

République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche
Scientifique



Université Hassiba Benbouali de Chlef
Faculté de Technologie
Département de Génie Mécanique



Mémoire de Magister

Spécialité : **Energies Renouvelables**

Présenté par :

M. DERKAOUI Mawloud

Thème :

**Contribution à l'analyse du couplage d'un séchoir
agro-alimentaire à une machine thermique
fonctionnant à l'énergie solaire**

Soutenu le 27/ 09/2012 devant le jury composé de :

Président :	Mr Ahmed BETTAHAR	Professeur, (U.H.B.Chlef)
Encadreur :	Mr Mustapha DOUANI	Maître de conférence, (U.H.B.Chlef)
Examineurs :	Mr Larbi LOUKARFI	Professeur, (U.H.B.Chlef)
	Mr Mustapha. HATTI	Maître de recherche, (U.D.E.S.Bou-Ismaïl)
	Melle S. KOUADRI MOSTEFAI	Maître de conférence, (U.H.B.Chlef)

Année Universitaire 2011-2012

Résumé : Le séchage de produits agroalimentaires est un procédé où la consommation de l'énergie est particulièrement importante. En vue de réduire le coût de la facture énergétique de l'opération, l'analyse des différents procédés et de diverses sources doivent impliquer le calcul de sa rentabilité énergétique et l'étude de son impact sur l'environnement. Fortement ensoleillée, l'Algérie doit opter pour le recours à l'énergie solaire comme alternative. Dans ce travail, nous proposons une installation complexe composée d'une pompe à chaleur à absorption couplée à un séchoir agroalimentaire. En vue de valoriser les produits locaux, nous sommes concentrés sur l'exploitation de la menthe. La régénération du solvant est assurée par voie solaire. La modélisation et la simulation numérique du fonctionnement de l'installation (SAHPD) ont été abordées en utilisant une approche modulaire, basée sur le concept de bilans de matière et de chaleur. Le choix et l'acquisition des propriétés thermodynamiques du mélange binaire eau-triéthylène glycol ont été entrepris par l'étude comparative de l'équilibre liquide-vapeur des solvants potentiels. Pour l'analyse de la performance énergétique, nous avons introduit le concept du Coefficient de performance (COP). Les résultats de simulation ont mis en évidence l'intérêt énergétique de l'installation fonctionnant en régime stationnaire compte tenu des valeurs de COP obtenues. En effet, pour des températures ambiantes $T_a \in [15, 35^\circ\text{C}]$ et des intensités d'ensoleillement $I_g \in [600, 900 \text{ W/m}^2]$, des valeurs de COP de l'ordre de 1,60 laissent augurer un gain énergétique de 40% avec un rendement du capteur avoisinant 60%. L'influence des variables opératoires T_g , T_c , G , m_s , I_g , etc, sur la performance de l'installation et les dimensions géométriques du capteur solaire a été amplement discutée.

Mots clés : Pompe à chaleur à absorption, capteur solaire, modélisation, simulation, rendement du capteur, COP.

Abstract: The drying of agro alimentary products is a process where energy consumption is particularly important. In order to reduce the cost of the energy bill of the operation, analysis of different process and sources must involve the calculation of its energy efficiency and the study of its impact on the environment. Very sunny and with this regard, it provides for the use of solar energy as an alternative in Algeria. In this paper, we propose a complex system composed of an absorption heat pump coupled with an agro alimentary dryer. To add value to local products, we are focused on the exploitation of mint Solvent regeneration is provided by solar way. Modeling and simulation of system operation (SAHPD) have been discussed by using a modular approach based on the concept of material and heat balances. The selection and acquisition of thermodynamic properties of the binary mixture water-triethylene glycol were undertaken by the study of liquid-vapor equilibrium potential solvents. For the analysis of energy performance, we introduced the concept of coefficient of performance (COP). On the basis of a program written in FORTRAN, simulation results have shown that energy interest system works in steady regime in view of values of COP obtained. In fact, for ambient temperatures $T_a \in [15, 35^\circ\text{C}]$ and intensities of sunlight $I_g \in [600, 900 \text{ W/m}^2]$, COP values of the order of 1,60 portend an energy gain of 40% with a yield of collector around 60%. The influence of operating variables T_g , T_c , G , I_g , m_s , etc, on the performance of the installation and the geometrical dimensions of the solar collector has been widely discussed.

Keywords: absorption heat pump, solar collector, modeling, simulation, collector efficiency, COP.

ملخص: إن تجفيف المنتجات الغذائية هو عملية مستهلكة جدا للطاقة. من أجل خفض تكلفة فاتورة الطاقة في هذه العملية، يجب تحليل مختلف عمليات ومصادر طاقة التجفيف وذلك عبر حساب ربحها الطاقوي ودراسة تأثيراتها على البيئة. مشمسة بقوة، ينبغي للجزائر اختيار الطاقة الشمسية كبديل. في هذا البحث، نقترح نظاما معقدا يتألف من مضخة حرارية موصولة بجهاز تجفيف الغذاء. من أجل تهمين المنتجات المحلية، اخترنا تجفيف مادة النعناع. بحيث ان تجديد المذيب يتم بواسطة الطاقة الشمسية. تناولنا النمذجة والمحاكاة العددية لهذا النظام (SAHPD) باستخدام نموذج رياضي، استنادا إلى مبادئ انحفاظ الكتلة والحرارة. اخترنا ودرسنا الخصائص الحرارية للخليط الثنائي ثلاثي غليكول- ماء بعد دراسة مقارنة للتوازن سائل- بخار لمختلف المذيبات المحتملة. لدراسة الكفاءة الطاقوية، أدخلنا مفهوم معامل الكفاءة (COP). بحيث أظهرت نتائج المحاكاة، الفائدة الطاقوية لهذا النظام نظرا لقيم معامل الكفاءة التي تم الحصول عليها. في الواقع، بالنسبة لدرجات حرارة المحيط $\in [15, 35]^{\circ}\text{C}$ وشدة ضوء الشمس $\in [600, 900]$ و/م²، قدرت قيم معامل الكفاءة نحو 1,60 و التي تمثل كسبا للطاقة يقدر ب 40% مع تحقيق مردود للمجمع الشمسي حوالي 60%. تم دراسة تأثير المتغيرات العملية و الأبعاد الهندسية لمجمع الطاقة الشمسية على أداء النظام.

الكلمات الرئيسية: المضخة الحرارية، مجمع شمسي، النمذجة، المحاكاة، مردود المجمع، معامل الكفاءة.

*R*emerciements

Je tiens à adresser mes plus vifs remerciements à Monsieur M. Douani qui m'a dirigé et orienté avec générosité et assistance tout le long de ce modeste travail.

Je désire exprimer également mes remerciements à Monsieur A. Bettahar pour avoir accepté de présider le jury de la soutenance de ce mémoire.

Que Monsieur L. Loukafri, Monsieur M. Hatti et M^{elle} S. Kouadri Mostefai, trouvent ici l'expression de mes remerciements les plus chaleureux pour l'intérêt qu'ils ont accordé à l'analyse de ce travail tout en acceptant de participer au jury d'examen de cette thèse.

Je remercie tous ceux qui m'ont soutenu et aidé, tant sur les plans moral que scientifique, dans la réalisation de cet humble travail.

édicaces

Je dédie ce travail :

A toute ma famille et mes ami(e)s

 **ERKAOUI**  *Mawloud*



Sommaire

Liste des symboles

Liste des tableaux

Liste des figures

Introduction générale 1

Chapitre I : Problématique de la consommation d'énergie dans l'opération de séchage

Introduction 4

I.1 Problèmes de l'accroissement des besoins en énergie 4

I.2 Problèmes liés à la surconsommation d'énergie fossile 5

I.3 Analyse énergétique du séchage 6

I.4 Séchage dans les industries agroalimentaires 7

I.5 Intérêt et critères du choix du séchoir 8

I.6 Techniques de séchage par convection de produits agroalimentaires 9

I.6.1 Séchage par les générateurs à brûleurs 9

I.6.2 Séchage par résistances électriques 9

I.6.3 Séchage par pompe à chaleur à compression mécanique de vapeur 9

I.6.4 Séchage par pompe à chaleur à absorption 14

I.7 Intérêt de l'utilisation des machines thermiques à absorption 16

Chapitre II : Analyse du fonctionnement de la PACA

Introduction 17

II.1 Principe de fonctionnement d'une pompe à chaleur 17

II.2 Principe de fonctionnement d'une pompe à chaleur à absorption 18

II.2.1 Description de l'installation 19

II.3 Composants d'une pompe à chaleur à absorption 21

II.3.1 Condenseur 21

II.3.2 Evaporateur 22

II.3.3 Détendeur 22

II.3.4 Générateur 22

II.3.5 Absorbeur 22

II.4 Coefficient de performance d'une pompe à chaleur à absorption 23



II.5 Couplage d'une pompe à chaleur à absorption-Séchoir agroalimentaire	25
II.5.1 Séchoir à fourniture d'énergie répartie	26
II.5.2 Procédé retenu	26
II.6 Intégration d'une source d'énergie renouvelable sur le procédé retenu	27
II.6.1 Principe de base du système solaire thermique	29
II.6.1.1 Sous système de captage	29
II.6.1.2 Sous système de stockage	29
II.6.1.3 Energie d'appoint	30
II.6.1.4 Capteurs solaires	30
Chapitre III : Détermination du couple de fonctionnement de la PACA	
Introduction	32
III.1 Critère de sélection du couple binaire	32
III.2 Caractérisation du couple binaire.....	33
III.3 Choix du couple de fonctionnement de la PACA	35
III.3.1 Analyse des équilibres liquide-vapeur	35
III.3.2 Analyse des données d'équilibre liquide-vapeur.....	38
III.4 Acquisition des données thermodynamiques du couple sélectionné	39
III.4.1 Calcul de l'enthalpie de mélange liquide (TEG-H ₂ O)	39
III.4.2 Détermination des coefficients d'activité de l'eau et de TEG	40
III.4.3 Calcul de la tension de vapeur du mélange.....	41
III.4.4 Calcul de la tension de vapeur des corps purs	41
III.4.5 Propriétés physico-chimiques de la solution	41
III.4.5.1 Calcul de la viscosité dynamique	41
III.4.5.2 Calcul de la densité	42
III.4.5.3 Calcul de la conductivité thermique.....	42
III.5 Séchage thermique de la menthe verte	42
III.5.1 Etude de la thermodynamique du séchage de la menthe.....	43
III.5.2 Modélisation de la cinétique de sorption	44
III.5.3 Acquisition des isothermes de désorption de la menthe verte	45
III.5.3.1 Isothermes de désorption	45
III.5.3.2 Données thermodynamiques	46
Conclusion	47

Chapitre IV : Modélisation mathématique du fonctionnement de l'installation



Introduction	48
IV.1 Calcul du capteur solaire plan.....	49
IV.1.1 Conductance thermique du capteur solaire.....	50
IV.1.1.1 Pertes thermiques vers l'avant	52
IV.1.1.2 Pertes thermiques vers l'arrière.....	56
IV.1.2 Analyse thermique de la plaque absorbante	56
IV.1.3 Rendement du capteur solaire.....	62
IV.2 Calcul du générateur	62
IV.2.1 Modèle mathématique de l'unité de régénération.....	62
IV.2.2 Calcul des coefficients d'équilibre.....	63
IV.2.3 Calcul de l'enthalpie de la phase vapeur	64
IV.2.4 Calcul de la surface d'échange du générateur	64
IV.2.5 Coefficient d'échange par convection forcée interne aux tubes	65
IV.2.6 Coefficient d'échange par convection forcée externe aux tubes	65
IV.3 Calcul du condenseur	66
IV.3.1 Résistance globale de transfert de chaleur	66
IV.3.2 Coefficient de transmission thermique interne aux tubes	67
IV.3.3 Résistance au transfert thermique par conduction.....	68
IV.3.4 Résistance au transfert thermique externe aux tubes	68
IV.4 Calcul du séchoir	69
IV.4.1 Bilan de matière.....	69
IV.4.2 Bilan enthalpique.....	70
IV.5 Calcul de l'absorbeur	71
IV.5.1 Colonnes d'absorption à garnissage	72
IV.5.2 Modèle mathématique de l'absorbeur	72
IV.5.3.1 Bilan de matière	73
IV.5.3.2 Bilan enthalpique	73
IV.6 Calcul de l'échangeur de solution	74
IV.7 Calcul du préchauffeur de l'air.....	74
IV.8 Calcul du détendeur	75
IV.9 Calcul de la pompe de circulation	75
Chapitre V : Simulation numérique du fonctionnement de l'installation	
Introduction	76
V.1 Principe de l'analyse de degrés de liberté	76



V.1.1 Application à l'analyse du capteur	77
V.1.2 Application à l'analyse du générateur	78
V.1.3 Application à l'analyse du condenseur	79
V.1.4 Application à l'analyse de l'absorbeur	80
V.1.5 Application à l'analyse du séchoir	82
V.1.6 Application au détendeur	83
V.1.7 Application à la pompe de circulation.....	84
V.1.8 Application à l'analyse de l'unité.	87
V.2 Simulation du fonctionnement de l'installation	88
V.2.1 Algorithme de calcul	88
V.2.2 Sous organigramme de calcul du capteur solaire plan	89
V.2.3 Organigramme de calcul de l'installation	91

Chapitre VI : Résultats et discussions

VI.3 Résultats et discussions	94
VI.3 Impact des paramètres sur la performance de l'installation.....	94
VI.3.1.1 Validation des résultats	94
VI.3.1.2 Température T_g et température T_6	95
VI.3.1.3 Débit d'air et sa teneur en vapeur d'eau à l'entrée de l'absorbeur ...	96
VI.3.1.4 Température du condenseur et du générateur.....	97
VI.3.1.5 Humidité de l'air à la sortie du séchoir et température du générateur	98
VI.3.1.6 Température de l'air à la sortie du séchoir	99
VI.3.6 Teneur initiale en eau et débit massique du matériau humide	100
VI.3.2 Impact des paramètres sur la performance du capteur	101
VI.3.2.1 Validation des résultats	101
VI.3.2.2 Paramètre $[(T_{fe}-T_a)/I_g]$	101
VI.3.2.3 Variation diurne de l'intensité d'ensoleillement	103
VI.3.2.4 Température ambiante et température au générateur.....	104
VI.3.2.5 Température du générateur et l'intensité d'ensoleillement	105
VI.3.2.6 Teneur finale en eau du matériau à sécher	106
VI.3.2.7 Température du générateur et humidité de l'air sur la teneur en eau finale.....	107
VI.3.2.8 Température au condenseur et au générateur sur les dimensions du condenseur et du générateur	108



Conclusion générale 110

Références bibliographiques

Annexes



Liste des figures

N°	Légende	Page
Figure I.1	<i>Demande mondiale d'énergie</i>	5
Figure I.2	<i>Modification de la température de la surface de la terre observée jusqu'en 1990 et prédite à partir de différents modèles jusqu'en 2100</i>	6
Figure I.3	<i>Principe du couplage séchoir-PACMV</i>	10
Figure I.4	<i>Evolution des caractéristiques de l'air dans le séchoir dans le diagramme de Carrier.</i>	12
Figure I.5	<i>Profils de température des fluides dans le condenseur et dans l'évaporateur</i>	13
Figure I.6	<i>Evolution de l'air (Séchage par pompe à chaleur)</i>	14
Figure I.7	<i>Couplage pompe à chaleur à absorption –séchoir (circuit ouvert)</i>	16
Figure II.1	<i>Structure de la machine thermique à absorption à simple effet</i>	20
Figure II.2	<i>Cycle thermodynamique d'une pompe à chaleur à absorption dans le diagramme d'Oldham</i>	21
Figure II.3	<i>Echangeur de chaleur coaxial utilisé en condenseur ou évaporateur</i>	21
Figure II.4	<i>Vanne d'expansion</i>	22
Figure II.5	<i>Définition du coefficient de performance d'une pompe à chaleur à absorption</i>	23
Figure II.6	<i>Couplage pompe à chaleur à absorption-séchoir (circuit ouvert)</i>	25
Figure II.7	<i>Séchoir à fourniture d'énergie répartie</i>	26
Figure II.8	<i>Représentation schématique du procédé retenu</i>	27
Figure II.9	<i>Représentation schématique du dispositif étudié</i>	28
Figure II.10	<i>Différents types de capteurs solaires</i>	31
Figure III.1	<i>Données d'équilibre liquide-vapeur du système eau/DEG, eau/TEG, eau/LiBr et eau /LiCl à (T=40°C, Ptot=760mmHg)</i>	36



Figure III.2	<i>Données d'équilibre liquide-vapeur du système eau/DEG, eau/TEG, eau/LiBr et eau /LiCl à ($T=60^{\circ}\text{C}$, $P_{\text{tot}}=760\text{mmHg}$)</i>	36
Figure III.3	<i>Variation de la pression totale avec la composition et la température pour le mélange eau/DEG</i>	37
Figure III.4	<i>Variation de la pression totale avec la composition et la température pour le mélange eau/TEG</i>	37
Figure III.5	<i>Menthes fraîches</i>	43
Figure III.6	<i>Menthes séchées à 45°C</i>	43
Figure III.7	<i>Isothermes de sorption illustrant le phénomène d'hystérésis</i>	44
Figure III.8	<i>Isothermes de désorption de la menthe verte lissées par le modèle de GAB</i>	46
Figure III.9	<i>Chaleur isostérique de désorption de la menthe verte</i>	47
Figure IV.1	<i>Représentation schématique du dispositif étudié</i>	41
Figure IV.2	<i>Description du capteur solaire plan</i>	42
Figure IV.3	<i>Analogie thermoélectrique d'un capteur solaire plan</i>	51
Figure IV.4	<i>Schéma du capteur plan étudié</i>	57
Figure IV.5	<i>Schéma d'une coupe de l'absorbeur</i>	57
Figure IV.6	<i>Bilan thermique sur un élément de fluide</i>	60
Figure V.1	<i>Schéma simplifié du capteur solaire</i>	77
Figure V.2	<i>Schéma simplifié du générateur</i>	78
Figure V.3	<i>Schéma simplifié du condenseur</i>	79
Figure V.4	<i>Schéma simplifié de l'absorbeur</i>	81
Figure V.5	<i>Schéma simplifié d'un séchoir</i>	82
Figure V.6	<i>Schéma standard du détendeur</i>	83
Figure V.7	<i>Schéma simplifié de la pompe de circulation</i>	84
Figure V.8	<i>Organigramme de calcul du capteur solaire plan</i>	90
Figure V.9	<i>Organigramme de calcul de l'installation</i>	93
Figure VI.10	<i>Comparaison des coefficients de performance (COP)</i>	94



Figure VI.11	<i>Influence de la température du générateur et la température de la solution pauvre à l'entrée de l'absorbeur sur la performance de l'installation</i>	95
Figure VI.12	<i>Influence du débit d'air à l'entrée de l'absorbeur sur la performance de l'installation</i>	96
Figure VI.13	<i>Influence des températures au condenseur et au générateur sur la performance de l'installation</i>	97
Figure VI.14	<i>Influence de l'humidité de l'air à la sortie du séchoir sur la performance de l'installation</i>	98
Figure VI.15	<i>Influence de la température de l'air à la sortie du séchoir sur le coefficient de performance (COP)</i>	99
Figure VI.16	<i>Influence de la teneur initiale en eau de la menthe verte sur le coefficient de performance de l'installation (COP)</i>	100
Figure VI.17	<i>Variation du rendement instantané en fonction du paramètre $(T_{fe}-T_a)/I_g$</i>	102
Figure VI.18	<i>Variation diurne de la densité de flux d'ensoleillement</i>	103
Figure VI.19	<i>Influence de la température ambiante et la température du générateur sur la surface du capteur</i>	104
Figure VI.20	<i>Influence de température du générateur sur les dimensions du capteur solaire</i>	105
Figure VI.21	<i>Influence de la densité du flux solaire sur la surface du capteur solaire</i>	106
Figure VI.22	<i>Variation de la surface du captage en fonction de la teneur en eau finale de la menthe verte</i>	107
Figure VI.23	<i>Variation de la teneur finale en eau du produit en fonction de l'humidité de l'air et la température du générateur</i>	108
Figure VI.24	<i>Influence de la température sur les dimensions du condenseur et du générateur</i>	109



Liste des tableaux

N°	Légende	Page
Tableau I.1	Consommation moyenne des sécheurs rapportée à la masse d'eau évaporée	7
Tableau I.2	Différentes opérations dans le séchage par pompe à chaleur	11
Tableau III.1	Différents déshumidifiants de l'air	32
Tableau III.2	Propriétés des glycols	34
Tableau III.3	Données d'équilibre liquide-vapeur pour les différents absorbants à $T=40^{\circ}\text{C}$ et $y^* = 2,5 \cdot 10^{-3}$	38
Tableau III.4	Modèles d'isothermes de sorption	45
Tableau V.1	Tableau récapitulatif du calcul de degré de liberté de l'installation	86
Tableau VI.2	Caractéristiques du capteur solaire plan étudié	101



Liste des symboles

Symbole	Désignations	Unités
h_G^g	Coefficient global d'échange dans le générateur	[W/m ² .K]
h_G^c	Coefficient global d'échange dans le condenseur	[W/m ² .K]
A_c	Surface du capteur	[m ²]
COP	Coefficient de performance de l'installation	[-]
D_{ext}	Diamètre extérieur	[m]
D_{int}	Diamètre intérieur	[m]
G_r	Nombre de Grashof	[-]
H	Enthalpie	[J/mol]
h_c	Coefficient de transfert de chaleur par condensation	[W/m ² .K]
I	Angle d'inclinaison	[°]
I_g	Rayonnement global capté par une surface inclinée	[W/m ²]
L_v	Chaleur latente de vaporisation	[J/mol]
N_u	Nombre de Nusselt	[-]
P_r	Nombre de Prandtl	[-]
R	Taux de vaporisation	[-]
R_a	Nombre de Rayleigh	[-]
S_c	Surface d'échange du condenseur	[m ²]
S_g	Surface d'échange du générateur	[m ²]
U_p	Coefficient global des pertes thermiques	[W/m ² .K]
V	Volume	m ³
N_D	Nombre de degrés de liberté	[-]
N_E	Nombre d'équations indépendantes	[-]
N_V	Nombre des variables inconnues	[-]
C	Nombre de constituants	[-]
η	Rendement instantané du capteur solaire	[-]
η_0	Rendement optique du capteur solaire	[-]



μ	Coefficient de Joule-Thomson	[-]
P	Pression	Pa
γ	Coefficient d'activité	[-]
ms	Débit massique de la menthe verte	[kg/s]
G	Débit d'air sec	[moles/s]
L	Débit de solvant (TEG)	[moles/s]
Y	Humidité de l'air	[moles eau/moles air]
X	Rapport molaire	[moles eau/moles TEG]
X_i	Teneur en eau du matériau humide	[kg d'eau/kg ms] (% ms)
y	Titre molaire de l'eau dans la phase liquide	[-]
x	Titre molaire de l'eau dans la phase vapeur	[-]
Q_{ab}	Puissance échangée à l'absorbeur	[W]
Q_g	Puissance échangée au générateur	[W]
Q_c	Puissance échangée au condenseur	[W]
Q_a	Flux absorbé par le capteur solaire	[W]
Q_u	Flux thermique reçu par le fluide caloporteur	[W]
Q_p	Flux thermique perdu du capteur solaire	[W]
Q_s	Flux thermique stocké dans les éléments du capteur	[W]
$h_{r(c, v)}$	Coefficient de pertes par rayonnement entre le vitrage et le ciel	[W/m ² K]
$h_{r(ab, v)}$	Coefficient de pertes par rayonnement entre l'absorbeur et le vitrage	[W/m ² K]
$h_{c(v, a)}$	Coefficient de pertes par convection entre la vitre et le milieu ambiant	[W/m ² K]
$h_{c(ab, v)}$	Coefficient de pertes par convection entre l'absorbeur et la vitre	[W/m ² K]
F	Rendement de l'ailette	[-]
F'	Efficacité de la plaque absorbante	[-]
F_r	Facteur de conductance de l'absorbeur	[-]
V_v	Vitesse du vent	[m/s]
e_{air}	Epaisseur de la lame d'air	[m]



ν	Viscosité cinématique	[m ² /s]
λ_i	Conductivité thermique de l'isolant	[W/mK]
Q_{st}	Chaleur isostérique de désorption	[kJ/kg m _s]
T	Température	[°C]
A_l	Surface latérale	[m ²]
R	Constante de gaz parfaits	[J/mol K]
a_w	Activité de l'eau dans le produit	[-]
W_p	Puissance mécanique de la pompe de circulation	[W]
Eff_{ex}	Efficacité de l'échangeur	[-]
K	Coefficient d'équilibre	[-]
p^{sat}	Pression de saturation	Pa
τ_c	Coefficient de transmission de la couverture transparente	[-]
α_p	Coefficient d'absorption de la paroi	[-]
ε_a	Emissivité	[-]
n	Nombre de tubes	[-]
W	Distance entre les tubes dans la plaque absorbante	[m]
L	Longueur de la plaque absorbante	[m]
Cp_f	Chaleur massique de fluide caloporteur	[J/kg.K]
L_{serp}	Longueur du serpentin	[m]
Cp^s	Chaleur spécifique du solide à l'état de siccité	[J/kg.K]



Indices

v	vitrage
c	ciel
a	ambiance
ab	absorbeur
e	entrée
s	sortie
i	isolant
p	perdu
av	avant
ar	arrière
lat	latérale
f	fluide
ref	référence
eff	effectif
est	estimée
pext	paroi extérieure
pint	paroi intérieure
g	générateur
ev	évaporateur
PACA	pompe à chaleur à absorption
PACMV	pompe à chaleur à compression mécanique de vapeur

Chapitre I :

Problématique de la
consommation d'énergie dans
l'opération de séchage

Chapitre II :

Analyse du fonctionnement de
la pompe à chaleur à
absorption

Chapitre III :

Détermination du couple de fonctionnement de la pompe à chaleur à absorption

Chapitre IV :

Modélisation mathématique du
fonctionnement de
l'installation

Chapitre V :

Simulation numérique du
fonctionnement de
l'installation

Introduction générale

Conclusion générale

Annexes

Références bibliographiques

Chapitre VI :

Résultats et discussions



Introduction générale :

L'utilisation de produits agroalimentaires à la longueur de l'année nécessite leur conditionnement tout en préservant leurs qualités gustatives, médicinales, etc. Pour ce faire, les procédés de congélation, de lyophilisation et de séchage ont fait déjà leurs preuves et leurs applications ont été développées dans les industries agroalimentaire et pharmaceutique. Quel que soit le procédé retenu, le coût de la facture énergétique demeure l'obstacle majeur à la diversification de ses applications et son intensification. Sans nul doute, le séchage est un procédé largement exploité en recourant à différentes techniques, parmi lesquelles on note :

- Séchage par compression mécanique (centrifugation, essorage, etc.) ;
- Séchage par échange thermique.

Pour la plupart des produits agroalimentaires, on recourt à cette seconde voie où l'apport d'énergie est effectué à travers un gaz vecteur (air). Pour le chauffage de l'air jusqu'à un certain niveau thermique, l'intégration de pompe à chaleur à compression a connu une forte expansion vue la valeur élevée de leur COP. De telles machines thermiques fonctionnent en système semi-ouvert sur l'air chaud et humide issu du séchoir. Toutefois, pour des fonctionnements à charge variable ou pour des récupérations d'énergie sur les gaz humides, caractérisés par des points de rosée relativement bas, la machine à absorption semble être mieux appropriée.

De par son fonctionnement, la régénération de la solution absorbante est conditionnée par un appoint d'énergie souvent d'origine électrique ou fossile dont les conséquences néfastes sur l'environnement ont été largement discutées à travers les études menées dans les laboratoires d'énergétiques. Face à la consommation croissante de cette source d'énergie et en vue de réduire, autant que possible, la facture énergétique du procédé de séchage, le couplage de ces machines thermiques à une source d'énergie renouvelable telle que l'énergie solaire pourrait présenter de nombreux avantages sur le plan énergétique et écologique. Si l'énergie solaire ne pose pas de problèmes de risque d'épuisement, il paraît qu'elle est disponible en quantité illimitée ce qui incite à la considérer à l'avenir comme un atout très intéressant pour répondre aux objectifs fixés en matière de contribution à la préservation de l'environnement par la réduction des rejets de gaz à effet de serre.

C'est dans cette optique que s'inscrit ce travail où nous analyserons la performance énergétique du procédé de séchage constitué d'une pompe à chaleur à absorption avec un



séchoir intégré. Il y a lieu de mentionner que l'énergie nécessaire à la régénération est d'origine solaire. Il en découle que l'installation est relativement très complexe compte tenu des interactions de courant de matière et chaleur qui y circulent. En vue de traiter un sujet d'actualités scientifiques, nous limiterons cette étude à l'analyse de séchage à celui des feuilles de la menthe verte.

Le présent travail est scindé en plusieurs parties :

Ainsi, dans le premier chapitre, nous traiterons les différents problèmes liés à la consommation d'énergie dans l'opération de séchage et nous discuterons l'intérêt croissant dans le sens de la diversification de sources d'énergies par le recours à la valorisation de rejets thermiques des installations pétrochimiques. Toutefois, et pour des raisons purement écologiques, l'exploitation des machines thermiques (Pompe à chaleur à compression, Pompes à chaleurs à absorption, pompes à chaleurs à adsorption, etc.) sera amplement analysée par suite de l'introduction du concept de coefficient de performance (COP).

Etant un procédé particulièrement attrayant, la description de la pompe à chaleur à absorption avec séchoir intégré sera abordée dans le second chapitre. On se limitera à la définition de ses éléments constitutifs et de leur agencement pour répondre à l'objectif de l'opération de séchage. Pour juger de la faisabilité énergétique d'un tel procédé, on se basera sur la comparaison des coefficients de performance (COP) et des critères de stockage exigés de produits après séchage. Le mode de couplage du capteur solaire au procédé et le fonctionnement au régime permanent seront également analysés.

Dans le chapitre III et pour le fonctionnement de la pompe à chaleur à absorption, le choix du système binaire eau-absorbant sera entrepris sur la base de l'étude de l'équilibre liquide vapeur des principaux absorbants, à pression atmosphérique. Outre cet aspect physico-chimique, l'acquisition des propriétés thermodynamiques nous permettra d'accéder à l'analyse de la performance de l'installation.

Après avoir retenu la structure de l'installation et en vue de tirer des enseignements relatifs à sa performance en fonction des variables opératoires, nous avons procédé à la modélisation des différents éléments en recourant au concept de boîte noire tout en appliquant les principes de conservation de matière et d'énergie. La complexité du modèle ainsi établi, souvent liée à la non linéarité des équations de transfert, sera allégée en émettant certaines hypothèses de nature à simplifier le traitement numérique de cette étude.



Le cinquième chapitre porte sur l'identification des variables opératoires, par le calcul de degrés de liberté de l'installation. L'algorithme et l'organigramme correspondant seront présentés pour la simulation du fonctionnement de la pompe à chaleur à absorption couplée à un séchoir intégré fonctionnant à l'énergie solaire. Sur la base des paramètres retenus et des résultats, on analysera l'influence des différentes variables opératoires aussi bien sur la performance énergétique de l'installation que sur la surface du capteur solaire.

L'ensemble des résultats sera couronné par une conclusion reflétant l'opportunité de l'utilisation de la voie solaire dans les procédés du séchage des produits agroalimentaires comme alternative pour la contribution à la préservation de l'environnement. Certaines suggestions ayant trait à l'étude technico-économique corroborerait l'intérêt de l'exploitation de l'installation présentée dans cette étude.



1 Caractéristiques thermo physiques de matériaux métalliques pouvant constituer la plaque absorbante des capteurs solaires [48]

Métal	Conductivité thermique	Chaleur massique C_p	Masse Volumique ρ	Diffusivité a
	W/m.k	J/kg.K	Kg/m ³	10 ⁻⁶ m ² /s
Cuivre	384	398	8900	1089
Acier inoxydable	14	460	7800	4
Aluminium	204	879	2700	86

2 Propriétés thermiques de quelques matériaux pouvant servir d'isolant [48]

Matériau	Conductivité thermique λ	Masse volumique ρ	chaleur massique C_p	Diffusivité a
	W/m.K	kg/m ³	J/kg.K	10 ⁻⁷ m ² /s
Air (à 20°C)	0,025	1,2	1003	208
Mousse de polyuréthane	0,029	30	1600	6,0
Laine de verre	0,036	40	840	10,7
Polystyrène expansé	0,040	20	1500	13,3
Laine de roche	0,040	40	840	11,9



3 Propriétés physiques de l'air sec en fonction de la température à la pression atmosphérique [41] :

T	ρ	C_p	λ	$\mu 10^2$	$\nu \cdot 10^6$	$B \cdot 10^3$	Pr
(°C)	(Kg.m ⁻³)	(KJ. Kg ⁻¹ .K ⁻¹)	(W.m ⁻¹ .K ⁻¹)	Pa.S	m ² .S ⁻¹	K ⁻¹	
0	1.2928	1.005	0.0243	17.20	13.30	3.67	0.715
20	1.2045	1.005	0.0257	18.19	15.11	3.43	0.713
40	1.1267	1.005	0.0271	19.12	16.97	3.20	0.711
60	1.0595	1.009	0.0285	30.03	18.90	3.00	0.709
80	0.9998	1.009	0.0299	20.93	20.94	2.83	0.708
100	0.9458	1.009	0.0314	21.81	23.06	2.68	0.703

4 Propriétés physiques du fluide caloporteur (Propylène-glycol en solution aqueuse) [38]

Concentration : 80% en poids.

Point d'ébullition : 119°C

T	ρ	λ	C_p	$\mu 10^3$
(°C)	(kg.m ⁻³)	(W.m ⁻¹ .K ⁻¹)	(kJ. kg ⁻¹ .K ⁻¹)	Pa.S
-40	1080	0.303	2.68	
-30	1076	0.298	2.70	
-20	1071	0.293	2.72	1200
-10	1065	0.288	2.76	400
0	1059	0.283	2.81	155
10	1052	0.278	2.86	70
20	1046	0.273	2.91	36
30	1038	0.268	2.96	20
40	1031	0.263	3.03	12.5
50	1023	0.258	3.08	8
60	1014	0.253	3.14	5.5
70	1005	0.248	3.20	4.1
80	998	0.243	3.25	3.1
90	988	0.237	3.33	2.3
100	980	0.232	3.39	1.8
110	973	0.227	3.45	
120	962	0.222	3.51	



5 Acquisition de propriétés physiques de l'eau

Calcul de la chaleur latente de vaporisation [54]

La chaleur latente de vaporisation est reliée à la température par la relation de Watson qui s'écrit :

$$L_v^T = L_v^{T_0} \left(\frac{1 - T_r}{1 - T_{r0}} \right)^{0,38}$$

T_{r0} : température réduite dans les conditions de référence

T_r : est la température réduite

Néanmoins, les données récentes ont été corrélées par l'équation suivante en s'inspirant de l'équation de Watson. Elle s'exprime par la relation suivante :

$$L_v = A_i (1 - T_r)^{A_5}$$

$A_5 = A_2 + A_3 T_r + A_4 T_r^2$, où les valeurs de A_i ($1 \leq i \leq 5$) relatives à l'eau sont :

$$A_1 = 5,2053 \cdot 10^7$$

$$A_2 = 0,3199$$

$$A_3 = 0,212$$

$$A_4 = 0,25795$$

Calcul de la tension de vapeur

Les modèles thermodynamiques relatifs au calcul de la tension de vapeur sont basés essentiellement sur l'équation d'Antoine. En effet, les données relatives à l'eau ont été traitées numériquement en proposant l'équation suivante : [54]

$$\ln P_{sat} = B_1 + \frac{B_2}{T_{sat}} + B_3 \ln T_{sat} + B_4 (T_{sat}^{B_5})$$

Avec :

$$B_1 = 73,649$$

$$B_2 = -7258,2$$

$$B_3 = -7,3037$$

$$B_4 = 4,1653 \cdot 10^{-6}$$

$$B_5 = 2$$



Calcul de la densité

La densité de la phase vapeur peut être estimée par l'équation d'interpolation suivante : [52]

$$\rho_v = C_1 \exp(C_2 T)$$

La densité du liquide saturé est déterminée par l'équation suivante :

$$\rho_l = C_3 T + C_4$$

Avec :

$$C_1 = -0,9713$$

$$C_2 = 1327,2$$

$$C_3 = 0,0001$$

$$C_4 = 0,0239$$

Calcul de la viscosité

La viscosité dynamique du liquide saturé est donnée par la formule suivante : [52]

$$\mu = C_5 \exp(C_6 T) \quad [393,15 < T < 453,15]$$

Pour l'intervalle de température [308,15 < T < 363,15]

$$\mu = C_7 \exp(C_8 T) \quad [308,15 < T < 363,15]$$

Pour le cas de l'eau, nous avons :

$$C_5 = 0,0031$$

$$C_6 = -0,0067$$

$$C_7 = 6.10^{-5}$$

$$C_8 = 0,0146$$

Calcul de la conductivité thermique

La conductivité thermique d'un liquide varie en fonction de la température suivant la loi de Horrocks et Mchaughlin. Les données de la conductivité thermique peuvent être corrélées par l'équation suivante : [52]

$$\lambda = E_1 \ln(T) + E_2 \quad [393,15 < T < 453,15]$$

$$\lambda = E_3 \ln(T) + E_4 \quad [308,15 < T < 363,15]$$

Avec :

$$E_1 = -0,1331, E_2 = 1,4934, E_3 = 0,3273, E_4 = 1,2524$$



Introduction

On prévoit que la consommation mondiale d'énergie devrait croître de plus de 50 % dans un quart de siècle par rapport à son niveau actuel. Pour répondre à ces nouveaux besoins, les combustibles fossiles (pétrole, charbon et gaz), qui représentent actuellement 85 % de la consommation mondiale d'énergie, continueront à se tailler la part du lion puisque leur part serait minimalement de 80 %. Les réserves de pétrole dans le monde sont encore suffisantes pour satisfaire la demande prévue pour les trois prochaines décennies, mais la baisse peut devenir préoccupante après 2030. Selon toute vraisemblance, la consommation de charbon doublera à l'horizon 2030, et ce, à condition que l'humanité accepte de payer le prix : un risque de dommage irréversible à l'environnement plus élevé que raisonnablement admissible est engagé [1].

Ainsi, dans la chaîne de fabrication qui conduit de la matière première au produit fini, apparaît souvent au moins une étape de séchage. Cette vieille opération de stabilisation des produits aux propriétés physiques souvent fort complexes représente une consommation énergétique très importante, tant que l'énergie utilisée dans le procédé de séchage est souvent d'origine fossile [2].

Quant aux énergies renouvelables (éolien, solaire, géothermique.etc.), l'impact réel des immenses progrès réalisés demeure modeste, de sorte que ces énergies ne pourront notablement se substituer aux énergies fossiles avant 2030 [3].

I.1 Problèmes de l'accroissement des besoins en énergie

La consommation mondiale d'énergie primaire a franchi la barre symbolique des 11 milliards de tonnes équivalent pétrole (Gtep) depuis le début de ce millénaire pour s'établir à 12,3 Gtep en 2008 selon la base de données de l'Agence internationale de l'énergie (AIE).

En 2006, la production mondiale d'énergie primaire a enregistré une croissance annuelle de 2,4%, contre un record de 4,3% en 2004 [4]. La figure (I.1) illustre l'évolution de la production d'énergie primaire sur une période de 60 ans (1970 à 2030) où il apparaît clairement que cette production a doublé au cours des trois dernières décennies [1].

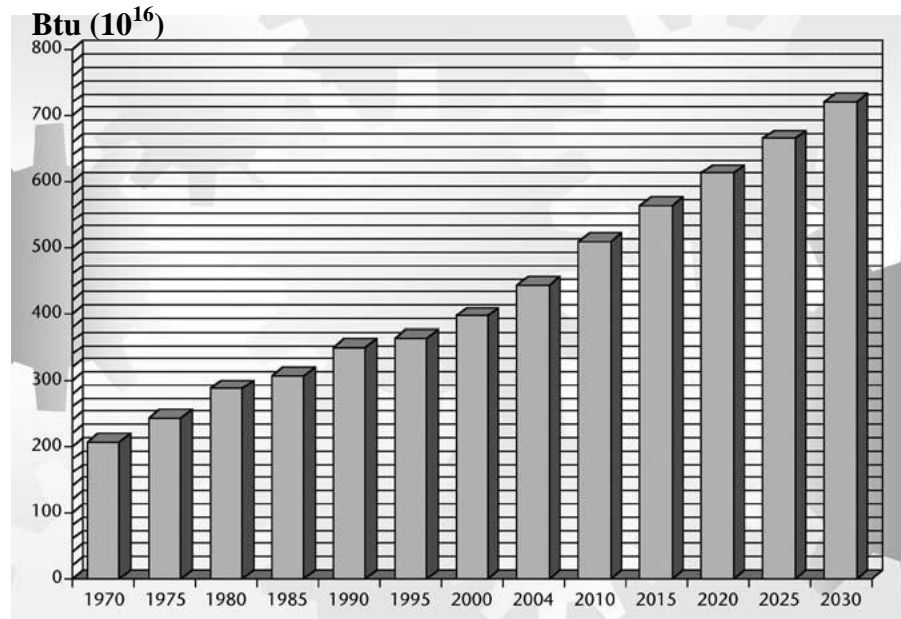


Figure I.1 : *Demande mondiale d'énergie [1].*

Les résultats montrent sans aucune ambiguïté, que les combustibles fossiles sont, en dépit de la mauvaise image de marque qui leur est souvent associée, d'une importance fondamentale pour nos économies. Si les politiques en vigueur se poursuivent, cette dépendance ne pourra que s'accroître.

Au rythme actuel de consommation de l'ordre de 85 Mb/j, le pétrole permet une marge d'exploitation de l'ordre de 40 ans alors qu'elle est de 70 ans pour le gaz naturel [3].

De telles données nous incitent à considérer leur épuisement au terme de la cinquième décennie du siècle et même s'il est difficile d'évaluer objectivement l'ampleur des ressources ultimes disponibles.

I.2 Problèmes liés à la surconsommation d'énergie fossile

À partir des années 80, le phénomène des changements climatiques, fortement médiatisé, a fait l'objet de nombreuses polémiques. Les émissions récentes (depuis un siècle et demi) et en quantité croissante de gaz à effet de serre entraînent un forçage radiatif qui se traduit par une élévation de température de la terre. Les modèles prévoient que cette élévation pourrait atteindre 5 à 6 °C environ en 2100 (Figure I.2). Ainsi, le réchauffement a déjà provoqué des perturbations climatiques ayant des répercussions gravissimes (désertification de nombreux continents, élévation du niveau de la mer, ce qui engloutirait de nombreuses régions côtières, ...etc.) [5].

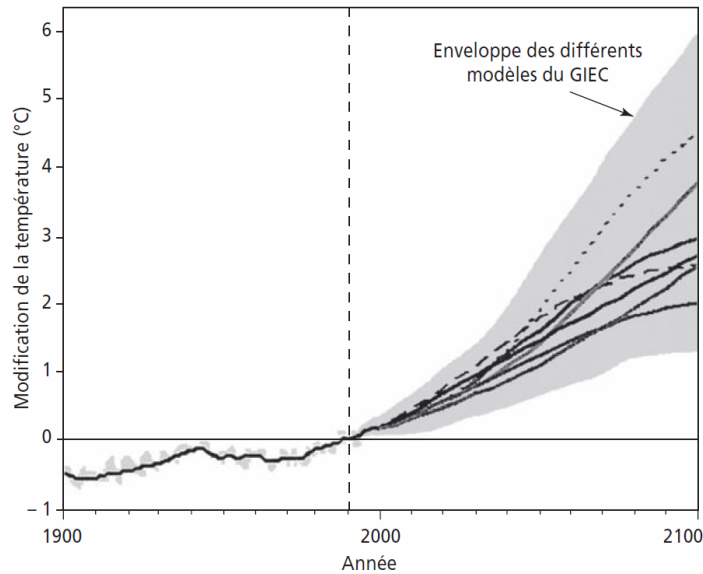


Figure I.2 : *Modification de la température de la surface de la terre observée jusqu'en 1990 et prédite à partir de différents modèles jusqu'en 2100. D'après le GIEC [5].*

À l'inverse, les énergies renouvelables produisent peu d'émissions polluantes, responsables du réchauffement de la planète et du dérèglement climatique. Face à cette situation, le développement durable nous impose la nécessité de recourir aux énergies renouvelables et à la valorisation de toute sorte d'énergie gratuite (incinération, rejets thermiques des installations, énergie solaire, etc.)

I.3 Analyse énergétique du séchage

Les opérations de séchage représentent une consommation énergétique très importante [6]. Cette consommation est très considérable et il y a lieu de trouver les moyens d'optimiser les procédés de séchage, dans une démarche aussi bien économique qu'écologique.

Par séchage thermique il faut, dans le meilleur des cas, 2.3 MJ pour évaporer un kilogramme d'eau (chaleur latente de vaporisation) [7]. En réalité, selon le séchoir, le type de produit, la phase de séchage (liaisons solvant/matériau, environnement séchant), on peut aller jusqu'à trois fois le chiffre précédent.

Le secteur industriel consacre 50 % de sa consommation d'énergie pour le séchage dans le secteur agro-alimentaire. (Laiterie, sucrerie et travail du grain). Il est important de noter qu'une consommation de 10.000 tonnes de fuel par an n'a rien d'exceptionnel pour une laiterie importante [web1].



Dans ce secteur, de nombreux travaux ont été menés pour optimiser l'opération du séchage. Avec objectifs, la rationalisation de la consommation de l'énergie et sauvegarde de la qualité du produit séché [8].

Ceci est illustré dans le tableau suivant qui reprend la consommation globale de différents types de sècheurs, rapportée à la masse d'eau évaporée.

Tableau I.1 : Consommation moyenne des sècheurs rapportée à la masse d'eau évaporée [6].

Type de sécheur	Consommation en énergie (kJ/kg d'eau évaporée)
Atomiseur	5000
Sécheur à tambour (rotatif)	5000
Sécheur tunnel	4000

On constate que la consommation moyenne atteint plus du double de la chaleur de vaporisation de l'eau libre. Par conséquent, le degré de siccité à atteindre est un facteur important pour éviter des dépenses financières et énergétiques inutiles. En toute rigueur, les conditions de transport ou/et de conservation permettent d'estimer le degré de siccité désiré.

I.4 Séchage dans les industries agro-alimentaires

Dans un produit humide, l'eau intervient dans un très grand nombre de phénomène d'altération, modifications biochimiques ou biophysiques, réactions enzymatiques ou encore processus d'ordre microbiologique. La durée de conservation et la préservation de sa qualité pourront être améliorées par abaissement de l'activité de l'eau, quelle que soit la technique mise en œuvre [8].

Dans cet objectif, le séchage est un procédé de conservation largement exploité dans le domaine agroalimentaire. La concentration ne donne lieu qu'à une élimination d'eau partielle, mais elle permet d'obtenir un produit dont la pression osmotique est parfois suffisante pour entraver tout développement microbien.

En dehors de son premier objectif qui est la conservation, l'élimination d'eau permet de réduire considérablement la masse et le volume des aliments, entraînant ainsi de substantielles économies d'encombrement et de transport : 10 tonnes de lait se réduisent à 1 tonne de poudre, ce qui fait que l'exportation de lait en poudre demande dix fois moins de bateaux que n'en demanderait le transport de la quantité équivalente de lait liquide [web1].



Le séchage dans le domaine agro-alimentaire concerne à la fois :

- Produits agricoles peu hydratés, mais demandant parfois selon la météorologie un séchage complémentaire pour les stabiliser et/ou les standardiser avant traitement industriel : maïs, blé, autres céréales, graines oléagineuses, etc
- Produits agricoles, très hydratés exigeant le séchage pour être stabilisé et allégés : le lait (surtout destiné à l'alimentation des veaux), la luzerne et le maïs plante entière (alimentation animale), des légumes et assimilés (pomme de terre, carottes, oignons).
- Produits de transformation industrielle, séchés pour raison de stabilité et de présentation : extraits de café et de thé, pâtes alimentaires, etc.
- Sous produits industriels, généralement destinés à l'alimentation animale : pulpes de sucrerie, sérum de fromagerie. [9]
- Plantes aromatiques et médicinales utilisées pour des applications en pharmacie, médecine et agroalimentaires. Ces plantes sont généralement des produits à hautes humidités ou à humidités intermédiaires d'où l'intérêt de leur stabilisation par séchage [10].

I.5 Intérêt et critères du choix du séchoir

Les opérations de séchage jouent un rôle important dans l'industrie alimentaire. Le séchage concerne une grande variété de produits, des céréales aux produits finis, incluant les matières premières jusqu'aux sous-produits. Les procédés sont nombreux et dépendent du type et de la quantité de produit à sécher, de la nature de l'eau dans le matériau à sécher et de la qualité finale souhaitée.

Les propriétés des aliments sont liées à l'évolution de la teneur en eau et de son activité physicochimique. Ces derniers paramètres sont influencés par :

- La température et l'humidité de l'environnement ;
- les propriétés géométriques et structurales du produit.

Pour réaliser une opération de séchage, une très grande diversité de séchoirs est disponible. Les débits de produits à sécher et leurs temps de séjour sont extrêmement différents, allant de quelques kilogrammes à plusieurs tonnes par heures. Les séchoirs, utilisés dans les IAA (Industries agroalimentaires), peuvent être classés selon divers critères. Sous le même vocable de séchoir nous trouvons un nombre incalculable de situations différentes du point de vue :

- Dispositifs utilisés, plateaux, chariots, tapis, enceinte, sous vide, tambour, lits fluidisés, atomiseurs, etc.;



- Echelle de l'opération, qui peut s'étaler d'une production de quelques kilogrammes à plusieurs tonnes à l'heure ;
- Etat initial du produit, pâtes, gels solides poreux ;
- Forme du produit à sécher, films, plaque, poudre, sphère ;
- Quantité de solvant à extraire du produit, de plusieurs fois sa masse sèche à quelques pour-cent :
- Energie utilisée : déchets de production, fuel, gaz, électricité, énergie solaire ;
- Mode de fourniture de cette énergie au produit, convection, conduction, rayonnement thermique, micro-onde, haute fréquence [11].

I.6 Techniques actuelles de séchage de produits agroalimentaires par convection

Une grande partie de produits humides subit une opération de séchage par voie mécanique [12]. Toutefois, le séchage par convection est largement utilisé dans l'industrie agroalimentaire dont le principe consiste à chauffer le produit par un courant gazeux, constitué essentiellement de l'air. Le préchauffage de l'air lui confère un niveau énergétique élevé en vue d'éliminer le fluide de mouillage. Toutefois, le procédé de chauffage à humidité absolue constante peut être considéré comme un système externe ou interne au séchoir. La qualité asséchante dépend principalement des paramètres suivants :

- Température de l'air asséchant ;
- Humidité absolue.

En fonction de la disponibilité de la source d'énergie, quelques types de chauffage de l'air sont cités dans la littérature à savoir :

I.6.1 Séchage par les générateurs à brûleurs

- Mélange direct des gaz de combustion à l'air de séchage ;
- Echange indirect.

I.6.2 Séchage par résistances électriques [13].

I.6.3 Séchage par pompe à chaleur à compression mécanique de vapeur

Actuellement, la technique la plus fréquemment mise en œuvre dans les procédés de séchage agroalimentaire repose sur les machines à compression mécanique de vapeur. Compte tenu de son mode de fonctionnement par la promotion de la qualité énergétique des niveaux bas d'énergie, les cycles dithermes se trouvent très compétitifs vis-à-vis de certains

procédés tels que les chaudières destinées au chauffage de l'air, etc. indépendamment de ses modalités de couplage ou d'insertion dans les installations industrielles de séchage, les études énergétiques du fonctionnement de la pompe à chaleur ont mis en évidence un intérêt grandissant ce qui incite la communauté scientifique à élargir ses domaines d'application (bois, papier et des produits agroalimentaires) [14].

Les pompes à chaleurs fonctionnent grâce à un fluide caloporteur qui présente la particularité de changer d'état (liquide ou gazeux). Il s'évapore dans la partie froide (évaporateur) lors de l'absorption d'une quantité aussi grande que possible de chaleur d'évaporation. Après avoir été comprimé dans un compresseur, ce fluide est à nouveau liquéfié dans la partie chaude (condenseur); ce faisant, le fluide libère sa chaleur de condensation (figure I.3) [15]. En circuit fermé, l'énergie récupérée au condenseur contribue au chauffage de l'air relativement humide dans le cas d'un séchoir à convection. Par laminage, le fluide est ramené à la pression d'évaporation suite à son passage par la vanne de détente. Toutes les installations basées sur ce principe fonctionnent sur la base d'un écart entre la température d'évaporation et de condensation lesquelles sont fonction de la tension de vapeur du fluide caloporteur.

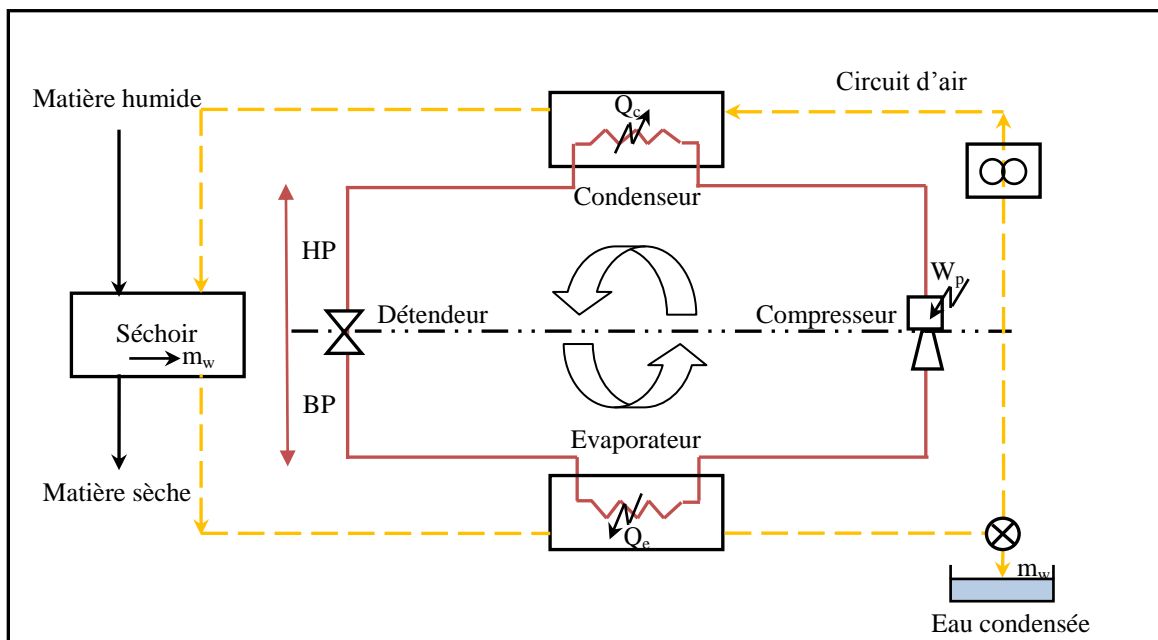


Figure I.3 : Principe du couplage séchoir-PACMV. (circuit du fluide caloporteur : — , circuit de l'air humide : - - -, la matière à sécher : —) [15].

Du point de vue mécanique, l'énergie échangée entre le cycle et le milieu environnant est exploitée à la compression mécanique de la vapeur.



L'air chargé en vapeur d'eau et éventuellement saturé, sort du séchoir pour être conduit vers l'évaporateur de la pompe à chaleur. A ce niveau, l'air subit un refroidissement avec une déshumidification partielle, soit m_w la quantité d'eau qui est soustraite. Ce phénomène est accompagné :

- Echange thermique de la chaleur de condensation avec l'évaporateur ;
- Pertes de charges dans le circuit air [16].

Un tel couplage est intéressant en régime permanent, dans le séchage en discontinu, par contre, des difficultés apparaissent dans le fonctionnement de la pompe à chaleur, notamment lors de la période de séchage à vitesse décroissante. Ces deux cas sont illustrés sur le diagramme de l'air humide (figure I.4), en supposant un fonctionnement adiabatique du séchoir. Les différentes opérations sont énumérées dans le tableau I.1 :

Tableau I.2 : Différentes opérations dans le séchage par pompe à chaleur

	Cas a	Cas b
Préchauffage de l'air	3-1	3'-1'
Séchage	1-2	1'-2'
Refroidissement de l'air	2-C	2'-C'
Condensation de l'eau	C-3	C-3'
Chaleur sensible	$m_a*(H_2-H_C)$	$m_a*(H_2'-H_{C'})$
Chaleur latente de condensation	$m_a*(H_C-H_3)$	$m_a*(H_2'-H_{C'})$

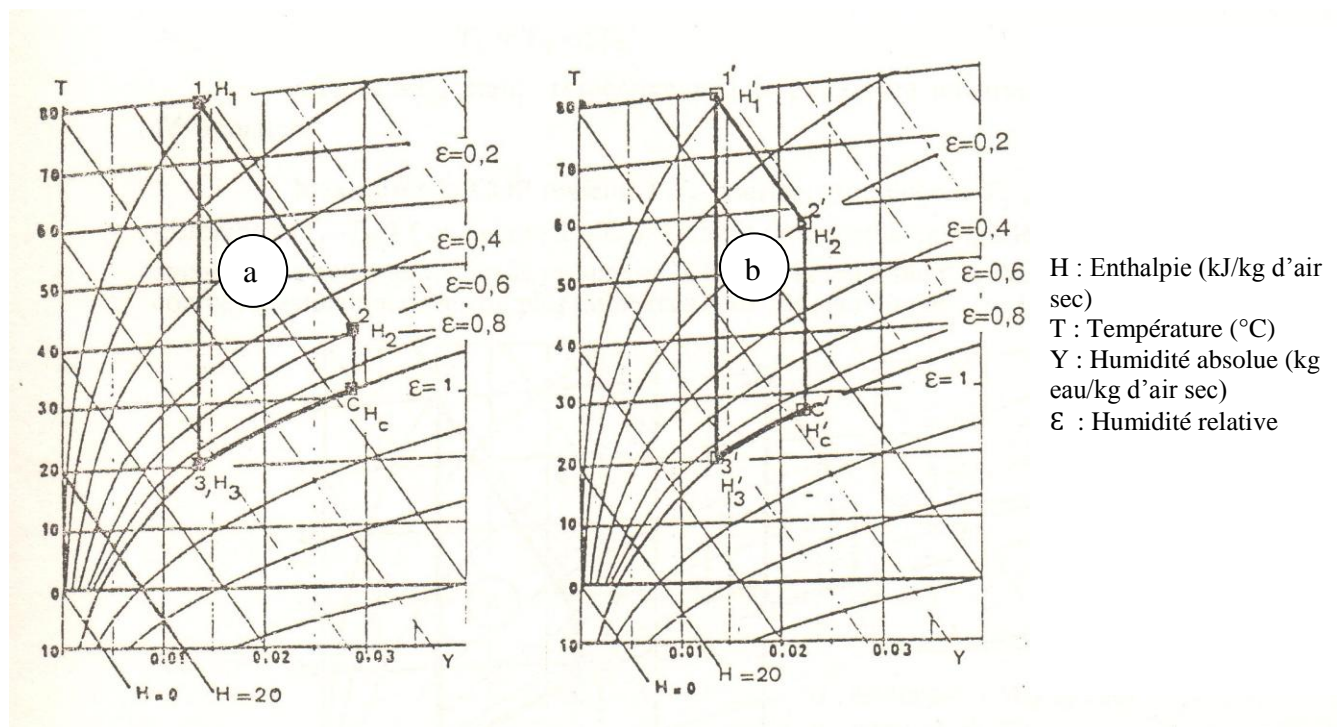




Figure I.4 : Evolution des caractéristiques de l'air dans le séchoir dans le diagramme de Carrier.

Le schéma (a) correspond à la période de séchage à vitesse constante, l'humidité de l'air issu du séchoir (courant 2) est relativement élevée, tandis que le schéma (b) qui caractérise la fin du séchage le taux d'humidité de l'air est plus faible et sa température est plus importante.

Si la puissance thermique, Q_e cédée à l'évaporateur de la pompe à chaleur est identique dans les deux cas, il y a lieu de noter que le rapport de chaleur sensible/chaleur latente est différent. Le coefficient de transfert au niveau de l'évaporateur de la pompe à chaleur s'en trouve, dès lors, sérieusement affecté car les profils de température ne sont plus horizontaux.

Dans ce sens, le couplage pompe à chaleur – séchoir nécessite souvent une modification des conditions de séchage. Un simple raisonnement sur le coefficient de performance théorique permet de le montrer très facilement.

En introduisant les pincements au niveau des échangeurs, le coefficient de performance peut s'écrire [17] :

$$COP = \frac{T_c}{T_c - T_{ev}}$$

Dans un cycle réversible à compression, l'évolution idéale des températures du caloporteur dans les deux échangeurs que renferme le cycle thermodynamique et l'air exploité ultérieurement dans le séchoir, peut être présenté sur la figure I.5.

Au niveau de l'évaporateur, le caloporteur est vaporisé en prélevant de la chaleur à l'air lequel a pour résultat un refroidissement de T_{f1} à T_{f2} . Si la vapeur du fluide caloporteur obtenue est à la température T_{ev} , on note que :

$$T_{ev} < T_{f2} < T_{f1}$$

En moyenne, il y a lieu de supposer que :

$$T_{ev} = T_{ff} - (\Delta T)_{moy}^f$$

Une analyse similaire de la transformation au niveau du condenseur conduit à :

$$T_c > T_{c1} > T_{c2}$$

Soit :

$$T_c = T_{fc} + (\Delta T)_{moy}^c$$

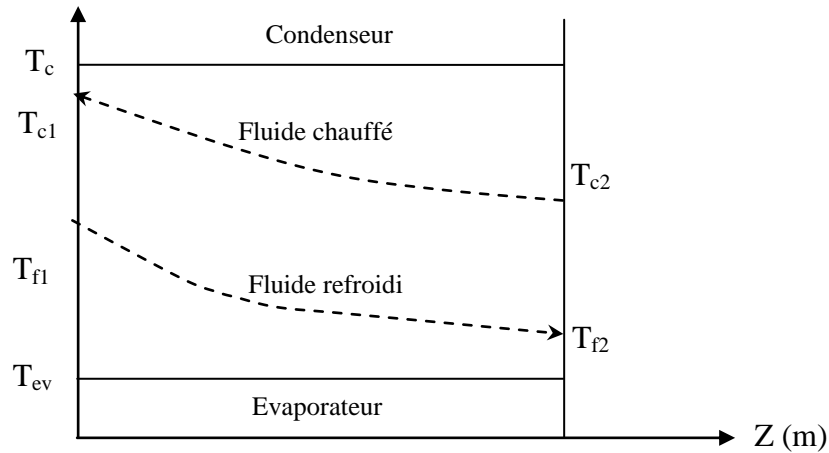


Figure I.5 : Profils de température des fluides dans le condenseur et dans l'évaporateur

Compte tenu de la transformation réelle, le COP de la machine thermique s'écrit :

$$COP = \frac{(T_{fc} + (\Delta T)_{moy}^c)}{(T_{fc} + (\Delta T)_{moy}^c) - (T_{ff} - (\Delta T)_{moy}^f)}$$

En supposant que T_{fc} est constante, la maximisation du (COP) implique nécessairement la minimisation du pincement de température ($T_{fc} - T_{ff}$); l'intérêt de se déplacer vers les humidités plus élevées apparait très nettement, dans la mesure où la nature du matériau à sécher le permet car la pente de la courbe de saturation devient plus faible. Sur le diagramme de l'air humide, la minimisation de ($T_{fc} - T_{ff}$) peut être bien mise en évidence :

Le schéma (b) conduit à un meilleur COP du fait que : $(T_{fc} - T_{ff}) < (T'_{fc} - T'_{ff})$

Ces quelques exemples montrent la difficulté du couplage pompe à chaleur à compression – séchoir ainsi que la sensibilité aux conditions de fonctionnement : dès lors se pose la question de l'utilisation d'une machine à absorption qui conserve ses performances à charge partielle et /ou en surcharge dont la flexibilité de son fonctionnement a été prouvée compte tenu de son large domaine de fonctionnement en matière de stabilité hydrodynamique.

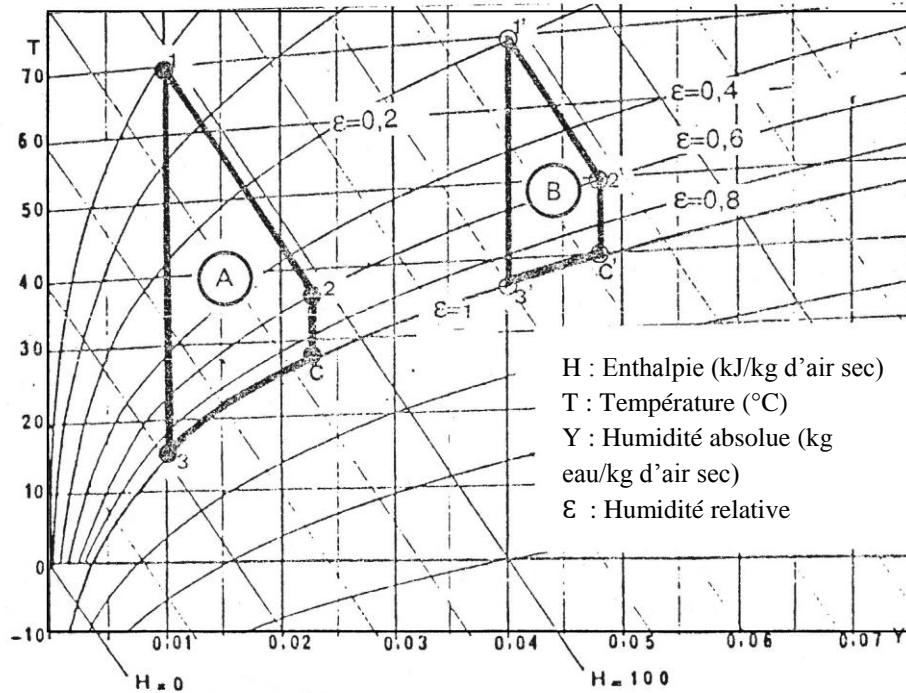


Figure I.6 : Evolution de l'air (Séchage par pompe à chaleur).

I.6.4 Séchage par pompe à chaleur à absorption

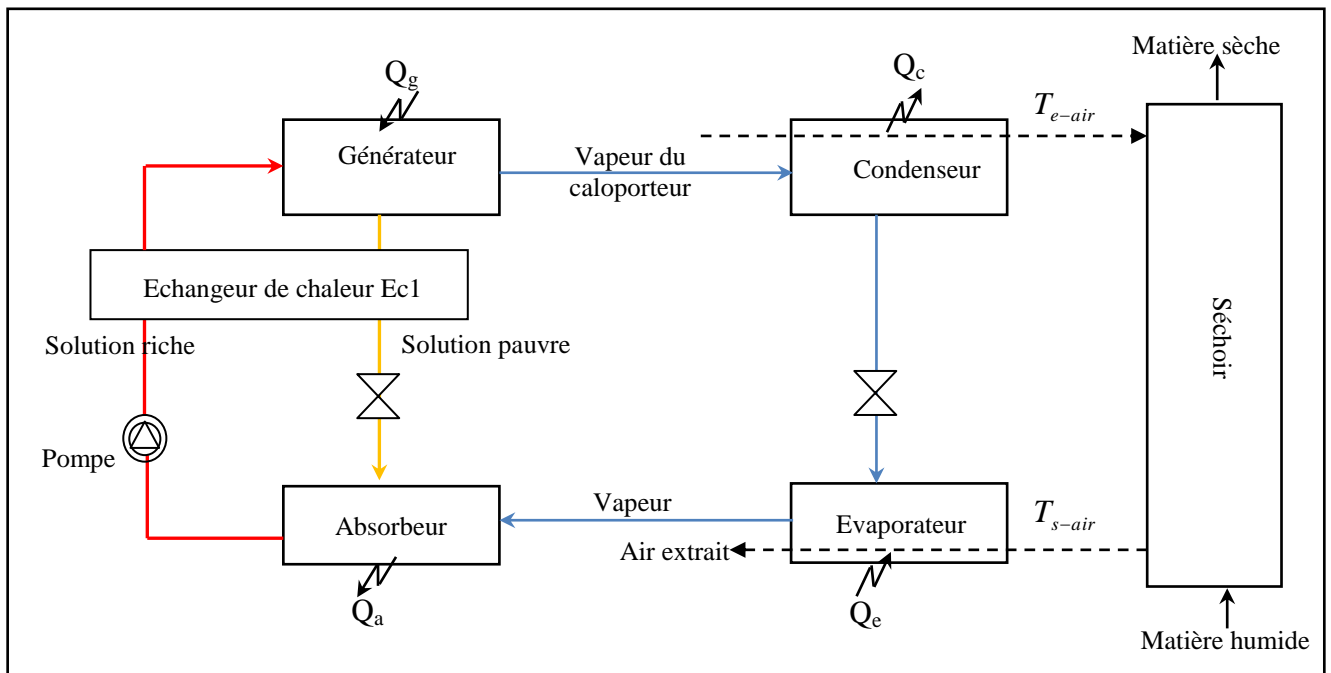
Parmi les moyens les plus efficaces pour la conservation d'énergie et la protection environnementale, on trouve la technologie des machines thermiques à sorption, notamment, les pompes de chaleur à absorption, qui peuvent valoriser les rejets thermiques au niveau des installations industrielles. Elles peuvent également utiliser pour leur fonctionnement, des fluides caloporteurs choisis sélectivement sans qu'il y ait des effets négatifs sur l'environnement [18].

Du point de vue énergétique, les pompes à chaleur thermiques apparaissent moins efficaces que celles mécaniques. Pour assurer une même tâche donnée, les premières nécessitent un équivalent mécanique W plus grand que celui consommé par les seconds. Cependant, l'intérêt pour les pompes de chaleur thermiques est principalement dû à la plus grande disponibilité de la chaleur par rapport à l'énergie mécanique, cette dernière dépend de différentes sources électriques lesquelles sont parfois coûteuses et particulièrement agressives vis-à-vis de l'environnement. Donc globalement les pompes à chaleurs à absorption peuvent être considérées comme plus simples et peuvent être aussi plus efficaces que leurs homologues mécaniques [19].

Il est donc plus intéressant de développer des systèmes trithermes qui ne nécessitent pas de travail mécanique et pour lesquels on peut espérer des sources d'irrégularités moins élevées, c'est-à-dire un meilleur rendement thermodynamique.



La pompe à chaleur à absorption fonctionne de la même manière que le cycle à compression mécanique de vapeur. Seul le compresseur mécanique est remplacé par un compresseur thermochimique, contenant un mélange de deux constituants. Le caloporteur qui va circuler dans l'ensemble condenseur-évaporateur et un absorbant qui interagit très fortement avec le caloporteur au niveau de l'absorbeur. Cette interaction, de nature volumique, est un phénomène d'absorption du caloporteur dans l'absorbant pour former une solution liquide. Dans le cycle à absorption, le caloporteur ne circule plus sous l'action d'un compresseur mais sous l'action de deux organes qui, ensemble, remplissent le même rôle à savoir : l'absorbeur et le générateur. Ce dernier nécessite pour son fonctionnement un appoint d'énergie extérieur : C'est la différence fondamentale entre le cycle à absorption et le cycle à compression qui nécessite un travail mécanique pour le maintien du cycle en fonctionnement continu [20]. Le couplage d'une telle machine au séchoir peut être schématiquement esquissé à travers la figure I.7 :



(Circuit air : - - -, Circuit du caloporteur : ———— , Solution pauvre : ———— , Solution riche : ————)

Figure I.7 : Couplage pompe à chaleur à absorption –séchoir (circuit ouvert)

Le caloporteur issu du condenseur, à l'état liquide, est détendu de façon isenthalpe à travers une vanne de laminage avant son admission à l'évaporateur. Il y est vaporisé par échange de la quantité d'énergie Q_e . Dans l'absorbeur, la vapeur issue de l'évaporateur est mise en contact avec une solution pauvre, cette mise en solution se traduit par un dégagement de la quantité de chaleur Q_a . La solution riche en caloporteur (eau) est mise en contact thermique via l'échangeur de solution (Ec1) avant son admission dans le générateur. Sous



l'effet d'un apport d'énergie thermique Q_g , il est procédé à la régénération partielle du solvant. La solution ainsi obtenue, dite solution pauvre est renvoyée à l'absorbeur pour boucler son cycle après qu'il ait traversé l'échangeur $Ec1$ et subit une détente isenthalpe. Quant au caloporteur, il est condensé dans le condenseur pour libérer une quantité d'énergie Q_c à l'air de séchage. Toutefois, ce type de machines se prête facilement à la récupération d'énergie des gaz humides issus du séchoir à différents niveaux de températures [21].

I.7 Intérêt de l'utilisation des machines thermiques à absorption

Afin de réduire ou de supprimer la consommation d'énergie d'origine fossile dans l'opération de séchage en utilisant les pompes à chaleur à compression, un effort important de créativité et d'innovation va être nécessaire à tous les niveaux.

Le développement de nouveaux systèmes économes d'énergie et à grande efficacité prend une grande place dans la recherche scientifique actuelle. La protection de l'écosystème et la diversification des sources primaires incitent nos sociétés à modifier radicalement leur mode de production de l'énergie en s'orientant vers des solutions plus durables qui doivent apporter une modification substantielle de l'utilisation des énergies fossiles [21]. Une telle perspective conduit inexorablement à la réduction de la quantité de CO_2 émise dans l'atmosphère. Le potentiel d'utilisation de la chaleur à faible valeur énergétique pour le chauffage de l'air de séchage est énorme. (Chaleur rejetée d'une turbine à vapeur, l'énergie solaire ou de la biomasse, etc.) [18].

La majorité des pompes à chaleur à absorption actuelles utilisent essentiellement des mélanges binaires eau-ammoniac (H_2O-NH_3), bromure de lithium-eau ($H_2O-LiBr$). Les études menées actuellement visent l'augmentation des performances thermodynamiques en exploitant de nouveaux couples [22].

La régénération de la solution pauvre implique l'apport d'énergies considérables alors qu'il est impératif et urgent de recourir à d'autres sources moins polluantes. Cette situation laisse augurer l'énergie solaire comme alternative assez prometteuse.

Conclusion

Les pompes à chaleur à absorption assistées de systèmes solaires se présentent comme alternative qu'il y a lieu d'explorer. En effet, ce couplage présente de nombreux avantages au regard de la sécurité énergétique. C'est dans ce cadre que l'analyse du couplage d'un séchoir agroalimentaire à une machine thermique à absorption fonctionnant à l'énergie solaire sera entamée sur les plans fonctionnement et impact des différents paramètres sur la flexibilité de l'installation.



Introduction

Notre environnement constitue potentiellement d'une source d'énergie gratuite et pratiquement illimitée. En effet, pour participer à l'élaboration d'un avenir énergétique raisonné, il convient d'agir sur ces leviers :

- Diminuer substantiellement notre consommation d'énergie primaire ;
- Valoriser les rejets thermiques des installations existantes ;
- Recourir aux sources d'énergies renouvelables comme appoint d'énergie complémentaire.

Les pompes à chaleur répondent à ces exigences puisqu'elles permettent de puiser économiquement des calories fournies naturellement et inépuisables [23]. Le principe de fonctionnement de base de ces pompes est de transférer de la chaleur d'un milieu de température relativement basse à un milieu de température plus élevée, en dépensant une certaine quantité d'énergie. C'est l'essence même du second principe de la thermodynamique. En partant de cette idée, plusieurs systèmes étaient confectionnés pour rentabiliser de telles machines thermiques [24].

II.1 Principe de fonctionnement de la pompe à chaleur

Une pompe à chaleur « PAC » est, par définition, une machine thermique qui permet de transmettre de l'énergie d'un milieu à bas niveau vers un milieu caractérisé par un niveau élevé de température.

L'écoulement naturel de la chaleur s'effectue toujours d'un corps chaud vers un corps froid ; la PAC permet de réaliser l'écoulement inverse du sens naturel. Ce fonctionnement paradoxal nécessite, selon le deuxième principe de la thermodynamique un apport d'énergie extérieure pour réaliser ce processus.

L'énergie motrice nécessaire au fonctionnement des pompes à chaleur peut être amenée :

- Soit sous la forme d'une énergie mécanique, ou équivalente ;
- Soit sous la forme d'une énergie thermique fournie par une source thermique supplémentaire jouant le rôle d'une source de chaleur motrice [25].

Selon le but recherché, une pompe à chaleur est une machine frigorifique lorsqu'on s'intéresse à produire du froid (extraction de chaleur à un corps ou à un milieu, pour le refroidir ou le maintenir à une température inférieure à l'ambiance). Si, au contraire, le but recherché est la production de chaleur (à partir de chaleur gratuite récupérée à une



température plus basse) pour chauffer un milieu, ou le maintenir à une température suffisamment haute, alors la machine thermique devient une pompe à chaleur.

Les cycles suivant lesquels fonctionnent les pompes à chaleur peuvent être divisés en deux grandes catégories : cycles de compression de vapeur et cycles à sorption.

- Dans les PAC à compression mécanique : Les vapeurs sont extraites par un compresseur mécanique (entraîné par un moteur électrique ou thermique). Leur simplicité de fabrication en fait le modèle le plus répandu. Ces PAC entrent dans la catégorie des machines au moins dithermes. Elles sont les plus simples et les plus répandues mais leur fonctionnement impose un moteur électrique [26].
- Les PAC à compression thermique de vapeur pour lesquels la compression mécanique est remplacée par une compression thermique. Parmi celles-ci, on peut citer les PAC à absorption et les PAC à adsorption. La compression du fluide caloporteur est réalisée par contact direct entre de mélanges binaires (absorption liquide-liquide formés à partir d'un fluide caloporteur et d'un absorbant ou adsorption solide-fluide à partir d'un solide adsorbant c'est-à-dire que la l'adsorption se fait sur la surface du solide et non dans sa masse). Ces PAC mettent donc en œuvre au moins une troisième source de chaleur : elles seront donc nécessairement au moins trithermes [27].

II.2 Principe de fonctionnement d'une pompe à chaleur à absorption

Le principe de fonctionnement de ces machines repose sur le fondement des propriétés de l'équilibre des mélanges binaires (ou couples binaires). Les mélanges utilisés dans ces machines comprennent un « solvant » et un « fluide caloporteur » qui en un certain point du cycle est « absorbé » par le solvant, d'où le nom donné à ce type de machine. Afin d'obtenir ce résultat, il est nécessaire que le solvant présente à froid une très grande affinité pour le fluide caloporteur ; lorsque la température du mélange s'élève, cette affinité diminuant libère le fluide caloporteur du solvant [20].

II.2.1 Description de l'installation

Au niveau du générateur, la solution riche en fluide caloporteur X_{ab} (au point 3) y reçoit la quantité de chaleur Q_g à une température T_g ce qui provoque la vaporisation partielle du caloporteur dissous dans la solution. C'est la régénération par désorption. A la



sortie du générateur, on obtient donc de la vapeur du caloporteur (au point 7) et une solution pauvre de composition X_g en caloporteur (au point 4).

La vapeur du caloporteur arrive au condenseur, où elle dégage sa chaleur latente, pour retrouver son état liquide, pour chauffer conséquemment le milieu chaud (source). En effet, la condensation du caloporteur est accompagnée du rejet de la chaleur de condensation Q_c à la température T_c .

Le caloporteur condensé, à pression constante P_c , est introduit dans l'élément dit détenteur, qui est mécaniquement une vanne, où elle est mis en contact avec une zone de basse pression P_{ev} . En subissant cette détente, une fraction du liquide se trouve vaporisée avec un niveau thermique plus faible avec un refroidissement du fluide.

A la sortie du détenteur (au point 9), le caloporteur partiellement vaporisé est conduit ensuite dans un évaporateur (échangeur de chaleur avec un changement de phase) lequel est traversé, à contre courant par un fluide qui constitue la source froide dont la température est qualitativement plus élevée que celle de l'évaporateur T_{ev} . Mis en contact, le caloporteur est évaporé par échange d'une quantité de chaleur Q_{ev} de la source froide qui représente un réservoir thermique (puits).

La vapeur issue de l'évaporateur (au point 10) est admise dans un absorbeur où circule une solution dite "pauvre", provenant du générateur (au point 6). Elle se dissout dans cette solution, provoquant l'enrichissement de la solution avec dégagement d'une quantité d'énergie Q_a qui doit être absorbée pour favoriser ce phénomène. A la sortie de l'absorbeur (au point 1), on obtient ainsi une solution riche en caloporteur.

Le mélange binaire est de nouveau pompé de l'absorbeur vers le générateur, et le cycle est thermodynamiquement bouclé [28].

La différence de pression entre les étages : absorbeur/évaporateur (B.P) et générateur/condenseur (H.P) nécessite en outre :

- la présence d'une pompe d'alimentation de la solution riche ;
- la présence d'un détenteur sur le circuit de la solution pauvre.

En général, un échangeur thermique est utilisé entre le générateur et l'absorbeur qui préchauffe la solution riche en utilisant la chaleur dégagée par la solution pauvre d'où le nom « échangeur de solution ». Sont intérêt est d'augmenter le COP par l'exploitation des niveaux thermiques intermédiaires. Des études expérimentales ont montré qu'un



échangeur de solution devrait faire partie de toute installation puisqu'il permet d'augmenter le COP de l'installation.

Il y a lieu de noter que le travail fourni par la pompe est nettement inférieur à celui exigé pour le fonctionnement d'un compresseur si les deux niveaux de pression dans les deux étages sont identiques [29].

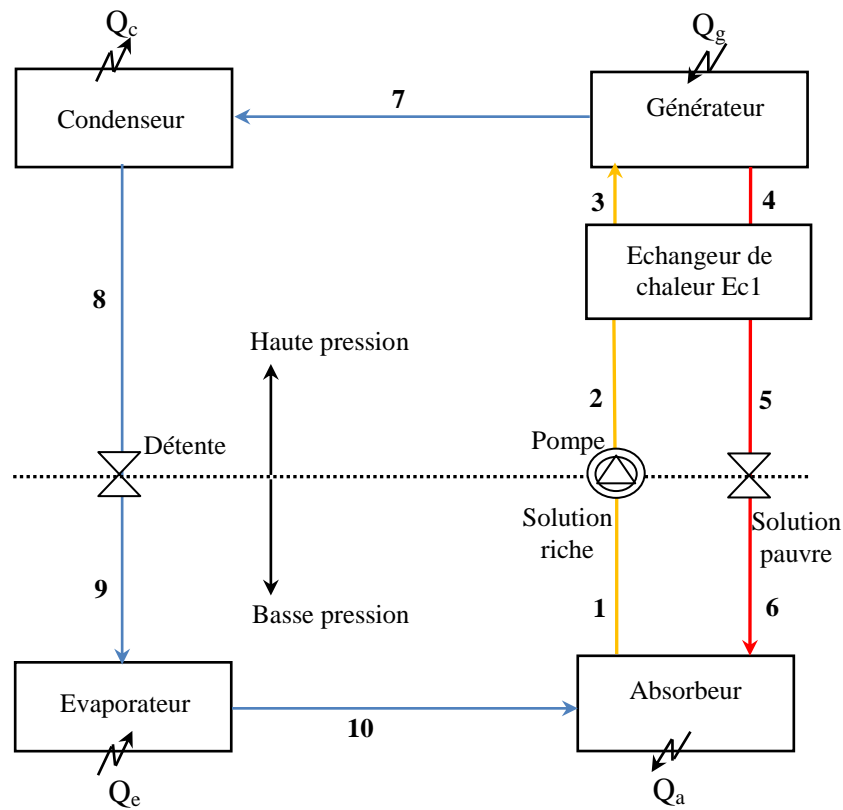


Figure II.1 : Structure de la machine thermique à absorption à simple effet [29].

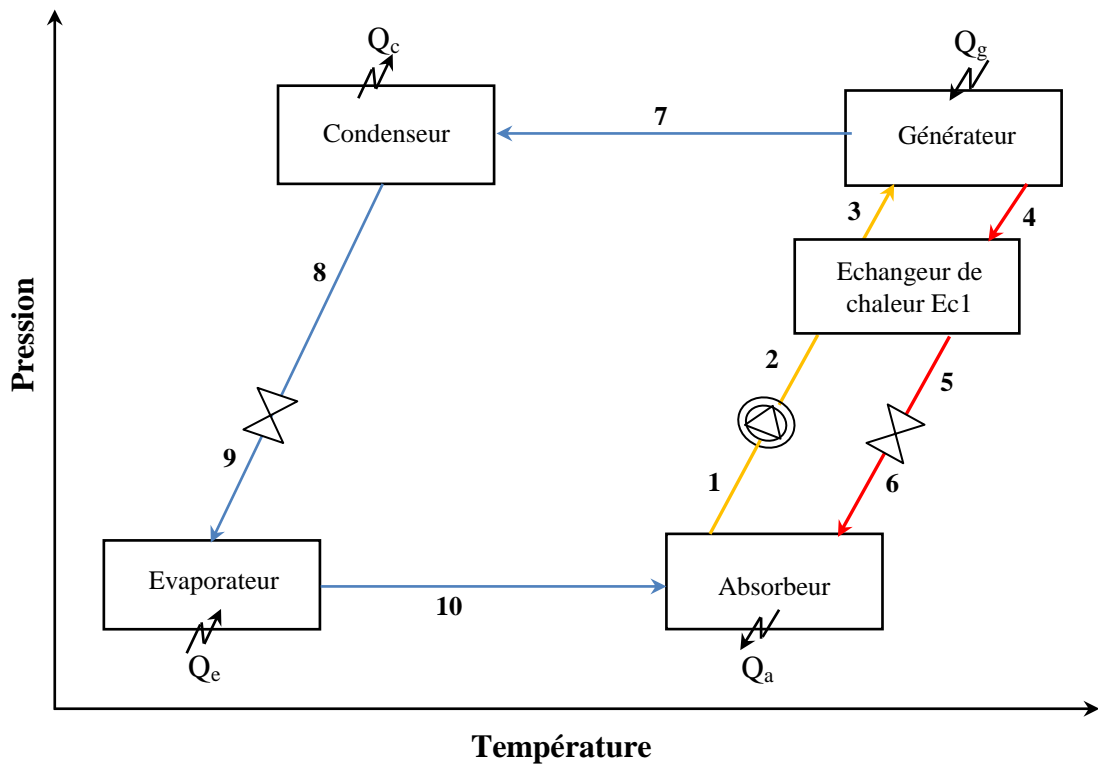


Figure II.2 : Cycle thermodynamique d'une pompe à chaleur à absorption dans le diagramme d'Oldham [30].

II.3 Composants d'une pompe à chaleur à absorption

II.3.1 Condenseur

Dans les pompes à chaleur, la fonction principale du condenseur est de transférer au puits l'enthalpie de condensation de la vapeur issue du générateur. Parallèlement à sa fonction principale de condensation et compte tenu de ses dimensions, il peut servir à la désurchauffe de la vapeur et au sous refroidissement du liquide si les conditions de la cinétique de transfert thermique le permettent. Les condenseurs diffèrent suivant le type du fluide recevant la chaleur [24].



Figure II.3 : Echangeur de chaleur coaxial utilisé en condenseur ou évaporateur.



II.3.2 Détendeur

Le détendeur est un organe de laminage de la vapeur placé entre les deux niveaux de pression. Théoriquement, il reçoit le caloporteur à l'état condensé (saturé ou sous refroidis). Toutefois, le caloporteur est partiellement vaporisé après la détente avec une qualité du vapeur qui dépendra des conditions de fonctionnement du détendeur c'est-à-dire la pression qui règne à l'évaporateur [24].



Figure II.4 : Vanne d'expansion

II.3.3 Evaporateur

De par sa forme identique à celle du condenseur décrit ci-dessus, l'évaporateur est un échangeur de chaleur, dans lequel le mélange liquide-vapeur issu du détendeur subit une vaporisation totale par ébullition à la température correspondant à la tension de vapeur saturante du fluide. Cette pression est théoriquement maintenue constante pendant toute l'ébullition [24].

II.3.4 Générateur

Le générateur est un échangeur de chaleur dans lequel on procède par un apport de chaleur à la séparation du soluté (fluide caloporteur) de la solution riche. Cette opération est une technique de séparation basée sur l'équilibre liquide-vapeur (température, pression, composition). Le rendement de cette opération dépend des conditions hydrodynamiques de l'écoulement des fluides.

II.3.5 Absorbeur

L'absorption est le phénomène physique qui régit par le transfert de matière entre la phase liquide et la phase gazeuse. Le mécanisme de transfert est de type convectif lequel est



assuré par des dispositifs de contact (plateaux, garnissage, etc.) lesquels offrent de grandes surfaces de contact entre les deux phases [13].

De par sa nature exothermique, l'absorption est défavorisée par l'augmentation de la température. Certains équipements d'absorption sont munis d'un système permettant la circulation de fluide caloporteur en vue d'absorber la chaleur dégagée et conséquemment améliorer la performance de contact.

II.4 Coefficient de performance d'une pompe à chaleur à absorption

L'étude de la performance du cycle de chauffage est décrite par l'introduction du concept du coefficient de performance (COP) qui relie l'effet utile (chaleur cédée à l'extérieur au niveau du condenseur et l'absorbeur) à la dépense énergétique (chaleur reçue de l'extérieur par le générateur).

Si l'on compare à la pompe à chaleur à compression mécanique, la pompe à absorption utilisant de l'énergie thermique à 3 niveaux de température (trithermes) à savoir :

- La source froide à température T_e d'où l'on extrait Q_e ;
- La source chaude à température T_c d'où le système reçoit la quantité de chaleur Q_g nécessaire pour remonter le niveau de température de T_e à T_c (c'est la dépense énergétique) ;
- La troisième source T_g qui fournit de la chaleur motrice Q_g (figure II.5).

Une pompe est nécessaire dans le circuit pour assurer la circulation des fluides dans les différentes conduites.

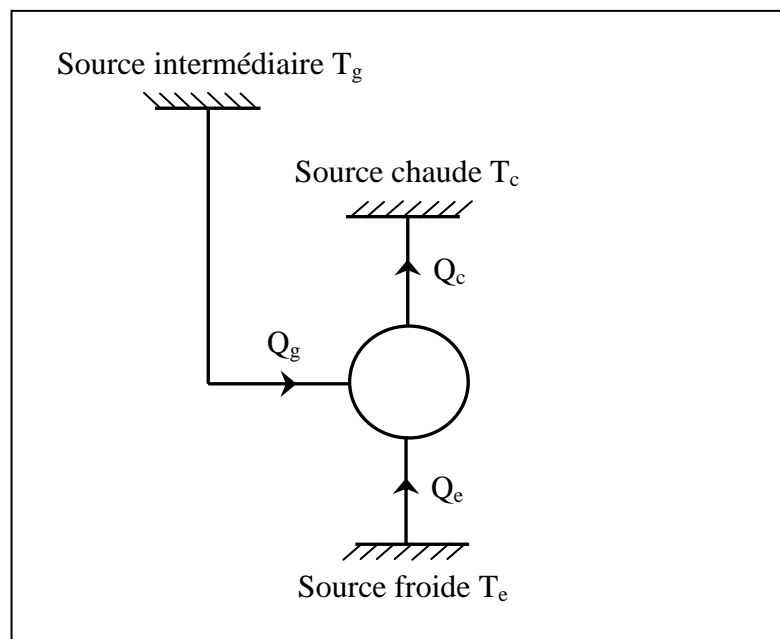


Figure II.5 : Définition du coefficient de performance d'une pompe à chaleur à absorption.



Avec les notations de la figure (II.5), les quantités de chaleur étant comptées algébriquement, le premier principe de la thermodynamique pour un système totalement adiabatique (pertes thermiques négligeables), conduit à :

$$-Q_a + Q_e - Q_c + Q_g + W = 0 \quad \text{II.1}$$

Le second principe de la thermodynamique permet de relier les quantités de chaleur échangées avec les sources aux températures de ces sources (égalité de Clausius). Pour un système où on suppose que toutes les transformations sont réversibles, le bilan entropique permet d'établir la relation suivante :

$$\frac{Q_e}{T_e} - \frac{Q_c + Q_a}{T} + \frac{Q_g}{T_g} = 0 \quad \text{II.2}$$

Par ailleurs, le concept de coefficient de performance appliqué à la PACA dont la définition rigoureuse est :

$$COP = \frac{\text{Chaleur fournie entre le cycle thermodynamique et le milieu environnant}}{\text{Chaleur reçue par le générateur + travail de la pompe}}$$

Sous forme mathématique, il a pour expression :

$$COP = \left| \frac{Q_c + Q_a}{Q_g + W} \right| \quad \text{II.3}$$

Toutefois, l'analyse thermodynamique du cycle montre que le travail mécanique de la pompe est négligeable vis-à-vis des quantités d'énergie Q_i échangées de sorte que la combinaison des relations II.1 et II.2 permette l'établissement de l'expression du COP en fonction des niveaux de température dans les différents éléments [31]. Ainsi, on a :

$$COP = 1 + \left(\frac{T_g - T_a}{T_g} \right) \left(\frac{T_e}{T_c - T_e} \right) \quad \text{II.4}$$

D'une manière générale, les pompes à chaleur trithermes ont un COP thermique relativement faible vis-à-vis de leurs homologues à compression mécanique. Elles sont utiles pour valoriser une source chaude à température modérée (rejets industriels, énergie solaire, biomasse, etc.)

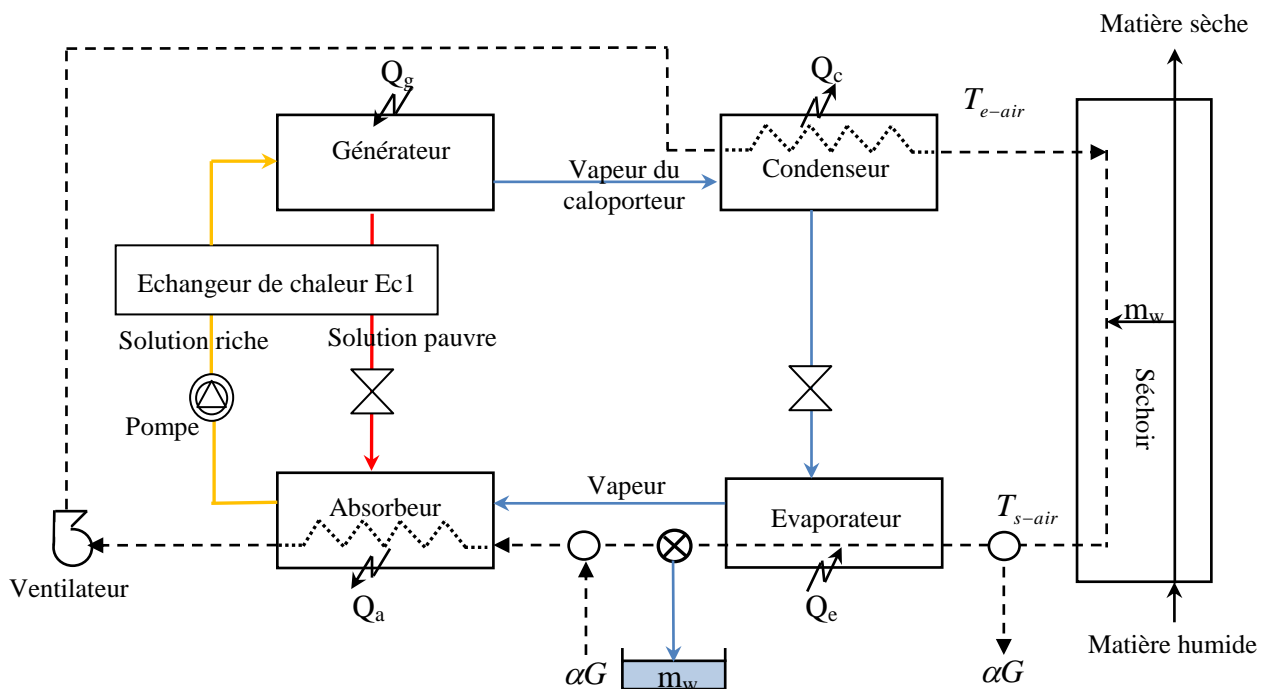


II.5 Couplage pompe à chaleur à absorption – séchoir agroalimentaire

Le couplage séchoir-pompe à chaleur peut se faire comme pour la machine à compression (figure I.3) avec des inconvénients moindres ; ceci est dû en grande partie, à la souplesse et à la robustesse d'une telle machine. L'air de séchage tourne alors en circuit fermé. Il est réchauffé par le condenseur et l'absorbeur, son refroidissement sur l'évaporateur provoque la condensation de l'eau qu'il contient. L'air déshumidifié (sortie évaporateur) est recyclé sur le condenseur.

Toutefois l'énergie des gaz humides issus du séchoir ne peut être entièrement récupérée car, alors, on se trouverait avec un excédent d'énergie.

C'est la raison pour laquelle une fraction (α) est court-circuitée avant l'admission des gaz à l'évaporateur ; une quantité identique doit être réinjectée après l'évaporateur. Le préchauffage de l'air est, en général effectué en série (rarement en parallèle) dans le condenseur et l'absorbeur (ou vice-versa) (figure II.6) [21].



(Circuit air : - - -, Circuit du caloporteur : —, Solution pauvre : —, Solution riche : —)

Figure II.6 : Couplage pompe à chaleur à absorption – séchoir (circuit ouvert)

II.5.2 Séchoir à fourniture d'énergie répartie

A titre d'exemple, le couplage d'une pompe à chaleur à absorption avec un séchoir à fourniture d'énergie répartie est présenté sur la figure (II.7), les condenseurs (à air) de la pompe à chaleur implantés à l'intérieur du séchoir assurent un chauffage direct de l'air.

L'air de séchage subit plusieurs réchauffages successifs permettent d'augmenter le pouvoir asséchant [16].

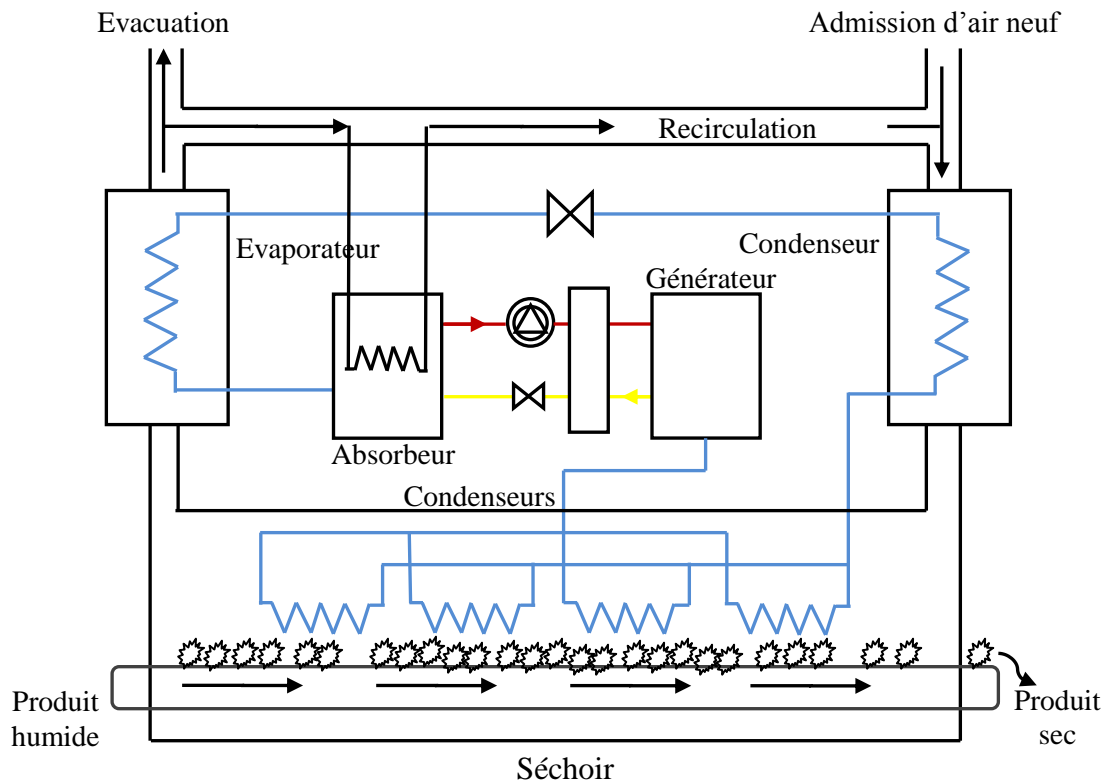


Figure II.7 : Séchoir à fourniture d'énergie répartie (Circuit du caloporteur : —, Solution pauvre : —, Solution riche : —) [16]

II.5.3 Procédé retenu

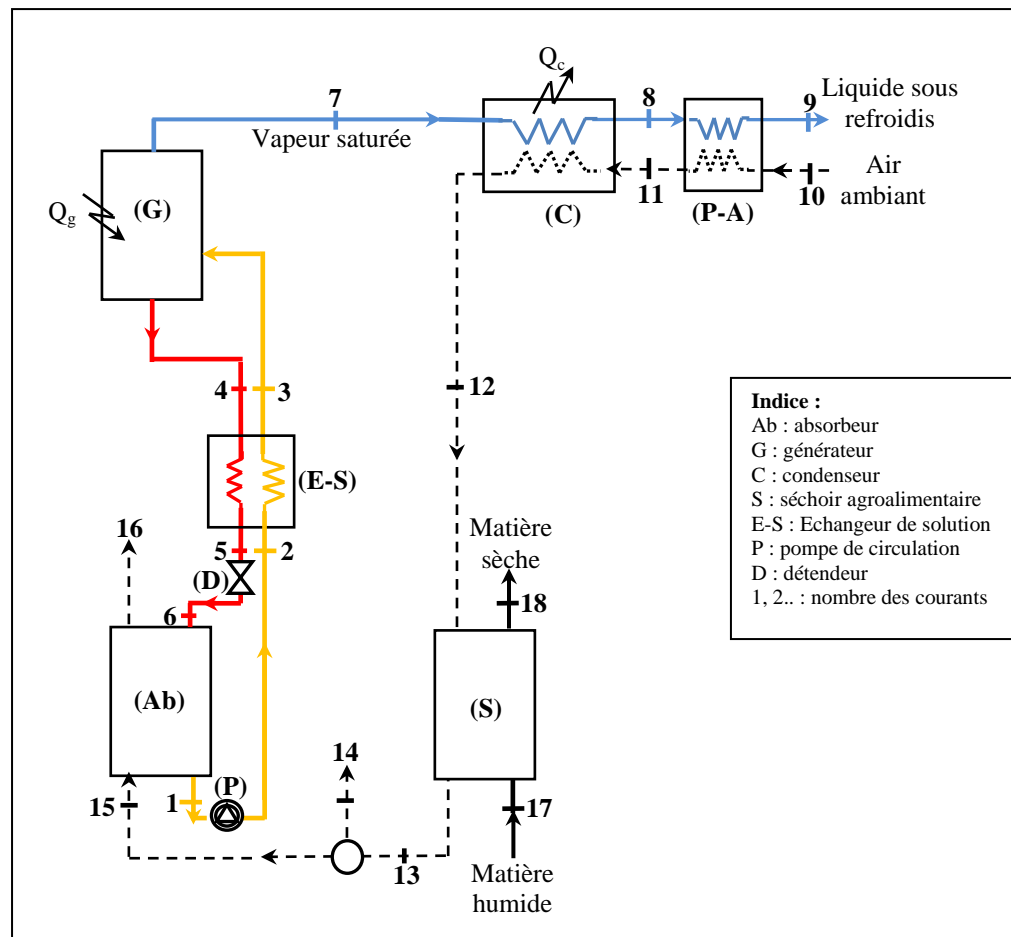
Afin de simplifier la technologie de l'ensemble séchoir-pompe à chaleur, il peut être envisagé un circuit ouvert et ainsi procéder à l'élimination de l'eau des gaz de séchage directement dans l'absorbeur, (figure II.8).

C'est ce procédé qui a été retenu : une partie de l'air humide sortant du séchoir (15) est admis directement à l'absorbeur (A) dans lequel la vapeur d'eau est absorbée par la solution pauvre (6), cette absorption réalisée de façon adiabatique a pour conséquence une augmentation de la température de la solution (1). Le réchauffement de cette dernière se poursuit dans l'échangeur de solution par échange d'énergie entre solution riche et pauvre



(circuit 2-3). La régénération de la solution est effectuée dans le régénérateur (G) par apport d'énergie thermique Q_g . La vapeur d'eau est condensée dans le condenseur (C) libérant une quantité de chaleur Q_c à haut niveau cédant cette dernière à l'air de séchage (10), tandis que la solution pauvre subit un pré-refroidissement dans l'échangeur de solution (circuit 4-5).

L'air issu de l'absorbeur (16) peut être éventuellement recyclé en (10) soit totalement soit partiellement.



(Circuit air : ---, Circuit du caloporteur : —, Solution riche : —, Solution pauvre : —)

Figure II.8 : Représentation du procédé retenu

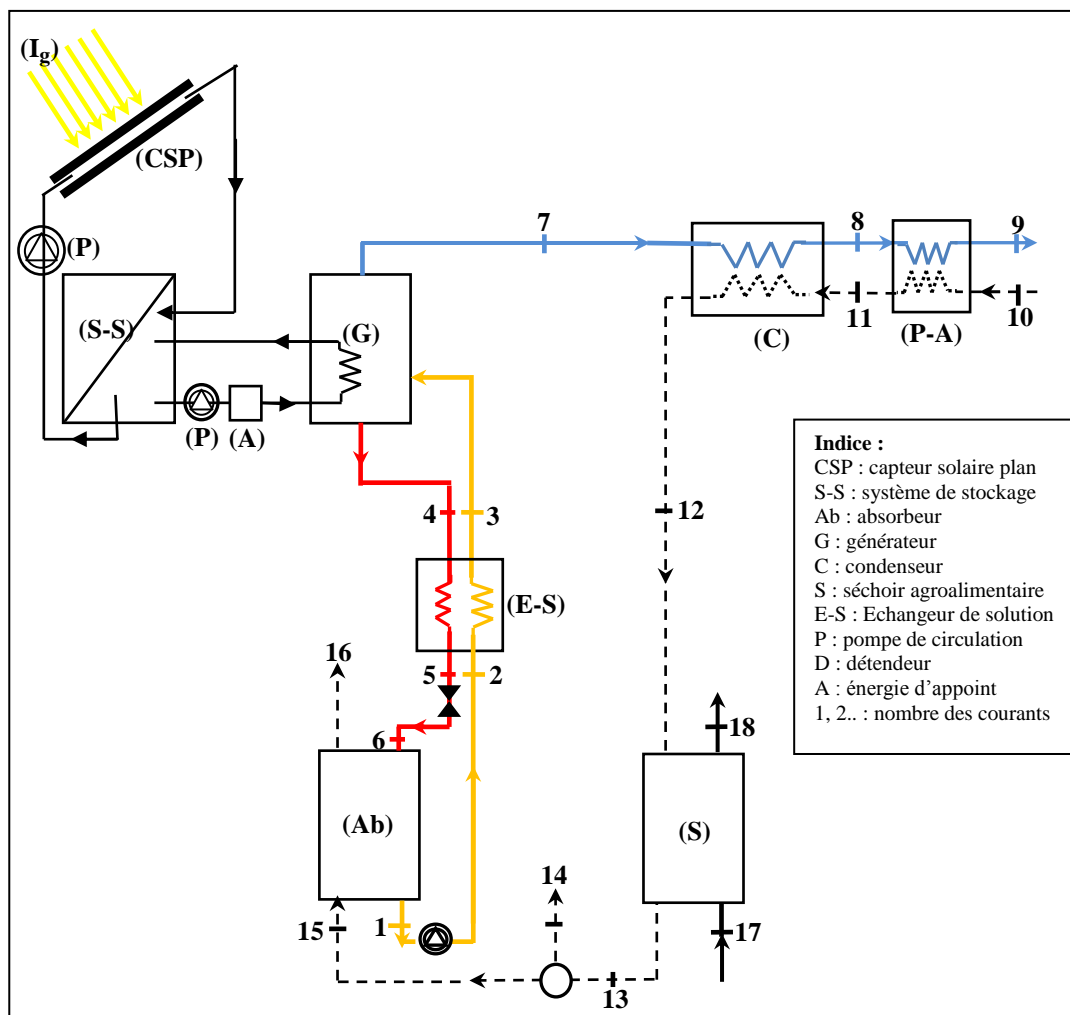
II.6 Intégration d'une source d'énergie renouvelable sur le procédé retenu

Face à la consommation grandissante des sources d'énergie fossile et en vue de réduire, autant que possible, la facture énergétique du procédé de séchage, le couplage de la pompe à chaleur à absorption-séchoir à une source d'énergie renouvelable telle que l'énergie solaire pourrait présenter de nombreux avantages sur le plan énergétique et écologique. De nombreuses recherches ont été faites ces dernières années pour développer des systèmes de



séchage fonctionnant à l'énergie solaire principalement pour la conservation des produits agricoles [2].

Le système séchoir – pompe à chaleur assisté de l'énergie solaire (solar assisted heat pump drying system) se présente technologiquement par le couplage du générateur de la PACA à un système solaire composé de différents éléments. Ce système effectue la conversion de l'énergie du rayonnement électromagnétique émis par le soleil en énergie calorifique. Cette dernière est récupérée par un fluide caloporteur traversant un capteur solaire à l'aide d'une pompe de circulation. L'apport de cette énergie Q_u permet de vaporiser une partie du frigorigène dissout dans la solution dans le générateur de la pompe à chaleur. Le système conçu pour l'étude courante est illustré schématiquement dans la figure II.9.



(Circuit air : - - -, Circuit du caloporteur : — , Solution riche : — , Solution pauvre : —)

Figure II.9 : Représentation schématique du dispositif étudié.



II.6.1 Principe de base d'un système solaire

Quelle que soit leur application, les systèmes de conversion thermique de l'énergie solaire doivent assurer certaines fonctions de base :

- Conversion du rayonnement électromagnétique du soleil en chaleur ;
- Transfert de chaleur vers le système de stockage ;
- Stockage de la chaleur, nécessaire à cause du déphasage entre les apports solaires et les besoins lesquels sont périodiques ;
- Distribution.

Pour répondre aux fonctions citées ci-dessus, un système solaire actif est composé d'éléments dont les différentes combinaisons et les différents types forment un ensemble de schémas possibles de systèmes. Dans cette variété de schémas, on distingue toujours deux sous-systèmes qui assurent les fonctions citées ci-dessus [24].

II.6.1.1 Sous-système de captage

Ce sous-système transforme l'énergie captée en chaleur pour la transférer ensuite vers le fluide caloporteur en circulation, dans les tuyauteries vers le système de stockage ou vers le réseau de distribution. Il est composé d'un ensemble de capteurs solaires qui constituent l'élément principal et à travers lesquels circule le fluide caloporteur. Il comporte également les composants suivants :

- Les tuyauteries ;
- L'isolation des tuyaux ;
- Les purgeurs ;
- Les équipements de sécurité (soupapes de sécurité, vase d'expansion) ;
- L'échangeur de chaleur ;
- Le fluide caloporteur dans les capteurs et les tubes ;
- Les pompes et les vannes.

II.6.1.2 Sous système de stockage

Puisque les apports et les besoins énergétiques sont généralement déphasés l'un par rapport à l'autre, on aura besoin du stockage. Le stockage de l'énergie peut s'effectuer sous forme thermique ou chimique. La forme thermique concerne le stockage sous forme de chaleur sensible et sous forme de chaleur latente. Le stockage chimique résulte des réactions chimiques qui décomposent les éléments sous l'effet d'un apport de chaleur en produits de la



réaction. Ces produits sont ensuite séparés et stockés sans aucune limite temporelle jusqu'à la réaction de reconstitution des éléments d'origine suivant une réaction exothermique.

II.6.1.3 Energie d'appoint

L'énergie solaire ne peut dans la plupart des cas assurer la totalité des besoins en énergie. Pour faire face à des périodes défavorables (hiver, longue période de mauvais temps), on a besoin d'une énergie d'appoint. Ainsi, la plupart des unités de stockage sont équipées d'un dispositif d'appoint qui prend le relais en cas de besoin.

II.6.1.4 Capteurs solaires

Les capteurs sont la source de chaleur de l'installation solaire. C'est là que le rayonnement solaire capté est absorbé pour chauffer le fluide caloporteur. Tous les capteurs visent à convertir le rayonnement solaire en chaleur avec un rendement élevé et à fournir cette chaleur aux consommateurs aussi efficacement que possible. Les divers types diffèrent considérablement en qualité, en rendement, en conception et en coût [32]. Les capteurs solaires plans (CSP) reposent sur la technologie la plus simple. Ils sont constitués d'une surface réceptrice noire qui absorbe le rayonnement solaire incident de la bande spectrale ($0,3 < \lambda < 3 \mu m$), direct et diffus [24].

Le meilleur absorbeur n'est pas un corps noir, mais plutôt des couches sélectives qui ont l'avantage d'avoir une émissivité considérablement réduite dans le champ des longueurs d'onde du rayonnement thermique, ce qui diminue les déperditions thermiques.

Au dessus de l'absorbeur, un vitrage (simple ou double) limite les pertes thermiques convectives avec l'air ambiant. La conversion rayonnement – chaleur s'effectue en surface de l'absorbeur. La chaleur absorbée est ensuite distribuée vers les conduits du fluide caloporteur fixés sur la plaque d'absorbeur. La capacité d'absorption de la chaleur varie en fonction de revêtement de la surface extérieure du capteur.

Enfin, pour récupérer la chaleur et la véhiculer, on rencontre différents types de fluides caloporteurs, parmi lesquels les plus courants sont l'air et l'eau. L'avantage de ces capteurs réside dans leur simplicité, leur faible coût et le fait qu'ils absorbent le rayonnement global (direct et diffus). Ils ne nécessitent donc pas d'être orientés en permanence vers le soleil. La température maximale du fluide avoisine les 100°C.

Les capteurs à tube sous vide (CSV) sont naturellement l'aboutissement logique du développement des capteurs plans par la réduction des pertes thermiques, en éliminant le transfert par convection entre l'absorbeur et le couvert. Toutefois si l'idée remonte aux

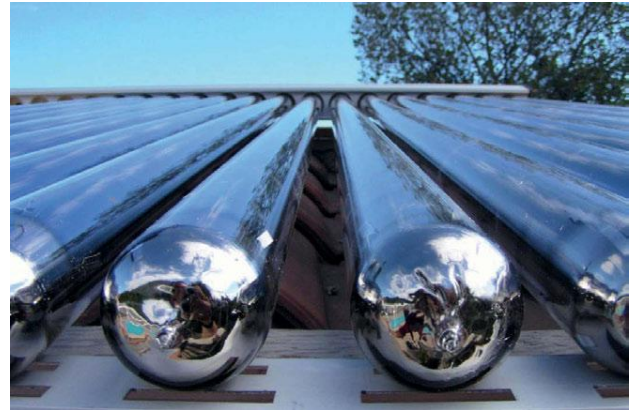


premiers développements de ce dernier, il n'est d'abord question que de vide modéré pour l'amélioration des performances des capteurs plans.

La forme tubulaire, plus adaptée à la technologie du vide et permet donc d'arriver à un niveau de pression suffisamment bas (vide de l'ordre 10^{-3} Pa), dans ces conditions de vide, la plupart des pertes thermiques par convection et conduction sont réduites à leur strict minimum. Les pertes radiatives sont, comme dans la version de base, limitées grâce à l'effet de serre de l'enveloppe de verre [32].



Capteurs solaires plans



capteur sous vide

Figure II.10 : *Différents types de capteurs solaires.* [32]

Conclusion

Dans ce chapitre, nous nous sommes intéressés au fonctionnement de la pompe à chaleur à absorption assistée de capteurs solaires et les modalités de son couplage au séchoir des produits agroalimentaires. Le problème majeur réside dans le choix du mélange binaire utilisé dans la machine thermique. Pour répondre à cet objectif, l'analyse de l'équilibre liquide-vapeur de systèmes absorbant-absorbat s'impose.



Introduction

Dans le chapitre II, nous avons mis en évidence la nécessité de faire intervenir un mélange binaire pour assurer le fonctionnement de la pompe à chaleur à absorption, c'est le principe même de base de ces machines. Il est tout à fait évident que le mélange recherché doit vérifier un certain nombre de critères lesquels seront énumérés à travers les paragraphes suivants. En outre, pour étudier le cycle de la PACA, il semble incontournable l'acquisition des données thermodynamiques relatives au mélange binaire en fonction des variables d'état.

III.1 Critères de sélection du couple binaire

Il y a lieu de mentionner que le soluté assurant le fonctionnement du cycle thermodynamique est l'eau provenant du solide mouillé lors de l'opération de séchage. A cet effet, le choix du solvant repose essentiellement sur ses propriétés dessicatives. L'analyse bibliographique montre que les dessiccants usuels exploités dans la déshumidification de l'air sont :

Tableau III.1 : Les différents déshumidifiants de l'air [37].

Déshumidifiant	Nature physique
CaCl ₂	Solide
LiBr	Liquide
LiCl	Liquide
Zéolithe	Solide
H ₂ SO ₄	Liquide
Silicagel	Solide
Glycols	Liquides

Les solides sont exclus dans cette opération compte tenu de leurs incapacités d'assurer un fonctionnement continu d'une pompe à chaleur à absorption.

Toutefois, leurs propriétés adsorptives sont particulièrement appréciées dans les pompes à chaleur à adsorption [33].

En vue de choisir l'absorbant liquide qui répondrait à l'objectif "PACA", il est impératif de procéder par l'analyse de critères qu'on énumérera à travers ce qui suit.

La performance d'une machine à absorption dépend des propriétés chimiques et thermodynamiques des absorbants utilisés [34].



L'exigence fondamentale que doivent avoir les mélanges (absorbant/caloporteur) est leurs miscibilité en toutes proportions dans la plage des températures de fonctionnement du cycle. Les mélanges doivent également être stables thermiquement c'est-à-dire non décomposables et non pyrolysables. Outre ce critère, certaines propriétés physiques telles que la corrosivité, la toxicité, l'inflammabilité et la disponibilité à bon marché doivent être prises en compte dans toute sélection judicieuse. Également, ils doivent être dotés d'une grande affinité pour le soluté à récupérer dans la solution.

En plus de ces exigences pour un fonctionnement efficace de la PACA, les caractéristiques suivantes sont souhaitées :

- Un écart de températures d'ébullition suffisant entre le fluide caloporteur et l'absorbant pour permettre une séparation facile ;
- À l'état pur, le caloporteur doit avoir une chaleur latente de vaporisation élevée ;
- Une concentration élevée en caloporteur dans l'absorbant pour contribuer à un échange thermique important au niveau du condenseur ;
- Propriétés thermo physiques favorables : conductivité thermique élevée, faible densité et basse viscosité pour augmenter le transfert et réduire la pression de fonctionnement ;
- Température de congélation de l'absorbant inférieure à la température la plus basse du cycle [35].

Si l'étude faite par Marciss a permis d'établir une liste de 40 composés réfrigérants et 200 absorbants disponibles [36], le couple $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ semble avoir été largement utilisé dans les procédés d'absorption. Le caloporteur NH_3 peut être utilisé pour extraire de la chaleur à des températures très basses allant jusqu'à -77°C (à la pression atmosphérique). Toutefois, il présente des pressions de travail assez élevées ce qui exige des installations complexes et robustes, ainsi sa toxicité et de sa corrosivité envers le cuivre et ses alliages [26].

Une analyse bibliographique basée sur l'étude de l'équilibre liquide-vapeur montre que les couples binaires concurrentiels qui pourraient être utilisés dans les PACA pour absorber la vapeur d'eau issue des séchoirs sont les solutions aqueuses de Bromure de lithium, de Chlorure de lithium, de glycols et de l'acide sulfurique [28].

Malgré leur excellent pouvoir dessiccants, les solutions d'acide sulfurique ont cédé leur place aux autres absorbants potentiels compte tenu de leurs propriétés corrosives très prononcées.



III.2 Caractérisation du couple binaire

Les glycols étaient parmi les premiers liquides utilisés pour les opérations de déshydratation. Ils absorbent aisément l'humidité contenue dans un gaz et pour cette raison évidente laquelle a pour fondement physique ; c'est son affinité physico chimique. Ils demeurent par excellence, les liquides les plus largement utilisés dans les opérations de déshydratation et de déshumidification dans l'industrie de gaz naturel. Compte tenu de leurs structures chimiques et de leurs poids moléculaires, on distingue quatre types de glycols, à savoir : Monoéthylène glycol (MEG), Diéthylène glycol (DEG), Triéthylène glycol (TEG) et Tétraéthylène glycol (T₄EG) [37].

Les propriétés physiques des glycols sont consignées dans le tableau III.1

Tableau III.2 : Propriétés des glycols [37]

Propriétés	MEG	DEG	TEG	T ₄ EG
Formule	C ₂ H ₆ O ₂	C ₄ H ₁₀ O ₃	C ₆ H ₁₄ O ₄	C ₈ H ₁₈ O ₅
Poids moléculaire en g/mol	62,1	106,0	150,2	194,2
Point d'ébullition à 760 mmHg	197,6	245,8	288,0	314
Température de décomposition initiale °C	165	164,44	206,66	-
Densité à 25 °C	1,110	1,113	1,119	1,120
Viscosité dynamique, cp à 25 °C	16,5	28,2	37,7	39,9
Viscosité dynamique, cp à 60 °C	5,08	7,6	9,6	10,2
Tension superficielle à 25 °C, dyne/cm	47	44	45	45
Chaleur spécifique à 25 °C, KJ/Kmol K	150,55	244,09	332,85	422,36
Chaleur latente de vaporisation à 760 mmHg	364	232	174	-
Point de congélation °C	-12,7	-7,8	-7,2	-5,6



III.3 Choix du couple de fonctionnement de la PACA

III.3.1 Analyse des équilibres liquide-vapeur

Le fonctionnement de la PACA est dicté par les conditions d'équilibre au sein de l'absorbeur d'une part et au générateur d'autre part. A cet effet, l'analyse de l'équilibre liquide-vapeur pour la sélection du meilleur absorbant est une étape incontournable dans cette analyse. La relation d'équilibre entre la composition de la phase vapeur et la solution aqueuse de l'absorbant permettra de définir la composition de sortie du gaz et par conséquent l'efficacité de l'absorbeur.

Ainsi, pour le choix du couple binaire adéquat, on est amené à analyser les équilibres liquide-vapeur pour les différents absorbants retenus dans les paragraphes précédents. Par ailleurs, on remarque que les processus d'absorption et de désorption ont lieu à pression atmosphérique.

Sur la base des données, figurants dans le diagramme d'Oldham $P = f(T, x)$, on a été ramené à tracer les courbes d'équilibre liquide-vapeur pour les absorbants usuels retenus dans cette étude tout en émettant une hypothèse où on considère que la phase vapeur est composée exclusivement de vapeur d'eau pour des températures inférieures à 90 °C.

La composition de la phase vapeur peut être évaluée par la relation suivante :

$$y_{eau} = \frac{P_i}{P_{tot}} \quad \text{III.1}$$

Où P_i est la pression partielle de la phase vapeur lue directement sur le diagramme. Les données d'équilibre ont permis, à différentes températures, de tracer les courbes d'équilibre présentées à travers les figures III.1 et III.2.

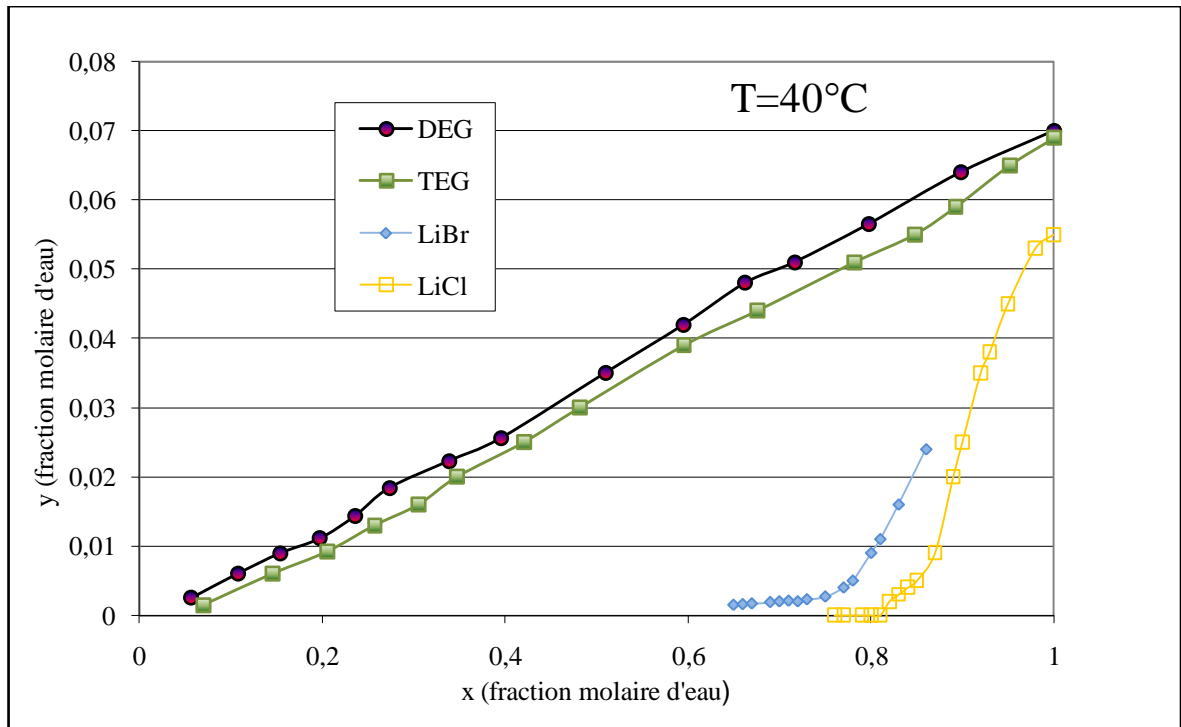


Figure III.1 : Données d'équilibre liquide-vapeur du système eau/DEG, eau/TEG, eau/LiBr et eau /LiCl à ($T=40^{\circ}\text{C}$, $P_{\text{tot}}=760\text{mmHg}$)

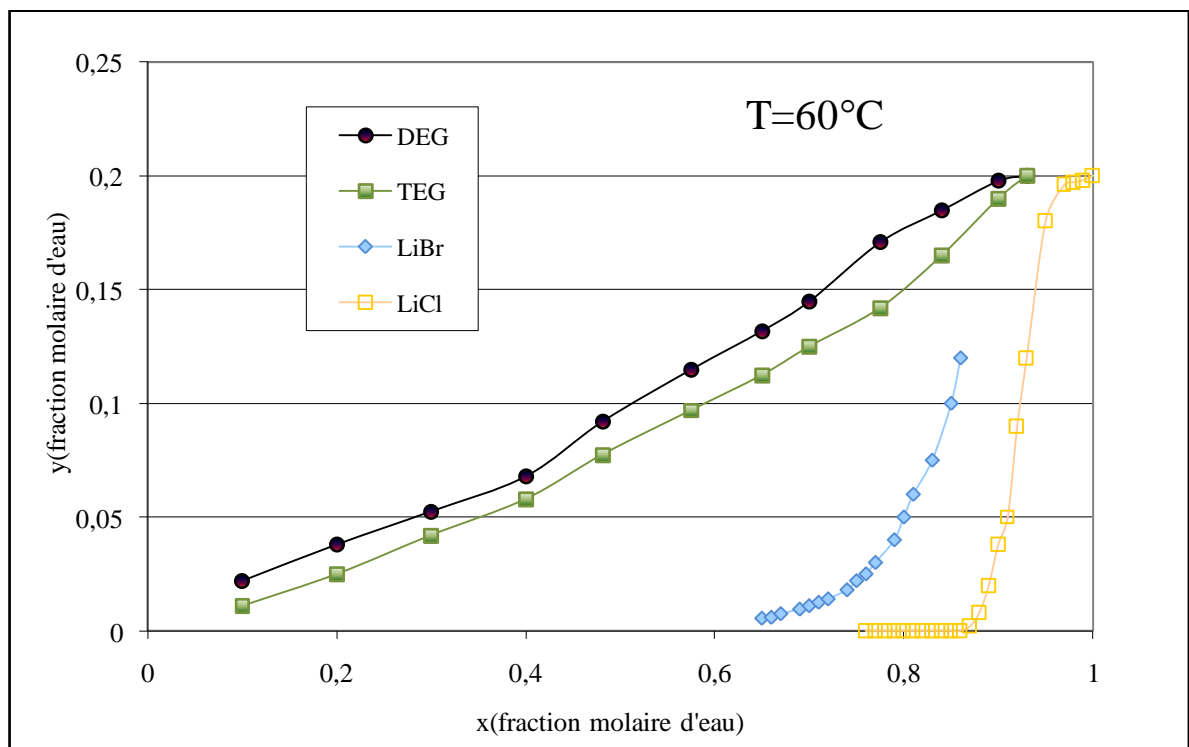


Figure III.2 :: Données d'équilibre liquide-vapeur du système eau/DEG, eau/TEG, eau/LiBr et eau /LiCl à ($T=60^{\circ}\text{C}$, $P_{\text{tot}}=760\text{mmHg}$).

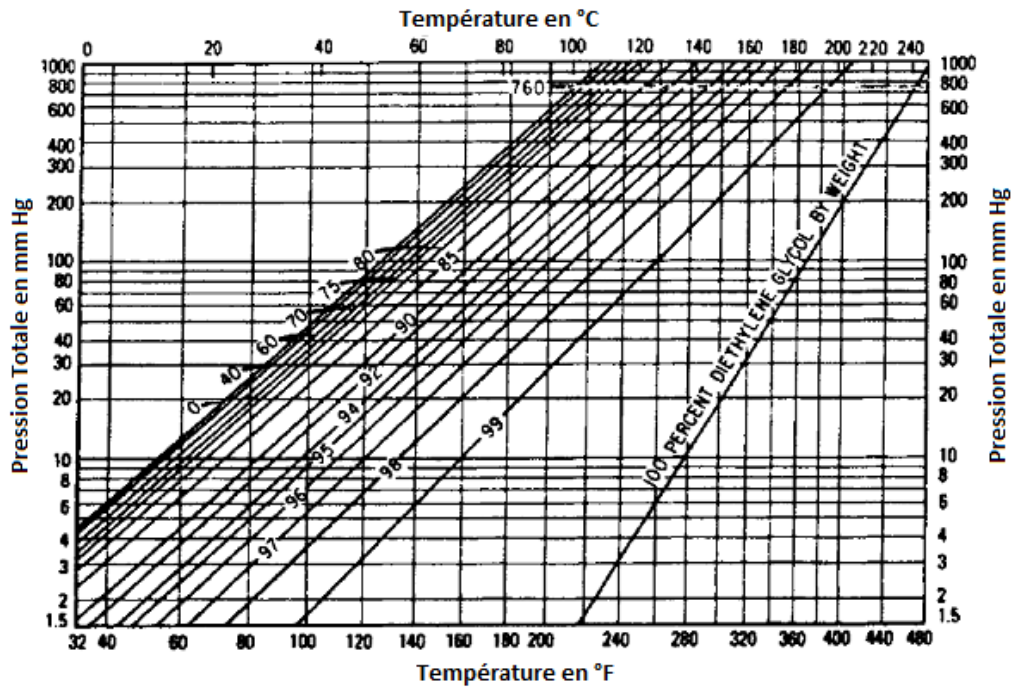


Figure III.3 : Variation de la pression totale avec la composition et la température pour le mélange eau/DEG [38].

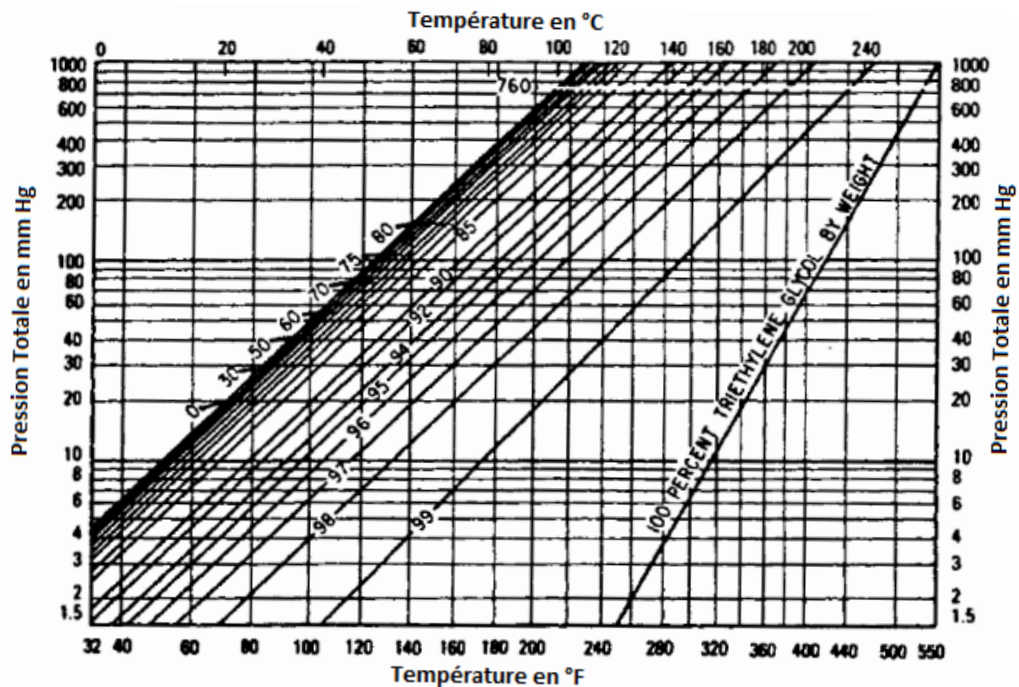


Figure III.4 : Variation de la pression totale avec la composition et la température pour le mélange eau/TEG [38].



III.3.2 Analyse des données d'équilibre liquide-vapeur

Les graphes des résultats, traduits sous forme graphique $y^* = f(x_e)_T$, font apparaître deux comportements différents suivant la nature des mélanges eau/LiCl et eau/LiBr d'une part et eau/di et triéthylène glycol d'autre part.

A concentration en eau identique, les solutions salines conduisent à une valeur de la fraction molaire de l'eau en phase vapeur beaucoup plus faible. De ce fait, elles s'avèrent plus efficaces ; Indéniablement, les solutions eau/LiCl et eau/LiBr, sur le plan strict de l'absorption de la vapeur d'eau, elles sont les mieux indiquées. Or, l'effet corrosif des solutions salines nous incite à reconsidérer ces mélanges sur un autre plan : Durée d'exploitation de l'installation c'est-à-dire introduire un concept technico-économique.

Si on considère la concentration dans la phase vapeur en sortie de la colonne en équilibre avec la solution entrante et pour une teneur $y^* = 2,510^{-3}$, soit une humidité absolue de $1,5610^{-3}$ kg d'eau par kg d'air sec, les données graphiques montrent que cette valeur peut être atteinte quel que soit le type d'absorbant utilisé. Pour cette concentration et à $T=40^\circ\text{C}$, les concentrations en eau des différents mélanges sont consignées dans le tableau III.3.

Tableau III.3 Données d'équilibre liquide-vapeur pour les différents absorbants à $T=40^\circ\text{C}$ et $y^* = 2,510^{-3}$

mélange	eau/DEG	eau/TEG	eau/LiCl	eau/LiBr
x_e dans la solution	0,057	0,12	0,9	0,87

A travers la lecture des graphes obtenus, on conclut que le TEG est l'absorbant de premier choix. Pour une composition donnée de la phase liquide des glycols, le TEG est plus intéressant car, la composition de la phase gazeuse est moins riche en eau. En vue d'élucider la performance relative de TEG vis-à-vis du DEG, on compare les compositions dans la phase gazeuse à $T = 40^\circ\text{C}$, on fait remarquer que :

Composition	eau/DEG	eau/TEG
x_e	0,2	0,2
y_e	0,01	0,0097



L'étude des équilibres liquide-vapeur des quatre mélanges eau-diéthylène glycol, eau-triéthylène glycol, eau-LiCl et eau-LiBr ont permis de montrer que les 4 mélanges peuvent conduire à des résultats équivalents à condition de travailler avec des concentrations différentes. Vu les inconvénients liés aux risques de corrosion par l'utilisation des mélanges eau-LiCl et eau-LiBr, nous avons été amenés à considérer les mélanges eau-éthylène glycols comme solvants pour l'élimination de l'eau de l'air chaud et humide issu des séchoirs. Une analyse purement thermodynamique de l'équilibre liquide-vapeur laisse augurer que le mélange eau-TEG est plus performant sur le plan absorption.

III.4 Acquisition des données thermodynamiques du couple sélectionné

Dans les paragraphes précédents, on a mis en évidence l'intérêt de l'utilisation de la solution aqueuse de triéthylène glycol dans la PACA pour absorber la vapeur d'eau issue du séchoir. Il ressort que la connaissance des conditions opératoires de fonctionnement de la pompe à chaleur à absorption nécessite le calcul de certaines fonctions caractéristiques relatives à la solution aqueuse de TEG pour établir les bilans de matière et de chaleur, à savoir :

- La chaleur spécifique de la solution (TEG-H₂O) ;
- L'enthalpie de la solution en fonction de la composition et de la température ;
- Les coefficients d'activité de l'eau et du triéthylène glycol ;
- Les propriétés physico-chimiques du mélange.

III.4.1 Calcul de l'enthalpie de mélange liquide (TEG-H₂O)

Compte tenu de l'importance de cette fonction thermodynamique dans l'analyse des bilans au niveau de l'absorption et de la régénération, son calcul est d'une importance capitale. A cause de la non idéalité de notre mélange, il y a lieu de noter que la dilution de l'eau par le TEG est un processus exothermique dont la chaleur de dilution dépend de la composition et de la température. Cette chaleur de mélangeage à 25°C est donnée par la littérature et a pour formule [21] :

$$\Delta H_{mél} = x * (880 - 5,553 * 10^4 x + 1,805 * 10^5 x^2 - 2,222 * 10^5 x^3 + 9,635 * 10^4 x^4) \text{ III.2}$$

Avec x, la fraction molaire en eau dans le mélange. Cependant le calcul de l'enthalpie requiert la détermination de la chaleur spécifique, C_p , de la solution en fonction de la température et de la composition. Cette propriété thermodynamique est représentée graphiquement par Kohl et Riesenfeld [37]. A partir de ces données, nous avons corrélé ces



résultats en utilisant la méthode des moindres carrés. L'équation proposée est de forme parabolique :

$$Cp^{mél} = A_1 + B_1 * T + C_1 * T^2 \quad \text{III.3}$$

où les constantes A_1 , B_1 et C_1 sont fonctions de la composition en eau lesquelles sont établies par les équations suivantes :

$$A_1 = 1,61 * x^3 - 1,667 * x^2 + 0,564 * x + 0,473 \quad (R=0,994)$$

$$B_1 = -0,006 * x^3 + 0,007 * x^2 - 0,002 * x + 0,001 \quad (R=0,955)$$

$$C_1 = 10^{-5} * x^3 - 10^{-5} * x^2 + 4 * 10^{-6} * x - 2 * 10^{-7} \quad (R=0,962)$$

En fonction des paramètres ci dessus énumérés et en tenant compte d'un état de référence choisi arbitrairement à $P = 1 \text{ atm}$ et $T = 25^\circ\text{C}$, l'enthalpie de la solution peut être écrite sous la forme suivante :

$$H_L(T, x) = \Delta H_{mél}^{25^\circ\text{C}} + \int_{T_{ref}=25^\circ\text{C}}^T Cp * dT \quad \text{III.4}$$

III.4.2 Détermination des coefficients d'activité de l'eau et de triéthylène glycol

Dans le cas du système binaire (eau-TEG), considéré comme un système non idéal, les différents modèles proposés dans la littérature nécessitent un certain nombre de données expérimentales. On peut citer les modèles de Van Laar, Margules, NRTL, UNIQUAC....). Parrish et al ont proposé une équation empirique pour calculer les coefficients d'activité de l'eau et celui du triéthylène glycol [39].

$$\ln \gamma_{TEG} = \frac{B^2 \ln[ch(\tau)]}{A} - \frac{x_e B th(\tau)}{x_{TEG} - C x_e^2} \quad \text{III.5}$$

$$\ln \gamma_e = B[th(\tau) - 1] - C x_{TEG}^2 \quad \text{III.6}$$

où :

$$\tau = \frac{A x_e}{B x_{TEG}} \quad \text{III.7}$$

Avec : A, B et C, sont des paramètres qui dépendent exclusivement de la température :

$$A = \exp(-12792 + 0,0329 * T) \quad \text{III.8}$$

$$B = \exp(0,77377 - 0,0069 * T) \quad \text{III.9}$$



$$C = 0,88874 + 0,001915 * T \quad \text{III.10}$$

III.4.3 Calcul de la tension de vapeur du mélange

Graphiquement, la pression de vapeur du mélange est donnée en fonction de la température et de la composition par le diagramme d'Oldham (figure III.4). Pour des raisons purement thermodynamiques (température d'ébullition de TEG pur est nettement élevée par rapport à celle de l'eau), on peut supposer, en première approximation, que la phase vapeur au dessus de la phase liquide est composée majoritairement de la vapeur d'eau. Sur la base de cette hypothèse totalement justifiable sur le plan expérimentale, il est possible d'établir une relation reliant aussi bien la composition que la température à la tension de vapeur pour des intervalles de température qui ne sauraient dépasser les 90 °C. La méthode numérique des moindres carrés généralisés nous a permis d'établir une relation analogue à celle d'Antoine, laquelle s'écrit :

$$\log_{10} P^{sat} = \frac{\ln(2,181 * 10^5 * x_e)}{1,72164} - \frac{1288}{200 + T(^{\circ}C)} \quad \text{III.11}$$

(P^{sat} en mmHg, T en °C et x_e la fraction molaire en eau dans la phase liquide).

III.4.4 Calcul de la tension de vapeur des corps purs

Les modèles thermodynamiques relatifs au calcul de la tension de vapeur sont basés essentiellement sur l'équation d'Antoine. En effet, les données relatives à l'eau et le triéthylène glycol ont été traitées numériquement en proposant l'équation suivante [40] :

$$\ln P_i^{sat} = B_1 + \frac{B_2}{T_{sat}} + B_3 \ln T_{sat} + B_4 (T_{sat}^{B_5}) \quad \text{III.12}$$

III.4.5 Propriétés physico-chimiques de la solution

III.4.5.1 Calcul de la viscosité dynamique [Pa.s] [21]

L'expression de la viscosité du triéthylène glycol à l'état liquide est donnée par :

$$\mu_{TEG} = 0,3963 \exp \left[\frac{362,36}{T_L(^{\circ}C) + 62,34} \right] 10^{-3} \quad \text{III.13}$$

Ainsi, l'expression de la viscosité de l'eau à l'état liquide est donnée par :

$$\mu_{eau} = 2,6 \cdot 10^{-6} \exp \left[\frac{1750}{T_L(^{\circ}C) + 273,15} \right] \quad \text{III.14}$$



La viscosité du mélange est donnée par la relation de Kendall-Monroe [21].

$$\mu_{mél}^{\frac{1}{3}} = x_e \mu_e^{\frac{1}{3}} + (1 - x_e) \mu_{TEG}^{\frac{1}{3}} \quad \text{III.15}$$

III.4.5.2 Calcul de la densité [kg/m³]

L'expression de la densité de l'eau à l'état liquide est donnée par [41]:

$$\rho_e = 1000 - 0,1015 T_L - 0,0028 T_L^2 \quad \text{III.16}$$

Pour le triéthylène glycol nous avons [21]:

$$\rho_{TEG} = 11398 - 0,76 T_L - 410^4 T_L^2 \quad \text{III.17}$$

En considérant que la densité du mélange est une propriété additive, elle s'exprime par la relation suivante :

$$\rho_{mél} = x_e \rho_e + (1 - x_e) \rho_{TEG} \quad \text{III.18}$$

III.4.5.3 Calcul de la conductivité thermique de la solution

La conductivité thermique du mélange est présentée graphiquement par Kohl et Riesenfeld en fonction de la température et de la composition [37]. A partir de ces résultats, il a été obtenu la corrélation suivante :

$$\lambda_{mél} = A_c + B_c * T \quad \text{III.19}$$

Avec :

$$A_c = 0,699x^3 - 0,764x^2 + 0,247x + 0,133 \quad (R=0,975)$$

$$B_c = 0,004x^3 - 0,005x^2 + 0,001 \quad (R=0,899)$$

III.5 Séchage thermique de la menthe verte

Outre ces données fondamentalement nécessaires à l'analyse du fonctionnement de la pompe à chaleur, la connaissance de la nature du produit à sécher ainsi que ses propriétés est également indispensable à l'étude de l'installation dans sa globalité.

En vue de traiter un sujet d'actualités scientifiques, nous limiterons cette étude à l'analyse du problème de séchage à celui des feuilles de la menthe verte (*Mentha viridis*). Ces dernières sont très recherchées pour leurs "principes actifs", dites huiles essentielles, alcaloïdes, tanins, etc. Cette richesse et cette diversification dans la composition moléculaire de la menthe en font d'elle une plante aromatique et médicinale par excellence. Sa flaveur a



permis à cette plante d'entrer dans la parfumerie, confiserie et liquoristerie[42]. Afin de conserver cette plante saisonnière, le procédé de conservation par voie de séchage s'avère nécessaire.



Figure III.5 Menthes fraîches [42].

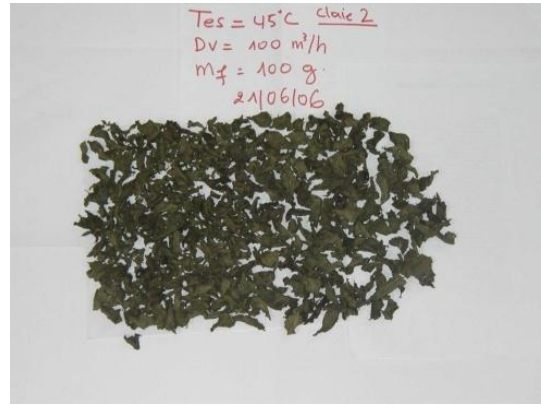


Figure III.6 Menthes séchées à 45°C [42].

III.5.1 Etude de la thermodynamique du séchage de la menthe

Dans un matériau humide, l'eau libre se comporte comme de l'eau pure: sa tension de vapeur correspond à sa pression de saturation à la température considérée. Par contre, l'eau liée va développer une tension de vapeur inférieure à la valeur de saturation. L'activité de l'eau est définie comme le rapport de la pression partielle de la vapeur d'eau dans le mélange à la pression à la saturation de l'eau pure à la même température:

$$a_w = \frac{P_i}{P^{sat}(T)} \quad \text{III.20}$$

Il est à noter que l'activité ainsi définie est équivalente à l'humidité relative pour le cas de l'air humide. A température donnée, la variation de la teneur du solide en eau X_{eq} avec l'activité est exprimée en terme d'équilibre de sorption, $a_w = f(X_{eq})$.

Selon le phénomène d'équilibre, on distingue : courbe d'adsorption et courbe de désorption laquelle est théoriquement le processus de séchage. Toutefois, ces deux courbes présentent deux allures non superposables compte tenu de la nature des interactions physicochimiques dans le produit à sécher d'une part et à sa structure poreuse (mésopores) d'autre part. Cet écart de comportement est le phénomène d'hystérésis [42].

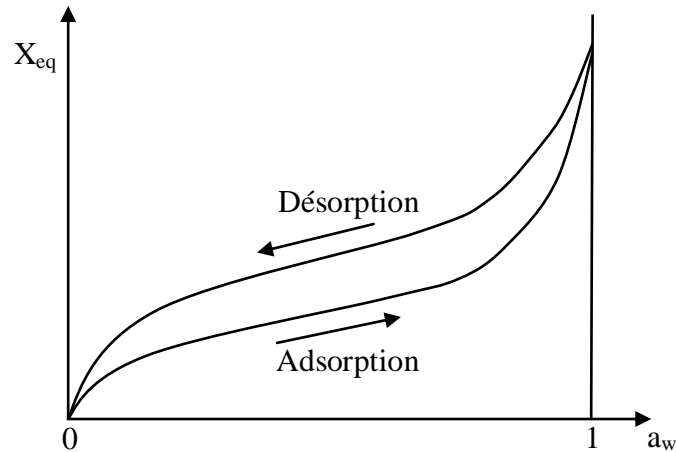


Figure III.7: Isothermes de sorption illustrant le phénomène d'hystérésis

L'utilité des isothermes est double: d'une part, elles permettent de connaître la teneur en eau finale d'un produit exposé à des conditions de séchage définies (température et humidité), appelée teneur en eau d'équilibre, d'autre part, elles fournissent des informations relatives et propres aux conditions limites lors de la modélisation, particulièrement lorsque les matériaux sont fortement hygroscopiques [43]. En outre, les isothermes permettent la détermination de la chaleur isostérique de sorption qui est une mesure du degré de liaison de l'eau et de la quantité d'énergie à mettre en œuvre pour libérer cette eau. Cette quantité d'énergie doit être prise en compte lors du dimensionnement de sécheurs [44].

III.5.2 Modélisation de la cinétique de sorption

De nombreuses équations ont été proposées pour modéliser les isothermes. Ainsi que l'équation de Langmuir (1918) fait référence à une adsorption monocouche et n'est donc valable que dans la première partie de l'isotherme. Le modèle de Brunauer-EmmetTeller (BET) tient compte d'une adsorption multicouche. Il suppose que la chaleur de sorption de la première couche est différente des couches suivantes, assimilées à de l'eau pure (Brunauer et al, 1938). Ce modèle est utilisé pour des isothermes de forme sigmoïdale, pour des valeurs d'humidité relative inférieures à 40%. L'équation de Guggenheim-Anderson-de Boer (GAB) peut être considérée comme l'amélioration du modèle BET en introduisant un comportement intermédiaire différent de l'eau pure pour les couches suivant la mono-couche initiale (Anderson, 1946 ; De Boer, 1953 ; Guggenheim, 1966). La zone de validité est très large ($a_w < 95\%$). C_G est appelée la constante de Guggenheim et correspond à la chaleur de sorption totale de la première couche adsorbée. Le Tableau III.4 reprend les modèles les plus utilisés, k est un facteur correctif tenant compte des propriétés de sorption des multicouches. Les équations



d'Halsey (1948), d'Henderson (1952) et d'Oswin (1946) sont empiriques ou semi empiriques. Certains de ces modèles existent également en versions modifiées afin de tenir compte de la plage de température (Veltchev et Menkov, 2000) [44].

Tableau III.4 : Modèles d'isothermes de sorption [44].

Modèle	Formulation de $X_{eq} = f(a_w)$	Conditions d'utilisation
Langmuir	$X_{eq} = \frac{kna_w}{(1 + a_w)}$	Faibles a_w
BET	$X_{eq} = \frac{X_m C_{BET} a_w}{(1 - a_w)(1 + (C_{BET} - 1)a_w)}$	$a_w < 0,50$
GAB	$X_{eq} = \frac{X_m C_G K a_w}{(1 - K a_w)(1 + (C_G - 1)K a_w)}$	$0,1 < a_w < 0,90$
Chung-Pfost	$X_{eq} = \frac{1}{n} (\ln k - \ln(1 - a_w))$	$0,2 < a_w < 0,9$
Halsey	$X_{eq} = \left(-\frac{k}{\ln(a_w)} \right)^{\frac{1}{n}}$	$0,1 < a_w < 0,8$
Henderson	$X_{eq} = \left(-\frac{\ln(1 - a_w)}{k} \right)^{\frac{1}{n}}$	$0,5 < a_w < 0,95$
Oswin	$X_{eq} = k \left(\frac{a_w}{1 - a_w} \right)^n$	$0,1 < a_w < 0,90$

III.5.3 Acquisition des données des isothermes de désorption de la menthe verte

III.5.3.1 Isothermes de désorption

Les études menées par (Boumediene TOUATI) ont permis de dégager les résultats présentés sur la figure III.8. Elles se rapportent aux isothermes de désorption de la menthe verte pour trois températures différentes 30, 40 et 50°C. On constate que les trois courbes ont pratiquement la même allure. Un certain nombre des modèles listés ci-dessus a été testé pour modéliser les isothermes de désorption. Vu l'étroitesse de leur domaine de validité, on s'est limité à l'exploitation du modèle de GAB qui s'est avéré assez bien adapté.

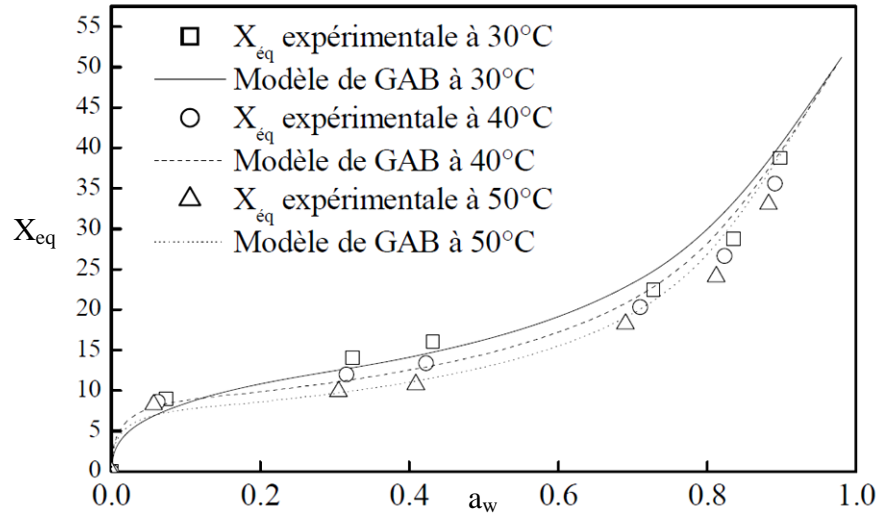


Figure III.8: Isothermes de désorption de la menthe verte lissées par le modèle de GAB [42]

III.5.3.2 Données thermodynamiques

D'une manière générale, la vaporisation d'une molécule d'eau nécessite une chaleur égale à la somme de la chaleur latente de vaporisation de l'eau (L_{vap}) et de la chaleur isostérique de désorption. Cette dernière peut être calculée à partir d'une relation dérivée de l'équation de Clausius-Clapeyron [44]. Cette relation nécessite la détermination des isothermes de désorption à différentes températures afin de calculer la variation logarithmique de l'humidité relative en fonction de l'inverse de la température, pour une teneur en eau d'équilibre fixée. Cependant, l'expression analytique de la chaleur isostérique est formulée comme suit :

$$Q_{st} = -R \left[\frac{\partial \ln(a_w)}{\partial \left(\frac{1}{T} \right)} \right] \quad \text{III.21}$$

La variation de la chaleur isostérique nette de la menthe verte avec la teneur en eau est représentée dans la figure (III.9).

Cette courbe montre que la chaleur isostérique est plus importante pour les faibles valeurs de la teneur en eau, ce qui explique la forte liaison de l'eau à la matrice constitutive du matériau. Elle devient négligeable devant la chaleur latente de vaporisation de l'eau pour les humidités élevées.

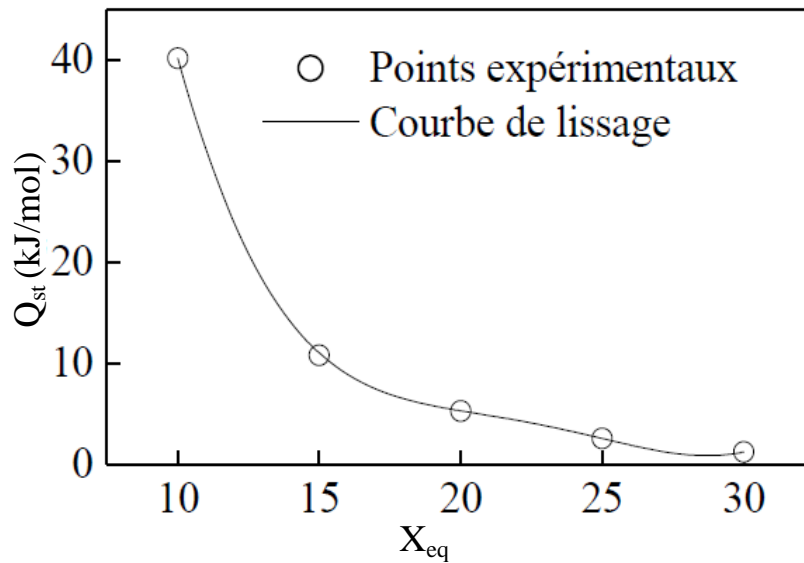


Figure III.9: Chaleur isostérique de désorption de la menthe verte [42]

La chaleur isostérique de désorption de la menthe verte peut être reliée à la teneur en eau à travers une relation polynomiale d'ordre trois. Ainsi, la chaleur isostérique de désorption de l'eau de la menthe verte a été corrélée avec la teneur en eau à l'équilibre par la relation suivante :

$$Q_{st}(désorption) = 199,795525,1683X_{eq} + 1,0678X_{eq}^2 - 0,015X_{eq}^3 \quad \text{III.22}$$

$$R^2 = 0,9947$$

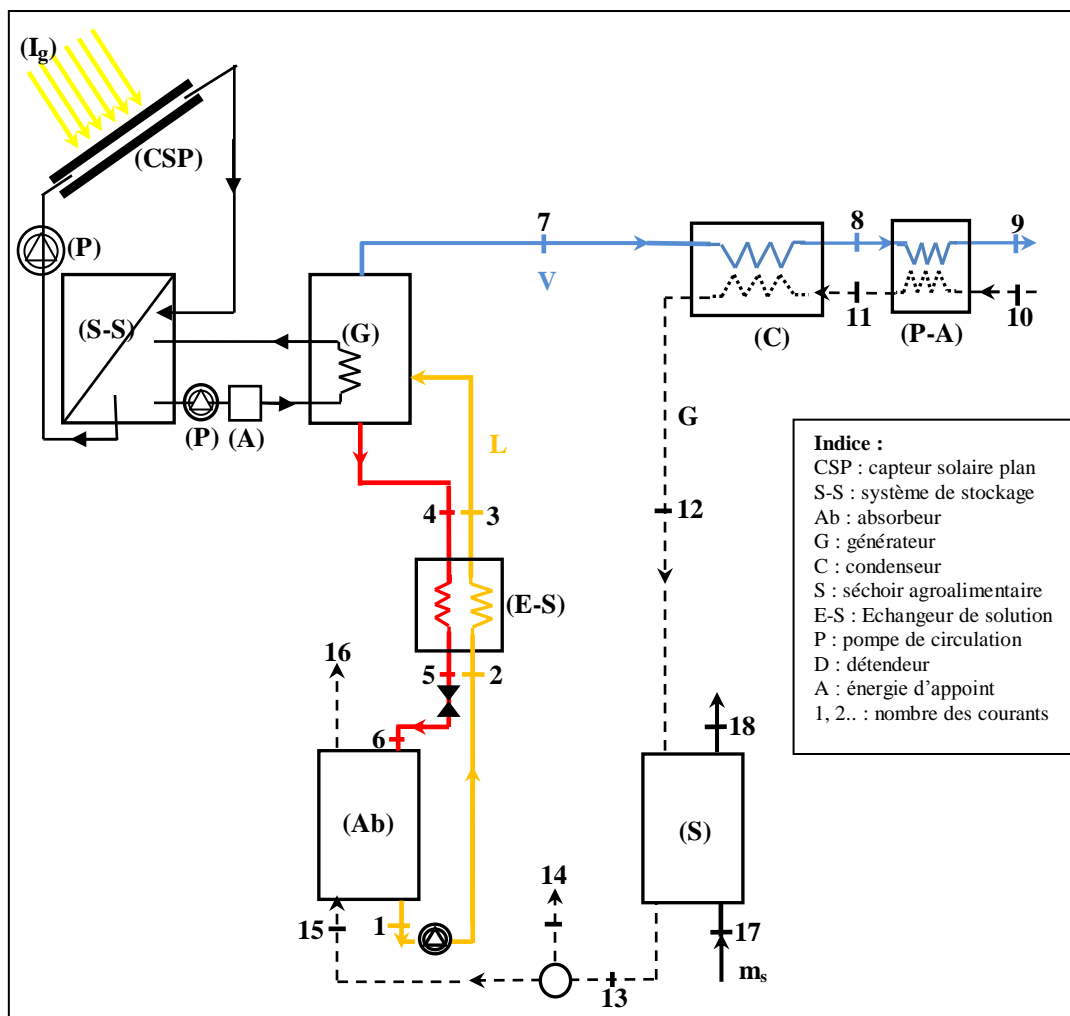
Conclusion

Après avoir étudié les équilibres liquide-vapeur des principaux absorbants de vapeur d'eau et compte tenu du choix des feuilles de menthe retenues à titre instructif, nous établirons dans la prochaine étape un modèle mathématique de l'installation en vue d'explorer ses performances énergétiques.

Introduction

Le modèle global de l'installation repose sur l'interconnexion par voie massive et thermique de ses 5 principaux composants : le capteur solaire, le générateur, le condenseur, l'absorbeur et le séchoir, au travers d'un réseau complexe de tubes et de vannes. Chacun de ces sous-systèmes est lui-même décomposé en autant de milieux le constituant et représentés selon les cas, par le fluide caloporteur, la matière à sécher, le matériau de l'enceinte, le matériau de la surface d'échange, le fluide frigorigène ou encore le mélange binaire. Aussi, la description complète de l'installation et son fonctionnement implique la prise en compte des équations issues des lois de conservation de la matière et de l'énergie.

La détermination du coefficient de performance du système à absorption (**COP**) nécessite le calcul des propriétés thermodynamiques du mélange à chaque entrée et sortie des différents composants [45].



(Circuit air : - - -, Circuit du caloporteur : —, Solution riche : —, Solution pauvre : —)

Figure IV.1 : Représentation schématique du dispositif étudié.

IV.1 Calcul du capteur solaire plan

De par sa structure, le capteur solaire est une plaque plane interagissant thermiquement avec le milieu environnant. L'énergie reçue est, en grande partie, transférée au fluide caloporteur traversant les différents tubes sous jacents de la paroi absorbante.

Pour développer un modèle numérique de capteurs solaires nous devons utiliser les équations de base de la thermodynamique.

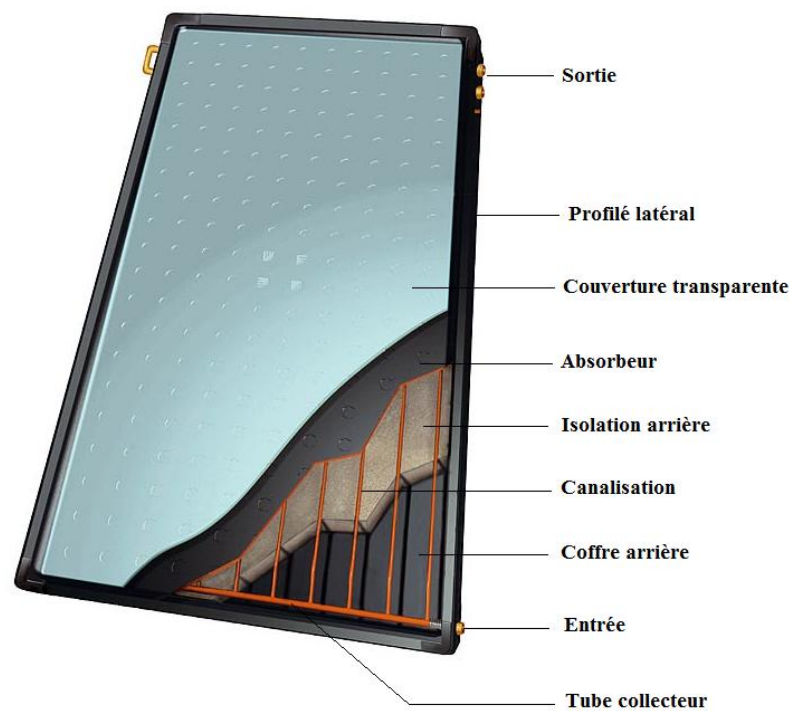


Figure IV.2: Description du capteur solaire plan

Les équations régissant le transfert d'énergie dans le capteur dépendent des énergies reçues et transférées dans chaque élément du capteur. Sur la base du principe de la conservation de l'énergie, le bilan thermique dans un capteur peut être exprimé en écrivant que l'énergie absorbée, soit Q_a est répartie en :

- Q_u flux thermique reçu par le fluide caloporteur ;
- Q_p flux thermique perdu à travers les surfaces limitant le capteur dans l'environnement ;
- Q_s flux stocké sous forme de chaleur vive dans les éléments constitutifs du capteur.

Soit :

$$Q_a = Q_u + Q_p + Q_s \quad \text{IV.1}$$

Par ailleurs, la puissance absorbée par le capteur s'écrit:



$$Q_a = (\tau\alpha)_{eff} I_g A_c \quad \text{IV.2}$$

Où $(\tau\alpha)_{eff}$ est le produit effectif transmissivité-absorptivité (caractérise la part d'énergie solaire piégée et absorbée effectivement par la plaque absorbante) est donnée par l'expression suivante [46] :

$$(\tau\alpha)_{eff} = \left[(\tau\alpha)_{dir} (I_g - I_d) R_b + I_d (\tau\alpha)_{ciel} \left(\frac{1 + \cos(i)}{2} \right) + (\tau\alpha)_{sol} I_g alb \left(\frac{1 - \cos(i)}{2} \right) \right] \frac{1}{I_g} \quad \text{IV.3}$$

Compte tenu de l'inertie thermique de ses éléments constitutifs et afin d'alléger cette étude, un ensemble d'hypothèses simplificatrices s'imposent. Ainsi, on émet les quelques hypothèses suivantes :

- Régime permanent.
- Eléments du capteur sont à une température moyenne uniforme.

Dans ce cas, le flux stocké est nul, $Q_s = 0$

IV.1.1 Conductance thermique du capteur solaire plan

Dans le but d'obtenir une compréhension des paramètres déterminant l'efficacité thermique du capteur, il est important de développer le concept de conductance thermique. Nous étudions ici le cas d'un capteur solaire plan vitré à circulation de liquide. Ce capteur effectue la conversion de l'énergie du rayonnement électromagnétique émis par le soleil en énergie calorifique. Cette dernière est récupérée par un fluide caloporteur traversant le capteur à l'aide d'une pompe de circulation.

Les déperditions thermiques du capteur sont exprimées en terme de flux mis sous la forme de l'équation de Newton :

$$Q_p = U_p (T_{ab} - T_a) A_c \quad \text{IV.4}$$

où U_p est le coefficient global de pertes thermiques au niveau du capteur, T_{ab} et T_a sont la température moyenne de la paroi absorbante et la température ambiante respectivement.

La conductance thermique ne peut pas être spécifiée sans analyse détaillée de toutes les pertes thermiques. La visualisation des flux thermiques dans le capteur est illustrée par l'analogie électrique.

L'analyse des déperditions thermiques dans un capteur solaire nous permet de considérer que les pertes peuvent être subdivisées en trois parties :

- Pertes thermiques vers le côté avant de la vitre Q_{pav} ;
- Pertes thermiques vers le côté arrière de la vitre Q_{par} ;

- Pertes thermiques vers l'arrière de la plaque, Q_{plat}

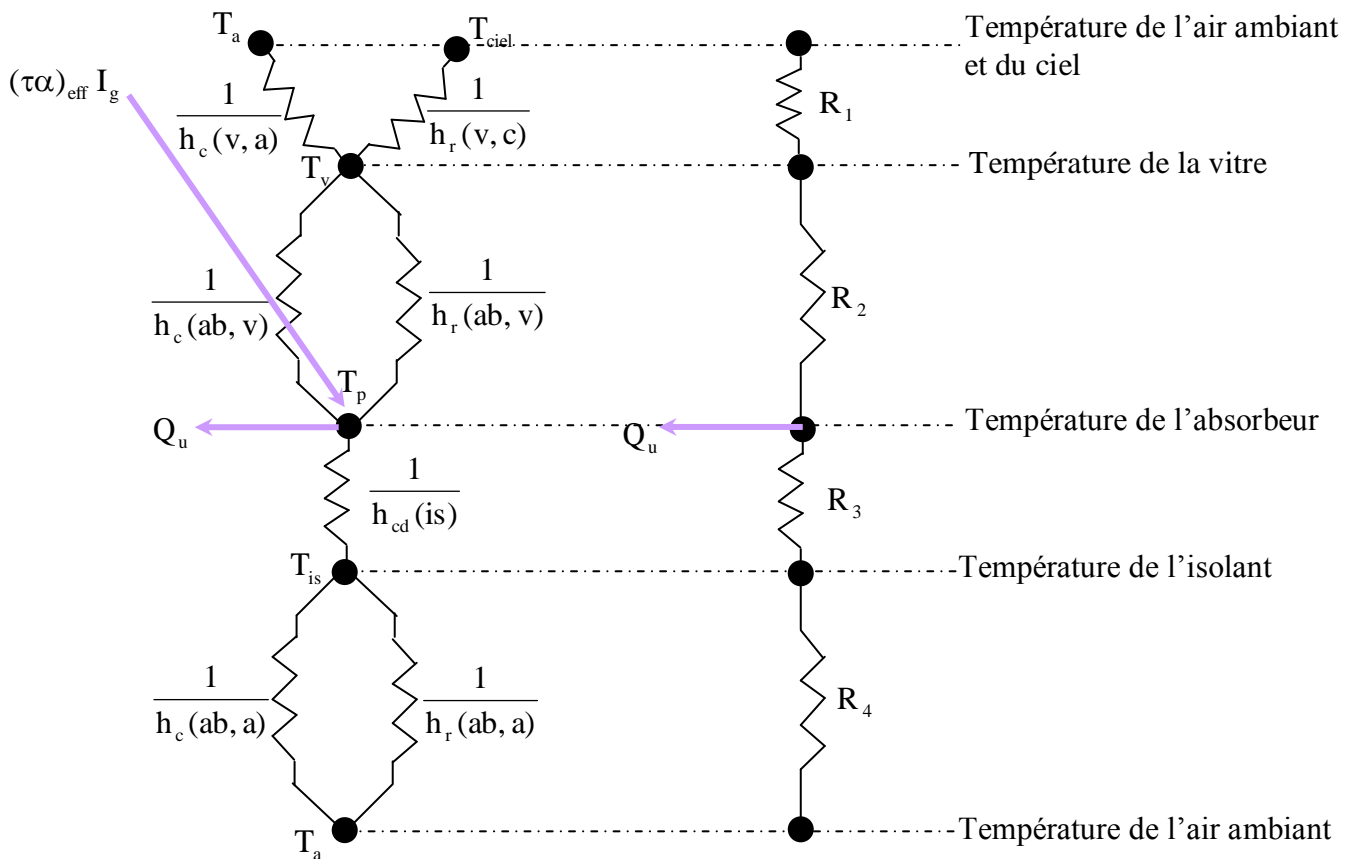


Figure IV.3 : Analogie thermoélectrique d'un capteur solaire plan

- R_1 désigne la résistance thermique aux flux par convection et rayonnement entre la face extérieure du vitrage et l'air ambiant ;
- R_2 la résistance thermique au flux par convection et rayonnement entre la face intérieure du vitrage et l'absorbeur ;
- R_3 la résistance thermique au flux par conduction à travers la face arrière et la face latérale de l'absorbeur ;
- R_4 la résistance thermique au flux par convection avec l'environnement derrière le capteur.

Pour simplifier, nous pouvons écrire :

Les pertes thermiques de la partie avant du capteur

$$U_{pav} = \frac{I}{R_a} = \frac{I}{R_1 + R_2} \quad \text{IV.5}$$

Les pertes thermiques de la partie arrière du capteur



$$U_{par} = \frac{1}{R_b} = \frac{1}{R_3 + R_4} \quad \text{IV.6}$$

IV.1.1.1 Pertes thermiques vers l'avant

Les pertes thermiques vers l'avant peuvent s'écrire de la manière suivante :

$$Q_{pav} = U_{pav}(T_{ab} - T_a) \quad \text{IV.7}$$

Elles se divisent en deux :

- Les pertes externes entre le vitrage et le milieu ambiant ;
- Les pertes internes entre l'absorbeur et le vitrage.

$$Q_{pav\ e} = h_{c(a,v)}(T_v - T_a) + h_{r(c,v)}(T_v - T_c) \quad \text{IV.8}$$

$$Q_{pav\ i} = h_{c(ab,v)}(T_{ab} - T_v) + h_{r(ab,v)}(T_{ab} - T_v) \quad \text{IV.9}$$

Evaluation des coefficients de pertes thermiques par rayonnement

Le coefficient d'échange par rayonnement entre deux surfaces (1) et (2) s'écrit de la manière suivante [46]:

$$h_{r1,2} = \sigma \frac{(T_1^2 + T_2^2)(T_1 + T_2)}{\frac{(1 - \varepsilon_1)}{\varepsilon_1} + \frac{1}{F_{12}} + \frac{(1 - \varepsilon_2)A_1}{\varepsilon_2 A_2}} \quad \text{IV.10}$$

On peut écrire $h_{r1,2}$ sous la forme suivante :

$$h_{r1,2} = \sigma f_{1,2}(T_1^2 + T_2^2)(T_1 + T_2) \quad \text{IV.11}$$

Avec :

$$(f_{1,2})^{-1} = \frac{(1 - \varepsilon_1)}{\varepsilon_1} + \frac{1}{F_{12}} + \frac{(1 - \varepsilon_2)A_1}{\varepsilon_2 A_2} \quad \text{IV.12}$$

Où σ : Coefficient de Stephan Boltzmann ;

ε_i : $i=1, 2$: émissivité ;

$F_{1,2}$: Facteur de forme entre les surfaces 1 et 2 ;

A_i : Surface.

Coefficient de pertes par rayonnement entre le vitrage et le ciel



Dans ce cas, $(f_{1,2})^{-1} = \frac{1}{\varepsilon_v}$ car la surface du ciel tend vers l'infini, $F_{v,c} = 1$ (facteur de forme entre la vitre et le ciel) [24].

$$h_{r(c,v)} = \sigma \varepsilon_v \frac{(T_v^4 - T_c^4)}{(T_v - T_a)} \quad \text{IV.13}$$

Coefficient de pertes par rayonnement entre l'absorbeur le vitrage

En général, la surface de l'absorbeur est la même que celle du vitrage, on a donc : $F_{v-ab} = 1$, d'où :

$$(f_{ab,v})^{-1} = \frac{1}{\varepsilon_{ab}} + \frac{1}{\varepsilon_v} - 1 = \varepsilon_a \quad \text{IV.14}$$

Avec ε_a , l'émissivité apparente du système interne. D'où :

$$h_{r(ab,v)} = \sigma \varepsilon_a (T_{ab}^2 + T_v^2)(T_{ab} + T_v) \quad \text{IV.15}$$

Coefficient de pertes par convection entre la vitre et le milieu ambiant

La littérature regorge de modèles donnant de données, plus ou moins concordantes avec les résultats expérimentales, pour l'analyse du phénomène convectif en présence de l'air. De telles données sont compilées et traitées numériquement. Jorges, Mac-Adams [46] ont corrélié cette dépendance moyennant l'expression linéaire suivante :

$$h_{c(v,a)} = 5,7 + 3,8V_v \quad \text{IV.16}$$

où V_v est la vitesse du vent, [m/s]. Ce coefficient tient compte aussi bien de la convection libre et du rayonnement.

Coefficient de pertes par convection entre l'absorbeur et la vitre

Le coefficient de transfert de chaleur par convection entre l'absorbeur et le vitrage est donné en fonction du nombre adimensionnel de Nusselt, par la relation suivante :

$$h_{c(ab-v)} = \frac{Nu \cdot \lambda_{air}}{e_{air}} \quad \text{IV.17}$$

Lorsque l'angle d'inclinaison i , du capteur par rapport à l'horizontale est inférieur à une certaine valeur critique, déterminée en fonction du rapport $\left(\frac{H}{e_{air}}\right)$, l'estimation du coefficient de transfert de chaleur par convection libre dans l'espace confiné par l'absorbeur et la couverture a conduit Hollands et al à proposer la relation suivante [47] :



$$Nu = 1 + 1,44 \left(1 - \frac{1708}{Ra \cdot \cos i} \right)^{\circ} \left[1 - \frac{1708(\sin 1,8i)^{1,6}}{Ra \cdot \cos i} \right] + \left[\left(\frac{Ra \cdot \cos i}{5830} \right)^{1/3} - 1 \right]^{\circ} \quad \text{IV.18}$$

où l'exposant $^{\circ}$ signifie que le terme entre parenthèses sera nul si sa valeur algébrique est négative. Ra est le nombre de Rayleigh, défini comme suit :

$$Ra = Gr * Pr \quad \text{IV.19}$$

$$Gr = \frac{\beta \cdot g \cdot (T_{ab} - T_v) e_{air}^3}{\nu^2}$$

avec e_{air} et ν sont l'épaisseur de la lame d'air [m] et la viscosité cinématique [m^2/s] respectivement.

Nous avons supposé que l'énergie absorbée par la vitre est quasiment nulle en régime stationnaire. Une telle hypothèse a pour conséquence l'égalité entre la densité de flux d'énergie reçu par la vitre via l'absorbeur et la densité de flux d'énergie quittant la vitre et dirigée vers le milieu ambiant. Ainsi, conformément à la figure IV.3, le bilan thermique au niveau de la vitre s'écrit :

$$Q_{pav}^e = Q_{pav}^s \quad \text{IV.20}$$

avec :

$$Q_{pav} = \left[\frac{1}{h_{c(ab,v)} + h_{r(ab,v)}} + \frac{1}{h_{c(a,v)} + h_{r(c,v)}} \right]^{-1} (T_{ab} - T_a) \quad \text{IV.21}$$

Il se dégage que le coefficient global de pertes thermiques vers le côté avant a pour expression :

$$U_{pav} = \left[\frac{1}{h_{c(ab,v)} + h_{r(ab,v)}} + \frac{1}{h_{c(a,v)} + h_{r(c,v)}} \right]^{-1} \quad \text{IV.22}$$

Du point de vue complexité du modèle, certains auteurs [48, 49, 50] recourent à l'utilisation des relations empiriques qui se sont avérées suffisamment exactes pour des températures de l'absorbeur comprises entre 0 et 200°C avec une erreur inférieure ou égale à $\pm 0,3 W/m^2 \cdot ^{\circ}C$:

**Relation de Klein [48]:**

$$U_{pav} = \left(\frac{N}{\frac{C}{T_{ab}} \left(\frac{T_{ab} - T_a}{N + F} \right)^r + h_{c(v,a)}} \right)^{-1} + \left(\frac{\sigma(T_{ab} + T_a)(T_{ab}^2 + T_a^2)}{\frac{I}{\varepsilon_{ab} + 0,00591 \cdot N \cdot h_{c(v,a)}} + \frac{2N + f - 1 + 0,133\varepsilon_{ab} - N}{\varepsilon_v}} \right)^{-1}$$

$$f = (1 + 0,089h_{c(v,a)} - 0,1166h_{c(v,a)} \cdot \varepsilon_{ab})(1 + 0,07866 \cdot N)$$

$$C = 520(1 - 0,00051 \cdot i^2)$$

$$r = 0,43 \left(1 - \frac{100}{T_{ab}} \right)$$

Relation d'Agarwal et Larson [49]:

$$U_{pav} = \left(\frac{N}{\frac{C}{T_{ab}} \left(\frac{T_{ab} - T_a}{N + F} \right)^{0,33} + h_{c(v,a)}} \right)^{-1} + \left(\frac{\sigma(T_{ab} + T_a)(T_{ab}^2 + T_a^2)}{\frac{I}{\varepsilon_{ab} + 0,0425 \cdot N(1 - \varepsilon_{ab})} + \left(\frac{2N + f - 1}{\varepsilon_v} \right) - N} \right)^{-1}$$

$$f = (1 - 0,04 \cdot h_{c(v,a)} + 0,0005 \cdot h_{c(v,a)}^2)(1 + 0,091 \cdot N)$$

$$C = 250(1 - 0,004(i - 90))$$

Relation de Malhotra et al [50]:

$$U_{pav} = \left(\frac{N}{\frac{C}{T_{ab}} \left(\frac{(T_{ab} - T_a)L_p^3 \cos(i)}{(N + F)} \right)^{0,252} + h_{c(v,a)}} \right)^{-1} + \left(\frac{\sigma(T_{ab} + T_a)(T_{ab}^2 + T_a^2)}{\frac{I}{\varepsilon_{ab} + 0,0425 \cdot N(1 - \varepsilon_{ab})} + \left(\frac{2N + f - 1}{\varepsilon_v} \right) - N} \right)^{-1}$$

$$f = \left(\frac{9}{h_{c(v,a)}} - \frac{30}{h_{c(v,a)}^2} \right) (1 + 0,091 \cdot N) \left(\frac{T_a}{316,9} \right)$$

$$C = 204,429$$

où N est le nombre de vitres, f est un facteur qui tient compte de l'effet du vent et C est un facteur qui tient compte de l'influence de l'angle d'inclinaison du capteur, i. L_p est la distance séparant deux plaques.

Ces relations sont valables pour un angle d'inclinaison allant de $0 < i < 70^\circ$. Pour $70^\circ < i < 90^\circ$, il faut utiliser $i = 70^\circ$.



IV.1.1.2 Pertes thermiques vers l'arrière

Les pertes thermiques vers l'arrière du capteur sont dues à la conduction thermique. Le coefficient de pertes est donné en fonction des propriétés physiques du matériau constitutif de l'isolant, λ_i et de son épaisseur e_i par la relation :

$$U_{par} = \frac{I}{\frac{e_i}{\lambda_i A_c} + \frac{I}{h_c(ab-v)}} \quad \text{IV.23}$$

La densité de flux des pertes thermiques vers l'arrière :

$$Q_{par} = U_{par}(T_{ab} - T_a) \quad \text{IV.24}$$

IV.1.1.3 Les pertes thermiques latérales

Les pertes thermiques sur le coté latéral du capteur sont de nature conductive. La valeur de ce coefficient est inférieure à celle du coefficient de pertes vers l'arrière, vu que la surface latérale du capteur est peu importante. Le coefficient relatif aux pertes latérales s'exprime par la relation suivante :

$$U_{plat} = \frac{\lambda_i A_L}{e_i A_c} \quad \text{IV.25}$$

Avec λ_i , A_L , la conductivité thermique et la surface latérale de l'isolant, alors que A_c est la surface de l'isolation arrière égale à celle de l'absorbeur. Les pertes thermiques latérales vers le milieu ambiant sont données par la relation de Newton de convection :

$$Q_{plat} = U_{plat}(T_{ab} - T_a) \quad \text{IV.26}$$

Compte tenu des expressions des densités de flux thermiques perdus à travers les différentes surfaces constitutives du capteur, le coefficient global de pertes thermiques peut être exprimé par l'équation

$$U_p = U_{pav} + U_{par} + U_{plat} \quad \text{IV.27}$$

IV.1.2 Analyse thermique de l'absorbeur

Afin de déterminer l'efficacité du capteur, le taux de transfert thermique au fluide caloporteur doit être calculé. Pour cela, nous considérons une section de la plaque absorbante comme présentée dans la figure IV.4 :

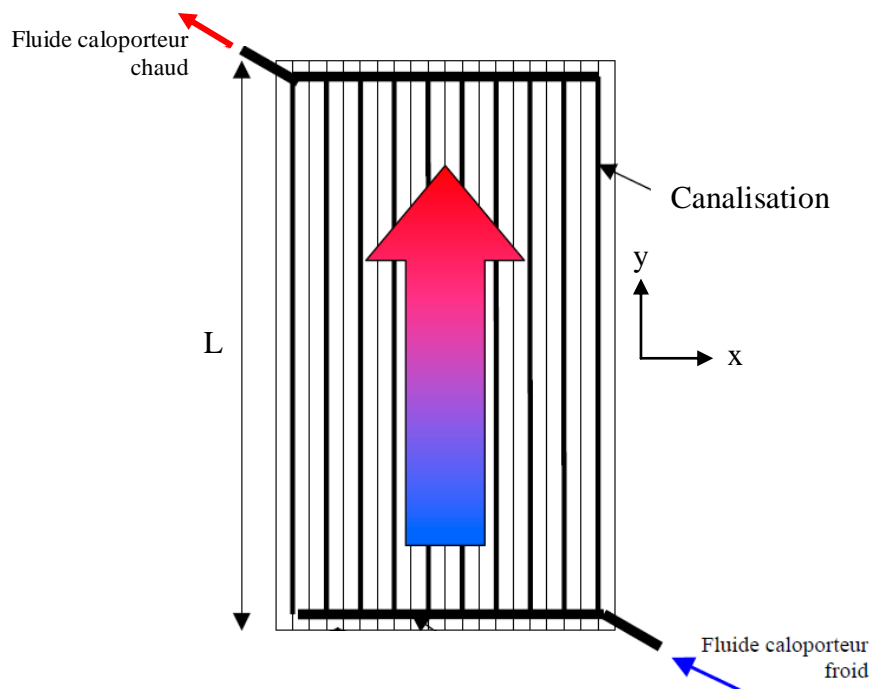


Figure IV.4 : Schéma du capteur plan étudié

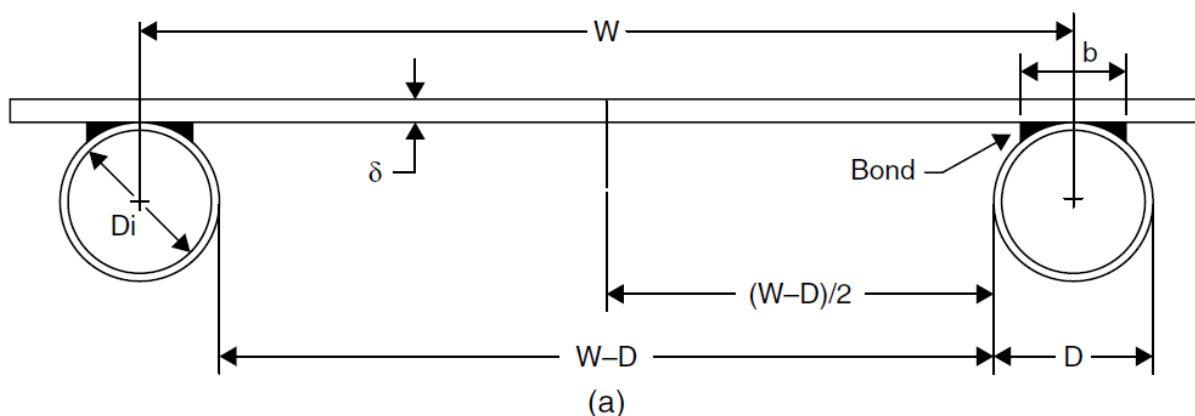


Figure IV.5 : Schéma d'une coupe de l'absorbeur

En considérant que la conduction dans la direction de l'axe y est négligeable, le bilan thermique par unité de surface à une distance y_0 est [32] :

$$(\tau\alpha)_{\text{eff}} I_g \Delta x + U_p \cdot \Delta x \cdot (T_a - T_{ab}) + \left(-\lambda_{ab} \cdot \delta_{ab} \cdot \frac{dT_{ab}}{dx} \right)_x - \left(-\lambda_{ab} \cdot \delta_{ab} \cdot \frac{dT_{ab}}{dx} \right)_{x+\Delta x} = 0 \quad \text{IV.28}$$

avec :

- δ_{ab} : Epaisseur de la plaque absorbante ;
- T_{ab} : Température moyenne de la section de la plaque absorbante ;
- λ_{ab} : Conductivité thermique l'absorbeur.



En considérant que l'épaisseur de la plaque est uniforme et que la conductivité thermique de la plaque est indépendante de la température, l'équation IV.28 peut s'écrire sous la forme d'une équation différentielle du second ordre:

$$\frac{d^2 T_{ab}}{dx^2} = \frac{U_p}{\lambda_{ab} \cdot \delta_{ab}} \left((T_{ab} - T_a) - \frac{(\tau\alpha)_{eff} I_g}{U_p} \right) \quad \text{IV.29}$$

Les conditions aux limites pour ce système à une distance y_0 sont :

- Au centre entre 2 tubes le flux thermique est nul : $x = 0, \left(\frac{dT_{ab}}{dx} \right)_{x=0} = 0$;
- Au dessus du tube, la température de l'ailette est $T_0(y_0)$, or pour $x = \left(\frac{W - D_e}{2} \right)$,

$$T_{ab}(x = (W - D_e) / 2) = T_0.$$

Si nous considérons que $m^2 = \frac{U_p}{\lambda_{ab} \cdot \delta_{ab}}$ et $\psi = T_{ab} - T_a - \frac{(\tau\alpha)_{eff} I_g}{U_p}$, alors l'équation IV.29

devient :

$$\frac{d^2 \psi}{dx^2} - m^2 \cdot \psi = 0 \quad \text{IV.30}$$

La solution générale de cette équation différentielle est donnée par :

$$\psi = C_1 \cdot sh(m \cdot x) + C_2 \cdot ch(m \cdot x)$$

Avec C_1 et C_2 sont des constantes à déterminer par le biais des conditions aux limites. En définitive, l'équation dimensionnelle décrivant la distribution de température dans l'absorbeur en fonction de la direction Ox est :

$$\frac{T_{ab} - \left(T_a + \frac{(\tau\alpha)_{eff} I_g}{U_p} \right)}{T_0 - \left(T_a + \frac{(\tau\alpha)_{eff} I_g}{U_p} \right)} = \frac{ch(m \cdot x)}{chm \cdot \left(\frac{W - D_e}{2} \right)} \quad \text{IV.31}$$

De l'équation précédente, le taux de transfert de chaleur d'une demi-ailette de l'absorbeur au tube de conduit peut être déterminé en évaluant le gradient de température à la base de l'ailette, or

$$q'_{demi-ailette} = - \left(\lambda_{ab} \cdot \delta_{ab} \cdot \frac{dT_{ab}}{dx} \right)_{x = \frac{W - D_e}{2}}, \text{ alors :} \quad \text{IV.32}$$



$$q'_{demi-ailette} = \left((\tau\alpha)_{eff} I_g + U_p * T_a - U_p * T_0 \right) * \left(\frac{th \left(m. \frac{W - D_e}{2} \right)}{m.} \right) \quad \text{VI.33}$$

Et puisqu'un tube de conduction est généralement soudé à l'ailette des deux côtés, alors le taux total de transfert thermique se traduit par l'équation :

$$q'_{ailette} = -U_p * F * (W - D_e) \left[T_0 - \left(T_a + \frac{(\tau\alpha)_{eff} I_g}{U_p} \right) \right] \quad \text{IV.34}$$

Pour caractériser la performance de l'ailette, on introduit le concept de rendement de l'ailette définie par la relation :

$$F = \frac{th \left(m. \frac{W - D_e}{2} \right)}{m. \left(\frac{W - D_e}{2} \right)} \quad \text{IV.35}$$

Pour le transfert de la portion de la plaque en contact direct avec le tube, le transfert s'exprime par :

$$q'_{tube} = D_e * ((\tau\alpha)_{eff} I_g - U_p (T_0 - T_a)) \quad \text{IV.36}$$

Donc le taux de transfert total par unité de longueur dans la direction de l'écoulement du fluide caloporteur ($q'_u = q'_{ailette} + q'_{tube}$) s'exprime par :

$$q'_u = [(W - D_e) * F + D_e] ((\tau\alpha)_{eff} I_g - U_p (T_0 - T_a)) \quad \text{IV.37}$$

L'absorbeur doit transférer sa chaleur au fluide caloporteur dans le tube de conduit. Le taux de transfert au fluide caloporteur peut être exprimé sous la forme :

$$q'_u = \frac{T_0 - T_f}{\frac{1}{h_{cfi} \cdot \pi \cdot D_i} + \frac{1}{C_b}} \quad \text{IV.38}$$

avec :

D_i Diamètre interne du tube ;

h_{cfi} Coefficient d'échange par convection entre le tube de conduit et le fluide ;

C_b Conductance thermique de la soudure.

En remplaçant T_0 de l'Équation IV.38 dans l'équation IV.37 nous obtenons :

$$q'_u = W * F' * ((\tau\alpha)_{eff} I_g - U_p (T_f - T_a)) \quad \text{IV.39}$$

Où F' est l'efficacité de l'absorbeur

$$F' = \left[\frac{1/U_p}{W \left(\frac{1}{U_p [F(W - D_e) + D_e]} + \frac{1}{\pi D_i h_{cft}} + \frac{1}{C_b} \right)} \right] \quad \text{IV.40}$$

En général, la conduction de la soudure est très grande, et peut donc être négligée. Ainsi, $1/C_b \approx 0$

L'efficacité de l'absorbeur F' augmente lorsque l'épaisseur de l'absorbeur et la conductivité thermique de l'absorbeur augmentent. Par contre, F' diminue lorsque la distance entre deux tubes de conduit augmente. En plus, si le transfert thermique entre le tube de conduit et le fluide caloporteur augmente, mais une augmentation de la conductance thermique en avant et/ou en arrière du capteur causera une diminution de F' .

L'équation IV.39 détermine le taux de transfert au fluide caloporteur à un point déterminé y_0 de la plaque absorbante. Pour un capteur réel la température augmente dans la direction du fluide caloporteur. D'après la loi de conservation de l'énergie, nous pouvons écrire :

$$q'_u(y).dy = \frac{\dot{m}_f}{n} C_{pf} * [T_f(y + dy) - T_f(y)] \quad \text{IV.41}$$

Où :

- n nombre de tubes de conduit du capteur ;
- \dot{m}_f débit massique du fluide caloporteur ;
- C_{pf} chaleur massique du fluide.

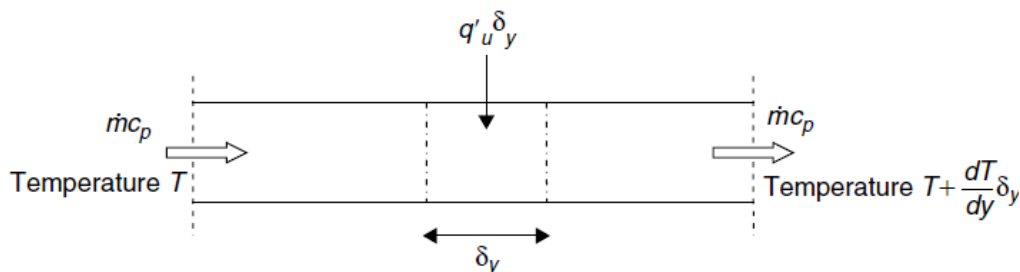


Figure IV.6 : Bilan thermique sur un élément de fluide.

En remplaçant q'_u de l'équation IV.39 dans l'équation IV.41 nous obtenons l'équation différentielle suivante :



$$\dot{m}_f C_{pf} \frac{\partial T_f}{\partial y} = -n * W * F' * U_p * \left[T_f(y) - T_a - \frac{(\tau\alpha)_{eff} I_g}{U_p} \right] \quad \text{IV.42}$$

En intégrant l'équation VI.42 sur la longueur du capteur L, nous obtenons :

$$\frac{T_{fs} - T_a - \frac{(\tau\alpha)_{eff} I_g}{U_p}}{T_{fe} - T_a - \frac{(\tau\alpha)_{eff} I_g}{U_p}} = \exp\left(-\frac{F' U_p A_c}{\dot{m}_f C_{pf}}\right) \quad \text{IV.43}$$

Avec $A_c = n * W * L$

Où

- T_{fs} la température du fluide à la sortie du capteur ;
- T_{fe} la température du fluide à l'entrée du capteur ;
- A_c surface du capteur.

Puisqu'il est difficile de mesurer la température moyenne de la surface de la plaque absorbante T_p , comme pour le cas d'un capteur solaire non intégré, nous allons définir un facteur de conductance du capteur F_R . Il est défini comme étant le rapport de l'énergie utile reçue sur l'énergie qui serait reçue si l'absorbeur avait la même température que le fluide à l'entrée du capteur T_{fe}

$$F_R = \frac{\dot{m}_f C_{pf} (T_{fs} - T_{fe})}{A_c [(\tau\alpha)_{eff} I_g - U_p (T_{fe} - T_a)]} \quad \text{IV.44}$$

En substituant l'équation IV.43 dans l'équation IV.44 et en éliminant le terme T_{fs} nous obtenons l'expression finale du facteur de conductance du capteur :

$$F_R = \left(\frac{\dot{m}_f C_{pf}}{A_c U_p} \right) \left[1 - \exp\left(\frac{-A_c U_p F'}{\dot{m}_f C_{pf}} \right) \right]$$

Ainsi, la quantité d'énergie utile fournie par le capteur, s'exprime en fonction de la température de fluide à l'entrée par :

$$Q_u = A_c * F_R ((\tau\alpha)_{eff} . I_g - U_p (T_{fe} - T_a)) \quad \text{IV.45}$$



IV.1.3 Rendement du capteur solaire plan

On définit le rendement instantané du capteur comme le rapport entre la puissance récupérée utile par le fluide et la puissance solaire arrivant sur le plan incliné du capteur dont l'expression s'écrit :

$$\eta = \frac{\dot{Q}_u}{A_c I_g} \quad \text{IV.46}$$

$$\eta = \frac{A_c * F_R ((\tau\alpha)_{eff} \cdot I_g - U_p (T_{fe} - T_a))}{A_c I_g}$$

$$\eta = F_R \left[(\tau\alpha)_{eff} - U_p \frac{(T_{fe} - T_a)}{I_g} \right] \quad \text{IV.47}$$

Ainsi, le rendement optique du capteur est défini par:

$$\eta_{op} = \frac{\dot{Q}_a}{A_c I_g} = (\tau\alpha)_{eff} \quad \text{IV.48}$$

IV.2 Calcul du générateur

L'opération de régénération consiste à provoquer dans un contenant (cuve, colonne...) une séparation de type liquide-vapeur sur le mélange binaire, en jouant sur les conditions opératoires (température, pression, composition).

L'unité de régénération présente un flux de matière entrant (L_3) et deux flux de sortie dont les compositions sont égales aux compositions des deux phases en équilibre (L_4 et V) couplé à un échangeur de chaleur, traversé par un fluide caloporteur lequel constitue le fluide responsable de l'échange thermique de l'énergie captée au capteur solaire.

IV.2.1 Modèle mathématique de l'unité de régénération

Le modèle mathématique de l'opération comporte les équations de bilans de matière et thermique et des relations d'équilibre thermodynamique pour le système gaz liquide dans le générateur.

Bilan de matière global :

$$L_3 = L_4 + V \quad \text{IV.49}$$

Bilan de matière par constituant :

$$L_3 X_3 = L_4 X_4 + L_7 Y_7 \quad \text{IV.50}$$



IV.2.2 Calcul des coefficients d'équilibre

Sachant que le mélange eau-TEG présente une déviation négative par rapport à la loi de Raoult, le calcul des coefficients d'activité constitue une étape cruciale dans la détermination de la composition des phases à l'équilibre. Cette étape a été abordée par le calcul de l'équilibre liquide – vapeur.

Pour de faibles écarts par rapport à la pression de saturation, le coefficient d'équilibre liquide – vapeur s'écrit :

$$K_i = \frac{P_i^{sat} * \gamma_i}{P^T} \quad \text{IV.51}$$

$$K_i = \frac{y_i}{x_i} \quad \text{IV.52}$$

Le bilan thermique s'écrit :

$$Q_g + L_3 H_L^3 - L_4 H_L^4 - V H_V^7 = 0 \quad \text{IV.53}$$

avec :

$R = \frac{V}{L_3}$ qui représente le taux de vaporisation. En intervenant l'équation IV.53, R devient :

$$R = \frac{\left(H_L^3 + \left(\frac{Q_g}{L_3} \right) - H_L^4 \right)}{(H_V^7 - H_L^4)} \quad \text{IV.54}$$

La résolution des équations (IV.49), (IV.50) et par rapport à x_i et y_i conduit à :

$$x_i^4 = \frac{x_i^3}{1 + R(K_i - 1)} \quad \text{IV.55}$$

$$y_i^7 = \frac{K_i x_i^3}{1 + R(K_i - 1)} \quad \text{IV.56}$$

Equations de contraintes

Pour la phase vapeur

$$\sum y_i = 1 \quad \text{IV.55}$$

Pour la phase liquide

$$\sum x_i = 1 \quad \text{IV.56}$$

A pression et température spécifiées, le taux de vaporisation peut être calculé par la résolution de l'équation obtenue par combinaison des équations IV.55, IV.56, IV.57 et IV.58. On obtient une équation à une inconnue, c'est le taux de vaporisation R en exploitant la relation usuelle :



$$F(R) = \sum y_i - \sum x_i = 0$$

$$\text{D'où : } F(R) = \sum_{i=1}^C \frac{x_i^3 (K_i - 1)}{1 + R(K_i - 1)} = 0 \quad \text{IV.57}$$

VI.2.3 Calcul de l'enthalpie de la phase vapeur

Compte tenu du phénomène de la désorption, et pour des raisons purement thermodynamiques (Température d'ébullition de TEG est très élevée par rapport à celle de l'eau), on a supposé que la phase vapeur est composée majoritairement de la vapeur d'eau pour des intervalles de températures qui ne dépassent pas les 90°C. A pression atmosphérique la variation de l'enthalpie de la vapeur d'eau s'écrit :

$$H_7 = H_{(H_2O)_{vap}} = H_{vap}^{T_{ref}} + C_{p_{vap}}^{eau} * (T_7 - T_{ref}) \quad \text{IV.58}$$

VI.2.4 Calcul de la surface d'échange du générateur

Pour un fonctionnement à contre courant dans le générateur, la moyenne logarithmique de la différence de températures (MLDT) est donnée par l'expression simplifiée suivante :

$$(\Delta T)_{ln}^{gén} = \frac{(T_7 - T_f^e) - (T_3 - T_f^s)}{\ln \left[\frac{(T_7 - T_f^e)}{(T_3 - T_f^s)} \right]} \quad \text{IV.59}$$

où

T_3, T_7 : sont les températures d'entrée et de sortie de la solution riche et de la vapeur d'eau issue du générateur ;

T_f^e, T_f^s : sont les températures d'entrée et de sortie du fluide caloporteur circulant entre le capteur solaire (fluide refroidi) et le générateur.

Alors la surface S_g de l'échange du serpentin dans le générateur est :

$$S_g = \frac{Q_g}{h_g^g (\Delta T)_{ln}^{gén}} \quad \text{IV.60}$$

avec h_g^g est le coefficient global d'échange de chaleur. En tenant compte du principe de l'additivité des résistances thermiques pour un tube de section circulaire plongé dans le générateur, le coefficient h_g^g s'écrit :



$$h_g^s = \frac{1}{D_{int}^g \left[\frac{1}{D_{int}^g h_i} + \frac{\ln \frac{D_{ext}^g}{D_{int}^g}}{2\lambda_{ec}} + \frac{1}{D_{ext}^g h_e} \right]} \quad \text{IV.61}$$

VI.2.5 Coefficient d'échange par convection forcée interne aux tubes

L'échange de chaleur entre le fluide primaire (caloporteur) et la paroi interne du tube de l'échangeur est de mode de convection forcée. Suivant le régime de son écoulement caractérisé par le nombre de Reynolds, défini par la relation:

$$Re = \frac{\rho_{int} u D_{int}^g}{\mu_{int}} \quad \text{IV.62}$$

On peut distinguer le régime laminaire et le régime turbulent. Le coefficient d'échange à l'intérieur du tube h_i est calculable par le nombre de Nusselt:

$$(Nu)_i = \frac{h_{int} D_{int}^g}{\lambda_{int}} \quad \text{IV.63}$$

Pour un régime turbulent dans un tube, on appliquera l'équation de Dittus-Boelter qui s'écrit pour un fluide qui subit un refroidissement [51] :

$$(Nu)_i = 0,023 Re^{0,8} pr^{0,3} \quad \text{IV.64}$$

Toutefois, on peut supposer que la variation de la viscosité entre la paroi et le cœur de l'écoulement est de faible importance.

VI.2.6 Coefficient d'échange par convection forcée externe aux tubes

A l'intérieur du générateur, la circulation a lieu exclusivement par convection forcée.

$$h_e = \frac{Nu \cdot \lambda_{eau-TEG}}{D_{ext}^g} \quad \text{IV.65}$$

Où Nu est le nombre de Nusselt relatif au transfert de chaleur dans un cylindre calculable par l'équation de Churchill – Bernstein [51]:

$$Nu = 0,3 + \frac{0,62 \cdot Re^{1/2} Pr^{1/3}}{\left[1 + (0,4/Pr)^{2/3}\right]^{1/4}} \left[1 + \left(\frac{Re}{282000}\right)^{5/8}\right]^{4/5} \quad \text{IV.66}$$

Cette équation est valable sur un large domaine de variation de Re et elle est recommandée pour $Pe_D = Re \cdot Pr > 0,2$



VI.3 Calcul du condenseur

Les dimensions du condenseur sont caractérisées par sa surface de contact avec l'air à chauffer destiné au séchage du matériau agroalimentaire. Elles dépendent de :

- Débit d'air à chauffer, sa température, son humidité relative ;
- Pincement entre température de condensation de vapeur et celle de l'air à chauffer ;

Compte tenu de la nature de la condensation et des facteurs influant sur le régime, nous avons émis certaines hypothèses pour simplifier les calculs, à savoir :

- Le régime est stationnaire ;
- Les températures de part et d'autre des parois sont quasi – constantes;
- La condensation en film sur tubes horizontaux.

Pour un condenseur adiabatique, le flux de chaleur échangé vers la surface par condensation est donné par un bilan thermique :

$$Q_c = VL_v = V(H_v^7 - H_v^8) \quad \text{IV.67}$$

En supposant que la chaleur spécifique de l'air est constante dans un intervalle de Température relativement étroit, le bilan enthalpique pour le fluide à chauffer (air) s'écrit :

$$Q_{\text{air}} = m_{\text{air}} C_{p_{\text{air}}} (T_{12} - T_{11}) \quad \text{IV.68}$$

VI.3.1 Résistance globale de transfert de chaleur

Dans un échangeur de chaleur, les profils de températures de fluides ne sont pas uniformes, mais ils varient d'un point à un autre en fonction de la distribution des champs de températures dans les deux courants des fluides mis en contact thermique. De ce fait, le flux thermique échangé entre les deux courants est déterminé par l'introduction de la notion de la moyenne logarithmique de différence de températures (MLDT). Le flux échangé entre les deux fluides à travers la surface s'écrira :

$$Q = h_g^c S_c F (\Delta T)_{\ln}^{\text{cond}} \quad \text{IV.69}$$

Où S_c est la surface d'échange et $(\Delta T)_{\ln}^{\text{cond}}$ est la MLDT dans le condenseur, alors que F est un facteur correctif qui tient compte de la géométrie de condenseur (nombre de passes...). Pour un condenseur, $F=1$, h_g^c est le coefficient global d'échange de chaleur dans l'échangeur entre la vapeur d'eau et l'air à chauffer. Pour un condenseur, la moyenne logarithmique de différence de températures (MLDT) est définie par l'expression :



$$(\Delta T)_{ln}^{cond} = \frac{(T_8 - T_{11}) - (T_7 - T_{12})}{\ln \left[\frac{(T_8 - T_{11})}{(T_7 - T_{12})} \right]} \quad \text{IV.70}$$

Or, la vapeur d'eau subit une simple condensation et le liquide sortant est à l'état de bulle de sorte qu'on puisse considérer $T_7 = T_8 = T_c$.

avec :

T_c est température de condensation de la vapeur dans les conditions de fonctionnement du condenseur ;

T_{11}, T_{12} : Sont respectivement la température d'entrée et de sortie de l'air (fluide réchauffé) dans le condenseur.

En régime stationnaire, le transfert de chaleur du fluide chaud au fluide froid peut être décomposé en flux dépendant du milieu traversé, on distingue :

- Condensation en film à l'intérieur de tube, au prorata d'un coefficient de transfert de chaleur par condensation h_c , et de l'écart de la température de la paroi intérieure du tube par rapport aux conditions de saturation du gaz ;
- Conduction à travers la paroi, au prorata de la conductivité thermique λ_{mat} du matériau et de l'épaisseur de la paroi ;
- Convection paroi extérieure – fluide froid (coefficient de convection h_{ext}).

Le coefficient de transmission thermique global h_g^c du condenseur s'écrit donc :

$$\frac{1}{h_g^c D_{int}^c} = \frac{1}{h_c D_{int}^c} + \frac{1}{2\lambda_{mat}} \ln \left(\frac{D_{ext}^c}{D_{int}^c} \right) + \frac{1}{h_{ext} D_{ext}^c} \quad \text{IV.71}$$

C'est dans cet esprit que le développement des relations se rapportant à chaque domaine d'écoulement s'impose.

VI.3.2 Coefficient de transmission thermique interne aux tubes

Les conditions de condensation dans les tubes sont compliquées et dépendent fortement de la vitesse d'écoulement de la vapeur à travers les tubes. Si cette vitesse est faible à travers un tube horizontal, l'écoulement du condensât a lieu de la partie entrée du tube vers sa sortie pour donner l'aspect d'un écoulement annulaire. Pour de faibles vitesses de la vapeur telles que :



$$Re_{vi} = \left(\frac{\rho U_{mu} D}{\mu_v} \right) < 35000 \quad \text{IV.72}$$

Où i se rapporte à l'entrée du tube, Chato recommande l'expression suivante pour le calcul du coefficient de transfert dans le cas de surface cylindrique horizontale [52]:

$$\bar{h}_c = 0,555 \left[\frac{g \rho_L (\rho_L - \rho_v) \lambda_L^3 L'_v}{\mu_L (T_c - T_{pint}) D_{int}^c} \right]^{(1/4)} \quad \text{IV.73}$$

En général, la chaleur latente L_v est corrigée par l'introduction de grandeurs qui tiendraient compte d'un éventuel sous refroidissement du condensât. Sa valeur corrigée est :

$$L'_v = L_v + \frac{3}{8} C_{pL} (T_c - T_{I2}) \quad \text{IV.74}$$

Avec L_v et C_{pL} sont la chaleur latente de vaporisation à la température de saturation T_c et la chaleur spécifique du condensât à pression de condensation. \bar{h}_c est la valeur moyenne du coefficient d'échange pour une vapeur se condensant sur une paroi interne du tube et g l'accélération de la pesanteur. Les propriétés physiques ($\rho_L, \lambda_L, \mu_L, C_{pL}$) du condensât sont estimées à la température moyenne du film, soit $\left(\frac{T_c + T_{pint}}{2} \right)$.

IV.3.3 Résistance au transfert thermique par conduction

En régime stationnaire, le flux de chaleur traversant aussi bien le film de condensât que l'épaisseur du matériau constitutif du tube sont égaux au flux de chaleur fourni au fluide à chauffer. Il peut être quantifié par l'expression :

$$Q_c = 2\pi \lambda_{mat} L \frac{(T_{pint} - T_{pext})}{\ln \left(\frac{D_{ext}^c}{D_{int}^c} \right)} \quad \text{IV.75}$$

Toutefois, λ_{mat} est supposée constante dans l'intervalle $[T_{pint} - T_{pext}]$

IV.3.4 Résistance au transfert thermique externe aux tubes

A l'extérieur des tubes du condenseur, la circulation du fluide a lieu exclusivement par convection naturelle. L'analyse dimensionnelle montre que, dans de telles conditions, le



nombre de Reynolds est remplacé par le nombre de Grashof où la longueur caractéristique n'est autre le diamètre extérieur du tube. Son expression est :

$$Gr = \frac{g\beta_{air}\Delta T_2\rho_{air}^2}{\mu_{air}^2}(D_{ext}^c)^3 \quad \text{IV.76}$$

$\Delta T_2 = T_{pext} - T_{moy}$ est l'écart de température entre la paroi extérieure et l'air dans le condenseur, côté calandre. En fonction de la disposition horizontale des tubes, la corrélation permettant le calcul de la valeur du coefficient d'échange par convection naturelle h_e est obtenu par l'application de l'équation de Churchill et Chu qui s'écrit [52]:

$$Nu = \frac{h_{ext}D_{ext}^c}{\lambda_{air}} = \left[0,60 + \frac{0,387Ra_D^{1/6}}{\left[1 + (0,559/Pr)^{9/16}\right]^{8/27}} \right]^2 \quad \text{IV.77}$$

Les propriétés physiques du fluide sont évaluées à sa température moyenne entre celle du milieu de la veine fluide et celle de la paroi, définie par :

$$T_{moy} = \frac{\left(\frac{T_{11} + T_{12}}{2}\right) + T_{pext}}{2} \quad \text{IV.78}$$

Le flux de chaleur reçu par le fluide à l'extérieur de tube a pour expression :

$$Q_c = h_{ext}S_{ext}(\Delta T)_{ln}^{tb} \quad \text{IV.79}$$

La relation permettant le calcul de $(\Delta T)_{ln}^{tb}$ est établie en tenant compte de la température de la paroi extérieure du tube. Elle s'écrit :

$$(\Delta T)_{ln}^{tb} = \frac{(T_{11} - T_{12})}{\ln \left[\frac{(T_{pext} - T_{12})}{(T_{pext} - T_{11})} \right]} \quad \text{IV.80}$$

IV.4 Calcul du séchoir

Considéré comme étant une boîte noire, le modèle mathématique du fonctionnement du séchoir en régime stationnaire, comprend les équations de bilans matière et thermique.

IV.4.1 Bilan de matière

Soit un séchoir agroalimentaire, lequel est supposé basé sur l'approche de la boîte noire, le bilan de matière global sur le séchoir peut être écrit :



$$m_{17}^h + G_{12} = m_{18}^h + G_{13} \quad \text{IV.81}$$

G_i et m_i^h représentent respectivement le flux massique de l'air asséchant et celui de la matière à sécher du courant i . Les deux débits sont exprimés par rapport à la base humide (air sec et produit sec). Cette écriture de bilan peut être développée en l'exprimant en fonction des rapports massiques des constituants inertes, exempts d'humidité soit G et m_s . Ainsi les expressions de débits peuvent s'écrire :

$$G_i = G(1 + Y_i) \quad i = 10, 11, 12, 13, 14, 15 \text{ et } 16 \quad \text{IV.82}$$

$$m_j^h = \dot{m}_s(1 + X_j) \quad j = 17, 18 \quad \text{IV.83}$$

i, j ce sont les indices des courants de matière en interaction avec les différents éléments constitutifs de l'installation.

Le bilan de matière peut être simplifié à :

$$G(1 + Y_{12}) + \dot{m}_s(1 + X_{17}) = G(1 + Y_{13}) + \dot{m}_s(1 + X_{18}) \quad \text{IV.84}$$

avec X et Y sont les compositions de chacune des phases exprimées en termes de rapports massiques en eau dans la matière à sécher et dans l'air asséchant respectivement. Il se dégage que le bilan de matière sur l'eau peut être exprimé par :

$$GY_{13} + \dot{m}_s X_{17} - GY_{12} - \dot{m}_s X_{18} = 0 \quad \text{IV.85}$$

Cette équation permet d'établir la variation de la teneur en eau de chacune des phases en circulation dans le séchoir. En toute rigueur, elle établit la droite opératoire relative au fonctionnement d'un séchoir. On note que dans la formulation de l'expression du bilan de matière, nous avons supposé que le système n'est pas siège de réactions chimiques.

IV.4.2 Bilan enthalpique

Pour étudier l'impact de température et de l'humidité des solides sur la performance de l'échange de matière, il est tout à fait évident que l'écriture du bilan enthalpique est incontournable. Pour cela, on considère que notre séchoir est le siège d'interaction thermique et matière (transfert croisé) entre la matière à sécher et le milieu asséchant. Le bilan enthalpique s'écrit :

$$GH_G^{12} + \dot{m}_s H_s^{17} = GH_G^{13} + \dot{m}_s H_s^{18} + Q_p \quad \text{IV.86}$$



Etant donné que l'enthalpie est une fonction d'état, le choix d'un état de référence s'impose :

- Air humide :
 - air sec : gaz, température de référence $T_{ref} = 0^{\circ}C$ et pression atmosphérique ;
 - eau : liquide saturé, température de référence $T_{ref} = 0^{\circ}C$;
- Menthe verte humide :
 - solide, température de référence $T_{ref} = 0^{\circ}C$.

Si H_G et Y désignent respectivement l'enthalpie et l'humidité absolue de l'air en tout point du séchoir, alors l'expression de l'enthalpie est donnée par la relation suivante :

$$H_G = Cp_{air}(T_G - T_{ref}) + Y[H_{vap}^{T_{ref}} + Cp_{vap}^{eau}(T_G - T_{ref})] \quad \text{IV.87}$$

Il y a lieu de noter que le mélange gazeux est supposé obéir à la loi des gaz parfaits. En outre si H_s est l'enthalpie de la matière à sécher en tout point du séchoir, alors elle est calculable par la relation :

$$H_s = Cp^s(T_s - T_{ref}) + X Cp_{liq}^{eau}(T_s - T_{ref}) + Q_{st}(T, X) \quad \text{IV.88}$$

où Cp^s est la chaleur spécifique du solide à l'état de siccité et $Q_{st}(T, X)$, la chaleur isostérique de désorption [kJ/kg ms].

Sur la base des hypothèses émises ci-dessus, on considérera nuls les échanges thermiques avec le milieu environnant et par conséquent, le séchoir sera considéré comme adiabatique. Alors :

$$Q_p = 0$$

IV.5 Calcul de l'absorbeur

L'absorption se réalise par la mise en contact le gaz contenant le soluté et le solvant pendant tout le temps nécessaire au transfert, c'est-à-dire en se rapprochant le plus possible de l'état de l'équilibre.

Sans prétendre avoir présenté tous les types de colonnes, les deux principaux types de dispositifs utilisés pour assurer le contact liquide gaz, sans apport d'énergie mécanique, sont les colonnes à plateaux (perforés, à calottes, à soupapes, à fente....etc) et les colonnes à garnissage (anneaux Raschig, anneaux Pall, selles de Berl et selles intalox...etc).

Dans ce qui suit, on s'intéressera tout particulièrement aux colonnes à garnissage afin de pouvoir les adapter à l'absorption de la vapeur d'eau contenue dans l'air de séchage par la



solution aqueuse de triéthylène glycol dont l'acquisition des propriétés thermodynamiques ont fait l'objet du chapitre III.

VI.5.1 Colonnes d'absorption à garnissage

La colonne à garnissage est, sans doute, le plus simple et le plus traditionnel des contacteurs gaz liquide. Elle est généralement de forme cylindrique et disposée verticalement.

En principe, il s'agit d'une colonne équipée d'un plateau support, et de distributeurs de fluides et remplie de garnissage. Ces garnissages, de types très divers, sont le plus fréquemment mis en vrac, d'une manière aléatoire, mais parfois aussi d'une manière ordonnée pour les gros anneaux Raschig ou Pall ou, plus récemment, disposés et assemblés selon un plan précis quand il s'agit de garnissages structurés préparés en cylindres ou en blocs pré dimensionnés. Le liquide ruisselle par gravité en mouillant la totalité du garnissage, après avoir été distribué au moyen d'un plateau perforé situé au sommet de la colonne. Ces colonnes réalisent un contact continu à cocourant ou à contre courant des deux phases. Outre l'écart par rapport aux conditions d'équilibre thermodynamiques, l'échange entre les deux phases se fait d'autant mieux qu'on a une grande surface de contact et une bonne turbulence au sein du milieu garni.

L'efficacité des colonnes garnies est fonction de plusieurs paramètres tels que les caractéristiques du garnissage (air spécifique), les différents types d'écoulement, les conditions hydrodynamiques ainsi que de la durée de la rétention.

VI.5.2 Modèle mathématique de l'absorbeur

Considérons le cas d'un absorbeur fonctionnant avec les conditions suivantes :

- régime permanent ;
- circulation à contre courant ;
- écoulement des deux phases est considéré comme « piston » ;
- débit liquide L varie très peu le long du contacteur.

L'établissement de bilan de matière peut se faire, soit de façon globale, soit de façon partielle vis-à-vis de chaque constituant présent dans les deux phases, en tenant compte du mode de mise en circulation des phases.

Considérons l'absorbeur à contre courant, dans lequel la vapeur d'eau est transférée de la phase gazeuse vers la phase liquide par absorption par la solution pauvre provenant du générateur. A l'entrée de l'absorbeur, les débits molaires des phases gazeuse et liquide sont



G_{15} et L_6 , auxquels sont associées les fractions molaires y_{15} et x_6 de la vapeur d'eau. A la sortie de l'absorbeur, les débits molaires sont G_{16} et L_1 , les fractions molaires y_{16} et x_1 .

Au fur et à mesure que la phase gazeuse traverse le contacteur, la vapeur d'eau passe de la phase gazeuse vers la phase liquide par absorption. Ainsi, la phase gazeuse s'appauvrit alors que la phase liquide s'enrichit en H_2O . Le débit molaire de la phase gazeuse diminue entre l'entrée et la sortie, par contre, les constituants non transférables (inertes) restent dans la phase gazeuse et leurs débits restent constants le long de l'échangeur. A l'inverse, le débit molaire de la phase liquide augmente entre l'entrée et la sortie.

Si on considère un absorbeur, lequel est supposé comme une boîte noire, un bilan global écrit aux bornes de la colonne permet d'écrire :

$$G_{15} + L_6 = L_1 + G_{16} \quad \text{IV.89}$$

Ainsi, le bilan de matière sur le soluté effectué aux bornes de l'absorbeur peut être développée si on raisonne par rapport aux constituants non transférés appelés « inertes » ou « porteurs », ou encore « diluants », dont les débits sont constants le long de l'échangeur. Pour l'eau, le bilan de matière a pour expression :

$$G.Y_{15} + L.X_6 = G.Y_{16} + L.X_1 \quad \text{IV.90}$$

Dans la colonne à contre courant et sur une tranche de la colonne située au sein d'un plateau, de hauteur dZ , le bilan différentiel relatif au soluté s'écrit :

$$G^* dY = L^* dX \quad \text{IV.91}$$

Par intégration de l'équation (VI.115) entre l'entrée et une côte située à la position Z , on obtient l'équation de la droite opératoire dont la relation fonctionnelle a pour expression :

$$Y = Y_{16} + \left(\frac{L}{G}\right)^* (X - X_6) \quad \text{IV.92}$$

Elle donne des informations relatives à l'évolution locale de la concentration du soluté dans les deux phases, le long de l'échangeur de matière.

IV.5.3.2 Bilan enthalpique de l'absorbeur

Pour construire le modèle mathématique complet et analyser l'effet des échanges thermiques, la méthode des bilans enthalpiques sur l'absorbeur est exploitée. Il y a lieu de considérer les échanges thermiques (Q) avec le milieu environnant, Ainsi le bilan s'écrit :



$$L_6 * H_L^6 + G_{15} * H_G^{15} = L_1 * H_L^1 + G_{16} * H_G^{16} + Q_a \quad \text{IV.93}$$

avec H_L et H_G sont les enthalpies des mélanges liquide et gaz en contact à travers l'absorbeur

On rappelle que l'enthalpie de la solution (eau-TEG) est donnée par l'équation III.4 qui s'écrit :

$$H_L(T, x) = \Delta H_{mel}^{25^\circ C} + \int_{T_{ref}}^T C_p * dT \quad \text{IV.94}$$

avec $\Delta H_{mel}^{25^\circ C}$, la chaleur de mélangeage à la température de référence.

VI.6 Calcul de l'échangeur de solution

L'efficacité de l'échangeur de solution est donnée par la formule suivante :

$$Eff_{Ex.1} = \frac{T_4 - T_5}{T_4 - T_2} \quad \text{IV.95}$$

Ainsi, le bilan enthalpique s'écrit :

$$LH_L^4 + LH_L^2 = LH_L^3 + LH_L^5 \quad \text{IV.96}$$

Le flux de chaleur transféré entre les deux solutions s'écrit :

$$Q_{Ex} = L(H_L^3 - H_L^2) \quad \text{IV.97}$$

où L est le débit massique de la solution absorbante en termes de TEG.

VI.7 Calcul du préchauffeur de l'air

L'efficacité du préchauffeur air – liquide saturé, considéré comme aéroréfrigérant est donnée par la formule suivante :

$$Eff_{Ex.2} = \frac{T_8 - T_9}{T_8 - T_{10}} \quad \text{IV.98}$$

Sous réserve de l'adiabacité du préchauffeur, le flux de chaleur transféré à l'air de séchage lors de la circulation du liquide saturé issu du condenseur s'écrit :

$$Q_{Ex.2} = L(H_V^9 - H_V^8) = G(H_G^{11} - H_G^{10})$$

où L et G sont les débits molaires du liquide saturé et l'air ambiant.



VI.8 Calcul du détenteur

Son étude est facilitée par l'introduction du coefficient de Joule-Thomson lequel est défini par la relation :

$$\mu = \left(\frac{\partial T}{\partial P} \right)_H \quad \text{IV.99}$$

En fonction des grandeurs thermodynamiques mesurables, on voit que le signe de μ dépend de la nature du fluide par le biais de son équation d'état. Il est positif lors du refroidissement et négatif lors du chauffage compte tenu du fait que toute détente est accompagnée d'une diminution de la pression (Pression au niveau de l'absorbeur < Pression au niveau du générateur). Une conclusion inverse s'impose dans le cas contraire. Il est clair que, dans une telle détente, il n'y a pas de possibilité de récupérer du travail, d'où la détente isenthalpe :

$$H_L^5 = H_L^6 \quad \text{IV.100}$$

VI.9 Calcul de la pompe de circulation

Le bilan énergétique sur la pompe donne :

$$L(H_L^1 - H_L^2) + W_p = 0 \quad \text{IV.101}$$

Ainsi, la puissance isentropique de la pompe est donné par :

$$\begin{aligned} W_p &= LV(P_2 - P_1) \\ &= \frac{L}{\rho_L}(P_2 - P_1) \end{aligned} \quad \text{IV.102}$$

V est le volume massique de la solution de TEG dont l'expression analytique est :

$$V = \frac{1}{\rho_L} \quad \text{IV.103}$$

Conclusion

Après avoir établi le modèle mathématique regissant le fonctionnement de l'installation et ce sur la base des principes de conservation de matière et d'énergie, l'analyse de l'impact des différents paramètres opératoires nous permettra de juger de la rentabilité du procédé.

Toutefois, il y a lieu d'avancer certaines hypothèses simplificatrices en vue d'alléger la complexité du modèle développé.



Introduction

Une fois la modélisation mathématique du fonctionnement de l'installation est achevée, il va de soi que l'étape suivante consiste à résoudre les équations du modèle et à analyser son comportement en recourant à la technique de la simulation. Par ailleurs, pour une simulation réaliste et représentative du fonctionnement des différents éléments de l'installation composée de séchoir agroalimentaire couplé à une pompe à chaleur à absorption et en tenant compte des conditions météorologiques et des grandeurs opératoires, il est nécessaire de fixer préalablement les variables opératoires afin de pouvoir obtenir des résultats qui permettent l'analyse de la performance du système étudié.

Compte tenu de la complexité des interactions entre ces variables et pour alléger le modèle de calculs, nous avons jugé plus adéquat de recourir à la méthode de calcul de degrés de liberté permettant la détermination des variables de conception de l'unité.

V.1 Principe de l'analyse de degrés de liberté

Lors de la résolution des équations du modèle du procédé pour toutes les variables inconnues, on peut se rendre compte que les informations dont on dispose ne sont pas suffisantes et que certaines variables peuvent prendre des valeurs arbitraires. En effet, il est recommandé, avant d'entamer tout calcul long et / ou fastidieux, d'appliquer le principe d'analyse de degrés de liberté relatif au procédé étudié. Cette méthode, très efficace, nous permet d'appréhender et de déterminer les paramètres de performance de fonctionnement du système.

Elle est basée essentiellement sur la règle de phases de Gibbs d'une part et sur les lois de conservation de la matière et d'énergie d'autre part.

Par définition, le nombre de degrés de liberté est déterminé par la relation suivante :

$$N_D = N_V - N_E \quad (\text{V.1})$$

où :

N_V, N_E désignent le nombre des variables inconnues et le nombre d'équations indépendantes relatif au modèle respectivement.

Ces équations proviennent des lois de conservation de la matière et de l'énergie, des relations thermodynamiques et des spécifications ou contraintes sur le procédé.

Le degré de liberté nous renseigne sur le nombre des variables de conception (design) extérieurement contrôlables. Il représente le nombre de variables maximal sur quoi le



concepteur peut agir pour analyser le comportement du procédé et sa performance. Il est évident que la méthode de degrés de liberté facilite considérablement le choix des variables de conception tout en améliorant les conditions de traitement mathématique lorsqu'on fait appel à l'outil informatique dans l'étape de simulation.

V.1.1 Application à l'analyse du capteur

On considère le capteur solaire comme étant un échangeur de chaleur, siège d'interaction de 2 courants de matière dont chacun est monophasique. Egalement, on note que le capteur est en contact avec un courant thermique comme le montre la figure suivante:

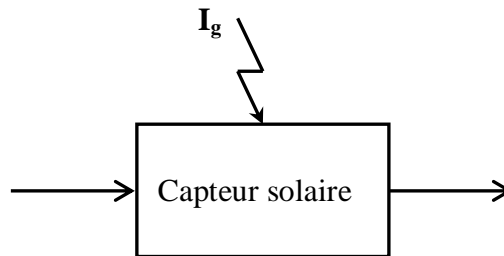


Figure V.1 : Schéma simplifié du capteur solaire.

Il en découle que le nombre de variables est :

$$(N_V)_{capt} = 2 * (C + 3) + 1$$

où C est le nombre de constituants du courant dans le capteur.

Le nombre total de restrictions représentant le nombre d'équations peut être énuméré comme suit :

➤ Bilan de matière par constituant :	$(C - 1)$
➤ Bilan de matière global :	1
➤ Bilan enthalpique :	1
➤ contraintes de fractions molaires :	2
	$Total = (C + 3)$

Il en découle que :

$$(N_E)_{capt} = C + 3$$

L'application de l'équation (V.1), montre que le nombre de degrés de liberté pour le capteur est de :



$$(N_D)_{capt} = C + 4 \quad (V.2)$$

En conséquence, il est important de spécifier la liste de ces variables de conception. On note spécialement les suivantes :

Spécification de variables

	Nombre de variables
➤ Fraction molaire à l'entrée	C-1
➤ Température et pression des courants : T, P	2*2=4
➤ Débit massique du fluide caloporteur :	1
	Total : C+4

V.1.2 Application à l'analyse du générateur

C'est l'élément dans lequel on procède à un apport de chaleur reçue par le capteur pour séparer soluté de la solution riche. Il est représenté par le schéma ci contre :

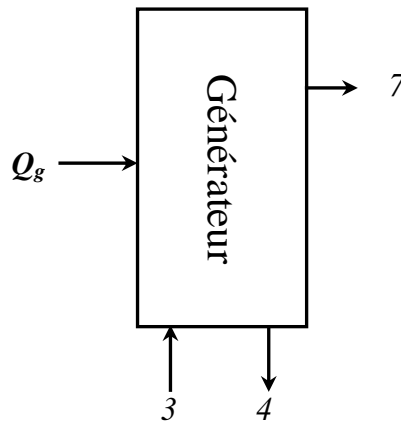


Figure V.2 : Schéma simplifié du générateur

On considère le générateur comme étant un échangeur de chaleur, siège d'interactions de 3 courants de matière dont chacun est monophasique. Si C désigne le nombre de constituants d'un courant, alors on peut lui associer $(C+3)$ variables qui peuvent être :

➤ Fractions molaires du courant X_i :	C
➤ Débit total :	1
➤ Pression : P	1
➤ Température : T	1
	C + 3



On remarque que le générateur est en contact avec un courant thermique et le nombre de variables s'écrit :

$$(N_V)_{gén} = 3*(C + 3) + 1$$

Les équations indépendantes reliant les différentes variables de fonctionnement sont :

➤ Bilan de matière pour chaque constituant « i »	$(C - 1)$
➤ Bilan de matière global	1
➤ Bilan thermique	1
➤ Contraintes sur les fractions molaires	3
➤ Equilibre liquide – vapeur	C
➤ $T_4 = T_7, P_4 = P_7$	2
	Total = $2*C + 6$

Il en découle, d'après l'équation (V.1) que le nombre de degrés de liberté pour le générateur est donc :

$$(N_D)_{gén} = C + 4 \tag{V.3}$$

Spécification de variables

Nombre de variables

➤ Débit de l'alimentation :	$C - 1$
➤ Composition de l'alimentation :	1
➤ Pression et température de l'alimentation :	2
➤ Equilibre liquide vapeur : $\sum K_i x_i = 1$	1
➤ Température du générateur	1
	Total : $C + 4$

V.1.3 Application à l'analyse du condenseur

De façon identique, on supposera que la condensation est complète et quelle n'est pas accompagnée d'un sous refroidissement du liquide. Alors, on peut considérer le condenseur comme élément, siège d'interaction de 4 courants dont chacun est monophasique. Si C désigne le nombre de constituants du courant, alors on peut lui associer (C+3) variables.

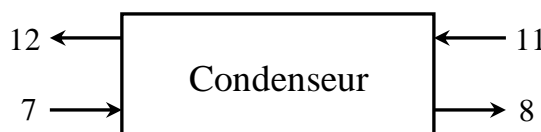


Figure V.3 : Schéma simplifié du condenseur



Il est important de noter que, dans un échangeur de chaleur, la seule interaction possible est l'interaction thermique. Pour commodité de traitement, on peut dénoter C comme le nombre de constituants de chaque courant ($C_7 = C_{11} = C$); Il en découle que le nombre de constituants dans chaque courant est le même ce qui nous permet de dénombrer le nombre de variables :

$$(N_V)_{cond} = 4 * (C + 3)$$

Le nombre de restrictions représentant le nombre d'équations peut être énuméré comme suit :

➤ Bilan de matière par constituant :	$2 * (C - 1)$
➤ Bilan de matière pour chaque courant :	$1 + 1$
➤ Somme de composition : $\sum_{i=1}^n x_i = 1, \sum_{j=1}^m y_j = 1$	4
➤ Bilan enthalpique :	1
	Total : $2 * C + 5$

Donc, on a : $(N_E)_{cond} = 2 * C + 5$

Il en découle, d'après l'équation (V.1), que le nombre de degrés de liberté pour le condenseur est de :

$$(N_D)_{cond} = 2 * C + 7 \quad (V.4)$$

En conséquence, il est important de spécifier la liste de ces variables de conception. On note spécialement les suivantes :

Spécification des variables	Nombre de variables
➤ Débit de chacun des deux courants :	1
➤ Composition de chacun des deux courants : X_i	$2 * (C - 1)$
➤ Pressions et températures des courants entrants et sortants : (P, T)	$4 * 2 = 8$
➤ Températures des courants entrants et sortants : T	$4 * 1 = 4$
	Total : $2 * C + 7$

V.1.4 Application à l'analyse de l'absorbeur

C'est l'élément qui reçoit le solvant appauvri en soluté provenant du générateur et de l'air riche en vapeur d'eau provenant du séchoir. A ce niveau, le contact de matière entre



courants et compte tenu de l'affinité de TEG à l'eau, on note une absorption massive qui répercute par un accroissement conséquent de la chaleur dégagée : c'est un phénomène exothermique. La solution riche qui en sort se trouve recyclée moyennant une pompe hydraulique et conduite vers le générateur. Il est représenté par le schéma ci contre:

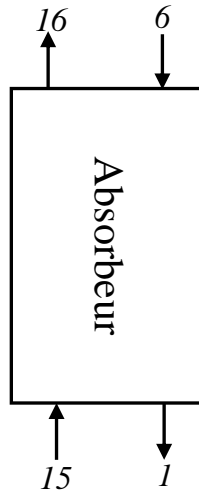


Figure V.4 : Schéma simplifié de l'absorbeur

En supposant que l'absorbeur est adiabatique, le nombre de variables est :

$$(N_V)_{abs} = 4 * (C + 3)$$

Le nombre de restrictions représentant le nombre d'équations peut être énuméré comme suit :

➤ Bilan de matière par constituant :	$(C - 1)$
➤ Bilan de matière global :	1
➤ Bilan enthalpique :	1
➤ Somme de compositions : $\sum_{i=1}^{i=C_1} X_i = 1, \sum_{i=1}^{i=C_2} Y_i = 1$	2+2
	$Total = (C + 5)$

Donc, on a : $(N_E)_{abs} = (C + 5)$

Ce système algébrique comporte $(C + 5)$ équations et $4 * C + 12$ variables, le degré de liberté pour l'absorbeur est donné par l'équation (V.1) :

$$(N_D)_{abs} = 3 * C + 7 \quad (V.5)$$

En conséquence, il est important de spécifier la liste de ces variables de conception, on note spécialement les suivantes :



Spécification de variables

Nombre de variables

➤ Débit de chacun des deux courants :	2
➤ Composition de chacun des deux courants :	$2(C-1)$
➤ Température et pression des deux courants :	$2*2=4$
➤ Pression à l'étage :	1
➤ Equilibre liquide vapeur	C
➤ $T_6 = T_{16}$	1
➤ $P_6 = P_{16}$	1
	$Total = (3C + 7)$

V.1.5 Application au séchoir



Figure V.5 : Schéma simplifié d'un séchoir

- Les courants 12, 13 sont respectivement l'entrée et sortie de l'air asséchant (humide).
- Les courants 17 et 18 sont respectivement l'entée et sortie de solide à sécher.

Il est important de noter que, dans un séchoir, les interactions possibles entre les courants sont les interactions thermiques et de matière. Si on note C_{12} le nombre de constituants du solide mouillé et C_{17} le nombre de constituants de l'air humide, il se dégage qu'on peut dénombrer :

Puisque dans notre cas $C_{12}=C_{17}=C$; alors :

Soit : $(N_V)_{séch} = 4*(C+3)$

Le nombre total de restrictions, représentant le nombre d'équations, peut être énuméré comme suit :

➤ Bilan de matière par constituant :	$(C-1)$
➤ Bilan de matière global :	1
➤ Somme de composition : $\sum_{i=1}^n x_i = 1, \sum_{j=1}^m y_j = 1$	4
➤ Bilan enthalpique :	1
	$Total = C + 5$



Donc le nombre d'équation indépendantes N_E est égal à :

$$(N_E)_{séch} = C + 5$$

Il en découle, d'après l'équation (V.1) que le nombre de degrés de liberté pour un séchoir est de :

$$(N_D)_{séch} = 3 * C + 7 \quad (V.6)$$

En conséquence, il est important de spécifier la liste de ces variables de conception. On note spécialement les suivantes :

Spécification des variables

Nombre de variables

➤ Débit de chacun des deux courants :	2
➤ Composition de chacun des deux courants : X_i	$2 * (C - 1)$
➤ Température et pression des deux courants entrants : T, P	$2 * 2 = 4$
➤ Pression des deux courants sortants : P	$2 * 1 = 2$
➤ Température à la sortie de produit T_{18} (Norme de stockage)	1
➤ Equation d'équilibre à la sortie	C

Total : $3 * C + 7$

V.1.6 Application au détendeur

Durant la détente, cet organe constitue un étage conçu pour permettre à la solution de passer de la haute pression vers la basse pression ; il est représenté par le schéma ci contre :

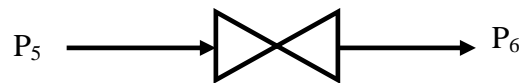


Figure V.6 : Schéma standard du détendeur

Etant donné qu'il n'est pas siège de récupération d'énergie. Le nombre de variables relatif au détendeur est :

$$(N_V)_{dét} = 2 * (C + 3)$$

Le nombre total de restrictions, représentant le nombre d'équations, peut être énuméré comme suit :



➤ Bilan de matière partiel :	C-1
➤ Bilan de matière global :	1
➤ Somme de composition : $\sum_{i=1}^C x_i = 1$	2
➤ Bilan enthalpique :	1
	<i>Total = C + 3</i>

$$(N_E)_{dét} = C + 3$$

Le nombre de degrés de liberté de l'élément est :

$$(N_D)_{dét} = C + 3 \quad (V.7)$$

Spécification des variables

Nombre de variables

➤ Débit du courant entrant :	1
➤ Composition du courant entrant : X_i	C-1
➤ Pression et température du courant entrant : P, T	2*1=2
➤ Pression du courant sortant : P	1
	<i>Total = C+3</i>

V.1.7 Application à la pompe de circulation

Cet élément est en contact avec deux courants de matière comme le montre la figure V.5 :

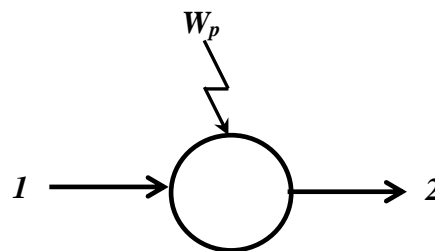


Figure V.7 : Schéma simplifié de la pompe de circulation

En procédant de façon analogue et en tenant compte du travail mécanique W_p qui lui est fourni, le nombre de variable est :

$$(N_v)_{pompe} = 2(C + 3) + 1$$



Le nombre total de restrictions, représentant le nombre d'équations, peut être énuméré comme suit :

- | | |
|---------------------------------------|-----------|
| ➤ Bilan de matière par constituant : | $(C - 1)$ |
| ➤ Bilan de matière global : | 1 |
| ➤ Bilan enthalpique : | 1 |
| ➤ contraintes de fractions molaires : | 2 |

$$Total = (C + 3)$$

Donc on a :

$$(N_E)_{pompe} = C + 3$$

Le nombre de degrés de liberté relatif à la pompe est :

$$(N_D)_{pompe} = C + 4 \quad (V.8)$$

Spécification des variables

Nombre de variables

- | | |
|---|---------|
| ➤ Débit du courant entrant : | 1 |
| ➤ Composition du courant entrant : X_i | $C-1$ |
| ➤ Pression et température du courant entrant : P, T | $2*1=2$ |
| ➤ Température du courant sortant : | 1 |
| ➤ Rendement de la pompe | 1 |

$$Total = C + 4$$



Tableau V.1 : Tableau récapitulatif du calcul de degré de liberté de l'installation

Schéma	L'unité ou l'élément	Nombre de			Degrés de liberté $N_D = (N_v - N_E)$
		variables N_v	Relations N_E	Hypothèses	
	Capteur solaire	$2*(C+3) + 1$	$C+3$		$C+4$
	Générateur	$3*(C+3) + 1$	$C+4$	Equilibre C $T_4 = T_7$ $P_4 = P_7$	$C+4$
	Absorbeur	$4*(C+3)$	$C+5$		$3*C+7$
	Condenseur	$4*(C+3)$	$2*C+5$		$2*C+7$
	Séchoir	$4*(C+3)$	$C+5$		$3*C+7$
	Pompe	$2*(C+3) + 1$	$C+3$		$C+4$
	Détendeur	$2*(C+3)$	$C + 3$		$C+3$
	Echangeur de solution	$4*(C+3)$	$2*C+5$		$2*C+7$
	Préchauffeur de l'air	$4*(C+3)$	$2*C+5$		$2*C+7$
	Séparateur	$3*(C+3)$	$C+4$	$Y_{13} = Y_{14} = Y_{15}$ $T_{13} = T_{14} = T_{15}$ $P_{13} = P_{14} = P_{15}$	$C-1$
Total		$32*(C+3) + 3$	$13*C+42$	$C+9$	



V.1.8 Analyse de l'unité

Dans le but de faciliter la compréhension de la méthode, il nous semble plus instructif de présenter les résultats de calcul, ci-dessus énumérés, sous forme de tableau V.1 En conséquence, le nombre de degrés de liberté de l'installation s'écrit :

$$(N_D)_{install} = \sum_{Appareil} [n_c(C+3) + n_e] - \sum_{Appareil} [(n_r + n_h) + n_l(C+3)] \quad (V.9)$$

où n_c est le nombre de courants de matière, n_e est le nombre de courants d'énergie, n_r est le nombre de relations restrictives, n_h est le nombre d'hypothèses simplificatrices et n_l est le nombre de liaisons redondantes entre les différents éléments de l'installation. Il en ressort que :

$$(N_D)_{install} = 6C + 13 \quad V.10$$

Afin de réduire le nombre de degrés de liberté de l'installation, on est ramené à émettre certaines hypothèses simplificatrices qu'on admettra, compte tenu des conditions de fonctionnement de la pompe à chaleur. A ce titre, on supposera que les pertes de charges les longs des appareils sont négligeables et équilibre à la partie supérieure de l'absorbeur.

En conséquence, la liste de ces variables extérieurement contrôlables pour la conception de l'installation est défini comme suit :

- Débit d'air G ;
- Débit du matériau humide ms ;
- Température de condensation T_c ;
- Température au générateur T_g ;
- Température de la solution pauvre à l'entrée de l'absorbeur T_6 ;
- Température à la sortie du séchoir T_{15} ;
- Températures d'entrée et de sortie du fluide caloporteur au niveau du capteur solaire T_{fe}, T_{fs} ;
- Puissance du rayonnement reçu par le capteur I_g ;
- Température de l'air ambiant $T_{10} = T_a$;
- Température de sortie de l'air de séchage $T_{13} = T_{14} = T_{15}$;
- Humidités de l'air $Y_{10} = Y_{11} = Y_{12}, Y_{13} = Y_{14} = Y_{15}$;
- Teneur en humidité de la matière humide à l'entrée du séchoir X_{17} ;



- Températures du solide à sécher à l'entrée et à la sortie du séchoir T_{17}, T_{18} ;
- Efficacités eff_1, eff_2 de l'échangeur Ec1 et du préchauffeur de l'air respectivement.

V.2 Simulation du fonctionnement de l'installation

La simulation du fonctionnement de l'installation constituée d'un séchoir agroalimentaire couplé à une machine thermique fonctionnant à l'énergie solaire, consiste à résoudre les équations de bilan thermique et de matière à l'aide d'un calcul itératif en utilisant l'algorithme présenté dans le paragraphe suivant afin de déterminer pour chaque point :

- La température, la pression de fonctionnement, la composition et l'enthalpie et de calculer ;
- La performance de l'installation (**COP**).
- La surface et le rendement du capteur solaire ;
- Les dimensions du condenseur et du générateur ;

V.2.1 Algorithme de calcul

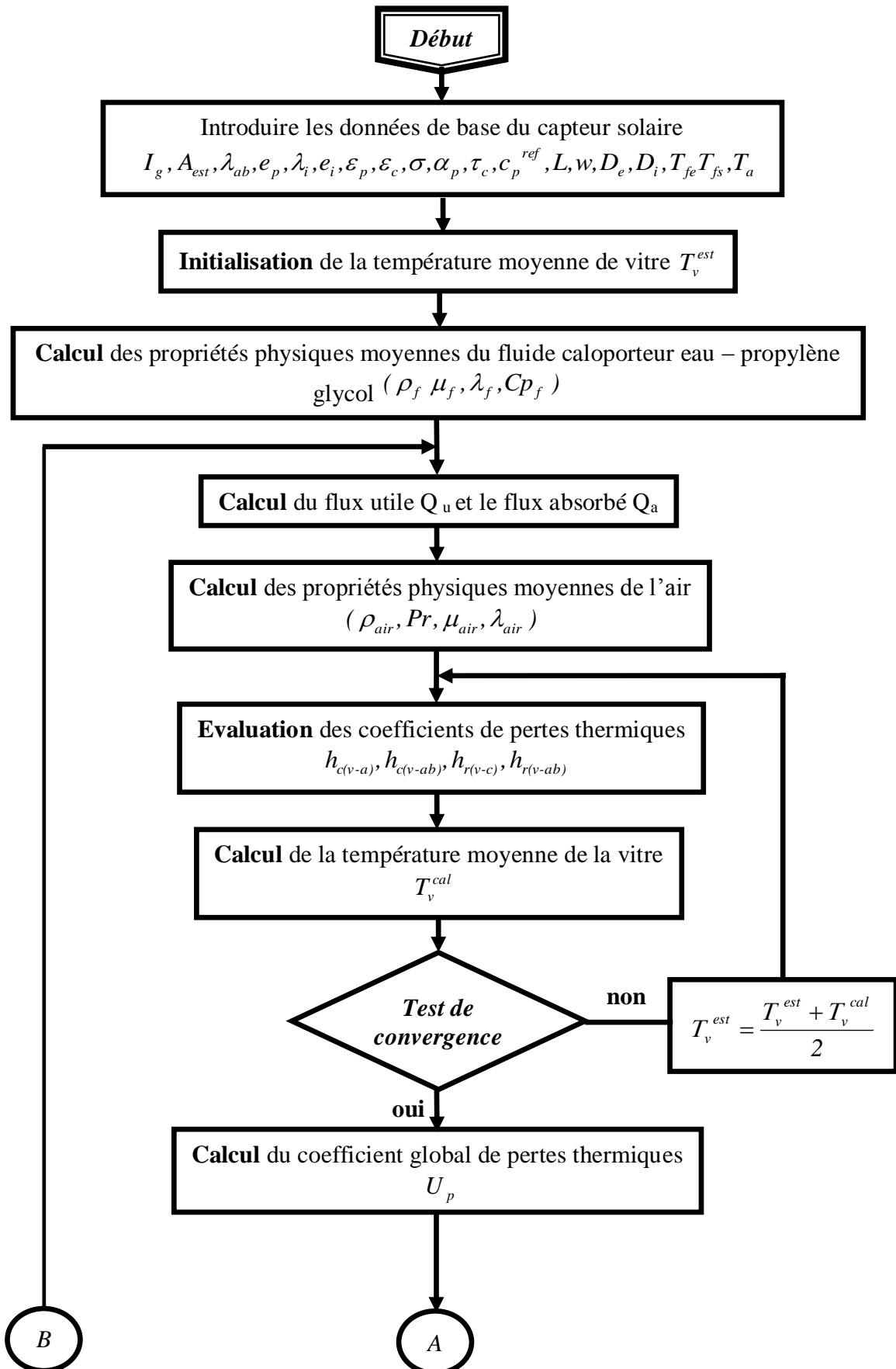
Les différentes étapes de calcul du procédé sont illustrées par l'organigramme faisant l'objet de la figure suivante et l'algorithme correspondant est :

- Introduire les données : (les variables opératoires (G, ms, X, Y, I_g , etc.)) et les caractéristiques géométriques du capteur ;
- Calculer les grandeurs thermodynamiques qui se rapportent au point (6), (15) et (16) ;
- Calculer la valeur de débit molaire L de la solution eau-TEG ;
- Calculer les grandeurs thermodynamiques qui se rapportent au point (1), (2), (3), (4), (5), (7), (8) et (9) ;
- Calculer la valeur de débit molaire V de la vapeur d'eau issu du générateur ;
- Calculer la puissance échangée au niveau du condenseur Q_c , du générateur Q_g et le préchauffeur d'air Q_{ex2} ;
- Calculer la surface A_c et le rendement R_{int} du capteur solaire ;
- Calculer toutes les grandeurs thermodynamiques de l'installation ;
- Analyser la performance sur la base du calcul du coefficient de performance (**COP**) en

utilisant la relation suivante :
$$COP = \left| \frac{Q_c + Q_{ex2}}{Q_g} \right|;$$



V.2.2 Organigramme de calcul du capteur solaire plan



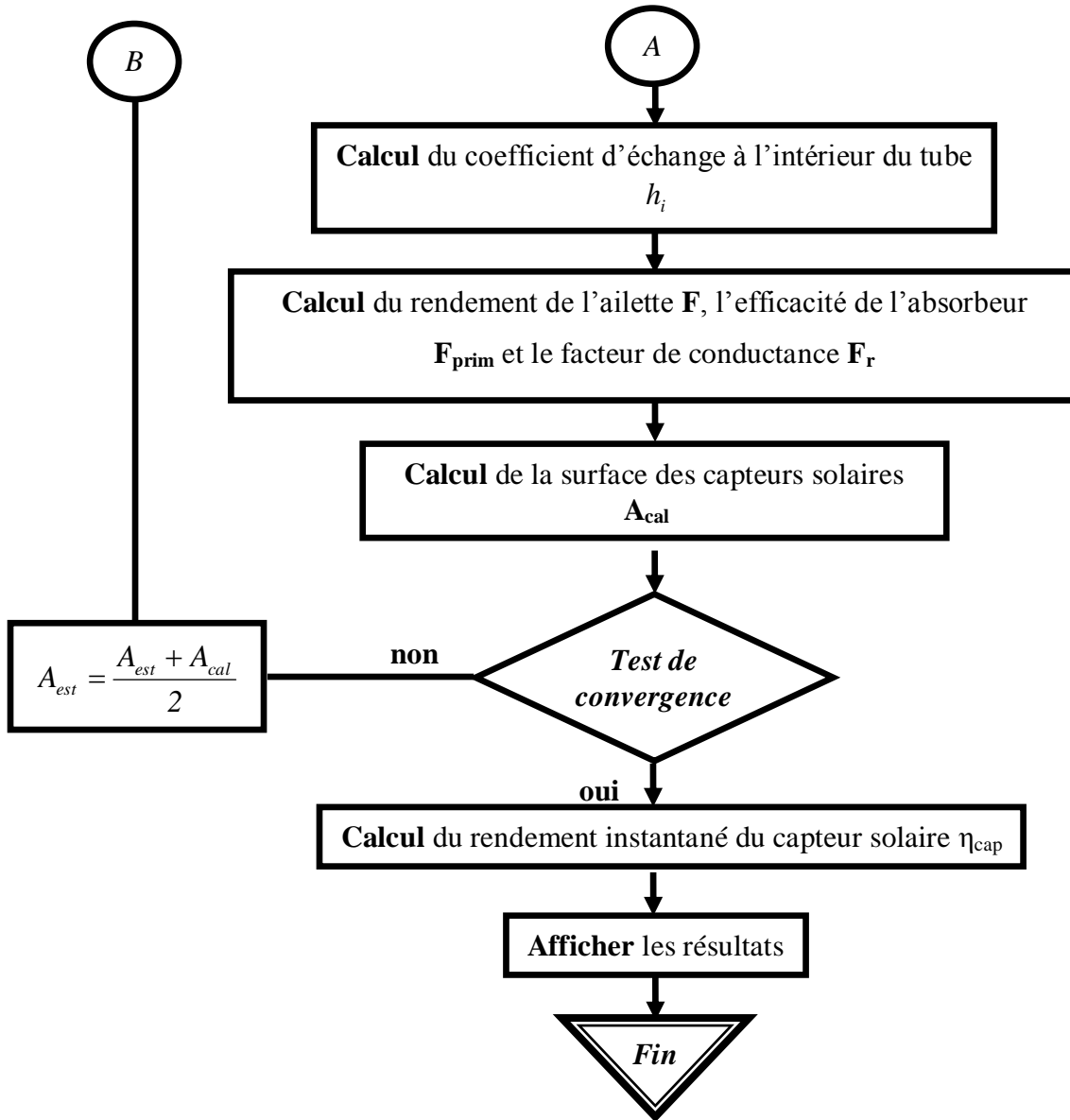
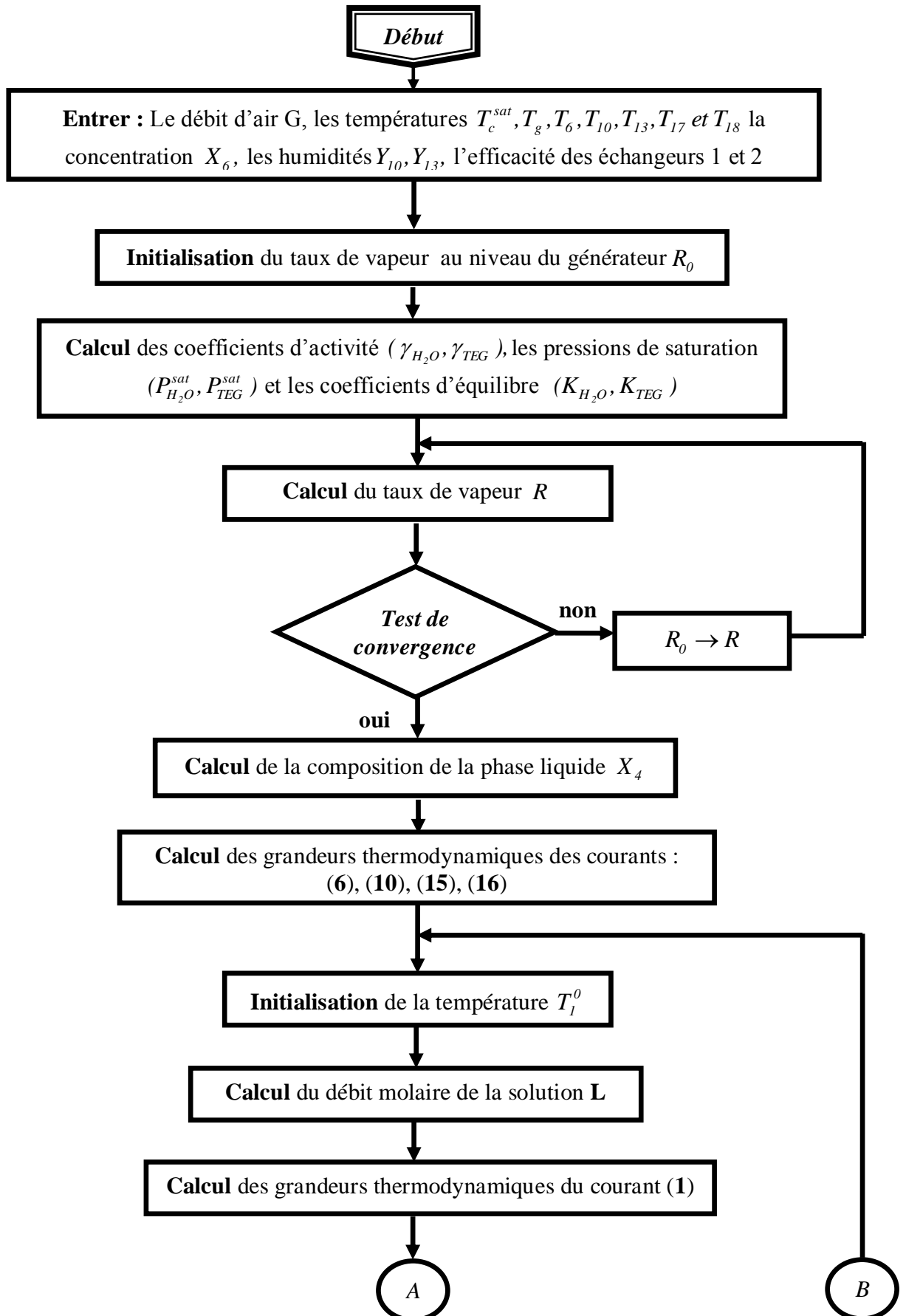
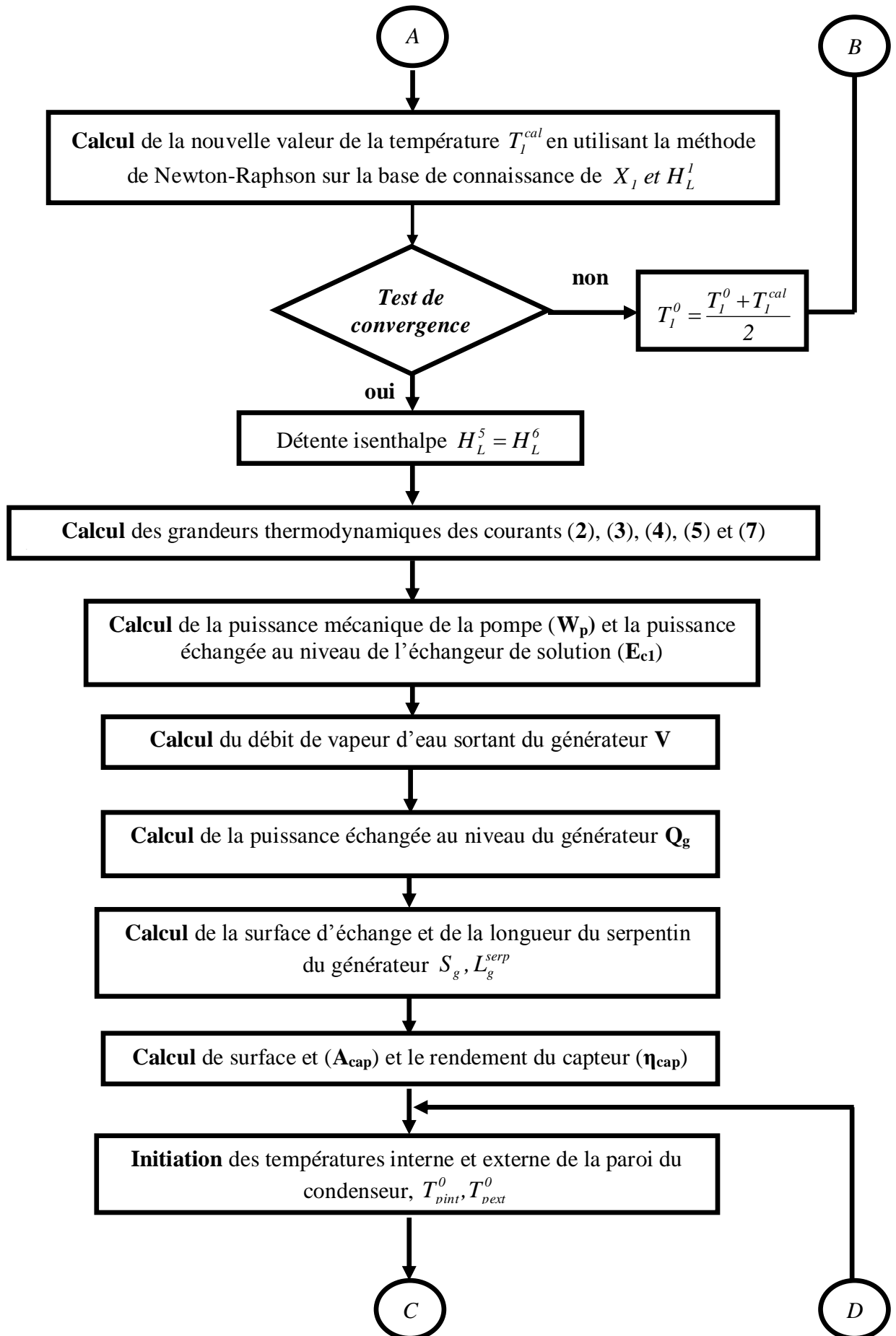


Figure V.8 : Organigramme de calcul du capteur solaire plan



V.2.3 Organigramme de calcul de l'installation





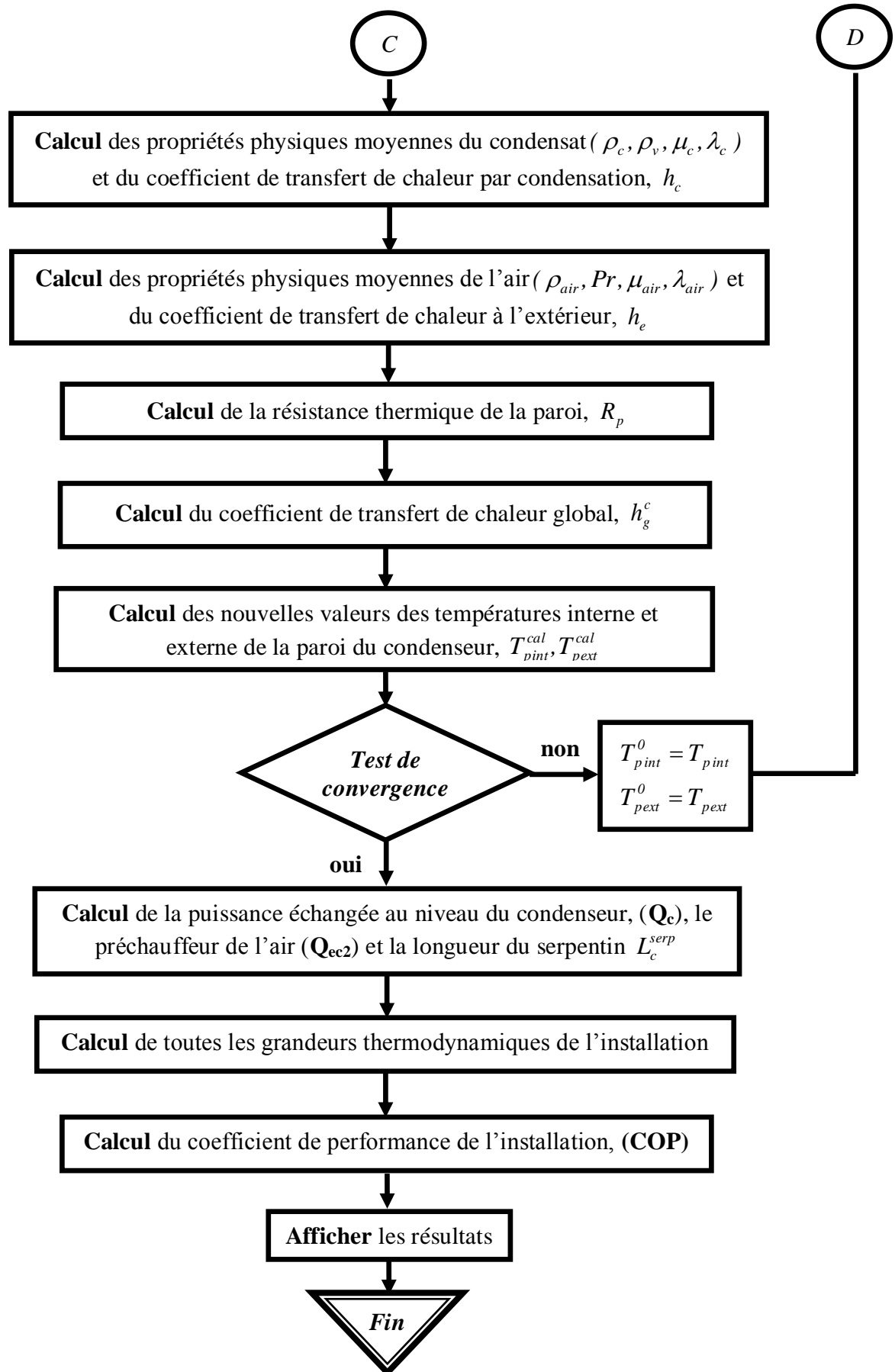


Figure V.9 : Organigramme de calcul de l'installation



Introduction

La simulation numérique du fonctionnement de l'installation a été élaborée par un programme que nous avons écrit en langage FORTRAN où nous avons mis en évidence l'impact des différentes variables retenues aussi bien sur sa performance que sur la surface de captage à travers les résultats présentés ci-dessous.

VI.3 Résultats et discussions

VI.3.1 Impact des paramètres sur la performance de l'installation

VI.3.1.1 Validation des résultats

Afin d'analyser l'impact des différents paramètres opératoires sur la performance de l'installation, on s'est limité, au premier stade, à la vérification des résultats obtenus par notre modèle. Les résultats obtenus ont été comparés aux données numériques disponibles dans la littérature. Pour effectuer cette comparaison, nous avons opté pour la représentation de la variation du coefficient de performance (COP) en fonction de la température du générateur (T_g). Sur la figure VI.10, nous avons comparé nos résultats à ceux obtenus par Romero et al [28].

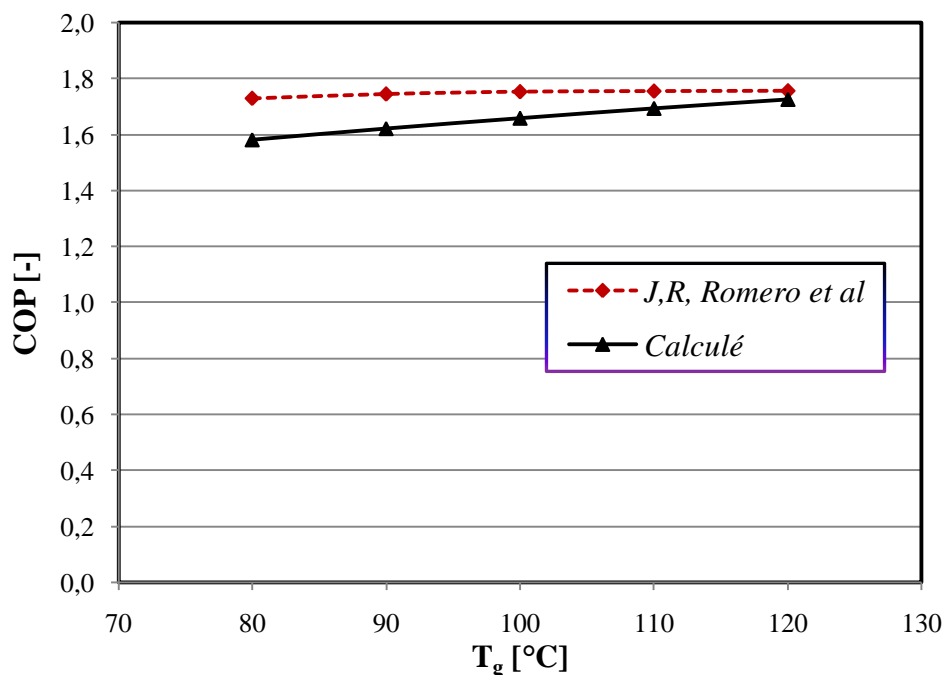


Figure VI.10 : Comparaison des coefficients de performance (COP)

$$\{T_c=50^\circ\text{C}, T_{15}=30^\circ\text{C}, T_6=T_{ab}=50^\circ\text{C}\}.$$

Les résultats obtenus par notre modèle sont en bon accord avec celles de Romero et al [28]. Les différences sont dues aux mélanges binaires utilisés (TEG-H₂O pour la présente étude et LiBr-H₂O pour l'étude réalisée par Romero et al), ainsi, aux hypothèses utilisées



comme base de travail pour ces calculs et au choix des équations pour le calcul des propriétés thermodynamiques des couples de fluides utilisés.

VI.3.1.2 Température du générateur et température de la solution pauvre à l'entrée de l'absorbeur

Les résultats de simulation relatifs à l'effet conjugué de la température du générateur et celle de la solution pauvre (T_6) sur le coefficient de performance (COP) font l'objet de la figure VI.11.

On note une croissance relativement assez sensible du coefficient de performance (COP) avec l'accroissement de la température au générateur T_g . Cette croissance s'accroît lorsque la température de la solution pauvre à l'entrée de l'absorbeur diminue. On note qu'une régression de la température T_6 de 10 °C se traduit une augmentation dans la valeur du (COP) soit un gain de l'ordre de 10%. Logiquement, le processus d'absorption de la vapeur d'eau par la solution de TEG au niveau de l'absorbeur est favorisé par les basses températures telles que T_6 qui se confondent en toute rigueur avec T_6 . Ce qui se traduit par le dégagement d'une quantité d'énergie importante compte tenu du caractère exothermique du phénomène qui aura lieu dans cet élément de l'installation (absorbeur).

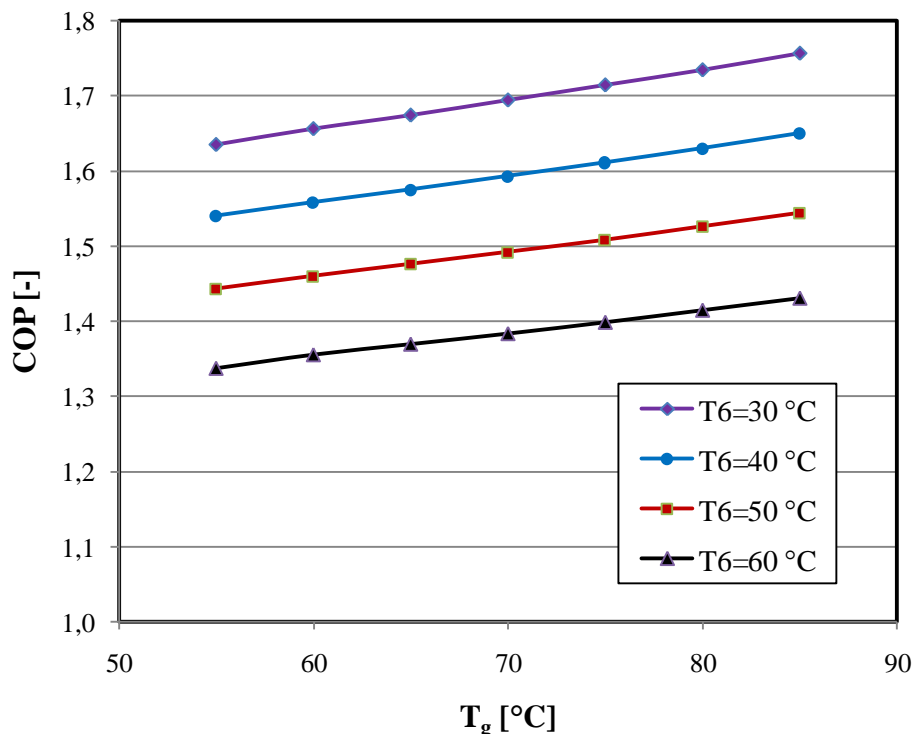


Figure VI.11 : Influence de la température du générateur et la température de la solution pauvre à l'entrée de l'absorbeur sur la performance de l'installation.

$$\{Y_{10}=0,005, Y_{15}=0,09, T_c=50^\circ\text{C}, T_{15}=20^\circ\text{C}\}$$



VI.3.1.3 Débit d'air et sa teneur en vapeur d'eau à l'entrée de l'absorbeur

Outre les paramètres cités ci-dessus lesquels ont un impact sur la performance de la machine et qu'on a mis en évidence à travers les figures présentées ci-haut, le débit d'air à l'entrée du condenseur et de l'absorbeur n'a aucune influence prévisible sur le COP de l'installation. A titre d'illustration, on présente la variation du COP de l'installation avec le débit d'air à l'entrée de l'absorbeur et du condenseur.

L'allure des courbes obtenues est une droite horizontale, car l'analyse de la formulation mathématique du COP montre que son expression est indépendante de G . Cependant, on note que le COP est particulièrement sensible à la variation de sa teneur en vapeur d'eau lors de son admission au séchoir. On remarque une croissance de la performance de l'installation lorsque la teneur en vapeur d'eau de l'air issu du séchoir augmente.

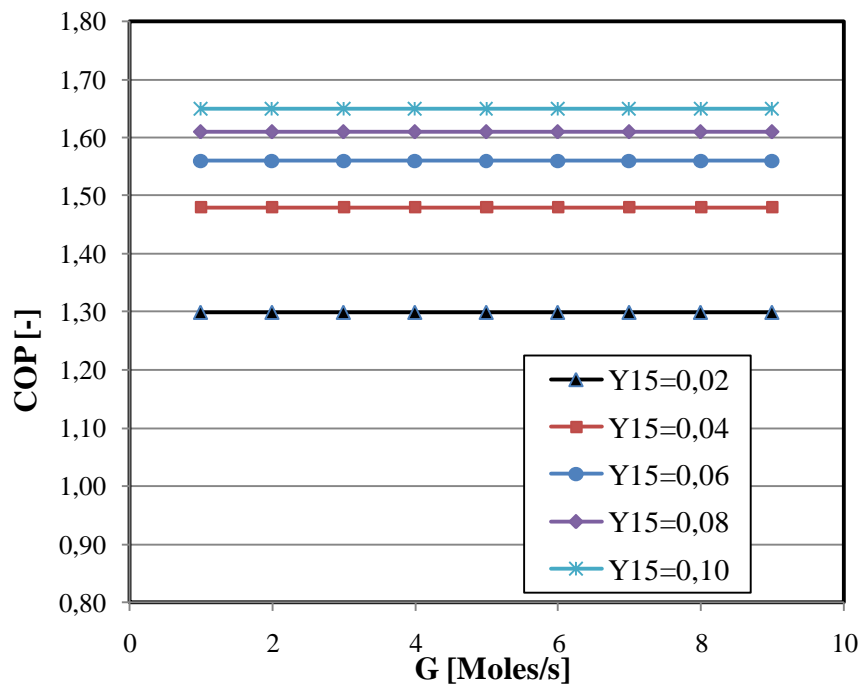


Figure VI.12 : Influence du débit d'air à l'entrée de l'absorbeur sur la performance de l'installation.

$$\{Y_{10}=0,005, T_a=20^\circ\text{C}, T_g=70^\circ\text{C}, T_c=50^\circ\text{C}, T_6=30^\circ\text{C}, T_{15}=20^\circ\text{C}\}$$

Il est intéressant d'attirer l'attention sur le fait que les teneurs élevées en vapeur d'eau sont la conséquence d'une désorption d'une quantité d'eau importante récupérée sur le solide à sécher. Dans ce sens, on note que le TEG absorbe de quantité importante d'eau ce qui s'est traduit par une amélioration de la performance de l'installation.



VI.3.1.4 Température du condenseur et au générateur

Les résultats de simulation illustrant l'influence de la température de condensation sur la performance de l'installation sont présentés à travers la figure VI.13. Ce paramètre est particulièrement important dans l'estimation de la puissance fournie par le condenseur à l'air de séchage. Il est évident que Q_c est dépend exclusivement de la température au condenseur T_c et à sa pression de fonctionnement P_c . il va de soi que le niveau thermique de l'air va en dépendre totalement.

On constate que la valeur du COP diminue lorsque T_c augmente, cela s'explique par le fait que l'augmentation de T_c conduit inévitablement à un pincement de température ($T_c - T_{ab}$) important ce qui répercute par une augmentation des irréversibilités dans le cycle. En outre, une telle augmentation a pour conséquence le rapprochement de la vapeur d'eau de ses conditions critiques où l'enthalpie de vaporisation régresse fortement.

En plus, la diminution du COP est plus importante pour des températures du générateur élevées.

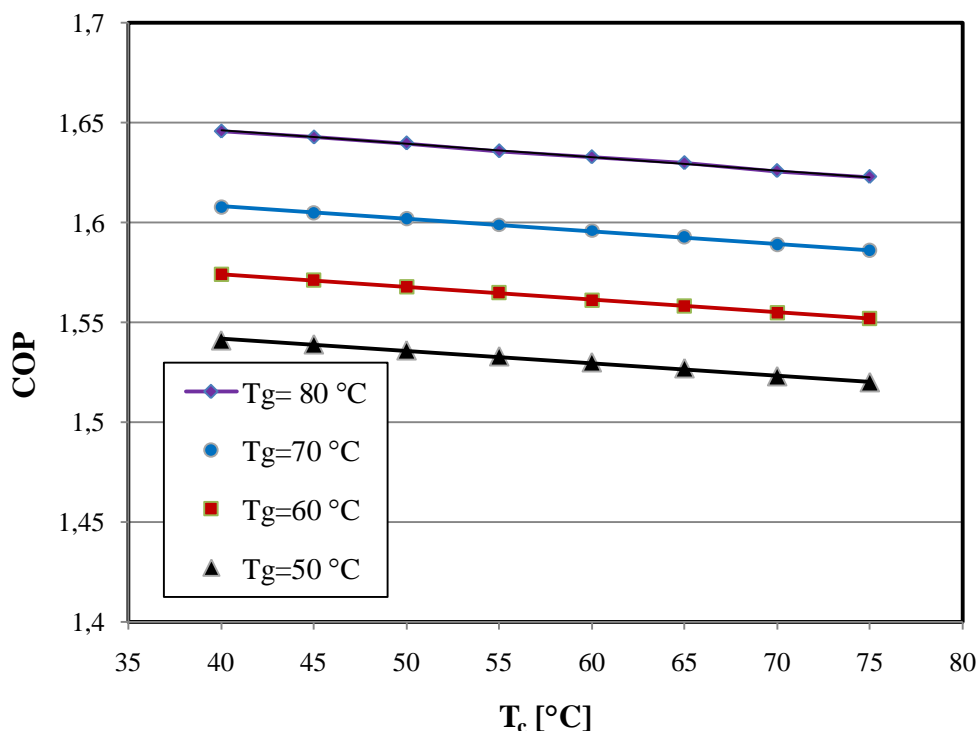


Figure VI.13 : Influence des températures au condenseur et au générateur sur la performance de l'installation.

$$\{T_6=30^\circ\text{C}, T_{15}=20^\circ\text{C}, Y_{10}=0,005, Y_{15}=0,09\}$$



VI.3.1.5 Humidité de l'air à la sortie du séchoir et température du générateur

Sur la base des résultats de simulation présentés sur la figure VI.14, on note que l'influence de l'humidité de l'air à l'entrée de l'absorbeur est nettement visible sur la variation du (COP) de l'installation. Il en ressort que l'accroissement de Y_{15} entraîne un accroissement du coefficient de performance (COP). Cette allure hyperbolique est tout à fait confirmée analytiquement. En effet, pour des teneurs en vapeur d'eau supérieures à 0,07 (Moles d'eau / Moles d'air sec), on note qu'une élévation de T_g de 10°C aboutit à une augmentation dans la valeur de (COP) de 5%.

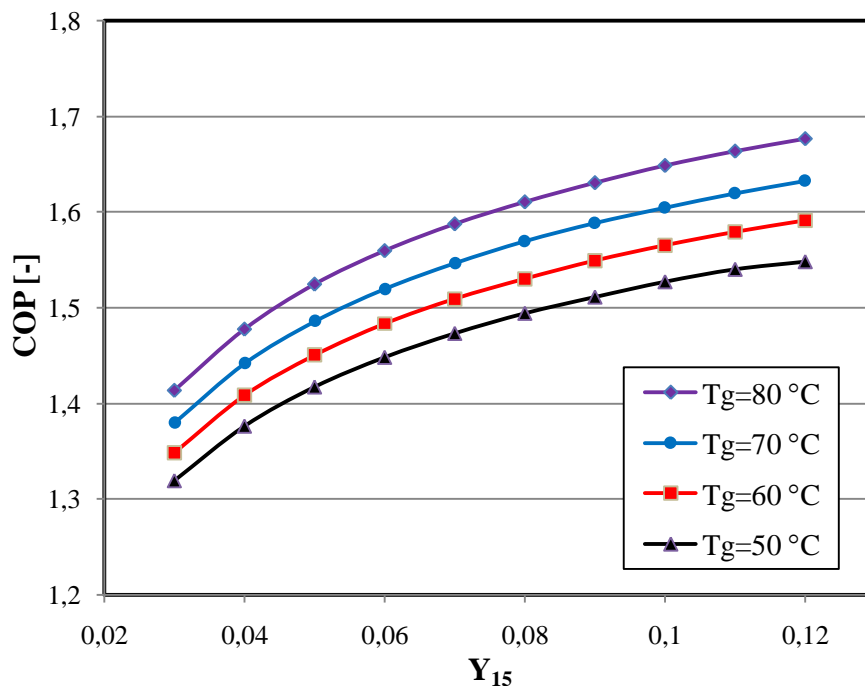


Figure VI.14 : Influence de l'humidité de l'air à la sortie du séchoir sur la performance de l'installation.

$\{T_c=50^\circ\text{C}, T_6=30^\circ\text{C}, T_{15}=20^\circ\text{C}, Y_{10}=0,005, X_e=4,0 \text{ Kg d'H}_2\text{O/Kg ms (\%ms)}, ms=0,3\text{Kg/s}\}$



VI.3.1.6 Température de l'air à la sortie du séchoir

La variation du coefficient de performance (COP) en fonction de la température de l'air à la sortie du séchoir (T_{15}), fait l'objet de la figure VI.15 paramétrée à la température au condenseur T_c . L'allure de la courbe est une droite croissante où on peut conclure que l'augmentation de la température T_{15} conduit à un accroissement de la performance de l'installation traduite par son COP. Cette croissance se trouve raffermie lorsque la température au condenseur diminue. On note qu'une élévation de la température T_{15} de 10 °C se traduit une augmentation dans la valeur du (COP) soit un gain de l'ordre de 8% ce qui correspond à la réduction des pincements de températures entre les deux niveaux thermiques.

Il est intéressant d'attirer l'attention sur le fait que les températures T_{15} élevées correspondent au fonctionnement de la pompe à chaleur avec un débit d'air relativement chaud, soit de l'air issu du séchoir. Etant donné que la puissance échangée au niveau de l'absorbeur dépend également de la température T_{15} , il est évident que le coefficient de performance est affecté conséquemment.

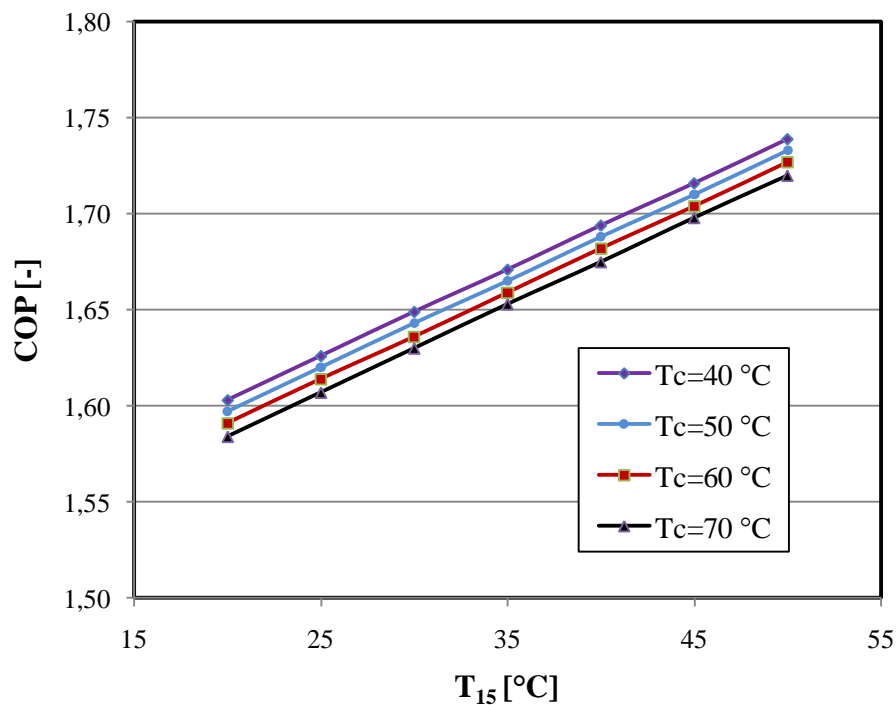


Figure VI.15 : Influence de la température de l'air à la sortie du séchoir sur le coefficient de performance (COP).

$$\{T_g=80^\circ\text{C}, T_6=30^\circ\text{C}, Y_{10}=0,005, Y_{15}=0,09, X_e=4,0 \text{ Kg d'H}_2\text{O/Kg ms (\%ms)}, ms=0,3\text{Kg/s}\}$$



VI.3.1.7 Teneur initiale en eau et débit massique du matériau humide

L'effet conjugué de la variation de la teneur initiale en eau et celle du débit massique de la menthe verte sur le coefficient de performance de l'installation (COP) sont explicités à travers la courbe présentée sur la figure VI.16. Les résultats de la simulation nous permettent de montrer que l'accroissement de la teneur en eau X_e conduit à une augmentation du (COP) de l'installation. On peut également confirmer que l'augmentation du débit massique du matériau humide (m_s) agit positivement par l'augmentation du COP de l'installation. Toutefois, ce dernier se trouve amplifié pour les faibles valeurs en eau.

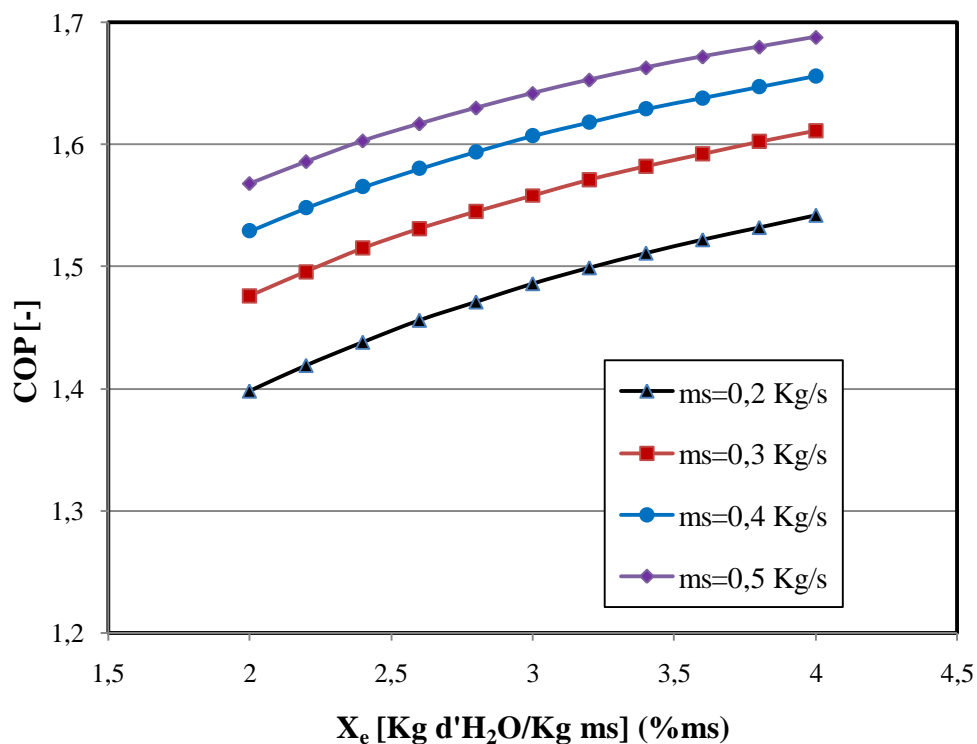


Figure VI.16 : Influence de la teneur initiale en eau de la menthe verte sur le coefficient de performance de l'installation (COP).

$$\{T_g=80^\circ\text{C}, T_c=70^\circ\text{C}, T_6=30^\circ\text{C}, T_{15}=20^\circ\text{C}, Y_{10}=0,005, Y_{15}=0,09\}$$

Il en découle que toute augmentation de la teneur initiale en eau de la menthe verte (X_e) contribuerait inévitablement à l'augmentation de l'humidité de l'air (Y_{15}) et par la même occasion à l'augmentation de la quantité de chaleur libérée au condenseur Q_c .



VI.3.2 Impact des paramètres sur la performance du capteur

VI.3.2.1 Validation des résultats

VI.3.2.2 Paramètre $(T_{fe}-T_a)/I_g$

La figure VI.17, représente les variations du rendement instantané du capteur solaire étudié en fonction du paramètre $(T_{fe}-T_a)/I_g$; Ainsi, nous avons validé les résultats obtenus par un travail expérimental mené au Centre de Développement des Energies Renouvelables à Bouzareah [53]. Les caractéristiques du capteur solaire plan étudié sont présentées dans le tableau suivant.

Tableau VI.2 : Les caractéristiques du capteur solaire plan étudié [53]

Désignations	
Enveloppe	Aluminium Epaisseur = 0,35mm
Radiateur	Cuivre Fluide caloporteur= eau-propylène glycol L=1,8m
Absorbeur	Aluminium Conductivité thermique = 204 W/m.K
Isolation	Laine de verre Le fond = 50mm Les côtés = 20mm Conductivité thermique = 0,036 W/m.K
Vitrage	Simple vitrage Transmissivité = 0,83

La confrontation des résultats numériques obtenus avec les résultats issus de l'expérience [53], pour les variations du rendement instantané a permis de noter que les valeurs obtenues par notre modèle sont très proches les uns des autres.

Le rendement des capteurs solaires à vitrage unique est donné en fonction des grandeurs (intensité du rayonnement incident, la température ambiante, la vitesse du vent etc.), il est plus pratique d'exprimer le rendement des capteurs solaires sous la forme donnée par l'équation IV.47 :

$$\eta = F_R \left[(\tau\alpha)_{eff} - U_p \frac{(T_{fe} - T_a)}{I_g} \right],$$

Cette équation peut être représentée par la ligne d'interception $F_R(\tau\alpha)_{eff}$ et la pente $-F_R U_p$.

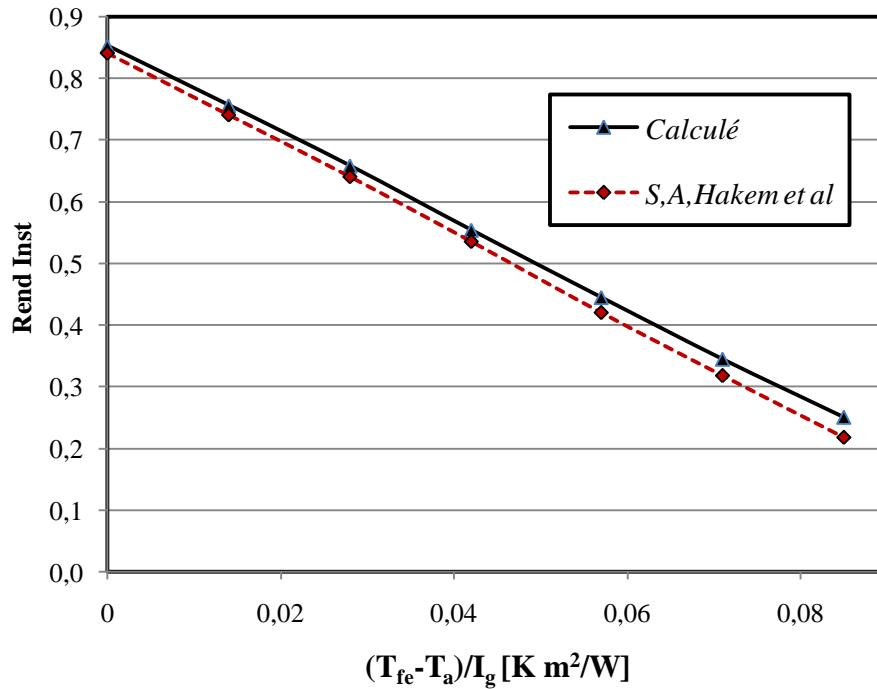


Figure VI.17 : Variation du rendement instantané en fonction du paramètre $(T_{fe}-T_a)/I_g$

$$\{I_g=900\text{W/m}^2, T_{fs}=90^\circ\text{C}, V_{vent}=3\text{m/s}\}$$

L'analyse de la fonction rendement en fonction des grandeurs, permet d'établir que le rendement est maximal pour $T_{fe}=T_a$, donc le rendement sera d'autant meilleur que la température du fluide caloporteur à l'entrée du capteur sera proche de la température de l'air ambiant T_a . C'est la raison pour laquelle, il faut augmenter l'intensité de l'échange thermique au niveau du générateur entre le fluide caloporteur venant du capteur et la solution riche (eau/TEG) ce qui aurait pour conséquence, la décroissance de la température à l'entrée du capteur.

Si les conditions climatiques sont :

- $15 \leq T_a \leq 30^\circ\text{C}$
- $600 \leq I_g \leq 900\text{W/m}^2$.



La satisfaction des besoins en air de séchage, dont la température est comprise entre 30 et 60°C, exige une marge de fonctionnement propre à $[(T_{fe}-T_a)/I_g]$ comprise entre 0,01 et 0,04 où le rendement du capteur frôle sa valeur optimale qui est de l'ordre de 75%.

VI.3.2.3 Variation diurne de l'intensité d'ensoleillement

Pour dégager un aperçu sur l'évolution diurne de l'énergie reçue par le globe terrestre, nous avons présenté une courbe typique de la variation de la densité du flux d'ensoleillement I_g pour une journée standard durant la saison d'été sur la figure VI.18 et ce pour une latitude de 45° [47]. On note une allure gaussienne dont le maximum est atteint approximativement égal à $I_g=1000\text{W/m}^2$ en été lorsqu'il est midi, alors qu'elle frôlerait sa valeur minimale à la tombée de la nuit (coucher du soleil).

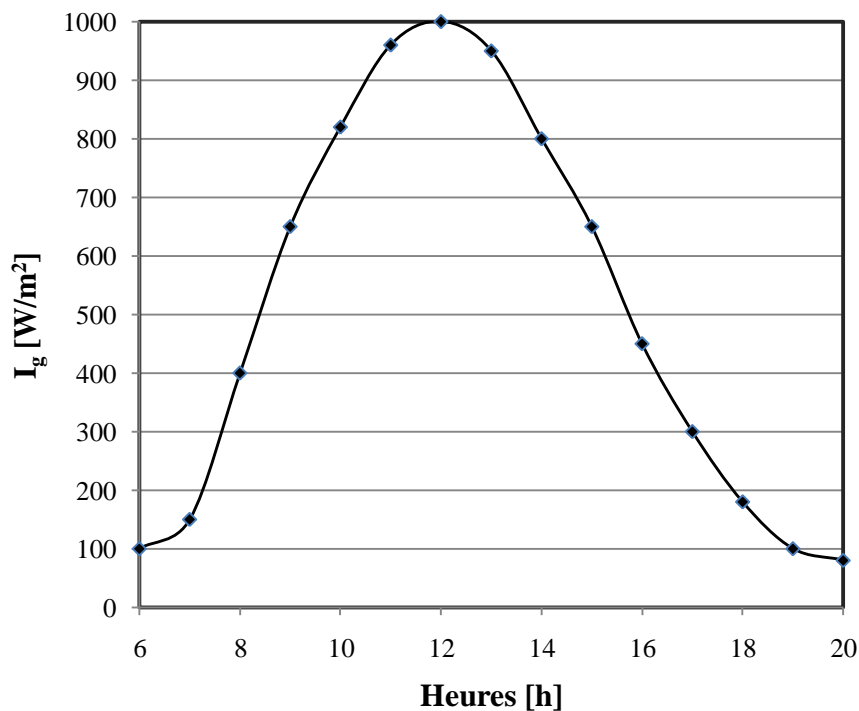


Figure VI.9 : Variation diurne de la densité de flux d'ensoleillement [47].

De toute évidence, l'effet nuage n'a pas été pris en considération. Par contre les mêmes valeurs dans les mêmes conditions précitées diminuent en hiver et ce pour les raisons suivantes: la déclinaison solaire, l'angle horaire et le coefficient de correction de distance terre-soleil.



VI.3.2.4 Température ambiante et température au générateur

Il y a lieu de noter que la surface du capteur solaire est un paramètre de grande importance sur le plan techno-économique. Pour analyser sa sensibilité aussi bien à la T_g qu'à T_{10} , nous avons présenté son évolution avec ces deux paramètres à travers la figure VI.19 à différentes valeurs de la température du générateur. Il se dégage que l'accroissement de la température ambiante (T_{10}) conduit à une diminution sensible de la surface du capteur de façon quasiment hyperbolique. Pratiquement, toutes les courbes suivent une allure asymptotique horizontale de sorte que l'écart de valeurs entre surfaces calculées n'excède guère les cinq mètres carrés pour des températures ambiantes supérieures à 30°C . En effet, toute augmentation de la température ambiante conduit à une réduction conséquente de la surface du capteur tout en contribuant à des pertes thermiques considérables.

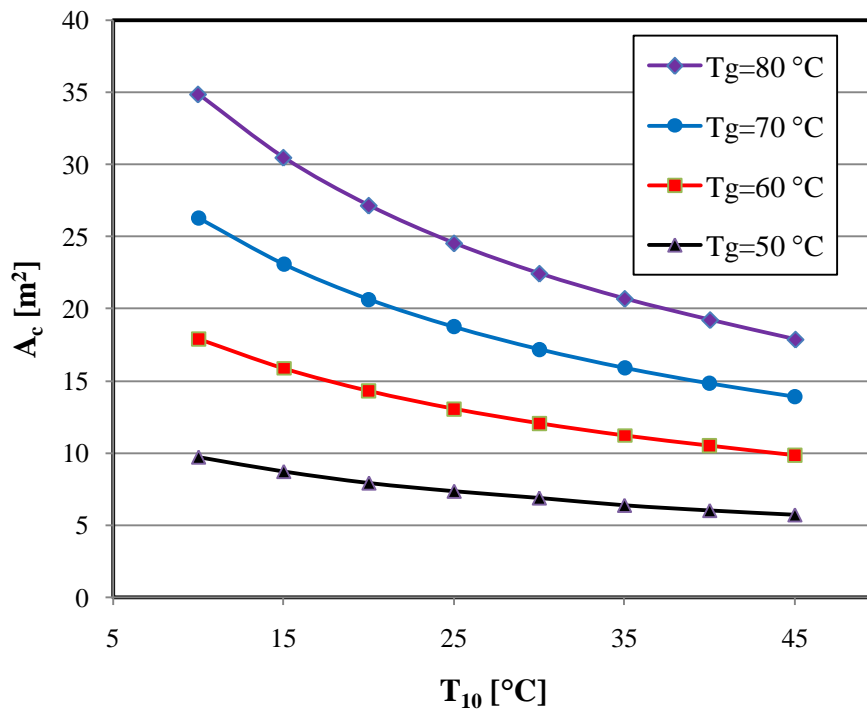


Figure VI.19 : Influence de la température ambiante et la température du générateur sur la surface du capteur.

$$\{T_c=50^\circ\text{C}, T_6=30^\circ\text{C}, T_{15}=20^\circ\text{C}, I_g=900\text{W}/\text{m}^2\}$$

Par ailleurs, l'accroissement de T_g est conséquence directe de la quantité d'énergie reçue via le capteur solaire, laquelle est transmise au générateur. Compte tenu de cette remarque, on voit que les résultats confirment ce constat tout en exhibant une allure croissante



de $A_c = f(T_g)$. Toutefois, la surface A_c est réduite de 5m^2 en moyenne pour toute diminution de T_g de l'ordre de 10°C si les conditions ambiantes sont telles que $T_{10} = T_a \geq 25^\circ\text{C}$.

VI.3.2.5 Température du générateur (T_g) et intensité d'ensoleillement

Les résultats de la simulation relatifs à l'influence de T_g et I_g sont présentés à travers la figure VI.20, il y a lieu de préciser que la surface de captage A_c , est dépendante de T_g suivant la relation :

$$A_c = \frac{Q_g}{F_R [(\tau\alpha)_{\text{eff}} \cdot I_g - U_p (T_{fe} - T_a)]}$$

Il ressort que l'accroissement de T_g entraîne un besoin conséquent en matière d'énergie absorbée. Si I_g est constant, cela se traduit par l'accroissement de A_c , ce qui confirme l'analyse fonctionnelle de la relation mathématique. En effet, cette quantité d'énergie est l'énergie utile au générateur :

$$Q_u = Q_g$$

Elle conditionne la séparation de soluté par son évaporation dans les conditions opératoires. Par ailleurs, si la température au niveau du générateur est fixée, on voit clairement qu'il est nécessaire de fournir une quantité d'énergie Q_g proportionnelle, et par conséquent une surface de captage directement conséquente.

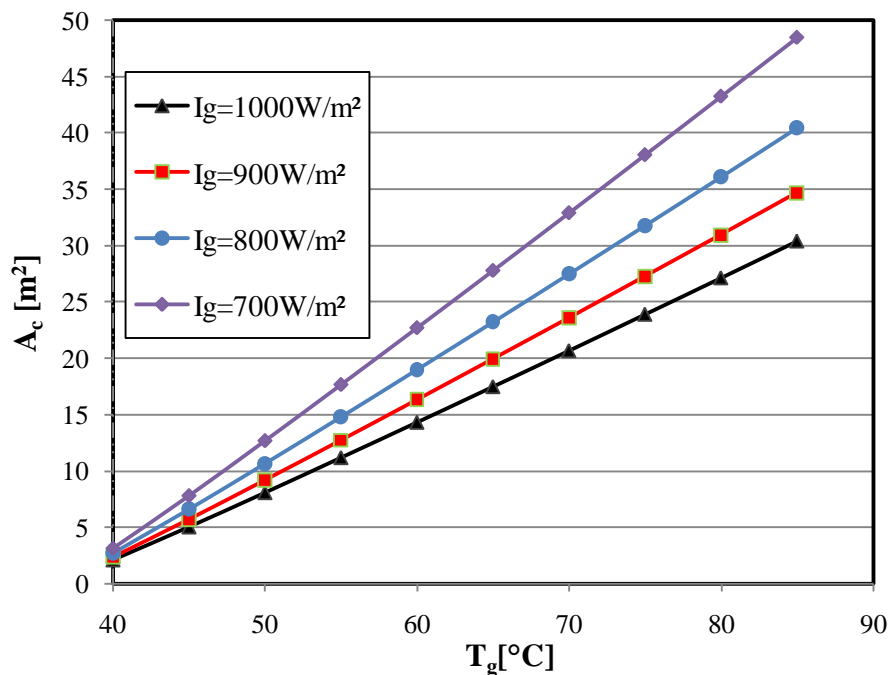


Figure VI.20 : Influence de température du générateur sur les dimensions du capteur solaire.



$$\{T_a=20^\circ\text{C}, T_{fe}=30^\circ\text{C}, T_{fs}=90^\circ\text{C}, T_6=30^\circ\text{C}, T_{15}=20^\circ\text{C}, m_s=0,3\text{Kg/s}, X_e=4,0\text{ Kg d'H}_2\text{O/Kg ms}$$
$$(\%ms), Y_{10}=0,005, Y_{15}=0,009\}$$

Pour des raisons ayant trait aux conditions climatiques de faible ensoleillement (nuages, etc.), on note que le fonctionnement de l'installation exige des capteurs à surface de captage considérable. Pour élucider cette influence, on s'est permis de présenter cette dépendance à travers la figure VI.21 où on note une régression qui s'accroît avec les valeurs importantes de I_g .

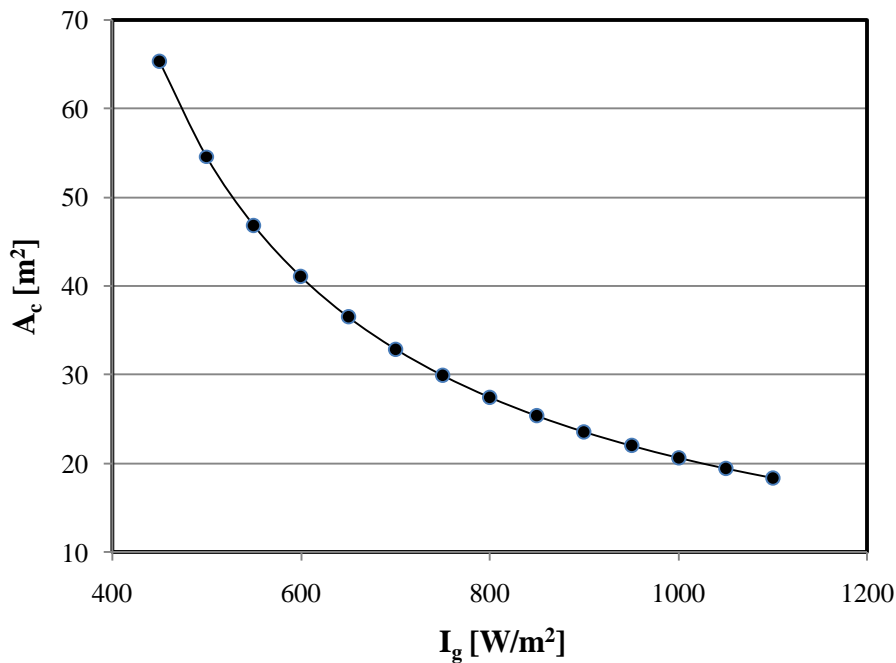


Figure VI.21 : Influence de la densité du flux solaire sur la surface du capteur solaire.

$$\{T_g=70^\circ\text{C}, T_{fe}=30^\circ\text{C}, T_{fs}=90^\circ\text{C}, T_c=50^\circ\text{C}, T_a=20^\circ\text{C}\}$$

Il se dégage qu'il est plus intéressant de faire fonctionner l'installation dans des conditions telles que la température $T_g \leq 60^\circ\text{C}$ et que si $I_g \leq 600\text{ W/m}^2$, il y a lieu d'envisager un système d'appoint en matière d'énergie électrique par la mise en œuvre d'installation appropriée.

VI.3.2.6 Teneur finale en eau du matériau à sécher

La variation de la surface de captage avec la teneur finale en eau du produit à sécher X_s , pour des conditions de fonctionnement déterminées, fait l'objet de la figure VI.22. Il se dégage que l'accroissement de la teneur finale en eau du produit à sécher conduit à une diminution sensible et de façon quasi hyperbolique de la surface du capteur.

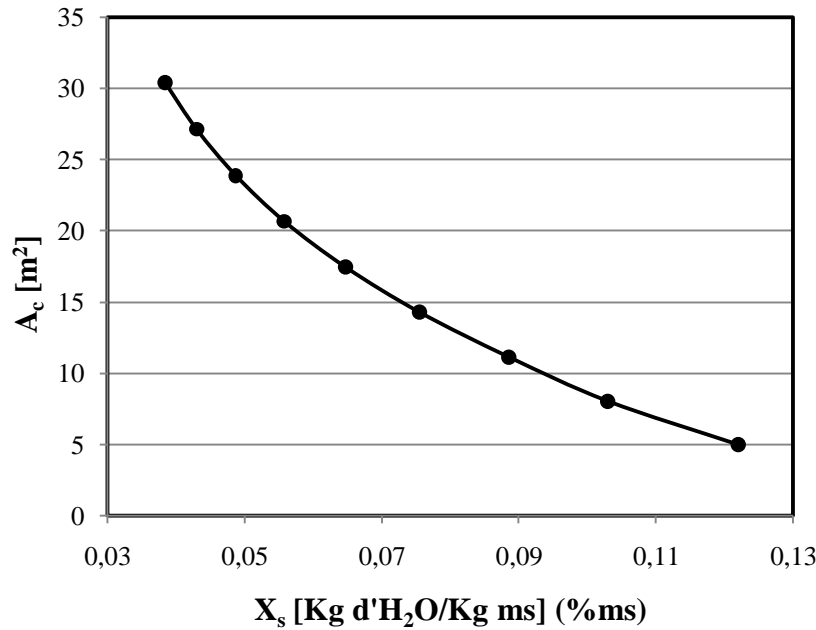


Figure VI.22 : Variation de la surface du captage en fonction de la teneur en eau finale de la menthe verte.

$$\{X_e=4,0 \text{ Kg d'H}_2\text{O/Kg ms (\%ms)}, Y_{10}=0,005, Y_{15}=0,09, T_{fe}=30^\circ\text{C}, T_{fs}=90^\circ\text{C}, T_{18}=30^\circ\text{C}, \\ I_g=900\text{W/m}^2, ms=0,3\text{Kg/s}\}$$

Il est tout à fait logique que la température de l'air asséchant à l'entrée du séchoir T_{12} influence la valeur de X_s . La décroissance de la surface de captage A_c avec X_s s'explique par la diminution de la quantité d'énergie échangée au générateur laquelle est proportionnelle à la surface de captage. Ainsi, toute diminution de Q_g se traduit par une faible capacité du séchoir à extraire l'eau de mouillage, c'est-à-dire la teneur finale en eau du matériau à sécher.

VI.3.2.7 Température du générateur et humidité de l'air sur la teneur en eau finale

La variation de la teneur finale en eau du produit avec la température du générateur, pour différentes valeurs de l'humidité de l'air asséchant à l'entrée du séchoir, fait l'objet de la figure VI.23. Les résultats de simulation nous permettent de montrer que toute augmentation de la température du générateur conduit à une diminution de la teneur finale en eau du produit à sécher. Ce résultat est prévisible sur la base de la relation entre la température de l'air de séchage T_{12} et T_g , car l'augmentation de T_g conduit inévitablement à l'augmentation du flux de chaleur Q_c et par conséquent l'augmentation de la température de l'air de séchage, favorisant ainsi l'évaporation de l'eau des feuilles de menthe.



Ainsi, toute élévation de l'humidité de l'air asséchant conduit à une croissance de la teneur finale en eau de la matière à sécher. Cette situation compromet les conditions du bon fonctionnement du séchoir.

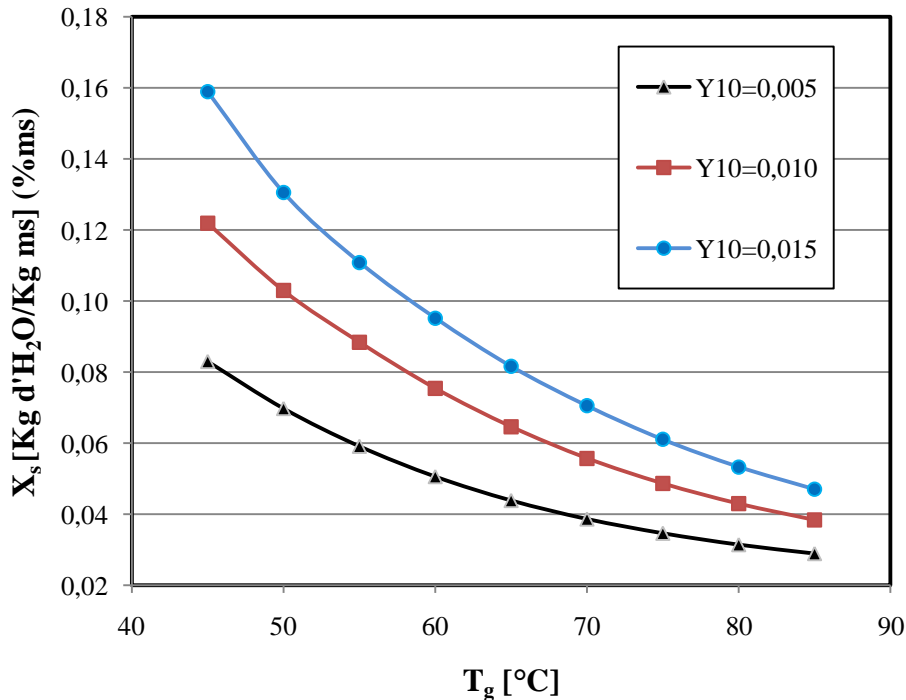


Figure VI.23 : Variation de la teneur finale en eau du produit en fonction de l'humidité de l'air et la température du générateur.

$$\{X_e=4,0 \text{ Kg d'H}_2\text{O/Kg ms (\%ms)}, ms=0,3\text{Kg/s}, T_{15}=20^\circ\text{C}, T_{18}=30^\circ\text{C}\}$$

Il est bien évident que plus l'air asséchant est sec, chaud et de débit élevé, plus le séchage de la totalité du produit sera efficace. Il est théoriquement plus commode d'opter pour un gaz chaud, totalement exempt de vapeur pour l'obtention des performances meilleures.

VI.3.2.8 Température au condenseur et au générateur sur les dimensions du condenseur et du générateur

A travers les résultats de la simulation présentés sur la figure VI.24, on voit que l'allure des deux courbes représentatives de la variation de la longueur de serpentin (condenseur et générateur) en fonction de la température, $L_{\text{serp}}=f(T_c)$, $L_{\text{serp}}=f(T_g)$, suivent une loi de forme décroissante.

En effet, conformément à la cinétique d'échange thermique et pour un besoin énergétique constant, toute augmentation de la température conduit à une diminution considérable de la longueur du serpentin. Cette allure quasi hyperbolique est tout à fait



confirmée analytiquement. Tout de même, on peut supposer dans une première approximation que pour des températures T_c où T_g supérieures à 70°C , la longueur du serpentin pour les deux échangeurs avoisine les $2,5 \text{ m}^2$.

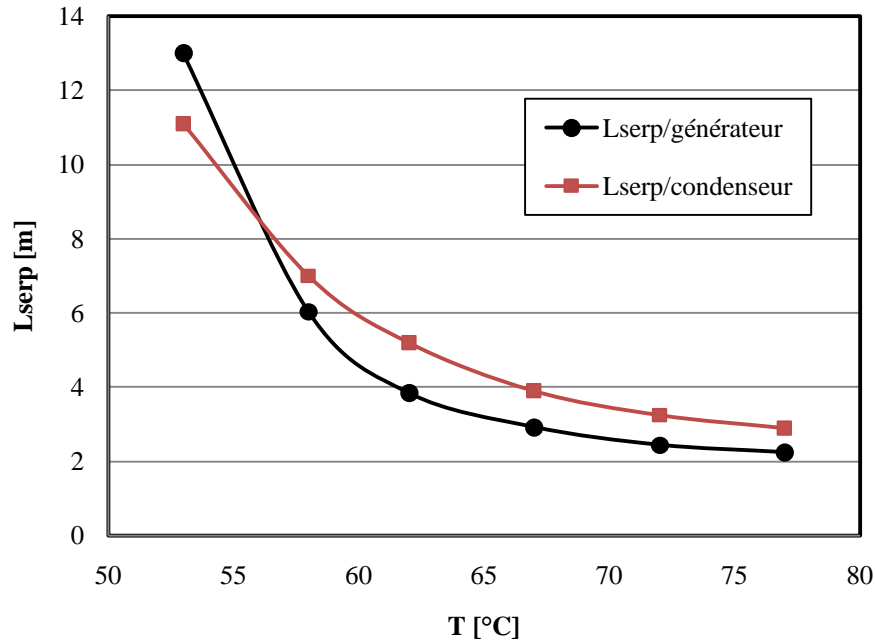


Figure VI.24 : Influence de la température sur les dimensions du condenseur et du générateur

Conclusion

A travers ces résultats de simulation, un résultat particulièrement important semble confirmer que le COP pourrait atteindre des valeurs intéressantes sur le plan énergétique soit de l'ordre de 1,6 à 1,7 avec des surfaces du capteur solaire qui avoisinent les 30m^2 .



Conclusion générale :

Parmi les procédés d'économie d'énergie les moins polluants et compte tenu de la souplesse de son fonctionnement, la pompe à chaleur à compression s'avère l'un des plus performants au égard aux valeurs de ses COP élevés. Toutefois, pour des raisons ayant rapport aux variations saisonnières des quantités de produits humides à traiter, cette dernière a montré ses limites sur le plan de sa flexibilité de fonctionnement. En effet, l'analyse du circuit de l'air humide dans le diagramme de Mollier, sur la base de l'étude de l'influence de pincements de températures de l'air humide entre les deux échangeurs de chaleur (condenseur-évaporateur), ont conduit à établir clairement les limites de fonctionnement de la pompe à chaleur lorsque l'air est saturé à des températures élevées. Pour pallier à cette anomalie et rentabiliser conséquemment l'installation, il a été proposé le couplage de la pompe à chaleur à absorption, avec certaines modifications dans l'agencement de ses éléments.

Si les besoins du générateur en énergie de séparation compromettent l'exploitation de l'installation, le couplage de telles machines thermiques à un capteur solaire est d'un intérêt certain aussi bien sur le plan énergétique que sur le plan écologique.

Afin d'appréhender l'intérêt énergétique de la pompe à chaleur à absorption, nous avons consacré le second chapitre à la présentation des différents éléments constitutifs de la machine. Pour ce faire, le concept du coefficient de performance a été introduit. Afin de se limiter à l'aspect pratique, nous avons présenté les couplages possibles d'une pompe à chaleur à absorption - séchoir.

En effet, pour s'assurer d'un fonctionnement en régime continu de la machine thermique, il a été indispensable de nous pencher sur l'étude thermodynamique de l'équilibre liquide vapeur des différents absorbants de l'eau. Cette partie occupe une partie non négligeable dans la recherche bibliographique sur les différents fluides hygroscopiques. Cette investigation a conduit à la sélection du couple eau-triéthylène glycol qui a exhibé un comportement très compétitif vis-à-vis des couples eau-LiBr et eau-LiCl. Il y a lieu de noter que l'acide sulfurique a été évité pour ses propriétés fortement corrosives.

Or, dans ce travail, nous avons étudié le séchage de la menthe verte, cette plante est utilisée comme une plante médicinale et aromatique. Ses feuilles sont utilisées en parfumerie, en infusion avec le thé et comme épice. En outre, son huile essentielle est



utilisée pour traiter plusieurs maladies. Afin de conserver cette plante saisonnière et la rendre disponible toute l'année, un procédé de conservation tel que le séchage par pompe à chaleur à absorption s'avère nécessaire.

A ce stade, nous avons poursuivi nos travaux en vue d'acquérir aussi bien les propriétés physico-chimiques que thermodynamiques lesquelles sont à la base de l'analyse de la performance énergétique de l'installation. Il est tout à fait clair que cette analyse est parachevée par la modélisation mathématique de son fonctionnement. En utilisant le concept de la boîte noire, il a été rédigé un modèle mathématique pour chaque élément par le recours aux bilans de matière et de chaleur. Suite à l'application du concept de degrés de liberté de l'installation et en tenant compte de certaines hypothèses simplificatrices que nous avons introduites pour alléger le modèle vue de sa non-linéarité, nous avons réduit le nombre de variables opératoires à 19.

La dernière partie est dédiée à l'identification des principales variables de conception, contrôlables extérieurement laquelle est couronnée par la présentation d'un organigramme et de son algorithme afin de pouvoir simuler le fonctionnement de la pompe à chaleur à absorption couplée au séchoir alimenté à l'énergie solaire.

Sur la base des paramètres opératoires retenus, l'étude de simulation est axée sur l'étude de l'influence des variables opératoires aussi bien sur la performance de la machine thermique que sur l'efficacité du capteur. Il ressort de cette analyse que le procédé de séchage par pompe à chaleur à absorption, fonctionnant à l'énergie solaire, est particulièrement rentable sur le plan énergétique compte tenu du fait qu'on a pu obtenir des COP de l'ordre de 1,60 ce qui se traduit par un gain d'énergie de l'ordre de 30 à 40%.

L'influence des différents paramètres sur le COP fait apparaître des paramètres sensibles tels que la température de la solution pauvre à l'entrée de l'absorbeur T_6 , la température T_{15} et l'humidité de l'air issu du séchoir Y_{15} , alors que des paramètres peu influents. Dans ce dernier groupe, on note la température du générateur et au condenseur.

Or, l'effet de la température du générateur est nettement visible sur la variation de la surface de captage. L'accroissement de T_g entraîne un accroissement de la surface de captage A_c et par conséquent, la diminution de la teneur finale en eau du produit à sécher X_s (teneurs en eau finale de la menthe inférieures à 0,08 (Kg d'eau/Kg ms) (%ms)) ce qui affecte les bonnes conditions de stockage ($T_{18} \approx 25^\circ\text{C}$).



Une température de la solution pauvre à l'entrée de l'absorbeur $T_6 < 30^\circ\text{C}$ avec une température du générateur $T_g < 60^\circ\text{C}$, ainsi, pour des teneurs en vapeur d'eau supérieures à 0,07 moles d'eau / moles d'air sec, constituent une plage de fonctionnement rentable pour l'installation.

Toutefois, pour des températures ambiantes $T_a \in [15 ; 35^\circ\text{C}]$ et des intensités d'ensoleillement $I_g \in [600 ; 900 \text{ W/m}^2]$, on a pu obtenir des valeurs de surface de captage de l'ordre de 12 à 30 m^2 qui laissent augurer un rendement du capteur solaire avoisinant 60%.

En guise de suggestions, nous croyons que le dimensionnement des appareils constituant l'installation, la localisation des irréversibilités au niveau des différents éléments de l'installation par l'introduction du concept de l'exergie et l'installation des systèmes appropriés de régulation permettent d'améliorer la valeur du COP.

Pour être plus complet, une optimisation du fonctionnement du procédé et son analyse techno-économique sont à aborder dans toute étude ultérieure tout en introduisant les facteurs liés à la pollution atmosphérique afin de confirmer le bon choix de ce mode de séchage. On pense que cette alternative de séchage est, sans nul doute, une piste qu'il faut explorer dans l'avenir pour la préservation de sources d'énergie fossile d'une part et par la même occasion contribuer à la protection de l'environnement.



Références bibliographiques

- [1] **M. Benhaddadi et G. Olivier**, "Dilemmes énergétiques", livre. Presses de l'université du Québec, 2008.
- [2] **L. J. Goh et al.**, "Review of heat pump systems for drying application", Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2011.
- [3] **F. Meunier**, "Domestiquer l'effet de serre, Energies et développement durable", Dunod, Paris, 2005.
- [4] Rapport de l'agence internationale de l'énergie (AIE), "World energy outlook", 2010.
- [5] **B. Richard et al.**, "Résumé à l'intention des décideurs", Rapport du Groupe de travail I du Groupe d'experts intergouvernemental sur l'évolution du climat (GIEC) ,4^{ème} rapport d'évaluation, 2007.
- [6] **R. Daghigh et al.**, "Review of solar assisted heat pump drying systems for agricultural and marine products", Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2010.
- [7] **L. Angélique.**, "Les métiers de l'énergie – Ingénieurs de l'énergie", Printemps des Sciences. Université de Liège, 2002.
- [8] **A. Benhamou et al.**, "Diffusivité hydrique et cinétique de séchage solaire en convection forcée des feuilles de marjolaine", Revue des Energies Renouvelables, Vol 11 N°1, 2008.
- [9] Techniques de l'ingénieur, Procédés chimiques, J 2 630, 2006.
- [10] **B. M. Nourhène**, "Modélisation unidirectionnelle de séchage solaire convectif de certaines plantes aromatiques et médicinales", 13èmes Journées Internationales de Thermique, Albi, France, 2007.
- [11] **M. Moutée**, "Modélisation du comportement mécanique du bois au cours du séchage", Thèse pour l'obtention du grade de Philosophiae Doctor (Ph.D.), Université Laval, Quebec, 2006.
- [12] Techniques de l'ingénieur, Procédés chimiques, J 2 482, 2006.
- [13] Techniques de l'ingénieur, Procédés chimiques, J 2 621, 2006.



- [14] **R. Zylla, S. P. Abbas, S. P. Tai, S. Devotta, F.A. Watson**, "The potential of heat pumps in drying and dehumidification systems : Theoretical considerations", *International Journal of Energy Research*, 1982.
- [15] **P. Kunz et al**, "Pompes à chaleur : Planification, optimisation, fonctionnement et entretien", Article, Office fédéral de l'énergie OFEN, 2008.
- [16] **S. Lefevre**, "Procédés électriques de séparation", DOPEE, 1985.
- [17] **M. Douani**, "Simulation d'une pompe à chaleur à compression assistée de capteurs solaires pour le dessalement de l'eau de mer", 2^{ème} Colloque International sur l'Eau et l'Environnement, 2007.
- [18] **K. J. Chua et al.**, " Advances in heat pump systems: A review", *Applied Energy*, 2010.
- [19] **R. Zehioua**, "Etude de l'influence de la fonction d'excès de Gibbs sur la performance d'un transformateur de chaleur à absorption", Thèse de docteur, Université Mentouri de Constantine, 2010.
- [20] **P. J. Papin, P. Jacquard**, "Installations frigorifiques", Tome 2, PYC Edition Livres, 7^{ième} Edition, 1996.
- [21] **M. Douani**, "Contribution à l'étude du couplage séchoir-pompe à chaleur à absorption fonctionnant avec le système eau-triéthylène glycol". Thèse de Doctorat., I.N.P.Toulouse, 1989.
- [22] **A. Lakroune**, "Nouveaux mélanges frigorigènes pour les pompes à chaleur", Thèse de Magister, Université de Constantine, 2008.
- [23] **B. Béranger**, "Les pompes à chaleur", Editions Eyrolles, **2009**.
- [24] **F. Benmeriem**, "Contribution à l'analyse de la faisabilité énergétique d'une installation de production de l'eau chaude sanitaire par voie solaire". Mémoire de Magister. UHBC, **2009**.
- [25] *Techniques de l'ingénieur, Génie Energétique*, B 9 730, 2006.
- [26] **A. Lakroune**, "Nouveaux mélanges frigorigènes pour les pompes à chaleur", Thèse de Magister, Université de Constantine, 2008.
- [27] **E. E. Vasilescu et al.**, "Analyse exergétique comparative des systèmes frigorifiques à adsorption à un ou deux étages à simple ou double effet", La 4^{ième} Edition de COFRET



Conférence de l'énergie – l'environnement – l'économie et la thermodynamique, France 2008.

[28] **R. J. Romeo et al.**, "Theoretical comparison of performance of an absorption heat pump system for cooling and heating operation with an aqueous ternary hydroxide and water/lithium bromide", Applied Thermal Engineering, 2001.

[29] **R. Saravanan et M. P. Maiya**, "Thermodynamic comparison of water-based working fluid combinations for a vapour absorption refrigeration system", Applied Thermal Engineering Vol 18, N°7, 1998.

[30] **S. Santoyo-Gutiérrez et al.**, "An experimental integrated absorption heat pump effluent purification system. Part II : operating on water/Carrol solutions", Applied Thermal Engineering, 2000.

[31] **R. Best, W. Rivera et A. Oskam**, "Thermodynamic design data for absorption heat pump systems operating on water-carrol. Part II : Heating", Heat Recovery Systems & CHP Vol 15 N°5, 1995.

[32] **T. Salem**, "Intégration des composants solaires thermiques actifs dans la structure bâtie", Thèse de Doctorat, Institut National des Sciences Appliquées de Lyon, 2007.

[33] **W. Wongsuwan et al.**, " A review of chemical heat pump technology and applications", Applied Thermal Engineering, 2001.

[34] **B. Le Lostec, N. Galanis, J. Baribeault, J. Millette**, "Wood chip drying with an absorption heat pump", Energy 33, 2008.

[35] **P. Srihirin et al.**, "A review of absorption refrigeration technologies", Renewable and Sustainable Energy Reviews, 5, 2001.

[36] **R. A. Marcriss, J. M. Gutraj, T. S. Zawacki**, "Absorption fluid data survey", Final report on worldwide data, Inst. Gas Tech, 1988.

[37] **A. Kohl et R. Nielsen**, "Gas Purification" ,5^{ième} Edition. Gulf Publishing Company, 1997.

[38] **E.W. Flick**, "Industrial Solvents Handbook", 5^{ième} Edition. Noyes Data Corporation, 1998.



- [39] **C. H. Twu et al.**, "Advanced equation of state method for modeling TEG-water for glycol gas dehydration", 2004.
- [40] **A.K. Mostafazadeh et al**, "Vapor-Liquid Equilibria of Water + Triethylene Glycol (TEG) and Water + TEG + Toluene at 85 kPa", *Journal of Chemical & Engineering Data*, Vol 54, N°3, 2009.
- [41] **F. Meunier**, "Aide mémoire thermodynamique de l'ingénieur, Energétique-Environnement", Dunod, Paris, 2004.
- [42] **B. Touati et al**, "Effet de la température sur les isothermes et la chaleur isostérique de sorption des feuilles de menthe (*Mentha viridis*) ", *Congrès Français de Thermique, SFT 2007*, Ile des Embiez, 2007.
- [43] **W.J. Coumans**, "Models for drying kinetics based on drying curves of slabs", *Chemical Engineering Process*, 2000.
- [44] **H. Amadou**, "Modélisation du séchage solaire sous serre des boues de stations d'épuration urbaines", Thèse de Doctorat, Université Louis Pasteur-Strasbourg I, 2007.
- [45] **B. Bakhtiari et al**, "A model for analysis and design of H₂O–LiBr absorption heat pumps", *Energy Conversion and Management*, 2010.
- [46] **J.A. Duffie et W.A. Beckman**, "Solar Engineering of Thermal Processes", 2^{ième} Edition, J. Wiley&Sons, Inc, Interscience, 1991.
- [47] **B. Bouchekima et al.**, " Etude théorique et application pratique du distillateur solaire à film capillaire " . *Int. J. Therm. Sci.*, 2000.
- [48] **J.A. Duffie et W.A. Beckman**, "Solar Engineering of Thermal Processes", Wiley-Interscience, New York, 1980.
- [49] **V.K. Agarwal et D.C. Larsen**, "Calculation of the Top Loss Coefficient of a Flat Plate Collector", *Solar Energy*, 27, 1981.
- [50] **A. Malhotra, H.P. Garg, A. Palit**, "Heat Loss Calculation of Flat Plate Solar Collector", *J. Thermal Engineering*, Vol 2, N°2, 1981.
- [51] **J.M. Micheal et al**, "Introduction to thermal systems Engineering. Thermodynamics, Fluid Mechanics and Heat transfer", Livre, 2003.



[52] **F.P. Incropera, D.P. Dewitt**, "Fundamentals of Heat and Mass Transfer", J. Wiley et Sons, 4^{ème} Edition, 2002.

[53] **S.A. Hakem et al**, "Performances journalières d'un chauffe eau solaire ", Revue des Energies Renouvelables, CICME 08 Sousse, 2008.

[54] **H.R. Perry et al**, "Perry's chemical Engineer's Handbook", J.Wiley, 7^{ème} Edition, 1997.

[Web01] faculty.ksu.edu.sa/kmelsmida/My%20Master/CHAP1.pdf