proche de la température ambiante  $T_{\infty e}$ . Dans le bilan des échanges radiatifs il est prévisible que ce terme ne constitue pas un apport majeur ce qui justifie l'approximation proposée.

Le flux émis par le ciel en direction de notre système s'exprimera donc par :

$$(1.19) \quad \phi_{\infty e \rightarrow f} = F_{\infty e, f} A_{\infty e} \sigma T_{\infty e}^4 = F_{f, \infty e} A_f \sigma T_{\infty e}^4 \quad \text{avec } F_{f, \infty e} = 1$$

Ainsi, l'éclairement du film lié au rayonnement du ciel sera défini par :

$$(1.20) \quad \varphi_{\infty e \rightarrow f} = \phi_{\infty e \rightarrow f} / A_f = \sigma T_{\infty e}^4$$



Procédant de façon similaire au rayonnement solaire précédent, on calcule le rayonnement lié à l'émission du ciel et absorbée par le film polymère et le produit (figure 1.14) :

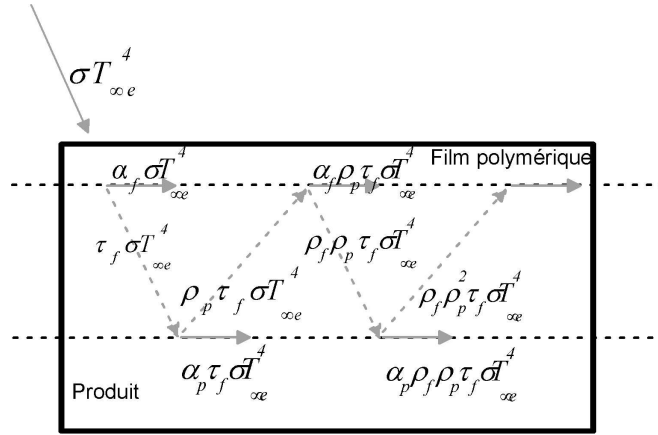


figure 1.14 : comportement du système vis à vis du rayonnement du ciel

- Rayonnement absorbé par le film polymère :

$$\begin{aligned}
 \varphi_{\infty e-f} &= \alpha_{fIR} \sigma T_{\infty e}^4 + \alpha_{fIR} \rho_{pIR} \tau_{fIR} \sigma T_{\infty e}^4 + \alpha_{fIR} \rho_{pIR}^2 \rho_{fIR} \tau_{fIR} \sigma T_{\infty e}^4 + \alpha_{fIR} \rho_{pIR}^3 \rho_{fIR}^2 \tau_{fIR} \sigma T_{\infty e}^4 \\
 (1.21) \quad &= \alpha_{fIR} \sigma T_{\infty e}^4 + \frac{\alpha_{fIR} \rho_{pIR} \tau_{fIR} \sigma T_{\infty e}^4}{1 - \rho_{pIR} \rho_{fIR}}
 \end{aligned}$$

soit :

$$(1.22) \quad \varphi_{\infty e-f} = \alpha_{fIR} \sigma T_{\infty e}^4 \left( \frac{1 - \rho_{pIR} \rho_{fIR} + \rho_{pIR} \tau_{fIR}}{1 - \rho_{pIR} \rho_{fIR}} \right)$$

- Rayonnement absorbé par le produit :

$$\begin{aligned}
 \varphi_{\infty e-p} &= \alpha_{pIR} \tau_{fIR} \sigma T_{\infty e}^4 + \alpha_{pIR} \rho_{pIR} \rho_{fIR} \tau_{fIR} \sigma T_{\infty e}^4 + \alpha_{pIR} \rho_{pIR}^2 \rho_{fIR}^2 \tau_{fIR} \sigma T_{\infty e}^4 \\
 (1.23) \quad &+ \alpha_{pIR} \rho_{pIR}^3 \rho_{fIR}^3 \tau_{fIR} \sigma T_{\infty e}^4 \\
 &= \alpha_{pIR} \tau_{fIR} \sigma T_{\infty e}^4 + \alpha_{pIR} \rho_{pIR} \rho_{fIR} \tau_{fIR} \sigma T_{\infty e}^4 (1 + \rho_{pIR} \rho_{fIR} + \rho_{pIR}^2 \rho_{fIR}^2 + \dots) \\
 &= \alpha_{pIR} \tau_{fIR} \sigma T_{\infty e}^4 + \frac{\alpha_{pIR} \rho_{pIR} \rho_{fIR} \tau_{fIR} \sigma T_{\infty e}^4}{1 - \rho_{pIR} \rho_{fIR}}
 \end{aligned}$$

$$(1.24) \quad \varphi_{\infty e-p} = \alpha_{pIR} \tau_{fIR} \sigma T_{\infty e}^4 \left( \frac{1}{1 - \rho_{pIR} \rho_{fIR}} \right)$$

### 1.3.3.3. Comportement du système vis à vis du rayonnement émis par le film polymère

Le film polymère émet comme un corps gris dont la température sera notée  $T_f$  : la valeur de cette émission est donc égale à  $\varepsilon_f \sigma T_f^4$ . Sur la *figure 1.15* nous représentons comme dans le paragraphe qui précède, les différents échanges liés aux multiples absorptions, réflexions et transmissions du film et du produit.

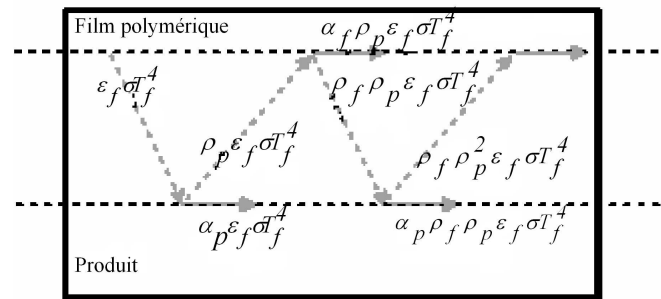


figure 1.15 : comportement du système vis à vis du rayonnement du film

On procède de la même façon pour établir les bilans du film polymère du produit vis-à-vis de l'émission propre du film.

- Rayonnement absorbé par le film polymère

$$(1.25) \quad \begin{aligned} \varphi_{f-f} &= \alpha_{fIR} \rho_{pIR} \varepsilon_{fIR} \sigma T_f^4 + \alpha_{fIR} \rho_{pIR}^2 \rho_{fIR} \varepsilon_{fIR} \sigma T_f^4 + \alpha_{fIR} \rho_{pIR}^3 \rho_{fIR}^2 \varepsilon_{fIR} \sigma T_f^4 \\ &+ \alpha_{fIR} \rho_{pIR}^4 \rho_{fIR}^3 \varepsilon_{fIR} \sigma T_f^4 + \dots \\ &= \alpha_{fIR} \rho_{pIR} \varepsilon_{fIR} \sigma T_f^4 \left( 1 + \rho_{pIR} \rho_{fIR} + \rho_{pIR}^2 \rho_{fIR}^2 + \dots \right) \end{aligned}$$

soit :

$$(1.26) \quad \varphi_{f-f} = \alpha_{fIR} \varepsilon_{fIR} \sigma T_f^4 \left( \frac{\rho_{pIR}}{1 - \rho_{pIR} \rho_{fIR}} \right)$$

- Rayonnement absorbé par le produit :

$$\begin{aligned}
 \varphi_{f-p} &= \alpha_{pIR} \varepsilon_{fIR} \sigma T_f^4 + \alpha_{pIR} \rho_{pIR} \rho_{fIR} \varepsilon_{fIR} \sigma T_f^4 + \alpha_{pIR} \rho_{pIR}^2 \rho_{fIR}^2 \varepsilon_{fIR} \sigma T_f^4 \\
 (1.27) \quad &+ \alpha_{pIR} \rho_{pIR}^3 \rho_{fIR}^3 \varepsilon_{fIR} \sigma T_f^4 + \dots \\
 &= \alpha_{pIR} \varepsilon_{fIR} \sigma T_f^4 (1 + \rho_{pIR} \rho_{fIR} + \rho_{pIR}^2 \rho_{fIR}^2 + \dots)
 \end{aligned}$$

soit :

$$(1.28) \quad \varphi_{f-p} = \alpha_{pIR} \varepsilon_{fIR} \sigma T_f^4 \left( \frac{1}{1 - \rho_{pIR} \rho_{fIR}} \right)$$

#### 1.3.3.4. Comportement du système vis-à-vis du rayonnement émis par le produit

La figure 1.16 représente les multiples réflexions et absorptions du produit et du film vis-à-vis du rayonnement émis par le produit. Nous déduisons, par un raisonnement analogue aux précédents, le bilan des flux absorbés par le film et le produit.

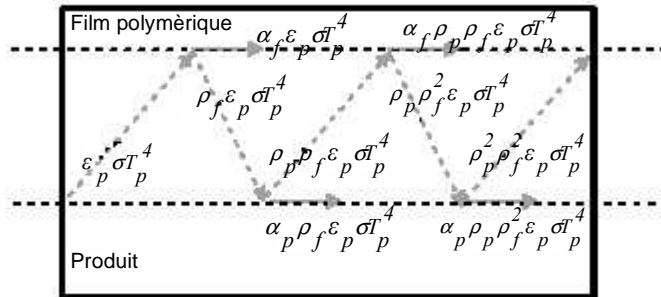


figure 1.16 : comportement du système vis à vis du rayonnement du produit

- Rayonnement absorbé par le film polymère

$$\begin{aligned}
 \varphi_{p-f} &= \alpha_{fIR} \varepsilon_{pIR} \sigma T_p^4 + \alpha_{fIR} \rho_{pIR} \rho_{fIR} \varepsilon_{pIR} \sigma T_p^4 + \alpha_{fIR} \rho_{pIR}^2 \rho_{fIR}^2 \varepsilon_{pIR} \sigma T_p^4 \\
 (1.29) \quad &+ \alpha_{fIR} \rho_{pIR}^3 \rho_{fIR}^3 \varepsilon_{pIR} \sigma T_p^4 + \dots \\
 &= \alpha_{fIR} \varepsilon_{pIR} \sigma T_p^4 (1 + \rho_{pIR} \rho_{fIR} + \rho_{pIR}^2 \rho_{fIR}^2 + \dots)
 \end{aligned}$$

soit :

$$(1.30) \quad \varphi_{p-f} = \alpha_{fIR} \varepsilon_{pIR} \sigma T_p^4 \left( \frac{1}{1 - \rho_{pIR} \rho_{fIR}} \right)$$

▪ *Rayonnement absorbé par le produit*

$$(1.31) \quad \begin{aligned} \varphi_{p-p} &= \alpha_{pIR} \rho_{fIR} \varepsilon_{pIR} \sigma T_p^4 + \alpha_{pIR} \rho_{pIR} \rho_{fIR}^2 \varepsilon_{pIR} \sigma T_p^4 + \alpha_{pIR} \rho_{pIR}^2 \rho_{fIR}^3 \varepsilon_{pIR} \sigma T_p^4 \\ &+ \alpha_{pIR} \rho_{pIR}^3 \rho_{fIR}^4 \varepsilon_{pIR} \sigma T_p^4 + \dots \\ &= \alpha_{pIR} \rho_{fIR} \varepsilon_{pIR} \sigma T_p^4 (1 + \rho_{pIR} \rho_{fIR} + \rho_{pIR}^2 \rho_{fIR}^2 + \dots) \end{aligned}$$

soit :

$$(1.32) \quad \varphi_{p-p} = \alpha_{pIR} \varepsilon_{pIR} \sigma T_p^4 \left( \frac{\rho_{fIR}}{1 - \rho_{pIR} \rho_{fIR}} \right)$$

#### 1.4. Conclusion

Nous avons présenté, dans ce chapitre, l'utilisation de l'énergie solaire comme une solution aux différents problèmes liés au séchage : "économie d'énergie, limitation de la pollution, réponse à la dispersion géographique des lieux de séchage, une simplicité des techniques mise en œuvre..."

Malgré ces avantages, nous nous sommes aperçus des fortes contraintes liées à l'actuelle utilisation des séchoirs solaires à convection naturelle et forcée. Nous avons trouvé, par exemple, que les trous d'aération du séchage solaire à convection naturelle, utiles pour le renouvellement de l'air, apportent souvent des risques d'infestation par la saleté de l'air ou par l'entrée des insectes ou la manipulation humaine ; en plus, il existe des difficultés de contrôle dans le taux de séchage... et que des grandes quantités d'énergie sont nécessaires dans le séchage solaire à convection forcée qui augmentent considérablement les coûts d'installations.

Nous nous proposons de montrer, dans ce rapport, la faisabilité d'un système de séchage solaire direct à convection naturelle basé sur l'utilisation d'un film polymère (*figure 1.17*) dont la technologie d'utilisation est appelée *osmofilm* (issue du fabricant). Il s'agit d'un nouveau procédé breveté utilisant des membranes et sacs spécifiques pour le séchage et

la conservation au sec. En enfermant les produits humides à l'intérieur d'un système clos osmofilm, il est possible de provoquer un effet de serre qui amène une augmentation de température importante favorable à l'évaporation. La perméabilité sélective des membranes empêche la condensation, conduisant ainsi l'évaporation vers la déshydratation totale, et ce, sans utilisation d'énergie fossile, électrique...



*figure 1.17 : film polymère (osmofilm) utilisé*

## CHAPITRE 2

### *Modélisation des transferts de masse et de chaleur*

2.1.	<i>Introduction</i>	47
2.2.	<i>Modélisation du système et hypothèses</i>	48
2.3.	<i>Equations de transfert</i>	50
2.3.1.	Bilans de masse	50
2.3.1.1.	Bilan de masse sur le produit, en l'absence de phénomène d'évapo- condensation	50
2.3.1.2.	Bilans de masse sur le produit en présence du phénomène d'évapo- condensation	52
2.3.1.3.	Bilans de masse sur le condensat en surface intérieure du film polymère.	53
2.3.1.4.	Bilans de masse sur le condensat en surface extérieure du film polymère	54
2.3.1.5.	Bilans de masse sur l'air humide intérieur	55
2.3.2.	Bilans d'énergie	57
2.3.2.1.	Bilan d'énergie sur le produit	57
2.3.2.2.	Bilan d'énergie sur le film polymère	58
2.3.2.3.	Bilan d'énergie sur l'air humide intérieur	59
2.4.	<i>Les paramètres du modèle</i>	61
2.4.1.	Données bibliographiques	61
2.4.1.1.	Propriétés thermophysiques de l'air humide	61
2.4.1.2.	Coefficient d'échange par convection	65
2.4.1.3.	Détermination du coefficient de transmission du film polymère	67
2.4.2.	Mesure du coefficient de diffusion du film polymère	72
2.4.2.1.	Principe de la mesure	72
2.4.2.2.	Procédure expérimentale	73
2.4.2.3.	Résultats	74



## 2.1. Introduction

Comme nous l'avons déjà évoqué au chapitre précédent, le séchage d'un produit emballé sous film polymère dont la perméabilité est sélective permet d'envisager un dispositif de séchage solaire en mode direct sans circulation d'air puisque la perméabilité du film aux molécules de vapeur d'eau permet à ces dernières de diffuser vers l'air extérieur sous l'effet d'un gradient de pression de vapeur. Le système à mettre en œuvre, bien que simple en terme de conception, est le siège de plusieurs modes de transfert couplés énumérés ci-dessous et dont l'illustration est fournie sur la figure 2. 1.

1- Rayonnement solaire et rayonnement du ciel ; 2- Echanges convectifs entre le film et l'air extérieur ; 3- Diffusion de la vapeur d'eau ; 4- Rayonnement émis par le produit ; 5- Echanges convectifs entre le produit et l'air confiné dans la cavité ; 6- Rayonnement émis par le film polymérique ; 7- Evapo-condensation à la surface extérieure du film ; 8- Evapo-condensation à la surface intérieure du film ; 9- Evapo-condensation à la surface du produit.

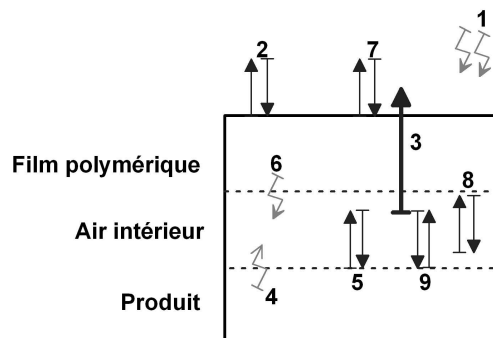


figure 2. 1 : Schématisation des transferts de masse et de chaleur sur le système étudié

En partant de cette analyse générale, nous nous proposons dans ce chapitre d'écrire des équations traduisant les transferts couplés de masse et de chaleur dans le système étudié (produit emballé sous film polymère) pour modéliser et quantifier le rôle du film polymère.

Les équations de conservation de l'énergie et de la masse sont formalisées pour les différents composants du système à savoir le produit, l'air humide intérieur se situant entre le produit et le film et le film polymère lui-même ce qui conduit au modèle mathématique qui décrit le système fermé du séchoir solaire proposé. Le transport d'humidité dans ces composants est dû à des phénomènes d'évaporation – condensation (cf. paragraphes 2.3.1.2 à 2.3.1.4), de diffusion de la vapeur d'eau au travers du film polymère (cf. paragraphes



2.3.1.5) et de transport d'eau dans le produit par diffusion-sorption et capillarité (cf. paragraphe 2.3.1.1). L'analyse est faite à l'échelle produit/procédé ce qui signifie que le transport d'eau dans le produit n'est étudié qu'au travers du flux masse évaporé en surface sous l'action de l'énergie solaire disponible. La simulation du procédé dans des conditions d'ensoleillement naturel nécessite donc l'introduction dans le modèle d'une fonction flux masse établie à partir d'expériences qualifiées sur le produit, expériences qui permettent de relier le flux masse aux paramètres du modèle (cinétique de séchage).

L'éventuelle condensation de l'air humide confiné et de l'air humide ambiant sur les surfaces du film polymère et du produit est prise en compte dans les bilans de masse lorsque la température du produit et/ou du film devient inférieure à la température de rosée de l'air humide en contact avec la surface considérée.

Le modèle étant écrit, les différents paramètres intervenant dans les équations de transport sont présentés à la fin de ce chapitre. Il s'agit principalement des propriétés thermophysiques de l'air humide ainsi que des coefficients de diffusion de la vapeur d'eau au travers du film polymère et du coefficient de transmission du film polymère au rayonnement thermique. Ces derniers ont été déduits de mesures réalisées hors et dans le laboratoire.

## **2.2. Modélisation du système et hypothèses**

Le point de départ de la modélisation est l'écriture des lois de conservation de la masse et de l'énergie pour les différents composants du système à savoir : le produit, l'air confiné entre le produit et le film et le film (*les condensats susceptibles de se former sur le produit et le film à l'intérieur comme à l'extérieur étant pris en compte*). La géométrie du système joue un rôle très important dans les transferts d'énergie par rayonnement et convection naturelle et donc sur les transferts de masse qui interviennent à l'intérieur de la cavité fermée formée par l'espace entre le produit et le film.

Nous présentons sur la *figure 2. 2* le système à modéliser. Celui-ci est constitué de 4 sous-domaines : le produit à sécher, l'air intérieur de séchage confiné entre le film et le produit, le film polymère et l'air ambiant extérieur . Le modèle mis en œuvre considère que les conditions thermodynamiques de l'air ambiant sont une donnée du problème, tout comme l'éclairement solaire.

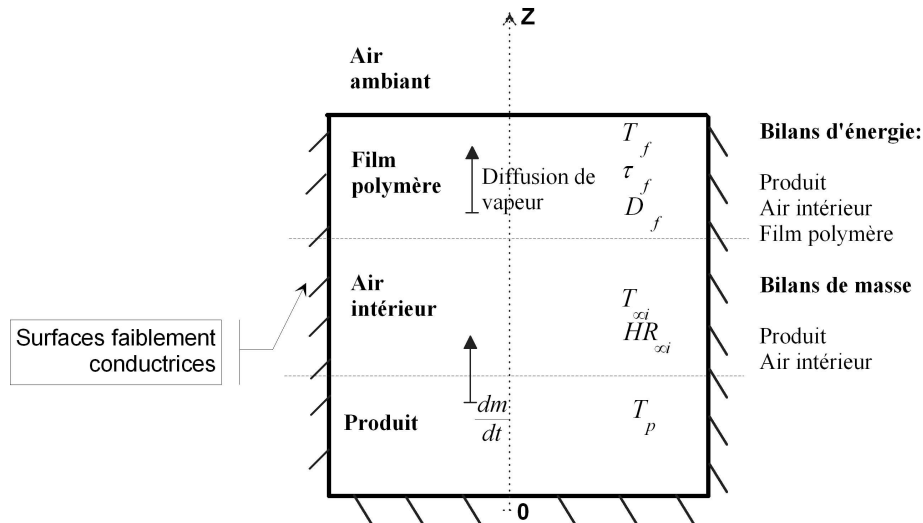


figure 2. 2 : Volume de Contrôle du Système: produit-air de séchage-film polymère-air environnement

On peut approcher le comportement des différents sous systèmes : produit, film polymère, air intérieur et extérieur à la cavité, moyennant un certain nombre d'hypothèses concernant les transferts mis en jeu et les paramètres liés aux transports de masse et d'énergie, hypothèses qui sont énoncées voire pour certaines d'entre elles rappelées ci-dessous.

- Le transport de masse et d'énergie est considéré unidirectionnel et dirigé du bas du produit vers la surface d'évaporation. En effet, les échanges de masse et d'énergie sont prépondérants dans la direction et le sens  $0-Z$  du volume de contrôle (figure 2. 2). Pour satisfaire au mieux cette hypothèse la cellule expérimentale sera composée d'une cavité cylindrique fermée dont les parois latérales seront thermiquement faiblement conductrices afin de limiter les effets bidimensionnels.
- L'air humide à l'intérieur de la cavité représente l'air de séchage et sa température est supposée uniforme. En terme d'échanges par convection, l'air de séchage ne fait que transférer de la chaleur entre le produit et le film et son énergie interne s'adapte de sorte que sa température reste constamment égale à la température moyenne entre celle du film et du produit. Ce choix est guidé par le fait que la convection entre le produit et le film est, soit de la conduction pure ( $Nu = 1$ ), soit de la convection naturelle dans une cellule fermée. Dans le premier cas (conduction), le profil vertical de la température dans l'air est linéaire et dans le second cas (convection) cet air est « mélangé ». Dans les 2 cas de figures, l'hypothèse de température moyenne est raisonnable.

- En terme de transfert par rayonnement, on considère que l'air intérieur est transparent. Autrement dit, l'air intérieur n'émet aucun rayonnement et il transmet tous les rayonnements mis en jeu dans le système (rayonnement solaire, émission du produit et du film). Cette hypothèse est, a priori, raisonnable car l'épaisseur de la couche d'air située entre le produit et le film polymère est faible (<1 cm).
- L'air extérieur au système (air ambiant) se trouve dans des conditions normales atmosphériques.
- La température du film polymère est supposée uniforme dans son épaisseur (25  $\mu\text{m}$ ).

## 2.3. Equations de transfert

### 2.3.1. Bilans de masse

L'écriture des bilans de masse est basée sur le volume de contrôle présenté (figure 2. 2). Tout d'abord, on modélise l'évolution du transport de l'eau du produit vers le film polymère au travers l'air de séchage. Puis, on modélise le transport de cette masse d'eau au travers du film polymère. Enfin, on prend en compte une possible condensation de l'air ambiant sur le système.

#### 2.3.1.1. Bilan de masse sur le produit, en l'absence de phénomène d'évapo-condensation

Comme nous l'avons déjà précisé, le bilan de masse sur le produit est traduit au travers d'un flux masse exprimé à l'interface air de séchage/produit :

$$(2.1) \quad F_m = -\frac{1}{A_{\text{éch-p}}} \frac{dm_e}{dt}$$

où  $\frac{dm_e}{dt}$  est la variation de la masse d'eau contenue dans le produit ;  $A_{\text{éch-p}}$  est la surface d'échange à l'interface produit/air de séchage et  $F_m$  le flux masse par unité de surface qui sort du produit. Si l'on suppose un produit de forme géométrique homogène (par exemple cylindrique) de volume solide  $V_s$  et d'épaisseur  $e_p$ , la surface d'échange  $A_{\text{éch-p}}$  s'exprime par :

$$(2.2) \quad A_{\text{éch-p}} = \frac{V_s}{e_p}$$

Cette relation permet d'introduire la compacité du produit qui quantifie la surface d'échange contenue dans le volume dans lequel on caractérise les transferts, à savoir :

$$(2.3) \quad \alpha_s = \frac{dA_{ech-p}}{dV_s}$$

Si l'on considère négligeable la déformation radiale subie par le produit au cours de séchage, alors :

$$(2.4) \quad \alpha_s = \frac{dA_{ech-p}}{dV_s} = \frac{1}{e_p}$$

et l'équation (2.1) peut alors s'écrire sous la forme :

$$(2.5) \quad \frac{dm_e}{dt} = -F_m \frac{V_s}{e_p} = -F_m \frac{m_s}{\rho_s^a} \alpha_s$$

Dans cette relation,  $\rho_s^a$  est la masse volumique apparente du produit sec (matière solide). Elle est égale au rapport entre la masse sèche et le volume du produit sec.

$$(2.6) \quad \rho_s^a = \frac{m_s}{V_s}$$

Reprenons l'analyse du bilan du produit et rappelons la définition de la teneur en eau en base sèche, c'est à dire rapportée à la masse du produit sec :

$$(2.7) \quad W_{bs} = \frac{m_e}{m_s} = \frac{m(t) - m_s}{m_s}$$

La teneur en eau du produit base sèche sera notée  $W_{bs} = W_p$ . Par conséquent le bilan de masse sur le produit (éq.(2.5)) s'écrit sous la forme :

$$(2.8) \quad \frac{\rho_s^a}{\alpha_s} \frac{dW_p}{dt} = -F_m \quad si \quad \left\{ \begin{array}{l} T_p > T_{\infty i}^{rosée}(T_{\infty i}, W_{\infty i}) \\ e^{cond.\infty i-p}(t) = 0 \end{array} \right\}$$

Ce bilan correspond au cas où il n'a pas formation de condensation sur la surface d'échange du produit. Dans le cas contraire, on est amené à établir un bilan de masse sur la couche de condensat formée. Ce bilan fait l'objet du paragraphe suivant.

### 2.3.1.2. Bilans de masse sur le produit en présence du phénomène d'évapo-condensation

La présence d'eau à la surface du produit est due au phénomène de condensation superficielle lorsque la température superficielle du produit est inférieure ou égale à la température de saturation de la vapeur c'est-à-dire la température de rosée. Elle peut aussi être due à la migration d'eau libre de l'intérieur du produit vers la surface.

Ainsi, on exprime la cinétique d'évapo-condensation à la surface du produit en fonction des différentes situations par :

$$(2.9) \quad \rho_e \frac{de^{cond.\infty i-p}(t)}{dt} = \begin{cases} F_m^{cond.\infty i-p} & \text{si } T_p < T_{\infty i}^{rosée}(T_{\infty i}, W_{\infty i}) \\ -F_{mis}^{\infty i-p} & \text{si } \left\{ \begin{array}{l} T_p > T_{\infty i}^{rosée}(T_{\infty i}, W_{\infty i}) \\ e^{cond.\infty i-p}(t) > 0 \end{array} \right\} \end{cases}$$

Nous avons vu que dans la période flux masse constant du séchage (*cf. Annexe 3*), la surface du produit est alimentée par migration interne en eau libre et cette eau est éliminée à flux masse constant. L'évaporation s'effectue à la surface du produit : c'est pourquoi la modélisation du flux masse constant ( $F_{mis}$ ) est basée sur le modèle de la couche limite de transfert de masse en surface du produit.

Le calcul de  $F_{mis}$  s'appuie sur l'hypothèse d'équilibre thermodynamique locale qui postule classiquement que l'air humide dans et en surface du produit est saturé, la pression vapeur dans le produit étant alors localement égale à la pression de vapeur saturante  $p_{vsat}$  qui est une fonction de la température locale.

À cette hypothèse d'équilibre thermodynamique local dans le produit est associée une hypothèse, connue sous le nom d'hypothèse de Lewis, qui traduit une analogie entre le transfert de chaleur et le transfert de masse entre le produit et son environnement ; elle permet de définir un coefficient de transfert de masse  $h_m$  qui sert ensuite à évaluer le flux masse constant. L'hypothèse de Lewis s'écrit :

$$(2.10) \quad h_m = \frac{h_{\infty}}{\rho_{\infty} C_{p\infty}}$$

Le flux masse constant s'exprime alors sous la forme :

$$(2.11) \quad F_{mis}^{\infty i-p} = h_{m\infty i} (\rho_{v,surf}(T_p, a_w) - \rho_{v,\infty i})$$

$\rho_{v,surf}(T_p, a_w)$  est la masse volumique de la vapeur en surface du produit et s'exprime aisément en fonction de la température du produit. Dans les conditions ordinaires de pression et de

température, l'air peut être considéré comme un mélange de gaz parfaits dont la vapeur est l'un des constituants. Par conséquent :

$$(2.12) \quad \rho_{v,surf}(T_p) = \frac{M_v \cdot p_{vsat}(T_p)}{R \cdot T_p} a_w$$

La masse volumique de la vapeur dans l'air humide intérieur,  $\rho_{v,\infty i}$ , s'exprime quant à elle, en fonction de la teneur en eau locale de cet air  $W_{\infty i}$  (cf annexe 3) :

$$(2.13) \quad \rho_{v,\infty i} = \frac{M_v}{R \cdot T_{\infty i}} \frac{101325 \cdot W_{\infty i}}{W_{\infty i} + 0,622}$$

Lorsque l'air est saturé d'eau, le flux masse d'évaporation s'annule. Par contre, les transferts de chaleur convectifs ont toujours lieu.

Une démarche analogue est proposée pour traiter l'évapo-condensation à la surface du film polymère que ce soit côté intérieur (cavité de séchage) ou côté extérieur (air ambiant).

### 2.3.1.3. Bilans de masse sur le condensat en surface intérieure du film polymère.

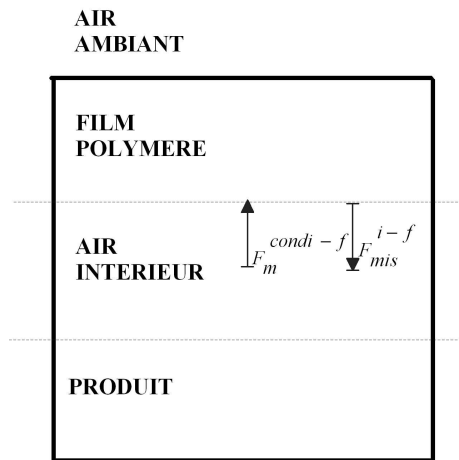


figure 2.3 : Schéma de la condensation de l'air intérieur sur le film

Comme nous l'avons vu dans le bilan précédent, l'épaisseur du condensat formée en surface du film en fonction du temps s'exprime en prenant en compte les conditions locales de la surface ainsi que la température de rosée de l'air. Sur la face intérieure du film (figure 2.3), on a :

$$(2.14) \quad \rho_e \frac{de^{cond.\infty i-f}(t)}{dt} = \begin{cases} F_m^{cond.\infty i-f} & \text{si } T_f < T_{\infty i}^{rosée}(T_{\infty i}, W_{\infty i}) \\ -F_{mis}^{\infty i-f} & \text{si } \left\{ \begin{array}{l} T_f > T_{\infty i}^{rosée}(T_{\infty i}, W_{\infty i}) \\ e^{cond.\infty i-f}(t) > 0 \end{array} \right\} \\ 0 & \text{sinon} \end{cases}$$

avec :

$$(2.15) \quad F_{mis}^{\infty i-f} = h_{m\infty i} (\rho_{v,surf}(T_f) - \rho_{v,\infty i})$$

$$(2.16) \quad \rho_{v,surf}(T_f) = \frac{M_v \cdot P_{vsat}(T_f)}{R \cdot T_f}$$

#### 2.3.1.4. Bilans de masse sur le condensat en surface extérieure du film polymère

L'air ambiant extérieur se condense sur le film polymère lorsque la température superficielle de ce dernier est inférieure ou égale à la température de saturation de la vapeur de l'air. Le condensat formé pourra s'évaporer dès que la température superficielle du film remontera au-dessus de la température de rosée. Le bilan s'écrit :

$$(2.17) \quad \rho_e \frac{de^{cond.\infty e-f}(t)}{dt} = \begin{cases} F_m^{cond.\infty e-f} & \text{si } T_f < T_{\infty e}^{rosée}(T_{\infty e}, W_{\infty e}) \\ -F_{mis}^{\infty e-f} & \text{si } \left\{ \begin{array}{l} T_f > T_{\infty e}^{rosée}(T_{\infty e}, W_{\infty e}) \\ e^{cond.\infty e-f}(t) > 0 \end{array} \right\} \\ 0 & \text{sinon} \end{cases}$$

où :

$$(2.18) \quad F_{mis}^{\infty e-f} = h_{m\infty e} (\rho_{v,surf}(T_f) - \rho_{v,\infty e})$$

$$(2.19) \quad \rho_{v,\infty e} = \frac{M_v}{R \cdot T_{\infty e}} \frac{101325 \cdot W_{\infty e}}{W_{\infty e} + 0,622}$$

## 2.3.1.5. Bilans de masse sur l'air humide intérieur

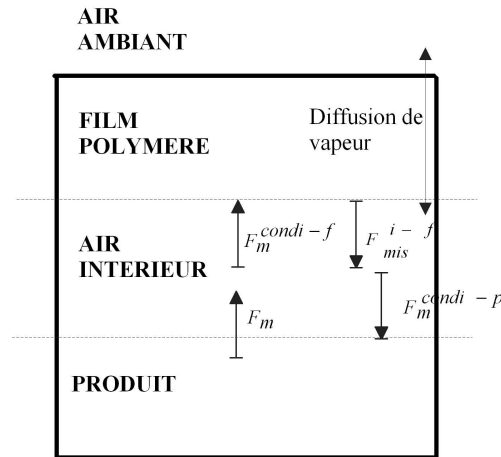


figure 2. 4 : Bilan de masse sur l'air humide intérieur

Le bilan de masse de l'air de séchage dépend des conditions aux limites aux interfaces air de séchage-produit et air de séchage-film polymère. L'expression générale est donnée par :

$$(2. 20) \quad \frac{dm_v^{\infty i}}{dt} = F_m^{\infty i} A_{éch-p}$$

où  $\frac{dm_v^{\infty i}}{dt}$  représente les variations de masse de vapeur dans l'air de séchage et  $F_m^{\infty i}$  représente l'ensemble des flux masse qui interviennent dans le bilan et représenté sur la *figure 2.4*.

La masse de vapeur contenue dans l'air de séchage peut être exprimée simplement en fonction de la teneur en eau de cet air, ce qui conduit à :

$$(2. 21) \quad m_v^{\infty i} = \rho_{v,\infty i} V_{\infty i} = \rho_{as}^{\infty i} W_{\infty i} V_{\infty i}$$

où  $V_{\infty i}$  représente le volume d'air confiné entre le produit et le film. En remplaçant  $m_v^{\infty i}$  par son expression dans l'équation (2. 20) et en introduisant la compacité définie précédemment (éq. (2. 4)), le bilan de masse devient :

$$(2. 22) \quad \frac{d(\rho_{as}^{\infty i} W_{\infty i} V_{\infty i})}{dt} = F_m^{\infty i} V_s \alpha_s$$

Si l'on suppose que la valeur de la masse volumique de l'air sec reste constante (elle évolue peu avec la température), on obtient :

$$(2. 23) \quad \frac{V_{\infty i} \rho_{as}^{\infty i}}{V_s \alpha_s} \frac{dW_{\infty i}}{dt} = F_m^{\infty i}$$



ou encore

$$(2.24) \quad \frac{\varepsilon_{\infty i} \rho_{as}^{\infty i}}{1 - \varepsilon_{\infty i} \alpha_s} \frac{dW_{\infty i}}{dt} = F_m^{\infty i}$$

$\varepsilon_{\infty i}$  représente le volume d'air de séchage rapporté au volume total (*volume de l'air de séchage + volume du produit*), soit :

$$(2.25) \quad \varepsilon_{\infty i} = \frac{V_{\infty i}}{V_s + V_{\infty i}}$$

La *figure 2.4* illustre le bilan de masse de l'air intérieur. On prend en compte l'évaporation de l'eau provenant du produit  $F_m$ , l'évaporation de l'eau sur la surface du produit et du film polymère,  $F_{mis}^{\infty i-p}$  et  $F_{mis}^{\infty i-f}$  s'il y a eu préalablement condensation, la condensation de l'air humide sur la surface du produit et du film  $F_m^{cond.\infty i-p}$  et  $F_m^{cond.\infty i-f}$ , et enfin le phénomène de diffusion de vapeur au travers film polymère. Le flux par diffusion est écrit de façon générale sous la forme :

$$(2.26) \quad J_C = -\rho_{\infty} \cdot \nabla C$$

où  $\rho_{\infty}$  représente le coefficient de diffusion du film polymère et  $\nabla C$  le gradient de concentration moléculaire de la vapeur d'eau de part et d'autre du film. Pour la masse volumique on prendra  $\rho_{\infty} = \frac{(\rho_{\infty i} + \rho_{\infty e})}{2}$ .

L'hypothèse de transport unidirectionnel de masse et d'énergie se traduit au niveau du gradient de concentration par :

$$(2.27) \quad \nabla C = \frac{\partial C}{\partial Z} = \frac{dC}{dZ} = \frac{(C_{\infty i} - C_{\infty e})}{e_f}$$

En reportant l'ensemble de ces informations dans l'équation (2.26), le flux diffusif s'écrit :

$$(2.28) \quad J_C = -\left(\frac{\rho_{\infty i} + \rho_{\infty e}}{2}\right) \cdot \frac{(C_{\infty i} - C_{\infty e})}{e_f}$$

On obtient donc l'équation de bilan de masse (2.24) sur l'air intérieur sous la forme :

$$(2. 29) \quad \frac{\varepsilon_{\infty i}}{1 - \varepsilon_{\infty i}} \frac{\rho_{as}^{\infty i}}{\alpha_s} \frac{dW_{\infty i}}{dt} = \frac{\rho_s^a}{\alpha_s} \frac{dW_p}{dt} - \rho_e \frac{de^{cond.\infty i-p}(t)}{dt} - \rho_e \frac{de^{cond.\infty i-f}(t)}{dt} - \left[ \left( \frac{\rho_{\infty i} + \rho_{\infty e}}{2} \right) \cdot \nabla C \quad \text{si } \begin{cases} e^{cond.\infty i-p}(t) = 0 \\ e^{cond.\infty i-f}(t) = 0 \\ e^{cond.\infty e-f}(t) = 0 \end{cases} \right]$$

*Remarque :* le choix d'une valeur nulle pour le transport d'humidité au travers du film en présence de condensation sur une ou plusieurs de ces faces est discutable. En effet, un transport de ce condensat sous la forme liquide au travers du film n'est pas exclue. Nous précisons ce point au chapitre 4.

### 2.3.2. Bilans d'énergie

Les bilans d'énergie sont directement associés aux bilans de masse établis précédemment. Ils sont établis en considérant trois sous-domaines à savoir, le produit, l'air intérieur à la cavité et le film polymère.

#### 2.3.2.1. Bilan d'énergie sur le produit

Le bilan d'énergie du produit prend en compte l'accumulation thermique du produit et d'un éventuel film de condensat (chaleur sensible), les termes liés à l'évaporation de l'eau (chaleur latente) et les apports d'énergie (convection-rayonnement). On obtient l'expression suivante :

$$(2. 30) \quad \frac{d(m_p C_p T_p)}{dt} = \varphi_p A_{éch-p} - \Delta H_v F_{m-p} A_{éch-p}$$

où  $F_{m-p}$  est le flux masse total du produit ,  $\varphi_p$  est la densité de flux thermique échangé avec l'environnement sous forme convective et radiative.

D'après les lois d'additivité des capacités calorifiques, on peut écrire :

$$(2. 31) \quad \begin{aligned} m_p C_p &= m_s C_{ps} + m_e C_{pe} + m^{cond.\infty i-p} C_{pe} \\ &= m_s (C_{ps} + W_p C_{pe}) + \rho_e A_{éch-p} e^{cond.\infty i-p} C_{pe} \end{aligned}$$

avec  $m_s = \rho_s^a V_s$

L'équation (2. 30) peut alors s'écrire sous la forme :

$$(2.32) \quad \frac{d}{dt} \left[ \left( \rho_s^a V_s (C_{ps} + W_p C_{pe}) + \rho_e A_{éch-p} e^{cond.\infty i-p} C_{pe} \right) T_p \right] = \varphi_p A_{éch-p} + F_{m-p} A_{éch-p} \Delta H_v$$

$$(2.33) \quad \frac{d}{dt} \left[ \left( \frac{\rho_s^a}{\alpha_s} (C_{ps} + W_p C_{pe}) + \rho_e e^{cond.\infty i-p} C_{pe} \right) T_p \right] = \varphi_p + F_{m-p} \Delta H_v$$

Soit en explicitant le flux-masse  $F_{m-p}$  :

$$(2.34) \quad \frac{d}{dt} \left[ \left( \frac{\rho_s^a}{\alpha_s} (C_{ps} + W_p C_{pe}) + \rho_e e^{cond.\infty i-p} C_{pe} \right) T_p \right] = \varphi_p + \Delta H_v \left[ \begin{array}{l} F_m^{cond.\infty i-p} \quad si \quad T_p < T_{\infty i}^{rosée}(T_{\infty i}, W_{\infty i}) \\ -F_{mis}^{\infty i-p} \quad si \quad \left\{ \begin{array}{l} T_p > T_{\infty i}^{rosée}(T_{\infty i}, W_{\infty i}) \\ e^{cond.\infty i-p}(t) > 0 \end{array} \right\} \\ -F_m \quad si \quad \left\{ \begin{array}{l} T_p > T_{\infty i}^{rosée}(T_{\infty i}, W_{\infty i}) \\ e^{cond.\infty i-p}(t) = 0 \end{array} \right\} \end{array} \right]$$

L'expression de  $\varphi_p$  est déduite du *chapitre 1* (cf. 1.2 et 1.3) :

$$(2.35) \quad \begin{aligned} \varphi_p &= h_{\infty i} (T_f - T_p) + \varphi_{soleil-p} + \varphi_{\infty e-p} + \varphi_{f-p} + \varphi_{p-p} - \varepsilon_{pIR} \sigma T_p^4 \\ &= h_{\infty i} (T_f - T_p) + \frac{\alpha_{pUV} \tau_{fUV} E}{1 - \rho_{pUV} \rho_{fUV}} + \alpha_{pIR} \tau_{fIR} \sigma T_{\infty e}^4 \left( \frac{1}{1 - \rho_{pIR} \rho_{fIR}} \right) \\ &\quad + \alpha_{pIR} \varepsilon_{fIR} \sigma T_f^4 \left( \frac{1}{1 - \rho_{pIR} \rho_{fIR}} \right) + \alpha_{pIR} \varepsilon_{pIR} \sigma T_p^4 \left( \frac{\rho_{fIR}}{1 - \rho_{pIR} \rho_{fIR}} \right) - \varepsilon_{pIR} \sigma T_p^4 \end{aligned}$$

### 2.3.2.2. Bilan d'énergie sur le film polymère

Le bilan d'énergie sur le film polymère prend en compte les termes d'énergie relatifs au film lui-même et ceux associés aux films de condensat susceptibles de se former sur ses faces interne et externe. Par un raisonnement comparable à celui proposé pour le produit, on obtient :

$$(2.36) \quad \frac{d\left((\rho C_p)_f e_f + (\rho C_p)_e (e^{cond.\infty i-f} + e^{cond.\infty e-f})\right) T_f}{dt} = \varphi_f + \Delta H_v \left[ \begin{array}{ll} F_m^{cond.\infty i-f} & \text{si } T_f < T_{\infty i}^{rosée}(T_{\infty i}, W_{\infty i}) \\ -F_{mis}^{\infty i-f} & \text{si } \left\{ \begin{array}{l} T_f > T_{\infty i}^{rosée}(T_{\infty i}, W_{\infty i}) \\ e^{cond.\infty i-f}(t) > 0 \end{array} \right\} \\ 0 & \text{sinon} \end{array} \right] + \Delta H_v \left[ \begin{array}{ll} F_m^{cond.\infty e-f} & \text{si } T_f < T_{\infty e}^{rosée}(T_{\infty e}, W_{\infty e}) \\ -F_{mis}^{\infty e-f} & \text{si } \left\{ \begin{array}{l} T_f > T_{\infty e}^{rosée}(T_{\infty e}, W_{\infty e}) \\ e^{cond.\infty e-f}(t) > 0 \end{array} \right\} \\ 0 & \text{sinon} \end{array} \right]$$

L'expression de  $\varphi_f$  est déduite du *chapitre 1* (cf. 1.2 et 1.3), soit :

$$(2.37) \quad \begin{aligned} \varphi_f &= h_{\infty i}(T_p - T_f) + h_{\infty e}(T_{\infty e} - T_f) + \varphi_{soleil-f} + \varphi_{\infty e-f} + \varphi_{f-f} + \varphi_{p-f} - 2\varepsilon_{fIR} \sigma T_f^4 \\ &= h_{\infty i}(T_p - T_f) + h_{\infty e}(T_{\infty e} - T_f) + \alpha_{fUV} E + \frac{\alpha_{fUV} \rho_{pUV} \tau_{fUV} E}{1 - \rho_{pUV} \rho_{fUV}} \\ &+ \alpha_{fIR} \sigma T_{\infty e}^4 \left( \frac{1 - \rho_{pIR} \rho_{fIR} + \rho_{pIR} \tau_{fIR}}{1 - \rho_{pIR} \rho_{fIR}} \right) + \alpha_{fIR} \varepsilon_{fIR} \sigma T_f^4 \left( \frac{\rho_{pIR}}{1 - \rho_{pIR} \rho_{fIR}} \right) \\ &+ \alpha_{fIR} \varepsilon_{pIR} \sigma T_p^4 \left( \frac{1}{1 - \rho_{pIR} \rho_{fIR}} \right) - 2\varepsilon_{fIR} \sigma T_f^4 \end{aligned}$$

### 2.3.2.3. Bilan d'énergie sur l'air humide intérieur

L'écriture de ce bilan a pour objectif de justifier l'hypothèse concernant la température de l'air intérieur, à savoir qu'elle représente la moyenne entre la température du produit et la température du film.

Le bilan enthalpique de l'air s'écrit :

$$(2.38) \quad \frac{d(m_{\infty i} H_{\infty i(T_{\infty i})})}{dt} = -\varphi_{\infty i} A_{éch-p} + H_v F_m^{\infty i} A_{éch-p}$$

Le terme  $H_v F_m^{\infty i} A_{éch-p}$  correspond à l'énergie associée au flux masse total de vapeur, quelle que soit son origine (*figure 2.4*).

En utilisant la relation  $m_{\infty i} = \rho_{\infty i} V_{\infty i}$  on obtient :

$$(2.39) \quad \frac{V_{\infty i}}{A_{\text{éch-p}}} \frac{d(\rho_{\infty i} H_{\infty i(T_{\infty i})})}{dt} = -\varphi_{\infty i} + H_v F_m^{\infty i}$$

En introduisant les coefficients  $\alpha_s$  et  $\varepsilon_{\infty i}$  déjà définis précédemment dans les équations (2.3) et (2.25), on obtient :

$$(2.40) \quad \frac{\varepsilon_{\infty i}}{1 - \varepsilon_{\infty i}} \frac{1}{\alpha_s} \frac{d(\rho_{\infty i} H_{\infty i(T_{\infty i})})}{dt} = -\varphi_{\infty i} + H_v F_m^{\infty i}$$

avec :

$$(2.41) \quad H_{\infty i(T_{\infty i})} = \frac{C_{pas} T_{\infty i} + W_{\infty i} (\Delta H_v + C_{pv} T_{\infty i})}{1 + W_{\infty i}}$$

$$(2.42) \quad H_{v(T)} = C_{pv} (T - T_{\infty i}) + \Delta H_v$$

Si l'on remplace  $H_{\infty i(T_{\infty i})}$  par son expression dans l'équation (2.40), en tenant compte du fait que  $\rho_{\infty i} = \rho_{as} (1 + W_{\infty i})$ , on obtient en négligeant la variation de masse volumique d'air sec en fonction de la température :

$$(2.43) \quad \frac{\varepsilon_{\infty i}}{1 - \varepsilon_{\infty i}} \frac{\rho_{as}}{\alpha_s} \frac{d}{dt} [(C_{pas} + W_{\infty i} C_{pv}) T_{\infty i} + W_{\infty i} \Delta H_v] = -\varphi_{\infty i} + H_v F_m^{\infty i}$$

L'équation (2.43) se simplifie si l'on tient compte des notations et hypothèses suivantes :

- On introduit  $C_{p\infty i}^*$  la chaleur massique de l'air humide par kilo d'air sec :  $C_{p\infty i}^* = C_{pas} + W_{\infty i} C_{pv}$  (cf. Annexe 4)
- $\Delta H_v$  ne varie pas dans le système,

On obtient alors :

$$(2.44) \quad \frac{\varepsilon_{\infty i}}{1 - \varepsilon_{\infty i}} \frac{\rho_{as}}{\alpha_s} \left[ \frac{d(C_{p\infty i}^* T_{\infty i})}{dt} + \Delta H_v \frac{dW_{\infty i}}{dt} \right] = -\varphi_{\infty i} + (C_{pv} (T - T_{\infty i}) + \Delta H_v) F_m^{\infty i}$$

$$= -\varphi_{\infty i} + (C_{pv} (T - T_{\infty i}) F_m^{\infty i}) + \Delta H_v F_m^{\infty i}$$

or d'après l'équation (2.24) :

$$F_m^{\infty i} = \frac{\varepsilon_{\infty i}}{1 - \varepsilon_{\infty i}} \frac{\rho_{as}}{\alpha_s} \frac{dW_{\infty i}}{dt}$$

L'équation (2.44) devient donc :

$$(2.45) \quad \frac{\varepsilon_{\infty i}}{1 - \varepsilon_{\infty i}} \frac{\rho_{as}}{\alpha_s} \frac{d(C_{p\infty i}^* T_{\infty i})}{dt} = -\varphi_{\infty i} + (C_{pv} (T - T_{\infty i}) F_m^{\infty i})$$

On a déjà dit que l'air intérieur n'est que le vecteur de l'échange convectif entre le produit et le film polymère ; cet air ne reçoit pas d'énergie par convection, il ne fait que transmettre cette énergie convective. De plus, en terme de rayonnement, l'air intérieur est supposé transparent donc,  $\varphi_{\infty i} = 0$ .

L'air humide bénéficie donc uniquement des termes sources liées aux changements de phase sur le produit ( $T=T_p$ ) et sur le film polymère ( $T=T_f$ ) qui sont les chaleurs sensibles ( $C_{pv}(T - T_{\infty i})F_m^{\infty i}$ ).

Ces chaleurs sensibles sont, a priori, négligeables par rapport aux échanges convectifs entre le produit et le film polymère. On peut aussi négliger le terme "chaleur sensible" sur la quantité d'eau évaporée : la grandeur du flux masse  $F_m$  est de l'ordre de  $10^{-4} \text{ kgm}^{-2}\text{s}^{-1}$  ;  $C_{pv}$  est de l'ordre de  $10^3 \text{ Jkg}^{-1}\text{°C}^{-1}$  ; et  $h_{oi}$  a une valeur supérieur à  $1 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$ . En conclusion, l'équation de bilan sur l'air humide n'a plus de second membre :

$$(2.46) \quad \frac{\varepsilon_{oi}}{1 - \varepsilon_{oi}} \frac{\rho_{as}}{\alpha_s} \frac{d(C_{p\infty i}^* T_{\infty i})}{dt} = 0$$

Les variations de  $C_{p\infty i}^*$  peuvent être négligées ce qui conduit à :

$$(2.47) \quad T_{\infty i} = Cste$$

Cet air intérieur échange par conduction ou convection avec le produit et le film. Dans le cas d'un échange conductif, le profil de température de l'air intérieur est linéaire (et varie entre la température du produit  $T_p$  et celle du film polymère  $T_f$ ). Dans le cas d'un échange convectif l'air intérieur est supposé parfaitement mélangé.

Nous supposons dans la suite que la température de l'air intérieur s'écrit :

$$(2.48) \quad T_{\infty i} = T_{\infty i}^{moyen} = \frac{T_f + T_p}{2}$$

## 2.4. Les paramètres du modèle

La simulation du processus de séchage et son optimisation passe par la résolution des équations de bilans établies dans la première partie de ce chapitre. Au préalable, il est nécessaire de préciser l'ensemble des paramètres thermophysiques intervenant dans le modèle qu'ils soient issus de la bibliographie ou bien mesurés au sein du laboratoire.

### 2.4.1. Données bibliographiques

#### 2.4.1.1. Propriétés thermophysiques de l'air humide

L'air dans notre environnement est un mélange d'air sec et de vapeur d'eau. La notion d'air sec exclut toute présence de vapeur d'eau. L'air sec est composé de:

- Azote ( $N_2$ ): 78%
- Oxygène ( $O_2$ ): 21 %
- Argon (Ar), Dioxyde de carbone ( $CO_2$ ), Hydrogène ( $H_2$ )
- Gaz rares (Néon, Hélium, Krypton, Xénon)

L'air sec et la vapeur d'eau peuvent être décrits indépendamment l'un de l'autre, en supposant qu'ils se comportent comme des gaz parfaits. L'air humide est ensuite décrit en caractérisant le mélange de ces deux gaz en fonction du pourcentage de vapeur d'eau présent dans l'air sec. Le modèle classique de description de l'air humide et les grandeurs qui en découlent sont proposés en *annexe 3*. Nous présentons dans ce paragraphe les corrélations concernant les différentes caractéristiques physiques de l'air qui ont été établies à l'aide de données bibliographiques et qui sont indispensables pour renseigner les équations de transfert de masse et de chaleur établies dans la première partie de ce chapitre.

- Caractéristiques de l'air sec

#### *Pression*

L'air se comporte comme un gaz parfait, d'où:

$$(2. 49) \quad p_{as} V_{\infty} = n_{as} R T_{\infty} \quad \text{avec } n_{as} = m_{as} / M_{as}$$

R est la constante des gaz parfaits,  $m_{as}$  la masse d'air considérée et  $M_{as}$  la masse molaire de l'air sec, soit :  $R=8,314 \text{ J/mol} \cdot K$  et  $M_{as}=29 \text{ g/mol}$

On peut donc en déduire la pression d'air sec sous la forme :

$$(2. 50) \quad p_{as} = 287 \frac{m_{as} T_{\infty}}{V_{\infty}} \quad (\text{pascal, Pa})$$

Les grandeurs thermophysiques caractérisant l'air sec, et dont la connaissance est utile pour notre modélisation, sont :

- la masse volumique  $\rho_{as}$  en  $kg \cdot m^{-3}$

la chaleur massique  $C_{pas}$  en  $J \cdot kg^{-1} \cdot ^\circ C^{-1}$

A l'aide des données bibliographiques (Weast et al., 1989), nous avons établi les relations suivantes :

$$(2.51) \quad \rho_{as} = 10^{-15} \cdot T_{celsius}^6 - 10^{-12} \cdot T_{celsius}^5 + 4 \cdot 10^{-10} \cdot T_{celsius}^4 - 8 \cdot 10^{-8} \cdot T_{celsius}^3 + 0,00001 \cdot T_{celsius}^2 - 0,0043 \cdot T_{celsius} + 1,2825$$

$$(2.52) \quad C_{pas} = 0,0004 \cdot T_{celsius}^2 - 0,0104 \cdot T_{celsius} + 1007,2$$

- Caractérisation de la vapeur d'eau

*Pression de vapeur et pression de vapeur saturante*

La vapeur d'eau se comporte comme un gaz parfait. Sa pression s'exprime donc sous la forme :

$$(2.53) \quad p_v V_\infty = \frac{m_v}{M_v} R T_\infty \quad \text{avec } M_v = M(H_2O) = 18 \text{ g/mol et } T_\infty \text{ en kelvin}$$

$$(2.54) \quad p_v = 462 \rho_v T_\infty \quad (Pa) \quad \text{et } T_\infty \text{ en kelvin}$$

La quantité de vapeur d'eau que l'air peut contenir est limitée par la pression de vapeur. En effet celle-ci ne peut dépasser la pression d'équilibre eau/vapeur à la température considérée. Dans notre code, l'expression de la pression de vapeur saturante est choisie sous la forme des données de l'air obtenus par Weast et al., 1989) :

$$(2.55) \quad \begin{aligned} p_{vsat} &= \exp(a_1 \cdot T_{Kelvin}^2 + a_2 \cdot T_{Kelvin} + a_3) \\ a_1 &= -1,92080927475106 \cdot 10^{-4} \\ a_2 &= 0,174589580408824 \\ a_3 &= -26,901827411920 \end{aligned}$$

On retiendra, pour la masse volumique de la vapeur :

$$(2.56) \quad \rho_v = \frac{p_v}{462 T_{\infty(Kelvin)}} \quad (kg \cdot m^3)$$

$$(2.57) \quad C_{pv} = 1960 \quad (J kg^{-1} \cdot ^\circ C^{-1})$$

Pour la masse volumique et la chaleur spécifique de l'eau liquide entre zéro et cent degrés celsius on retiendra (Bernard, 2004):

$$(2.58) \quad \rho_e = -0,00380 \cdot T_{celsius}^2 - 0,0505 \cdot T_{celsius} + 1002,6 \quad (kg m^{-3})$$

$$(2.59) \quad C_{pe} = -0,00015 \cdot T_{celsius}^3 + 0,039 \cdot T_{celsius}^2 - 2,45 \cdot T_{celsius} + 4218,5 \quad (J kg^{-1} \cdot ^\circ C^{-1})$$



On considère généralement que la valeur de la chaleur spécifique de l'eau liquide est égale à :

$$(2. 60) \quad C_{pe} = 4180 \quad (J \text{ kg}^{-1} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1})$$

- Caractérisation de l'air humide

Outre les grandeurs spécifiques associées à l'air humide (humidité absolue  $W_\infty$ , humidité relative  $HR_\infty$ , température de rosée  $T_\infty^{\text{rosée}}$ ) dont les définitions sont rappelées en *Annexe 4*, il est nécessaire d'explicitier les relations utilisées pour les données thermophysiques du mélange air sec-vapeur d'eau. Certaines d'entre elles sont déduites des lois physiques caractérisant les mélanges d'autres sont obtenues en corrélant les valeurs données dans la littérature en fonction de la température.

#### *Pression totale*

L'air environnant est à la pression atmosphérique de 1,013 bar. Chaque constituant contribue pour sa part à cette pression. Il existe, en effet une loi d'additivité sur les pressions dites partielles de chaque constituant occupant le même volume, soit :

$$(2. 61) \quad p_\infty = p_{atm} = p_{as} + p_v$$

#### *Masse volumique " $\rho_\infty$ "*

La masse volumique de l'air humide pourrait se déduire des équations (2. 51) et (2.56) puisque :

$$(2. 62) \quad \rho_\infty = \rho_{as} + \rho_v$$

Ceci étant, en remplaçant  $\rho_{as}$  et  $\rho_v$  par leur définition (*cf. Annexe 4*), à savoir :

$$(2. 63) \quad \rho_\infty = \rho_{as} + \rho_v = \frac{P_{as}}{287T_\infty} + \frac{P_v}{462T_\infty}$$

on obtient :

$$(2. 64) \quad \rho_\infty = \frac{P_\infty}{287T_{\infty\text{Kelvin}}} - 1,32 \cdot 10^{-3} \frac{P_v}{T_{\infty\text{Kelvin}}}$$

En remplaçant  $p_\infty$  par sa valeur, on constate que, pour des températures entre 0 et 100 degrés celsius, le second terme de l'équation est négligeable. Par conséquent, on utilisera pour l'expression de la masse volumique de l'air humide :

$$(2. 65) \quad \rho_{\infty} = \frac{353}{T_{\infty, \text{celsius}} + 273} \quad (\text{kg} \cdot \text{m}^{-3})$$

*Chaleur massique "Cp<sub>∞</sub>"*

La chaleur massique se déduit d'une loi de mélange (*cf. Annexe 4*). Elle peut être exprimée par kilo d'air sec ou par kilo d'air humide selon le contexte. Dans les relations proposées,  $C_{pas}$  et  $C_{pv}$  peuvent être remplacés par leur expression respective (éqs. (2. 52) et (2.57)).

$$(2. 66) \quad C_{p\infty}^* = C_{pas} + W_{\infty} \cdot C_{pv} \quad / \text{kg d'air sec}$$

$$(2. 67) \quad C_{p\infty} = \frac{C_{pas} + W_{\infty} \cdot C_{pv}}{1 + W_{\infty}} \quad / \text{kg d'air humide}$$

*Conductivité thermique "λ<sub>∞</sub>"*

Son évolution en fonction de la température est proposée à partir de données bibliographiques (*Bernard, 2004*) sous la forme suivante :

$$(2. 68) \quad \lambda_{\infty} = 6,5 \cdot 10^{-5} \cdot T_{\text{celsius}} + 0,0238 \quad (W \cdot m^{-1} \cdot ^{\circ}C^{-1})$$

*Viscosité dynamique "μ<sub>∞</sub>"*

En procédant comme pour la conductivité, on obtient (*Bernard, 2004*) :

$$(2. 69) \quad \mu_{\infty} = 10^{-5} (0,0047 \cdot T_{\text{celsius}} + 1,705) \quad (\text{kg} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s}^{-1})$$

La définition de la viscosité cinématique de l'air humide "ν" est donnée par  $\nu = \frac{\mu_{\infty}}{\rho_{\infty}}$  (en  $\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$ ) et de la diffusivité thermique "a" par  $a = \left( \frac{\lambda}{\rho C_p} \right)_{\infty}$  en  $\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$ .

#### 2.4.1.2. Coefficient d'échange par convection

Les équations de la convection naturelle utilisées dans notre code numérique sont celles-là du modèle convectif présenté dans le chapitre 1 (*paragraphe 1.2*) relatifs à une cavité cylindrique dont les parois latérales sont adiabatiques. Dans cette étude le nombre de Rayleigh critique  $Ra_c$  qui définit le transfert convectif de l'air à l'intérieur d'une cavité dépend du facteur de forme  $D/L$ .

Nous utiliserons les données de  $Ra_c$  des cavités cylindriques obtenues par Buell en 1981 (*tableau 1.2*) reportées ensuite (*tableau 2.1*).

$D/L$	0,4	0,5	0,7	1,0	1,4	2	3	4	$\infty$
$Ra_c$	51800	23800	8420	3770	2650	2260	1900	1830	1708

tableau 2.1 : Nombre de Rayleigh critique des cavités cylindriques de parois latérales adiabatiques

Une corrélation approximative entre le nombre de Rayleigh critique et  $D/L$  (équation 2.70) obtenue à partir des données du tableau 2.1 sera utilisée pour l'exploitation des expériences dans le chapitre 4. Dans le code numérique, un sous-programme d'interpolation (des données du tableau 2.1) permet d'obtenir les valeurs de  $Ra_c$ .

$$(2.70) \quad \begin{aligned} \text{si } \frac{D}{L} > 1; \quad Ra_c &= \frac{2062}{\left(\frac{D}{L}\right)^2} + 1708 \\ \text{sinon} \quad Ra_c &= \frac{3445,3}{\left(\frac{D}{L}\right)^{2,8619}} \end{aligned}$$

En ce qui concerne le nombre de Nusselt ( $Nu$ ) relatif au mouvement de l'air à l'intérieur de la cavité, nous avons vu que le transfert est purement conductif lorsque  $T_f > T_p$  et donc,  $Nu=1$ . En cas contraire ( $T_f < T_p$ ) les transferts convectifs sont liés à l'écart de température ( $T_p - T_f$ ), écart de température pris en compte dans le nombre de Rayleigh : si le nombre de Rayleigh reste plus petit que le Rayleigh critique de la cavité " $D/L$ " (tableau 2.1) le transfert reste conductif ( $Nu=1$ ).

Or, lorsque  $Ra > Ra_c$  l'équation de Nusselt utilisée dépend du facteur de forme de la cavité. Si  $D/L > 5$  il s'agit d'une cavité extensive dans la direction horizontale et l'expression du nombre de Nusselt :

$$(2.71) \quad Nu = 1 + \left[1 - \frac{1708}{Ra}\right] \cdot \left[ K_1 + 2 \left( \frac{Ra^{1/3}}{K_2} \right)^{1 - \ln(Ra^{1/3} / K_2)} \right] + \left[ \left( \frac{Ra}{5830} \right)^{1/3} - 1 \right]$$

et lorsque il s'agit d'une cavité non extensive dans la direction horizontale ( $D/L < 5$ ) celle-ci est donnée par :

$$(2.72) \quad Nu = 1 + \left[ 1 - \frac{Ra}{Ra} \right] \cdot \left[ K_1 + 2 \left( \frac{Ra^{1/3}}{K_2} \right)^{1 - \ln(Ra^{1/3}/K_2)} \right] + \left[ \left( \frac{Ra}{5830} \right)^{1/3} - 1 \right] \cdot \left[ 1 - \exp \left\{ -0,95 \left( \left( \frac{Ra}{Ra} \right)^{1/3} - 1 \right) \right\} \right]$$

Comme nous l'avons aussi vu, les paramètres empiriques "K", qui prennent en compte la viscosité du milieu de convection, s'expriment par :

$$K_1 = \frac{1,44}{1 + \frac{0,018}{Pr} + \frac{0,00136}{Pr^2}}$$

$$K_2 = 75 \exp \left( 1,5 Pr^{-1/2} \right)$$

On trouve les valeurs  $K_1 = 1,4$  et  $K_2 = 445$  pour  $Pr=0,7$ .

La convection naturelle à l'extérieur de la cavité est décrite par la corrélation concernant une surface circulaire horizontale (*chapitre 1*) :

$$(2.73) \quad Nu = \left\{ \left[ \frac{1,4}{\ln \left( 1 + \frac{1,4}{0,43 Ra^{1/4}} \right)} \right]^{10} + [0,14 Ra^{1/3}]^{10} \right\}^{1/10}$$

Enfin, nous rappelons les définitions du nombre de Nusselt et du nombre de Rayleigh en précisant la signification des paramètres dont ils dépendent :

$$(2.74) \quad Nu = \frac{h_{\infty} x}{\lambda_{\infty}} \quad \text{et} \quad Ra = \frac{g \beta \Delta T x^3}{\nu \alpha}$$

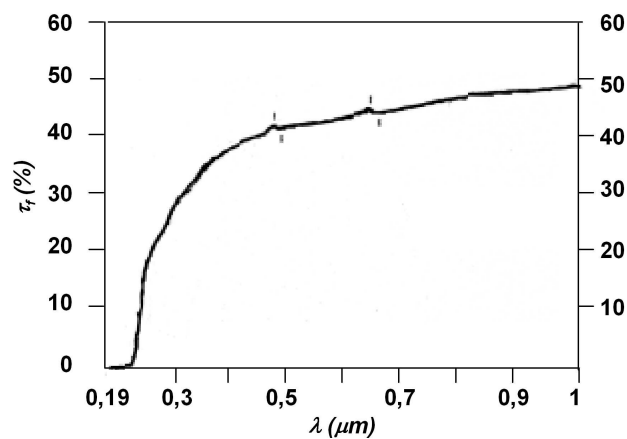
$h$  et  $\lambda$  étant le coefficient d'échange et la conductivité thermique de l'air intérieur ou extérieur de la cavité par rapport au nombre de Nusselt correspondant ;  $\Delta T$  étant la différence de température entre les surfaces de la cavité (produit et film polymère) en cas de convection à l'intérieur ou de la surface du film et l'air ambiant en cas de convection à l'extérieur de la cavité ; et la valeur de  $x$  étant la distance produit-film polymère (convection à l'intérieur de la cavité) ou la dimension définie au chapitre 1 comme la rapport entre le surface d'échange et le périmètre de la cavité (convection à l'extérieur).

### 2.4.1.3. Détermination du coefficient de transmission du film polymère

Le coefficient de transmission du film au rayonnement solaire et infrarouge a un rôle très important puisqu'il conditionne l'efficacité énergétique du système de séchoir solaire proposé (taux d'utilisation de l'énergie solaire et contribution à l'effet de serre). Ce coefficient a été mesuré par la société qui commercialise ce film. Deux types de spectromètre ont été utilisés pour caractériser le film en fonction de la longueur d'onde, à savoir :

- le spectromètre de référence SHIMADZU UV-1605 pour la gamme de longueurs d'onde comprise entre  $0,19 \mu\text{m}$  et  $1 \mu\text{m}$ ,
- le spectromètre BRUKER IRTF pour la gamme de longueurs d'onde comprise entre  $1 \mu\text{m}$  et  $20 \mu\text{m}$ .

Comme nous pouvons le constater sur la *figure 2.5* et la *figure 2.6*, le coefficient  $\tau_f$  dépend fortement de la longueur d'onde du rayonnement qu'il reçoit. Nous avons donc choisi de déterminer graphiquement un coefficient de transmission moyen pour des longueurs d'onde se situant entre  $0,25$  et  $2,5 \mu\text{m}$  afin de décrire le comportement du film vis-à-vis du rayonnement solaire.



*figure 2.5 : Evolution du coefficient de transmission du film en fonction de la longueur d'onde sur l'intervalle  $[0,19 \mu\text{m} - 1 \mu\text{m}]$*

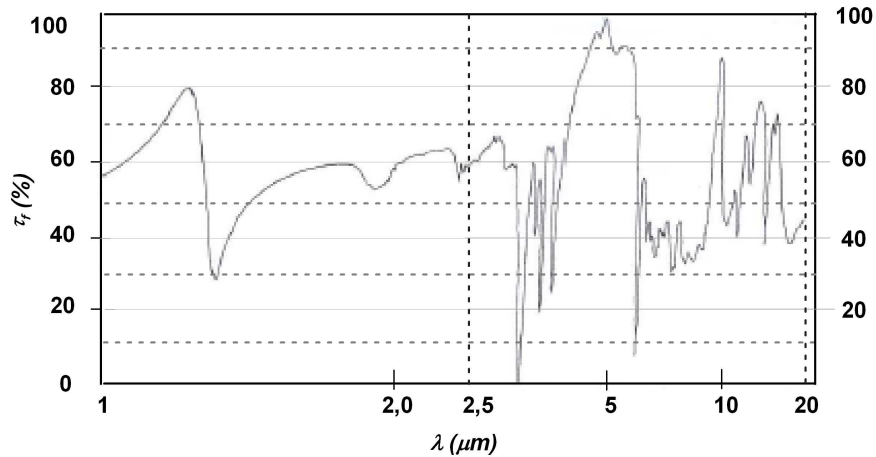


figure 2.6 : Evolution du coefficient de transmission du film en fonction de la longueur d'onde sur l'intervalle  $[1 \mu\text{m} - 20 \mu\text{m}]$

Nous pourrions ainsi en déduire la valeur du coefficient  $\tau_{UV}$  introduit dans les équations de bilans d'énergie (éqs (2. 34) et (2. 36)). La même démarche est adoptée pour caractériser le film à des longueurs d'onde comprises entre 2,5 et 20  $\mu\text{m}$  ce qui permet d'obtenir la valeur du coefficient  $\tau_{IR}$ .

- Coefficient moyen de transmission vis-à-vis du rayonnement solaire.

Nous avons construit, à partir de la figure 2.5 et de la figure 2.6, l'évolution du coefficient de transmission sur la gamme de longueur d'onde  $[0,25 \mu\text{m} - 2,5 \mu\text{m}]$  (figure 2. 7).

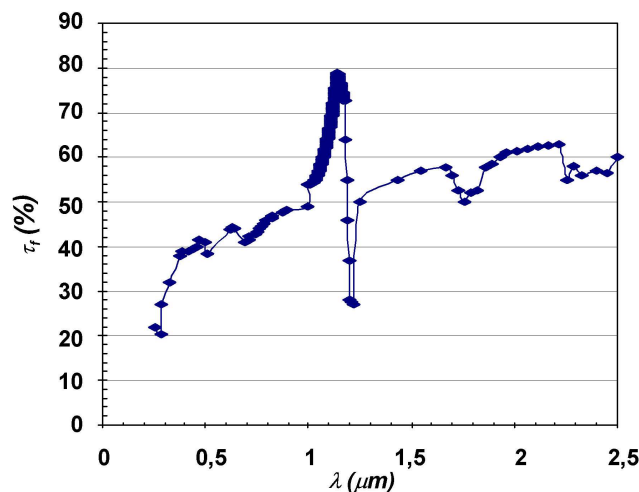


figure 2. 7 : Evolution du coefficient de transmission du film en fonction des longueurs correspondant au rayonnement solaire  $(0,25-2,5 \mu\text{m})$

Pour approcher au mieux la valeur du coefficient de transmission moyen, nous avons choisi de diviser le domaine  $[0,25 \mu\text{m} - 2,5 \mu\text{m}]$  en plusieurs bandes de longueur d'onde sur

lesquelles le coefficient  $\tau_f(\lambda)$  évolue peu ou bien linéairement ce qui permet d'approcher facilement une valeur moyenne dans chacune de ces zones par intégration graphique en appliquant la relation :

$$(2.75) \quad \bar{\tau}_{\lambda_1-\lambda_2} = \frac{\sum_i \bar{\tau}_i \delta\lambda_i}{\lambda_2 - \lambda_1}$$

Le coefficient moyen global peut alors être déterminé par une moyenne pondérée tenant compte du pourcentage de rayonnement solaire émis dans chaque bande de longueur d'onde choisie par rapport au rayonnement solaire global, à savoir :

$$(2.76) \quad \bar{\tau}_{0,25\mu m-2,5\mu m} = \sum_j \bar{\tau}_{\lambda_1-\lambda_2} \cdot \frac{E_{\lambda_1-\lambda_2}}{E_{tot}}$$

La partition du domaine a été réalisée de manière judicieuse par rapport aux valeurs du pourcentage de rayonnement solaire émis sur les différentes bandes de longueur d'onde fournies par Oriol et consignées dans le *tableau 2.2*. Sur l'intervalle  $[0,28 \mu m - 0,4 \mu m]$  c'est-à-dire essentiellement dans le domaine des ultraviolets, le *tableau 2.2* nous indique que le rayonnement solaire émis correspond à 5,4% du rayonnement solaire total. Sur l'intervalle  $[0,4 \mu m - 1 \mu m]$  c'est-à-dire essentiellement dans le domaine du visible et proche infrarouge, on constate (*tableau 2.2*) que le rayonnement solaire émis correspond à 78% du rayonnement solaire total. Enfin sur l'intervalle  $[1 \mu m - 2,5 \mu m]$  c'est-à-dire essentiellement dans le domaine infrarouge, le rayonnement solaire émis représente 16,7% du rayonnement solaire total. Sur cet intervalle, nous définirons deux sous-domaines :  $[1 \mu m - 1,5 \mu m]$  et  $[1,5 \mu m - 2,5 \mu m]$  compte tenu de l'évolution de  $\tau$  dans cette zone.

Sur chacun de ces domaines, le coefficient de transmission moyen a été calculé en utilisant la relation (2.75).

On déduit alors la valeur moyenne globale :

$$(2.77) \quad \bar{\tau}_{0,25\mu m-2,5\mu m} = \tau_{fUV} = \sum_{\delta\lambda} \bar{\tau}_{\lambda_1-\lambda_2} \cdot \frac{E_{\lambda_1-\lambda_2}}{E_{tot}} = 0,46$$

- Coefficient moyen de transmission vis-à-vis du rayonnement infrarouge.

Le produit, le film polymère et l'environnement émettront dans l'infrarouge. La valeur du coefficient moyen de transmission dans ce domaine est obtenue par une intégration graphique de la *figure 2.6* entre  $2,5 \mu m$  et  $20 \mu m$  après avoir défini une allure de comportement

simplifiée (figure 2.8). Cette démarche est justifiée dans la mesure où la variabilité du coefficient  $\tau$  est très rapide dans ce domaine pour effectuer une intégration graphique directe. Par ailleurs, l'intensité du rayonnement de l'infrarouge intervenant dans les bilans reste très faible par rapport aux apports solaires ce qui permet de penser que cette approximation n'engendrera pas une erreur notable sur les résultats de simulations.

On obtient finalement :

$$(2.78) \quad \bar{\tau}_{2,5\mu\text{m}-20\mu\text{m}} = \tau_{\text{IR}} = \frac{\sum_i \bar{\tau}_i \delta\lambda_i}{\Delta\lambda} = 0,57$$

	$\lambda$ ( $\mu\text{m}$ )	%		%	$\bar{\tau}_{\lambda_1-\lambda_2}$ (%)
<b>UVB</b>	0,28-0,32	0,1	<b>UV</b>	5,4	31
<b>UVA</b>	0,32-0,35	0,8			
	0,35-0,40	4,5			
<b>V I S I B L E</b>	0,40-0,45	7,3	<b>Visible</b>  +	78	44,5
	0,45-0,50	10,5			
	0,50-0,55	9,8			
	0,55-0,60	10			
	0,60-0,65	9			
	0,65-0,70	8,1			
<b>I N F R A R O U G E</b>	0,70-0,80	11,3	<b>Proche IR</b>		
	0,80-0,90	7,3			
	0,90-1,00	4,7			
	1,00-1,10	2,2			
<b>O U G E</b>	1,10-1,50	7	<b>IR1</b>	9,2	61,3
	1,50-2,00	5,3	<b>IR2</b>	7,5	58,4
	2,00-2,50	2,2			

tableau 2.2 : pourcentage de rayonnement solaire émis en fonction du domaine de longueur d'onde (spectre AM1.5G. (Solar simulation, 1993))



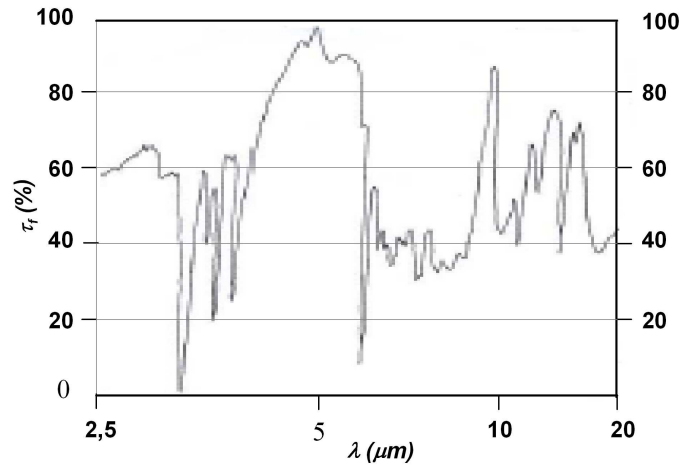


figure 2.8 : Evolution du coefficient de transmission du film en fonction de la longueur d'onde sur l'intervalle [2,5 μm - 20 μm]

- Les autres coefficients radiatifs

Le coefficient de transmission ayant été déterminé, le comportement du film à l'absorption, à l'émission et à la réflexion doit être aussi défini. Compte tenu de son épaisseur, il est légitime de penser que le film absorbe très peu d'énergie et ce, quel que soit le domaine de longueurs d'onde. En première approximation, on peut donc écrire (*cf. chapitre 4, paragraphe 4.3*) :

$$(2.79) \quad \alpha_{fUV} \cong \alpha_{fIR} \cong 0,1$$

Si l'on suppose que toutes les surfaces en présence dans le système sont des corps gris (*cf. Annexe 2*), on en déduit :

$$(2.80) \quad \varepsilon_{fUV} \cong \varepsilon_{fIR} \cong 0,1$$

Le coefficient de réflexion peut alors être déduit de la relation approchée suivante :

$$(2.81) \quad \rho_f \cong 1 - \tau_f - \alpha_f$$

ce qui permet de définir  $\rho_{fUV}$  et  $\rho_{fIR}$ , soit :

$$(2.82) \quad \begin{cases} \rho_{fUV} \cong 1 - \tau_{fUV} - \alpha_{fUV} \cong 0,44 \\ \rho_{fIR} \cong 1 - \tau_{fIR} - \alpha_{fIR} \cong 0,33 \end{cases}$$

#### 2.4.2. Mesure du coefficient de diffusion du film polymère

Pour résoudre les équations de bilans de masse et d'énergie, outre les données thermophysiques extraites de la bibliographie et présentées dans le paragraphe précédent, il

est nécessaire de connaître le coefficient de diffusion du film à la vapeur. Il s'agit là d'un paramètre essentiel pour le processus de séchage puisque c'est la diffusion au travers du film polymère qui permet de véhiculer la vapeur d'eau provenant du séchage du produit hors du dispositif.

#### 2.4.2.1. Principe de la mesure

La détermination expérimentale du coefficient de diffusion de la vapeur d'eau au travers du film polymère est basée sur la mise en place du film entre deux ambiances thermostatées à humidités relatives différentes et contrôlées par l'utilisation de solutions salines saturées. Sous l'effet du gradient de concentration en vapeur d'eau de part et d'autre du film, il y a migration de la vapeur d'eau de l'ambiance à forte concentration vers l'ambiance à faible concentration. Le flux masse d'eau qui migre,  $J$ , est évalué par pesée d'une des solutions salines saturée (masse  $m(t)$ ) au cours du temps et il obéit à la loi de Fick :

$$(2. 83) \quad J = -\rho_{\infty} \cdot \overline{D_f} \cdot \text{grad}(C_{\infty})$$

où  $J$  s'exprime en  $kg \cdot s^{-1} \cdot m^{-2}$ ,  $\rho_{\infty}$  est la masse volumique de l'air humide et  $D_f$  est le coefficient de diffusion recherché en  $m^2 \cdot s^{-1}$ .

Pour réaliser deux ambiances à humidités relatives contrôlées,  $HR_1$  et  $HR_2$ , on utilise deux solutions salines saturées calibrées de composition différente. Pour une expérience thermostatée réalisée à la température  $T_0$ , les concentrations en vapeur d'eau,  $C_1$  et  $C_2$ , correspondant respectivement à  $HR_1$  et  $HR_2$  sont déduites des relations suivantes (cf. *Annexe 4*).

$$(2. 84) \quad C_1 = \frac{m_{v1}}{m_{as1} + m_{v1}} = \frac{1}{1 + W_1} \quad ; \quad C_2 = \frac{m_{v2}}{m_{as2} + m_{v2}} = \frac{1}{1 + W_2}$$

avec

$$(2. 85) \quad W_1 = 0,622 \frac{p_{v1(T_0)}}{p_{atm} - p_{v1(T_0)}} = 0,622 \frac{HR_1 p_{vsat1(T_0)}}{p_{atm} - HR_1 p_{vsat1(T_0)}}$$

et

$$(2. 86) \quad W_2 = 0,622 \frac{p_{v2(T_0)}}{p_{atm} - p_{v2(T_0)}} = 0,622 \frac{HR_2 p_{vsat2(T_0)}}{p_{atm} - HR_2 p_{vsat2(T_0)}}$$

La diffusion s'effectue de manière unidirectionnelle au travers d'une surface "A" du film polymère d'épaisseur  $e_f$ . Par conséquent, on peut déduire la valeur du coefficient de diffusion en appliquant la loi de Fick (éq. (2. 83)), ce qui conduit à :

$$(2. 87) \quad = \frac{J}{\rho_\infty \frac{dC}{dz}} = \frac{\frac{l}{A} \frac{dm}{dt}}{\rho_\infty \frac{\Delta C}{e_f}}$$

#### 2.4.2.2. Procédure expérimentale

Pour réaliser les deux ambiances à hygrométrie contrôlée, nous avons choisi une solution saline de carbonate de potassium ( $K_2CO_3$ ) et une solution saline de chlorure de sodium (NaCl) qui assurent respectivement une humidité relative de 43% et 75%. La température est thermostatée à 21°C pendant le déroulement de la manipulation.

Pour vérifier l'homogénéité du film polymère, 6 expériences ont été réalisées en prélevant 6 échantillons différents de film.

Ce type d'expériences étant relativement long à réaliser compte tenu de la faible vitesse de variation  $m(t)$  de la solution saline présente dans chaque bocal (*figure 2.9*), les 6 échantillons de film ont été testés simultanément en procédant de la façon suivante : dans une enceinte de grand volume et contenant la solution saline  $K_2CO_3$  (HR=43%), nous avons disposé 6 bocaux contenant la solution de NaCl (HR=75%) fermés hermétiquement à l'aide des 6 échantillons de film polymère à caractériser (*figure 2.9*).

La pesée régulière des bocaux pendant une semaine environ permet d'obtenir la variation de masse au cours du temps de chaque bocal et de quantifier ainsi le flux masse de diffusion au travers de chacun des 6 échantillons de film dont la surface est évaluée à  $35 \text{ cm}^2$ .

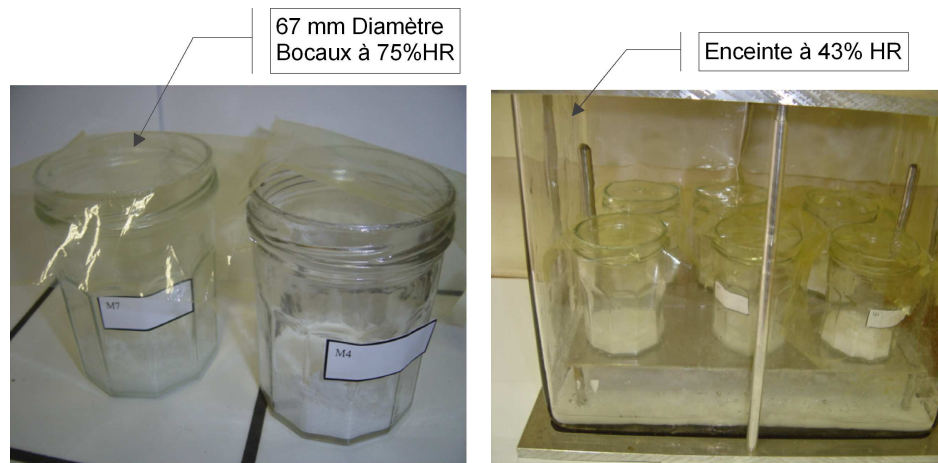


figure 2.9 : Cellule de mesure et bocaux contenant les solutions salines

#### 2.4.2.3. Résultats

Compte tenu des choix effectués pour les deux ambiances, et en appliquant les relations (2. 84), les concentrations intérieures aux bocaux ( $C_{int}$ ) et dans l'enceinte de confinement ( $C_{ext}$ ) sont calculées et reportées dans le tableau ci-dessous.

$T$ (°C)	$P_{vsat}(T)$ (Pa)	$HR_{int}$ (%)	$HR_{ext}$ (%)	$P_{vint}$ (Pa)	$P_{vext}$ (Pa)	$W_{int}$ (kg/kg <sub>as</sub> )	$W_{ext}$ (kg/kg <sub>as</sub> )	$C_{ext}$	$C_{int}$
21	2530	75	43	1897	1087	0,011	0,007	0,007	0,0109

La variation de masse dans chacun des 6 bocaux, numérotés de 1 à 6, est représentée sur la *figure 2.10*. La pente de chacune des 6 courbes est calculée et reportée dans le *tableau 2.3*. On constate que le comportement du film est très homogène puisque les 6 valeurs de pente sont égales entre elles.

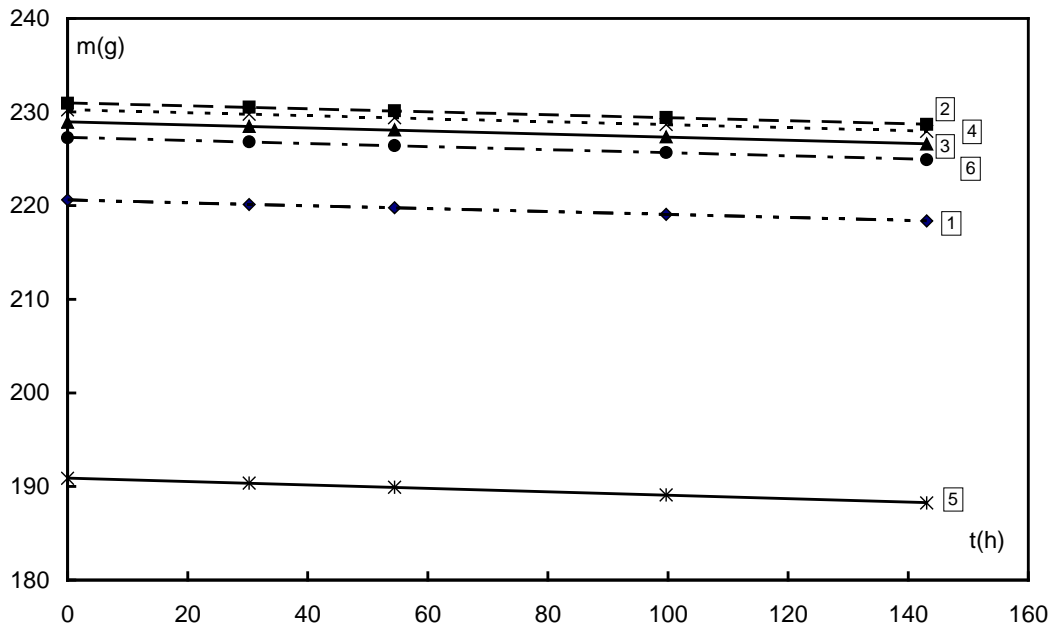


figure 2.10 : Evolution de la masse en fonction du temps dans chacun des 6 bocaux.

N° BOCAL	①	②	③	④	⑤	⑥
$dm/dt$ (g/h)	0,0156	0,0159	0,0163	0,0160	0,0184	0,0164
$D_f$ ( $m^2s^{-1}$ )	$6,67 \cdot 10^{-9}$	$6,8 \cdot 10^{-9}$	$6,98 \cdot 10^{-9}$	$6,85 \cdot 10^{-9}$	$7,87 \cdot 10^{-9}$	$7,02 \cdot 10^{-9}$

tableau 2.3 : Variation de masse et coefficients de diffusion obtenus .

A partir des valeurs consignées dans le *tableau 2.3*, on détermine un coefficient de diffusion moyen de la vapeur d'eau au travers film polymère égal à  $= 7 \cdot 10^{-9} m^2s^{-1}$ .

# CHAPITRE 3

## *Approche expérimentale*

3.1.	<i>Introduction</i>	79
3.2.	<i>Description du dispositif expérimental</i>	79
3.2.1.	Description générale du dispositif	79
3.2.2.	Le simulateur solaire	81
3.2.2.1.	Description d'ensemble	81
3.2.2.2.	Le rôle des filtres optiques du simulateur solaire AM0 et AM1.5G	82
3.2.2.3.	Control de la sortie du simulateur solaire (le rôle des ouvertures)	85
3.2.3.	Description de la cellule expérimentale	86
3.3.	<i>Expériences préliminaires</i>	89
3.3.1.	Etalonnage du simulateur solaire	89
3.3.2.	Etalonnage des capteurs d'humidité relative	97



### **3.1. Introduction**

Ce troisième chapitre est consacré à la description du dispositif expérimental mis en place pour valider la modélisation et identifier certains paramètres du modèle, ce qui permet a posteriori de vérifier un certain nombre d'hypothèses.

L'ensemble du dispositif doit donc être conçu pour reproduire à l'échelle du laboratoire le processus de séchage solaire d'un produit protégé sur sa surface par le film polymère étudié.

La cellule expérimentale doit être instrumentée de sorte que l'on puisse, en temps réel, étudier l'évolution de la masse du produit séché au cours du temps en fonction des conditions ambiantes (ensoleillement, température et humidité de l'air) c'est-à-dire obtenir la cinétique d'un produit dans un environnement donné.

Après une description globale de la cellule de mesure et de l'instrumentation mise en place, nous consacrerons la seconde partie du chapitre aux expériences préliminaires réalisées pour l'étalonnage de certains éléments de mesure et du simulateur solaire.

### **3.2. Description du dispositif expérimental**

#### ***3.2.1. Description générale du dispositif***

L'ensemble du dispositif expérimental mis en œuvre au cours de cette thèse comprend essentiellement trois entités, à savoir : le simulateur solaire, le séchoir instrumenté (cellule destinée à recevoir le produit à sécher et équipée des éléments de mesure de température, d'humidité relative et de masse) et enfin le système d'acquisition des mesures au cours d'une expérience complète de séchage.

La *figure 3.1* présente un schéma des composants du dispositif expérimental que nous décrivons par la suite:



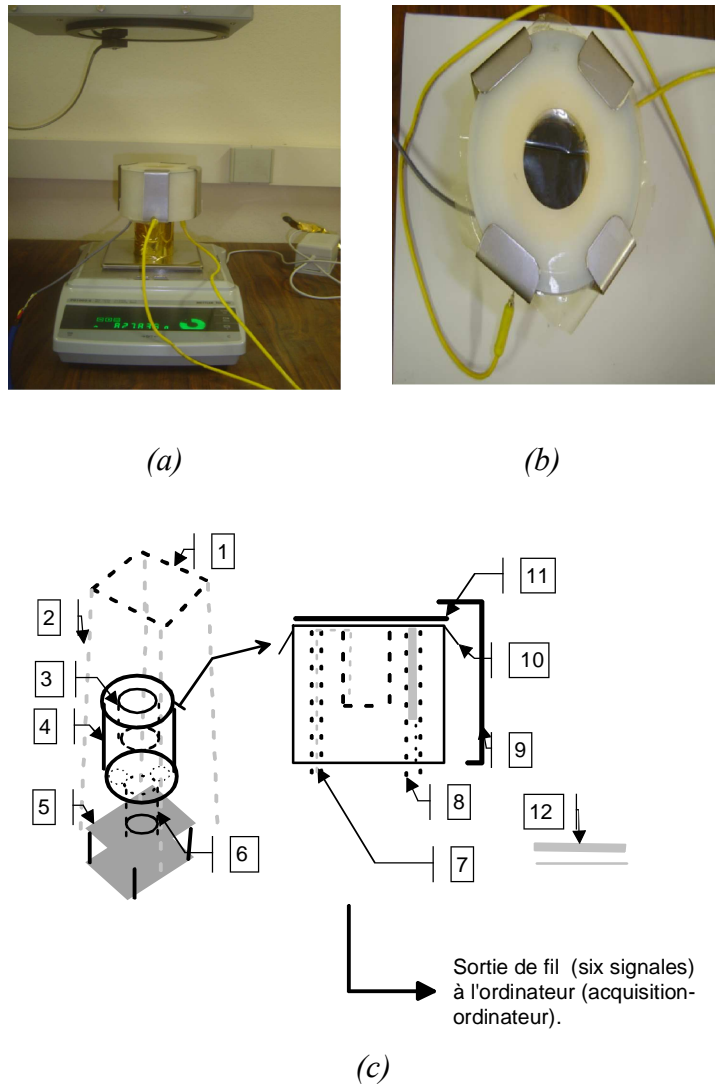


figure 3. 1 : Vue d'ensemble du dispositif : (a) simulateur solaire sur la cellule expérimentale ; (b) cellule expérimentale et capteurs de mesure ; (c) schéma descriptif

- [1] : fenêtre de sortie de l'éclairage du simulateur solaire ;
- [2] : faisceau divergeant
- [3] : cavité cylindrique ;
- [4] : la cellule expérimentale;
- [5] : balance;
- [6] : cale ;
- [7] : thermocouple pour mesurer la température du produit ;
- [8] : capteur d'humidité et thermocouple (air intérieur à la cavité) ;
- [9] : clips pour maintenir le couverture de la cellule expérimentale sur le film polymère et assurer ainsi l'étanchéité ;
- [10] : le film polymère ;
- [11] : couverture de la cellule expérimentale ;
- [12] : thermocouple et capteur d'humidité pour l'air ambiante ;

Après la description et le principe de fonctionnement du simulateur solaire, nous décrirons plus en détail la conception de la cellule expérimentale. En ce qui concerne l'acquisition des données, elle a été réalisée sous LABVIEW.

### 3.2.2. Le simulateur solaire

#### 3.2.2.1. Description d'ensemble

Le laboratoire s'est doté d'un simulateur solaire ORIEL Xénon Arc de *1000 watts* (figure 3. 2) dont le faisceau de sortie, de quatre pouces sur quatre, est uniforme et divergent (la surface éclairée dépend de la distance à laquelle est située le simulateur). Le spectre du simulateur solaire reproduit le spectre de la lumière solaire. La puissance de ce simulateur est de **2,62 sun** ( $1 \text{ sun} = 1367 \text{ Wm}^{-2}$ ) ce qui signifie que la puissance disponible est supérieur au double de l'éclairement solaire hors atmosphère.

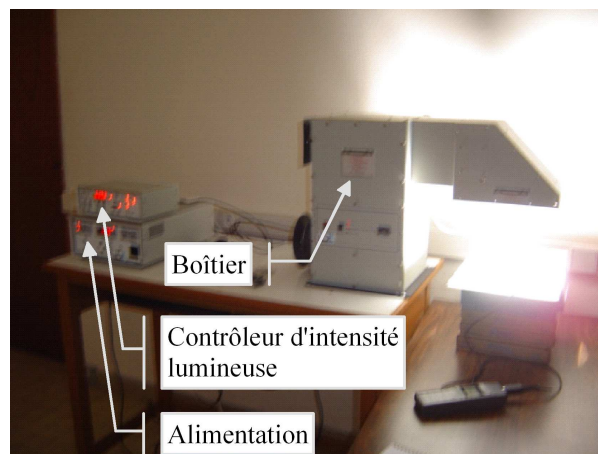


figure 3. 2: Vue du simulateur solaire en fonctionnement

Le simulateur comprend les éléments suivants :

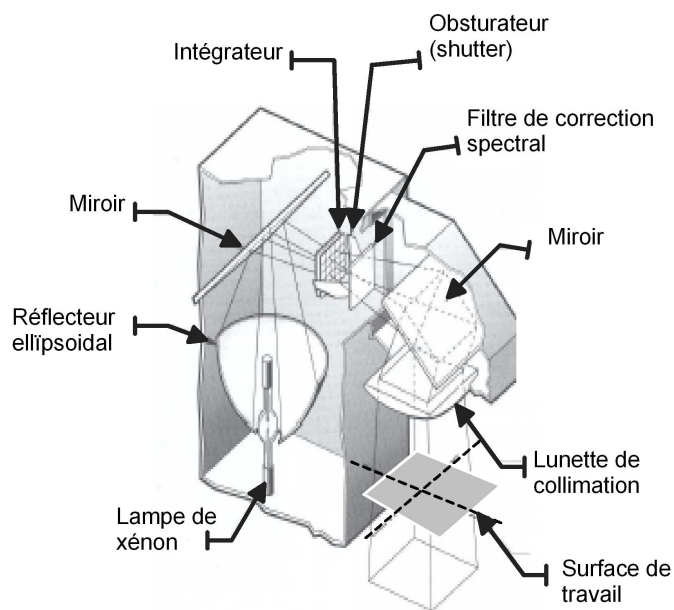
- le boîtier contenant la lampe et l'optique;
- la lampe xénon *1000 watts* : source intense de lumière ultraviolette, visible et proche infrarouge produite par décharge électrique en xénon sous une pression élevée;
- le contrôleur d'intensité lumineuse ;
- l'alimentation de la lampe au xénon ;

Certains accessoires permettent de simuler le rayonnement solaire reçu à différentes latitudes terrestres et de réguler la puissance de sortie du faisceau. Nous disposons :

- des filtres pour obtenir les spectres Air Masse d'altitude *AM0* et *AM1.5G* (on peut obtenir des filtres pour l'altitude *AM1D*, *AM1.5D* et *AM2D* que le laboratoire n'a pas acquis dans cette première utilisation du simulateur) ;
- de set d'ouvertures de 86, 60, 36 et 12% ;

Enfin, la mesure du rayonnement reçu par une surface éclairée à une distance donnée du simulateur est obtenue par un radio/photomètre *HD9021* équipé d'une sonde de plage spectrale 450-950 nanomètres ;

La *figure 3. 3* montre le système optique du simulateur.



*figure 3. 3: Description du système optique du simulateur solaire*

Le spectre de la lampe à arc xénon est proche de celui d'un corps noir à 5800°K. Un réflecteur ellipsoïdal entoure la lampe et collecte plus de 70% de la lumière émise par la lampe. Le faisceau collecté est alors focalisé sur un intégrateur optique qui produit un faisceau divergent uniforme. Ce faisceau est réfléchi par un miroir orienté à 45° et traverse une lentille en silice fondue permettant d'obtenir un faisceau collimaté et uniforme de 102 x 102 millimètres (4 pouces x 4 pouces).

### 3.2.2.2. Le rôle des filtres optiques du simulateur solaire *AM0* et *AM1.5G*

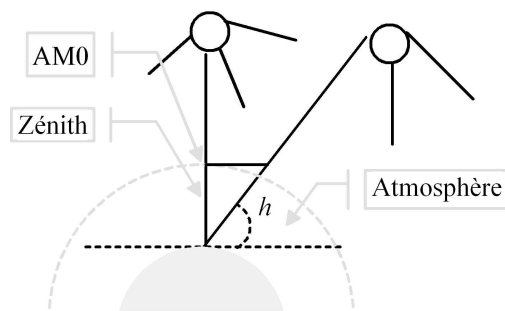
Le concept de masse atmosphérique ou nombre de masse d'air (sigle *AM* : air mass) développé pour l'étude de l'énergie solaire qui atteint le sol terrestre, est utilisé, de manière analogue, pour le simulateur solaire. Les filtres *AM* sont destinés à reproduire l'éclairement d'une surface en fonction du trajet parcouru par les photons dans l'atmosphère. La distance de

parcours de la lumière solaire dans l'atmosphère joue un rôle important car plus elle est élevée plus l'atténuation est grande avant d'atteindre un éventuel capteur. La masse atmosphérique, notée  $m$ , est définie par le rapport de la distance parcourue dans l'atmosphère par un rayon en provenance du soleil à l'épaisseur de l'atmosphère mesurée verticalement au-dessus du niveau de la mer. En considérant que l'atmosphère est une couche d'épaisseur constante et parallèle au sol que l'on suppose horizontal, on a (*figure 3. 4*) :

$$(3. 1) \quad m = \frac{l}{\sin h}$$

avec  $h$  hauteur du soleil c'est-à-dire angle formé par un rayon solaire par rapport à l'horizon.

Ainsi, pour le soleil au zénith ( $h=90^\circ$ ),  $m=1$  (*AM1 : air mass one*) et pour le soleil vu sous un angle  $h=30^\circ$   $m=2$  (*AM2*). Le cas  $m=0$  correspond à l'étude du rayonnement solaire à la limite de l'atmosphère terrestre (référence *AM0*).



*figure 3. 4 : Influence de l'atmosphère sur le trajet parcouru par les rayons solaires.*

L'équation 3.1 ne tient pas compte de certains phénomènes comme la courbure de la terre ou la densité variable de l'atmosphère qui entraînent une augmentation du trajet parcouru par la lumière, ou encore du fait que lorsqu'un récepteur est placé en altitude par rapport au niveau de la mer le trajet des rayons lumineux est, dans ce cas, raccourci. Ceci étant, l'équation 3.1 est une approximation théorique suffisante dans la plupart des cas, pour peu que la lumière ne soit pas rasante ( $h > 5^\circ$ ) (Bernard, 2004).

Le développement de filtres standardisés permet donc de s'affranchir des nombreux paramètres qui influencent l'éclairement réel d'une surface terrestre (conditions atmosphériques, position du soleil par rapport au récepteur) et permet ainsi de maîtriser des conditions d'expériences reproductibles et réalistes à partir de simulateurs solaires (*figure 3. 5*).

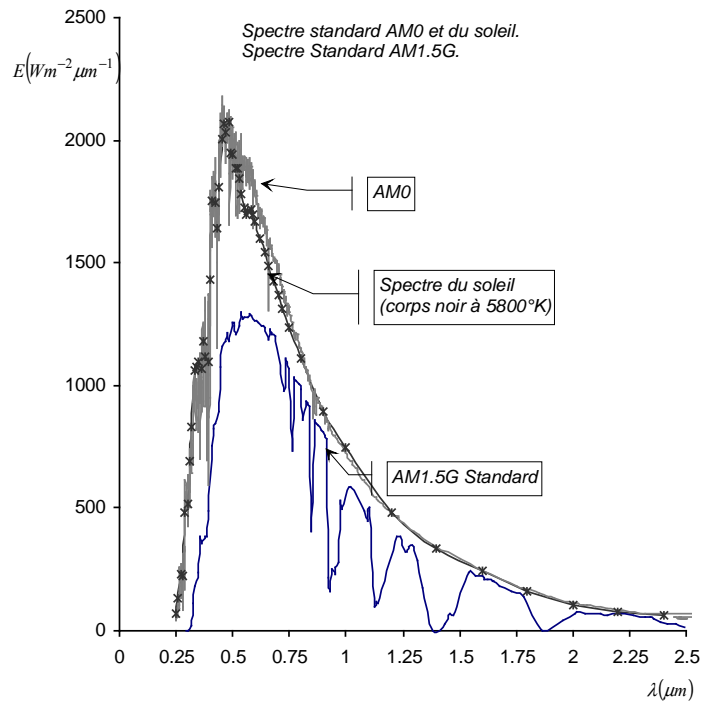


figure 3. 5 : Représentation spectrale des filtres normalisés

Dans notre dispositif, on utilise le filtre *AM0* du simulateur solaire pour corriger la déviation existant entre le spectre de la lampe xénon et le spectre solaire hors atmosphère. Le filtre *AM1.5G* est ensuite mis en place pour simuler l'amplitude du rayonnement solaire global (*direct + diffus*) reçu sur le sol terrestre lorsque le soleil forme un angle de  $48,2^\circ$  par rapport au zénith (donc  $h=90-48,2=41,8$ ), ce qui correspond approximativement à la situation d'une ville comme Bordeaux de latitude  $44^\circ 50'$  (figure 3. 6).

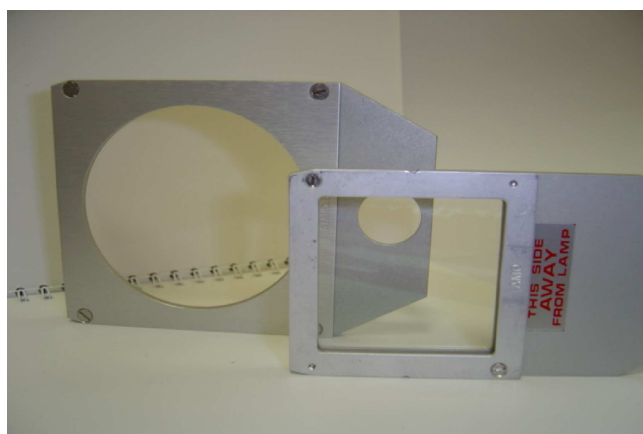


figure 3. 6 : Vue des filtres *AM1D* (gauche), *AM0* (droite) du simulateur solaire

La figure 3. 7 illustre la comparaison entre le spectre *AM1.5G* standard et celui obtenu sur notre simulateur solaire. La répartition spectrale est bien respectée, seule l'amplitude reste à

moduler pour simuler différentes intensités de rayonnement, ce qui est réalisé par la mise en place de réducteurs.

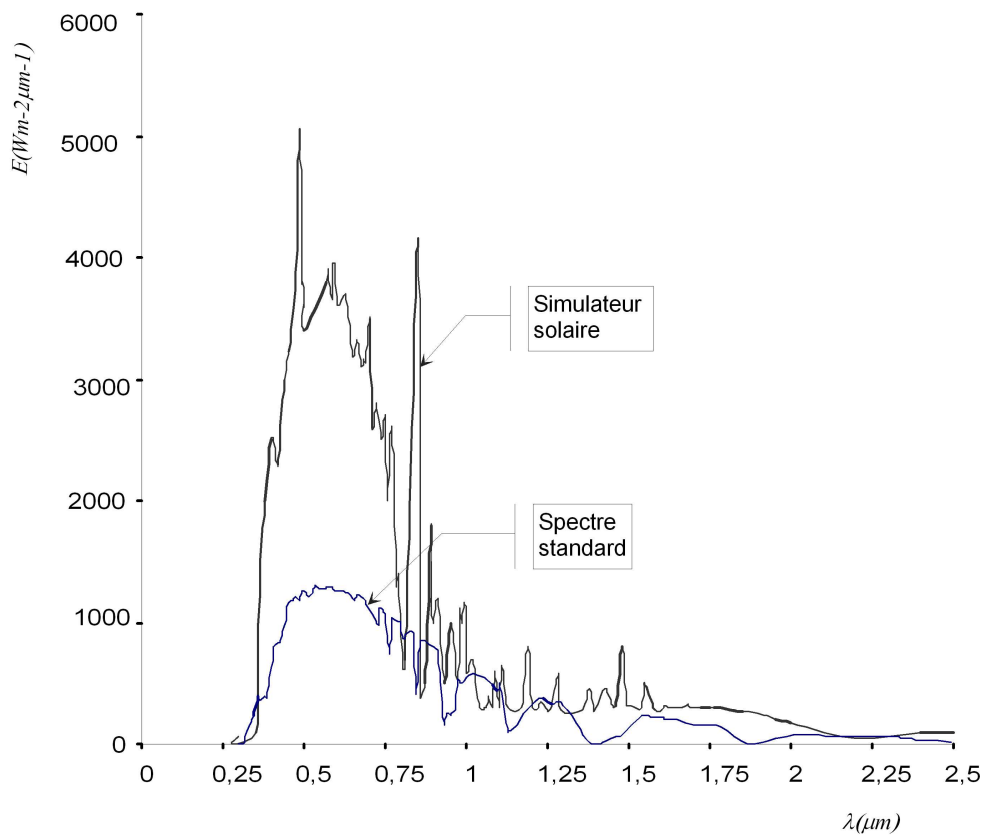


figure 3. 7 : spectre standard AM1.5G et spectre AM1.5G du simulateur solaire non normalisé.

### 3.2.2.3. Contrôle de la sortie du simulateur solaire (le rôle des ouvertures)

L'amplitude de l'intensité du rayonnement solaire fournie par le simulateur solaire est liée au faisceau de sortie de l'intégrateur qui correspond typiquement à une puissance proche de  $1900 \text{ W.m}^{-2}$ . Le rayonnement solaire réel atteignant une surface terrestre ne dépasse généralement pas  $1000 \text{ W.m}^{-2}$ . Pour réduire la puissance fournie par le simulateur, nous disposons d'une série de réducteurs (set d'ouvertures) permettant de réduire le flux solaire à 86, 60, 36 et 12% de sa valeur maximale. Ces réducteurs sont particulièrement simples à utiliser et se présentent sous la forme d'une plaque métallique percée d'une ouverture carrée (figure 3. 8). Ils se placent juste derrière l'intégrateur et devant le filtre optique (figure 3. 9). La surface éclairée reste la même quelle que soit l'ouverture, seule l'intensité est réduite.

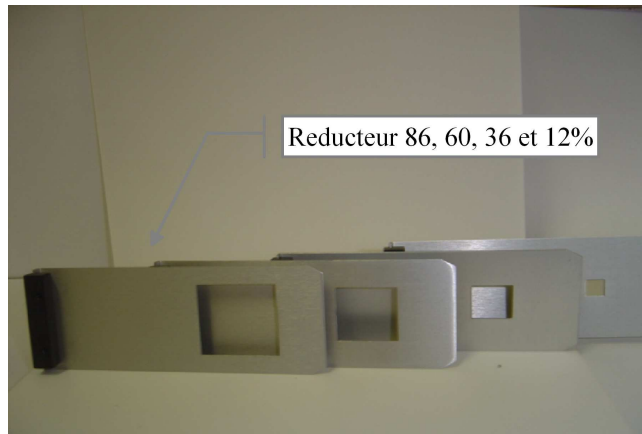


figure 3. 8 : Réducteurs d'intensité de flux du simulateur solaire

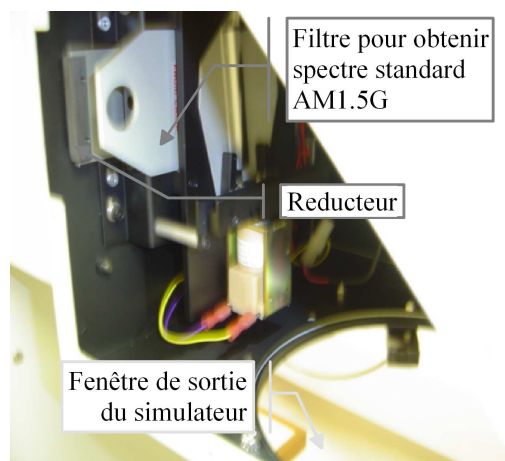


figure 3. 9 : positionnement du réducteur et du filtre

### 3.2.3. Description de la cellule expérimentale

Nous avons vu que le système de séchage solaire que nous proposons est conçu comme un système fermé dans lequel le transport de masse et d'énergie ne doit avoir lieu que dans la direction axiale. Nous avons donc choisi de réaliser la cavité cylindrique dans laquelle sera positionné le produit en utilisant un matériau de faible conductivité thermique. Il s'agit d'un polymère entièrement fluoré souvent appelé Téflon (polytétrafluoroéthylène), semi cristallin, semi opaque et blanc, d'une densité entre  $2,15$  et  $2,3 \text{ g.cm}^{-3}$  et d'un indice de réfraction de  $1,38$ . Sa conductivité thermique est comprise sur la gamme de température sur laquelle nous travaillons entre  $0,24$  et  $0,35 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$ .

Les dimensions de la cellule et de la cavité (figure 3. 10) ont été déterminées en tenant compte de l'instrumentation nécessaire pour suivre l'évolution des différents paramètres

d'ambiance tout en veillant à limiter la masse totale du dispositif car la portée des balances de haute précision est généralement limitée. La balance dont est équipée notre banc expérimental a une portée de 1,1 kilogramme.

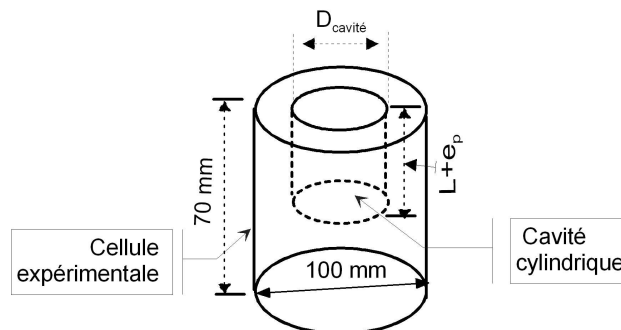


figure 3. 10: Dimensions de la cellule et de la cavité. Le diamètre de la cavité  $D_{cavité}$  est égal à 38 mm et sa hauteur  $Z_{cavité}=L+e_p$  de 40 mm

La cellule est équipée de 2 thermocouples de type K destinés à mesurer la température du produit d'une part et la température de l'air intérieur dans l'espace situé entre le produit et le film polymère d'autre part. Un troisième thermocouple est mis en place pour mesurer la température ambiante extérieur au dispositif. Nous disposons par ailleurs de deux capteurs d'humidité pour mesurer l'humidité relative de l'air à l'intérieur de la cavité et de l'air ambiant extérieur (figure 3.11).

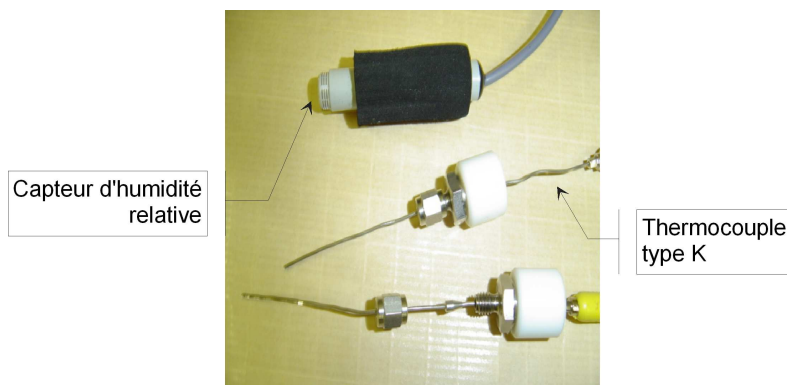


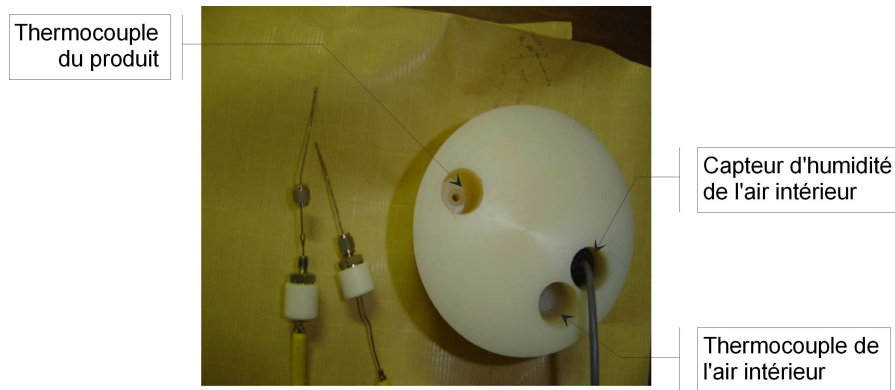
figure 3. 11 : Capteur d'humidité et thermocouples du dispositif expérimental

Pour réaliser les expériences, la mise en place des éléments de mesure nécessite certaines précautions:

- la mesure des températures ne doit pas être perturbée par le rayonnement provenant du simulateur ce qui a nécessité la mise en place d'une protection réfléchissante.

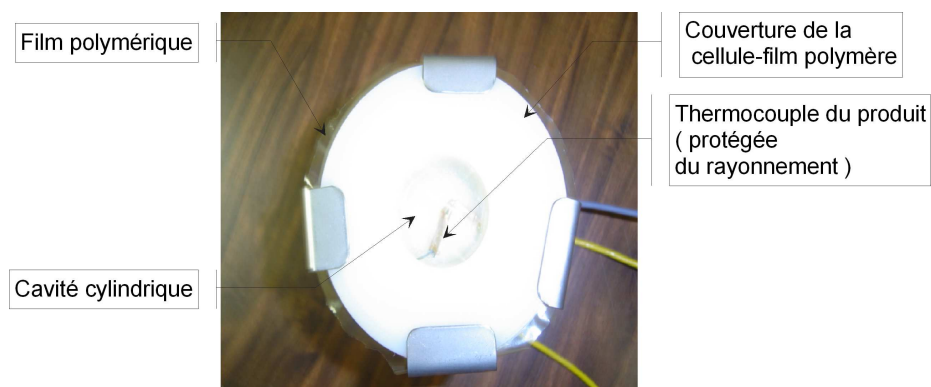


- l'étanchéité de la cavité intérieure par rapport à l'ambiance extérieure doit être contrôlée pour que l'ensemble des mesures ait un sens. Ainsi, l'introduction des éléments de mesure ne doit pas créer de circulation d'air entre l'intérieur et l'extérieur
- *figure 3. 12).*



*figure 3. 12 : Vue arrière de la cellule – illustration des dispositifs de fixation étanches*

De la même manière la mise en place du film polymère doit être effectuée en assurant une étanchéité de la partie supérieure de la cellule. Le film a donc été placé au dessus du produit et son positionnement est assuré par la mise en place d'un couvercle en téflon équipé d'un joint et immobilisé par serrage (*figure 3. 13*). Lorsque le dispositif est assemblé seule la surface du film polymère formée par le diamètre de la cavité est exposée au rayonnement.

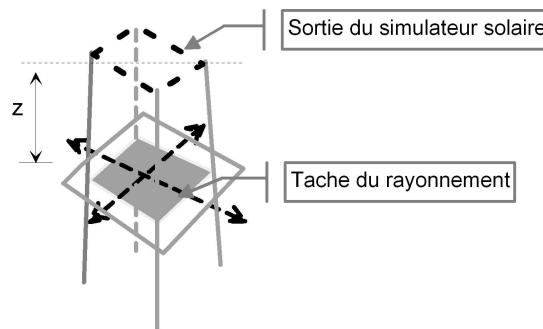


*figure 3. 13 : Vue avant de la cellule expérimentale complète.*

### 3.3. Expériences préliminaires

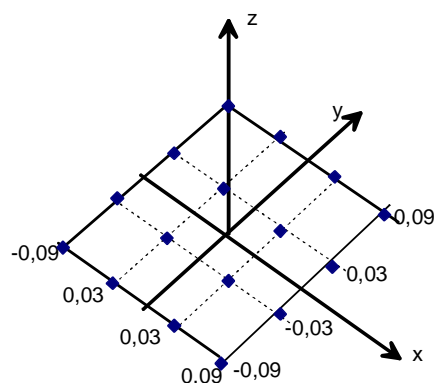
#### 3.3.1. Etalonnage du simulateur solaire

L'étalonnage du simulateur solaire a pour objectif de mesurer l'éclairement d'une surface en fonction de sa distance "z" par rapport à la fenêtre du simulateur et d'étudier l'homogénéité du flux délivré sur l'ensemble de la surface éclairée (*figure 3. 14*).



*figure 3. 14 : repérage du plan éclairé*

Cet étalonnage est réalisé en mesurant la densité de flux lumineux à l'aide d'un photoradiomètre en différents points régulièrement répartis sur l'ensemble de la surface éclairée. Cette surface évolue en fonction de la distance. Pour une distance faible, de l'ordre de  $7\text{ cm}$ , la surface éclairée reste limitée à un carré d'environ  $17\text{ cm}$  de côté. Si l'on éloigne le plan de mesure de la fenêtre, la surface éclairée augmente. Ceci étant l'éloignement du plan de mesure est un paramètre qui permet de faire varier la puissance reçue par le film et le produit mais la cellule conserve une dimension fixe qui doit rester inférieure à la plus petite surface éclairée. Nous avons donc choisi d'étalonner le capteur en positionnant les points de mesures tous les  $6\text{ cm}$  de sorte qu'ils permettent la mesure sur une surface de  $18\text{ cm}$  sur  $18\text{ cm}$  comme l'illustre la *figure 3. 15*.



*figure 3. 15 : repérage des points de mesure de l'éclairement*

Le photoradiomètre utilisé est munie d'une sonde de plage spectrale  $0.45\mu\text{m}-0.95\mu\text{m}$  (figure 3. 16). Par conséquent l'éclairement mesuré devra être corrigé pour obtenir sa valeur sur toute la bande spectrale solaire, à savoir  $0.25\mu\text{m}-2.5\mu\text{m}$ .



figure 3. 16 : Radiomètre

La démarche d'étalonnage est résumée ci-dessous :

- Le filtre optique du simulateur qui permet d'obtenir la courbe spectrale standard *AMI.5G* est mis en place. Cette courbe spectrale standard *AMI.5G* représente à peu près le rayonnement solaire aux coordonnées terrestres de la ville de Bordeaux (la latitude de Bordeaux :  $44^{\circ}50'$ ).
- La surface que l'on souhaite éclairée est placée à une distance "z" de la fenêtre de sortie du simulateur. La mesure est réalisée sur les 16 points de coordonnées *x* et *y* définies sur la figure 3. 15.
- Les mesures sont réitérées pour différentes distances *z*, à savoir *7,5 cm ; 11,7 cm ; 19,6 cm ; 23,8 cm ; 27,8 cm ; 31,9 cm et 36 cm*.
- La procédure décrite dans les trois points précédents est reproduite en mettant en place les filtres de réduction de flux que nous avons décrits plus haut (*86%, 60%, 36% et 12%*).
- Les valeurs obtenues sont corrigées pour prendre en compte la totalité de la bande spectrale du simulateur qui, comme nous venons de le préciser n'est pas accessible totalement par le *photoradiomètre*.
- La zone d'homogénéité de l'éclairement solaire sur la surface étudiée est définie et la valeur retenue pour l'éclairement correspond, pour une distance donnée, à la moyenne du flux sur la zone homogène.
- A l'issue de toute cette démarche, il devient possible d'établir des corrélations fournissant l'éclairement de la surface en fonction de la distance *z*.

A titre d'illustration, nous présentons les résultats obtenus pour une distance "z" de 7.5 cm, l'ensemble des autres mesures et interprétations étant fourni en *annexe 5*.

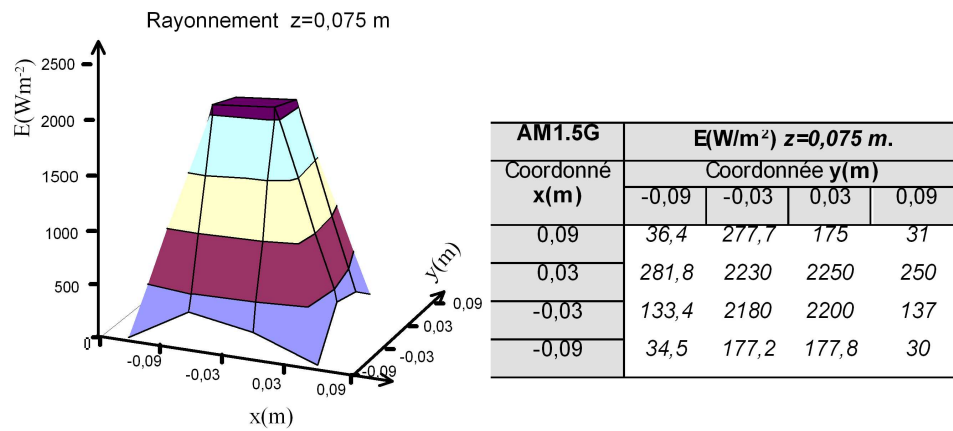


figure 3. 17 : Eclairage du plan de travail sans réducteurs de puissance

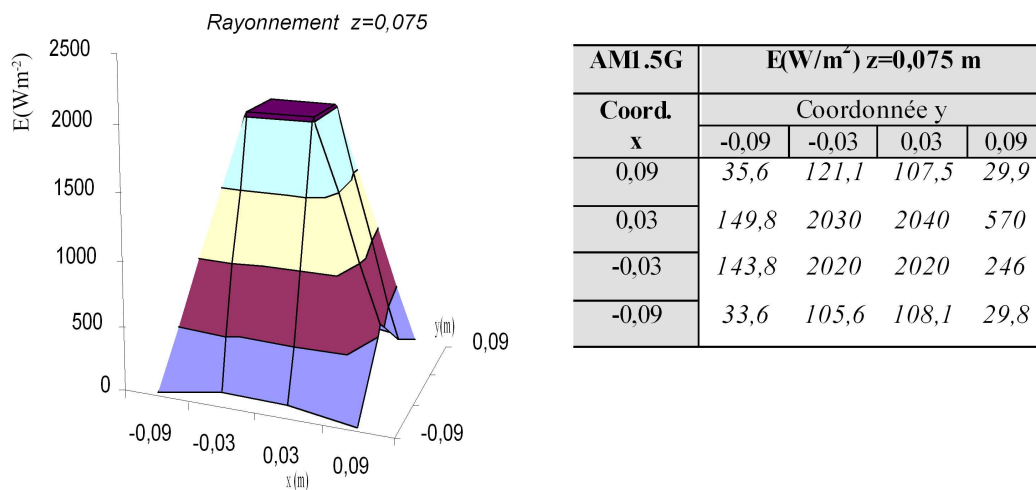


figure 3. 18 : Eclairage du plan de travail avec réducteur de puissance à 86%

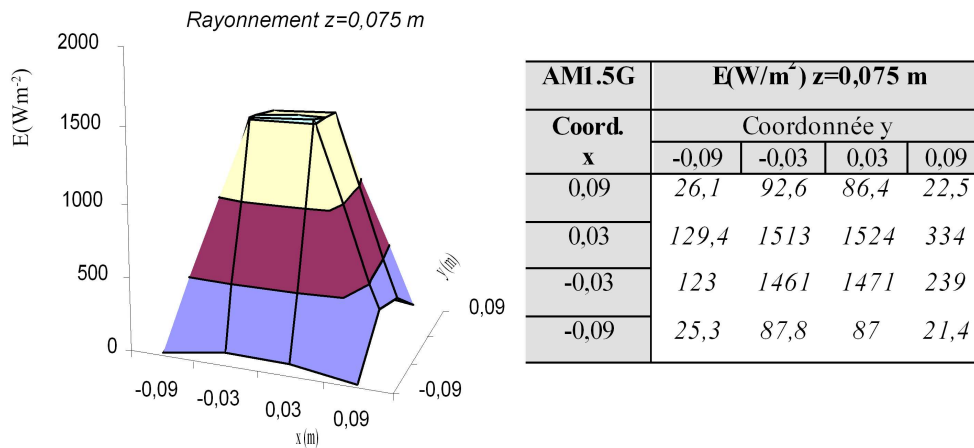


figure 3. 19 : Eclairage du plan de travail avec réducteur de puissance 60%

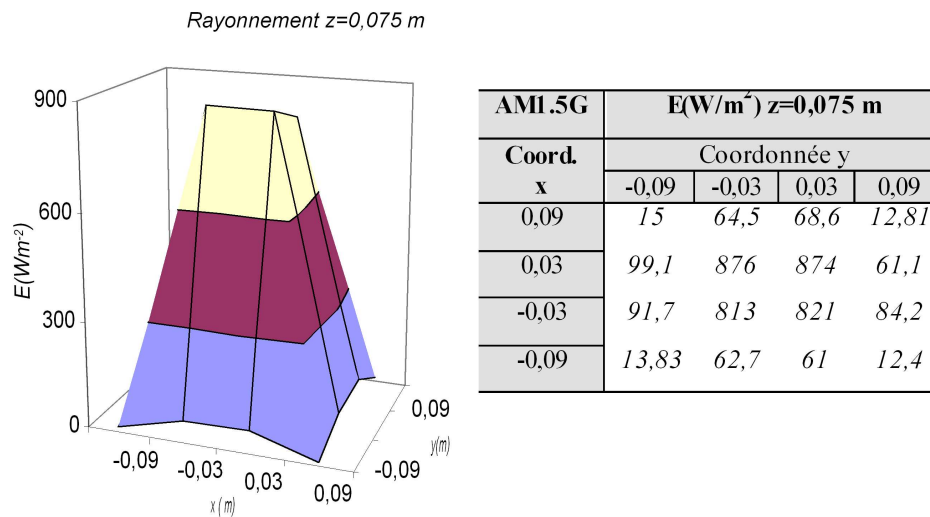


figure 3. 20 : Eclairage du plan de travail avec réducteur de puissance 36%

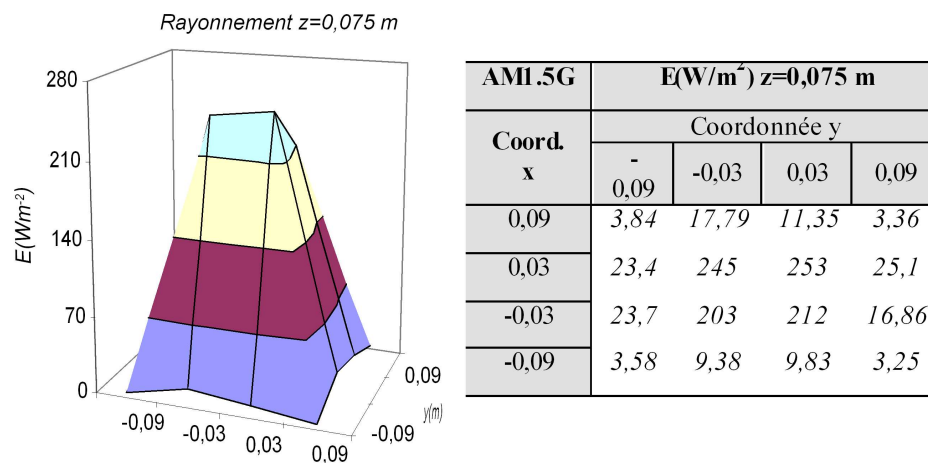


figure 3. 21 : Eclairage du plan de travail avec réducteur de puissance 12%

Le facteur de correction à appliquer à ces mesures pour déterminer la puissance du rayonnement entre 0,28 et 2,5 micromètres est obtenu à partir des pourcentages de rayonnement solaire relatif à chaque bande de longueur d'onde comme l'illustre le *tableau 3.1*.

	RANGE ( $\lambda$ ( $\mu\text{m}$ ))	%
<b>UVB</b>	0,28-0,32	0,1
<b>UVA</b>	0,32-0,35	0,8
	0,35-0,40	4,5
<b>V I S I B L E</b>	0,40-0,45	7,3
	0,45-0,50	10,5
	0,50-0,55	9,8
	0,55-0,60	10
	0,60-0,65	9
	0,65-0,70	8,1
<b>I N F R A R O U G E</b>	0,70-0,80	11,3
	0,80-0,90	7,3
	0,90-1,00	4,7
	1,00-1,10	2,2
	1,10-1,50	7
	1,50-2,00	5,3
	2,00-2,50	2,2

*tableau 3.1: Pourcentage de rayonnement émis par le simulateur pour les différentes plages spectrales*

On obtient aisément la relation suivant :

$$(3. 2) \quad E_{\text{gamme:0.45-0.95}\mu\text{m}} = 0.684 E_{\text{solaire}}$$

Les données mesurées pour le radiomètre doivent donc être affectées d'un facteur  $1/0,684$  pour obtenir le flux sur tout le spectre solaire dans les conditions de l'expérience. On présente dans les tableaux 3.2 à 3.6 les données corrigées pour la distance  $z=7,5$  cm.

AM1.5G		E(W/m <sup>2</sup> )			
		Données corrigées $z=0,075$ m.			
y	x	-0,09	-0,03	0,03	0,09
0,09		53,1	405,4	255,5	45,25
0,03		411,4	3255,5	3284,7	365
-0,03		194,7	3182,5	3211,7	200
-0,09		50,4	258,7	259,6	43,8

*tableau 3.2: Mesures corrigées du rayonnement reçu sur la surface éclairée pour  $z=7,5$  cm (gamme totale : 0,28 à 2,5  $\mu\text{m}$ ).*

AM1.5G		E(W/m <sup>2</sup> ) Données corrigées z=0,075 m.			
x	y	-0,09	-0,03	0,03	0,09
0,09		52	177	157	44
0,03		219	2968	2982	833
-0,03		210	2953	2953	360
-0,09		49	154	158	44

tableau 3. 3: Mesures corrigées du rayonnement reçu sur la surface éclairée pour z=7,5 cm en utilisant le réducteur de puissance de 86%, (gamme totale : 0,28 à 2,5  $\mu$ m).

tableau 3. 4: Mesures corrigées du rayonnement reçu sur la surface éclairée pour z=7,5 cm en utilisant le réducteur de puissance de 60%, (gamme totale : 0,28 à 2,5  $\mu$ m).

AM1.5G		E(W/m <sup>2</sup> ) Données corrigées z=0,075 m.			
x	y	-0,09	-0,03	0,03	0,09
0,09		38	135	126	33
0,03		189	2212	2228	488
-0,03		180	2136	2151	349
-0,09		37	128	127	31

AM1.5G		E(W/m <sup>2</sup> ) Données corrigées z=0,075 m.			
x	y	-0,09	-0,03	0,03	0,09
0,09		22	94	100	19
0,03		145	1281	1278	89
-0,03		134	1189	1200	123
-0,09		20	92	89	18

tableau 3.5: Mesures corrigées du rayonnement reçu sur la surface éclairée pour z=7,5 cm en utilisant le réducteur de puissance de 36%, (gamme totale : 0,28 à 2,5  $\mu$ m).

tableau 3.6: Mesures corrigées du rayonnement reçu sur la surface éclairée pour z=7,5 cm en utilisant le réducteur de puissance de 12%, (gamme totale : 0,28 à 2,5  $\mu$ m).

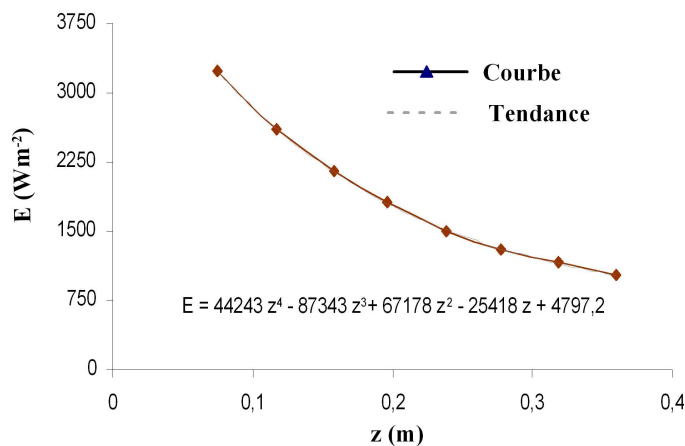
AM1.5G		E(W/m <sup>2</sup> ) Données corrigées z=0,075 m.			
x	y	-0,09	-0,03	0,03	0,09
0,09		6	26	17	5
0,03		34	358	370	37
-0,03		35	297	310	25
-0,09		5	14	14	5

On constate que la zone d'homogénéité est toujours la même et correspond à un carré estimé à 6cm x 6cm. En dehors des résultats obtenus avec un réducteur de flux à 12%, les écarts relatifs relevés sur la zone d'homogénéité sont de l'ordre du % dans le pire des cas. Une fois la moyenne effectuée sur les valeurs obtenues dans la zone d'homogénéité, les

corrélations donnant l'éclairement en fonction de la distance et du pourcentage de réduction du flux sont établies. Les valeurs à partir desquelles sont obtenues les corrélations proposées sont reportées dans le *tableau 3. 7* et la représentation graphique des évolutions (*figure 3. 22* à *figure 3. 26*) sont présentées ensuite.

z(m)	Réducteur de puissance				
	Sans utiliser réducteur de puissance	86%	60%	36%	12%
0,075	3237,2	2966,3	2183,2	1237,7	333,9
0,117	2597,5	2322,6	1711	967,8	271,2
0,158	2151,8	1870	1408,6	801,4	230,8
0,196	1813,5	1638,6	1196,4	677,8	192
0,238	1503,8	1394	1047,9	580,8	165,4
0,278	1306,2	1202	880,8	501,8	142,1
0,319	1158	1037	770	433,4	122,7
0,36	1017,5	910,4	673	381,5	109,1

*tableau 3. 7 : Valeurs moyennes de l'éclairement, en  $Wm^{-2}$ , sur une surface homogène de 6cm x 6cm en fonction de la distance à la fenêtre de sortie et pour les différents réducteurs de puissance.*



*figure 3. 22 : Eclairement d'une surface en fonction de sa distance à la fenêtre de sortie du simulateur sans réducteur de puissance*



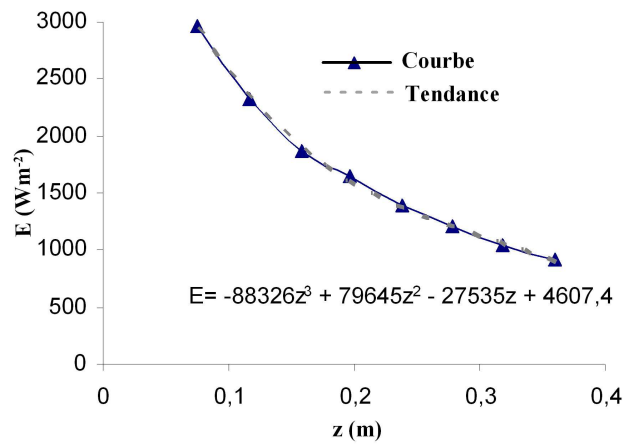


figure 3. 23 : Eclairage d'une surface en fonction de sa distance à la fenêtre de sortie du simulateur avec un réducteur de puissance 86%

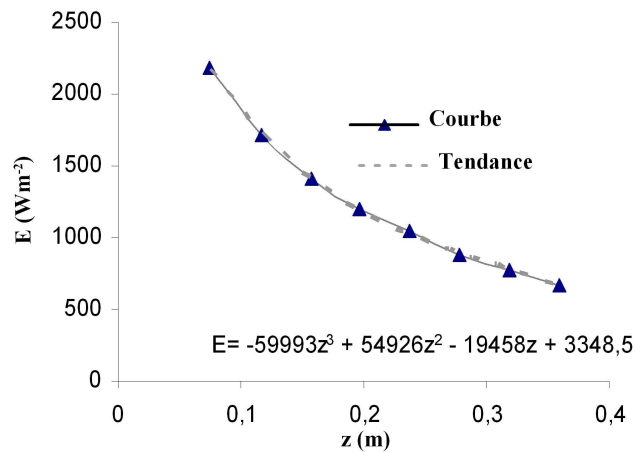


figure 3. 24 : Eclairage d'une surface en fonction de sa distance à la fenêtre de sortie du simulateur avec un réducteur de puissance 60%

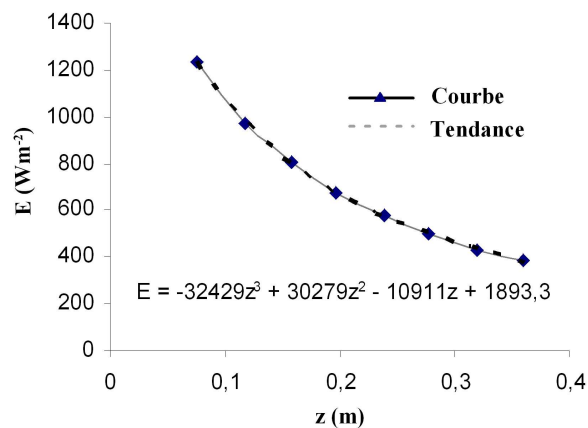


figure 3. 25 : Eclairage d'une surface en fonction de sa distance à la fenêtre de sortie du simulateur avec un réducteur de puissance 36%

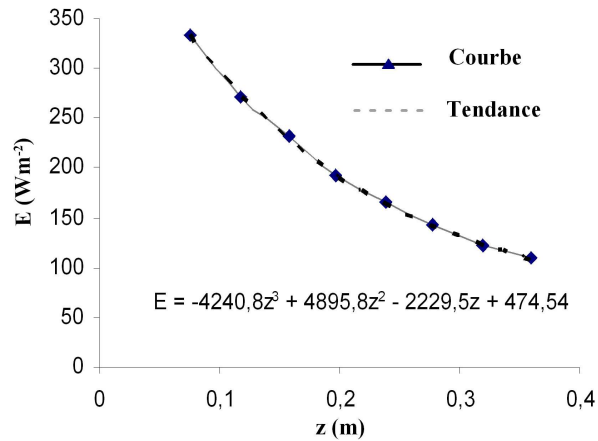


figure 3. 26 : Eclairage d'une surface en fonction de sa distance à la fenêtre de sortie du simulateur avec un réducteur de puissance 12%

### 3.3.2. Etalonnage des capteurs d'humidité relative

Les capteurs d'humidité relative utilisés sont, comme nous l'avons déjà précisé, de marque Humirel. Il s'agit du modèle *HM1504* conçu pour des mesures précises d'humidité relative de 10 à 95% avec un temps de réponse de 10 secondes. La figure 3. 27, fournie par le constructeur, représente à 23°C l'erreur de mesure possible en fonction de la valeur de l'humidité relative.

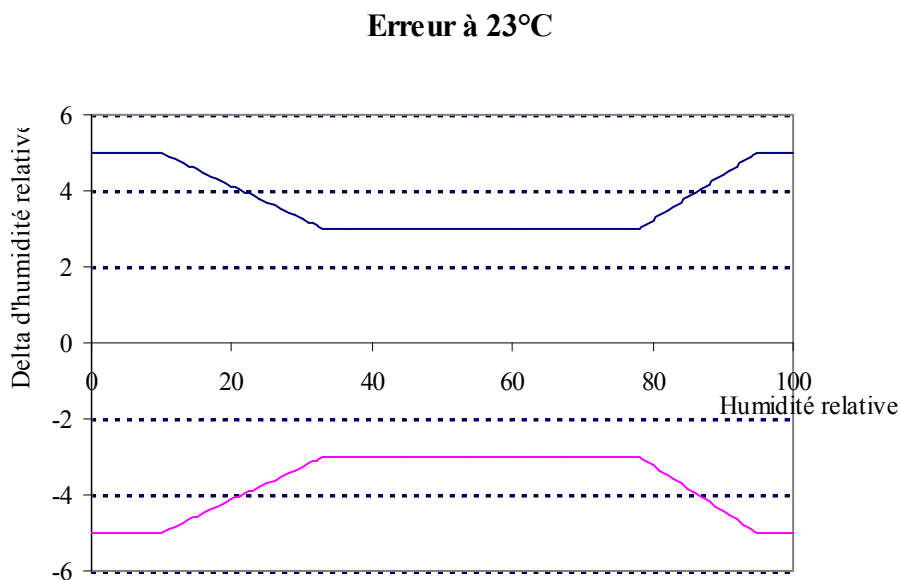


figure 3. 27 : Erreur limite du capteur HM 1504 à 23°C

Cette erreur peut être corrélée suivant les domaines d'humidité relative, comme l'illustre le *tableau 3. 8*.

<b>Gamme d'humidité en%</b>	<b>Valeurs Réelles</b>
0-10	±5
10-33	5,8696-0,08696*HR 5,8696+0,08696*HR
33-78	±3
78-95	6,1767+0,11765*HR 6,1767-0,11765*HR
95-100	±5

*tableau 3. 8 : Erreur moyenne du capteur HM1504 à 30°C*

En fonctionnement, le capteur délivre une tension comprise entre  $\pm 5V$ . La relation entre humidité relative et tension délivrée est fournie par le constructeur :

$$(3. 3) \quad HR(\%) = 0,0393V - 45,4$$

Dans cette relation, valable pour des humidités relatives comprises entre 10 et 95 %,  $V$  est exprimée en mV.

Pour vérifier le comportement des capteurs avant de les intégrer au dispositif expérimental, nous avons réalisé des mesures d'humidité dans des bocaux contenant des solutions salines saturées calibrées qui permettent d'obtenir des ambiances comprises entre 10% et 90% (*figure 3. 28*). Le *tableau 3. 9* présente les solutions utilisées et l'humidité relative correspondante et le signal mesuré en sortie des 2 capteurs destinés à mesurer l'humidité à l'intérieur de la cavité et celle de l'ambiance extérieure. En fait, ces valeurs résultent d'une moyenne effectuée sur une acquisition de plusieurs heures durant lesquelles l'humidité relative apparaît très stable pour chaque solution et pour chaque capteur.



figure 3. 28 : Vue des solutions salines et positionnement des capteurs

Sels	HR (%)	V (V) (capteur extérieur)	V(V) (capteur intérieur)
LiCl	11	1,16	1,13
MgCl <sub>2</sub> -6H <sub>2</sub> O	33	1,84	1,81
Magnesium Nitrat	53	2,45	2,39
NaCl	75	3	2,95
Baryum Chlorid	90	3,49	3,35

tableau 3. 9 : mesures réalisées sur les solutions salines

A partir de ces valeurs, l'évolution de l'humidité relative peut être reliée linéairement à la tension mesurée :

$$(3. 4) \quad \begin{aligned} HR_{\infty e} &= 34,248V - 29,692 \\ HR_{\infty i} &= 35,656V - 30,689 \end{aligned}$$

La figure 3. 29 illustre l'intérêt de cet étalonnage des capteurs d'humidité puisque l'on peut observer une déviation par rapport aux données du constructeur, surtout pour les faibles valeurs de HR.

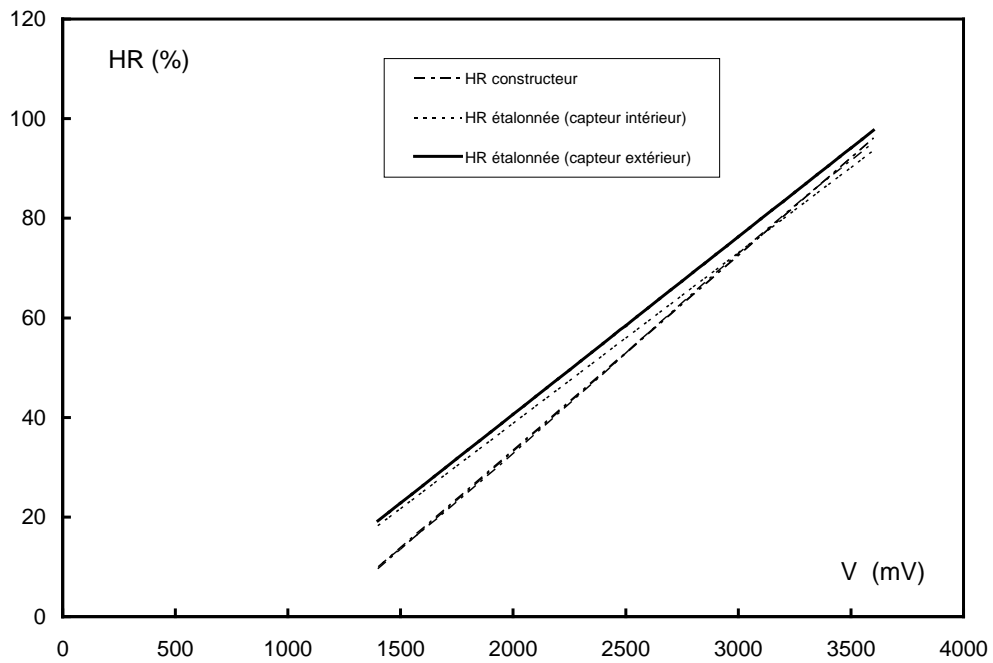


figure 3. 29 : comparaison entre la corrélation fournie par le constructeur et celles issues de l'étalonnage

## CHAPITRE 4

### *Résultats expérimentaux et validation du modèle mathématique*

4.1.	<i>Introduction</i> -----	103
4.2.	<i>Procédure expérimentale</i> -----	104
4.3.	<i>Résultats bruts des expériences réalisées sur l'eau</i> -----	109
4.4.	<i>Résultats bruts des expériences réalisées sur du coton hydrophyle noir</i> ----	121
4.5.	<i>Exploitation des mesures réalisées sur de l'eau et validation des hypothèses principales du modèle</i> -----	134
4.6.	<i>Exploitation des mesures réalisées sur du coton hydrophile noir et calibrage du modèle en terme d'absorption du film polymère</i> -----	142
4.7.	<i>Conclusion et perspectives</i> -----	149



#### 4.1. Introduction

L'objet de ce chapitre est de présenter la première campagne expérimentale menée à l'aide du système expérimental décrit au chapitre précédent. L'objectif de cette campagne est d'appréhender l'impact de la présence du film d'emballage polymérique à perméabilité sélective sur le séchage d'un produit donné quelconque ; il est aussi de valider les principaux choix de modélisation retenus pour l'écriture du modèle physique proposé au chapitre 2 (modèle d'échange de chaleur et de masse par convection entre le produit et le film d'emballage, modèle de transport de masse au travers du film d'emballage, coefficient d'absorption du film du rayonnement solaire, quantité d'énergie perdue par transferts radiaux dans le système expérimental utilisé).

Afin d'approcher cet objectif, deux séries de mesures ont été envisagées : une de séchage solaire d'eau emballée dans ce film et une de séchage solaire d'un produit emballé (*le comportement face au rayonnement de celui-ci s'approchant du corps noir par souci de simplification de l'interprétation des résultats expérimentaux obtenus*). Pour chacune de ces séries, 3 densités de puissance du rayonnement solaire ont été testées :  $200W/m^2$ ,  $680W/m^2$ ,  $1200W/m^2$ , celles-ci étant obtenues pour une distance initiale entre le film d'emballage et la fenêtre de sortie du simulateur solaire fixe  $-0,192m-$  et l'utilisation de 3 réducteurs de puissance (12% pour  $200W/m^2$ , 36% pour  $680W/m^2$ , 60% pour  $1200W/m^2$ ).

Les mesures recueillies au cours du temps pour chaque expérience (*température du produit, température et humidité relative de l'air intérieur –entre le produit et le film-, température et humidité relative de l'air extérieur environnant, masse de la cellule de mesure*) permettent pour les expériences réalisées sur de l'eau, de valider les choix de modélisation principaux effectués au chapitre 2 ; et pour les expériences réalisées sur un produit (*coton hydrophile noirci par ajout d'encre*), d'obtenir des données expérimentales (*forme de la phase de ralentissement de la cinétique de séchage principalement*) permettant d'envisager à terme la simulation d'une situation réelle (*séchage solaire en extérieur d'un produit emballé par ou recouvert d'un film*) à l'aide du code de calcul basé sur le modèle présenté au chapitre 2.

La structure choisie pour décrire le travail expérimental réalisé est la suivante : tout d'abord la procédure expérimentale retenue après quelques essais expérimentaux préliminaires est présentée (*paragraphe 4.2*). L'ensemble des mesures obtenues pour les 3



expériences réalisées sur de l'eau et les 3 expériences réalisées sur du coton hydrophile noir sont ensuite présentées et commentées, notamment en terme de précision de mesure, dans les paragraphes 4.3. et 4.4 respectivement. Le paragraphe 4.5 est ensuite dédié à l'exploitation des résultats expérimentaux concernant le séchage d'eau emballée et à la validation des principales hypothèses retenues lors de l'élaboration du modèle présenté au chapitre 2. L'exploitation des résultats concernant le séchage du produit choisi dans le cadre de cette étude et emballé est menée au paragraphe 4.6. La conclusion de ce chapitre proposée au paragraphe 4.7 amène à préciser clairement les possibilités offertes par le système expérimental mis en œuvre à l'occasion de ma préparation de thèse, et permet de suggérer des perspectives de modifications de ce système en vue d'améliorer celui-ci.

## 4.2. Procédure expérimentale

L'objet de ce paragraphe est de présenter et expliquer la procédure expérimentale retenue afin de mener l'étude expérimentale envisagée.

Le principe général retenu pour effectuer une expérience consiste (*cf. figure 4.1*) à placer, sous un simulateur solaire muni d'un réducteur de puissance donné et à une distance donnée de celui-ci ( $0.192m$ ), un ensemble constitué d'une balance, d'un support de cellule et de la cellule de mesure (grise et blanche). De cette cellule qui contient le produit (ou l'eau) à sécher recouvert par le film polymérique partent 3 câbles correspondant aux capteurs de températures « produit » et « air intérieur » (câbles jaunes) et au capteur d'humidité relative dans « air intérieur » (câble gris).

Selon la densité de puissance de rayonnement retenue et le produit séché, la perte en masse sur 24 heures varie d'une fraction de gramme à quelques grammes. La mesure de telles variations temporelles de masse nécessite classiquement d'éviter toute perturbation extérieure sur celle mesure. Tel n'est pas le cas pour le système expérimental concerné ici : en effet la présence de câbles reliant la cellule de mesure (posée sur la balance) au système d'acquisition induit des perturbations sur la mesure de masse susceptibles de rendre celle-ci obsolète (non exploitable).

Ces perturbations extérieures sont principalement dues à la dilatation thermique de ces câbles du fait de l'énergie en provenance de leur environnement, notamment l'énergie provenant directement par rayonnement du simulateur solaire (« *effets thermiques* »); elles peuvent aussi être générées par la déformation mécanique de ces câbles sous l'effet de la circulation de l'air dans la salle de manipulation (« *effet aéraulique* »). Enfin, la

déformation de ces câbles sous l'effet de leur propre poids et/ou de la relaxation de contraintes internes aux câbles (contraintes induites par l'installation de la cellule sur la balance) est un facteur de perturbation à l'occasion de chaque intervention sur la cellule de mesure (« *effet initial* »).

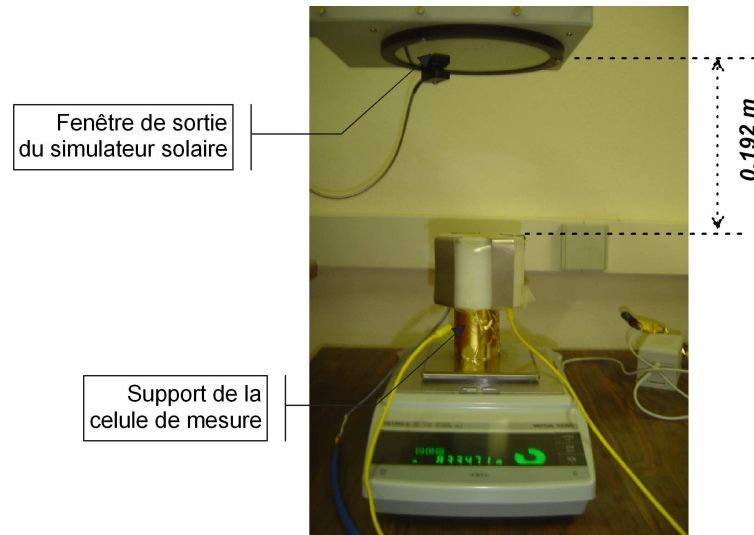


figure 4.1 : De bas en haut : balance, support de cellule, cellule de mesure, fenêtrée de sortie du simulateur solaire.

La procédure expérimentale mise en œuvre intègre ces soucis de perturbations extérieures et tente de les minimiser sur le système expérimental actuel. A plus long terme, comme le montrent les mesures de masse présentées dans ce chapitre, il pourrait être intéressant de remplacer cette communication par câbles entre les capteurs présents sur la cellule et le système d'acquisition par une communication sans lien mécanique. Quoiqu'il en soit, dans la situation actuelle, nous avons choisi de minimiser ces effets extérieurs de la façon suivante :

- Concernant les *effets thermiques* et l'*effet aérodynamique*, un écran protecteur de l'ensemble balance+cellule a été retenu (cf. figure 4.2) ; cet écran est percé en sa partie supérieure d'un cercle de diamètre 5,2 cm pour permettre au rayonnement solaire d'atteindre la partie centrale de diamètre 3,8 cm de la cellule de mesure (cavité) contenant le produit (ou l'eau) à sécher (partie dénommée par la suite « cavité centrale »). Cet écran, s'il diminue les perturbations thermiques sur les câbles, ne supprime pas entièrement celles-ci : en effet, les capteurs reçoivent de l'énergie provenant du rayonnement du simulateur qui se propage par conduction le long des câbles.

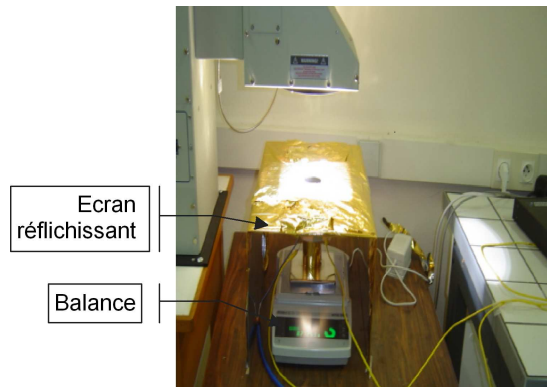


figure 4.2 : Installation de l'écran protecteur entre le simulateur solaire et l'ensemble cellule+balance.

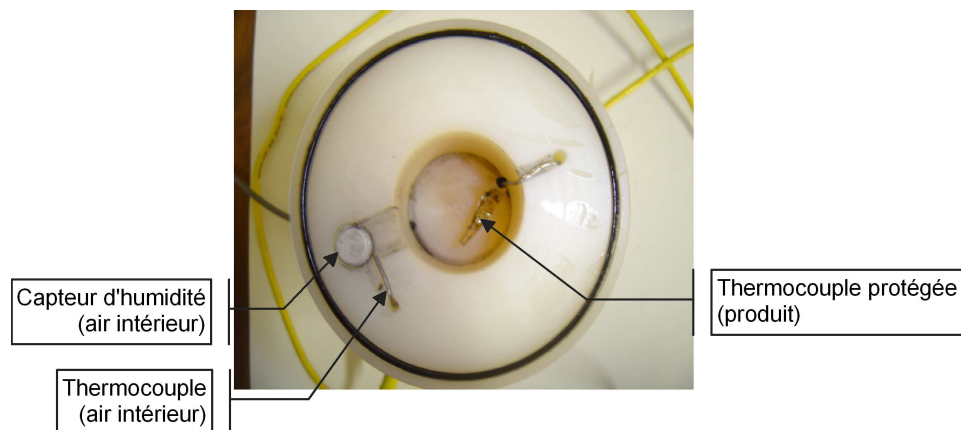
- Concernant l'effet initial, une période de stabilisation de la cellule de mesure est observée après chaque manipulation de la cellule de mesure. Cette période peut varier de quelques dizaines de secondes à quelques minutes. De façon à ne pas renouveler cet effet initial quand cela n'est pas nécessaire, chacune des 2 séries de mesure (sur de l'eau et sur le produit retenu) a été effectuée sans intervenir sur la cellule de mesure une fois celle-ci mise en place : seul le réducteur de puissance du simulateur a été changé afin d'obtenir successivement les 3 densités de puissance retenues ( $200\text{W/m}^2$ ,  $680\text{W/m}^2$ ,  $1200\text{W/m}^2$ ).

Nous verrons dans la suite de ce chapitre que malgré les précautions prises afin de minimiser les effets des perturbations extérieures sur la mesure de masse, si celle-ci est exploitable moyennant certaines précautions dans le cadre du séchage d'eau, elle est inexploitable dans le cadre du séchage du produit retenu.

Ce point délicat de la mesure de masse étant maintenant précisé, nous précisons ci-dessous la procédure suivie afin de préparer la cellule de mesure à l'expérience de séchage du produit (ou de l'eau) qu'elle contient. Cette procédure se déroule chronologiquement comme suit :

- les capteurs de températures « produit » et « air intérieur » (*thermocouples type K*) et le capteur d'humidité relative « air intérieur » sont introduits en partie basse de la cellule de mesure dans des guides prévus à cet effet et ressortent en partie haute de celle-ci (*cf. figure 4.3*). Dans ces guides sont préalablement insérés des systèmes d'étanchéité de type « olive » pour les câbles prolongeant les thermocouples et de

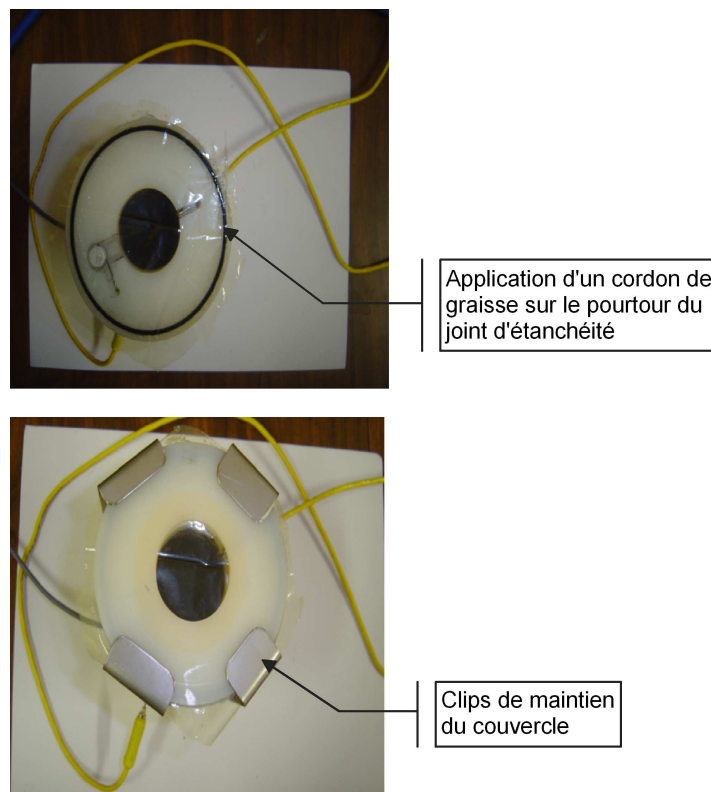
type « joint polymère » autour du capteur d'humidité relative, ceci de façon à assurer une étanchéité parfaite entre l'« air intérieur » (*situé entre le produit à sécher et le film polymère*) et l'« air extérieur » environnant (*situé à l'extérieur de la cellule recouverte par le film*). Une attention toute particulière est portée à l'installation de ces systèmes d'étanchéité : le transfert de masse entre l'« air intérieur » et l'« air extérieur » que nous souhaitons appréhender lors des expériences réalisées est celui au travers du film polymérique et non pas celui au travers d'éventuelles fuites au niveau du passage de câbles reliant les capteurs de températures « produit » et « air intérieur » et le capteur d'humidité relative « air intérieur » au système d'acquisition !!! Le thermocouple « produit » étant soumis au rayonnement du simulateur solaire, celui-ci est entouré d'une feuille parfaitement réfléchissante (*couverture de survie*) qui assure sa protection (*cf. figure 4.3* ).



*figure 4.3 : Installation des capteurs de températures « produit » et « air intérieur » et du capteur d'humidité relative « air intérieur ».*

- le produit (en l'occurrence de l'eau sur la *figure 4.3* et du coton noirci sur la *figure 4.4* ) est introduit dans la cavité centrale (de diamètre  $3,8\text{ cm}$ ) de la cellule (de diamètre  $10\text{ cm}$ ).
- le thermocouple « produit », une fois protégé par un morceau de couverture de survie, est introduit au cœur du produit (*cf. figure 4.4* ),
- une mesure approximative de la distance entre la surface du produit et la surface supérieure de la cellule (distance initiale produit-film) est effectuée à l'aide d'une règle graduée,

- un joint caoutchouc (en noir sur la *figure 4.3*) de diamètre approximatif  $9,1\text{ cm}$  est apposé en périphérie de la cellule ; de la graisse est apposée sur la cellule, sur ce joint et en périphérie de celui-ci,
- le film polymère est installé (*cf. figure 4.4*),
- un couvercle (*anneau de faible épaisseur de diamètre extérieur  $10\text{ cm}$  et de diamètre intérieur  $3,8\text{ cm}$* ) est mis en place et maintenu par 4 clips (*cf. figure 4.4*),



*figure 4.4 : Installation du film polymérique et du couvercle.*

- la cellule expérimentale ainsi préparée et l'écran protecteur sont alors installés sur la balance en essayant de ne pas trop contraindre les câbles issus de capteurs. Une courte pause (quelques dizaines de secondes à quelques minutes) est observée pour apprécier la qualité de l'installation de la cellule instrumentée en terme de répercussions des contraintes exercées sur les câbles par la gravité et des précontraintes prenant place dans ces câbles sur les fluctuations de la mesure de masse (« *effet initial* »). A défaut d'un affichage stable de la masse mesurée, la cellule instrumentée est repositionnée jusqu'à l'obtention de cette stabilité de l'affichage,

- le capteur d'humidité relative et le thermocouple destinés à l'air ambiant sont installés à environ *1 mètre* de la cellule de mesure, sous la table supportant la balance et la cellule instrumentée,
- l'alimentation des capteurs d'humidité est allumée ; l'ordinateur d'acquisition de données est allumé,
- le réducteur de puissance correspondant à la densité de puissance de rayonnement souhaitée est installé ; le simulateur solaire est allumé et son rayonnement est occulté,
- l'acquisition des données est lancée et l'occultation du simulateur supprimée : l'expérience commence.

Le lecteur pourra noter ici que la surface d'échange entre le produit et l'« air intérieur » (*air situé entre le produit et le film*) est  $\pi D_p^2 / 4$  où  $D_p = 3,8 \text{ cm}$ . Par contre, la surface d'échange de masse par diffusion à travers le film entre l'« air intérieur » et l'« air extérieur » est  $\pi D_{diff}^2 / 4$  où  $D_{diff} \approx 9,1 \text{ cm}$ , le signe «  $\approx$  » étant là pour notifier que du fait d'éventuels débordement de la graisse vers l'intérieur du joint lors de l'apposition du couvercle puis des clips (*compression du joint sur le film*), cette surface de diffusion peut éventuellement être légèrement plus faible.

### 4.3. Résultats bruts des expériences réalisées sur l'eau

Nous présentons ci-dessous, pour chacune des 3 expériences réalisées sur de l'eau, les courbes représentant les évolutions au cours du temps de l'ensemble des grandeurs mesurées (températures « produit », « air intérieur » et « air extérieur », humidités relatives « air intérieur » et « air extérieur », masse de la cellule instrumentée).

La *figure 4.5*, la *figure 4.6* et la *figure 4.7* présentent les relevés de température correspondant aux densités de puissances de *200*, *680* et *1200 W.m<sup>-2</sup>* respectivement. Les *figure 4.8*, la *figure 4.9* et la *figure 4.10* correspondent aux relevés d'humidité relative et les *figure 4.11* à *figure 4.13* aux relevés de masse. Quelques remarques simples peuvent être avancées à la lecture de ces courbes :

#### ♦ relevés de température.

Les températures mesurées sont celles du produit, de l'air intérieur et de l'air extérieur (une mesure de la température du film, milieu semi transparent, étant

difficilement réalisable). Quelques remarques liées à l'analyse des relevés de températures (figure 4.5 à figure 4.7) sont listées ci-dessous.

- (i) De façon à étayer ces remarques, la température du produit et les écarts de température, en régime établi, entre l'air intérieur et le produit d'une part, et, entre le produit et l'air extérieur d'autre part, sont reportés dans le *tableau 4.1* en fonction de la densité de puissance incidente.
- (ii) Un regard indépendant de cette densité de puissance incidente amène à constater (*cf. tableau 4.1*) que la température de l'air intérieur est légèrement supérieure à celle du produit (de l'ordre du degré), l'écart entre ces 2 températures et celle de l'air extérieur étant plus important (de l'ordre de la dizaine de degrés).

Densité de puissance	200 W/m <sup>2</sup>	680 W/m <sup>2</sup>	1200 W/m <sup>2</sup>
$T_p$	≈ 24,7°C	≈ 30,0°C	≈ 35,5°C
$T_p - T_{\infty i}$	≈ -0,7°C	≈ -0,95°C	≈ -1,05°C
$T_p - T_{\infty e}$	≈ 4,5°C	≈ 9,5°C	≈ 15,5°C

*tableau 4.1 : Température du produit et écarts de températures expérimentaux « produit »-« air intérieur » et « produit »-« air extérieur » (expériences réalisées sur de l'eau).*

- (iii) L'écart de température de l'ordre de la dizaine de degrés entre ce qui n'est pas soumis au rayonnement (air extérieur de la salle de manip) et ce qui l'est (cavité centrale de la cellule de mesure et son contenu) n'a rien de surprenant. Notons ici à titre de rappel que l'énergie apportée au système dans sa partie centrale provient directement du rayonnement issu du simulateur solaire (*par transmission au travers du film polymère*) et/ou indirectement de ce rayonnement (*par absorption du film polymère, puis échange conductif-convectif* entre le film polymère et le produit via l'air intérieur et échange *radiatif* entre le film polymère et le produit -la fine couche d'air humide constituant l'air intérieur pouvant être considérée comme parfaitement transparente-).
- (iv) L'air intérieur est non absorbant du rayonnement solaire (car présent sous la forme du couche mince) ou tout du moins nettement moins absorbant que le produit (couche d'eau de quelques centimètres). Il n'échange de la chaleur (par conduction-convection) qu'avec le produit et le film. Le fait que la température de l'air humide soit supérieure à celle du produit implique donc

que la température du film polymère est supérieure à celle de cet air humide (et donc à celle du produit). Notons ici à titre de précision les points suivants :

- l'échange entre l'air intérieur et le produit d'une part et l'air intérieur et le film d'autre part s'effectue, selon la valeur du nombre de Rayleigh, soit par conduction soit par convection (*cf. chapitre 1*) ; dans les 2 cas, la valeur moyenne de la température de cet air intérieur est la valeur médiane des valeurs des températures du produit et du film. Cette dernière remarque permet de calculer la température de film polymère à partir des valeurs expérimentales présentées dans le *tableau 4.1* et d'exprimer l'écart entre cette température de film et la température du produit d'une part, et l'écart entre cette température de film polymère et la température de l'air extérieur d'autre part (*cf. tableau 4.2*). Nous verrons par la suite qu'elle n'est exacte que dans le cas où aucun phénomène de condensation ne prend place.

<i>Densité de puissance</i>	<i>200 W/m<sup>2</sup></i>	<i>680 W/m<sup>2</sup></i>	<i>1200 W/m<sup>2</sup></i>
$T_f$	≈ 26,1°C	≈ 31,9°C	≈ 37,6°C
$T_f - T_p$	≈ 1,4°C	≈ 1,9°C	≈ 2,1°C
$T_f - T_{\infty e}$	≈ 5,9°C	≈ 11,9°C	≈ 17,6°C
$T_{\infty e}$	≈ 20,2°	≈ 20,0°	≈ 20,0°

*tableau 4.2 : Température du film, de l' « air extérieur » et écarts de températures déduits (des résultats expérimentaux) : film – produit et film – air extérieur (expériences réalisées sur de l'eau).*

- la mesure de température de l'air intérieur est effectuée dans une zone (*cf. figure 4.3*) où cette air est en contact avec le corps de la cellule et la partie annulaire du film polymère. La température du corps de la cellule est a priori inférieure à celle du produit car ce corps n'est pas soumis au rayonnement solaire et échange principalement avec l'air extérieur -dont la température est inférieure à celle du produit- et avec ce produit. La température de la partie annulaire du film (non soumise au rayonnement solaire) est donc a priori inférieure à celle de la partie centrale du film (soumise au rayonnement solaire). Ainsi, cette mesure de température d'air intérieur dans la partie annulaire « externe » de la cellule sous estime probablement légèrement la température de l'air intérieur présent dans la cavité centrale de cette cellule, ceci même si ces deux lieux contenant



l'air intérieur sont connectés par un canal (cf. figure 4.3). La température du film polymère présentée dans le tableau 4.2 est en conséquence elle aussi probablement légèrement sous-estimée.

- en se remémorant la présentation des transferts convectifs dans une cavité (cf. paragraphe 1.2), du fait que  $T_p - T_f \leq 0$  (en l'occurrence, strictement négatif), on peut affirmer que le nombre de Nusselt est (pour ces 3 expériences réalisées sur de l'eau) égal à 1 ( $Nu=1$ ), ceci quelle que soit la valeur du nombre de Rayleigh : cela signifie que la couche d'air intérieur reste statique et que le transfert de chaleur s'effectue par conduction (et le transfert de masse par diffusion pure). Cette remarque (qui aurait considérablement simplifié la modélisation des transferts si elle n'était générale) s'applique aux 3 expériences réalisées ici sur de l'eau, mais n'est malheureusement pas une généralité comme nous pourrions le voir sur les résultats d'expériences réalisées sur du coton hydrophile noir.
- la connaissance de la valeur de la température du film polymère et de l'air extérieur (tableau 4.2), de celle du produit (tableau 4.1) permet d'estimer le coefficient d'absorption ultraviolet du film polymère au rayonnement solaire ( $\alpha_{fUV}$ ). En effet, le bilan thermique du film, en régime stationnaire et sans phénomène d'évapo-condensation (ce qui est le cas pour les expériences réalisées sur de l'eau comme nous le précisons en fin de ce paragraphe 4.2) s'écrit :

$$\begin{aligned}
 (4.1) \quad & h_{\infty i} (T_p - T_f) + h_{\infty e} (T_{\infty e} - T_f) + \alpha_{fUV} E + \frac{\alpha_{fUV} \rho_{pUV} \tau_{fUV} E}{1 - \rho_{pUV} \rho_{fUV}} \\
 & + \alpha_{fIR} \sigma T_{\infty e}^4 \left( \frac{1 - \rho_{pIR} \rho_{fIR} + \rho_{pIR} \tau_{fIR}}{1 - \rho_{pIR} \rho_{fIR}} \right) + \alpha_{fIR} \varepsilon_{fIR} \sigma T_f^4 \left( \frac{\rho_{pIR}}{1 - \rho_{pIR} \rho_{fIR}} \right) \\
 & + \alpha_{fIR} \varepsilon_{pIR} \sigma T_p^4 \left( \frac{1}{1 - \rho_{pIR} \rho_{fIR}} \right) - 2 \varepsilon_{fIR} \sigma T_f^4 = 0
 \end{aligned}$$

Dans l'équation précédente, divers termes peuvent être négligés. Ainsi, on a :

$$(4.2) \quad \frac{\rho_{pUV} \tau_{fUV}}{1 - \rho_{pUV} \rho_{fUV}} \ll 1 \quad \text{car } \rho_{pUV} \ll 1, \rho_{pIR} \approx 0 \text{ et } \alpha_{pIR} \approx 1.$$

En effet, l'eau pure, excepté spéculairement, ne réfléchit pas les IR, réfléchit les UV à hauteur de 1% environ, et réfléchit la lumière visible à hauteur de 5% environ (par

ailleurs, l'absorption des *IR* est totale, par contre la lumière visible et plus nettement les *UVs* sont transmis en partie).

Ainsi, la loi de Kirchhoff imposant l'égalité entre émissivité et absorptivité, l'équation 4.1. peut se ré-écrire approximativement comme suit :

$$(4.3) \quad h_{\infty i}(T_p - T_f) + h_{\infty e}(T_{\infty e} - T_f) + \alpha_{fUV}E + \alpha_{fIR}\sigma T_{\infty e}^4 + \alpha_{fIR}\sigma T_p^4(\rho_{fIR}) - 2\varepsilon_{fIR}\sigma T_f^4 \approx 0$$

$$(4.4) \quad h_{\infty i}(T_p - T_f) + h_{\infty e}(T_{\infty e} - T_f) + \alpha_{fUV}E + \alpha_{fIR}\sigma(T_{\infty e}^4 - T_f^4) + \alpha_{fIR}\sigma(T_p^4 - T_f^4) \approx 0$$

Une démarche classique de linéarisation amène à écrire l'équation de bilan d'énergie sur le film suivante :

$$(4.5) \quad h_{\infty i}^*(T_p - T_f) + h_{\infty e}^*(T_{\infty e} - T_f) + \alpha_{fUV}E = 0$$

$$\text{où} \quad h_{\infty i}^* = h_{\infty i} + 4\alpha_{fIR}\sigma T_{m(p-f)}^3 \quad \text{et} \quad h_{\infty e}^* = h_{\infty e} + 4\alpha_{fIR}\sigma T_{m(\infty e-f)}^3$$

Dans l'équation précédente, la connaissance de la distance *film-eau* moyenne pendant chaque expérience précisée dans le *tableau 4.3* ci-dessous (le lecteur pourra se reporter au *paragraphe 4.5.* pour obtenir des détails sur le calcul de la distance *film-eau* au cours du temps) et des températures  $T_{\infty e}, T_p, T_f$  (*cf. tableau 4.1 et tableau 4.2*) permet d'estimer le coefficient d'échange entre le produit et le film  $h_{\infty i}$  (rappelons que ici le nombre de Nusselt caractérisant les échanges est constant et égal à 1) et le coefficient d'échange entre le film et l'air extérieur  $h_{\infty e}$  (*cf. équations 2.73 et 2.74* du chapitre 2 et *tableau 4.3*). Dans le but d'une utilisation ultérieure, les valeurs des coefficients d'échanges massiques correspondants (obtenus par utilisation de l'analogie de Lewis) sont aussi présentées (le lecteur pourra se reporter au *paragraphe 4.5.* pour obtenir des détails sur le calcul des valeurs des coefficients d'échanges massiques).

Nous considérons comme hypothèse que l'absorptivité du film aux infrarouges est égale à l'absorptivité aux ultraviolets. Précisons ici que la part de l'échange convectif entre le film et le produit dans le bilan d'énergie simplifié du film est d'un ordre de grandeur environ au-dessus de la part de l'échange convectif entre le film et l'air extérieur ; une erreur d'estimation du coefficient d'échange  $h_{\infty e}$  de  $x\%$  a donc une incidence sur l'erreur d'estimation du coefficient d'absorption  $\alpha_{fUV}$  du même pourcentage ( $x\%$ ). Or, nous avons estimé ce coefficient de convection en prenant pour diamètre de la surface d'échange circulaire concernée, le diamètre de la cavité fermée ( $3,8\text{cm}$ ). A titre

d'indication, si l'on considère que la surface d'échange ne se restreint pas à la partie du film recouvrant la cavité mais correspond à une surface plus large telle que celle du trou circulaire (*de diamètre 5,2 cm*) présent en partie supérieure de l'écran protecteur, les valeurs de  $\alpha_{fUV}$  estimées pour 200, 680, et 1200  $W/m^2$  deviennent respectivement 0,20, 0,13 et 0,12.

A priori, ce coefficient d'échange  $h_{\infty e}$ , même avec surface d'échange circulaire concernée de diamètre 5,2 cm est surestimé. En effet, la corrélation utilisée ne tient pas compte que l'air extérieur est confiné car situé en dessous de l'écran protecteur... Nous retiendrons en conséquence que l'ordre de grandeur de coefficient d'absorption  $\alpha_{fUV}$  est de l'ordre de 10% ( $\alpha_{fUV} = 0,1 \pm 0,05$ ).

- (v) La différence entre, indifféremment la température du produit ou la température de l'air humide, et la température ambiante (température de l'air extérieur), croît sans surprise avec la densité de puissance fournie par le simulateur.
- (vi) La différence entre la température de l'air intérieur et la température du produit croît faiblement avec la densité de puissance fournie par le simulateur.

Densité de puissance	200 $W/m^2$	680 $W/m^2$	1200 $W/m^2$
$L$	$\approx 9,05\text{mm}$	$\approx 12\text{mm}$	$\approx 15,2\text{mm}$
$h_{\infty i}$ ( $W/(m^2.K)$ )	$\approx 2,9$	$\approx 2,2$	$\approx 1,8$
$h_{\infty e}$ ( $W/(m^2.K)$ )	$\approx 7$	$\approx 8$	$\approx 8,7$
$h_{m\infty i}$ ( $m/s$ )	$\approx 4,8 \cdot 10^{-3}$	$\approx 3,7 \cdot 10^{-3}$	$\approx 3,1 \cdot 10^{-3}$
$h_{m\infty e}$ ( $m/s$ )	$\approx 5,8 \cdot 10^{-3}$	$\approx 6,7 \cdot 10^{-3}$	$\approx 7,2 \cdot 10^{-3}$
$\alpha_{fUV}$	$\approx 0,23$	$\approx 0,15$	$\approx 0,13$

tableau 4.3 : Distance moyenne produit-film, coefficient de convection entre le produit et le film, coefficient de convection entre l'air extérieur et le film ; coefficient de transfert de masse de l'air : expériences réalisées sur de l'eau. Estimation du coefficient d'absorption du film au rayonnement solaire

- (vii) Les coefficients d'absorption du rayonnement solaire du produit (eau) et du film sont indépendants de la densité de puissance fournie par le simulateur solaire. Ainsi, l'essentiel des apports d'énergie au film est assuré par l'absorption directe du rayonnement solaire. En effet, si tel n'était pas le cas,

c'est-à-dire si l'absorption du film polymère était négligeable dans le bilan thermique de ce dernier en regard de ses échanges convectifs avec l'air extérieur et l'air intérieur et de l'échange par rayonnement avec le produit et l'air extérieur, la température de ce film serait comprise entre celle du produit et celle de l'air extérieur. Ceci n'est pas le cas car, comme nous l'avons fait remarquer en amont, la température de ce film est supérieure à celle du produit, elle-même supérieure à celle de l'air intérieur et de l'air extérieur. D'autre part, l'essentiel des apports d'énergie au produit est de même assuré par l'absorption du rayonnement solaire transmis au travers du film (les apports par échanges par conduction-convection et rayonnement entre le film et le produit étant a priori secondaires, en ce sens qu'ils sont une conséquence indirecte du rayonnement solaire incident). En conclusion, les apports de chaleur tant au produit qu'au film sont approximativement proportionnels à la puissance solaire incidente.

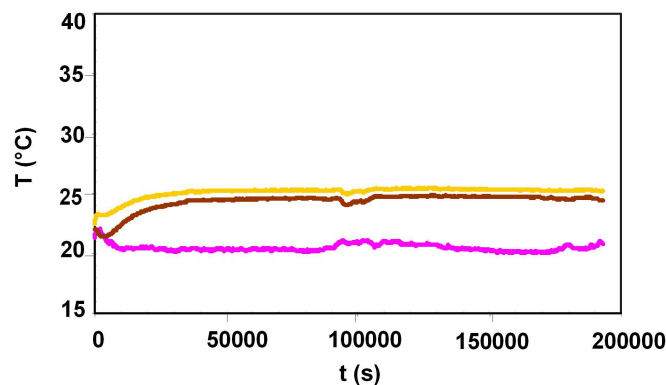


figure 4.5 : Relevés de température (expérience réalisée sur de l'eau,  $200\text{W/m}^2$ ). Gris clair : température de l'air intérieur ; noir : température du produit ; gris foncé : température de l'air extérieur

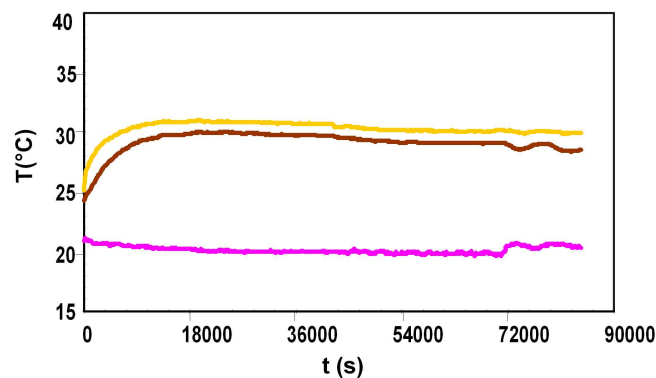


figure 4.6 : Relevés de température (expérience réalisée sur de l'eau,  $680\text{W/m}^2$ ). Gris clair : température de l'air intérieur ; noir : température du produit ; gris foncé : température de l'air extérieur

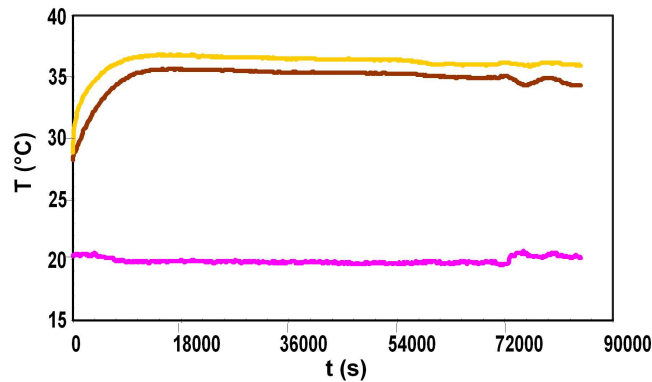


figure 4.7 : Relevés de température (expérience réalisée sur de l'eau,  $1200W/m^2$ ). Gris clair : température de l'air intérieur ; noir : température du produit ; gris foncé : température de l'air extérieur

•relevés d'humidité relative.

Les humidités relatives mesurées sont celles de l'air intérieur et de l'air extérieur (figure 4.8, figure 4.9, figure 4.10). Tout au plus peut-on remarquer que l'humidité relative et la température de cet air intérieur sont supérieures à celle de l'air extérieur et croissent avec la densité de puissance reçue ; il en est de même pour la concentration en vapeur de cet air intérieur. Le flux de vapeur à travers le film polymère est donc dirigé de l'air intérieur vers l'air extérieur et est une fonction croissante de la densité de puissance reçue. Il y a bien séchage du produit emballé et ce séchage est favorisé par l'intensité du rayonnement incident.

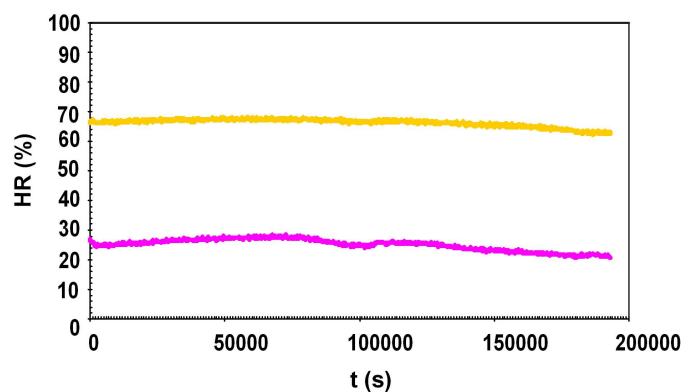


figure 4.8 : Relevés d'humidité relative (expérience réalisée sur de l'eau,  $200W/m^2$ ). Gris clair : humidité relative de l'air intérieur ; gris foncé : humidité relative de l'air extérieur.

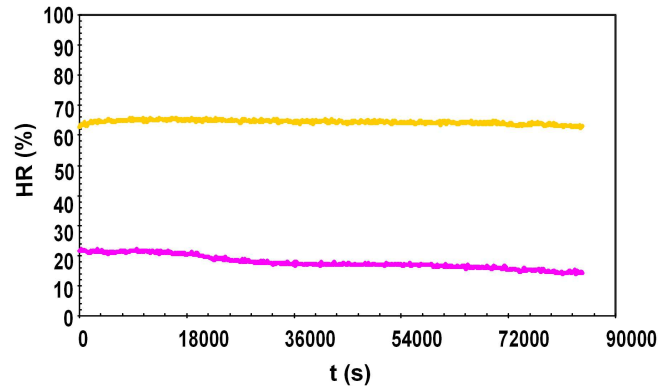


figure 4.9 : Relevés d'humidité relative (expérience réalisée sur de l'eau,  $680W/m^2$ ). Gris clair : humidité relative de l'air intérieur ; gris foncé : humidité relative de l'air extérieur.

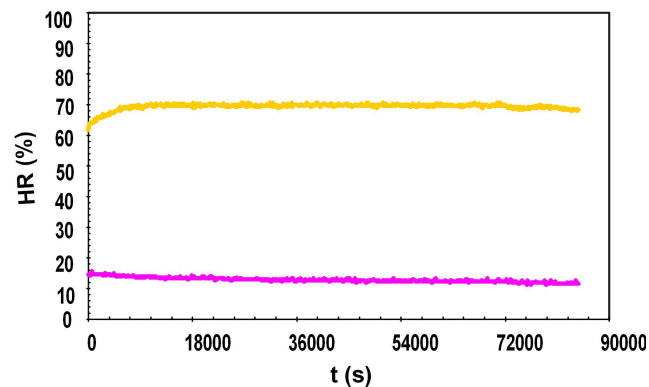


figure 4.10 : Relevés d'humidité relative (expérience réalisée sur de l'eau,  $1200W/m^2$ ). Gris clair : humidité relative de l'air intérieur ; gris foncé : humidité relative de l'air extérieur.

#### •relevés de masse.

La masse mesurée correspond à celle de la cellule de mesure instrumentée posée sur son support (cf. figure 4.2). Comme nous avons pu le signaler au paragraphe 4.2, la présence de câbles reliant cette cellule instrumentée au système d'acquisition et l'écoulement d'air dans la salle de manip perturbe la mesure de la masse de la cellule dans son ensemble, et donc de la masse d'eau située dans la cavité centrale de cette cellule en particulier. Nous présentons ci-dessous quelques commentaires liés à l'analyse des relevés de masse présentés sur la figure 4.11, figure 4.12 et la figure 4.13.

Avant d'effectuer ces commentaires, nous précisons certaines conditions opératoires liées aux 3 expériences concernées ici. La cellule de mesure a été préparée et installée sur la balance selon la procédure expérimentale exposée au

paragraphe 4.2. Les 3 expériences dont les résultats bruts sont présentés dans ce paragraphe ont ensuite été réalisées sans intervention extérieure sur la cellule, simplement en imposant dans l'ordre une densité de puissance rayonnée de  $200W/m^2$  pendant  $200\ 000s$  environ, puis de  $680W/m^2$  pendant  $85\ 000s$  environ, et enfin de  $1200W/m^2$  pendant  $85\ 000s$  environ. A la suite de celles-ci, le film recouvrant la cavité à été supprimé sans manipuler la cellule (ce film étant brûlé à l'aide d'un briquet). 3 nouvelles expériences sans film (dont les résultats bruts ne sont pas présentés ici par soucis de ne pas alourdir notre exposé) ont ensuite été effectuées en imposant une densité de puissance rayonnée décroissante ( $1200W/m^2$ ,  $680W/m^2$ ,  $200W/m^2$ ), ceci afin d'avoir une idée de l'influence du film sur la vitesse de séchage, dans la situation liée au système expérimental étudié.

- (i) Un regard sur les figures amène à constater que, indépendamment de la densité de puissance rayonnée, la masse mesurée augmente dans les premières heures de chaque expérience. Cette augmentation de la masse est bien sur un artefact. Elle dure plus longtemps pour la première expérience (expérience à  $200W/m^2$ ) que pour les suivantes : cette différence est due au fait que la déformation des câbles sous l'effet de leur propre poids et/ou la relaxation des contraintes internes aux câbles générées par la mise en place de la cellule (« effet initial ») n'intervient que pour cette première expérience.
- (ii) Concernant l'expérience à  $200W/m^2$  (figure 4.11), on constate le démarrage d'une deuxième perturbation (remontée de la masse) aux alentours de  $87000s$  puis d'une troisième  $24h00$  après, soit aux alentours de  $175000s$ . Ce type de perturbation prenant place tous les  $24h00$ , à chaque fois aux alentours de  $11h00$  du matin, a été constaté sur l'ensemble des expériences que nous avons réalisées ; ce caractère systématique a été confirmé par les expériences réalisées sur du coton hydrophile noirci présentées au paragraphe 4.4 (cf. figure 4.21, figure 4.22 et figure 4.23). La cause de cette perturbation est l'exposition au soleil, pendant 3 heures environ, du mur d'extérieur de la salle où sont réalisées les manipulations ; cette exposition, associée au fait que nous avons choisi (à tort ou à raison) de ne pas climatiser la salle en question (pour minimiser toute circulation d'air), induit une remontée relativement rapide de la température ambiante de l'ordre

d'un  $\frac{1}{2}$  degré ; cette remontée a pour conséquence de générer une dilatation thermique des câbles liés à la cellule (« *effets thermiques* ») suffisamment rapide et importante pour venir perturber durablement la mesure de la masse.

Pour l'ensemble des raisons énoncées ci-dessus, nous considérons par la suite que seule la période d'acquisition de la masse postérieure à l'effet de la première perturbation quotidienne de la température et antérieure à la deuxième est fiable pour l'expérience réalisée à  $200W/m^2$  (soit entre  $110\ 000s$  et  $170\ 000s$ ). Pour les expériences réalisées à  $680W/m^2$  et  $1200W/m^2$ , nous considérons par la suite que seule la période d'acquisition de la masse postérieure à la perturbation initiale et antérieure à la première perturbation quotidienne de la température est fiable (soit entre  $10\ 000s$  et  $70\ 000s$ ). Ces choix sont justifiés au paragraphe 4.5.

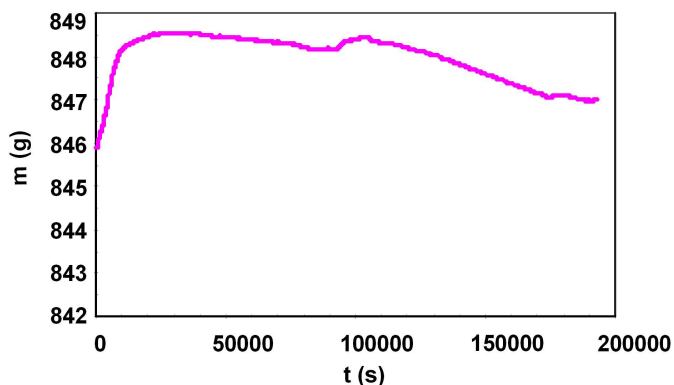


figure 4.11 : Relevés de masse (expérience réalisée sur de l'eau,  $200W/m^2$ ).

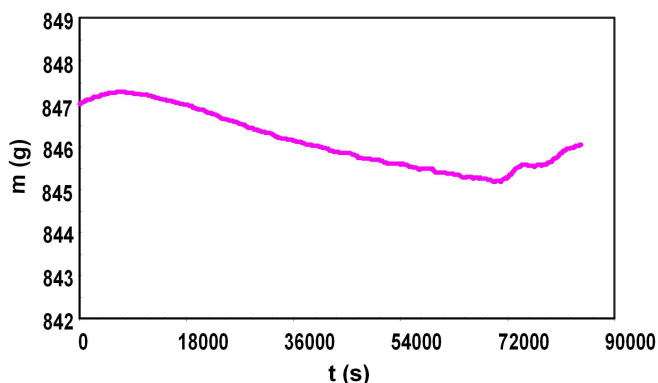


figure 4.12 : Relevés de masse (expérience réalisée sur de l'eau,  $680W/m^2$ ).



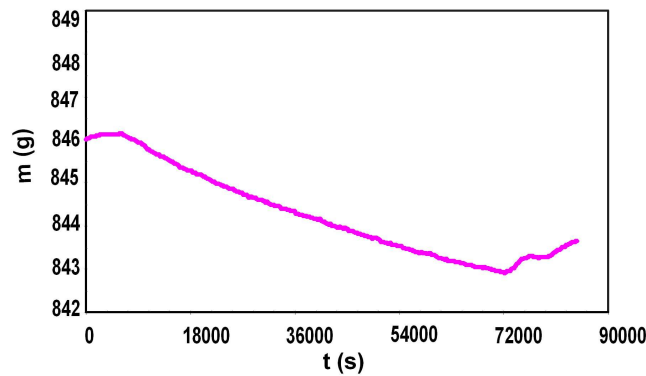


figure 4.13 : Relevés de masse (expérience réalisée sur de l'eau,  $1200W/m^2$ ).

#### 4.4. Résultats bruts des expériences réalisées sur du coton hydrophile noir

Nous présentons dans ce paragraphe, pour chacune des 3 expériences réalisées sur un produit hydrophile noir, les courbes représentant les évolutions au cours du temps de l'ensemble des grandeurs mesurées (températures « produit », « air intérieur » et « air extérieur », humidités relatives « air intérieur » et « air extérieur », masse de la cellule instrumentée).

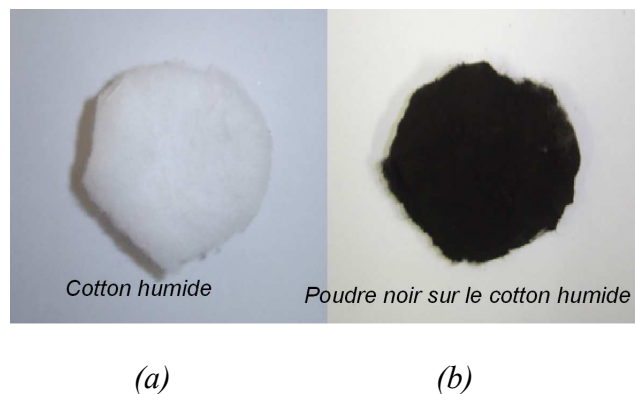


figure 4.14 : Fabrication du produit : (a) humidification du coton hydrophile, (b) apposition de l'encre noire en poudre.

Le produit retenu est du coton hydrophile humidifié puis noirci par apposition d'encre noire (sous la forme de poudre) à sa surface (cf. figure 4.14). Ce choix de produit a été guidé par le souhait de sécher un produit hydrophile (afin d'appréhender, en sus de l'évacuation de l'eau libre déjà appréhendé au cours des expériences menées sur de l'eau et

présentées au paragraphe précédent, le comportement du système lors de l'évacuation d'eau liée), à humidité initiale adaptable (de façon à minimiser la durée de chaque expérience), aisément malléable (de façon à faciliter sa mise en place), et dont nous pouvions noircir la surface (afin de s'affranchir de ce paramètre d'absorption du produit dans l'interprétation des expériences).

Les *figure 4.15*, *figure 4.16* et la *figure 4.17* présentent les relevés de température correspondants aux densités de puissances de  $200$ ,  $680$  et  $1200 \text{ W/m}^2$  respectivement. Les *figures 4.18*, *figure 4.19* et la *figure 4.20* correspondent aux relevés d'humidité relative et la *figure 4.21*, *figure 4.22*, et la *figure 4.23* aux relevés de masse. Quelques remarques simples peuvent être avancées à la lecture de ces courbes, en sus de celles déjà énoncées pour les expériences réalisées sur de l'eau. Elles sont énoncées dans les alinéas ci-dessous.

Avant tout commentaire individuel sur ces courbes, il est bien de remarquer que, pour chacune des 3 expériences menées, indépendamment de la densité de puissance rayonnée, deux phases de séchage principales apparaissent nettement après la phase de mise en température : une phase de séchage flux masse constant caractérisée par des écarts de température et d'humidité relative entre l'air intérieur et l'air extérieur à peu près constants (entre  $2000s$  et  $67000s$  pour l'expérience réalisée à  $200\text{W/m}^2$ , entre  $2000s$  et  $54000s$  pour l'expérience réalisée à  $680\text{W/m}^2$ , et entre  $2000$  et  $48000s$  pour l'expérience réalisée à  $1200\text{W/m}^2$ ) et une phase de ralentissement, postérieure à cette phase flux masse constant, qui débute par une rupture en terme d'humidité relative et de température de l'air intérieur (*cf. figure 4.15*, *figure 4.16*, *figure 4.17*, *figure 4.18*, *figure 4.19*, *figure 4.20*). Nous n'analysons dans ce paragraphe que les phases flux masse constants des 3 expériences menées.

#### •relevés de température.

De façon à étayer ces remarques, les écarts de température, en régime établi, entre l'air intérieur et le produit d'une part, et, entre le produit et l'air extérieur d'autre part, sont reportés dans le *tableau 4.4* en fonction de la densité de la densité de puissance rayonnée. Ce tableau laisse apparaître une situation différente de celle observée lors des expériences menées sur de l'eau : en effet, la température du produit est ici supérieure à celle de l'air intérieur.

Densité de puissance	200 W/m <sup>2</sup>	680 W/m <sup>2</sup>	1200 W/m <sup>2</sup>
$T_p - T_{\infty i}$	≈ 1,9°C	≈ 7,2°C	≈ 8,2°C
$T_p - T_{\infty e}$	≈ 7,6°C	≈ 18,7°C	≈ 27,5°C

tableau 4.4 : Ecart de températures expérimentaux significatifs : produit – air intérieur et produit – air extérieur (expériences réalisées sur du coton hydrophile noirci).

Pour les mêmes raisons énoncées au paragraphe précédent, nous pouvons à priori supposer que la valeur moyenne de la température de cet air intérieur est la valeur médiane des valeurs des températures du produit et du film (nous verrons et expliquerons par la suite que tel n'est pas le cas pour les expériences réalisées à 680W/m<sup>2</sup> et 1200W/m<sup>2</sup>). Cette supposition permet de calculer la température de film à partir des valeurs expérimentales présentées dans le *tableau 4.4* et d'exprimer (*cf. tableau 4.5*) l'écart entre cette température de film et la température du produit d'une part, et l'écart entre cette température de film et la température de l'air extérieur d'autre part.

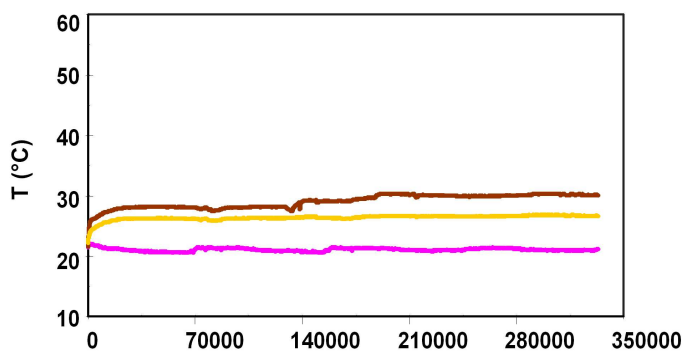


figure 4.15 : Relevés de température (expérience réalisée sur du coton hydrophile noirci, 200W/m<sup>2</sup>). Température du produit (noir), air intérieur (gris clair), air extérieur (gris foncé)

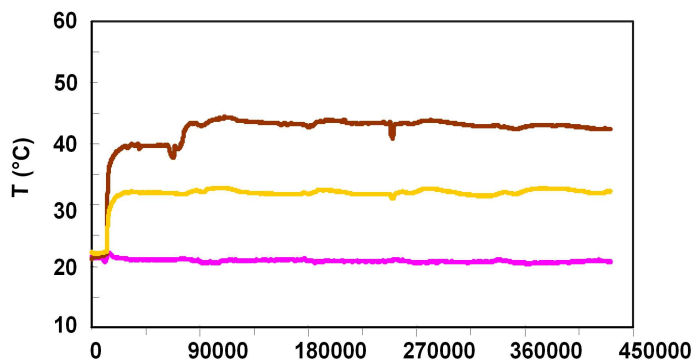


figure 4.16 : Relevés de température (expérience réalisée sur du coton hydrophile noirci, 680W/m<sup>2</sup>). Température du produit (noir), air intérieur (gris clair), air extérieur (gris foncé)

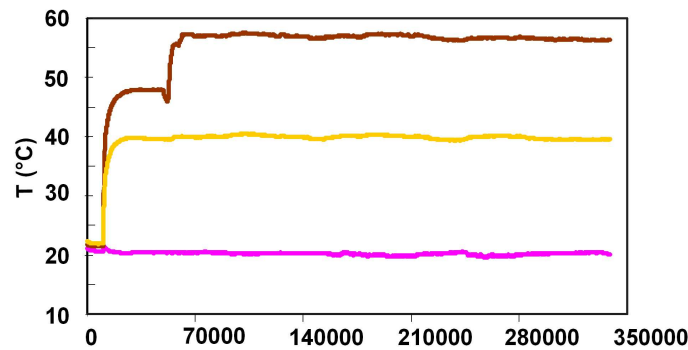


figure 4.17 : Relevés de température (expérience réalisée sur du coton hydrophile noirci,  $1200\text{W/m}^2$ ). Température du produit (noir), air intérieur (gris clair), air extérieur (gris foncé)

Contrairement aux expériences menées sur de l'eau, la différence de température ( $T_p - T_f$ ) est strictement positive. Les échanges convectifs entre le produit et le film sont donc ici caractérisés par un nombre de Nusselt non pas inconditionnellement constant et égal à l'unité mais par un nombre de Nusselt éventuellement fonction du nombre de Rayleigh (cf. présentation des transferts convectifs dans une cavité, paragraphe 1.2) ; les transferts de chaleur et de masse, sont, selon la valeur de ce nombre de Rayleigh, soit conductifs, soit convectifs laminaires, soit convectifs turbulents. Nous précisons, plus en avant dans notre exposé, pour chacune des 3 expériences réalisées sur le coton hydrophile noir, le caractère conductif ou convectif de ce transfert.

Densité de puissance	$200\text{ W/m}^2$	$680\text{ W/m}^2$	$1200\text{ W/m}^2$
$T_f - T_p$	$\approx -3,8^\circ\text{C}$	$\approx -14,4^\circ\text{C}$	$\approx -16,4^\circ\text{C}$
$T_f - T_{\infty e}$	$\approx 3,8^\circ\text{C}$	$\approx 4,3^\circ\text{C}$	$\approx 11,1^\circ\text{C}$

tableau 4.5 : Ecart de températures déduits (des résultats expérimentaux) significatifs : film -produit et film – air extérieur (expériences réalisées sur du coton hydrophile noirci).

Densité de puissance	$200\text{ W/m}^2$	$680\text{ W/m}^2$	$1200\text{ W/m}^2$
Eau	$\approx 24,5^\circ\text{C}$	$\approx 30^\circ\text{C}$	$\approx 35,5^\circ\text{C}$
Coton hydrophile noir	$\approx 28^\circ\text{C}$	$\approx 39,5^\circ\text{C}$	$\approx 48^\circ\text{C}$

tableau 4.6 : Température du produit (résultats expérimentaux) : expériences réalisées sur de l'eau et expériences réalisées sur du coton hydrophile noir.

Densité de puissance	200 W/m <sup>2</sup>	680 W/m <sup>2</sup>	1200 W/m <sup>2</sup>
Eau	≈ 25,9°C	≈ 31,9°C	≈ 37,6°C
Coton hydrophile noir	≈ 24,2°C	≈ 25,1°C	≈ 31,6°C

tableau 4.7 : Température du film déduite (des résultats expérimentaux): expériences réalisées sur de l'eau et expériences réalisées sur du coton hydrophile noir.

Pourquoi la différence de température ( $T_p - T_f$ ) est strictement positive alors que la phase flux masse constant (régime établi) de chacune de ces expériences correspond à de l'évacuation d'eau libre ? Afin d'apporter un élément de réponse à cette question, nous présentons dans le *tableau 4.6* et le *tableau 4.7* les températures du produit et du film polymère en fonction de la densité de puissance rayonnée, ceci pour les deux séries d'expériences réalisées (sur de l'eau et sur du coton hydrophile noir). Ces tableaux laissent apparaître que, pendant la phase flux masse constant, la température du produit observée pour la série d'expérience réalisées sur le coton hydrophile noir est plus importante que celle observée pour la série d'expérience réalisées sur de l'eau ; cette remarque n'est en rien liée à la température du film polymère qui elle est plutôt moins importante dans le cas des expériences réalisées sur le coton hydrophile noir que dans le cas d'expériences réalisées sur de l'eau.

Deux facteurs peuvent expliquer qualitativement la dépendance de la température de produit avec la série de mesure concernée :

- (i) la première est liée à une différence d'absorption du rayonnement solaire entre du coton hydrophile noir (dont l'absorptivité totale est très proche de 1) et une faible épaisseur d'eau (de l'ordre de quelques centimètres (qui transmet l'essentiel des *UV* incidents et n'absorbe que les *IR* et une partie de la lumière visible (longueurs d'onde au dessus du bleu))).
- (ii) la seconde est liée au fait que l'air extérieur pour la série d'expériences réalisée sur de l'eau est moins chargé en humidité que celui pour la série d'expériences réalisée sur le coton hydrophile noir, du fait des conditions météorologiques différentes lors de la réalisation de chacune de ces 2 séries d'expériences (*cf. tableau 4.8* présentant la valeur moyenne la concentration de vapeur de l'air extérieur pour chacune de 2 séries d'expériences réalisées, chaque valeur moyenne de cette concentration de vapeur étant obtenue à partir de la connaissance de la température et de l'humidité relative moyenne). Ainsi, le transfert de masse à travers le film polymère (et l'évaporation en surface du

produit) est moins ais e pour la série d'expériences réalisée sur le coton hydrophile noir que pour la série d'expériences réalisée sur de l'eau.

	$T_{\infty e}$	$HR_{\infty e}$	$C_{\infty e}$
<i>Eau</i>	$\approx 20^{\circ}\text{C}$	$\approx 20\%$	$\approx 0,0029$
<i>Coton hydrophile noir</i>	$\approx 22^{\circ}\text{C}$	$\approx 40\%$	$\approx 0,0065$

tableau 4.8 : Valeur moyenne de la température, de l'humidité relative et la concentration vapeur de l'air extérieur moyenne pour chaque série d'expériences (résultats expérimentaux) : expériences réalisées sur de l'eau et expériences réalisées sur du coton hydrophile noir.

• **relevés d'humidité relative.**

Les humidités relatives mesurées sont celles de l'air intérieur et de l'air extérieur (figure 4.18, figure 4.19, et figure 4.20).

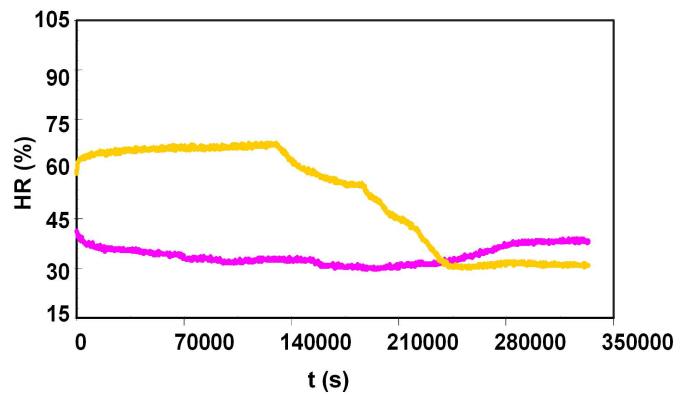


figure 4.18 : Relevés d'humidité relative (expérience réalisée sur du coton hydrophile noirci,  $200\text{W}/\text{m}^2$ ). HR de l'air intérieur (gris clair), HR de l'air extérieur (gris foncé)

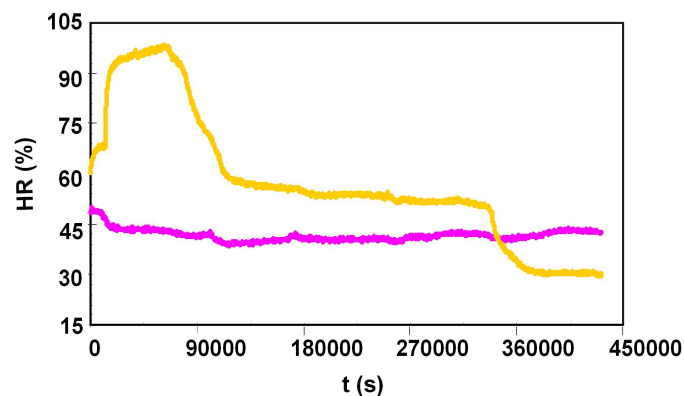


figure 4.19 : Relevés d'humidité relative (expérience réalisée sur du coton hydrophile noirci,  $680\text{W}/\text{m}^2$ ). HR de l'air intérieur (gris clair), HR de l'air extérieur (gris foncé)

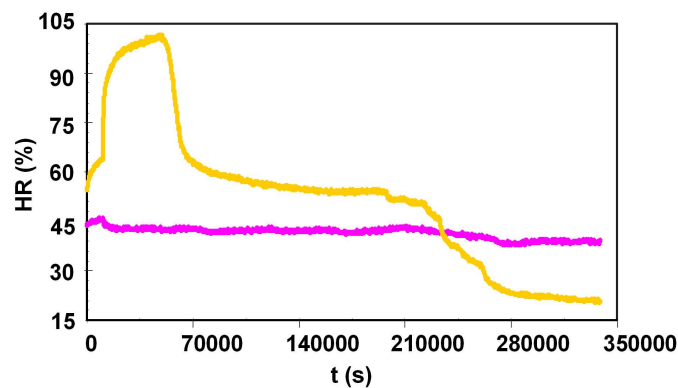


figure 4.20 : Relevés d'humidité relative (expérience réalisée sur du coton hydrophile noirci,  $1200W/m^2$ ). HR de l'air intérieur (gris clair), HR de l'air extérieur (gris foncé)

Ces courbes brutes n'appellent pas de commentaires différents de ceux énoncés pour les expériences réalisées sur de l'eau si ce n'est le suivant : pour les expériences réalisées à  $680 W/m^2$  et  $1200W/m^2$ , la mesure de l'humidité relative pendant la phase flux masse constant laisse apparaître des valeurs proches de  $100\%$ . La température de l'air humide étant supérieure à celle du film pour les expériences réalisées à  $680 W/m^2$  et  $1200W/m^2$  sur du coton hydrophile noir, il est probable que cette température de film polymère soit, pour ces 2 expériences citées ci-dessus, inférieure ou égale à la température de rosée de l'air intérieur. C'est ce que nous nous proposons de vérifier ci-dessous où nous verrons en fin de cet alinéa qu'elle ne peut qu'être égale à la température de rosée de l'air intérieur.

**Note :** Rappelons au préalable que pour des valeurs d'humidités relatives inférieures à  $10\%$  ou supérieure à  $90\%$ , la précision du capteur utilisé est mauvaise (erreur de l'ordre de  $\pm 5\%$ ). De surcroît, comme signalé au paragraphe 4.3, la zone où sont effectuées les mesures de température et humidité relative de l'air intérieur n'est pas soumise directement au rayonnement solaire ; il y a donc probablement une légère surestimation de la valeur de l'humidité relative de l'air intérieur présent dans la cavité centrale (entre le produit et le film).

Densité de puissance	$200 W/m^2$	$680 W/m^2$	$1200 W/m^2$
Eau	$\approx 25,2^\circ\text{C}$	$\approx 31^\circ\text{C}$	$\approx 36,5^\circ\text{C}$
Coton hydrophile noir	$\approx 26,1^\circ\text{C}$	$\approx 32,3^\circ\text{C}$	$\approx 39,8^\circ\text{C}$

tableau 4.9 : Température de l'air intérieur (résultats expérimentaux): expériences réalisées sur de l'eau et expériences réalisées sur du coton hydrophile noir.

Densité de puissance	200 W/m <sup>2</sup>	680 W/m <sup>2</sup>	1200 W/m <sup>2</sup>
Eau	≈ 18,7°C	≈ 23,7°C	≈ 30,1°C
Coton hydrophile noir	≈ 19,3°C	≈ 31,4°C	≈ 38,9°C

tableau 4.10 : Température de rosée de l'air intérieur estimée (résultats expérimentaux): expériences réalisées sur de l'eau et expériences réalisées sur du coton hydrophile noir.

Afin d'effectuer cette vérification de présence de condensat sur la face intérieure du film pour les expériences réalisées à 680 W/m<sup>2</sup> et 1200W/m<sup>2</sup> sur du coton hydrophile noir, nous avons reporté dans le *tableau 4.9* et *tableau 4.10*, pour l'ensemble des expériences réalisées sur de l'eau et sur du coton hydrophile noir, la température de l'air intérieur et une valeur approchée de la température de rosée de l'air intérieur (pour les expériences réalisées à 680 W/m<sup>2</sup> et 1200W/m<sup>2</sup> sur du coton hydrophile noir, ces températures de rosée sont estimées en prenant pour valeur de l'humidité relative 95%, de façon à ne pas éventuellement surestimer celles-ci).

Pour l'ensemble des expériences réalisées sur de l'eau, la température du film (*cf. tableau 4.7*), qui est supérieure à celle de l'air intérieur, est en conséquence supérieure à la température de rosée (*cf. tableau 4.10*) de cet air intérieur (les humidités relatives sont 67%, 65% et 70% pour respectivement les expériences réalisées à 200W/m<sup>2</sup>, 680 W/m<sup>2</sup> et 1200W/m<sup>2</sup>). Il en est de même pour l'expérience réalisée sur du coton hydrophile noir à 200 W/m<sup>2</sup> : en effet, pour cette expérience, pendant la phase flux masse constant, l'air intérieur est caractérisé par une température de l'ordre de 26,1°C (*cf. tableau 4.9*) et une humidité relative de l'ordre de 66% (*cf. figure 4.18*) ; sa température de rosée (19,3°C) est donc inférieure à la température du film (24,2°C) ; par contre, pour les expériences réalisées sur du coton hydrophile noir à 680 W/m<sup>2</sup> et 1200 W/m<sup>2</sup>, l'humidité relative de l'air intérieur étant (pendant la phase flux masse constant) supérieure à 95% (*cf. figure 4.19* et *figure 4.20*) et sa température respectivement 32,3°C et 39,8°C, sa température de rosée est supérieure à 31,5°C et 39°C respectivement. Les températures de film (respectivement 25,3°C et 31,6°C) sont ainsi inférieures aux températures de rosée de l'air intérieur ; il y a donc condensation sur la face interne du film pour ces expériences réalisées sur du coton hydrophile noir à 680 W/m<sup>2</sup> et 1200 W/m<sup>2</sup>.

Cette dernière remarque est importante à plusieurs titres ; elle amène à plusieurs réflexions:

- (i) Cette condensation n'est pas obligatoirement uniforme sur la surface du film et peut être favorisée ou défavorisée ça et là par des hétérogénéité de l'état de



surface (état de propreté) du film ; il peut y avoir des sites de condensation et des sites où la vapeur a directement accès au film. Quoiqu'il en soit, cette condensation aura pour effets majeurs :

- (a) de modifier la valeur du coefficient de transport de masse au travers du *film+condensat*, cette modification allant à priori dans le sens de la diminution de cette valeur ; en effet, le caractère sélectif annoncé de ce film (*qui ne laisse passer que des molécules d'eau*) laisse à penser que le mouvement des molécules d'eau dans celui-ci s'effectue grâce à un transport de type sorption-désorption, et que par contre l'imprégnation d'une phase liquide sous l'effet de forces capillaires y est très difficile voire impossible. Le transfert au travers du *film+condensat* est en conséquence à priori caractérisé par un coefficient de transport de masse moyen (*sous l'effet d'un gradient de concentration vapeur*) inférieur à la valeur retenue ci-dessus ( $= 7 \cdot 10^{-9} m^2 / s$ ). Nous confirmerons par une autre voie cette suggestion de réduction du coefficient de transport en cas de condensation au paragraphe 4.6.
  - (b) de considérablement augmenter le coefficient d'absorption solaire du *film+condensat*.
- (ii) Contrairement à ce qu'on aurait pu penser à priori, il peut y avoir condensation dans le système produit emballé même si celui-ci est soumis à un rayonnement solaire. Nous verrons dans le paragraphe suivant que cet état de fait, qui est simplement lié au fait que le produit se stabilise à une température d'autant plus élevée qu'il est absorbant et qu'il ne perd pas de chaleur par transferts transverses ou axiaux (contact entre le bas du produit et la cavité de la cellule), est à priori aussi possible en situation réelle pour des densités de puissance plus faibles que celles concernées ci-dessus ( $680 W/m^2$  et  $1200 W/m^2$ ). En effet, les transferts de chaleur radiaux, s'ils existent dans notre système expérimental pour lequel les dimensions radiales (parallèles aux surfaces d'échange) du produit recouvert du film sont du même ordre de grandeur que la dimension dans la direction perpendiculaire à la surface d'échange, seront négligeables en situation réelle (produit en extérieur étalé sur de grandes surfaces et recouvert du film) ce d'autant plus que le produit sera isolé de son support (sol,...) ; ainsi la température d'un produit donné en situation réelle aura tendance à être plus

élevée que ce même produit testé sur notre système expérimental, favorisant ainsi l'apparition de condensation sur la surface intérieure du film.

- (iii) Il est à priori surprenant que la température du film polymère (*cf. tableau 4.7*) soit nettement inférieure à la température de rosée de l'air intérieur (*cf. tableau 4.10*) : en effet, cette température du film ne peut être que supérieure ou égale à la température de rosée de l'air intérieur. Nous proposons ci-dessous une démonstration par l'absurde qui étaye ce propos. Dans le cas des expériences sur du coton hydrophile noir à  $680 \text{ W/m}^2$  et  $1200 \text{ W/m}^2$ , l'air intérieur est en convection laminaire (les nombres de Nusselt, respectivement  $1,85$  et  $1,83$  sont strictement supérieurs à l'unité et les nombres de Rayleigh, respectivement  $5385$  et  $5236$  sont inférieurs au Rayleigh critique  $5830$ ). Les coefficients de convection correspondants ont pour valeurs respectives  $2,9$  et  $3 \text{ W/(m}^2\cdot\text{K)}$  ; ils correspondent à des coefficients de transfert de masse entre la surface du produit de valeurs  $4,8 \cdot 10^{-3} \text{ m/s}$  et  $5 \cdot 10^{-3} \text{ m/s}$  (les valeurs des coefficients d'échange de chaleur et des coefficients d'échange de masse sont présentés dans le *tableau 4.11*, que ce soit pour les échanges entre le produit et la face intérieure du film que pour les échanges entre la face extérieure du film et l'air extérieur). On peut alors comparer ces coefficients d'échange de masse au coefficient d'échange de masse au travers du film ; celui-ci s'écrit (*cf. paragraphe 4.5*)  $h_{mf} = A_{diff} \cdot \frac{1}{(A_{cavité} \cdot e_f)}$ . Une surestimation de sa valeur dans le cas des expériences réalisées sur du coton hydrophile noir à  $680 \text{ W/m}^2$  et  $1200 \text{ W/m}^2$  peut être obtenues en considérant la valeur du coefficient de diffusion de vapeur au travers du film (sans condensation) mesurée et présentée au chapitre 2 :  $D = 7 \cdot 10^{-9} \text{ m}^2 / \text{s}$  (la condensation prenant place sur la surface intérieure du film ayant, comme nous l'avons déjà signalé, à priori un effet de diminution du coefficient de transport de la vapeur au travers du film). Cette surestimation amène  $h_{mf} \approx 1,6 \cdot 10^{-3} \text{ m/s}$ . On constate donc que le coefficient de transfert de masse entre le produit et le film et celui au travers du film apparaissent comme étant du même ordre de grandeur (ceci est d'ailleurs vrai pour l'ensemble des expériences réalisées sur de l'eau –*cf. tableau 4.3*– et des expériences réalisées sur du coton hydrophile noir). Cette constatation semble absurde dans le cas des expériences sur du coton hydrophile noir à  $680 \text{ W/m}^2$  et

$1200 \text{ W/m}^2$  ; en effet, le fait que pour ces 2 expériences et uniquement ces 2 expériences, l'air intérieur soit saturé (humidité relative à 100%) laisse a priori penser que l'ordre de grandeur du coefficient de transfert de masse entre le produit et le film est « plus important » que (et non pas identique à) celui du coefficient de transfert de masse au travers du film, la signification du terme « plus important » étant : nettement supérieur aux valeurs du coefficient de transfert de masse entre le produit et le film estimé pour des expériences pour lesquelles il n'y a pas condensation, c'est-à-dire nettement supérieur à  $5 \cdot 10^{-3} \text{ m/s}$  (cf. tableau 4.3 correspondant aux expériences réalisées sur de l'eau).

Densité de puissance	$200 \text{ W/m}^2$	$680 \text{ W/m}^2$	$1200 \text{ W/m}^2$
$L$	$\approx 16\text{mm}$	$\approx 16 \text{ mm}$	$\approx 16\text{mm}$
$h_{\infty i} \text{ (W/(m}^2 \cdot \text{K))}$	$\approx 1,5$	$\approx 2,9$	$\approx 3$
$h_{\infty e} \text{ (W/(m}^2 \cdot \text{K))}$	$\approx 6,5$	$\approx 6,7$	$\approx 8$
$h_{mi} \text{ (m/s)}$	$\approx 2,5 \cdot 10^{-3}$	$\approx 4,8 \cdot 10^{-3}$	$\approx 5 \cdot 10^{-3}$
$h_{me} \text{ (m/s)}$	$\approx 5,4 \cdot 10^{-3}$	$\approx 5,6 \cdot 10^{-3}$	$\approx 6,7 \cdot 10^{-3}$

tableau 4.11 : distance film-produit et coefficients d'échanges de chaleur et de masse, intérieurs (entre le produit et le film) et extérieurs (entre le film et l'air extérieur): expériences réalisées sur du coton hydrophile noir.

Le phénomène de condensation a tendance à favoriser cet prédominance du coefficient de transfert de masse entre le produit et le film polymère pour 2 raisons : d'une part il majore ce coefficient de transfert de masse entre le produit et le film en rajoutant une contribution de changement de phase à la contribution de convection présente (nous verrons ci-dessous que cette majoration due au changement de phase a pour effet d'imposer la température de l'air humide au film polymère), et d'autre part il minore le coefficient de transfert de masse au travers du film polymère en ne permettant pas à la vapeur d'eau (c'est-à-dire à des molécules d'eau faiblement liées entre-elles en comparaison avec les molécules d'eau liquide formant le condensat) d'accéder directement à la totalité de la surface d'échange du film (les sites de condensation à la surface du film formant une barrière au transfert de vapeur). Donc, dans le cas des expériences sur du coton hydrophile noir à  $680 \text{ W/m}^2$  et  $1200 \text{ W/m}^2$ , le flux de vapeur provenant du produit et arrivant sur la surface intérieure du film est susceptible d'alimenter davantage en humidité cette surface froide (*i.e.* de température strictement inférieure à la température de rosée de l'air humide) que celle-ci ne peut évacuer de l'humidité par transport au travers du film ;

en conséquence, on pourrait s'attendre à ce que l'épaisseur de condensat croisse strictement avec le temps. Cette croissance stricte avec le temps de l'épaisseur de condensat n'est pas possible (en effet, une très mince couche d'eau suffit à absorber l'intégralité des  $IR$  issus d'un rayonnement solaire et donc suffit à assurer un apport d'énergie suffisant pour réchauffer très fortement le milieu de faible épaisseur composé du *film+condensat*). Ceci signifie que la température du *film+condensat* ne peut pas être inférieure à la température de rosée de l'air humide. L'épaisseur de condensat présente sur le film est donc telle que la température du *film+condensat* est égale à la température de rosée de l'air humide. Cet air humide est saturé à la surface du film ; ainsi, sa température de rosée n'est autre que la température de l'air humide. On a donc, dans le cas des expériences sur du coton hydrophile noir à  $680 \text{ W/m}^2$  et  $1200 \text{ W/m}^2$  et contrairement aux expériences pour lesquelles n'apparaît pas de condensation sur la face interne du film :

$$(4.6) \quad T_f = T_{\infty i}^{\text{rosée}} = T_{\infty i}$$

Les résultats annoncés dans le *tableau 4.7* et le *tableau 4.10* pour les expériences sur du coton hydrophile noir à  $680 \text{ W/m}^2$  et  $1200 \text{ W/m}^2$  doivent donc être modifiés en conséquence : les températures du film polymère, de l'air intérieur et de rosée de l'air intérieur sont égales et prennent respectivement les valeurs  $32,3^\circ\text{C}$  et  $39,8^\circ\text{C}$ , pour les expériences sur du coton hydrophile noir réalisées respectivement à  $680 \text{ W/m}^2$  et  $1200 \text{ W/m}^2$ . Ceci a aussi des conséquences sur les valeurs du coefficient d'échange de chaleur entre le produit et le film et du coefficient d'échange de masse entre le produit et l'air intérieur (c.f. , *tableau 4.11bis* ci-dessous -correctif du *tableau 4.11*-).

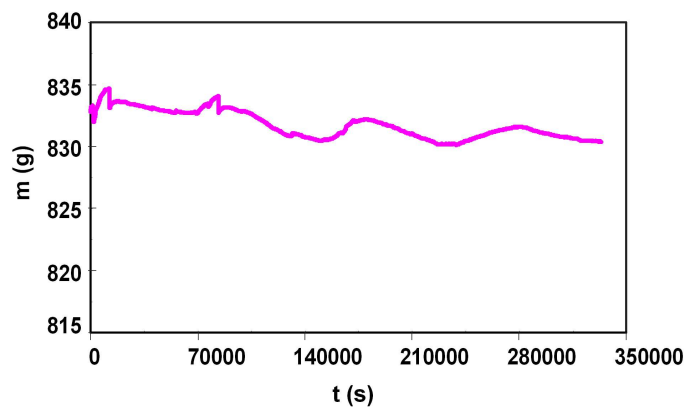
$E(\text{W/m}^2)$	680	1200
$h_{\infty i} (\text{W/m}^2 \cdot \text{K})$	2,03	2,15
$h_{m\infty i} (\text{W/m}^2 \cdot \text{K})$	$3,39 \cdot 10^{-3}$	$3,58 \cdot 10^{-3}$

*tableau 4.11bis: coefficients d'échanges de chaleur et de masse intérieurs (entre le produit et le film) à  $L=16\text{mm}$  et  $T_f=T_{\infty i}$ ; expériences réalisées sur du coton hydrophile noir.*

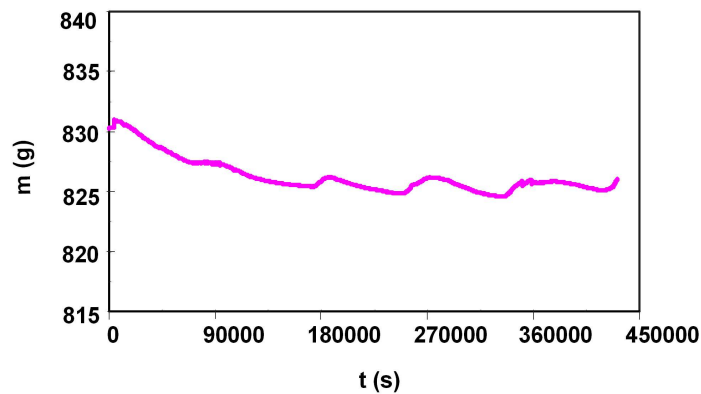
Notons pour conclure cet alinea que la pression vapeur est égale à la pression de vapeur saturante, que ce soit à la surface du produit (pendant la phase flux masse constant) où  $p_v = p_{\text{vsat}}(T_p)$  ou à la surface du film polymère où  $p_v = p_{\text{vsat}}(T_f)$ . D'autre part, la température du produit est plus grande que celle du *film+condensat*. Ainsi, la concentration en vapeur, plus forte à la surface du produit qu'à la surface du film, assure bien un transfert d'humidité du produit vers le film...

- **relevés de masse.**

Les relevés de masse présentés sur les *figure 4.21*, *figure 4.22*, *figure 4.23*, comme ceux présentés pour les expériences réalisées sur de l'eau, laissent apparaître des perturbations, celles-ci étant principalement liées à la présence de câbles reliant cette cellule instrumentée au système d'acquisition (*cf.* paragraphe 4.2). Ces perturbations se traduisent par une augmentation rapide de la masse mesurée tous les 24h00 environ, aux alentours de 11h00 du matin, et ont la même cause que celle énoncée pour les expériences réalisées sur de l'eau (exposition au soleil, pendant 3 heures environ, du mur d'extérieur de notre salle de manipulation). Par contre l'intensité de ces perturbations est telle (les niveaux de température atteints dans le produit étant probablement la raison principale de la force de ces perturbations) qu'il est a priori difficile de distinguer une portion de celles-ci qui reflèterait effectivement et quantitativement la perte en masse... Nous verrons par la suite que la perte en masse pour des expériences réalisées sur du coton hydrophile sera identifiée par une autre voie que cette mesure de perte de masse défectueuse.



*figure 4.21 : Relevés de masse (expérience réalisée sur du coton hydrophile noirci, 200W/m<sup>2</sup>).*



*figure 4.22 : Relevés de masse (expérience réalisée sur du coton hydrophile noirci, 680W/m<sup>2</sup>).*

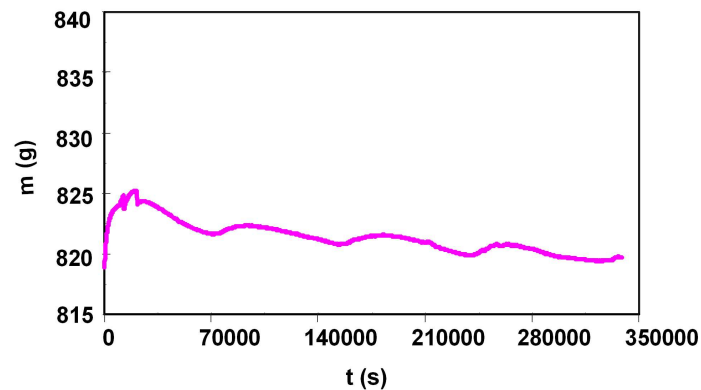


figure 4.23 : Relevés de massé (expérience réalisée sur du coton hydrophile noirci,  $1200W/m^2$ ).

#### 4.5. Exploitation des mesures réalisées sur de l'eau et validation des hypothèses principales du modèle

Le but principal de ce paragraphe est d'étudier la validité des modèles de description retenus au chapitre 2 pour décrire les transferts de masse prenant place au sein du système étudié. Le flux-masse évacué du produit est estimé expérimentalement à partir des résultats en terme de mesure de masse et est comparée au modèle de flux-masse retenu pour décrire le transfert entre le produit et l'air intérieur (modèle de correspondance entre les couches limites thermique et massique) et au modèle de flux-masse retenu pour décrire le transfert au travers du film polymère (*modèle de Fick*); les valeurs issues de ces modèles sont estimées à partir des résultats des mesures en terme de température et d'humidité.

Nous décrivons ci-dessous les procédures adoptées pour obtenir ces 3 flux-masse (1- *expérimental*, 2- issus de modèles et estimés expérimentalement). Une comparaison modèles-expériences est menée et les écarts observés sont discutés.

- *Estimation expérimentale du flux-masse par pesée.*

Le flux-masse expérimental est estimé à partir des résultats expérimentaux de suivi de masse présentés sur les *figure 4.11*, *figure 4.12* et *4.13*. Sur ces figures, pour les raisons précisées antérieurement (*paragraphe 4.3*), nous considérons que, pour l'expérience réalisée à  $200W/m^2$  seule la période d'acquisition de la masse postérieure à l'effet de la première perturbation quotidienne de la température et antérieure à la deuxième est fiable (soit entre  $110\ 000s$  et  $170\ 000s$ ), et que, pour les expériences réalisées à  $680W/m^2$  et

1200W/m<sup>2</sup> seule la période d'acquisition de la masse postérieure à la perturbation initiale et antérieure à la première perturbation quotidienne de la température est fiable (soit entre 10 000s et 70 000s). L'expression de ce flux-masse expérimental est

$$(4.7) \quad F_{m\text{ exp}} = -\frac{I}{A_{\text{éch-p}}} \frac{dm(t)}{dt}$$

où  $A_{\text{éch-p}}$  représente la surface d'échange du produit (étant celle-ci égale à l'aire de la cavité). Le diamètre de la cavité étant de 38 mm la valeur de cette surface est  $A_{\text{éch-p}} = A_{\text{cavité}} = 0,00113 \text{ m}^2$ . Dans l'équation précédente,  $dm/dt$  correspond à la pente de chacune des courbes (*figure 4.11, figure 4.12 et*

*figure 4.13*) dans le domaine de fiabilité. Les valeurs de ces pentes et des flux-masse correspondants sont indiquées dans le *tableau 4.12*. Un rapide regard sur ces valeurs permet de constater que le flux-masse croît avec la densité de puissance, mais qu'il n'est pas proportionnel à celle-ci ; une analyse énergétique succincte et globale du système « produit emballé » est menée au paragraphe 4.7 pour l'ensemble des expériences réalisées afin d'apporter un éclairage sur le rapport entre la quantité d'énergie arrivant sur le système et celle utile à l'évaporation.

$E \text{ (Wm}^{-2}\text{)}$	$200 \text{ W/m}^2$	$680 \text{ W/m}^2$	$1200 \text{ W/m}^2$
$dm/dt \text{ (g/s)}$	$-0,0000204$	$-0,0000352$	$-0,0000473$
$Fm\text{-expérimental}$ $(\text{kgm}^{-2}\text{s}^{-1})$	$1,831E - 05$	$3,16E - 05$	$4,246E - 05$

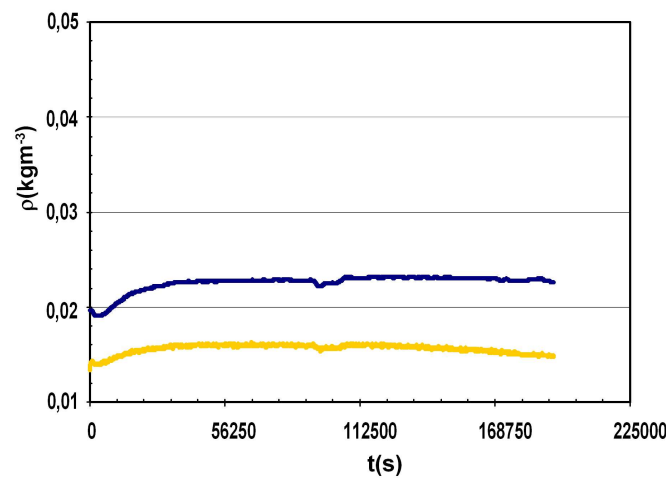
*tableau 4.12 : Pente de la courbe d'évaporation des expériences à eau aux puissances du simulateur solaire ainsi que le flux de masse correspondante obtenu de l'équation 4.1.*

- *Estimation expérimentale du flux-masse modèle entre le produit et l'air intérieur  $F_{m\text{ conv}}$  : utilisation des mesures de température (produit et air intérieur) et humidité (air intérieur).*

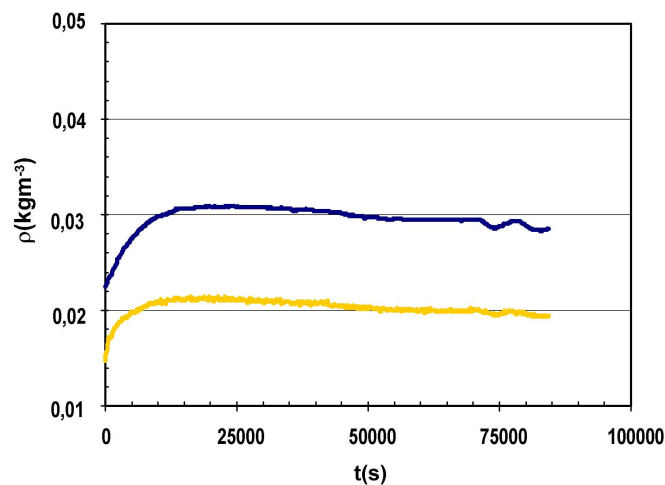
Le transfert de masse entre le produit et le film, c'est-à-dire le flux-masse d'évaporation à la surface du produit, peut être décrit, dans le cas où aucun phénomène de condensation n'a été mis en évidence (*cf.* paragraphe 4.3), par un modèle de type couche limite :

$$(4.8) \quad F_{m\text{ conv}} = h_{m\infty i} (\rho_{v,\text{surf}}(T_p) - \rho_{v(T_{\infty i})}) ;$$

où les masses volumiques apparentes de la vapeur en surface du produit (où l'hypothèse d'équilibre thermodynamique local implique  $p_{v,surf} = p_{v,sat}(T_p)$ ) et celle dans l'air intérieur sont estimées grâce aux mesures de température du produit et de température et humidité relative de l'air intérieur (*figure 4.24*, *figure 4.25*, et *figure 4.26*). Nous constatons à l'œil nu que pour les périodes de fiabilités des courbes d'acquisition de masse, l'écart entre ces densités apparentes est quasi constant, nous laissant présager d'un flux masse modélisé heureusement lui-même aussi constant.



*figure 4.24* : Masse volumique apparente de vapeur en surface du produit (gris foncé) et dans l'air intérieur (gris clair) au cours du temps : expériences réalisées sur de l'eau à  $200 \text{ Wm}^{-2}$



*figure 4.25* : Masse volumique apparente de vapeur en surface du produit (gris foncé) et dans l'air intérieur (gris claire) au cours du temps : expériences réalisées sur de l'eau à  $680 \text{ Wm}^{-2}$ .



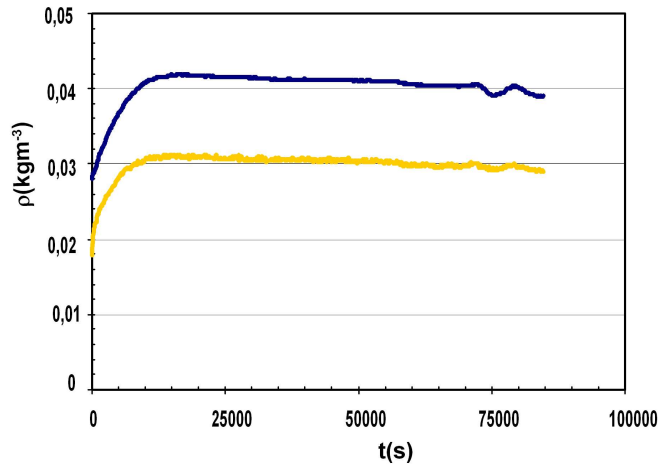


figure 4.26 : Masse volumique apparente de vapeur en surface du produit (gris foncé) et dans l'air intérieur (gris clair) au cours du temps : expériences réalisées sur de l'eau à  $1200 \text{ Wm}^{-2}$ .

Le coefficient de transport de masse intervenant dans la description du flux-masse présentée dans l'équation 4.8 est obtenu grâce à l'utilisation de la relation de Lewis :

$$(4.9) \quad h_{m\infty i} = \frac{2 h_{\infty i}}{\rho_{\infty i} C p_{\infty i}}$$

où le coefficient d'échange thermique  $h_{\infty i}$  est défini par l'écriture de la densité de flux de chaleur entre le produit et le film

$$(4.10) \quad \varphi_{p \rightarrow f} = h_{\infty i} (T_p - T_f)$$

et  $h_{\infty i}$  est obtenu grâce à la corrélation de convection naturelle dans un cavité fermée horizontale de section cylindrique présentée au chapitre 1 (cf. paragraphe 1.2).

**Remarque 1 :** la relation de Lewis fournit une indication d'un coefficient de transfert de masse entre un produit et l'air environnant à partir de la connaissance d'un coefficient de transfert de chaleur *entre un produit et l'air environnant* ; le coefficient de transfert de chaleur présent dans l'équation 4.10 est celui intervenant entre un produit et le film polymère. Or, dans le cadre des expériences étudiées dans ce paragraphe (cf. paragraphe 4.3), on sait que :

$$(4.11) \quad T_p - T_{\infty i} = \frac{1}{2} (T_p - T_f).$$

En associant les équations 4.10 et 4.11, il vient :

$$(4.12) \quad \varphi_{p \rightarrow f} = 2h_{\infty i} (T_p - T_{\infty i})$$

L'équation 4.12 ci-dessus éclaire le lecteur sur la raison pour laquelle le double du coefficient d'échange thermique entre le produit et le film «  $2h_{\infty i}$  » intervient dans la relation de Lewis (équation 4.9) pour estimer la valeur du coefficient d'échange massique intervenant dans la modélisation du transfert de masse entre le produit et l'air environnant retenue.

**Remarque 2 :** la relation de Lewis est une relation approchée basée sur la similarité entre les équations de transfert de chaleur par conduction-convection dans un fluide (air humide par exemple) et l'équation de transport de masse (vapeur d'eau par exemple) par convection-diffusion dans un mélange binaire (air humide par exemple) ; elle est basée sur une approche de type couche limite dans le cas où le fluide circule ; dans le cas inverse, qui nous concerne ici pour ces expériences à nombre de Nusselt unité ( $Nu=1$ ), elle découle simplement de l'écriture de la conduction et de la diffusion. Dans le cas du transfert de vapeur d'eau dans de l'air humide, cette relation fournit une valeur du coefficient d'échange de masse  $h_{m\infty i}$  à 10% près (Jakob, 1949).

Le calcul du coefficient d'échange thermique entre le produit et le film  $h_{\infty i}$  présenté dans l'équation 4.10 (et donc du coefficient d'échange de masse entre le produit et l'air intérieur  $h_{m\infty i}$ ) requiert la connaissance au cours du temps de la distance produit-film (le produit étant ici de l'eau) et l'écart de température entre le produit et le film.

Cette distance produit-film est estimée à partir sa valeur initiale et de la valeur estimée du flux-masse (cf. tableau 4.12) :

$$(4.13) \quad L(t) = Z_{cavité} - e_p(t) ; \text{ (voir figure 3.10)}$$

où

$$(4.14) \quad e_p(t) = \left( \frac{m(t)}{\rho_e A_{éch-p}} \right)$$

et

$$(4.15) \quad m(t) = m_0 + A_{éch-p} F_{mis} (t - t_0)$$

**Remarque 3 :** Le choix d'estimer ci-dessus cette distance à l'aide d'une intégration du flux masse constant (équation 4.15), et non pas à l'aide de la mesure directe de la masse

au cours du temps (équation 4.16) est liée aux difficultés rencontrées pour la mesure de cette masse.

$$(4.16) \quad m(t) = m_{acquisition}(t) - m_{cellule-vide}$$

Comme nous le constatons plus en avant dans notre exposé (figure 4.27, figure 4.28, figure 4.29), si ces mesures de masse au cours du temps  $m_{acquisition}(t)$  ne permettent pas d'obtenir une estimation fiable de cette masse au cours du temps (cf. figure 4.11, figure 4.12,

figure 4.13), elles permettent néanmoins, par une estimation de la pente (cf. Équation 4.7) d'obtenir une valeur du flux-masse très fiable. L'intégration de ce flux masse constant est donc retenue pour estimer la distance produit-film  $L(t)$ .

On estime l'erreur commise sur cette distance  $L(t)$  à  $\pm 2mm$  ; cette erreur est principalement liée à la présence d'ondulations spatiales du film du fait que celui-ci n'est pas tendu lors de son installation.

L'écart de température intervenant dans l'équation 4.10 est estimé à partir de la mesure de la température du produit et de l'air intérieur comme suit:

$$(4.17) \quad T_p - T_f = 2 \cdot (T_p - T_{\infty i})$$

en effet, pour des expériences pour lesquelles il n'y a pas de condensation sur la face intérieure du film, l'écart de température produit-film est double de celui produit-air intérieur (à l'inverse s'il y a condensation, on a  $T_f = T_{\infty i}$ )

- *Estimation expérimentale du flux-masse modèle par diffusion au travers du film polymère  $F_{diff}$  : utilisation des mesures de température et d'humidité relative sur l'air intérieur et l'air extérieur.*

Le flux-masse de vapeur au travers le film est modélisé (cf. chapitre 2) par une loi de Fick :

$$(4.18) \quad \frac{dm}{dt} = -\rho_{\infty} \cdot A_{diff} \cdot \frac{\Delta C}{\Delta z} \quad \text{où} \quad \Delta C = C_{\infty i(T_{\infty i})} - C_{\infty e(T_{\infty e})}$$

La surface de diffusion  $A_{diff}$  concernée par ce transfert est la surface du film accessible à l'air humide ; c'est donc la surface du disque en film délimité par le joint

caoutchouc de diamètre 9,1cm (en noir sur la figure 4.3) apposé en périphérie de la cellule (pour assurer l'étanchéité entre la cavité intérieure et l'air humide extérieur), éventuellement un peu diminué par la présence de graisse apposée sur ce joint et en périphérie de celui-ci. Par définition le flux masse s'évacuant de la cavité contenant l'eau s'écrit :

$$(4.19) \quad F_{m\text{diff}} = - \frac{1}{A_{\text{éch-p}}} \frac{dm}{dt}$$

où  $A_{\text{éch-p}}$  est l'aire d'échange du produit avec l'air intérieur (comme nous l'avons déjà vu celle-ci est égale à l'aire de la cavité " $A_{\text{cavité}}$ " : disque de diamètre 3,8 cm). En reportant l'équation 4.18 dans l'équation 4.19, il vient :

$$(4.20) \quad F_{m\text{diff}} = \rho_{\infty} \cdot \frac{A_{\text{diff}}}{A_{\text{cavité}}} \cdot \left( \frac{\Delta C}{e_f} \right)$$

où  $e_f = 25 \mu\text{m}$  est l'épaisseur du film polymère ;  $\rho_{\infty} = 7 \cdot 10^{-9} \text{ m}^2 \text{ s}^{-1}$  est issu de la mesure présentée au chapitre 2 ;  $\rho_{\infty} = (\rho_{\infty i} + \rho_{\infty e})/2$  ; et  $A_{\text{diff}} / A_{\text{cavité}} = 5,73$ .

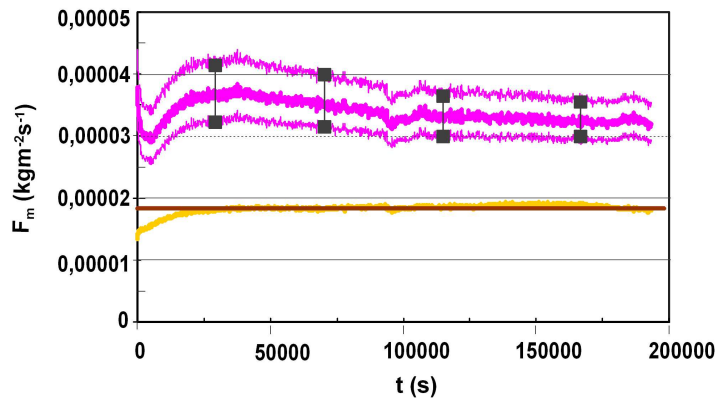


figure 4.27 : Flux-masse : valeurs obtenues par pesée  $F_{m\text{exp}}$  (noir, éq. 4.7) ; par modélisation du transport dans l'air humide  $F_{m\text{conv}}$  (gris foncé, éqs. 4.8-4.9) et par modélisation de diffusion au travers du film  $F_{m\text{diff}}$  (gris clair, éq. 4.20). Expérience sur de l'eau à la densité de puissance de  $200 \text{ Wm}^{-2}$ .

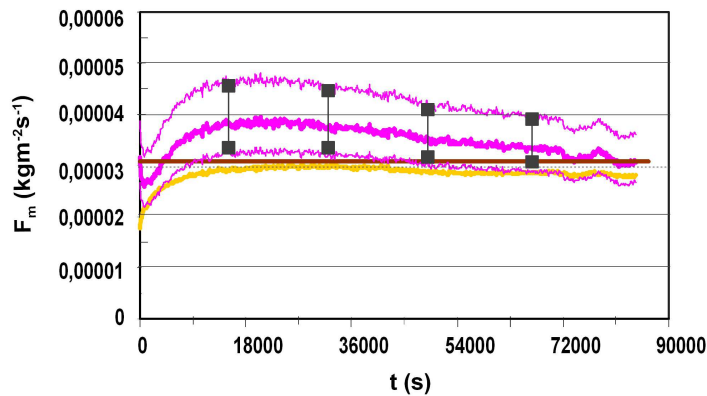


figure 4.28 : Flux-masse : valeurs obtenues par pesée  $F_{mexp}$  (noir, éq. 4.7) ; par modélisation du transport dans l'air humide  $F_{mconv}$  (gris foncé, éqs. 4.8-4.9) et par modélisation de diffusion au travers du film  $F_{mdiff}$  (gris clair, éq. 4.20). Expérience sur de l'eau à la densité de puissance de  $680Wm^{-2}$ .

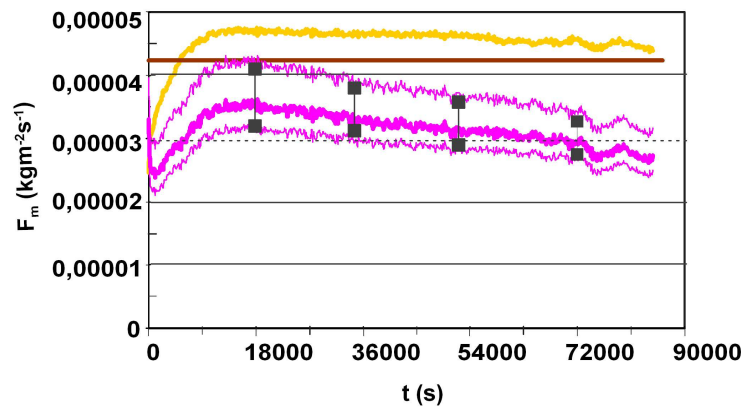


figure 4.29 : Flux-masse : valeurs obtenues par pesée  $F_{mexp}$  (noir, éq. 4.7) ; par modélisation du transport dans l'air humide  $F_{mconv}$  (gris foncé, éqs. 4.8-4.9) et par modélisation de diffusion au travers du film  $F_{mdiff}$  (gris clair, éq. 4.20). Expérience sur de l'eau à la densité de puissance de  $1200Wm^{-2}$ .

Les figure 4.27, figure 4.28 et figure 4.29 présentent, pour les 3 densités de puissance incidentes ( $200 Wm^{-2}$ ,  $680 Wm^{-2}$ ,  $1200 Wm^{-2}$ ), le flux-masse obtenu par pesée  $F_{mexp}$ , le flux-masse de transport (par diffusion ici) dans l'air humide  $F_{mconv}$  et le flux-masse de diffusion au travers du film  $F_{mdiff}$  ( $200$ ,  $680$ ,  $1200 Wm^{-2}$ ). Concernant  $F_{mconv}$ , des fourchettes d'erreurs sont indiquées correspondant à une erreur estimée de  $\pm 2mm$  sur la distance film-produit (eau). Les erreurs dues aux imprécisions de mesures sur l'humidité relative de l'air intérieur et les températures du produit et de l'air intérieur ne sont pas indiquées car elles sont négligeables en regard de celle due à l'estimation de la distance film-produit.

Plusieurs remarques peuvent être effectuées sur les résultats présentés sur ces figures :

- (i) Les flux-masse obtenus par pesée  $F_{m\ exp}$  et par modélisation du transport de vapeur au travers du film  $F_{m\ diff}$  sont en très bon accord, quelle que soit la densité de puissance incidente. Cet accord n'est pas surprenant. Il signifie par contre que les propriétés intrinsèques de transfert de masse du film ne sont pas modifiées par l'absorption solaire de celui-ci ; il conforte de plus l'idée que l'estimation des concentrations vapeur à partir des mesures d'humidité relative et de température dans l'air intérieur et l'air extérieur est correcte.
- (ii) Le flux-masse obtenu par modélisation du transport de vapeur dans l'air humide  $F_{m\ conv}$  est du même ordre de grandeur que  $F_{m\ exp}$  et  $F_{m\ diff}$ . Par contre, sa valeur, si elle recouvre correctement celle de  $F_{m\ exp} \approx F_{m\ diff}$  pour les fortes densités de puissance incidente ( $680\ Wm^{-2}$  et  $1200\ Wm^{-2}$ ), s'en écarte un peu pour la faible densité de puissance incidente ( $200\ Wm^{-2}$ ) ; nous n'avons pas d'explications sur cet écart, si ce n'est que l'estimation du coefficient de transfert de masse dans l'air humide, estimé à l'aide de la relation de Lewis, est communément admis comme étant très approximatif, et que les résultats d'une série d'expériences comportent toujours des expériences s'écartant un peu de l'interprétation qu'il en est donné !

#### **4.6. Exploitation des mesures réalisées sur du coton hydrophile noir et calibrage du modèle en terme d'absorption du film polymère**

Les résultats des mesures effectuées sur du coton hydrophile noir ont été présentés sur les *figures 4.15 à 4.23*. Ils ont été commentés dans le détail au *paragraphe 4.4*. Des commentaires effectués, deux ressortent distinctement :

- les relevés de masse au cours du temps (*figures 4.21 à 4.23*) laissent apparaître des perturbations d'une telle intensité que ces relevés sont quasiment inexploitable en terme d'estimation du flux-masse (il est impossible de distinguer telle ou telle portion de ces courbes susceptible de renseigner de façon fiable sur la dérivée de cette masse au cours du temps) ;

- les relevés de températures et humidités relatives ont permis de mettre en évidence la présence de condensation sur la face intérieure du film dans le cas de fortes puissances incidentes ( $680 \text{ Wm}^{-2}$ ,  $1200 \text{ Wm}^{-2}$ ); à la mise en évidence de cette présence de condensation a été associée une forte présomption de réduction de la valeur du coefficient de transport de masse au travers du film.

L'objectif de ce paragraphe est double :

- Caractériser la phase de ralentissement de la cinétique de séchage, ceci pour les 3 densités de puissance considérées ( $200 \text{ Wm}^{-2}$ ,  $680 \text{ Wm}^{-2}$ ,  $1200 \text{ Wm}^{-2}$ ),
- Appréhender quantitativement l'influence de la présence de condensation sur le transport de masse au travers du film.

$E \text{ (Wm}^{-2}\text{)}$	$200 \text{ W/m}^2$	$680 \text{ W/m}^2$	$1200 \text{ W/m}^2$
$F_{mis}$	1,50E-05	1,89E-05	3,30E-05
$W_{cri}$	2,5	3,26	4,6
	5,76E-09	3,02E-09	3,16E-09

tableau 4.13 : Flux masse constant, teneur en eau critique et coefficient de transport masse aux travers du film masse (expériences réalisées sur du coton hydrophile noirci, 200-680-1200W/m<sup>2</sup>).

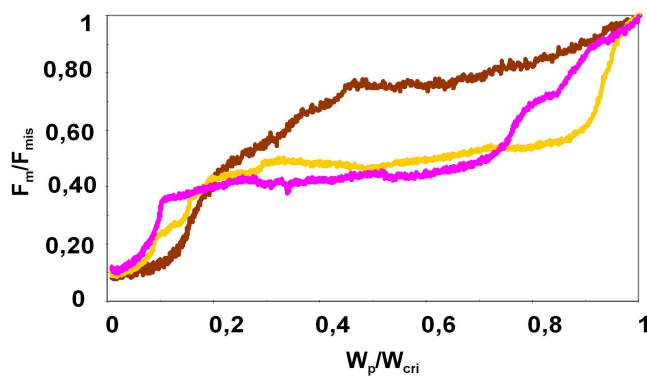


figure 4.30 : Ralentissements des cinétique de séchage des expériences réalisées sur du coton hydrophile noir aux puissances de  $200 \text{ Wm}^{-2}$  (noir), de  $680 \text{ Wm}^{-2}$  (gris foncé) et de  $1200 \text{ Wm}^{-2}$  (gris clair)

Afin d'atteindre ces objectifs, la démarche empruntée consiste à :

- (a) mener une estimation expérimentale du flux-masse à l'aide du modèle par diffusion au travers du film polymère  $F_{mdiff} = \rho_{\infty} \cdot (A_{diff} / A_{cavité}) \cdot (\Delta C / e_f)$  (cf. équation 4.20) en utilisant les résultats des mesures de températures et d'humidité relatives sur l'air intérieur et l'air extérieur.
- (b) Adapter la valeur du coefficient de transport de façon à ce que la teneur en eau finale calculée à l'aide du flux masse  $F_{mdiff}$  corrobore celle mesurée

$$(4.21) \quad W_{p,final}^{calculée} = \frac{\left( \int_{t=t_{i,i}}^{t=t_{final}} A_{cavité} F_{mdiff} dt \right)}{m_s}$$

$$(4.22) \quad W_{p,final}^{calculée} = W_{p,final}^{mesurée}$$

Cette démarche permet d'identifier, pour chacune des 3 densités de puissance ( $200 \text{ Wm}^{-2}$ ,  $680 \text{ Wm}^{-2}$ ,  $1200 \text{ Wm}^{-2}$ ),

- La valeur du flux masse constant  $F_{mis}$  (cf. annexe 3) correspondant à la première période de séchage, à flux masse constant (l'énergie reçue et absorbée par le produit est alors entièrement utilisée par l'évaporation). Cette valeur est reportée dans le *tableau 4.13*.
- La valeur de la teneur en eau moyenne critique du produit à partir de laquelle la valeur du flux masse ralentit  $W_{cri}$ . Cette valeur est reportée dans le *tableau 4.13*.
- La forme de la cinétique de séchage au cours du ralentissement. Celle-ci est reportée sur la *figure 4.30*.
- La valeur du coefficient de transport . Cette valeur est reportée dans le *tableau 4.13*.

Plusieurs remarques peuvent être effectuées à la lecture des résultats exposés dans le *tableau 4.13* :

- (i) La valeur du flux masse constant, que ce soit sur les manip réalisées sur du coton hydrophyle noir (*tableau 4.13*) ou sur de l'eau (*tableau 4.12*), est une fonction croissante de la densité de puissance incidente ; la teneur en eau critique aussi. Ces résultats, classiques, n'ont rien de surprenants.



- (ii) Aux incertitudes près de la méthode d'identification de ce paramètre proposée dans ce paragraphe, les remarques suivantes peuvent être faites sur la valeur du coefficient de transport de masse au travers du film : quand il n'y a pas condensation, cette valeur est identique à celle identifiée sur les manipulations réalisées sur de l'eau et mesurée par la méthode des solutions salines saturées (*cf. chapitre 2*) ; quand il y a condensation, la valeur de ce coefficient de transport de masse se réduit drastiquement d'un facteur environ égal à 2. Ceci vient confirmer les remarques suggérées dans le *paragraphe 4.4*.
- (iii) A densité de puissance donnée, le flux-masse (phase flux masse constant) d'évaporation pour un produit à priori gris car partiellement transparent aux UVs (eau) est supérieur au flux masse constant d'évaporation pour le produit noir (coton hydrophile noir). Ce résultat, peut paraître dans un premier temps surprenant voire incorrect; il n'en est rien. En effet, ce qui gère l'évaporation est l'addition en série des résistances aux transferts de masse. En remarquant que pour l'ensemble des expériences réalisées la résistance au transfert de masse entre la face externe du film et l'air extérieur  $1/(h_{m\infty e} A_{cavité})$  est faible au regard de celle liée aux transferts produit - air intérieur  $1/(h_{m\infty i} A_{cavité})$  et celle air intérieur – air extérieur  $1/(h_{mf} A_{cavité})$  où  $h_{mf} = A_{diff} \cdot 1/(A_{cavité} e_f)$ , ce flux masse  $F_m$  peut s'écrire, en régime établi des transferts (*voir équations 4.8, 4.18 et 4.20*):

$$(4.23) \quad F_{mis} \approx h_{m\infty i} \cdot \rho_{\infty} \cdot (C_{sat}(T_p) - C_{\infty i}(T_{\infty i})) = \rho_{\infty} \cdot \frac{A_{diff}}{A_{cavité}} \cdot \left( \frac{C_{\infty i}(T_{\infty i}) - C_{\infty e}(T_{\infty e})}{e_f} \right)$$

soit

$$(4.24) \quad F_{mis} \approx \frac{I}{A_{cavité}} \cdot \rho_{\infty} \cdot \left[ \frac{I}{\frac{I}{h_{m\infty i} \cdot A_{cavité}} + \frac{I}{\frac{A_{diff}}{A_{cavité}} \cdot \frac{1}{e_f} \cdot A_{cavité}}} \right] \cdot [C_{sat}(T_p) - C_{\infty e}(T_{\infty e})]$$

Dans la grande accolade, la résistance de transfert diffusif a une valeur identique pour l'expérience réalisée sur de l'eau et celle réalisée sur du coton hydrophile noir ; en effet, la valeur du coefficient de transport au travers du film est à priori identique pour ces

2 expériences réalisées à  $200 \text{ Wm}^{-2}$  (c'est-à-dire pour ces 2 expériences réalisées en l'absence de condensation sur la face intérieure du film) ; nous considérons en effet que, aux erreurs d'identification près, la valeur  $= 5,76 \cdot 10^{-9} \text{ m}^2 \text{ s}^{-1}$  est identique à  $= 7 \cdot 10^{-9} \text{ m}^2 \text{ s}^{-1}$ ). 2 éléments majeurs influent alors la valeur du flux-masse : la valeur du coefficient d'échange massique entre le produit et l'air intérieur  $h_{m\infty i}$  et la valeur de la concentration vapeur en surface du produit  $C_{sat(T_p)}$ , donc de la température du produit  $T_p$ . Le flux-masse est une fonction strictement ascendante de ces 2 éléments  $h_{m\infty i}$  et  $T_p$ . Dans le cas des expériences réalisées à  $200 \text{ Wm}^{-2}$ ,  $h_{m\infty i}$  est 2 fois plus grand pour l'expérience réalisée sur de l'eau que pour l'expérience réalisée sur du coton hydrophile noir, la distance film-produit étant la principale cause de cette différence (*cf. tableaux 4.3 et 4.11*) alors que  $T_p$  n'est que légèrement supérieure pour l'expérience réalisée sur du coton hydrophile noir par rapport à l'expérience réalisée sur de l'eau... Le flux-masse correspondant à l'expérience réalisée sur du coton hydrophile noir est pour ces raisons plus faible que celui pour l'expérience réalisée sur de l'eau. Pour les 2 autres densités de puissance, le coefficient de transport de masse au travers du film étant plus faible pour les expériences réalisées sur du coton hydrophile noir que pour les expériences réalisées sur de l'eau (pour des raisons de condensation sur la face intérieure du film), cette tendance sur le flux masse est accentuée.

- (iv) La forme de la phase de ralentissement de la cinétique de séchage diffère selon qu'il y a ou qu'il n'y a pas condensation (*cf. figure 4.30*).

Afin de confirmer l'ensemble de ces remarques, une expérience supplémentaire a été réalisée sur du coton hydrophile noir pour une même distance produit-film (16mm), mais pour une densité de puissance intermédiaire :  $350 \text{ Wm}^{-2}$ . Nous présentons les résultats expérimentaux bruts (températures, humidités relatives et masse) sur les *figures 4.31 à 4.33*.

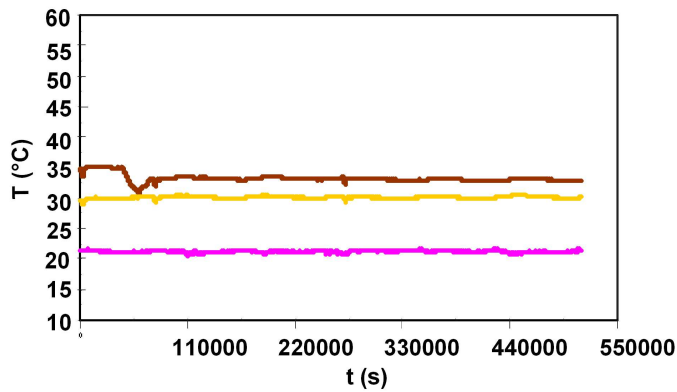


figure 4.31 : Relevés de température (expérience réalisée sur du coton hydrophile noirci,  $350 \text{ W/m}^2$ ). Température du produit (noir), air intérieur (gris clair), air extérieur (gris foncé)

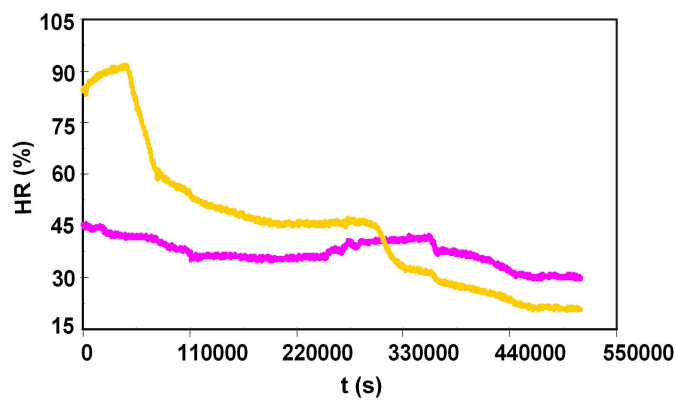


figure 4.32 : Relevés d'humidité relative (expérience réalisée sur du coton hydrophile noirci,  $350 \text{ W/m}^2$ ) : HR de l'air intérieur (gris clair), HR de l'air ambiant (gris foncé)

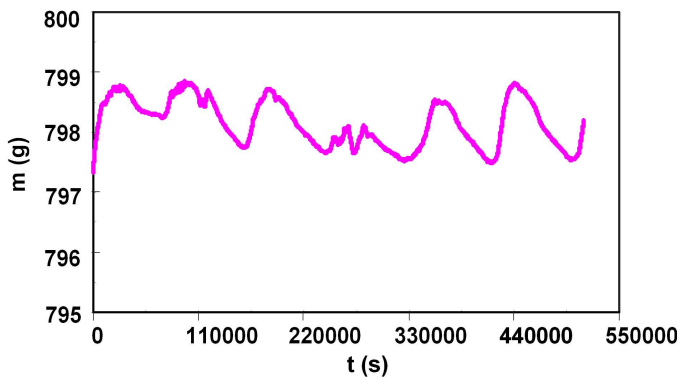


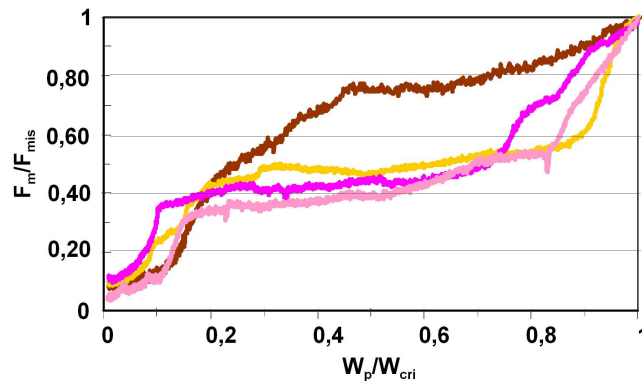
figure 4.33 : Relevés de masse (expérience réalisée sur du coton hydrophile noirci,  $350 \text{ W/m}^2$ ).

La démarche permettant de déterminer la valeur du flux masse constant  $F_{mis}$ , la valeur du coefficient de transport, la valeur de la teneur en eau moyenne critique du

produit à partir de laquelle la valeur du flux masse ralentit  $W_{cri}$  et la forme de la cinétique de séchage au cours du ralentissement est menée. Les résultats de cette identification sont exposés dans le *tableau 4.14* et sur la *figure 4.34* (cette figure présentant le ralentissement de la cinétique de séchage pour les 4 densités de puissance explorées).

$E (Wm^{-2})$	$350 W/m^2$
$F_{mis}$	2,20E-05
$W_{cri}$	2,82
	4,49E-09

*tableau 4.14 : Flux masse constant, teneur en eau critique et coefficient de transport masse aux travers du film (expériences réalisées sur du coton hydrophile noirci à  $350W/m^2$ ).*



*figure 4.34 : Ralentissements des cinétiques de séchage des expériences réalisées sur du coton hydrophile noir ; densité de puissance de  $200 Wm^{-2}$  (noir), de  $680 Wm^{-2}$  (gris foncé), de  $1200 Wm^{-2}$  (gris clair) et de  $350 Wm^{-2}$  (gris très clair)*

Plusieurs remarques peuvent être effectuées à la lecture des résultats exposés dans le *tableau 4.14* :

- (i) L'humidité relative de l'air intérieur s'approche très fortement des 100% dans l'air intérieur (*c.f. figure 4.32*) pendant la période flux masse constant, sans toutefois atteindre les sommets observés pour les expériences réalisées sur du coton hydrophile noir à  $680 Wm^{-2}$  et  $1200 Wm^{-2}$  (*c.f. figures 4.19 et 4.20*). Ainsi, on peut penser qu'il y a a priori condensation sur la face intérieur du film à  $350 Wm^{-2}$ , mais de façon moins prononcée que pour à  $680 Wm^{-2}$  et  $1200 Wm^{-2}$  c'est-à-dire, sur moins de site de condensation.

- (ii) La valeur du coefficient de transport (cf. tableau 4.14) est intermédiaire à celle du coefficient de transport pour l'expérience sans condensation (densité de puissance  $200 \text{ Wm}^{-2}$ ) et celles du coefficient de transport pour les expériences à forte condensation (densités de puissance  $680 \text{ Wm}^{-2}$  et  $1200 \text{ Wm}^{-2}$ ); ceci conforte l'idée suggérée à l'alinéa précédent sur une condensation effective mais moins prononcée à  $350 \text{ Wm}^{-2}$  qu'à  $680 \text{ Wm}^{-2}$  et  $1200 \text{ Wm}^{-2}$ .
- (iii) La forme de la phase de ralentissement de la cinétique de séchage à  $350 \text{ Wm}^{-2}$  est similaire à celle observée pour les autres expériences avec condensation à  $680 \text{ Wm}^{-2}$  et  $1200 \text{ Wm}^{-2}$ . La différence d'aspect de ce ralentissement observée entre ( $200 \text{ Wm}^{-2}$ ) et ( $350, 680, 1200 \text{ Wm}^{-2}$ ) est attribuée à la présence de condensation sur la face interne du film. Elle n'est en effet aucunement due à une modification de la structure du milieu séché au cours du temps : le produit utilisé (coton hydrophile noirci) ne se déforme pas au cours du séchage.

#### 4.7. Conclusion et perspectives

De l'ensemble des remarques effectuées sur les expériences réalisées sur de l'eau, nous pouvons retenir les 3 éléments importants suivants :

- (i) Le modèle d'échange convectif de masse entre le produit et l'air intérieur basé sur l'exploitation d'une corrélation de convection naturelle (dans nos expériences la convection naturelle ne prend en fait pas place ; elle est remplacée par de la conduction pure :  $Nu = 1$ ) et sur l'analogie de Lewis adaptée à l'expression de cette corrélation (cette corrélation exprime un coefficient d'échange entre le produit et le film, et non pas entre le produit et l'air intérieur) permet approximativement de retrouver les valeurs du flux-masse obtenues à l'aide des relevés de masse expérimentaux. Ce modèle d'échange convectif de masse entre le produit et l'air intérieur est donc correct.
- (ii) Le modèle de transfert par diffusion au travers du film, associé à la valeur du coefficient de transport de masse  $= 7 \cdot 10^{-9} \text{ m}^2 \text{ s}^{-1}$  mesurée par la méthode des solutions salines saturées, permet de retrouver précisément les valeurs du

flux-masse obtenues à l'aide des relevés de masse expérimentaux. Ce modèle de transferts de masse au travers du film est donc bon.

- (iii) Le coefficient d'absorption des UVs par le film étudié est environ  $\alpha_{fUV} = 0,1 \pm 0,05$ .

De l'ensemble des remarques effectuées sur les expériences réalisées sur du coton hydrophile noir, nous pouvons retenir les 3 éléments importants suivants :

- (iv) du fait de l'absorption forte du rayonnement solaire par le produit (corps noir) et donc de l'élévation de la température de celui-ci (élévation accentuée par la présence du film par effet de serre), et du fait d'un transfert de masse du produit emballé vers l'air extérieur limité par les faibles transferts produit-air intérieur (mais aussi entravé par la présence du film), un effet de condensation sur la face intérieure du film s'installe dès de faibles densités de puissance rayonnées. Nous verrons d'ailleurs au paragraphe suivant, que dans les situations pour lesquelles le film étudié est d'ores et déjà utilisé en situation réelle (produit étendu en extérieur et recouvert par le film), les pertes d'énergie latérales (radiales) présentes pour notre système expérimental (parois latérales de la cellule) n'étant plus de mise, ce phénomène de condensation sur la face intérieure du film s'installera pour des densités de puissance rayonnées largement inférieures aux  $350 \text{ Wm}^{-2}$  que nous avons pu observées sur notre système expérimental.
- (v) A cette condensation correspond une diminution de l'ordre d'un facteur 2 du coefficient de transport de la vapeur au travers du film.
- (vi) Quand il y a condensation, du fait du fort coefficient d'échange équivalent entre l'air intérieur et la face interne du film, la température de l'air intérieur (alors égale à la température de rosée de cet air intérieur) s'impose au film  $T_f = T_{\infty i}$ .

Les remarques (i) (v) et (vi) sont bien sûr à prendre en compte pour adapter le modèle présenté au chapitre 2 (et écrit avant de réaliser les expériences présentées aux chapitres 3 et 4). Ces modifications sont majeures d'un point de vue physique (et mineures d'un point de vue rédactionnelles) car elles ont des incidences directes sur le calcul des coefficients d'échange de chaleur et de masse entre le produit et l'air intérieur (remarque i

et vi) et sur le calcul du transfert de masse au travers du film (remarque v); nous insistons ici auprès du lecteur qu'il prenne en compte ces remarques s'il souhaite utiliser le modèle développé au chapitre 2.

## CHAPITRE 5

### *Vers une application de la connaissance acquise*

5.1.	<i>Introduction</i>	155
5.2.	<i>Configuration étudiée et conséquence sur les transferts</i>	156
5.3.	<i>Bilan d'énergie simplifié sur le produit</i>	157
5.4.	<i>Bilan d'énergie simplifié sur le film</i>	159
5.5.	<i>Validation expérimentale du modèle simplifié.</i>	160
5.6.	<i>Utilisation du modèle simplifié pour le dimensionnement de la configuration étudiée</i>	161
5.7.	<i>Conclusion</i>	166





## 5.1. Introduction

La démarche que nous avons choisie d'emprunter afin d'aborder la problématique scientifique du présent travail de thèse est somme toute ce qu'il y a de plus classique : après une analyse succincte de l'état de l'art en matière de séchoirs solaires, nous avons développé une compréhension des phénomènes physiques entrant en jeu dans le séchage solaire d'un produit emballé par un film semi-transparent perméable à la vapeur d'eau ; dans ce but, une modélisation a tout d'abord été mise en œuvre, puis amendée en fonction de résultats expérimentaux obtenus à l'aide d'un système expérimental dédié, conçu et réalisé lors de ce travail de thèse.

L'objet de ce chapitre est de présenter la mise en œuvre de la connaissance acquise pour la description d'une utilisation potentielle de ce film : le séchage d'un produit noir étalé en extérieur et recouvert par ce film, celui-ci étant directement apposé sur le produit.

Notons ici que ce choix signifie déjà une restriction en terme d'utilisation potentielle de ce film. En effet, mener une recherche de concepts d'utilisations de tels types de film amènerait très fort probablement à définir par exemple des systèmes dans lesquelles le film ne recouvre pas le produit mais entrerait dans la composition du capteur solaire apportant l'énergie au produit ; on pourrait probablement imaginer des systèmes générateurs de froids basés sur l'utilisation de ce film...

Le choix retenu pour une utilisation directe des résultats issus de la démarche couplée de modélisation et d'expérimentation menée dans cette thèse repose sur deux raisons :

- (i) tout d'abord, une raison historique : la genèse de ce sujet de thèse repose sur demande de la part d'une société à l'origine du développement du film étudié et de sa commercialisation (Alyzee-Biotel). Cette société nous a alors indiqué que l'application principale de ce film était le séchage d'un produit épandu (boues de station d'épuration, boues industrielles, produits agricoles, ...) en extérieur par apposition directe du film sur ce produit.
- (ii) Même si cette société réfléchit actuellement à des systèmes où le film n'est pas apposé directement sur le produit (*cf. site web [www.osmofilm.com](http://www.osmofilm.com)*), le choix retenu pour l'étude menée dans ce chapitre est aussi opportuniste ; en effet, comme nous allons l'exposer ci-après, une telle configuration (film directement

apposé sur le produit) permet une simplification drastique du modèle mis en œuvre au chapitre 2 et ainsi une utilisation simple de la connaissance acquise dans ce travail de thèse en vue d'estimer le flux évaporatoire (en phase flux masse constant dans cette première approche) en fonction de l'ensoleillement.

## 5.2. Configuration étudiée et conséquence sur les transferts

Considérons donc un produit, se comportant comme un corps noir, étalé sur une grande surface au sol et recouvert du film polymérique étudié (cf. figure 5.1).

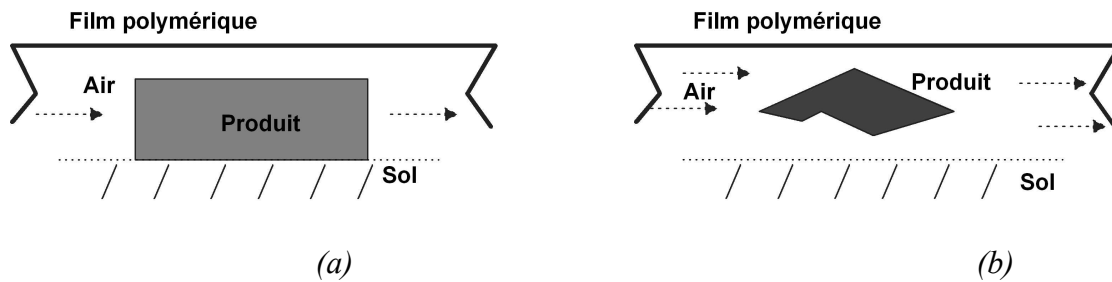


figure 5.1 : Représentation schématique de la configuration étudiée : (a) contact au sol ; (b) peu de contact au sol

Le film, directement apposé sur le produit, est à priori très proche de celui-ci ; on peut à priori penser qu'une valeur  $L=5mm$  est une majoration de la distance moyenne film-produit.

Ce film multiplie à priori les lignes de contact avec le produit et définit une multitude de cellules de dimensions transverses faibles en absolu mais néanmoins à priori d'un ordre de grandeur supérieur au moins à la distance film-produit : le nombre de Rayleigh critique est donc de l'ordre de 1800 (cf. tableaux 1.1 et 1.2 du paragraphe 1.2.1.2., chapitre 1).

Pour une telle valeur moyenne de la distance produit film  $L=5mm$ , le nombre de Rayleigh

$$(5.1) \quad Ra = \frac{g\beta(T_p - T_f)L^3}{\nu \cdot a}$$

s'approxime en considérant une température moyenne film-produit de l'ordre de 300K :

$$(5.2) \quad Ra \cong 14 \cdot (T_p - T_f)$$

Ainsi, pour une différence de température entre le produit et le film inférieure à 110K environ, le nombre de Rayleigh sera toujours inférieur au nombre de Rayleigh critique. Il est raisonnable de considérer que les échanges entre le produit et le film s'effectuent inconditionnellement par conduction au travers de l'air intérieur (à la condition  $T_p - T_f \leq 110K$  près, qu'il sera bon de vérifier à posteriori). On a donc (cf. chapitre 4, équation 4. 9) :

$$(5.3) \quad Nu = \frac{h_{\infty i} L}{\lambda_{\infty i}} = 1$$

soit,

$$(5.4) \quad h_{\infty i} = \frac{\lambda_{\infty i}}{L}$$

et

$$h_{m\infty i} = \frac{2\lambda_{\infty i}}{\rho_{\infty i} C p_{\infty i} L}$$

### 5.3. Bilan d'énergie simplifié sur le produit

En régime établi (rayonnement solaire constant et régime de séchage flux masse constant), le bilan d'énergie sur le produit s'écrit, dans le cas où il n'y a pas de condensation sur le produit (c.f. équation 2.34 du chapitre 2):

$$(5.5) \quad \varphi_p = \Delta H_v \cdot F_{mis}$$

où l'expression de la densité de puissance apportée au produit  $\varphi_p$  est exprimée au chapitre 2 (éq. 2.35) :

$$(5.6) \quad \begin{aligned} \varphi_p &= h_{\infty i} (T_f - T_p) + \varphi_{soleil-prod.} + \varphi_{\infty e-prod.} + \varphi_{f-prod} + \varphi_{p-p} - \varepsilon_{pIR} \sigma T_p^4 \\ &= h_{\infty i} (T_f - T_p) + \frac{\alpha_{pUV} \tau_{fUV} E}{1 - \rho_{pUV} \rho_{fUV}} + \alpha_{pIR} \tau_{fIR} \sigma T_{\infty e}^4 \left( \frac{1}{1 - \rho_{pIR} \rho_{fIR}} \right) \\ &\quad + \alpha_{pIR} \varepsilon_{fIR} \sigma T_f^4 \left( \frac{1}{1 - \rho_{pIR} \rho_{fIR}} \right) + \alpha_{pIR} \varepsilon_{pIR} \sigma T_p^4 \left( \frac{\rho_{fIR}}{1 - \rho_{pIR} \rho_{fIR}} \right) - \varepsilon_{pIR} \sigma T_p^4 \end{aligned}$$

c.a.d.

$$(5.7) \quad \begin{aligned} \varphi_p &= h_{\infty i} (T_f - T_p) + \alpha_{pUV} \frac{\tau_{fUV} E}{1 - \rho_{pUV} \rho_{fUV}} \\ &+ \alpha_{pIR} \left( \frac{1}{1 - \rho_{pIR} \rho_{fIR}} \right) \left[ \tau_{fIR} \sigma T_{\infty e}^4 + \alpha_{fIR} \sigma T_f^4 + \alpha_{pIR} \sigma T_p^4 \right] - \alpha_{pIR} \sigma T_p^4 \end{aligned}$$

où  $\varepsilon_{pIR} = \alpha_{pIR}$  et  $\varepsilon_{fIR} = \alpha_{fIR}$  (cf. *Annexe 2*) Remarquons que si le produit est un corps noir, l'expression précédente se simplifie comme suit :

$$(5.8) \quad \varphi_p = h_{\infty i} (T_f - T_p) + \tau_{fUV} E + \tau_{fIR} \sigma T_{\infty e}^4 + \alpha_{fIR} \sigma T_f^4$$

Nous avons vu au paragraphe 4.6 du chapitre 4 (*équation 4.24*), que le flux masse constant évaporé peut s'écrire, pour la configuration géométrique de la cellule expérimentale développée dans ce travail :

$$(5.9) \quad F_{mis} \approx \frac{I}{A_{cavité}} \rho_{\infty} \left[ \frac{I}{\frac{I}{h_{m\infty i} A_{cavité}} + \frac{I}{\frac{A_{diff}}{A_{cavité}} e_f}} \right] \cdot [C_{sat(T_p)} - C_{\infty e(T_{\infty e}, HR_{\infty e})}]$$

Ce flux masse constant s'écrit donc, dans la configuration géométrique considérée ici :

$$(5.10) \quad F_{mis} \approx \rho_{\infty} \left[ \frac{I}{\frac{I}{h_{m\infty i}} + e_f} \right] \cdot [C_{sat(T_p)} - C_{\infty e(T_{\infty e}, HR_{\infty e})}]$$

Les équations 5.1 à 5.10 permettent d'écrire un bilan d'énergie simplifié sur un produit noir, dans le cas de la configuration géométrique de la cellule expérimentale développée dans cette thèse :

$$(5.11) \quad \Delta H_v \cdot \frac{I}{A_{cavité}} \rho_{\infty} \left[ \frac{I}{\frac{2\lambda_{\infty i}}{\rho_{\infty i} C p_{\infty i} L} A_{cavité} + \frac{I}{\frac{A_{diff}}{A_{cavité}} e_f}} \right] \cdot [C_{sat(T_p)} - C_{\infty e(T_{\infty e}, HR_{\infty e})}]$$

$$= \left[ \frac{\lambda_{\infty i}}{L} (T_f - T_p) + \tau_{fUV} E + \tau_{fIR} \sigma T_{\infty e}^4 + \alpha_{fIR} \sigma T_f^4 \right]$$

où dans le cas de la configuration géométrique considérée pour l'application proposée dans ce chapitre 5

$$\begin{aligned}
 (5.12) \quad & \Delta H_v \cdot \rho_\infty \left[ \frac{I}{\frac{I}{h_{m\infty i}} + e_f} \right] \cdot [C_{sat(T_p)} - C_{\infty e(T_{\infty e})}] \\
 & = \left[ \frac{\lambda_{\infty i}}{L} (T_f - T_p) + \tau_{fUV} E + \tau_{fIR} \sigma T_{\infty e}^4 + \alpha_{fIR} \sigma T_f^4 \right]
 \end{aligned}$$

Les équations 5.11 et 5.12 précédentes font apparaître un coefficient ; sa valeur est comprise entre 0 et 1; il représente la proportion de l'énergie captée par le produit servant aux transferts 1D « en direction du film » (1- est la proportion de l'énergie captée par le produit s'évacuant soit radialement, soit par le dessous du produit). En effet, les bilans établis au chapitre 2 et utilisés au début de ce chapitre 5 sont basés sur une hypothèse de transferts 1D.

Dans le cadre de la configuration géométrique étudiée ici (produit noir étalé sur un grande surface au sol et recouvert du film polymérique), cette hypothèse 1D est à priori raisonnable pour les transferts au travers du film polymère car celui-ci a une épaisseur très faible comparée à ses dimensions transverses. Par contre, si le rapport dimensions transverses / épaisseur du produit permet de négliger les transferts radiaux dans le produit, les pertes par le dessous (contact avec le support) sont elle à prendre en compte ; telle est la raison de la présence d'un coefficient dans l'équation 5.12.

Dans le cadre de la configuration géométrique expérimentale (cellule de mesure développée dans ce travail), cette hypothèse 1D, si elle reste raisonnable pour le film dont les dimensions transverses sont de 3 fois l'ordre de grandeur de son épaisseur, elle est inappropriée à la description des transferts du produit vers son environnement : en effet, ce produit a une épaisseur et des dimensions transverses du même ordre de grandeur ; la prise en compte des transferts radiaux dans le produit et des transferts par le dessous de ce produit est donc nécessaire; telle est la raison de la présence d'un coefficient dans l'équation 5.11.

#### 5.4. Bilan d'énergie simplifié sur le film

En régime établi (rayonnement solaire constant et régime de séchage flux masse constant), le bilan d'énergie sur le film s'écrit approximativement (cf. equation 4.5, paragraphe 4.3) :

$$(5.13) \quad h_{\infty i}^* (T_p - T_f) + h_{\infty e}^* (T_{\infty e} - T_f) + \alpha_{fUV} E = 0$$

où :  $h_{\infty i}^* = h_{\infty i} + 4\alpha_{fIR} \sigma T_{m(p-f)}^3$  et  $h_{\infty e}^* = h_{\infty e} + 4\alpha_{fIR} \sigma T_{m(\infty e-f)}^3$

Comme l'on constate dans le *tableau 5.1* que les termes  $4\alpha_{fIR} \sigma T_{m(p-f)}^3$  et  $4\alpha_{fIR} \sigma T_{m(\infty e-f)}^3$  sont négligeables par rapport aux coefficients d'échanges par convection  $h_{\infty i}$  et  $h_{\infty e}$ .

$E(W/m^2)$	$T_{m(p-f)}(K)$	$T_{m(\infty e-f)}(K)$	$h_{\infty i}$ ( $W/m^2K$ )	$h_{\infty e}$ ( $W/m^2K$ )	$4\alpha_{fIR} \sigma T_{m(p-f)}^3$ ( $W/m^2K$ )	$4\alpha_{fIR} \sigma T_{m(\infty e-f)}^3$ ( $W/m^2K$ )
200	25,4	23,15	2,9	7	0,6	0,59
680	30,95	25,95	2,2	8	0,64	0,61
1200	36,6	28,8	1,8	8,7	0,67	0,63

*Tableau 5.1: Proportion des termes de l'équation 5.13 (expériences à eau)*

Donc, en prenant en compte les conséquences de la configuration étudiée sur le coefficient de convection entre le produit et le film ( $h_{\infty i} = \frac{\lambda_{\infty i}}{L}$ ), l'équation 5.13 peut être raisonnablement remplacée par :

$$(5.14) \quad \frac{\lambda_{\infty i}}{L} (T_p - T_f) + h_{\infty e} (T_{\infty e} - T_f) + \alpha_{fUV} E = 0$$

Cette équation 5.14, valable pour la configuration étudiée dans ce paragraphe, l'est aussi exactement pour la configuration correspondant à la cellule expérimentale développée dans cette thèse, pour 5 des 7 expériences réalisées (celles sur de l'eau, et celles sur le coton noir à  $200W/m^2$  et  $350 W/m^2$ ) ; en effet, pour ces densités de puissance le nombre de Nusselt d'échange entre le produit et le film est égal à 1, c.a.d. qu'il y a conduction dans l'air intérieur (*cf. chapitre 4*).

Cette équation 5.14 est aussi approximativement valable pour la configuration correspondant à la cellule expérimentale développée dans cette thèse, pour les 2 expériences restantes (celles sur le coton noir à  $680W/m^2$  et  $1200 W/m^2$ ) pour lesquelles il y a convection laminaire de l'air intérieur ; en effet, nous avons pu constater numériquement que le terme  $[\lambda_{\infty i} / L] \cdot (T_p - T_f)$  est faible comparé aux autres, que ce soit dans l'équation 5.14 (bilan d'énergie sur le film) ou dans l'équation 5.11 (bilan d'énergie sur le produit).

### 5.5. Validation expérimentale du modèle simplifié.

Ce système d'équations 5.12 et 5.14, associé aux résultats expérimentaux présentés au chapitre 4, permet, pour chacune des 7 expériences réalisées, d'identifier une valeur du coefficient  $\overline{\alpha}$ .

Le tableau 5.2 ci-dessous présente ces valeurs de  $\overline{\alpha}$  obtenues et leur moyenne.

①	②	③	④	⑤	⑥	⑦	$\overline{\alpha}$
0.11	0.12	0.15	0.15	0.13	0.13	0.12	0.13

Tableau 5.2: Proportion  $\overline{\alpha}$  de l'énergie captée par le produit servant au transfert. Valeurs identifiées pour les expériences réalisées sur de l'eau (① : 200 Wm<sup>-2</sup>, ② : 680 Wm<sup>-2</sup>, ③ : 1200 Wm<sup>-2</sup>) et sur du coton hydrophile noir (④ : 200 Wm<sup>-2</sup>, ⑤ : 350 Wm<sup>-2</sup>, ⑥ : 680 Wm<sup>-2</sup>, ⑦ : 1200 Wm<sup>-2</sup>) et valeur moyenne  $\overline{\alpha}$ .

Le niveau peu élevé de cette valeur moyenne ( $\overline{\alpha} = 0,13$ ) suggère que les niveaux de vitesse de transferts de masse et de chaleur observés à l'aide du système expérimental développé dans ce travail peuvent a priori dans certains cas, être inférieurs aux niveaux réels observables dans la configuration étudiée dans ce paragraphe (corps noir étendu et recouvert du film).

Par exemple, pour un produit agricole très peu compacté (herbe à foin fraîchement fauchée par exemple) et étalé à même le champ où il a été produit, cette proportion  $\overline{\alpha}$  peut a priori s'approcher de la valeur  $\overline{\alpha} = 0,5$  ; en effet, en présence d'une évaporation très lente, les résistances aux transferts thermiques produit-sol et produit-air extérieur sont principalement dues à la présence d'air tout autour de celui-ci, celui-ci étant présent tout autour du produit.

Par contre, pour l'épandage d'une boue industrielle en extérieur, les transferts de chaleur (conductifs) entre le produit étalé et le sol excèdent a priori les transferts entre le produit et l'air extérieur via l'air intérieur et le film ( $\overline{\alpha} \leq 0,5$ ).

### 5.6. Utilisation du modèle simplifié pour le dimensionnement de la configuration étudiée

Les équations 5.12 et 5.14 précédentes sont des équations simplifiées qui modélisent les transferts produit-film-environnement pour la configuration géométrique



considérée dans ce chapitre. Elles permettent, sous réserve de connaître les valeurs de la proportion de l'énergie captée par le produit servant aux transferts 1D, la valeur du coefficient de convection de l'air extérieur sur le film  $h_{\infty e}$  et la valeur de la distance produit-film  $L$ , d'estimer les valeurs de la température du produit  $T_p$ , de la température du film  $T_f$  et du flux masse constant (cf. équation 5.10)

En effet, l'équation 5.14 peut s'écrire sous la forme :

$$(5.15) \quad T_p = T_f - \frac{h_{\infty e}(T_{\infty e} - T_f) + \alpha_{fUV}E}{\lambda_{\infty i}} L$$

l'introduction de cette expression de la température du produit  $T_p$  (équation 5.15) dans l'équation 5.12 amène à une équation dont la seule inconnue est la température du film  $T_f$  :

$$(5.16) \quad \Delta H_v \cdot \rho_{\infty} \left[ \frac{1}{\frac{1}{h_{m\infty i}} + e_f} \right] \cdot \left[ C_{sat} \left( T_f - \frac{h_{\infty e}(T_{\infty e} - T_f) + \alpha_{fUV}E}{\lambda_{\infty i}} \right) - C_{\infty e}(T_{\infty e}, HR_{\infty e}) \right]$$

$$= \left[ \frac{\lambda_{\infty i}}{L} \left( T_f - \left[ T_f - \frac{h_{\infty e}(T_{\infty e} - T_f) + \alpha_{fUV}E}{\lambda_{\infty i}} \right] \right) + \tau_{fUV}E + \tau_{fIR}\sigma T_{\infty e}^4 + \alpha_{fIR}\sigma T_f^4 \right]$$

L'équation 5.16 est résolue sous le solveur d'excel par dichotomie. La valeur de  $T_f$  obtenue est ensuite reportée dans l'équation 5.15 afin d'obtenir la valeur de  $T_p$ . Les valeurs de ces 2 températures sont enfin reportées dans l'équation 5.10 afin d'obtenir la valeur du flux masse constant  $F_{mis}$ .

Nous choisissons ici d'effectuer une première exploitation du modèle simplifié présenté dans les équations pour trois valeurs de la proportion de l'énergie captée par le produit servant aux transferts 1D « en direction du film » :  $\alpha_{fUV} = 0,2 ; 0,5 ; 1$ . huit valeurs de la densité de puissance incidente sont considérées :  $E = 50, 100, 150, 200, 400, 680, 900, 1200 \text{ W} / \text{m}^2$ . Trois valeurs du coefficient de convection de l'air extérieur sur le film sont considérées :  $h_{\infty e} = 2, 10, 50 \text{ W} / (\text{m}^2 \cdot \text{K})$ . La valeur pour la distance produit film retenue est  $L = 5 \text{ mm}$ . Les caractéristiques du film en terme de rayonnement retenues sont présentées dans le tableau 5.3 ; seule la valeur du coefficient d'absorption IR du film est présumée; les autres ont soit été mesurées ( $\tau_{fUV}, \tau_{fIR}$ ), soit estimée au chapitre 4 ( $\alpha_{fUV}$ ). Selon les conditions envisagées pour chaque

simulation effectuée, la valeur du coefficient de transport de la vapeur au travers du film est choisie comme suit :

$$(5.17) \quad \begin{cases} \text{si } \cdot E \leq 0,13 \cdot 350 \text{ W / m}^2 \text{ alors} & = 7 \cdot 10^{-9} \text{ m}^2 \text{ s}^{-1} \\ \text{si } \cdot E \geq 0,13 \cdot 350 \text{ W / m}^2 \text{ alors} & = 3 \cdot 10^{-9} \text{ m}^2 \text{ s}^{-1} \end{cases}$$

Ce choix de coefficient de transport est guidé par les résultats présentés dans le paragraphe 4.6. Nous avons en effet montré, en fin de ce paragraphe, que pour les expériences réalisées sur un produit noir, la densité de puissance (éclairage)  $E = 350 \text{ W / m}^2$  correspond à une transition en terme de condensation sur la face interne du film : pour des densités de puissance plus faibles, il n’y a pas condensation, et pour des densités de puissance plus fortes cette condensation est avérée. Nous avons de plus montré que pour notre système expérimental la valeur moyenne de la proportion de l’énergie captée par le produit servant aux transferts 1D « en direction du film » est  $\overline{\phantom{x}} = 0,13$ . Ainsi «  $0,13 \cdot 350 \text{ W / m}^2$  » est une valeur de transition en terme de densité de puissance utile aux transferts entre le produit et l’air intérieur entre 2 régimes : le régime de transfert sans condensation sur la face interne du film et le régime de transfert avec condensation sur la face interne du film.

Nous présentons les résultats obtenus pour cette première exploitation du modèle dans le *tableau 5.4*. Rappelons que pour un produit étalé à même le sol, selon que ce produit est isolé thermiquement de celui-ci (par une couche d’air ou tout autre isolant) ou pas, la valeur du coefficient est soit proche de 0,5, soit plus faible (de l’ordre de la valeur identifiée sur le système expérimental développé dans ce travail de thèse).

$T_{\infty}$ (°C)	$L(m)$	$\tau_{UV}$	$\tau_{IR}$	$\alpha_{UV}$	$\alpha_{IR}$
20	0,005	0,46	0,57	0,1	0,1

*tableau 5.3 : Données géométriques et de comportement du film vis à vis du rayonnement solaire utilisées pour la résolution des équations 5.15 et 5.16*

		P <sub>1D</sub>											
		0,1			0,2			0,5			1		
		$h_{\infty} (Wm^{-2}K^{-1})$			$h_{\infty} (Wm^{-2}K^{-1})$			$h_{\infty} (Wm^{-2}K^{-1})$			$h_{\infty} (Wm^{-2}K^{-1})$		
$\varphi (Wm^{-2})$		2	10	50	2	10	50	2	10	50	2	10	50
50	$F_{mis}$	$1,19 \cdot 10^{-5}$	$1,05 \cdot 10^{-5}$	$0,973 \cdot 10^{-5}$	$2,30 \cdot 10^{-5}$	$1,86 \cdot 10^{-5}$	$1,65 \cdot 10^{-5}$	$5,44 \cdot 10^{-5}$	$3,41 \cdot 10^{-5}$	$2,41 \cdot 10^{-5}$	$9,91 \cdot 10^{-5}$	$4,95 \cdot 10^{-5}$	$3,21 \cdot 10^{-5}$
	$T_p$	37,77	35,93	34,81	48,5	44,95	42,98	64,42	59,49	49,19	93,59	79,21	70,37
	$T_f$	33,41	25,63	21,44	41,1	28,65	22,18	52,44	35,12	23,85	73,28	40,07	24,67
100	$F_{mis}$	$1,29 \cdot 10^{-5}$	$1,13 \cdot 10^{-5}$	$1,05 \cdot 10^{-5}$	$2,50 \cdot 10^{-5}$	$2,02 \cdot 10^{-5}$	$1,79 \cdot 10^{-5}$	$5,69 \cdot 10^{-5}$	$3,45 \cdot 10^{-5}$	$2,54 \cdot 10^{-5}$	$1,10 \cdot 10^{-4}$	$5,64 \cdot 10^{-5}$	$3,66 \cdot 10^{-5}$
	$T_p$	39,04	37,08	35,91	49,9	46,35	44,29	82,06	71,84	65,62	95,66	81,9	73
	$T_f$	35,03	26,36	21,628	42,85	29,45	22,39	65,76	37,94	24,33	75,47	41,3	25
150	$F_{mis}$	$1,40 \cdot 10^{-5}$	$1,22 \cdot 10^{-5}$	$1,23 \cdot 10^{-5}$	$2,71 \cdot 10^{-5}$	$2,20 \cdot 10^{-5}$	$1,94 \cdot 10^{-5}$	$6,22 \cdot 10^{-5}$	$3,84 \cdot 10^{-5}$	$2,81 \cdot 10^{-5}$	$1,20 \cdot 10^{-4}$	$6,34 \cdot 10^{-5}$	$4,17 \cdot 10^{-5}$
	$T_p$	40,31	38,15	36,97	51,44	47,75	45,6	83,92	74	67,71	97,54	84,33	75,65
	$T_f$	36,65	27,05	21,815	44,6	30,25	22,6	67,8	39	24,61	77,53	42,44	25,33
200	$F_{mis}$	$1,51 \cdot 10^{-5}$	$1,31 \cdot 10^{-5}$	$1,21 \cdot 10^{-5}$	$2,96 \cdot 10^{-5}$	$2,36 \cdot 10^{-5}$	$2,08 \cdot 10^{-5}$	$6,74 \cdot 10^{-5}$	$4,21 \cdot 10^{-5}$	$3,10 \cdot 10^{-5}$	$1,31 \cdot 10^{-4}$	$7,07 \cdot 10^{-5}$	$4,68 \cdot 10^{-5}$
	$T_p$	41,48	39,25	38,00	53	49	46,8	85,6	75,85	69,7	99,00	86,60	78,04
	$T_f$	38,20	27,75	22,00	46,4	31	22,8	69,7	39,95	24,90	79,50	43,53	25,64
400	$F_{mis}$	$1,93 \cdot 10^{-5}$	$1,67 \cdot 10^{-5}$	$1,52 \cdot 10^{-5}$	$3,67 \cdot 10^{-5}$	$2,72 \cdot 10^{-5}$	$2,24 \cdot 10^{-5}$	$8,89 \cdot 10^{-5}$	$5,82 \cdot 10^{-5}$	$4,38 \cdot 10^{-5}$	$1,74 \cdot 10^{-4}$	$1,02 \cdot 10^{-4}$	$7 \cdot 10^{-5}$
	$T_p$	45,53	43,14	41,65	73,08	67,11	63,32	91,34	82,56	76,68	104,89	94,17	86,37
	$T_f$	43,95	30,38	22,69	63,6	38,37	24,67	76,67	43,52	25,88	86,35	47,39	26,76
680	$F_{mis}$	$2,48 \cdot 10^{-5}$	$2,01 \cdot 10^{-5}$	$1,75 \cdot 10^{-5}$	$4,85 \cdot 10^{-5}$	$3,74 \cdot 10^{-5}$	$3,12 \cdot 10^{-5}$	$1,19 \cdot 10^{-4}$	$8,25 \cdot 10^{-5}$	$6,73 \cdot 10^{-5}$	$2,35 \cdot 10^{-4}$	$1,50 \cdot 10^{-4}$	$1,08 \cdot 10^{-4}$
	$T_p$	65,27	61,15	58,57	78,6	73,3	69,6	97	89,7	84,3	110,56	101,80	95,17
	$T_f$	62,05	38,75	24,74	71,6	42,3	25,8	85	47,8	27,1	94,40	51,80	28,07
900	$F_{mis}$	$2,96 \cdot 10^{-5}$	$2,41 \cdot 10^{-10}$	$2,10 \cdot 10^{-10}$	$5,84 \cdot 10^{-5}$	$4,5 \cdot 10^{-5}$	$3,79 \cdot 10^{-5}$	$1,43 \cdot 10^{-4}$	$1,02 \cdot 10^{-4}$	$8,03 \cdot 10^{-5}$	$2,83 \cdot 10^{-4}$	$1,88 \cdot 10^{-4}$	$1,4 \cdot 10^{-4}$
	$T_p$	68,74	64,70	62,06	82,6	77,23	73,73	101	94,15	89,23	113,9	106,43	100,6
	$T_f$	67,67	40,90	25,46	77,57	45,08	26,52	90,75	50,72	27,93	99,93	54,81	28,96
1200	$F_{mis}$	$3,61 \cdot 10^{-5}$	$2,97 \cdot 10^{-5}$	$2,61 \cdot 10^{-5}$	$7,16 \cdot 10^{-5}$	$5,62 \cdot 10^{-5}$	$4,79 \cdot 10^{-5}$	$1,76 \cdot 10^{-4}$	$1,29 \cdot 10^{-4}$	$1,04 \cdot 10^{-4}$	$3,50 \cdot 10^{-4}$	$2,34 \cdot 10^{-4}$	$1,87 \cdot 10^{-4}$
	$T_p$	72,75	68,81	66,24	86,9	82	78,5	105	99	94,7	117,4	111,2	106,3
	$T_f$	74,82	44,27	26,39	84,9	49	27,5	98	54	28,9	106,7	58,4	30,03

tableau 5.4 : Solution des équations 5.15 à 517 : le flux masse constant est en  $kg \cdot m^{-2} \cdot s^{-1}$ , les températures sont en  $^{\circ}C$ .



- (iii) re-résolution du problème de thermique pur sans changement de phase auquel on ajoute un terme de chaleur latente lié au flux-masse déterminé à la phase (ii) ; détermination d'une nouvelle valeur de ,
- (iv) etc....

Le coefficient de convection de l'air extérieur  $h_{\infty e}$  peut être estimé par l'utilisation d'une corrélation adaptée à chaque situation ; le séchage s'effectuant en extérieur, cette corrélation sera fréquemment une corrélation de convection forcée ; elle reliera ce coefficient de convection  $h_{\infty e}$  à une vitesse du vent au niveau du produit étalé recouvert du film.

## 5.7. Conclusion

Nous avons pu montrer dans ce chapitre qu'un modèle simplifié stationnaire du modèle instationnaire proposé au chapitre 2 était suffisant pour dimensionner un cas réel (produit étalé sur un support et recouvert du film). Ce cas réel a été choisi car il correspondait à une distance produit-film faible et permettait une écriture très simple (conduction) des transferts entre le produit et le film. Moyennant l'utilisation d'une corrélation de convection naturelle adaptée, ce modèle peut être aisément généralisé à une distance produit-film quelconque. Il peut donc être utilisé pour le dimensionnement de tout séchoir (à concevoir) reposant sur l'utilisation de ce film.

Les perspectives de la modélisation simplifiée présentée dans ce chapitre repose sur la mise en œuvre d'un logiciel convivial associant un questionnaire permettant une estimation de la proportion et du coefficient de convection de l'air extérieur  $h_{\infty e}$  à la résolution de ce modèle simplifié généralisé. Il permettra à terme de faciliter le dimensionnement de systèmes existants et sera de plus un outil d'aide pour la conception et le dimensionnement de systèmes innovants.

## **Conclusions et perspectives**



L'objet de cette thèse était d'aborder la problématique du séchage solaire d'un produit emballé dans un film polymère laissant passer les molécules d'eau par sorption-désorption.

Dans ce cadre, à titre introductif, un bref descriptif des principes de séchoirs solaires classiques actuels a été présenté dans le chapitre 1 ; il en ressort que ces séchoirs possèdent tous une entrée d'air frais et une sortie d'air chargé et que l'un des avantages du film considéré dans cette thèse est qu'il permet d'envisager la conception à terme de séchoirs « étanches » (sans entrée ni sortie d'air). Ce film permet d'autre part d'envisager un séchage solaire.

Une approche de modélisation a été proposée au chapitre 2 ; celle-ci est basée sur l'écriture de bilan thermique à l'échelle du procédé (la description fine des transferts internes au produit et au film n'a pas été menée). Elle a permis de mettre en avant les phénomènes de transferts mis en jeu et les couplages entre eux ; elle a aidé à appréhender les besoins en terme de données (expérimentales et bibliographiques) nécessaires pour l'utilisation de ce modèle. Ces données bibliographiques ont été présentées de façon détaillée à la fin de ce chapitre, ainsi que les données issues d'expériences de caractérisation réalisées au laboratoire. Un code numérique (non présenté dans cette thèse) a été mis en œuvre sur la base du modèle développé.

La définition d'un système expérimental, basée sur les besoins mis en avant au chapitre 2, a ensuite été menée. Le système expérimental qui en est ressorti est basé sur l'utilisation d'un simulateur solaire couplé à une cellule de mesure adaptée conçue et réalisée à l'occasion de cette thèse (chapitre 3).

Une campagne expérimentale a été menée en 2 étapes (chapitre 4) : tout d'abord de l'eau (corps gris) emballée puis un corps noir hydrophile ont été séchés. L'analyse des résultats expérimentaux bruts obtenus pour de l'eau a permis de valider le modèle convectif de transport de chaleur entre le produit et le film, le modèle convectif (utilisant l'analogie de Lewis) de transport de masse entre le produit et le film, le modèle de transport (diffusif) de masse au travers du film. L'analyse des résultats expérimentaux bruts obtenus pour le corps noir hydrophile a permis d'une part d'appréhender les circonstances de l'apparition de rosée sur la face interne du film et d'autre part d'en mesurer les conséquences en terme de transport au travers du film et en terme de comportements du produit emballé en phase de ralentissement de son séchage.



A la suite de cette démarche de compréhension et de modélisation des phénomènes mis en jeu lors du séchage solaire d'un produit emballé par ce film polymère, un cas d'étude simple et utile a été sélectionné afin d'illustrer l'utilité, en terme de dimensionnement d'un système de séchage solaire utilisant ce film, de la connaissance acquise : il s'agit du séchage solaire d'un produit étalé sur un support –sol ou réceptacle autre- sur lequel est apposé le film. Ce cas d'étude a permis de montrer l'aptitude d'un modèle simplifié à décrire le séchage solaire de ce produit recouvert du film, moyennant une estimation préalable de la quantité d'énergie évacuée par le support.

Les perspectives de ce travail sont de 2 ordres :

- (i) une démarche de généralisation du modèle simplifié à des géométries du couple produit-film autre que celle abordée au chapitre 5 (par exemple, une généralisation à une distance produit film quelconque ;
- (ii) une démarche de recherche de concepts d'utilisation de ce film. Celle-ci a pour but de définir des systèmes (de séchage, de production de chaleur ou de froid, ou autre) fiables. Elle débouchera à terme sur l'utilisation du modèle simplifié généralisé pour le dimensionnement de ces systèmes. Ces systèmes, ou tout au moins des versions de ces systèmes adaptées à l'utilisation d'un simulateur solaire, seront testés au laboratoire *TREFLE* ; ils pourront aussi être testés à l'échelle 1 à l'Université de Panama (Panama).

Ces travaux seront continués sous la forme d'une collaboration entre l'ENSAM (laboratoire TREFLE) et l'Université de Panama où je reprendrai mon activité d'enseignant chercheur à compter du 1<sup>er</sup> février 2006.

## Bibliographie

Abu-Hamdeh Nidal H., 2003. **Simulation study of solar air heater.** *Solar Energy* Vol. 74, pp. 309-317.

Aihara T., Yamada Y., Endo S., 1972. **Free convection along the downward-facing surface of a heated horizontal plate.** *International Journal Heat Mass Transfer*, Vol. 15, pp. 2535-2549.

Anglade A., Brunet P., Varagnat F., 1983. **Pratique du séchage solaire à Koumbidia (Senegal).** *Journées Internationales de Bordeaux : "Séchage solaire et développement rural"*. Organisées par la cellule Energies renouvelables (GRET-GERES), Groupe de Travail TAA-GERDAT, Laboratoire Energétique et Phénomènes de Transfert LEPT-ENSAM, du 18-20 mai 1983, pp. 207-221.

Aung W., 1972. **Fully developed laminar free convection between vertical plates heated asymmetrically.** *International Journal Heat Mass Transfer*, Vol. 15, pp. 1577-1580.

Bahnasawy A. H., Shenana M.E., 2003. **A mathematical model of direct sun and solar drying of some fermented dairy products (Kishk).** *Journal of Food Engineering*.

Bala B. K., Woods J. L., 1995. Optimization of natural-convection, solar drying systems. *Energy* Vol. 20, N°4, pp. 285-294.

Ben Fathallah Brahim, Ben Mustapha Chokri, Jarray Mongi, 1986. **Etude et réalisation d'un séchoir solaire.** *Mémoire Technique. Ecole Normale Supérieure de l'enseignement technique à Tunis.* Université de Tunis. Dirigé par ABACHI Hamadi et ALLANI Yassine.

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

Bernard J., 2004. Génie Energétique. **Energie solaire : calculs et optimisation.** *TECHNOSUP.* Ellipses Edition Marketing S. A. 252 pages.

Buell J. C., 1981. **The effect of rotation and wall conductance on the stability of a fully enclosed fluid heated from below,** M.Sc.E. Thesis, University of California, Los Angeles, School of Engineering and Applied Science. *Cité par ROHSENOW W. M. et al. 1985.*

Cane R. L. D., Hollands K. G. T., Raithby G. D., Unny T. E., 1977. **Free convection heat transfer across inclined honeycomb panels.** *Journal of Heat Transfer. Journal Heat Transfer*, Vol. 99, N°1, pp. 86-91.

Catton I., Edwards D. K., 1967. **Effect of side walls on natural convection between horizontal plates heated from below.** *Journal Heat Transfer*, Vol. 89, pp. 295-299.

Catton Ivan, 1970. **Convection in a closed rectangular region: The onset of motion.** *Journal Heat Transfer*; Vol. N°92, pp. 186-187.

Catton Ivan, 1972. The effect of insulating vertical walls on the onset of motion in a fluid heated from below. *International Journal Heat Mass Transfer*; Vol. 15, pp. 665-672.

- Chauhan P. M., Choudhury C., Garg H. P., 1996. **Comparative performance of coriander dryer coupled to solar air heater and solar air-heater-cum-rockbed storage.** *Applied Thermal Engineering* Vol. 16, N°6, pp. 475-486.
- Choudhury C., Chauhan P. M., Garg H. P., 1995. **Performance and cost analysis of two-pass solar air heater.** *Heat Recovery Systems & CHP* Vol. 15, N°8, pp. 775-773.
- Chu T.Y., Goldstein R. J., 1973. **Turbulent convection in a horizontal layer of water.** *Journal Fluid Mechanical* Vol. 60, part 1, pp. 141-159.
- Churchill S. W., Chu H. H. S., 1975. **Correlating equations laminar and turbulent free convection from a horizontal cylinder.** *International Journal Heat Mass Transfer*; Vol. 18, pp. 1049-1053.
- Condorí Miguel ; Saravia Luis, 1998. **The performance of forced convection greenhouse driers.** *Renewable Energy*, Vol. 13, N°4, pp. 453-469.
- Couture F., 1995. **Modélisation fine d'un problème de séchage.** Développements d'outils adaptés. *Thèse de l'Université Bordeaux I.*
- Daguenet M., 1985. **Les séchoirs solaires. Théorie et pratique.** Publié en 1985 par l'organisation des Nations Unies pour l'éducation, la science et la culture. *UNESCO.*
- Davis S. H., 1967. **Convection in a box: linear theory.** RAND Report N° RM-5251-PR, The RAND Corp., June 1967. *Cité par Catton I., 1970.*
- De Vahl Davis G., 1968. **Laminar natural convection in an enclosed rectangular cavity.** *International Journal Heat Mass Transfer*; Vol. N°11, pp. 1675-1693.
- Dessus B., Pharabod F., 2002. **Que sais-je ? L'énergie solaire.** 2<sup>e</sup> édition mise à jour. *Presses Universitaires de France* : puf. 128 pages.
- De Vore J. B., Denny G. S., Harper T. S., 1999. **A commercially viable solar wood drying kiln system.** *Drying Technology* Vol. 17, 1 & 2, pp. 271-283.
- Duffie John A., Beckman William A., 1974. **Solar Energy Thermal Processes.** *John Wiley & Sons, Inc., New York.*
- Duran M., 1983. **Séchage solaire et développement rural au Pérou.** *Journées Internationales de Bordeaux* : "Séchage solaire et développement rural". Organisées par la cellule Energies renouvelables (GRET-GERES), Groupe de Travail TAA-GERDAT, Laboratoire Energétique et Phénomènes de Transfert LEPT-ENSAM, du 18-20 Mai, 1983, pp. 223-235.
- Eissen W., Mühlbauer W., 1983. **Development of low-cost solar grape dryers.** *Journées Internationales de Bordeaux* : "Séchage solaire et développement rural". Organisées par la cellule Energies renouvelables (GRET-GERES), Groupe de Travail TAA-GERDAT, Laboratoire Energétique et Phénomènes de Transfert LEPT-ENSAM, du 18-20 mai 1983, pp. 263-273.
- Ekechukwu O. V., Norton B., 1999. **Review of solar energy drying systems II: an overview of solar drying technology.** *Energy Conversion & Management* Vol. 40, pp. 615-655.

- Fand R. M., Morris E. W., Lum M., 1977. **Natural convection heat transfer from horizontal cylinders to air, water and silicone oils for Rayleigh numbers between  $3 \times 10^2$  and  $2 \times 10^7$ .** *International Journal Heat Mass Transfer*, Vol. 20, pp. 1173-1184.
- Fujii Tetsu, Fujii Motoo, 1976. **The dependence of local Nusselt number on Prandtl number in the case of free convection along a vertical surface with uniform heat flux.** *International Journal Heat Mass Transfer*, Vol. 19, pp. 121-122.
- Fujii T., Imura H., 1972. **Natural convection heat transfer from a plate with arbitrary inclination.** *International Journal Heat Mass Transfer*, Vol. 15, pp. 755-767.
- Goldstein R. J., Chu T. Y., 1969. **Thermal convection in a horizontal layer of air.** *Prog. Heat Mass Transfer* Vol. 2, pp. 55-75.
- Goldstein R. J., Sparrow E. M., Jones D. C., 1973. **Natural convection mass transfer adjacent to horizontal plates.** *International Journal Heat Mass Transfer*, Vol. 16, pp. 1025-1035.
- Goldstein R. J., Tokuda S., 1980. **Heat transfer by thermal convection at high Rayleigh numbers.** *International Journal Heat Mass Transfer*, Vol. 23, pp. 738-740.
- Gosse J., 1981. **Guide Technique de Thermique.** *Dunod.*
- Gough D. O., Spregel E. A., Toomre J., 1975. **Modal equations for cellular convection.** *Journal Fluid Mech.*, Vol. 68, Pt. 4, pp. 695-719.
- Goyal R. K., Tiwari G. N., 1997. **Parametric study of a reverse flat plate absorber cabinet dryer: a new concept.** *Solar Energy* Vol. 60, N°1, pp. 41-48.
- Goyeneche Martine, 2001. **Etude du transport d'humidité par écoulement de film lors du séchage d'un milieu capillaro-poreux.** *Thèse de l'Université Bordeaux I.*
- Hassan Kamal-Eldin, Mohamed Salah A., 1970. **Natural convection from isothermal flat surfaces.** *International Journal Heat Mass Transfer*, Vol. 13, pp. 1873-1886.
- Hollands K. G. T., 1973. **Natural convection in horizontal thin-walled honeycomb panels.** *Journal of Heat Transfert*, Vol. 95, N°4, pp. 639-444.
- Hollands K. G. T., Raithby G. D., Konicek L., 1975. **Correlation equations for free convection heat transfer in horizontal layers of air and water.** *International Journal Heat Mass Transfer*, Vol. 18, pp. 879-884.
- Incropera Frank P., Dewitt David P., 1996. **Introduction to heat Transfer.** *John Wiley & Sons, Inc.* Third Edition.
- Jakob M., 1949. **Heat Transfer, New York.** *John Wiley & Sons, Inc.*
- Jayarama K. S., Das Gupta D. K., 1992. **Dehydration of fruits and vegetables. Recent developments in principles and techniques.** *Drying Technology*, Vol. 10, N°1, pp. 1.
- Jomaa W., 1991. **Séchage de matériaux fortement déformables.** Prise en compte de la vitesse de retrait, *Thèse de l'Université de Bordeaux I.*

- Kalogirou Soteris A., 2004. **Solar thermal collectors and applications**. *Progress in energy and combustion science*. Vol. 30, pp. 231-295.
- Kuehn T. H., Goldstein R. J., 1980. **Numerical solution to the Navier-Stokes equations for laminar natural convection about a horizontal isothermal circular cylinder**. *International Journal Heat Mass Transfer*, Vol. 23, pp. 971-979.
- Lara Miguel Angel, 1981. **Identification des processus de séchage et énergie solaire**. Produit agro-alimentaires. *Thèse (mention sciences) de l'Université de Bordeaux I*.
- Lloyd J. R., Sparrow E. M., Eckert E. R. G., 1972. **Laminar, transition and turbulent natural convection adjacent to inclined and vertical surfaces**. *International Journal Heat Mass Transfer*, Vol. 15, pp. 457-473.
- Lloyd J. R., Moran W. R., 1974. **Natural convection adjacent to horizontal surface of various planforms**. *Journal Heat Transfer*, Vol. 96, pp. 443-447.
- Mujumdar Arun S. (Ed.), 1987. **Handbook of industrial drying**. *McGill University. Montreal, Quebec, Canada*. 948 pages.
- Nadeau J. -P.; Puiggali J. R., 1995. **Séchage, des processus physiques aux procédés industriels**. *Lavoisier TEC&DOC*.
- Oosthuizen P. H., 1986. **A numerical study of the performance of natural convection solar rice dryers**. *International Symposium Drying* Vol. 2, pp. 670-677.
- Oriel Corporation, 1993. **Solar Simulation**. *Solar simulator product guide*.
- Özdemir M.; Devres Y. O. ; 1999. **The thin layer drying characteristics of hazelnuts during roasting**. *Journal of Food Engineering*; Vol. 42, pp. 225-233.
- Özisik M. Necati, 1973. **Radiative Transfer and Interactions with Conduction and Convection**. *John Wiley & Sons, Inc*.
- Özisik M. N., Huang B. K., Toksoy M., 1980. **Solar grain drying**. *Solar Energy* Vol. 24, pp. 397-401.
- Öztekin S., Başçetinçelik A., Soysal Y., 1999. **Crop drying programme in Turkey**. *Renewable Energy* Vol. 16, pp. 778-794.
- Pangavhane Dilip R., Sawhney R. L., Sarsavadia P. N., 2002. **Design, development and performance testing of a new natural convection solar dryer**. *Energy*; Vol. 27, pp. 579-590.
- Papadakis G., Briassoulis D., Scarascia Mugnozza G., Vox G., Feuilloley P., Stoffers J. A., 2000. **Radiometric and thermal properties of, and testing methods for, greenhouse covering materials**. *J. Agric. Engng. Res.* Vol. 77 (1), pp. 7-38.
- Parker Bf., Lindley Mr., Colliver Dg., Murphy We., 1993. **Thermal performance of three solar air heaters**. *Solar Energy* Vol. 52, N°6, pp. 467-479.
- Peube J. L., Blay D., 1978. **Convection naturelle laminaire tri dimensionnelle autour de surfaces**. *International Journal Heat Mass Transfer*, Vol. 21, pp. 1125-1131.

- Peyre A., Zéau Y., 1979. **Analyse de l'utilisation de l'énergie solaire pour le séchage agricole.** "Programme interdisciplinaire de recherche pour le développement de l'énergie solaire", C.N.R.S.-PIRDES.
- Raithby G. D., Hollands K. G. T., 1976. **Laminar and turbulent free convection from elliptic cylinders, with a vertical plate and horizontal circular cylinder as special cases.** *Journal Heat Transfer*, Vol. 98, pp. 72-80.
- Ratti C., Mujumdar A.S., 1997. **Solar drying of foods: Modeling and numerical simulation.** *Solar Energy* Vol. 60, N° 3-4, pp. 151-157.
- Roa G.; Macedo I. C.; 1976. **Grain Drying in stationary bins with solar heated air.** *Solar Energy*, Vol. 18, pp. 445-449.
- Rohsenow W. M.; Hartnett J. P.; Ganić E. N. (Editors), 1985. **Handbook of heat transfer fundamentals.** Second Edition. *McGraw-Hill Book Company*.
- Saville D. A., Churchill S. W., 1967. **Laminar free convection in boundary layers near horizontal cylinders and vertical axisymmetric bodies.** *Journal Fluid Mech.*, Vol. 29, pp. 391-399.
- Sfeir A. A., Guarracino G., 1981. **Ingénierie des systèmes solaires.** Applications à l'habitat. *Technique et Documentation*.
- Simate I. N., 2003. **Optimization of mixed-mode and indirect-mode natural convection solar dryers.** *Renewable energy* Vol. 28, pp. 435-453.
- Sodha M., Bansal N., Kumar A., Bansal P., Malik M., 1987. **Solar Crop Drying, Volume I.** *CRC Press, Inc. EEUU*.
- Soong C. Y., Tzeng P. Y., Hsieh C. D., 2001. **Numerical study of bottom-wall temperature modulation effects on thermal instability and oscillatory cellular convection in a rectangular enclosure.** *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 44, pp. 3855-3868.
- Sparrow E. M., Cess R. D., 1978. **Radiation Heat Transfer.** *McGraw-Hill Book Company*.
- Suriano Francis J., Yang Kwang-Tzu, 1968. **Laminar free convection about vertical and horizontal plates at small and moderate grashof numbers.** *International Journal Heat Mass Transfer*, Vol. 11, pp. 473-490.
- Tiguert A., Puiggali J. R., 1983. **Eléments de modélisation d'un séchoir solaire.** *Journées Internationales de Bordeaux : "Séchage solaire et développement rural"*. Organisées par la cellule Energies renouvelables (GRET-GERES), Groupe de Travail TAA-GERDAT, Laboratoire Energétique et Phénomènes de Transfert LEPT-ENSAM, du 18-20 mai, 1983, pp. 73-77.
- Weast R. C., Lide D. R., Astle M. J., Beyer W. H. (Editors), 1989. **Handbook of CHEMISTRY and PHYSICS.** 70<sup>th</sup> edition, 1989-1990. *CRC Press*.
- Wijesundera N. E., Ah L. L., Tjioe L. E., 1982. Thermal performance of two-pass solar air heaters. *Solar Energy* Vol. 28, pp. 363-370.

Whitaker Stephen, 1977. **Fundamental Principles of heat transfer**. Robert E. Krieger Publishing Company, Inc.

Yaldiz O.; Ertekin C.; 2001. **Thin layer solar drying some different vegetables**. *Drying Technology*; Vol. 19, N°3, pp. 583-596.

Yaldiz O.; Ertekin C.; Uzun H. I.; 2001. **Mathematical modelling of thin layer solar drying of Sultana grapes**. *Energy*; Vol. 26, pp. 457-465.

Zeigler Th., Richter I. G., Pecenka R., 1999. **Desiccant grain applied to the storage of solar drying potential**. *Drying Technology*, 17 (7 et 8), pp. 1411-1427.

Zhang Q.; Litchfield J. B.; 1991. **An optimisation of intermittent drying in a laboratory scale thin layer dryer**. *Drying Technology*; Vol. 9, pp. 383-395.

# ANNEXES

A1	LE FILM POLYMÈRE "OSMOFILM"	179
A2	QUELQUES RAPPELS SUR LES LOIS ASSOCIEES AU RAYONNEMENT	183
A3	SÉCHAGE	189
	<i>La répartition de l'eau et l'équilibre hygroscopique dans le produit humide</i>	
	<i>La cinétique de séchage</i>	
A4	AIR HUMIDE	195
A5	ÉCLAIREMENT DU SIMULATEUR SOLAIRE	201





## **Annexe 1**

### ***Le film polymère "Osmofilm"***

*Osmofilm* est une gamme de films et de sacs à la base d'une nouvelle technique de séchage. Le produit à sécher est placé dans un système clos par *OSMOFILM*. Un effet de serre se crée sous l'action des rayonnements lumineux qui sont transmis à travers le film. L'eau présente dans le produit s'évapore. La température à l'intérieur du sac augmente, ce qui accélère l'évaporation. La vapeur d'eau diffuse à travers le film provoquant l'assèchement du produit.

#### **▪ Déshydratation et séchage**

L'effet de serre se produit dans n'importe quel contenant transparent aux rayonnements, mais l'évaporation se produisant à l'intérieur de ces contenants provoque des phénomènes de condensation, ce qui interdit toute déshydratation. Dans le cas du procédé *osmofilm*, la membrane utilisée étant perméable à la vapeur d'eau, l'évaporation devient donc un phénomène continu entraînant l'assèchement complet du produit contenu. C'est pourquoi cette technologie représente une solution révolutionnaire pour la diminution des déchets (dès que l'eau est présente et qu'elle est gênante pour l'application voulue, on peut se servir d'*osmofilm* pour l'éliminer) ; c'est également une technologie innovante dans beaucoup d'autres domaines, i.e., dans l'agriculture, la chimie... On va pouvoir par exemple, retrouver le film chez un agriculteur qui du séchage de fruits et légumes. On peut énumérer quelques uns des domaines d'application :

- 1- agriculture : séchage de fruits, de légumes, de plantes médicinales,
- 2- agroalimentaires
- 3- chimie fine/lourde : séchage de poudre, de granulés,
- 4- pharmacie : séchage de principes actifs et finition de séchage,
- 5- emballage : emballage intelligent, éviter la reprise d'humidité,
- 6- divers : séchages de produits biotechnologiques, conservation de pièces à conviction, d'échantillons ADN.

Dans le domaine de l'environnement, osmofilm permet de réduire drastiquement le volume des boues aqueuses avant leur destruction et de générer ainsi d'importantes économies. Cette technologie, permettant d'enlever jusqu'à 100% de l'eau contenue dans un produit, possède la grande particularité d'autoriser un séchage complet sans apport d'énergie et sans appareillage complexe, par simple utilisation de l'effet de serre.

Par exemple ([www.osmofilm.com](http://www.osmofilm.com)), une industrie qui, chaque année, génère 500 tonnes de boues aqueuses issues de la filtration d'eaux de lavage ou de procédés et qui les envoie en incinération, dépensera environ 10 000 euros de transport et 75 000 euros de destruction. Si les boues sont séchées par osmofilm jusqu'à 90% de masse sèche avant l'envoi en incinération, cette industrie ne dépensera plus que 1 000 euros de transport et 7 500 euros de destruction, soit une économie brute de 90%.

En d'autres mots, la technologie *osmofilm* est un moyen simple de réduire le volume de déchets aqueux par élimination de l'eau. Elle peut être utilisée dans les domaines suivants :

- (i) Boues (liquides, patêuses, solides)
- (ii) Eaux de procès (émulsions grasses, phyto-sanitaires...)
- (iii) Effluents (peintures, eau de lavage...)

Ces déchets sont rencontrés dans différents industries (agroalimentaires, chimie, automobile, traitement des eaux, peinture, phytosanitaires, etc.).

En conclusion, il existe des points forts du procédé de séchage par le film polymère :

- **Ecologie** : utilisation d'énergie naturelle et non polluante. Les produits résiduels sont incinérables. Technologie facilement adaptable à la production des déchets.
- **Economie** : peu ou pas d'investissement, pas de consommation d'énergie. Baisse des coûts d'élimination des déchets.
- **Séchage propre**, réduction du stress thermique. Les produits sèchent dans un contenant fermé, ils sont donc isolés, ce qui augmente les rendements de séchage pour les produits pulvérulents. Les produits sont donc protégés des contaminations croisées, et les opérateurs ne sont pas en contact avec les produits (pas de contacts direct avec le déchet), pas de pourrissement.

- La technologie du film polymère est adaptée aux climats tropicaux. Elle permet le séchage même à haute humidité relative.



*figure A.1.a : Film polymère : technologie osmofilm. ([www.osmofilm.com](http://www.osmofilm.com)).*



## **Annexe 2**

### **Quelques rappels sur les lois associées**

#### **au rayonnement**

- *Rayonnement du corps noir*

Le corps noir est celui-là dont la surface absorbe l'intégralité d'un rayonnement incident quelles que soient la longueur d'onde et la direction de celui-ci, et qui émet le maximum de rayonnement à une température donnée. C'est un absorbeur parfait. Pour cette raison, il sert de référence pour les surfaces réelles.

- *La loi de Wien*

Partant de la température du corps noir, la loi de Wien, établie en 1893 par Wilhem Franz Wien, définit la longueur d'onde où l'énergie émissive spectrale est maximale. La formule de la loi de Wien s'exprime comme suit :

$$\lambda_{\max} T = 2898 \mu m^{\circ} K$$

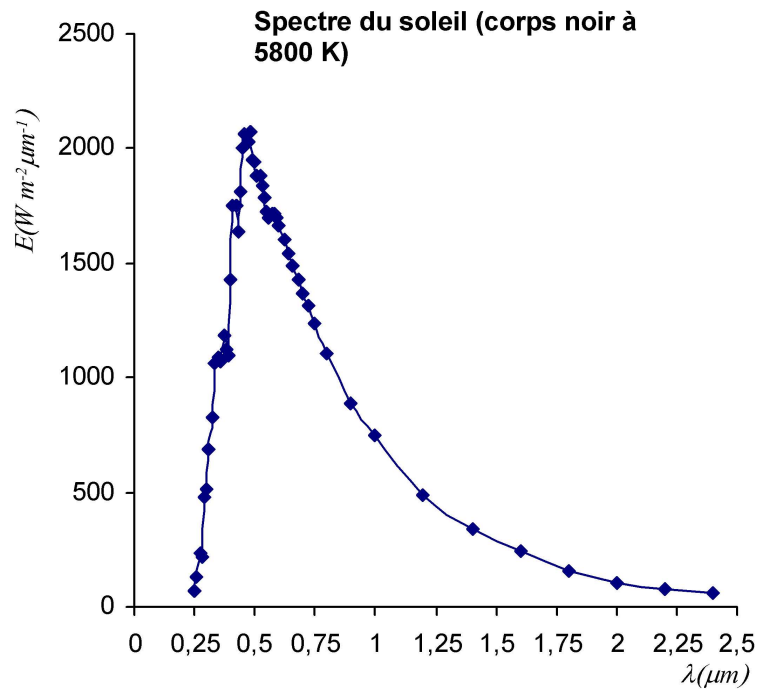
Par exemple, la longueur d'onde qui correspond à l'énergie maximale émise par le Soleil -provenant de la photosphère- est approximativement de 0,5 micromètres. On considère le soleil comme un corps noir émettant à peu près 5800°K. On note donc que la surface d'un corps noir élevée à une température rayonne un spectre continu.

La distribution spectrale de l'émission d'un corps noir a été déterminée par Planck. Celle-ci est de la forme (Sfeir et Guarracino 1981) :

$$E_{\lambda,T}^0 = \frac{C_1}{\lambda^5 \left[ \exp\left(\frac{C_2}{\lambda T}\right) - 1 \right]} \quad W \cdot m^{-2} \cdot \mu m^{-1}$$

où  $E_{\lambda,T}^0$  est l'énergie rayonnée par la surface dans tout l'hémisphère et ramené à l'unité de surface et à l'unité de longueur d'onde, la surface étant à la température  $T$ .  $C_1 = 2nh(C_0)^2 = 3,742(10^8) W\mu m^4/m^2$  et  $C_2 = hC_0/k = 1,439(10^4) \mu m^{\circ}K$  ;  $h = 6,6256(10^{-34}) J.s$  est la constante universelle de Planck ;  $k = 1,3805(10^{-23}) J.^{\circ}K^{-1}$  la constante universelle de Boltzmann ; et  $C_0 = 2,998(10^8) m.s^{-1}$  vitesse de la lumière dans le vide.

L'équation de Planck permet de représenter la distribution spectrale du soleil assimilé à un corps noir à 5800°K. On constate en particulier que 96% de l'énergie totale est rayonnée entre  $0,5\lambda_{max}$  et  $5\lambda_{max}$ , (Gosse, 1981). La *figure A2.a* montre la graphique obtenue.



*figure A.2.a* : Rayonnement solaire.

- *Loi de Stefan-Boltzmann*

L'intégrale de l'équation de Planck est connue comme la loi de Stefan-Boltzmann, selon laquelle la puissance du rayonnement thermique émis par unité de surface d'un corps noir est directement proportionnelle à la puissance quatre de la température absolue, [Sparrow et Cess, 1978]. Ce rapport se déduit par intégration sur l'ensemble des longueurs d'onde de la relation obtenue par Planck dans sa théorie des quantum, [Özisik, 1973].

La relation de base est  $E = \int_0^{\infty} E_{\lambda,T}^0 d\lambda$  qui calcule le rayonnement émis par unité de surface, à toute possible direction et longueur d'onde. On représente l'énergie total émis en  $W.m^{-2}$  et l'énergie monochromatique en  $W.m^{-2}.\mu m^{-1}$ , et les symboles sont  $E$  (loi de Stefan Boltzmann) et  $E_{\lambda}$  (loi de Planck) respectivement.

Résolvant l'intégrale, on obtient l'énergie totale rayonnée :

$$E = \sigma \cdot T^4$$

où la constante de Stefan-Boltzmann qui dépende de  $C_1$  et  $C_2$  :  $\sigma = \frac{\pi^5 C_1}{15(C_2)^4}$  a une valeur numérique  $\sigma = 5,6688 \cdot 10^{-8} \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-4}$ .

Cette constante est le résultat de la loi de Stefan-Boltzmann. Elle permet le calcul de la quantité du rayonnement émise dans toutes les directions et sur toute la gamme de longueurs d'onde du spectre en connaissant la température du corps noir.

- *Rayonnement des corps réels*

On n'existe jamais un corps réel absorbant toute l'énergie solaire comme pour l'assimiler au corps noir. On peut dire qu'il y a des corps ou surfaces qui permettent d'approcher leur comportement à celui d'un corps noir. En réalité, lorsqu'un rayonnement frappe une surface réelle, une fraction de celui-ci peut être réfléchi, une autre absorbée et une troisième transmise.

Le comportement au rayonnement du système que nous étudions (produit-air intérieur d'une cavité-film polymère-air ambiant) doit, alors, prendre en compte ces fractions du rayonnement incident à lui (réflexion, absorption et transmission). On explique, par la suite, comme l'on peut appliquer ce comportement aux systèmes par rapport au type de surface qui reçoit le rayonnement.

- ◆ *Facteurs radiatifs*

On commence pour dire que la fraction du rayonnement solaire incident qui est absorbée pour la surface est appelée facteur d'absorption solaire " $\alpha$ " (ou absorptivité) de la surface. Le complément à 1 de cette fraction absorbée correspond au facteur de réflexion solaire " $\rho$ " (ou réflectivité) dans la mesure où la surface soit opaque et donc la fraction transmise (facteur de transmission) " $\tau$ " soit nulle. Par contre, si l'on a une surface semi-transparente une fraction du rayonnement est transmise tandis que des fractions plus faibles sont réfléchies et absorbées. Les surfaces considérées parfaitement transparentes sont celles-là où tout le rayonnement incident pénètre à travers d'elle ( $\rho=\alpha=0$ ). Enfin, elles sont considérées comme noircies si elles absorbent tout le rayonnement incident, donc,  $\alpha=1$  et  $\rho=\tau=0$ .



Ces trois coefficients sont fonction d'un grand nombre de facteurs qui dépendent : du rayonnement incident (en particulier de la longueur d'onde et sa direction), ainsi que de la température  $T$  et de l'état (rugueux) de la surface. Lorsque le rayonnement réfléchi par une surface se produit suivant un angle égal à l'angle d'incidence du rayonnement incident, on dit que la réflexion est spéculaire. Lorsque le rayonnement réfléchi se répartit uniformément suivant toutes les directions on dit qu'il s'agit d'une réflexion diffuse (*Loi de Lambert*). Notons qu'une surface réelle n'est jamais parfaitement diffuse ou parfaitement spéculaire. Elle possède, avec plus ou moins d'importance, les deux propriétés [Gosse J., 1981]. Un corps noir (surface idéale) a une émission diffuse.

◆ *Loi de Kirchhoff*

Les énergies totales et monochromatiques rayonnées par les corps réels sont toujours différentes de celles d'un corps noir. Néanmoins, nous avons expliqué les propriétés d'un corps noir car il est utilisé comme référence pour déterminer l'énergie émise par les différents corps ou surfaces. Ainsi, on définit le facteur d'émission  $\varepsilon$  comme étant le rapport de l'énergie émise par une surface sur l'énergie qu'elle émettrait si elle pouvait être considérée comme noire.

Nous prenons comme exemple le cas de notre modèle, les surfaces du film polymère et du produit. De forme générale, en chauffant, elles vont rayonner dans l'infrarouge. La fraction d'énergie effectivement rayonnée sur l'énergie que rayonnerait la surface considérée comme un corps noir est appelée facteur d'émission infrarouge  $\varepsilon$  ou émissivité.

L'énergie totale rayonnée  $E$  de ces surfaces à la température  $T$  s'écrit :

$$E = \varepsilon \cdot \sigma \cdot T^4$$

La loi de Kirchhoff valable pour un corps en équilibre thermique permet de faire l'hypothèse simplificatrice d'une surface grise et isotrope en émissivité : émission du rayonnement en toutes directions. Elle exprime que pour un corps quelconque en équilibre thermodynamique et pour toute direction arbitraire, il y a égalité de l'émissivité et de l'absorptivité monochromatique à toute longueur d'onde (dans les calculs pratiques, on

fait l'hypothèse simplificatrice d'une surface grise et isotrope en émissivité ce qui permet l'approche numérique aisée).

Cette loi, généralisée au rayonnement total s'écrit  $\varepsilon=\alpha$  ; cependant, il existe des conditions pour lesquelles cette condition est valable. Elle est valable surtout lorsque :

a- *Le rayonnement incidente a une composition spectral semblable à celle du corps noir à la température  $T_c$  de la surface réceptrice ou ;*

b-  *$T_c=Te$  :  $T_c$  étant la température du corps ou de la surface qui reçoit le rayonnement émis et  $Te$  la température du milieu émissif, ou ;*

c-  *$\varepsilon$  et  $\alpha$  sont indépendant de la longueur d'onde : rayonnement d'une surface ou corps grise.*



## **Annexe 3**

### **Séchage**

L'objet de cette annexe est décrire les divers états de l'eau présente dans un milieu hygroscopique (c'est-à-dire contenant de l'eau liée), et de décrire les paramètres physiques responsables du phénomène de désorption. Cette description aidera à la compréhension des équations de modélisation et des résultats expérimentaux.

#### **La répartition de l'eau et l'équilibre hygroscopique dans le produit humide**

L'eau est présente dans un produit sous diverses formes, généralement classées en [Nadeau et Puiggali, 1995] :

- l'eau libre piégée dans les vides cellulaires à l'état liquide ;
- l'eau liée est adsorbée sur et dans les parois des structures grâce aux propriétés hydrophiles de leurs constituants. Elle est aussi liée à la taille des pores qui indique la proportion eau liée/eau libre dans le matériau.
- la vapeur d'eau qui, mélangée à l'air sec, occupe les espaces libérés par l'eau libre, l'eau liée et la matrice solide.

Certains auteurs ont fait apparaître un lien entre la présence préférentielle d'eau libre ou d'eau liée et la taille des pores [Nadeau et Puiggali, 1995 ; Goyeneche, 2001]. Ainsi, on peut distinguer trois grandes catégories de matériaux :

- *Les produits capillaro-poreux non hygroscopiques* dont les rayons des pores sont supérieurs au micromètre ; l'eau libre apparaît piégée par les forces capillaires et la matrice solide n'est pas hydrophile. La quantité d'eau liée est négligeable par rapport à la quantité d'eau libre ; donc que l'équilibre liquide-gaz est décrit par les lois de la capillarité.
- *Les produits capillaro-poreux hygroscopiques* dont les rayons des pores varient entre un nanomètre et quelques dizaines de micromètres, et/ou dont la matrice solide est hydrophile. Donc, la quantité d'eau liée est non négligeable par rapport à la quantité d'eau libre. Ce sont, par exemple, le bois ou le papier.

- *Les produits à porosité nanométriques* dont la taille des pores ne permet pas la présence d'eau libre. Dans cette catégorie peuvent se classer de nombreux produits agro-alimentaires tels que les gels.

On définit aussi des paramètres liés aux trois types d'eau afin différencier les quantités de chacune dans le produit :

- La saturation  $S$ , fraction volumique d'eau liquide libre contenue dans les pores. Si  $S=1$  le milieu est saturé en eau ; en revanche, une  $S=0$  indique qui a eu une évacuation totale de cette eau libre par séchage.
- La teneur en eau liée  $W_b$  définie comme le rapport entre la masse d'eau liée et la masse du produit sec.
- La fraction massique de vapeur (ou concentration de vapeur)  $C_g$ , dans la phase gazeuse (air sec + vapeur).  $C$ 'est une grandeur en base humide qui s'exprime :

$$C = \frac{\text{Masse de vapeur}}{\text{Masse d'air humide}}$$

La fraction massique de vapeur est décrite également dans l'air de séchage et l'air extérieur.

Pour décrire quantitativement l'eau présente dans le produit, on définit une référence liée au produit. Le paramètre retenu dans ce rapport est la teneur en eau base sèche  $W$  :

$$W = \frac{\text{Masse d'eau titrable}}{\text{Masse de produit sec}}$$

Lors du séchage, c'est l'eau libre qui est évacuée la première : à température  $T$  donnée, en dessus d'un point appelé de saturation des fibres, la fraction massique de vapeur est celle de la saturation  $C_{eq}=C_{sat}(T)$ . C'est le domaine non hygroscopique.

A saturation nulle, la teneur en eau liée est maximale c'est le point de saturation des fibres  $W_{psf}$ , l'évacuation de l'eau liée débute. Donc, le produit se trouve dans le domaine hygroscopique où l'eau qui se déplace n'est plus qu'eau liée ou vapeur d'eau : la fraction massique de vapeur n'est plus celle de la saturation mais est celle donnée par une relation

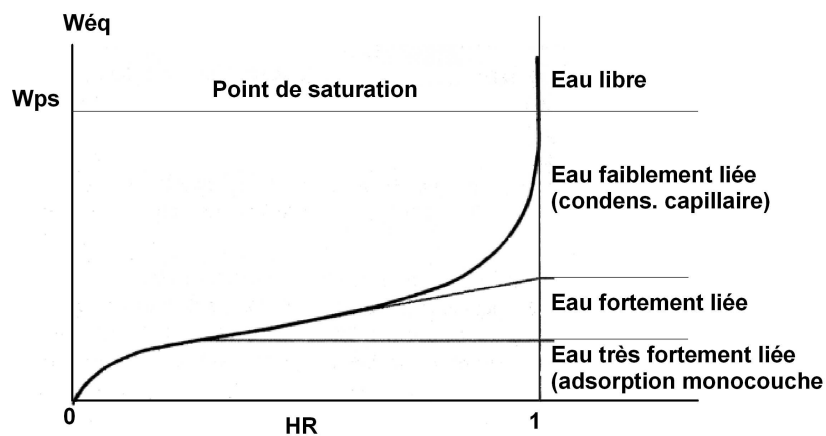
macroscopique entre la teneur en eau d'équilibre du produit et l'air de séchage. Cette relation est l'isotherme de sorption.

Le procédé d'obtention de ces isothermes de sorption est importante car il existe un phénomène d'hystérésis entre l'adsorption et la désorption ; l'équilibre obtenu par une augmentation de l'humidité (adsorption) n'est pas le même que celui obtenu par une diminution de l'humidité (désorption), ce qui s'explique par une réhydratation incomplète du milieu.

Dans un procédé de séchage, l'eau étant évacuée au cours du temps, seul le phénomène de désorption est concerné. La *figure A2.a* montre un exemple d'une telle isotherme d'équilibre pour un produit quelconque, qui peut également s'écrire sous la forme :

$$W_{eq} = W(T, aw)$$

où T est la température de l'air de séchage ;  $aw=HR$  avec HR l'humidité relative de cet air de séchage et aw l'activité de l'eau dans le milieu.



*figure A3.a: Isotherme de désorption et des modes de liaison de l'eau (d'après Couture, 1995)*

Dans la figure *A3.a* la présence de trois zones distinctes indique qu'il s'agit bien de sorption polymoléculaire :

- Une première zone, aux basses humidités relatives, correspond à la fixation de la première couche de molécules d'eau sur les sites de sorption des parois ; l'énergie de liaison est importante et les molécules d'eau peu mobiles.
- Pour les humidités intermédiaires, les molécules d'eau viennent se fixer sur la première couche déjà absorbée ; l'énergie de liaison diminue avec le rang de la couche.
- Pour les fortes humidités relatives, voisines de 100%, les molécules adsorbées sur les différents sites vont interagir et former un film liquide continu sur la surface des pores (condensation capillaire) ; enfin, pour une humidité relative de 100%, la teneur en eau d'équilibre est celle du point de saturation.

### **La cinétique de séchage**

La cinétique de séchage du système de séchage fermé qui a été proposé est expliquée dans le *chapitre 4* de ce report au travers des diverses paramètres mis en jeu dans les expériences. Il est utile cependant traduire l'évolution du séchage classique afin de comprendre les équations du modèle mathématique du *chapitre 2*. Pour un procédé convectif on analyse une cinétique classique de séchage (figure *A3.b*) :

- Une courte période de préchauffage qui correspond à la montée en température du produit humide. L'augmentation de température dépend du rayonnement solaire qui arrive à l'air intérieur.
- Une période à flux masse quasi constant. La surface du produit est constamment alimentée en eau libre par les forces capillaires. L'énergie reçue par le produit est entièrement utilisée pour la vaporisation de l'eau en surface. C'est une phase dite flux masse constant où les coefficients d'échanges massiques et thermiques peuvent être évalués à partir des hypothèses de la couche limite dans l'air de séchage à la surface du produit qui sèche.
- Une première période de ralentissement intervient lorsque la surface du produit en contact avec l'air de séchage n'est plus alimentée en eau liquide et passe en dessous du point de saturation des fibres ( $W_{psf}$ ). La zone d'évaporation front de séchage qui se trouvait en surface se déplace vers l'intérieur du produit et découpe celui-ci

en deux zones : en amont (cœur du produit et au dessus de  $W_{psf}$ ) il y a migration d'eau libre (elle se fait toujours par capillarité) ; en aval (en dessous de  $W_{psf}$ ), la migration est due à des phénomènes de diffusion (pour la vapeur de l'air interstitiel) et de diffusion-sorption (pour l'eau liée).

- La dernière phase apparaît lorsque l'ensemble du produit est dans le domaine hygroscopique. Le flux masse décroît très lentement pour tendre vers zéro où la surface atteint la valeur à l'équilibre qui est celui imposé par les conditions de séchage.

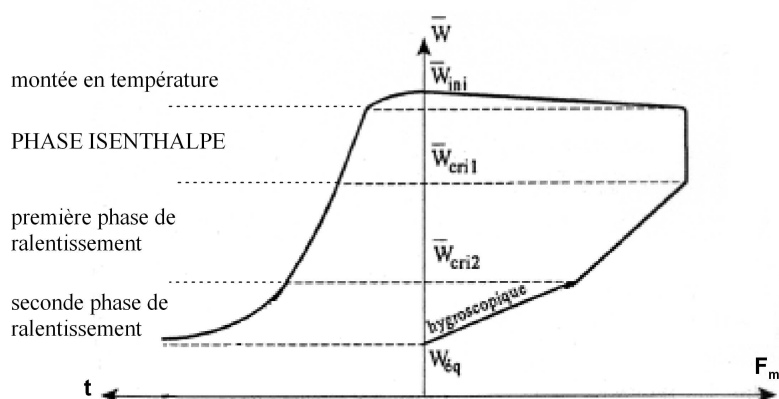


figure A3.b : Cinétique de séchage pour un matériau hygroscopique. (D'après Nadeau et Puiggali, 1995)





## **Annexe 4**

### **Air Humide**

#### ▪ **Gaz parfaits**

Lorsque l'état d'un gaz correspond à une pression faible (par rapport à la pression critique) et à une température relativement élevée (par rapport à la température critique) on peut décrire l'équilibre entre pression, volume et température par la loi simple :

$$p\hat{V} = RT$$

où  $\hat{V}$  c'est le volume molaire en  $m^3/mol$  ;  $R$  la constante de gaz parfaits égale à  $8,314 J/mol.K$  ;  $p$  la pression en  $Pa$  et  $T$  en Kelvin.

Pour l'unité de masse de gaz parfait qui occupe le volume massique, on obtient ( $M$ , masse molaire) :

$$p\left(\frac{1}{\rho}\right) = \frac{RT}{M} \quad \text{avec} \quad \left(\frac{1}{\rho}\right) = \frac{\hat{V}}{M}$$

On introduit la constante massique d'un gaz parfait (définie dans l'équation précédente) :

$$R_{gaz} = R/M$$

qui dépend évidemment de sa nature.

Enfin, pour une masse  $m$  de gaz occupant le volume  $V$  :

$$pV = nRT \quad n = \frac{m}{M}, \quad \text{nombre de moles}$$

#### ▪ **Mélange de gaz parfaits :**

Soit un mélange de gaz parfaits, le constituant particulier  $I$  étant repéré par l'indice  $i$ . Le nombre de moles du composant  $I$  est  $n_i$ . Le volume occupé par le mélange est  $V$ , la pression totale étant  $p$ .

Le titre (ou fraction) molaire du constituant  $I$  est, par définition :

$$y_i = \frac{n_i}{\sum_i n_i} \quad \left( \sum_i y_i = 1 \right).$$

Pour chaque constituant, d'après la loi de Dalton, la pression partielle  $p_i$  du constituant  $I$  est donnée par :

$$p_i V = n_i R T,$$

et par sommation sur l'ensemble des constituants :

$$pV = \left( \sum_i n_i \right) RT \quad \text{car} \quad p = \sum_i p_i.$$

On constate que le titre molaire est aussi égal à :

$$y_i = \frac{p_i}{p}.$$

La masse du mélange est  $\sum (n_i M_i)$ , en désignant par  $M_i$  la masse molaire du constituant  $I$ . La masse volumique du mélange est :

$$\rho = \frac{\sum_i n_i M_i}{V}$$

et l'équation d'état, rapportée à l'unité de masse du mélange, s'écrit :

$$\frac{p}{\rho} = RT \left[ \frac{1}{\sum y_i M_i} \right]$$

Pour les phases gazeuses ou liquides, la composition du mélange peut s'exprimer aussi par la concentration molaire ou *molarité* qui est le nombre de moles de constituant contenu dans le volume de la phase soit, pour le constituant  $I$  par exemple :  $[I] = \frac{n_i}{V}$  et la loi de Dalton s'exprime par :

$$p_i = [I] R T$$

où  $I$  est donné en mol/m<sup>3</sup> et

$$p = \left( \sum [I] \right) R T.$$

#### ▪ L'air humide

L'air humide, selon son modèle classique de description, constitue un mélange de gaz parfaits : air sec + vapeur d'eau. Lorsque cette vapeur d'eau se condense, il se forme

un brouillard et en deçà d'une certaine température, des cristaux de glace. Donc que ses propriétés thermo-physiques sont liées aux proportions respectives de chaque composant.

On détermine la masse molaire de l'air sec à partir des principaux composants :  $N_2$  (78%) et  $O_2$  (21%). Si l'on néglige le reste des composants de l'air sec, on trouve :

$$M_{as} = \sum y_i M_i = 0,21 \cdot 32 + 0,79 \cdot 28 \cong 29 \frac{\text{g}}{\text{mol}}$$

La constante de l'air sec est en fait (Gosse,

$$R_{as} = \frac{R}{\sum_i y_i M_i} = \frac{8,314 \frac{\text{J}}{\text{molK}}}{29 \frac{\text{g}}{\text{mol}}} = 287 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

La masse molaire de la vapeur d'eau  $H_2O$  est

$$M_v = \sum y_i M_i = 1,00797 \cdot 2 + 15,9994 = 18,015 \frac{\text{g}}{\text{mol}} = 0,018 \frac{\text{kg}}{\text{mol}}$$

$$R_v = \frac{R}{\sum_i (y_i M_i)} = 462 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

On peut alors définir les caractéristiques à partir de l'équation d'état des gaz parfaits :

$$\frac{p_{as}}{\rho_{as}} = 287 \cdot T_\infty$$

$p_{as}$  en Pa,  $\rho_{as}$  en  $\text{kg}/\text{m}^3$  et  $T_\infty$  en K.

$$\frac{p_v}{\rho_v} = 462 \cdot T_\infty$$

$p_v$  en Pascal,  $T_\infty$  en K,  $\rho_v$  en  $\text{kg}/\text{m}^3$ .

Ainsi, par exemple, la masse volumique de l'air humide saturé ( $HR=100\%$ ), à une pression d'une atmosphère ( $p=1,013 \times 10^5 \text{ Pa} = p_{as} + p_v$ ) et à  $273,15 \text{ K}$  ( $P_{vsat} = 611 \text{ Pa}$ ), est :

$$\rho_{as} = \frac{1,00689 \cdot 10^5}{287 \cdot 273} = 1,285 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$\rho_v = \frac{611}{462,22 \cdot 273} = 0,005 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$\rho_\infty = \rho_{as} + \rho_v = 1,29 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

- *Humidité absolue ou teneur en eau*

C'est la masse de vapeur d'eau associée à 1kg d'air sec. Elle s'exprime en kg de vapeur d'eau par kg d'air sec.

$$W_\infty = \frac{0,622 \cdot p_v}{101325 - p_v}$$

- *Humidité relative ou degré hygrométrique*

C'est le rapport de la pression de vapeur à la pression de vapeur saturante.

$$HR_\infty = 100 \frac{p_v}{p_{vsat}}$$
$$HR_\infty = 100 \frac{101325 \cdot W_\infty}{p_{vsat} \cdot (0,622 + W_\infty)}$$

- *Température sèche*

C'est la température de l'air humide : il s'agit de la température mesurée dans un courant d'air en assurant une protection contre tout rayonnement. Le qualificatif de sèche est utilisé pour la différencier de la température dite humide. On la peut déterminer à partir de la pression vapeur saturation avec l'expression :

$$T_\infty = \frac{5204,9}{20,9 - \ln\left(\frac{P_{vsat}}{100}\right)} - 273,15$$

$T_\infty$  en °C.

- *Température de rosée*

C'est la température à laquelle, au cours d'un refroidissement à teneur en eau constante, la vapeur d'eau contenue dans l'air se condense.

$$T_{\text{celsius}}^{\text{rosée}} = \frac{5204,9}{20,9 - \ln\left(\frac{1013,25 \cdot W_{\infty}}{W_{\infty} + 0,622}\right)} - 273,15$$

- *Enthalpie*

L'enthalpie caractérise la quantité de chaleur contenue dans un kilogramme de fluide, elle ne dépend que de la température soit :

$$H_{\infty}^* = C_{pas} T_{\infty} + W_{\infty} (\Delta H_v + C_{pv} T_{\infty}) \quad / \text{kg d'air sec}$$

$$H_{\infty}^* = \frac{C_{pas} T_{\infty} + W_{\infty} (\Delta H_v + C_{pv} T_{\infty})}{1 + W_{\infty}} \quad / \text{kg d'air humide}$$



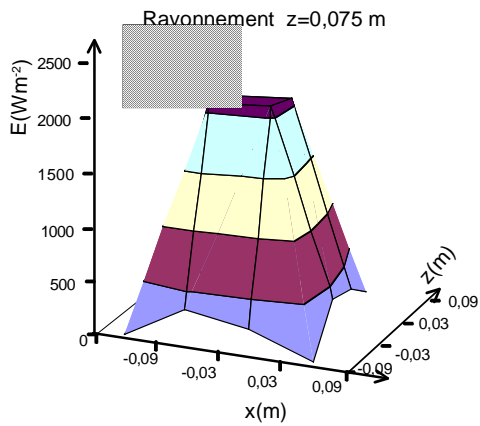
## ***Annexe 5***

### ***Eclairement du simulateur solaire***

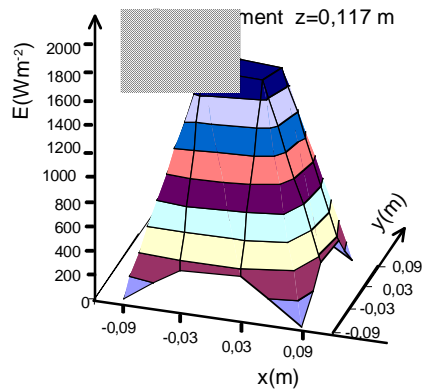
Le rayonnement délivré par le simulateur solaire sur une surface , comme nous l'avons vu dans le chapitre 3, dépend de la distance à laquelle se trouve la surface par rapport à la fenêtre de sortie du simulateur. Dans cet annexe sont présentées toutes les mesures réalisées lors de l'étalonnage du simulateur solaire.

Ces mesures obtenues par le photo radiomètre (chapitre 3), représente l'éclairement dans la gamme de longueur d'onde de  $0,45-0,95 \mu m$  sur une surface  $18 \text{ sur } 18 \text{ cm}$ . On peut y trouver les valeurs corrigées (pour prendre en compte la totalité de la bande spectrale entre  $0,25 \text{ et } 2,5 \mu m$ ) dans les tableaux de cet annexe (*tableau A5a*.au *tableau A.5.h*).

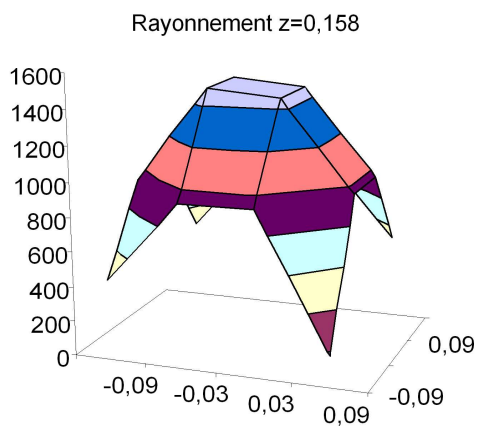




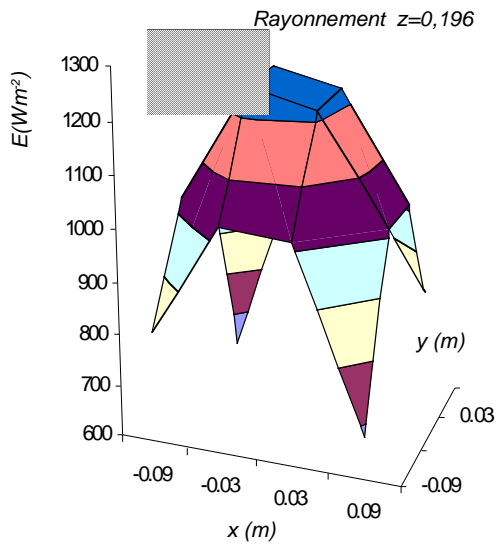
AM1.5G		E(W/m <sup>2</sup> ) z=0,075 m.			
Coordonné x	Coordonnée y				
	-0,09	-0,03	0,03	0,09	
0,09	36,4	277,7	175	31	
0,03	281,8	2230	2250	250	
-0,03	133,4	2180	2200	137	
-0,09	34,5	177,2	177,8	30	



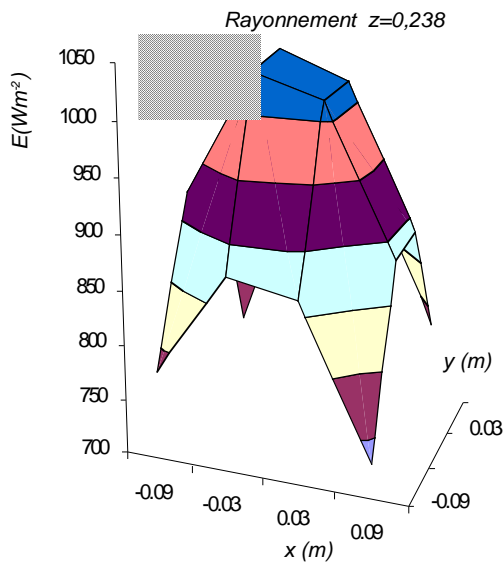
AM1.5G		E(W/m <sup>2</sup> ) z=0,117 m.			
Coordonné x	Coordonnée y				
	-0,09	-0,03	0,03	0,09	
0,09	41,9	330	349	18,64	
0,03	359	1788	1745	353	
-0,03	323	1817	1757	365	
-0,09	76,4	345	333	35,5	



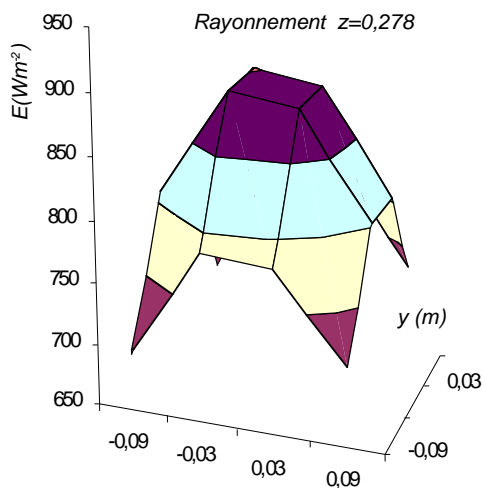
AM1.5G		E(W/m <sup>2</sup> ) z=0,158 m			
Coord. x	Coordonnée y				
	-0,09	-0,03	0,03	0,09	
0,09	463	935	940	183	
0,03	939	1489	1455	959	
-0,03	934	1487	1456	960	
-0,09	463	937	955	493	



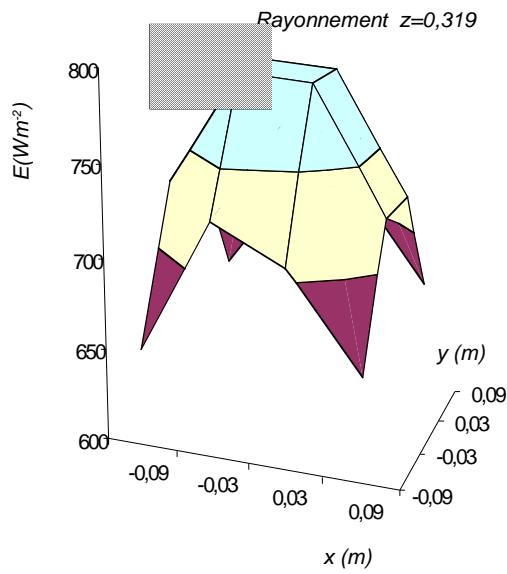
AMI.5G	E(W/m <sup>2</sup> ) z=0,196 m			
Coord. x	Coordonnée y			
	-0,09	-0,03	0,03	0,09
0,09	815	1042	1015	680
0,03	1025	1252	1217	1014
-0,03	1030	1262	1231	1019
-0,09	628	1027	1015	794



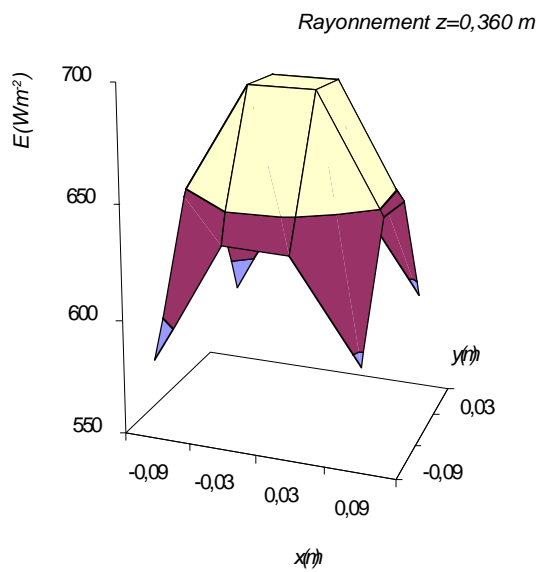
AMI.5G	E(W/m <sup>2</sup> ) z=0,238 m			
Coord. x	Coordonnée y			
	-0,09	-0,03	0,03	0,09
0,09	782	876	863	732
0,03	922	1035	1017	883
-0,03	935	1043	1019	887
-0,09	754	932	913	775



AMI.5G	E(W/m <sup>2</sup> ) z=0,278 m			
Coord. x	Coordonnée y			
	-0,09	-0,03	0,03	0,09
0,09	697	785	781	713
0,03	809	896	886	803
-0,03	817	901	891	805
-0,09	705	814	808	726

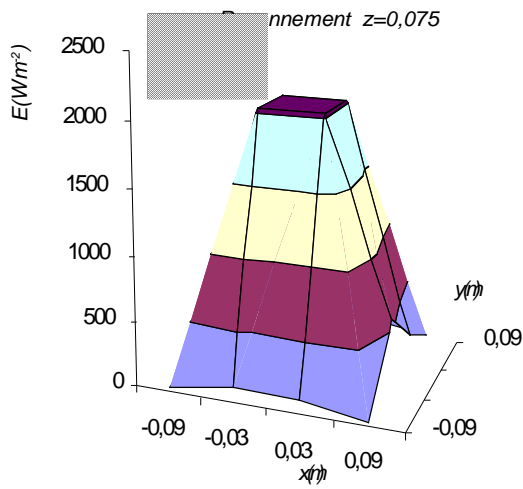


AMI.5G	$E(W/m^2)$ $z=0,319$ m			
Coord. x	Coordonnée y			
	-0,09	-0,03	0,03	0,09
0,09	653	713	707	656
0,03	732	793	791	725
-0,03	732	794	791	725
-0,09	662	726	715	662

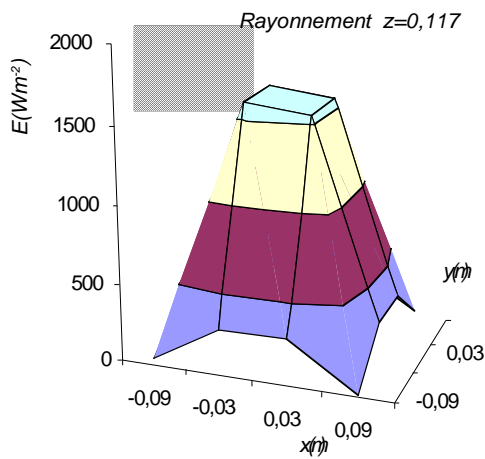


AMI.5G	$E(W/m^2)$ $z=0,360$ m			
Coord. x	Coordonnée y			
	-0,09	-0,03	0,03	0,09
0,09	585	637	637	595
0,03	647	697	697	647
-0,03	645	695	695	645
-0,09	585	635	635	593

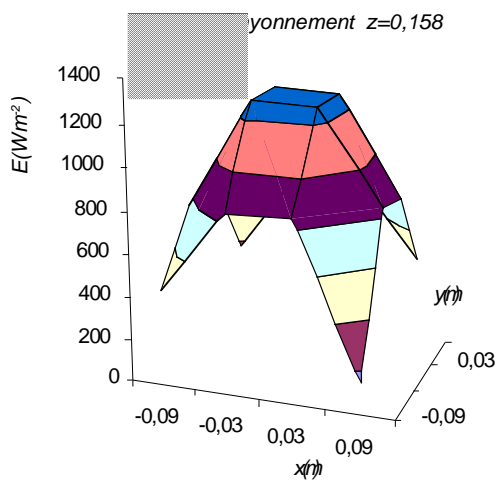
figure A5.a: Eclairage du plan de travail sans utiliser réducteurs de puissance. Filtre du simulateur solaire AMI.5G.



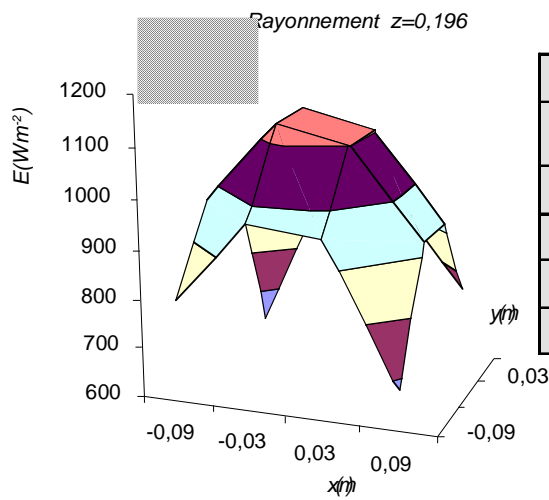
AMI.5G	E(W/m <sup>2</sup> ) z=0,075 m			
Coord. x	Coordonnée y			
	-0,09	-0,03	0,03	0,09
0,09	35,6	121,1	107,5	29,9
0,03	149,8	2030	2040	570
-0,03	143,8	2020	2020	246
-0,09	33,6	105,6	108,1	29,8



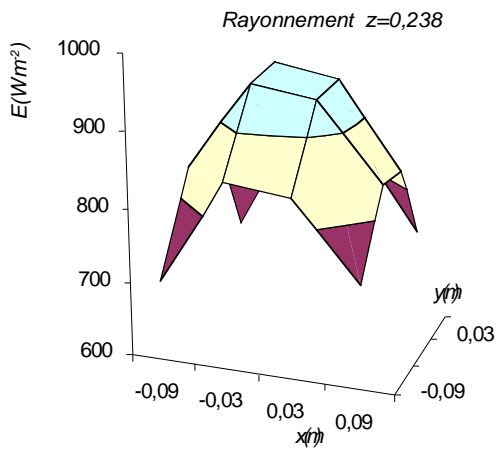
AMI.5G	E(W/m <sup>2</sup> ) z=0,117 m			
Coord. x	Coordonnée y			
	-0,09	-0,03	0,03	0,09
0,09	41,7	296	299	17,07
0,03	302	1605	1560	297
-0,03	305	1620	1565	303
-0,09	73,2	307	304	29,7



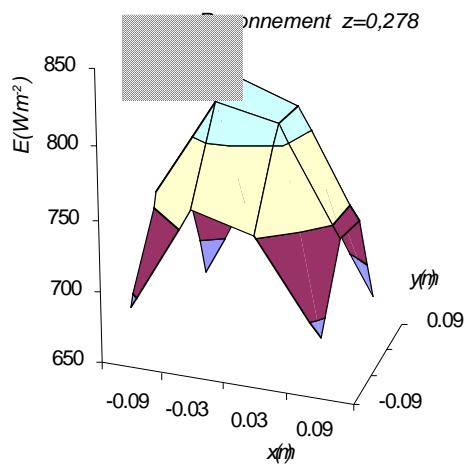
AMI.5G	E(W/m <sup>2</sup> ) z=0,158 m			
Coord. x	Coordonnée y			
	-0,09	-0,03	0,03	0,09
0,09	455	840	844	151
0,03	759	1280	1271	847
-0,03	784	1288	1274	802
-0,09	374	784	802	404



AMI.5G	E(W/m <sup>2</sup> ) z=0,196 m			
Coord. x	Coordonnée y			
	-0,09	-0,03	0,03	0,09
0,09	807	970	957	682
0,03	974	1133	1103	927
-0,03	975	1141	1103	926
-0,09	627	962	932	744



AMI.5G	E(W/m <sup>2</sup> ) z=0,238 m			
Coord. x	Coordonnée y			
	-0,09	-0,03	0,03	0,09
0,09	707	847	838	736
0,03	835	955	940	837
-0,03	858	967	949	832
-0,09	703	861	847	721



AMI.5G	E(W/m <sup>2</sup> ) z=0,278 m			
Coord. x	Coordonnée y			
	-0,09	-0,03	0,03	0,09
0,09	693	763	751	690
0,03	759	825	813	741
-0,03	764	832	816	739
-0,09	672	754	745	670

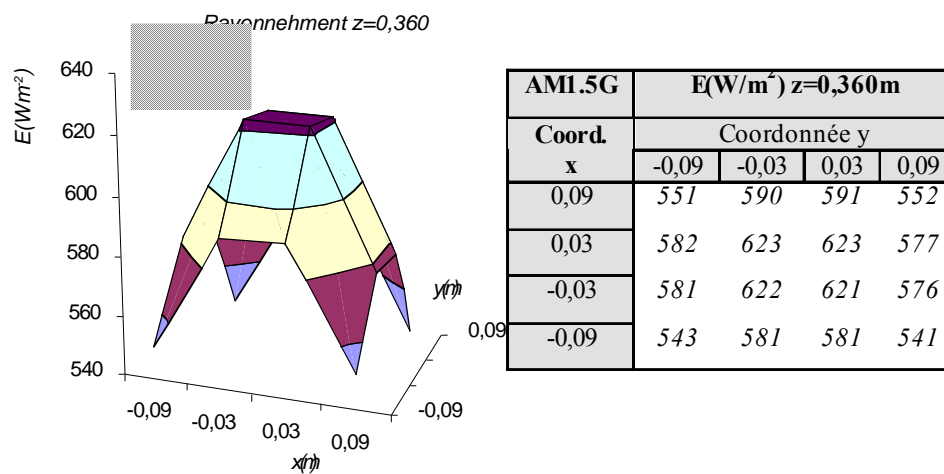
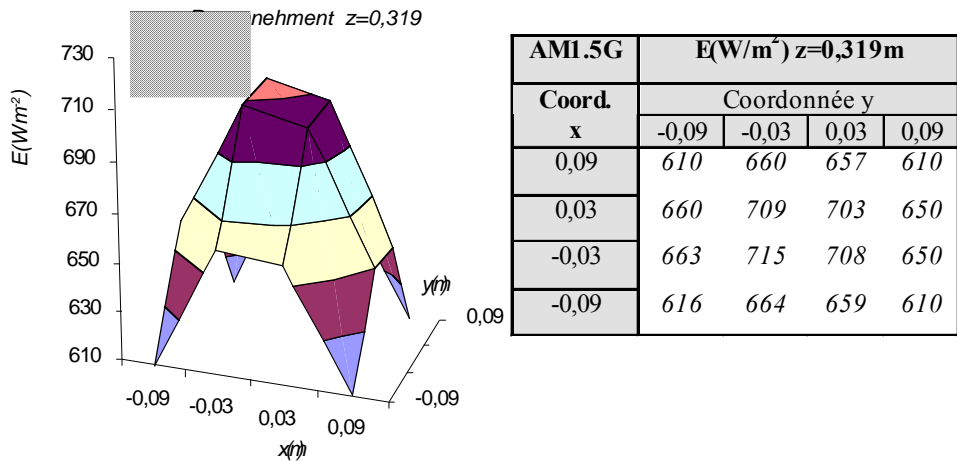
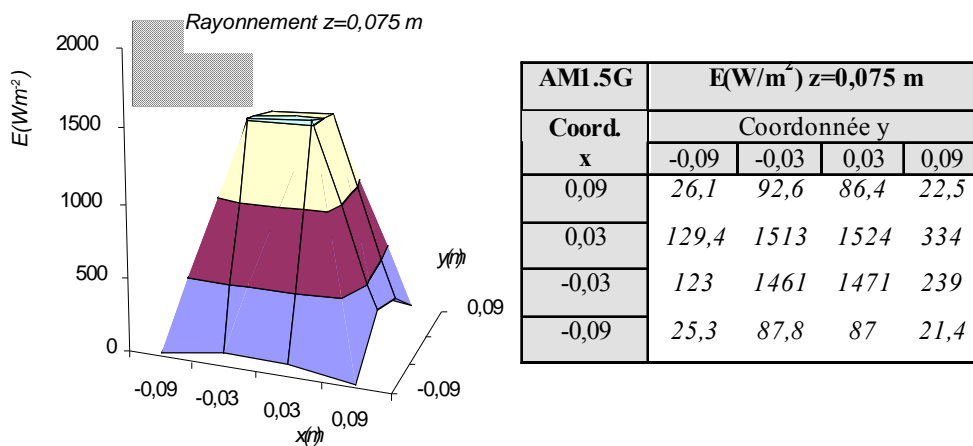
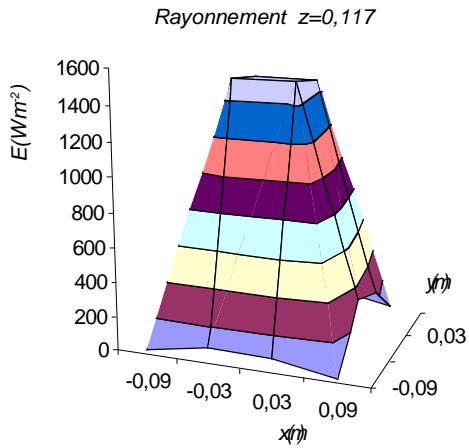
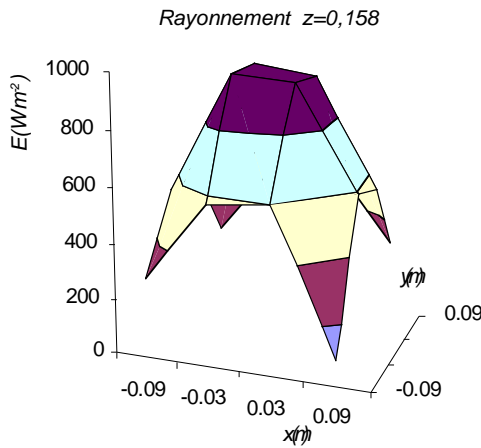


figure A5.2 : Eclairage du plan de travail avec réducteur de puissance à 86%. Filtre du simulateur solaire de AMI.5G

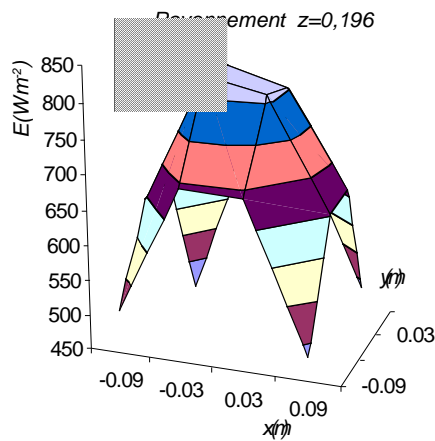




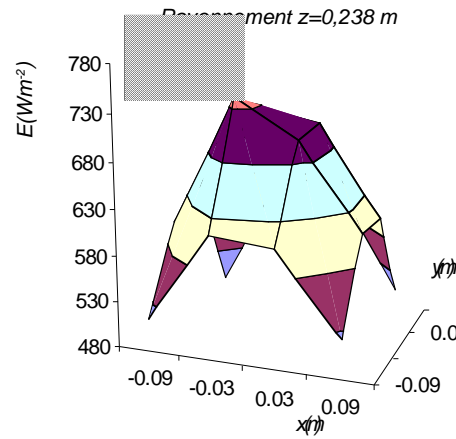
AMI.5G	E(W/m <sup>2</sup> ) z=0,117 m			
Coord. x	Coordonnée y			
	-0,09	-0,03	0,03	0,09
0,09	28,9	206	205	12,28
0,03	208	1194	1154	203
-0,03	207	1190	1140	202
-0,09	47,8	203	203	20,6



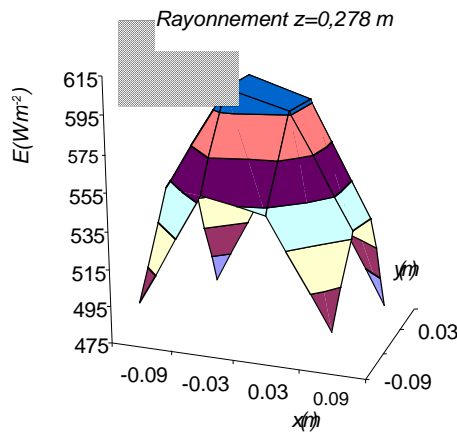
AMI.5G	E(W/m <sup>2</sup> ) z=0,158 m			
Coord. x	Coordonnée y			
	-0,09	-0,03	0,03	0,09
0,09	291	575	598	95,3
0,03	542	975	957	593
-0,03	550	975	944	552
-0,09	265	554	565	287



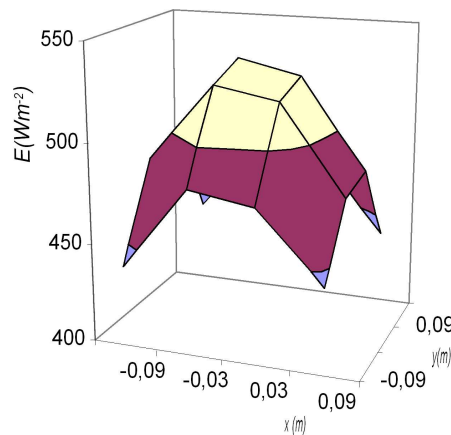
AMI.5G	E(W/m <sup>2</sup> ) z=0,196 m			
Coord. x	Coordonnée y			
	-0,09	-0,03	0,03	0,09
0,09	513	694	691	484
0,03	645	829	810	662
-0,03	643	829	803	651
-0,09	396	691	680	507



AMI.5G	E(W/m <sup>2</sup> ) z=0,238 m			
Coord. x	Coordonnée y			
	-0,09	-0,03	0,03	0,09
0,09	515	614	607	523
0,03	601	741	702	609
-0,03	622	717	705	605
-0,09	490	623	615	502

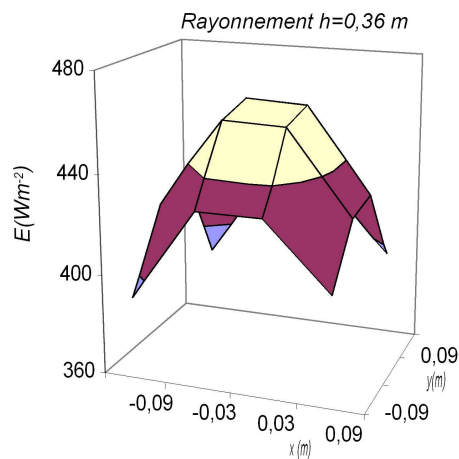


AMI.5G	E(W/m <sup>2</sup> ) z=0,278 m			
Coord. x	Coordonnée y			
	-0,09	-0,03	0,03	0,09
0,09	499	559	552	497
0,03	551	606	597	538
-0,03	551	608	597	535
-0,09	478	543	535	471



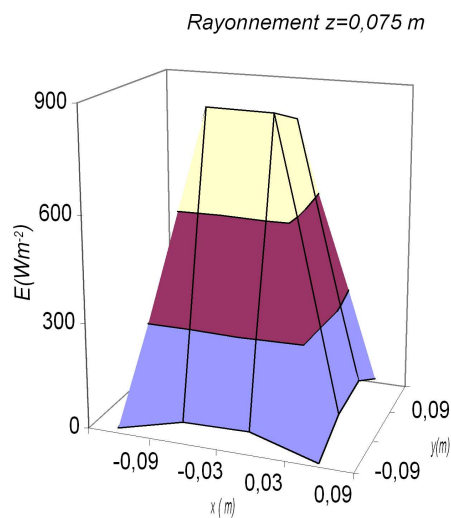
AMI.5G	E(W/m <sup>2</sup> ) z=0,319 m			
Coord. x	Coordonnée y			
	-0,09	-0,03	0,03	0,09
0,09	441	483	478	443
0,03	486	526	520	476
-0,03	493	533	526	480
-0,09	442	483	478	437



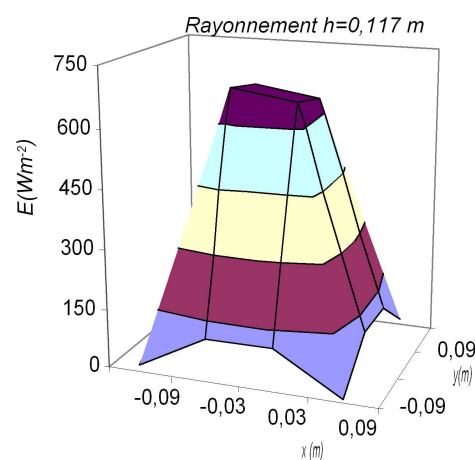


AMI.5G	E(W/m <sup>2</sup> ) z=0,360 m			
Coord. x	Coordonnée y			
	-0,09	-0,03	0,03	0,09
0,09	393	430	430	404
0,03	423	459	458	425
-0,03	427	462	461	427
-0,09	387	425	423	394

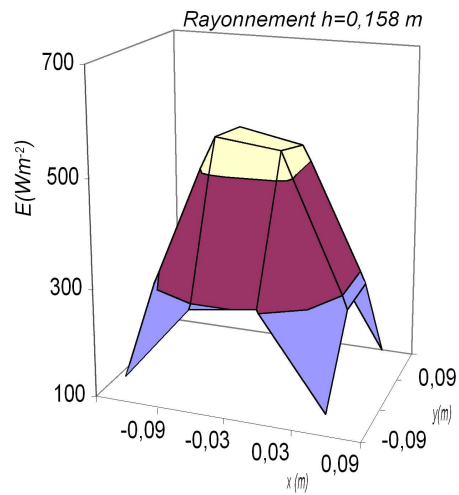
figure A5.3 : Eclairage du plan de travail avec réducteur de puissance à 60%. Filtre du simulateur solaire de AMI.5G



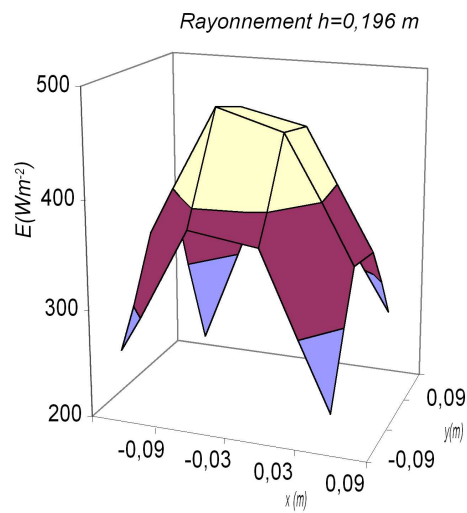
AMI.5G	E(W/m <sup>2</sup> ) z=0,075 m			
Coord. x	Coordonnée y			
	-0,09	-0,03	0,03	0,09
0,09	15	64,5	68,6	12,81
0,03	99,1	876	874	61,1
-0,03	91,7	813	821	84,2
-0,09	13,83	62,7	61	12,4



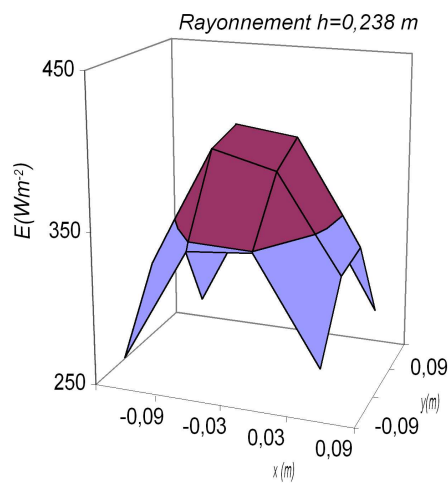
AMI.5G	E(W/m <sup>2</sup> ) z=0,117 m			
Coord. x	Coordonnée y			
	-0,09	-0,03	0,03	0,09
0,09	16,88	109,1	109,4	7,07
0,03	108,7	684	662	107,5
-0,03	108,1	663	637	106,3
-0,09	27,8	107,1	109,1	13,41



AMI.5G	E(W/m <sup>2</sup> ) z=0,158 m			
Coord. x	Coordonnée y			
	-0,09	-0,03	0,03	0,09
0,09	149,6	291	305	138,1
0,03	277	563	547	278
-0,03	278	551	530	278
-0,09	138,1	292	296	33,1



AMI.5G	E(W/m <sup>2</sup> ) z=0,196 m			
Coord. x	Coordonnée y			
	-0,09	-0,03	0,03	0,09
0,09	267	383	375	238
0,03	356	478	459	347
-0,03	347	465	451	339
-0,09	210	376	363	260



AMI.5G	E(W/m <sup>2</sup> ) z=0,238 m			
Coord. x	Coordonnée y			
	-0,09	-0,03	0,03	0,09
0,09	271	346	349	283
0,03	319	398	387	326
-0,03	327	404	399	330
-0,09	263	345	343	272

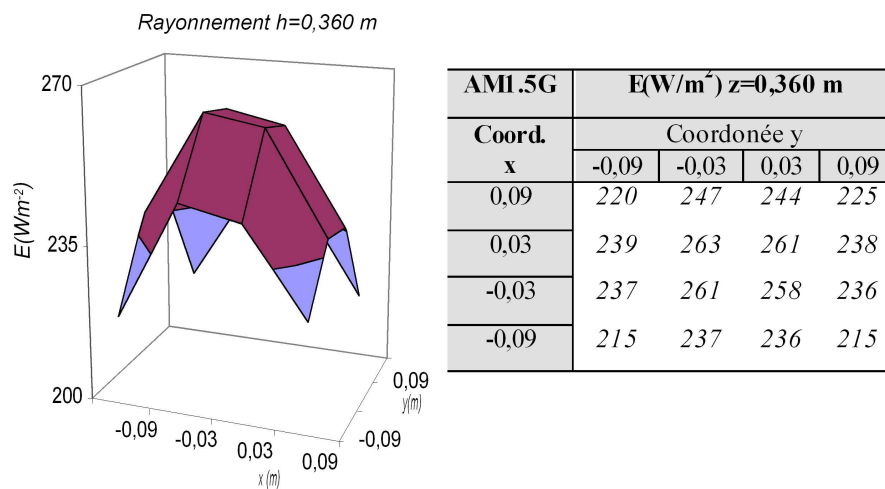
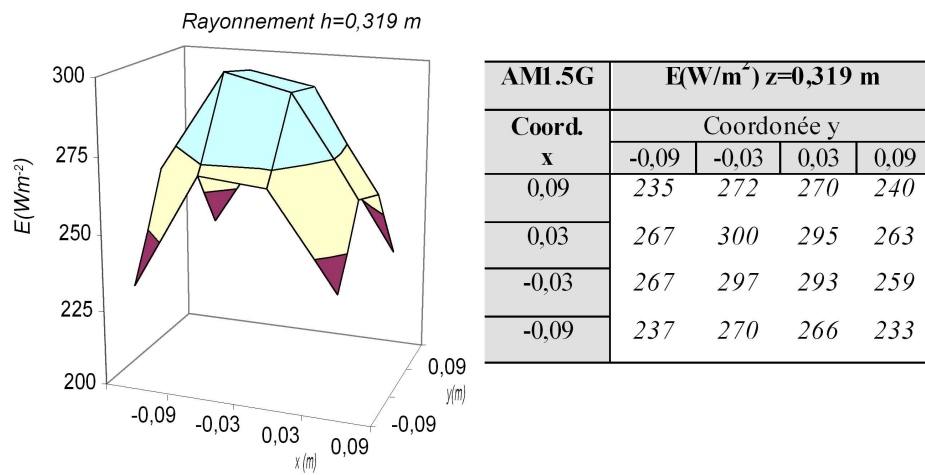
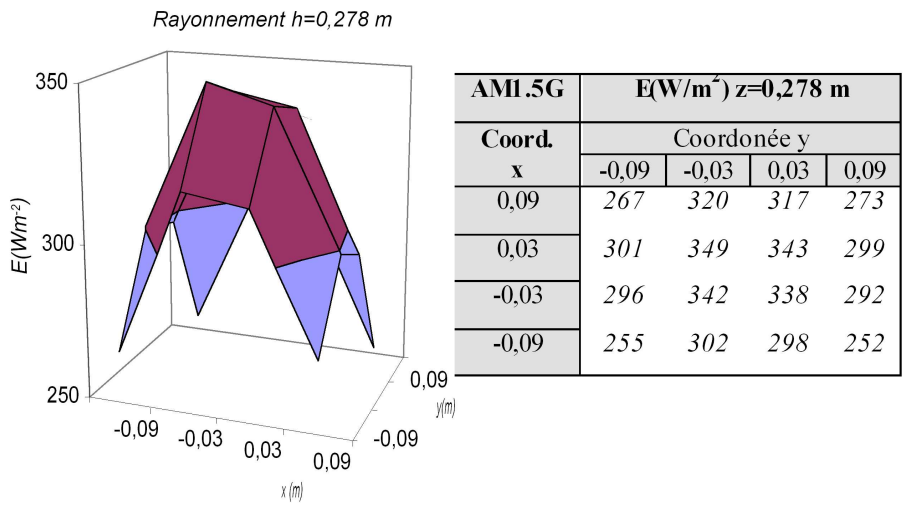
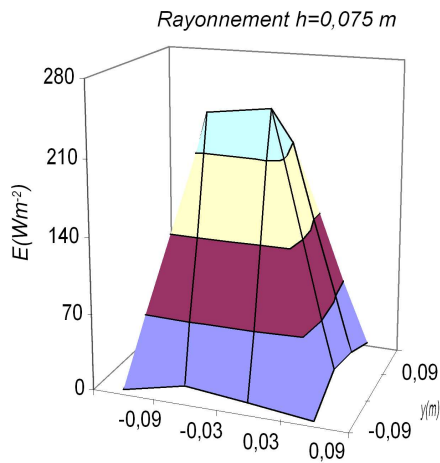
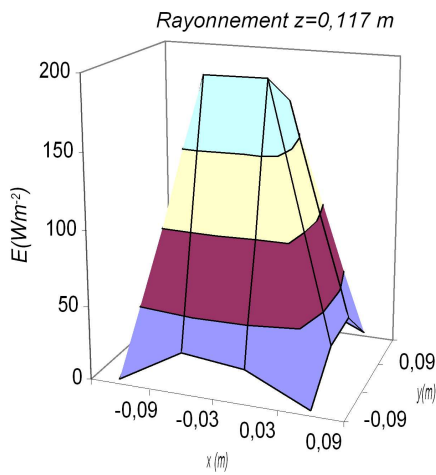


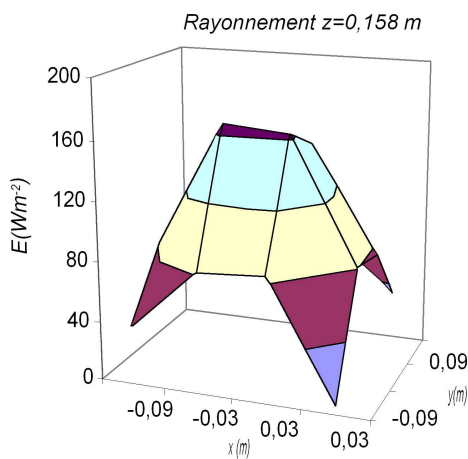
figure A5.4 : Eclairement du plan de travail avec réducteur de puissance à 36%. Filtre du simulateur solaire de AMI.5G



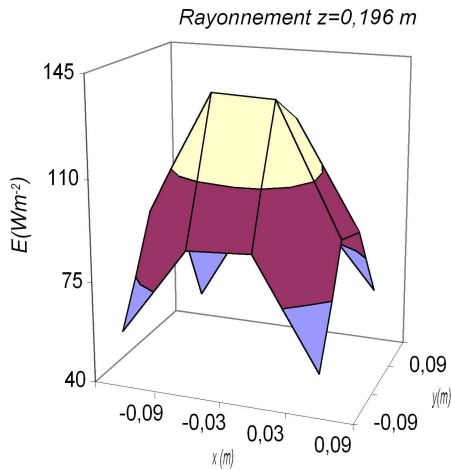
AMI.5G	$E(\text{W/m}^2) z=0,075$ m			
Coord. x	Coordonnée y			
	-0,09	-0,03	0,03	0,09
0,09	3,84	17,79	11,35	3,36
0,03	23,4	245	253	25,1
-0,03	23,7	203	212	16,86
-0,09	3,58	9,38	9,83	3,25



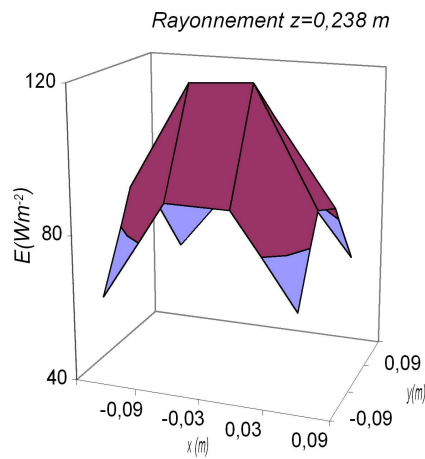
AMI.5G	$E(\text{W/m}^2) z=0,117$ m			
Coord. x	Coordonnée y			
	-0,09	-0,03	0,03	0,09
0,09	3,54	27,3	23,4	3,14
0,03	27,6	196	195,7	28,3
-0,03	27,3	176,5	173,3	30,6
-0,09	6,26	21,9	22,3	2,32



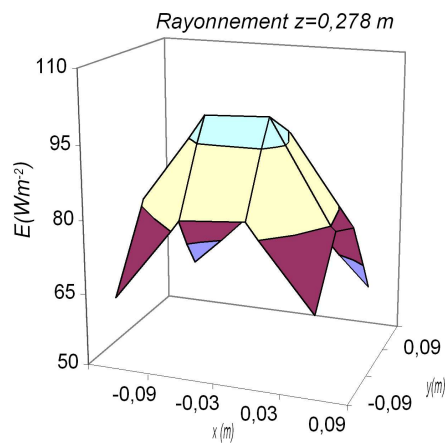
AMI.5G	$E(\text{W/m}^2) z=0,158$ m			
Coord. x	Coordonnée y			
	-0,09	-0,03	0,03	0,09
0,09	39,8	81,6	84,6	6,29
0,03	82,5	167,6	163,7	80,9
-0,03	80,6	151,6	148,1	74,7
-0,09	32,5	73,2	69,5	33,5



AMI.5G	E(W/m <sup>2</sup> ) z=0,196 m			
Coord. x	Coordonnée y			
	-0,09	-0,03	0,03	0,09
0,09	60	90,1	91,7	55,3
0,03	94,4	137	136,1	91,9
-0,03	88,5	126,3	125,4	87,6
-0,09	48,4	86,2	85,8	58,6



AMI.5G	E(W/m <sup>2</sup> ) z=0,238 m			
Coord. x	Coordonnée y			
	-0,09	-0,03	0,03	0,09
0,09	64,6	91,1	91,4	67
0,03	89,2	118,6	119,7	87,9
-0,03	80,8	105,8	108,2	83,8
-0,09	62,4	83,5	85,6	64,5



AMI.5G	E(W/m <sup>2</sup> ) z=0,278 m			
Coord. x	Coordonnée y			
	-0,09	-0,03	0,03	0,09
0,09	65,1	82,1	83,1	66,7
0,03	81,3	99,7	100,4	78,8
-0,03	77,1	94,1	94,3	75,6
-0,09	59	72,2	72,3	58,1

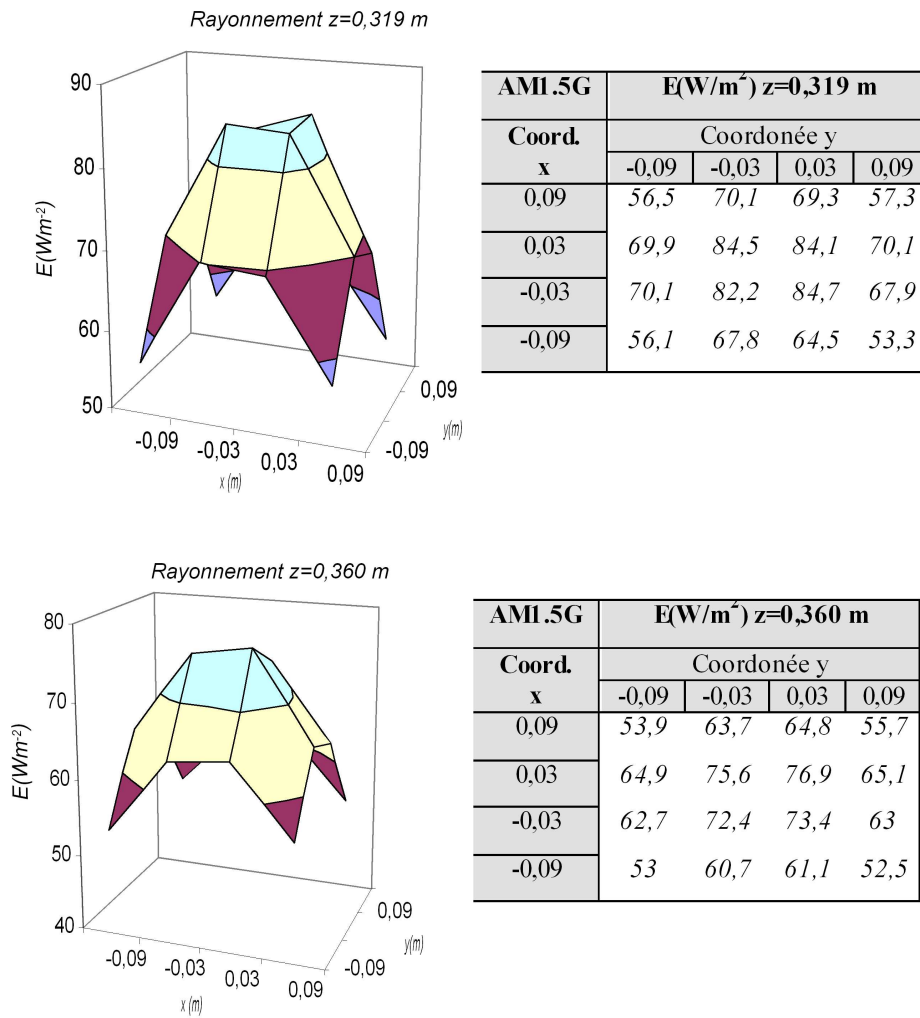


figure A553 : Eclairage du plan de travail avec réducteur de puissance à 12%. Filtre du simulateur solaire de AMI.5G

AM1.5G		E(W/m <sup>2</sup> ) Données corrigées z=0,075 m.			
y	x	-0,09	-0,03	0,03	0,09
0,09		53,1	405,4	255,5	45,25
0,03		411,4	3255,5	3284,7	365
-0,03		194,7	3182,5	3211,7	200
-0,09		50,4	258,7	259,6	43,8

tableau A5.a1: Mesures corrigées du rayonnement reçu sur la surface éclairée (z=7,5 cm ; gamme 0,28 à 2,5  $\mu$ m)

tableau A5.a2: Mesures corrigées du rayonnement reçu sur la surface éclairée en utilisant le réducteur de puissance de 86% (z=7,5 cm ; gamme : 0,28 à 2,5  $\mu$ m)

AM1.5G		E(W/m <sup>2</sup> ) Données corrigées z=0,075 m.			
x	y	-0,09	-0,03	0,03	0,09
0,09		52	177	157	44
0,03		219	2968	2982	833
-0,03		210	2953	2953	360
-0,09		49	154	158	44

AM1.5G		E(W/m <sup>2</sup> ) Données corrigées z=0,075 m.			
x	y	-0,09	-0,03	0,03	0,09
0,09		38	135	126	33
0,03		189	2212	2228	488
-0,03		180	2136	2151	349
-0,09		37	128	127	31

tableau A5.a3: Mesures corrigées du rayonnement reçu sur la surface éclairée en utilisant le réducteur de puissance de 60% (z=7,5 cm ; gamme : 0,28 à 2,5  $\mu$ m)

tableau A5.a4: Mesures corrigées du rayonnement reçu sur la surface éclairée en utilisant le réducteur de puissance de 36% (z=7,5 cm ; gamme : 0,28 à 2,5  $\mu$ m)

AM1.5G		E(W/m <sup>2</sup> ) Données corrigées z=0,075 m.			
x	y	-0,09	-0,03	0,03	0,09
0,09		22	94	100	19
0,03		145	1281	1278	89
-0,03		134	1189	1200	123
-0,09		20	92	89	18

AM1.5G		E(W/m <sup>2</sup> ) Données corrigées z=0,075 m.			
x	y	-0,09	-0,03	0,03	0,09
0,09		6	26	17	5
0,03		34	358	370	37
-0,03		35	297	310	25
-0,09		5	14	14	5

tableau A5.a5: Mesures corrigées du rayonnement reçu sur la surface éclairée en utilisant le réducteur de puissance de 12% (z=7,5 cm ; gamme : 0,28 à 2,5  $\mu$ m)

tableau A5.b1: Mesures corrigées du rayonnement reçu sur la surface éclairée ( $z=11,7\text{ cm}$  ;  $\text{gamme} : 0,28 \text{ à } 2,5\ \mu\text{m}$ )

AM1.5G		E(W/m <sup>2</sup> ) Données corrigées $z=0,117\text{ m}$ .			
x	y	-0,09	-0,03	0,03	0,09
0,09		61,2	482	510	27,2
0,03		524	2610	2547	515
-0,03		472	2653	2565	532
-0,09		112	504	486	52

AM1.5G		E(W/m <sup>2</sup> ) Données corrigées $z=0,117\text{ m}$ .			
x	y	-0,09	-0,03	0,03	0,09
0,09		61	433	437	25
0,03		442	2346	2281	434
-0,03		446	2368	2288	443
-0,09		107	449	444	43

tableau A5.b2: Mesures corrigées du rayonnement reçu sur la surface éclairée en utilisant le réducteur de puissance de 86% ( $z=11,7\text{ cm}$  ;  $\text{gamme} : 0,28 \text{ à } 2,5\ \mu\text{m}$ )

AM1.5G		E(W/m <sup>2</sup> ) Données corrigées $z=0,117\text{ m}$ .			
x	y	-0,09	-0,03	0,03	0,09
0,09		42	301	300	18
0,03		304	1746	1687	297
-0,03		303	1740	1667	295
-0,09		70	297	297	30

tableau A5.b3: Mesures corrigées du rayonnement reçu sur la surface éclairée en utilisant le réducteur de puissance de 60% ( $z=11,7\text{ cm}$  ;  $\text{gamme} : 0,28 \text{ à } 2,5\ \mu\text{m}$ )

AM1.5G		E(W/m <sup>2</sup> ) Données corrigées $z=0,117\text{ m}$ .			
x	y	-0,09	-0,03	0,03	0,09
0,09		24	160	160	10
0,03		159	1000	968	157
-0,03		158	969	931	155
-0,09		41	157	160	20

tableau A5.b4: Mesures corrigées du rayonnement reçu sur la surface éclairée en utilisant le réducteur de puissance de 36% ( $z=11,7\text{ cm}$  ;  $\text{gamme} : 0,28 \text{ à } 2,5\ \mu\text{m}$ )

AM1.5G		E(W/m <sup>2</sup> ) Données corrigées $z=0,117\text{ m}$ .			
x	y	-0,09	-0,03	0,03	0,09
0,09		5	40	34	5
0,03		40	286	286	41
-0,03		40	258	253	45
-0,09		9	32	33	3

tableau A5.b5: Mesures corrigées du rayonnement reçu sur la surface éclairée en utilisant le réducteur de puissance de 12% ( $z=11,7\text{ cm}$  ;  $\text{gamme} : 0,28 \text{ à } 2,5\ \mu\text{m}$ )



AM1.5G		E(W/m <sup>2</sup> ) Données corrigées z=0,158 m.			
x	y	-0,09	-0,03	0,03	0,09
0,09		665	1228	1234	221
0,03		1110	1871	1858	1238
-0,03		1146	1883	1863	1172
-0,09		547	1146	1172	591

tableau A5.c1: Mesures corrigées du rayonnement reçu sur la surface éclairée (z=15,8 cm ; gamme 0,28 à 2,5  $\mu\text{m}$ )

tableau A5.c2: Mesures corrigées du rayonnement reçu sur la surface éclairée en utilisant le réducteur de puissance de 86% (z=15,8 cm ; gamme 0,28 à 2,5  $\mu\text{m}$ )

AM1.5G		E(W/m <sup>2</sup> ) Données corrigées z=0,158 m.			
x	y	-0,09	-0,03	0,03	0,09
0,09		665	1228	1234	221
0,03		1110	1871	1858	1238
-0,03		1146	1883	1863	1172
-0,09		547	1146	1172	591

AM1.5G		E(W/m <sup>2</sup> ) Données corrigées z=0,158 m.			
x	y	-0,09	-0,03	0,03	0,09
0,09		425	841	874	139
0,03		792	1425	1399	867
-0,03		804	1425	1380	807
-0,09		387	810	826	420

tableau A5.c3: Mesures corrigées du rayonnement reçu sur la surface éclairée en utilisant le réducteur de puissance de 60% (z=15,8 cm ; gamme 0,28 à 2,5  $\mu\text{m}$ )

tableau A5.c4: Mesures corrigées du rayonnement reçu sur la surface éclairée en utilisant le réducteur de puissance de 36% (z=0,15,8 cm ; gamme 0,28 à 2,5  $\mu\text{m}$ )

AM1.5G		E(W/m <sup>2</sup> ) Données corrigées z=0,158 m.			
x	y	-0,09	-0,03	0,03	0,09
0,09		219	425	446	202
0,03		405	823	800	406
-0,03		406	806	775	406
-0,09		202	427	433	48

AM1.5G		E(W/m <sup>2</sup> ) Données corrigées z=0,158 m.			
x	y	-0,09	-0,03	0,03	0,09
0,09		58	119	124	9
0,03		121	245	239	118
-0,03		118	222	217	109
-0,09		48	108	102	49

tableau A5.c5: Mesures corrigées du rayonnement reçu sur la surface éclairée en utilisant le réducteur de puissance de 12% (z=15,8 cm ; gamme 0,28 à 2,5  $\mu\text{m}$ )

tableau A5.d1: Mesures corrigées du rayonnement reçu sur la surface éclairée ( $z=19,6$  cm ; gamme 0,28 à 2,5  $\mu\text{m}$ )

AM1.5G		E(W/m <sup>2</sup> ) Données corrigées $z=0,196$ m.			
x	y	-0,09	-0,03	0,03	0,09
0,09		1180	1418	1399	997
0,03		1424	1656	1613	1355
-0,03		1425	1668	1613	1354
-0,09		917	1406	1363	1088

AM1.5G		E(W/m <sup>2</sup> ) Données corrigées $z=0,196$ m.			
x	y	-0,09	-0,03	0,03	0,09
0,09		1190	1499	1482	993
0,03		1496	1828	1777	1480
-0,03		1504	1842	1917	1488
-0,09		917	1521	1482	1159

tableau A5.d2: Mesures corrigées du rayonnement reçu sur la surface éclairée en utilisant le réducteur de puissance de 86% ( $z=19,6$  cm ; gamme 0,28 à 2,5  $\mu\text{m}$ )

AM1.5G		E(W/m <sup>2</sup> ) Données corrigées $z=0,196$ m.			
x	y	-0,09	-0,03	0,03	0,09
0,09		750	1015	1010	708
0,03		943	1212	1184	968
-0,03		940	1212	1174	952
-0,09		579	1010	994	741

tableau A5.d3: Mesures corrigées du rayonnement reçu sur la surface éclairée en utilisant le réducteur de puissance de 60% ( $z=19,6$  cm ; gamme 0,28 à 2,5  $\mu\text{m}$ )

AM1.5G		E(W/m <sup>2</sup> ) Données corrigées $z=0,196$ m.			
x	y	-0,09	-0,03	0,03	0,09
0,09		390	560	548	548
0,03		520	699	671	507
-0,03		507	680	659	496
-0,09		307	550	531	380

tableau A5.d4: Mesures corrigées du rayonnement reçu sur la surface éclairée en utilisant le réducteur de puissance de 36% ( $z=19,6$  cm ; gamme 0,28 à 2,5  $\mu\text{m}$ )

AM1.5G		E(W/m <sup>2</sup> ) Données corrigées $z=0,196$ m.			
x	y	-0,09	-0,03	0,03	0,09
0,09		88	132	134	81
0,03		138	200	199	134
-0,03		129	185	183	128
-0,09		71	126	125	86

tableau A5.d5: Mesures corrigées du rayonnement reçu sur la surface éclairée en utilisant le réducteur de puissance de 12% ( $z=19,6$  cm ; gamme 0,28 à 2,5  $\mu\text{m}$ )

AM1.5G		E(W/m <sup>2</sup> ) Données corrigées z=0,238 m.			
x	y	-0,09	-0,03	0,03	0,09
0,09		1143	1281	11262	1070
0,03		1348	1513	1487	1291
-0,03		1367	1525	1490	1297
-0,09		1102	1363	1335	1333

tableau A5.e2: Mesures corrigées du rayonnement reçu sur la surface éclairée en utilisant le réducteur de 86% (z=23,8 cm ; gamme 0,28 à 2,5  $\mu\text{m}$ )

AM1.5G		E(W/m <sup>2</sup> ) Données corrigées z=0,238 m.			
x	y	-0,09	-0,03	0,03	0,09
0,09		753	898	887	765
0,03		879	1083	1026	890
-0,03		909	1048	1031	884
-0,09		716	911	899	734

tableau A5.e4: Mesures corrigées du rayonnement reçu sur la surface éclairée en utilisant le réducteur de 36% (z=23,8 cm ; gamme 0,28 à 2,5  $\mu\text{m}$ )

AM1.5G		E(W/m <sup>2</sup> ) Données corrigées z=0,238 m.			
x	y	-0,09	-0,03	0,03	0,09
0,09		94	133	134	98
0,03		130	173	175	128
-0,03		118	155	158	122
-0,09		91	122	125	94

tableau A5.e1: Mesures corrigées du rayonnement reçu sur la surface éclairée (z=23,8 cm ; gamme 0,28 à 2,5  $\mu\text{m}$ )

AM1.5G		E(W/m <sup>2</sup> ) Données corrigées z=0,238 m.			
x	y	-0,09	-0,03	0,03	0,09
0,09		1034	1238	1225	1076
0,03		1221	1396	1374	1224
-0,03		1254	1414	1387	1216
-0,09		1028	1259	1238	1054

tableau A5.e3: Mesures corrigées du rayonnement reçu sur la surface éclairée en utilisant le réducteur de 60% (z=23,8 cm ; gamme 0,28 à 2,5  $\mu\text{m}$ )

AM1.5G		E(W/m <sup>2</sup> ) Données corrigées z=0,238 m.			
x	y	-0,09	-0,03	0,03	0,09
0,09		396	506	510	414
0,03		466	582	566	477
-0,03		478	591	583	482
-0,09		384	504	502	398

tableau A5.e5: Mesures corrigées du rayonnement reçu sur la surface éclairée en utilisant le réducteur de 12% (z=23,8 cm ; gamme 0,28 à 2,5  $\mu\text{m}$ )

tableau A5.f1: Mesures corrigées du rayonnement reçu sur la surface éclairée ( $z=27,8$  cm ; gamme 0,28 à 2,5  $\mu\text{m}$ )

AM1.5G		E(W/m <sup>2</sup> ) Données corrigées $z=0,278$ m.			
x	y	-0,09	-0,03	0,03	0,09
0,09		1019	1148	1142	1042
0,03		1183	1310	1295	1174
-0,03		1194	1317	1303	1177
-0,09		1031	1900	1181	1061

AM1.5G		E(W/m <sup>2</sup> ) Données corrigées $z=0,278$ m.			
x	y	-0,09	-0,03	0,03	0,09
0,09		1013	1116	1098	1009
0,03		1110	1206	1189	1083
-0,03		1117	1216	1193	1080
-0,09		982	1102	1089	980

tableau A5.f2: Mesures corrigées du rayonnement reçu sur la surface éclairée en utilisant le réducteur de 86% ( $z=27,8$  cm ; gamme 0,28 à 2,5  $\mu\text{m}$ )

AM1.5G		E(W/m <sup>2</sup> ) Données corrigées $z=0,278$ m.			
x	y	-0,09	-0,03	0,03	0,09
0,09		730	817	807	727
0,03		806	886	873	787
-0,03		806	889	873	782
-0,09		699	794	782	689

tableau A5.f3: Mesures corrigées du rayonnement reçu sur la surface éclairée en utilisant le réducteur de 60% ( $z=27,8$  cm ; gamme 0,28 à 2,5  $\mu\text{m}$ )

AM1.5G		E(W/m <sup>2</sup> ) Données corrigées $z=0,278$ m.			
x	y	-0,09	-0,03	0,03	0,09
0,09		390	468	463	399
0,03		440	510	502	437
-0,03		433	500	494	427
-0,09		373	442	436	368

tableau A5.f4: Mesures corrigées du rayonnement reçu sur la surface éclairée en utilisant le réducteur de 36% ( $z=27,8$  cm ; gamme 0,28 à 2,5  $\mu\text{m}$ )

AM1.5G		E(W/m <sup>2</sup> ) Données corrigées $z=0,278$ m.			
x	y	-0,09	-0,03	0,03	0,09
0,09		95	120	122	98
0,03		119	146	147	115
-0,03		113	138	138	111
-0,09		86	106	106	85

tableau A5.f5: Mesures corrigées du rayonnement reçu sur la surface éclairée en utilisant le réducteur de 12% ( $z=27,8$  cm ; gamme 0,28 à 2,5  $\mu\text{m}$ )

AM1.5G		E(W/m <sup>2</sup> ) Données corrigées z=0,319 m.			
x	y	-0,09	-0,03	0,03	0,09
0,09		955	1042	1034	959
0,03		1070	1159	1156	1060
-0,03		1070	1161	1156	1060
-0,09		968	1061	1045	968

tableau A5.g1: Mesures corrigées du rayonnement reçu sur la surface éclairée (z=31,9 cm ; gamme 0,28 à 2,5 μm)

AM1.5G		E(W/m <sup>2</sup> ) Données corrigées z=0,319 m.			
x	y	-0,09	-0,03	0,03	0,09
0,09		892	965	961	892
0,03		965	1037	1028	950
-0,03		969	1045	1035	950
-0,09		901	971	963	892

tableau A5.g2: Mesures corrigées du rayonnement reçu sur la surface éclairée en utilisant le réducteur de 86% (z=31,9 cm ; gamme 0,28 à 2,5 μm)

AM1.5G		E(W/m <sup>2</sup> ) Données corrigées z=0,319 m.			
x	y	-0,09	-0,03	0,03	0,09
0,09		645	706	699	648
0,03		710	769	760	696
-0,03		721	779	769	702
-0,09		646	706	699	639

tableau A5.g3: Mesures corrigées du rayonnement reçu sur la surface éclairée en utilisant le réducteur de 60% (z=31,9 cm ; gamme 0,28 à 2,5 μm)

AM1.5G		E(W/m <sup>2</sup> ) Données corrigées z=0,319 m.			
x	y	-0,09	-0,03	0,03	0,09
0,09		244	398	395	351
0,03		390	439	431	384
-0,03		390	434	428	379
-0,09		346	395	389	341

tableau A5.g4: Mesures corrigées du rayonnement reçu sur la surface éclairée en utilisant le réducteur de 36% (z=31,9 cm ; gamme 0,28 à 2,5 μm)

AM1.5G		E(W/m <sup>2</sup> ) Données corrigées z=0,319 m.			
x	y	-0,09	-0,03	0,03	0,09
0,09		83	102	101	84
0,03		102	124	123	102
-0,03		102	120	124	99
-0,09		82	99	94	78

tableau A5.g5: Mesures corrigées du rayonnement reçu sur la surface éclairée en utilisant le réducteur de 12% (z=31,9 cm ; gamme 0,28 à 2,5 μm)

AM1.5G		E(W/m <sup>2</sup> ) Données corrigées z=0,360 m.			
x	y	-0,09	-0,03	0,03	0,09
0,09		855	931	931	870
0,03		946	1019	1019	946
-0,03		943	1016	1016	943
-0,09		855	928	928	867

tableau A5.h1: Mesures corrigées du rayonnement reçu sur la surface éclairée (z=31,9 cm ; gamme 0,28 à 2,5  $\mu\text{m}$ )

tableau A5.h2: Mesures corrigées du rayonnement reçu sur la surface éclairée en utilisant le réducteur de 86% (z=31,9 cm ; gamme 0,28 à 2,5  $\mu\text{m}$ )

AM1.5G		E(W/m <sup>2</sup> ) Données corrigées z=0,360 m.			
x	y	-0,09	-0,03	0,03	0,09
0,09		806	863	864	807
0,03		851	911	911	844
-0,03		849	909	908	842
-0,09		794	849	849	791

AM1.5G		E(W/m <sup>2</sup> ) Données corrigées z=0,360 m.			
x	y	-0,09	-0,03	0,03	0,09
0,09		575	629	629	591
0,03		618	671	670	621
-0,03		624	675	674	624
-0,09		566	621	618	576

tableau A5.h3: Mesures corrigées du rayonnement reçu sur la surface éclairée en utilisant le réducteur de 60% (z=31,9 cm ; gamme 0,28 à 2,5  $\mu\text{m}$ )

tableau A5.h4: Mesures corrigées du rayonnement reçu sur la surface éclairée en utilisant le réducteur de 36% (z=31,9 cm ; gamme 0,28 à 2,5  $\mu\text{m}$ )

AM1.5G		E(W/m <sup>2</sup> ) Données corrigées z=0,360 m.			
x	y	-0,09	-0,03	0,03	0,09
0,09		322	361	357	329
0,03		349	384	382	348
-0,03		346	382	377	345
-0,09		314	346	345	314

AM1.5G		E(W/m <sup>2</sup> ) Données corrigées z=0,360 m.			
x	y	-0,09	-0,03	0,03	0,09
0,09		78	93	95	81
0,03		95	110	112	95
-0,03		92	106	107	92
-0,09		78	89	89	77

tableau A5.h5: Mesures corrigées du rayonnement reçu sur la surface éclairée en utilisant le réducteur de 12% (z=31,9 cm ; gamme 0,28 à 2,5  $\mu\text{m}$ )



