

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

Université Hassiba Benbouali de Chlef

Faculté de technologie

Département de Génie des Procédés



THÈSE

Présentée pour l'obtention du diplôme de

DOCTORAT

Filière : Génie des Procédés

Spécialité : Génie des Procédés

Par

MAOUCHE Wahiba

Thème :

Contribution à l'analyse énergétique d'un système étagé de conditionnement d'air des espaces confinés avec capteur solaire intégré

Soutenue le 02/06 /2024 devant le jury composé de :

LAIDANI Ykhlef	Professeur	Université HBC	Président
DOUANI Mustapha	Professeur	Université HBC	Directeur de thèse
ANNOUN Mohamed	Professeur	Université YFUM	Examineur
KERMEZLI Tayeb	MCA	Université YFUM	Examineur
HATTI Mustapha	Directeur de recherche	UDES/CDER	Examineur
LABBACI Abdallah	Professeur	Université HBC	Co-directeur

2023/2024 (w.maouche@univ-chlef.dz)

الملخص :

لقد فرضت عملية التعبئة والتغليف وتكييف الهواء نفسها في صناعة المواد الغذائية و تكييف الأماكن الضيقة (مكان العمل والأشخاص المصابين بأمراض مزمنة) حيث يؤدي تشغيل دورات التبريد بضغط البخار إلى انبعاث غازات ضارة جدًا بالبيئة .وباعتبارها علاجًا للتدهور البيئي نتيجة لهذه النفايات الغازية،إن الآلات الحرارية توفر إجابات واضحة نظرًا لمرونة تشغيلها .وبالتالي، تركز هذه الدراسة على تحليل PACA في وضع التبريد باستخدام زوج العمل (الماء + LiBr) و ذلك وفق استخدام نظام ذي طابقين مع الرسكلة الداخلية لتدفق الحرارة المنبعث من مكثف الطابق الثاني. إن المجمع الشمسي المدمج بالآلة الحرارية و المخصص لتقديم الطاقة اللازمة لتجديد المحلول ضعيف التركيز يساهم في الحفاظ على البيئة . تم استخدام مفهوم معامل الأداء (COP) كمعيار لإثبات أن درجات الحرارة ومعدلات التدفق الداخلة إلى الممتص ونسبة الانقسام وقدرة المضخة لها تأثير إيجابي بعد نتائج المحاكاة. ومن جهة أخرى استخلصنا أن متغيرات التشغيل التي تخرج من الممتص (معدل التدفق ودرجة الحرارة وجزء الكتلة من المحلول الغني) تؤثر سلبيًا على COP. تدعم القيم العالية لـ COP استخدام الآلة الحرارية في نطاق واسع من مجالات التبريد و التكييف .كما ركزت الدراسة على حساب أبعاد المجمع الشمسي بدلالة الطاقة المستهلكة في المولد و شدة الإشعاع الشمسي اللحظي ودرجة حرارة السائل لتكثيف نقل المادة مع الأخذ بعين الاعتبار تأثيرها على جودة أداء النظام ذي الطابقين اقترحنا استخدام جهاز امتصاص مزود بأداة رش .وفي هذا المعنى، أنشأنا علاقات رياضية ، في شكل دالة أسية، بين معامل نقل المواد الإجمالي ، وتدفق السائل من ناحية وقطر قطرة السائل من خلال النتائج التجريبية المتحصل عليها.

الكلمات المفتاحية: المضخة الحرارية الامتصاصية ذات طابقين ، الزوج ماء+LiBr ، جهاز امتصاص مزود بأداة رش ، النمذجة و المحاكاة ، معامل الجودة.

Résumé :

L'opération de conditionnement et de climatisation s'est imposée aussi bien dans les industries agroalimentaires que dans le conditionnement des espaces confinés (milieu de travail, malades chroniques). Le fonctionnement des cycles de réfrigération à compression de vapeur conduit à des rejets gazeux sont très néfastes pour l'environnement. Comme panacée à la dégradation de l'environnement par suite de ces effluents, les machines thermiques apportent des éléments de réponse clairs compte tenu de leur flexibilité de fonctionnement. Ainsi, cette étude est axée sur l'analyse d'une PACA en mode de réfrigération utilisant le couple de travail eau-LiBr. Un système bi-étagé est retenu avec un recyclage interne du flux de chaleur dégagé au niveau du condenseur du deuxième étage. Un capteur solaire intégré, destiné à la régénération de la solution pauvre, contribue à la préservation de l'environnement. On a recouru au concept du coefficient de performance (COP) comme critère pour établir que les températures et les débits entrant dans l'absorbeur, le taux de division et la puissance de la pompe ont un impact positif suite aux résultats de simulation. Cependant, il a été affirmé que les variables opératoires sortant de l'absorbeur (le débit, la température et la fraction massique de la solution riche) influent négativement sur le COP. Des valeurs élevées du COP confortent son utilisation dans un large spectre de réfrigération. Egalement, l'étude a porté sur le dimensionnement du capteur solaire en fonction de la puissance consommée au générateur, de l'intensité instantanée de rayonnement et de la température de fluide caloporteur T_{21} . Un absorbeur pulvérisé est proposé pour intensifier le transfert de matière compte tenu de son impact sur la performance du système bi-étagé. Dans ce sens, on a établi des corrélations, de forme exponentielle, entre le coefficient global de transfert de matière, et le débit liquide d'une part et la taille de gouttelettes d'autre part.

Mots clés: Pompe à chaleur à absorption bi-étagée, eau-LiBr, absorbeur, pulvérisation, modélisation et simulation, coefficient de performance.

Abstract:

The air conditioning operation has established itself both in the food industry and in the conditioning of confined spaces (workplace, chronically sick people). The operating of vapor compression refrigeration cycles leads to gaseous effluents which are very harmful to the environment. Like a panacea for contribution to environmental degradation as a result of these effluents, thermal machines provide clear answers given their operating flexibility. Thus, this study focuses on the analysis of an absorption heat pump (AHP) in cooling mode using the water-LiBr as a working couple. A two-stage AHP is used with internal recycling of the heat flow released at the second stage condenser. A solar collector, intended for the regeneration of the poor solution, is integrated in order to contribute to the preservation of the environment. The concept of coefficient of performance (COP) was used as a criterion to establish that the temperatures and flow rates entering the absorber, the split ratio and the pump power have a positive impact following the simulation results. However, it has been claimed that the operating variables leaving the absorber (flow rate, temperature and mass fraction of the rich solution) negatively influence the COP. The high values COP support its use in a wide spectrum of refrigeration. Also, the study focused on the sizing of the solar collector versus the power consumed at the generator, the instantaneous radiation intensity, and the temperature T_{21} . A sprayed absorber is proposed to intensify the mass transfer in relation with its impact on the performance of the two-stage AHP. In this sense, we established correlations, in exponential form, between the overall material transfer coefficient, and the liquid flow on the one hand and the droplet size on other hand.

Keywords: Absorption heat pump, two-stage, water-LiBr, pulverized absorber, modeling and simulation , coefficient of performance.

Remerciements

*Qu'il me soit permis, tout d'abord, d'exprimer ma profonde reconnaissance et mes vifs remerciements à Monsieur **DOUANI Mustapha**, Professeur à l'université de Hassiba Ben Bouali de Chlef, pour m'avoir accueilli dans son équipe de recherche et avoir dirigé avec beaucoup d'intérêt ce travail. J'ai bénéficié de ses précieux conseils; les discussions que nous avons eues m'ont beaucoup appris dans ce domaine et m'ont permis d'aller plus loin.*

*Je remercie vivement Monsieur **LABBACI Abdallah** professeur à l'université de Hassiba Ben Bouali de Chlef, mon co-rapporteur, pour le temps qu'il a consacré à l'évaluation de ce travail.*

*Ce travail a été effectué au sein de laboratoire de l'université technique d'Eskisehir (Turquie), dirigé par Monsieur le docteur **DERAKHSHANDEH Massoud** et M^{me} professeur **Ümran Tezcan Ün** je lui exprime ma gratitude pour m'avoir accueilli dans son laboratoire.*

*Je remercie infiniment monsieur **LAIDANI Ykhlef** professeur à l'université de Hassiba Ben Bouali de Chlef, qui me fait l'honneur de présider le jury de cette thèse.*

*Je remercie également Monsieur **ANNOUN Mohamed**, Professeur de l'Université de Yahya FARES DE Médéa pour avoir accepté de rapporter ce travail. Mes remerciements les plus distingués envers monsieur **KERMEZLI Tayeb**, maître de conférence A de l'Université de Yahya FARES DE Médéa, pour avoir également rapporté ce travail sans oublier Monsieur **HATTI Mustapha** directeur de recherche de UDES et CDER.*

Enfin, je ne saurais oublier de remercier ma famille pour m'avoir supporté pendant les années d'études; que mes amis et mes collègues trouvent ici l'expression de mes sincères remerciements.

Liste des figures

Chapitre 1 L'état de l'art	
Figure I.1 : Diagramme psychrométrique et définition des zones.....	10
Figure I. 2 : Déplacement de la zone de confort sur le diagramme psychrométrique.....	10
Figure I.3 : Pompes à chaleur à compression à cycle réversible.....	12
Figure I.4 : Schéma de principe d'une pompe à chaleur à absorption	15
Figure I.5 : Schéma de principe d'une machine frigorifique à adsorption.....	17
Chapitre II Les PACA dans l'industrie	
Figure II.1 : Système conventionnel d'absorption simple effet	22
Figure II.2 : Schéma d'une P.A.C.A bi-étages.....	25
Figure II.3 : Couplage PAC électrique avec capteur photovoltaïque.....	26
Chapitre III Principe de fonctionnement d'une PACA couplée avec capteur solaire intégré	
Figure III.1 : Différentes technologies de refroidissement solaire et ses applications.....	32
Figure III.2 : Diagramme schématique de la PACA avec capteur solaire.....	33
Figure III.3 : Diagramme d'Oldham pour le couple H ₂ O / LiBr.....	39
Figure III.4 : Schéma de Merkel Enthalpie/température/ concentration en eau pour le cycle frigorifique de LiBr/H ₂ O.....	40
Figure III.5 : Tension de vapeur saturante du mélange CaCl ₂ (x)-LiBr(35.0g)/H ₂ O(65.0g).....	41
Figure III.6 : Tension de vapeur saturante pour le couple NH ₃ /H ₂ O.....	42
Figure III.7 : Tension de vapeur saturante du couple Eau /LiBr.....	42
Chapitre IV Acquisition des propriétés thermo-physiques du fluide de travail	
Figure IV.1 : Données de la masse volumique de solutions aqueuses de LiBr.....	50
Figure IV.2 : Diagramme d'Oldham pour le couple H ₂ O / LiBr.....	51
Figure IV.3 : Principe de fonctionnement d'une pompe à chaleur utilisant le mélange eau-LiBr comme fluide de travail.....	55
Figure IV.4 : Présentation de l'évolution des états du couple H ₂ O / LiBr dans le diagramme d'Oldham.....	56
Figure IV.5 : Schéma de Merkel Enthalpie/température/ concentration en eau pour le cycle frigorifique de LiBr/H ₂ O.....	57
Chapitre V Modélisation et simulation du fonctionnement de PACA bi-étagé	
Figure V.1, a : Schéma technologique d'une PACA bi-étagée du type I couplée à un capteur solaire.....	59
Figure V.1, b : Schéma technologique d'une PACA bi-étagée du type II couplée à un capteur	

Liste des figures

solaire.....	60
Figure V.1, c : Schéma technologique d'une PACA bi-étagée, du type III, couplée à un capteur solaire.....	61
Figure V.2 : Schéma de l'absorbeur d'un capteur cylindro parabolique.....	66
Figure V.3 : Variation de la surface d'échange du capteur avec la température du fluide caloporteur sortant et de l'intensité d'ensoleillement.....	68
Figure V.4 : Schéma simplifié de l'absorbeur.....	69
Figure V.5 : Organigramme du programme de calcul de COP.....	73
Figure V.6 : Comparaison de performances des PACA mono étagée et bi-étagée en mode de refroidissement.....	75
Figure V.7 : Variations du COP en fonction de la fraction massique en LiBr pour différentes valeurs de T_6	78
Figure V.8 : Influence du débit massique de la solution riche \dot{m}_1 et de sa température T_1 sur le COP de l'unité.	79
Figure V.9 : Influence du débit de la solution, \dot{m}_{14} et du taux de division du courant 3, α sur le COP de l'unité	80
Figure V.10 : Influence du rendement de l'échangeur de chaleur η_I et de la puissance de la pompe, \dot{W}_{pI} sur le COP de l'unité.	81
Figure V.11 : Influence du débit de vapeur issue de l'évaporateur, \dot{m}_{10} et de la température T_{10} sur le COP de l'unité	82
Figure V.12 : Variation de la puissance du générateur II avec la température du fluide caloporteur.....	85
Chapitre VI Étude expérimentale d'un absorbeur à pulvérisation	
Figure VI. 1 : Modélisation de transfert de matière dans la colonne pulvérisée.....	94
Figure VI.2 : Schéma de l'appareillage de la colonne d'expérimentation.....	95
Figure VI.3 : Diagramme schématique de la disposition générale de l'installation Expérimentale.....	96
Figure IV.4 : Diagramme schématique de la section supérieure de la colonne.....	97
Figure VI.5 : Technique photographique de mesure de la taille de la goutte.....	99
Figure VI.6 : Profil de diamètre des gouttes en fonction du débit liquide.....	99
Figure VI.7 : Profil axial du diamètre des gouttes dans la colonne pour un rapport $\beta = 5.73$	100
Figure VI.8 : Effet de débit de la solution de LiBr sur la conductance de transfert de matière. $P_{tot} = 1 \text{ atm}$, $\dot{G} = 0,012 \text{ moles/s}$	101

Liste des figures

Figure VI.9 : Effet de débit de la phase vapeur sur la conductance de transfert de matière de la colonne. $P_{\text{tot}}=1 \text{ atm}$, $\dot{L}=0,073 \text{ moles/s}$	102
---	-----

Liste des tableaux

Chapitre II Les PACA dans l'industrie

Tableau II.1 : Données de trois options de refroidissement solaire.....26

Chapitre III. Principe de fonctionnement d'une PACA couplée avec capteur solaire intégré

Tableau III.1 : Coefficients paramètres de régression pour l'équation d'Antoine généralisée pour le mélange $\text{CaCl}_2(x)\text{-LiBr (35,0g)/H}_2\text{O(65,0g)}$37

Tableau III.2 : Coefficients de la régression pour l'équation d'Antoine généralisée pour le mélange $\text{H}_2\text{O-NH}_3$38

Tableau III.3 : Coefficients de la régression pour l'équation d'Antoine généralisée.....39 pour le mélange $\text{LiBr-H}_2\text{O}$38

Chapitre IV Acquisition des propriétés thermo-physiques du fluide de travail

Tableau IV.1 : Valeurs des constantes a_{ij} et b_{ij} de l'équation de Kim et al.....47

Tableau VI.2 : Variation de la température de cristallisation de la solution aqueuse de LiBr avec la fraction massique.....49

Tableau IV.3: Valeurs des coefficients $G_{i,k}$ pour le calcul de $\rho(X, T)_{\text{mél}}$ 50

Tableau IV.4 : Coefficients A_i et B_i de l'équation IV.20.....53

Tableau IV.5 : Coefficients A_i , B_i et C_i des régressions polynomiales pour le calcul de $H(T, X)$53

Chapitre V Modélisation et simulation du fonctionnement de PACA bi-étagé

Tableau V.1 : Tableau récapitulatif des bilans pour les éléments de l'installation.....63

Tableau V.2 : Résultats de simulation liés au fonctionnement du cycle bi-étagée avec eau-LiBr comme fluide de travail.....75

Tableau V.3 : La tendance générale de COP en fonction des paramètres opératoires.....83

Chapitre VI Étude expérimentale d'un absorbeur à pulvérisation

Tableau VI.1 : Corrélations se rapportant aux systèmes exploités en procédés d'absorption...89

Liste des symboles

Abréviations	Désignation
ABSC	Pompe à chaleur à absorption (système absorption cooling)
COP_{syst}	Le coefficient de performance du système (refroidissement + capteur solaire)
CFCs	Les chlorofluorocarbures
CMV	cycle à compression de vapeur
CO₂	Dioxyde de carbone
COP	Le coefficient de performance
COP	coefficient of performance
COP_c	Le coefficient de performance de Carnot
CVCA	systèmes chauffage, ventilation et conditionnement d'air
ELV	l'équilibre liquide-vapeur
GES	effet de serre
GWP	Le potentiel de réchauffement global
HC	les hydrocarbures
HCFCs	Les hydro chlorofluorocarbures
LiBr	Bromure de lithium
LiCl	Chlorure de lithium
MTP	Market Transformation Programme
NH₃	l'ammoniac
PAC	pompe à chaleur
PACA	Pompes à chaleur à absorption
PV	photovoltaïque
QAI	qualité de l'air intérieur

Symboles	Désignations	Unités
η_{sol}	L'efficacité du capteur solaire	/
\dot{Q}_{Ab}	La puissance thermique de l'absorbeur	W
\dot{Q}_C	La puissance thermique de condenseur	W
\dot{Q}_{Ev}	La puissance thermique de l'évaporateur	W
\dot{Q}_G	La puissance thermique de générateur	W

Liste des symboles

\dot{Q}_{i-env}	La puissance thermique échangée avec l'environnement	W
\dot{Q}_{util}	La puissance utile échangée entre le fluide caloporteur et la paroi intérieure de tube absorbeur	W
$\dot{W}_P, \dot{W}_{PI}, \dot{W}_{PII}, \dot{W}_I$	Le travail des pompes	W
\dot{n}_G	Le nombre de gouttelettes	/
A_i, B_i, C_i, K_i	Coefficients constantes	/
C_p^{liq}	la chaleur spécifique de l'eau	kJ/ kg °C
D_1, D_2, D_3, D_4	Les diamètres intérieurs et extérieurs de l'absorbeur du capteur solaire	m
$H_{liq}(T)$	Enthalpie d'eau liquide	kJ/ kg
$H_{vap}(T)$	Enthalpie d'eau vapeur	kJ/ kg
$H_{vap}^{surch}(T)$	L'enthalpie de la vapeur d'eau surchauffée	kJ/ kg
L_E^{TE}	la chaleur latente de vaporisation de l'eau	kJ/kg d'eau
L_{vap}^{Tref}	L'enthalpie de vaporisation de l'eau à T=0°C	kJ/kg d'eau
P_{ynt}	Le facteur de Poynting	/
y_{SF}	Fraction molaire de soluté entre le gaz et le film liquide	/
$\rho(X, T)_{mél}$	Masse volumique de mélange	Kg/m ³
φ_i^{sat}	Le coefficient de fugacité au saturation	/
D_t	Le diamètre de la tour	m
F_T	la force de trainer	
\dot{G}	Débit de gaz.	l/ min, kmol/s
$G_{i,k}$	Constante	/
H_i	L'enthalpie du courant i	J/g
$\dot{I}(t)$	L'intensité instantanée de rayonnement solaire	W/m ²
K_G	Le coefficient global de transfert de matière côté gaz	mol.sec ⁻¹ .m ⁻³ atm ⁻¹
K_L	Le coefficient global de transfert de matière côté liquide	mol.sec ⁻¹ .m ⁻³ atm ⁻¹
\dot{L}	Débit de liquide.	l/ min, kmol/s

Liste des symboles

L_{vap}^T	Chaleur latente de vaporisation	kJ/ kg
M_{H_2O}	La masse molaire d'eau	g/mole
\dot{N}	La densité de flux à l'interface gaz-liquide	$mol.sec^{-1}.m^{-2}$
P_i^{sat}	Pression de saturation	atm
T_{amb}	La température ambiante	°C
Z_F	La hauteur de la zone de paroi mouillée	m
Z_G	La hauteur de la zone de pulvérisation	m
Z	La hauteur de la colonne	m
L	La longueur de l'absorbeur du capteur solaire	m
a_F	l'aire spécifique d'échange de matière, côté film	m ²
a_d	L'aire spécifique d'échange de matière	m ²
a_i, b_i	coefficients de la régression	/
a_{ij}, b_{ij}	Coefficient de l'équation de Kim et als	/
d_G	diamètre moyen des gouttelettes,	m
f_i^0	La fugacité de référence de la phase liquide	atm
f_i^L	La fugacité de l'espèce i en phase liquide	atm
f_i^V	La fugacité de l'espèce i en phase vapeur	atm
$G_{0,k}, G_{1,k}, G_{2,k}$	Coefficients de régression de l'équation IV.15	/
\dot{m}	Le débit massique de réfrigérant	kg /s
\dot{m}_i	Le débit massique des courants i	kJ/ s
v	Le volume de l'absorbeur du capteur solaire	m ³
w_l	molalité	mol/kg de solvant
x_{SF}	Fraction molaire de soluté entre le gaz et les gouttelettes	/
δ_F	L'épaisseur du film liquide	m ²
η_I, η_{II}	L'efficacité des échangeurs thermique	%
μ_L	Tension de surface	N/m
φ_i	coefficient ue	mol/L
a_d	l'aire spécifique d'échange de matière, côté gaz	m ²
C	concentration molaire	mol/l
C	concentration of solution	mole/m ³
C_p	Chaleur spécifique	kJ/ kg.K

Liste des symboles

FR	le taux de circulation	/
H(T, X)	Enthalpie de mélange eau/LiBr	kJ/ kg
He	La constante de la loi de Henry	atm. m ³ . mol ⁻¹
k_G	Le coefficient individuel de transfert de matière côté gaz	m ² .s ⁻¹
K_i	Coefficients de transfert de masse à l'interface	kg.m ⁻² .s ⁻¹
k_L	Le coefficient individuel de transfert de matière côté liquide	m ² .s ⁻¹
LiBr	Bromure de lithium	
m	la pente locale de la courbe d'équilibre	/
m	La pente de la courbe d'équilibre	/
m	La masse	Kg
N_D	Le degré de liberté	/
N_V	Le nombre des variables inconnues	/
N_E	Le nombre d'équations du modèle	/
C	le nombre de constituants	/
N_R	le nombre des relations restrictives	/
N_H	le nombre d'hypothèses simplificatrices	/
N_L	le nombre de liaisons redondantes	/
P_b	Basse pression	Pa
P_h	Haute pression	Pa
P_{tot}	Pression total	atm, Pa
P_{tot}	Pression totale	atm
q_{ab}(t)	La quantité d'énergie solaire absorbée	W
q_{int}(z, t)	La quantité d'énergie échangée entre l'absorbeur et l'enveloppe extérieure	W
q_{ext}(z, t)	La quantité d'énergie échangée avec le milieu extérieure	W
q_{int}^{conv}(z, t)	La quantité d'énergie échangée entre l'absorbeur et l'enveloppe extérieure par convection	W
q_{int}^{ray}(z, t)	La quantité d'énergie échangée entre l'absorbeur et l'enveloppe extérieure par rayonnement	W
ρ₁	La masse volumique de fluide caloporteur	Kg/m ³

Liste des symboles

c_{p1}	La chaleur spécifique de fluide caloporteur	J/kg K
ρ_2	La masse volumique du vide	Kg/m ³
c_{p2}	La chaleur spécifique du vide	J/kg K
A_{cap}	la section droite de l'absorbeur du capteur solaire	m ²
A_2	la section droite extérieure de l'absorbeur du capteur solaire	m ²
ρ_3	La masse volumique du verre	Kg/m ³
c_{p3}	La chaleur spécifique du verre	J/kg K
A_3	la section droite du tube en verre de capteur solaire	m ²
Re	nombre de Reynold	/
Sc	nombre de Schmidt	/
Sh	nombre de Sherwood	/
T	température	°C
t	Le temps	s
T_a	La température de l'absorbeur	°C
T_c	La température de condenseur	°C
T_e	La température de l'évaporateur	°C
T_g	La température de générateur	°C
T_r	La température réduite	/
$T_{\text{cristLiBr}}$	La température de cristallisation de LiBr	°C
T_{amb}	La température ambiante	°C
v	Le volume molaire du mélange	L/mol
V_1, V_2, V_3	Les Vanes	/
V_a	Volume spécifique de la solution riche	m ³ /kg
X	Fraction massique en LiBr	%
x	Fraction molaire en LiBr	/
X	Fraction molaire de la solution dans la phase liquide	/
X_c	La fraction massique de la solution pauvre	/
X_d	La fraction massique de la solution riche	/
Y	Fraction molaire de la solution dans la phase gazeuse	/

Liste des symboles

Y*	Fraction molaire de soluté en phase gazeuse en / équilibre avec x
y*	Fraction molaire de soluté en phase gazeuse en équilibre avec x
Z	La hauteur totale de la tour de pulvérisation m
Γ	Coefficient d'activité /
A	facteur d'absorption
D	diffusivité de l'eau dans la solution aqueuse de $\text{m}^2.\text{s}^{-1}$ LiBr
ν	Le nombre de dissociation de la molécule de / LiBr (=2)

Exposants

1	eau
2	LiBr
sat	saturation

Indices

I	premier étage
II	deuxième étage
e	entrée
s	sortie

Sommaire

Résumé	I
Remerciement	IV
Liste des figures.....	V
Liste des tableaux.....	VIII
Nomenclatures	IX
Sommaires	XV
Introduction générale.....	1

Chapitre I: L'état de l'art

I.1. Introduction.....	5
I.2. Besoins de conditionnement des produits.....	5
I.3. Nécessité de climatisation des salles de malades	7
I.4. Procédés pour assurer la qualité de l'air.....	7
1.4.1. Contrôle de la température.....	7
1.4.2. Contrôle de l'humidité.....	8
1.4.2.1. Humidification.....	8
1.4.2.2. Déshumidification.....	8
1.4.3. Contrôle de mouvement d'air.....	9
I.5. Définition du confort et délimitation de ses zones.....	9
I.6. Techniques des installations utilisées.....	11
I.6.1 Pompes à chaleur à compression de vapeur.....	11
1.6.2. Pompes à chaleur à absorption P.A.C.A.....	13
I.6.3. Pompes à chaleur à adsorption.....	16
I.7. Analyse de l'impact écologique.....	18
I.8. Adaptation aux charges.....	19
Conclusion.....	20

Sommaire

Chapitre II: Les PACA dans l'industrie

II.1. Introduction.....	21
II.2. Applications des refroidisseurs à absorption.....	21
II.2.1. PACA à simple étage	22
II.2.2. PACA bi-étagées.....	24
II.3. Avantage de refroidissement solaire par absorption	27
1. Simplicité d'installation.....	27
2. Simplicité d'exploitation	27
3. Respect de l'environnement.....	28
4. Niveau acoustique réduit	29
5. Fiabilité et durée de vie	29
6. Souplesse.....	29
7. Le coût d'exploitation	29
II.4. Conclusion.....	29

Chapitre III: Principe de fonctionnement d'une PACA couplée

avec capteur solaire intégré

III. 1. Introduction.....	31
III.2. Le PACA avec capteur solaire intégré en mode de refroidissement.....	32
III.3. Choix des couples de travail dans les pompes à chaleur à absorption.....	35
III.4. Identification des fluides potentiels.....	35
III.5. Comparaison de l'équilibre liquide vapeur des couples	36
-1) Mélange H ₂ O-CaCl ₂ -LiBr	37
-2) Mélange H ₂ O-NH ₃	37
-3) Mélange LiBr-H ₂ O.....	38

Sommaire

1. Diagramme d'Oldham	38
2. Diagramme de Merkel	39
III.7. Choix du couple de travail.....	40
III.8. Etude de la P.A.C.A avec capteur solaire intégré.....	43
III.9. Conclusion.....	44

Chapitre IV: Acquisition des propriétés thermo-physiques du fluide de travail

IV.1. Introduction	45
IV.2. Calcul de l'équilibre liquide-vapeur du système eau/LiBr.....	45
IV.3. Propriétés thermodynamiques du mélange eau/LiBr.....	48
IV.3.3. Détermination des propriétés du mélange (H ₂ O/LiBr).....	49
IV.3.3. 1 : Calcul de la température de cristallisation du mélange H ₂ O/LiBr	49
IV.3.3. 2. Densité du mélange (H ₂ O/LiBr) $\rho(X, T)_{\text{mél}}$	49
IV.3.3.3. Tension de vapeur du couple H ₂ O/LiBr.....	50
IV.3.3.4. Calcul de l'enthalpie du mélange (H ₂ O/LiBr) h (T, X).....	52
IV.3.3.5. Calcul de l'enthalpie de l'eau pure dans ses différents états.....	53
IV.4. Diagrammes thermodynamiques décrivant les cycles à absorption.....	54
IV.4.1. Diagramme d'Oldham	55
IV.4.2. Le diagramme de Merkel.....	56
Conclusion.....	57

Chapitre V: Modélisation et simulation du fonctionnement de PACA bi-étagé

V. 1. Introduction.....	58
V.2. Les PACA et agencements de ses éléments.....	58
V.3 Modélisation mathématique du fonctionnement d'un système bi-étagé.....	62
V.4. Modélisation de capteur solaire.....	66
V.4.1. Bilan thermique	66

Sommaire

-a) Sur le fluide caloporteur.....	66
-b) Entre l'absorbeur et l'enveloppe extérieure (verre)	67
-c) . Entre l'enveloppe et l'environnement	67
V.5. Principe de l'analyse de degrés de liberté.....	69
1) Application à l'analyse de l'absorbeur.....	69
2) Application du principe pour l'unité complexe.....	70
V.6. Organigramme de calcul.....	71
V.7. Justification de l'intérêt du recours au système bi-étagé.....	73
V.8.Simulation du fonctionnement du système bi-étagé.....	75
V.9. Influence des variables opératoires sur le coefficient de performance.....	77
V.9.1 : Effet de la composition X_1 et de la température T_6	77
V.9.2 : Effet du débit massique \dot{m}_1 et de la température T_1	79
V.9.3. Effets du débit massique \dot{m}_{14} et du taux de division du courant 3.....	80
V.9.4. L'effet du rendement de l'échangeur de chaleur η_I et de la puissance de la pompe, \dot{W}_{pI} sur le COP de l'unité.....	81
V.9.5. Effet du débit massique \dot{m}_{10} et de la température T_{10}	82
V.9.3. Effet du débit massique \dot{m}_{10} et de la température T_{10}	83
V.9.6. Dimensionnement du capteur solaire en fonction de la température du fluide caloporteur et des besoins énergétiques du générateur II.....	83
V.10.Conclusion.....	86

Sommaire

Chapitre VI: Étude expérimentale d'un absorbeur à pulvérisation

VI.1. Introduction.....	87
VI.2. Choix de l'absorbeur.....	88
VI.3. Développement théorique du fonctionnement de l'absorbeur pulvérisé.....	90
VI.4. Modélisation de l'absorbeur pulvérisé.....	91
VI.5. Estimation des longueurs de zones d'échange	92
VI.6. Partie expérimentale	95
VI.6.1. Présentation de l'absorbeur.....	95
VI.6.2. Acquisition de données expérimentales	96
VI.7. Résultats et discussions	97
IV.7.1. Profil de la taille de la goutte et effet de débit de la solution de LiBr.....	98
IV.7.3. Effet du débit de la vapeur d'eau	101
VI.8. Conclusion.....	102
Conclusion générale.....	103
Annexes	

Introduction générale

Introduction générale

Depuis la nuit des temps et jusqu'au début de la révolution industrielle, on doit noter que la consommation d'énergie est restée stable car l'homme n'utilisait l'énergie que pour sa survie et répondre à ses besoins alimentaires très limités[1]. À partir de 1850, la révolution industrielle a provoqué un sursaut brutal en matière de besoins en énergie. En fait, cette augmentation a cru ensuite de façon explosive sous l'effet conjoint de l'élévation du niveau de vie et de la croissance démographique à l'échelle planétaire. En outre, la demande mondiale actuelle d'énergie croît de **2%** par an en moyenne. La raréfaction des ressources mondiales en énergie fossile, bien que la date de la fin du pétrole ne soit pas l'objet d'un consensus, est un phénomène qui va nécessairement favoriser la hausse du coût de l'énergie (Vitte 2007)[2]. Toutefois, la poussée démographique galopante incite les industriels à recourir à des moyens de stockage, de conditionnement et de transformation tels que le froid, le séchage, la lyophilisation, entre autres[2,3].

Dans le domaine du froid, les compresseurs des cycles de réfrigération sont fonctionnels par l'entremise de l'électricité produite moyennant des turbines entraînées à la vapeur d'eau. Il y a lieu de noter que cette vapeur a pour origine la combustion des ressources fossiles dont les rejets gazeux sont très néfastes pour l'environnement[4]. L'Institut International du Froid à Paris a estimé qu'environ 15% de toute l'électricité produite dans l'ensemble monde est utilisée pour les procédés de conditionnement d'air de réfrigération et de divers types. La consommation d'énergie par les systèmes de climatisation a été récemment estimée à 45% de l'ensemble des ménages et les bâtiments commerciaux. En outre, le pic de la demande d'électricité pendant l'été est dopé par la propagation des pompes à chaleur à compression pour la climatisation (Fan et al. 2007)[5].

Depuis le début du XIX siècle, la température moyenne mondiale a augmenté d'environ 0,6 K selon le groupe d'experts intergouvernemental des Nations Unies sur le changement climatique. Il est également averti que la température pourrait encore suivre son rythme de croissance de 1,4 à 4,5 K jusqu'en 2100[6]. Ayant réalisé la gravité de la situation, la communauté mondiale a décidé de prendre des initiatives pour rompre ce rythme de processus de réchauffement. L'un de ces efforts est le protocole de Kyoto, un accord juridiquement contraignant, en vertu duquel les pays industrialisés sont appelés à réduire leurs émissions collectives de gaz à effet de serre de 5,2 % durant les prochaines décennies par rapport à 1990[7]. Surtout, en ce qui concerne la

Introduction générale

réduction du dioxyde de carbone, étant le sous-produit inévitable de l'industrie actuelle, les industries doivent améliorer la performance de leurs installations pour atteindre les objectifs. Toutefois, l'industrie du froid est l'une des plus durement touchées par l'effet du protocole[8].

Dans un contexte mondial, il est essentiel de réduire la consommation d'énergies fossiles afin de réduire l'impact des activités humaines sur l'environnement. Dans cette perspective, différentes options sont offertes pour réduire la consommation d'énergie en milieu industriel[9]. Pour y contribuer, le recours à l'énergie solaire est une alternative assez prometteuse pour produire du froid grâce à des systèmes d'absorption [10]. A vrai dire, ces machines thermiques exigent, pour leur fonctionnement, des couples de travail, dont la performance est intimement dépendante de leurs propriétés physicochimiques dans le domaine de leur exploitation. Ainsi, la réduction de l'utilisation de réfrigérants synthétiques dans les machines thermiques à compression de vapeur offre l'opportunité du recours aux pompes à chaleur à absorption, exploitables en mode de réfrigération, par l'entremise des énergies renouvelables. Étant donné les besoins croissants en conditionnement par refroidissement, en particulier ce des produits alimentaires, augmente avec la nécessité de préserver la qualité de l'aliment durant leur conservation, la réfrigération solaire doit être une panacée inévitable et solution logique aux problèmes posés dans nos régions méditerranéennes. A travers le monde, de nombreux projets de réfrigération solaire en cours de développement. A cet effet et en corollaire de cet essor technologique de réfrigération, des machines thermiques, de performance plus ou moins acceptable suivant leurs applications, sont disponibles sur le marché à des prix assez compétitifs [1,11].

La réfrigération par absorption de vapeur s'est avérée être un substitut écologique à la réfrigération par compression de vapeur. Vu l'architecture des pompes à chaleur à absorption (PACA) et leur flexibilité de fonctionnement, on note qu'il est possible d'atteindre sans effort 8-16°C, facilitant le stockage des produits agricoles tropicaux et assurant la sécurité alimentaire en réduisant le gaspillage alimentaire.[12]

Un modèle analytique pour simuler une pompe à chaleur à absorption bi-étagée, de configuration impliquant un recyclage interne de courant thermique et exploitant le couple de travail, H₂O/LiBr, sera développé dans cette étude avec l'analyse de l'impact des variables opératoires. Cette contribution ne saurait être accomplie sans l'exploitation des résultats de cette analyse à la conception et au dimensionnement de ce type d'appareils thermiques.

L'objectif principal de ce travail est de modéliser et de simuler une PACA, fonctionnant

Introduction générale

au couple eau/LiBr comme fluide de travail en vue d'apporter des réponses claires quant à l'influence des variables opératoires sur la performance d'une PACA avec capteur solaire intégré, lors de ses applications industrielles. Etant un élément clé dans la conception d'une PACA, un absorbeur pulvérisé, destiné à l'absorption de la vapeur d'eau est étudié expérimentalement par l'étude de l'influence de la taille de la gouttelette et du débit de l'absorbant sur le coefficient global de transfert de matière.

Dans cette perspective, on mentionne que le présent travail est scindé en six chapitres. Le premier chapitre sera dédié, de façon détaillée, au développement de l'objectif de cette thèse en s'appuyant sur l'état de l'art sur le sujet. Les besoins de conditionnement des produits agroalimentaires, la nécessité de climatisation des salles de patients en vue de conférer les conditions du confort thermique. Différents procédés de production de froid sont ensuite décrits pour les différents modes de fonctionnement, notamment à absorption avant d'introduire l'intérêt énergétique et écologique de ces derniers systèmes.

Les caractéristiques de fonctionnement des systèmes de pompes à chaleur à absorption, avec différentes configurations (mono-étagé et bi-étagé) sont illustrées dans le second chapitre. Dans le chapitre trois, on va décrire les propriétés des différents couples de travail conventionnellement utilisés en machines thermiques à absorption. L'examen des propriétés physicochimiques des fluides de travail, potentiellement exploités industriellement, est abordé pour le choix judicieux du meilleur absorbant sur la base des données de leurs équilibres liquide vapeur. En effet, la prédiction précise de la capacité et de l'efficacité d'une machine réelle dépend des propriétés physicochimiques des fluides de travail lesquelles affectent indubitablement le coefficient de performance de la machine à absorption. Dans cette logique, des courbes typiques relatives aux propriétés des fluides sont présentées et discutées en détails dans le chapitre quatre.

Ayant retenu une configuration bi-étagée donnée et caractérisée par un recyclage interne du flux thermique dégagé au condenseur du deuxième étage, nous avons appliqué les principes de la conservation de matière et d'énergie pour modéliser son fonctionnement dans le chapitre cinq. On rappelle que cette modélisation prend en compte l'intégration d'un capteur solaire pour la régénération de la solution pauvre en tant source d'énergie externe propre. Compte tenu de non linéarité du modèle suite aux interactions de courants, nous recourons à leur spécification en utilisant l'approche de calcul de degrés de liberté de l'unité retenue dans cette étude. La détermination des différentes grandeurs de fonctionnement fera l'objet de la partie numérique de cette thèse et elle est obtenue par la résolution d'équations algébriques fortes complexes. Le

Introduction générale

critère de performance de la PACA, en mode de refroidissement, est le coefficient de performance (COP). La partie de simulation sera focalisée principalement sur l'étude de l'influence des variables opératoires (Températures au niveau des éléments de l'unité, rapport de débits de fluides, etc.) sur le COP.et sur le dimensionnement du capteur solaire.

Notant l'intérêt des conditions de fonctionnement de l'évaporateur et de l'absorbeur sur le COP, nous aborderons la partie expérimentale de l'absorbeur qui est un contacteur gaz-liquide. Dans ce sens et dans le chapitre six, on fera appel au système de pulvérisation de la phase liquide pour améliorer le contact entre phases en circulation, par l'entremise d'éjecteurs

Sur la base des résultats, on répondra aux questions relatives à l'influence de variables opératoires (diamètre de buse, débit du fluides, sa concentration, etc.) sur le coefficient de transfert de matière de la colonne d'absorption de la machine thermique. Cette partie est réalisée sur un absorbeur pilote conçu au laboratoire du département de génie de l'environnement de Eskisehir Technical University (Turquie)

En conclusion, l'intérêt énergétique de la pompe à chaleur à absorption bi-étagée avec absorbeur à colonne pulvérisée est mis en évidence à travers cette étude. Les perspectives de développement du modèle et la conception d'un prototype pour la validation des résultats est l'étape incontournable pour l'achèvement de cette analyse en vue d'élaborer une machine thermique compétitive des pompes à chaleur à compression.

Chapitre I

Etat de l'art

I.1. Introduction

Avec l'évolution des sociétés modernes avec le confort comme condition pour l'amélioration de la qualité de vie ainsi que celle des moyens de conservation d'aliments, l'opération de refroidissement et de rafraîchissement s'est imposée aussi bien dans certaines industries agroalimentaires que pour le conditionnement des espaces confinés (milieu de travail, malades chroniques). En effet, l'opération continue à prendre de l'ampleur pour toucher un large éventail d'applications industrielles pour enfin s'impliquer dans le domaine de la cryogénie. Cet essor s'est étendu pour couvrir les domaines assez froids dits basses températures tels que la conservation de viande par congélation, etc. D'un point de vue industriel et à cette fin, les machines à compression de vapeur occupent un large spectre d'applications y compris le stockage de produits agroalimentaires [1,2]. Sur le plan de conception de ces machines thermiques et s'inspirant de la machine de Carnot, on rappelle qu'elles sont composées de éléments de base suivants:

- Condenseur ;
- Détendeur ;
- Evaporateur ;
- Compresseur.

Le compresseur mécanique est le seul organe mobile dans une telle installation lequel consomme de l'électricité, provenant essentiellement de la combustion d'énergie fossile. Ainsi et à la source de production d'électricité, les gaz émis, lors de l'entraînement des turbines, sont responsables d'impacts négatifs sur l'environnement (effet de serre : GES) d'une part alors qu'avec le vieillissement des équipements, leur fonctionnement pourrait être tributaire de fuites de fluide réfrigérant avec des conséquences néfastes et difficilement contrôlables aussi bien sur le personnel employé que sur l'environnement d'autre part[3].

I.2. Besoins de conditionnement des produits :

Le froid trouve de nombreuses applications dans des domaines très variés (industries agroalimentaires, médecine, confort thermique, pétrochimie...) et c'est dans le domaine alimentaire que le froid occupe une place prépondérante car il permet de limiter les gaspillages (pertes au stockage, ...) et de prolonger la durée de conservation des produits dont l'impact est l'élargissement et la facilitation des échanges entre pays importateurs. Cependant, le recours à la conservation des aliments implique le maintien, aussi longtemps que possible, de leurs propriétés gustative et organoleptique au niveau imposé par les normes de consommation du pays importateur[4]. A titre d'exemple, on note que le domaine des pêcheries, la production de glace

est utilisée pour le conditionnement (congélation) du poisson destiné au transport. Ainsi, les pays du Nord et de la Méditerranée sont les pionniers dans la consommation d'énergie dans le domaine de conservation des produits de pêche. L'analyse du fonctionnement de ces machines thermiques (pompes à chaleur à vapeur) montre que la production du froid peut être combinée à la production de chaleur. Les techniques de conservation des aliments peuvent être classées en trois groupes, à savoir : physique, physico-chimique ou microbiologique[1].

Le premier groupe de ces techniques fait appel à des procédés physiques comme la température (froid), la pression (lyophilisation), l'irradiation ionisante et le champ électrique. Le deuxième groupe se base sur la modification des caractéristiques intrinsèques de l'aliment comme le pH, l'activité de l'eau (séchage) ou l'incorporation d'additifs dans l'aliment. Le dernier groupe repose sur l'utilisation des microorganismes pour la modification des caractéristiques physico-chimiques de l'aliment dont la technique la plus connue est la fermentation [4]. L'utilisation du froid pour la conservation des aliments est, sans conteste, la technique la plus répandue. En effet, les basses températures retardent le développement des micro-organismes, les réactions chimiques et enzymatiques qui entraîneraient la détérioration du produit. Les enzymes et les réactions chimiques sont considérablement ralenties à des basses températures ($<5^{\circ}\text{C}$), alors que la majorité des microorganismes ne sont plus capables d'activité métabolique à des températures inférieures à -5°C . Certains, tels que les bactéries coliformes, sont même inactivées[6].

Le refroidissement est principalement obtenu par les équipements de refroidissement traditionnel (refroidisseurs électriques), mais d'autres technologies alternatives sont également possibles (par exemple, les refroidisseurs à absorption, à adsorption avec production combinée de chaleur et du froid) [1]. Compte tenu de l'importance des puissances mises en jeu dans les machines traditionnelles, la production du froid est généralement assurée par des centrales à plusieurs compresseurs. Le coût des évaporateurs représente une part importante de l'investissement dans ces installations. L'étude se focalise sur la recherche d'une performance optimale de ces échangeurs[5].

On distingue trois domaines de l'application du froid :

- **La réfrigération** où toute vie microbienne est arrêtée à des températures inférieures à -7°C ;
- **La congélation** qui consiste à entreposer les aliments à des températures inférieures au point de congélation de l'eau, généralement -18°C ;
- **La congélation cryogénique** qui consiste à mettre le produit directement en contact avec une source de froid, par aspersion d'un liquide comme l'azote liquide ou le CO_2 liquide, qui

s'évapore au contact du produit relativement plus chaud[4] .

I.3. Nécessité de climatisation des salles de malades

Une bonne qualité d'air est essentielle au confort des personnes, tant les bénéficiaires que le personnel des établissements de santé et de services sociaux. Un tel air contribue à prévenir les problèmes de santé, notamment certaines infections transmises par voie aérienne[6].

Ainsi, dans les établissements de soins de longue durée, une bonne qualité d'air revêt une importance particulière parce que la plupart des résidents n'ont plus la possibilité de bénéficier de façon normale de l'air de qualité appropriée. En conséquence, la conception des bâtiments et de leurs systèmes de conditionnement d'air doivent assurer, en permanence, une bonne qualité de l'air intérieur (QAI). Pour ce faire, il est nécessaire de respecter les principes suivants :

- Le bâtiment doit être conçu pour en permettre l'entretien de façon sûre, efficace et économique, et de manière à garantir à long terme le respect de tous les critères de bonne performance requis, y compris une bonne qualité de l'air.
- L'aménagement général des unités fonctionnelles (systèmes chauffage, ventilation et conditionnement d'air (CVCA)) doit contribuer activement à générer l'air de bonne QAI.
- Aucun système ni composant du bâtiment ne doit compromettre la QAI.

Les systèmes CVCA ont pour mission d'assurer des conditions ambiantes confortables qui satisfont une grande majorité d'occupants. En toute rigueur, le confort est assuré par le contrôle de la température, de l'humidité, de la circulation de l'air ainsi que de sa composition.

I.4. Procédés pour assurer la qualité de l'air

Les systèmes CVCA sont conçus dans le but d'assurer l'ensemble où la plupart des tâches suivantes sont effectuées, lesquelles sont essentielles au maintien d'une bonne QAI.

1.4.1. Contrôle de la température

Dans les pièces, l'air doit être admis à une température qui permet le maintien des conditions de confort. En effet, pour son impact direct la qualité de vie, la température d'un établissement n'est pas uniquement une affaire de confort. Ainsi, certains cardiopathes, présentant une mauvaise circulation sanguine avec un déficit dans l'évacuation de la chaleur corporelle, doivent être déposés dans des salles climatisés lors du suivi de leurs soins intensifs. Par ailleurs, d'autres patients (arthrite rhumatoïde) pourraient bénéficier de conditions sèches et particulièrement chaudes. Au besoin, l'air de la pièce doit être chauffé ou refroidi ou subir des opérations combinées de chauffage et d'humidification. Le contrôle de la température est réalisé par des

procédés impliquant des échangeurs de chaleur (condenseur, évaporateur) qui sont installés en divers endroits dans les systèmes CVCA.

1.4.2. Contrôle de l'humidité

Tout comme pour la température, le niveau d'humidité absolue doit être maintenu à une charge favorable au confort d'une part et à la guérison de certaines affections. Par exemple, une atmosphère trop sèche (faible humidité absolue) nuit aux patients atteints d'une maladie pulmonaire chronique. Cependant, dans certaines conditions de température et d'humidité, un taux d'humidité élevé peut conduire à la condensation de vapeur d'eau dont la conséquence est la prolifération fongique, qui est responsable des affections et des malaises. D'une manière générale, dans un établissement de soins de santé, l'humidité relative doit se situer dans une fourchette de 30 % à 80 % et peut varier selon les saisons.

En période hivernale, l'air extérieur contient très peu de vapeur d'eau. Avant l'introduction de cet air dans le bâtiment, il doit être traité avec humidification (chauffage éventuellement) avant d'être diffusé dans les locaux. Pour ce faire, un humidificateur injecte par pulvérisation la quantité d'eau nécessaire dans l'air traité afin de maintenir le taux d'humidité relative désiré dans les pièces.

1.4.2.1. Humidification :

Les activités intérieures procurent une certaine humidification laquelle est grandement insuffisante. Il existe plusieurs types d'humidificateurs fonctionnant selon des principes différents :

- Injection de vapeur ;
- Atomisation d'eau ;
- Bassin d'évaporation etc.

Il y a lieu de mentionner que l'injection de vapeur d'eau est le procédé d'humidification le plus privilégié dans un établissement de santé.

1.4.2.2. Déshumidification :

En général, on opte pour cette opération dans les conditions où l'air est potentiellement trop chargé en matière de vapeur d'eau. Le procédé de déshumidification de l'air est généralement réalisé en le faisant passer au travers d'un serpentin dont la température de la paroi externe est voisine des conditions de saturation de l'air humide. L'air se trouve refroidi suite à une condensation partielle de la vapeur d'eau. Par conséquent, son humidité absolue est réduite tant que les parois de l'humidificateur sont maintenues relativement froides. Il dégage que l'air issu de cette opération est plus sec. Un bon dimensionnement de l'installation doit conduire au maintien de l'humidité relative à des niveaux de l'ordre de 60% à 80% [6].

1.4.3. Contrôle de mouvement d'air

Le mouvement de l'air dans les milieux confinés est favorables à :

- Son renouvellement permanent et conséquemment la variation de la température du milieu par advection (diffusion et convection) ;
- La diffusion de contaminants présents dans l'air ;
- L'évacuation de l'air contaminé qui s'y trouve.

Le mouvement contrôlé de l'air aide à l'obtention des conditions nécessaires de confort au sein de tels locaux. Ainsi, les systèmes CVCA doivent assurer l'écoulement de l'air, de manière appropriée dans ces espaces confinés après lui avoir fait subir les traitements adéquats (filtration, dilution) ou par évacuation de l'air chargé de pathogènes éventuellement. Davantage, certaines pièces telles que les salles d'opération ou les salles d'isolement protecteur, sont spécialement maintenues sous pression positive par rapport aux espaces adjacents afin de limiter ou d'empêcher l'introduction de pathogènes ou microorganismes par voie aérienne.

1.5. Définition du confort et délimitation de ses zones

Entre autres, l'application des procédés de refroidissement, en particulier, pour conférer de meilleures conditions de travail et de séjour s'élargit de manière constante. De ce fait, il a été défini le confort de l'être humain qui dépend essentiellement des paramètres identifiés comme variables physiques à savoir la température de bulbe sec, le taux d'humidité, la vitesse de circulation de l'air et de sa régénération. Pour ne retenir que les deux premiers paramètres, le polygone de confort peut être le diagramme hygroscopique (figure I) où on distingue quatre zones :

- Zone I est à éviter vis-à-vis des problèmes de sécheresse ;
- Zones II et III est à éviter vis-à-vis des problèmes de développement de bactéries et de microchampignons ;
- Zone IV polygone de confort hygrothermique.

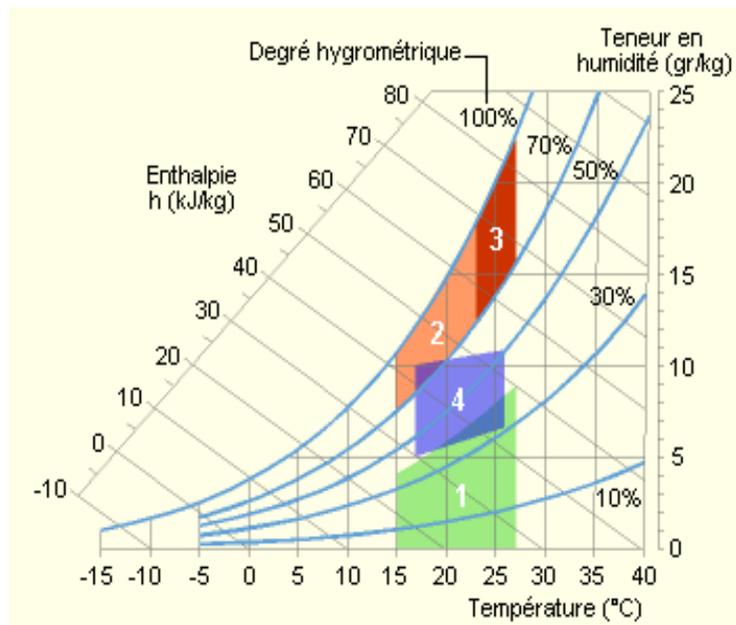


Figure 1: Diagramme psychrométrique et définition des zones[10].

Pour ce qui se rapporte à l'effet de la vitesse de l'air, on note que la zone de confort se trouve élargie en fonction de vitesse pour balayer un espace plus grand tel que présenté sur la figure 2. Ainsi, dans le cas d'une consigne de température inférieure à 26°C et de faibles vitesses d'air soufflé, le domaine de la zone de confort est pratiquement non affecté. Par contre et pour la même consigne de température et pour une vitesse d'air non nulle, on mentionne que la zone s'étend aussi bien en humidité qu'en température.

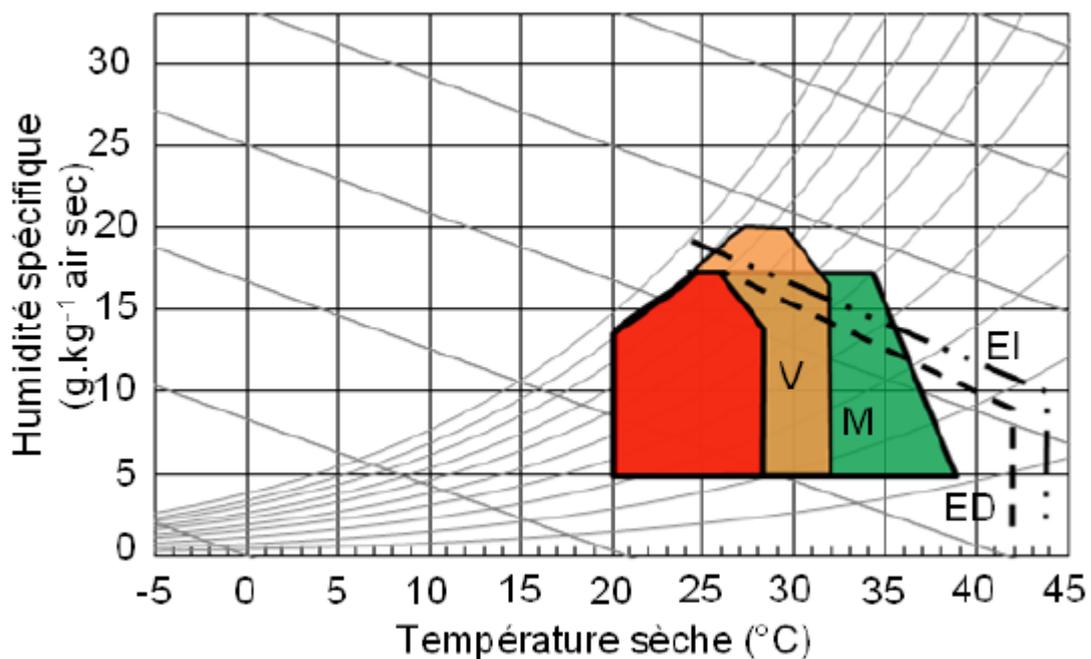


Figure 2 : Déplacement de la zone de confort sur le diagramme psychrométrique (Givoni, 1992) [7].

- Zone rouge : Absence de circulation d'air ;
- Zone orange (V) : Vitesse de ventilation diurne de 2 m.s^{-1} ;
- Zone verte (M) : Ventilation nocturne avec inertie thermique ;
- Zone ED (traits discontinus) : Elle se caractérise par un rafraîchissement évaporatif direct ;
- Zone EI (traits discontinus avec double points) : Elle se caractérise par un rafraîchissement évaporatif indirect.

Toutefois, l'utilisation du diagramme psychrométrique demeure un outil complexe pour analyser l'interaction des différents paramètres régissant le confort. Un déplacement vers le polygone de confort est souvent nécessaire lequel le recours à des techniques en combinant le chauffage (ou refroidissement) avec l'humidification (ou déshumidification).

I.6. Techniques des installations utilisées

D'un point de vue thermodynamique et compte tenu d'une différence de températures entre deux milieux, le flux de chaleur est orienté du milieu le plus chaud vers le milieu le plus froid jusqu'à l'atteinte de l'équilibre thermique. C'est l'essence même du deuxième principe de la thermodynamique. Ainsi, pour relever la température d'un niveau bas vers un niveau haut, on doit disposer d'une machine thermique : c'est la pompe à chaleur (PAC) dont le fonctionnement permanent est tributaire de l'apport extérieur de l'énergie mécanique. Pour la faisabilité de la machine, on exploite le compresseur dans un cycle dit cycle à compression de vapeur (CMV). La compression peut être mécanique, c'est le CMV ou thermique dans un cycle à absorption ou à adsorption [8]. Dans ce dernier cas, le compresseur thermique se compose principalement de l'absorbeur et du générateur interconnectés via des courants de matière. Suivant le type de compression, l'architecture de la machine présente des variantes dont les principales sont les suivantes[11]:

I.6.1 Pompes à chaleur à compression de vapeur

Dans ce type de pompe à chaleur, la compression mécanique est assurée par un compresseur entraîné électriquement. En outre, un fluide de travail (frigorigène) circulant intérieurement à la machine est responsable de transfert d'énergie entre les deux niveaux thermiques. Ainsi, un circuit frigorifique capte l'énergie d'une source dite source chaude (air/eau/sol) pour se vaporiser. Cette absorption d'énergie conduit à refroidir l'habitation. Par ailleurs et étant transférée vers le milieu extérieur dite source froide, l'énergie est transférée par condensation du frigorigène dont le résultat est le chauffage du milieu. C'est le mode de

climatisation (refroidissement) de la pompe à chaleur à compression de vapeur de sorte que le cycle thermodynamique peut être décomposé en quatre étapes principales :

-1) Vaporisation : Le fluide frigorigène est évaporé à basse pression et à basse température en puisant de l'énergie de la source extérieure.

-2) Compression : La vapeur du fluide frigorigène issue de l'évaporateur est comprimée pour relever sa pression moyennant un compresseur mécanique. Elle entraîne une augmentation de la température.

-3) Condensation : La vapeur du fluide frigorigène à haute pression, véhiculée du compresseur, est condensée à un niveau de température élevée pour céder de la chaleur au milieu extérieur.

-4) Détente : Le fluide frigorigène provenant du condenseur se trouve dans son état liquide. Pour fermer le cycle du fluide frigorigène, ce dernier est admis dans un détendeur pour réduire sa pression par laminage dont la conséquence est la chute brutale de température avant l'entrée du fluide à l'évaporateur. Il se dégage que les pompes à chaleur réversibles peuvent fournir alternativement de la chaleur ou du froid selon le mode de fonctionnement sélectionné (chauffage ou refroidissement). En effet, pour sélectionner le mode souhaité, il suffit d'inverser le rôle des échangeurs de chaleur.

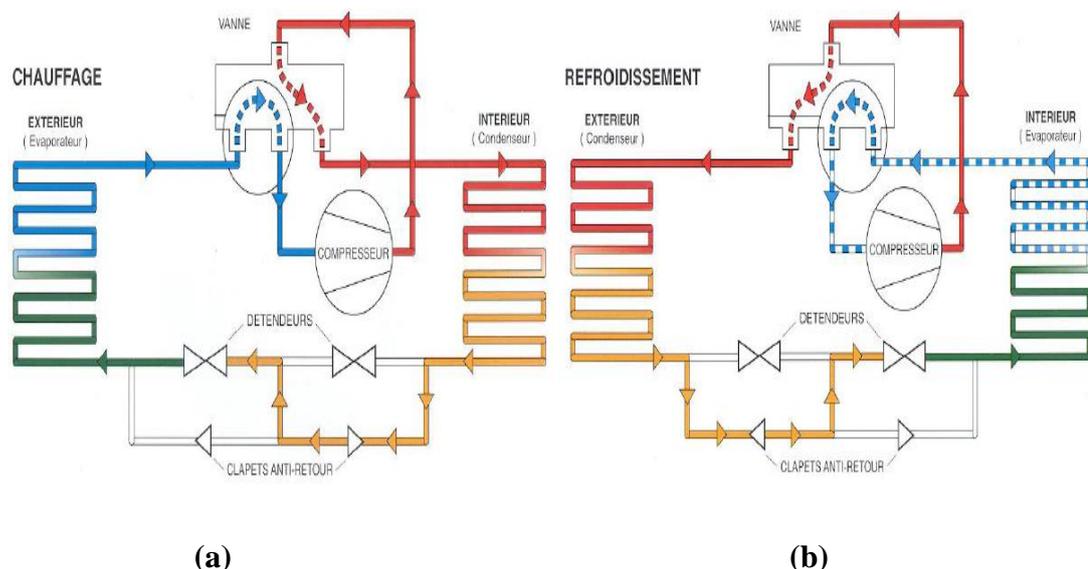


Figure I.3 : Pompes à chaleur à compression à cycle réversible.

(a) Mode chauffage, (b) Mode refroidissement[10].

La permutation du mode de fonctionnement de la pompe à chaleur réversible est alors possible grâce à une vanne à quatre voies comme l'illustre la figure I.3. a et b[10]. Cependant, les P.A.C présentent quelques inconvénients tels que le bruit causé par leur fonctionnement, les coûts élevés dus entre autres au frais de maintenance des compresseurs. Aussi, ces pompes utilisent des fluides de travail qui sont suspectés d'augmenter l'effet de serre[9].

Durant ces dernières décennies, il s'est avéré que les réfrigérants synthétiques affectent l'épaisseur de la couche d'ozone avec pour conséquence l'augmentation de l'effet de serre (réchauffement du globe terrestre). Les frigorigènes tels que les CFCs et les HCFCs, sont traditionnellement utilisés comme fluide de travail pour les systèmes de réfrigération. Or, ils ont été interdits pour la préservation de la couche d'ozone depuis l'entrée en vigueur de strictes réglementations environnementales, premièrement en Montréal 1988 et ensuite à Kyoto en 1998. Depuis lors, la technologie de réfrigération a été expérimentée avec une grande variété de systèmes alternatifs, afin de réduire la consommation d'énergie et minimiser au maximum l'impact environnemental des frigorigènes conventionnels[10].

Le coefficient de performance d'une pompe à chaleur

Les performances des PAC sont évaluées essentiellement grâce à deux critères de performance. Un premier critère qualitatif est l'élévation du niveau de température obtenu. Un second critère plus quantitatif est le rapport entre l'énergie utile produite et l'énergie fournie à la machine[13]. La performance thermique d'une pompe à chaleur est généralement calculée en fonction d'un coefficient de performance (COP). Le coefficient de performance d'une pompe à chaleur opérant en régime permanent, COP , est le rapport entre l'énergie de chauffage utile récupérée au condenseur, Q_c , au travail mécanique fourni au compresseur, W_{cmp} , soit :

$$COP = Q_c / W_{cmp} \quad I.1$$

Sa valeur varie généralement entre 2 et 8[10].

1.6.2. Pompes à chaleur à absorption P.A.C.A

En mode de réfrigération et compte tenu de l'affinité chimique des certains constituants, un système d'absorption a été développé par John Leslie qui fonctionnait sur le principe de changement d'état du fluide frigorigène dans les différentes parties de la machine [12]. On rappelle qu'il a exploité le système eau- acide sulfurique. Etant très corrosif, le mélange a été abandonné au profit du couple ammoniac (fluide frigorigène) eau (absorbant). C'est ainsi que

Ferdinand Carré breveta la première machine à absorption continue. Pour des raisons de sa simplicité, ce couple occupe une application dans le domaine industriel dans le but d'obtenir du froid négatif. En complément et pour obtenir du froid positif, un autre couple frigorigène a été mis au point aux Etats Unis: c'est le couple eau (fluide frigorigène)/bromure de lithium (absorbant)[10].

Durant les dernières décennies, la prise de conscience grandissante de la communauté scientifique de la nécessité de préserver l'environnement des attaques des frigorigènes incite les industriels au recours à l'utilisation de l'énergie renouvelable. Ces contraintes au développement des applications du froid se sont érigées pour ralentir l'application des pompes à chaleur où les fluides de travail sont très nocifs vis-à-vis de l'environnement lesquels contribuent au réchauffement du globe. Energétiquement, l'exploitation des énergies renouvelables confère aux pompes à chaleur un large éventail d'applications tout en dépassant les défauts techniques qui ont pu stopper l'essor de la première génération des PACA vers les années 80. Par conséquent, les machines à absorption s'avèrent être des systèmes assez fiables avec une flexibilité de fonctionnement et sans incidence négative envers l'environnement[10].

Le système de réfrigération à absorption est défini comme une technologie de réfrigération thermique permettant d'exploiter la chaleur de sources d'énergie de faible qualité à des fins de refroidissement. Comme le schématise la figure I.4, une pompe à chaleur à absorption se compose de quatre composants principaux, à savoir : le générateur, le condenseur, l'évaporateur et l'absorbeur. A la place d'un compresseur mécanique, le système exploite la combinaison d'un absorbeur et d'un générateur intercalés par une pompe hydraulique et éventuellement un échangeur de chaleur. Sur le plan de fonctionnement, on distingue deux niveaux de pression : Basse pression et haute pression séparés par un détendeur. Dans l'évaporateur, le réfrigérant est vaporisé lors de l'absorption d'une quantité de chaleur, \dot{Q}_{Ev} dont le résultat est le refroidissement du milieu chaud. Véhiculée vers l'absorbeur et compte tenu de l'affinité de l'absorbant, la vapeur est absorbée par la solution pauvre qui est activement refroidie au passage dans l'échangeur de chaleur, \dot{Q}_{Ec} . Le fluide absorbant est responsable de véhiculer l'absorbat entre l'absorbeur et le générateur[13]. Une quantité de chaleur, \dot{Q}_{Ab} est dégagée vers le milieu extérieur ; Ensuite, la solution riche est pompée vers le générateur où le réfrigérant est thermiquement évaporée pour désorber de la solution suite à un appoint de la quantité de chaleur \dot{Q}_G .

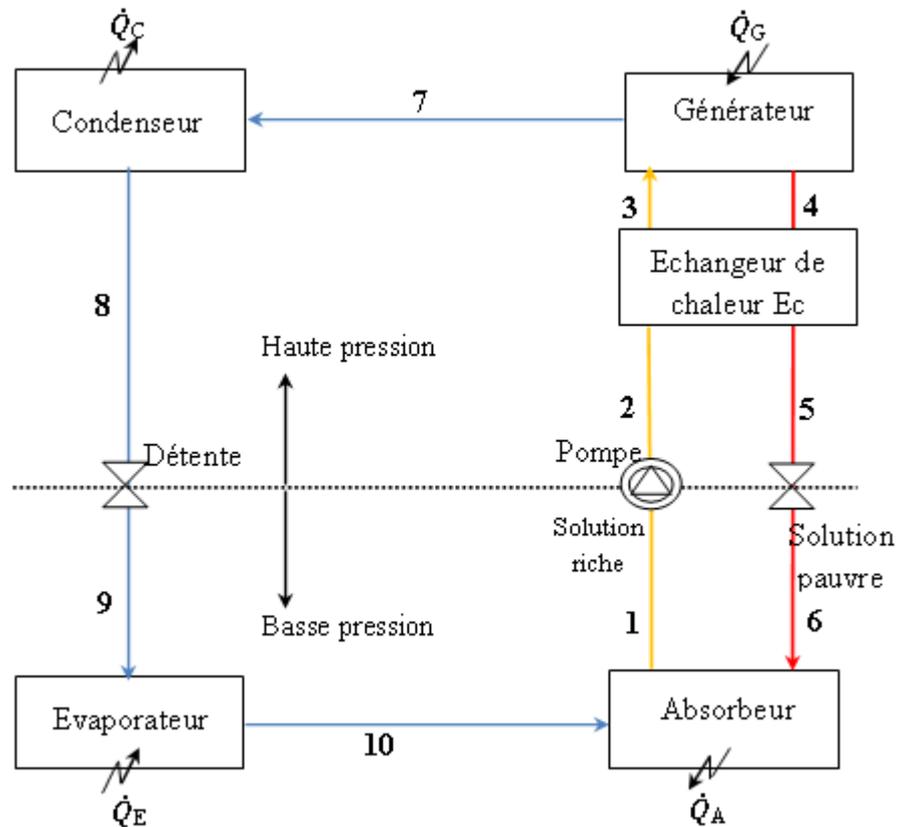


Figure I.4 : Schéma de principe d'une pompe à chaleur à absorption[11].

En général, cette dernière provient par la valorisation des utilités chaudes et/ou des énergies renouvelables. A l'état vapeur, le réfrigérant est admis dans le condenseur où il libère sa chaleur de condensation, \dot{Q}_c . Ensuite, le réfrigérant liquide ainsi obtenu subit une détente via un détendeur pour réduire sa pression et retourner enfin à l'évaporateur[18]. Suivant cet agencement d'éléments et compte tenu des propriétés physicochimiques du couple de travail, la machine peut être exploitée en mode de :

- Chauffage : Les quantités \dot{Q}_c et \dot{Q}_{Ab} contribuent au chauffage du milieu environnant ;
- Refroidissement : La quantité \dot{Q}_{Ev} contribue au refroidissement du milieu environnant

Dans la littérature, plusieurs configurations sont présentées alors que l'objectif affiché est l'amélioration de leur performance énergétique. En outre, selon la nature de l'absorbant, on distingue :

- **Absorption humide**

Cette variante de machine utilise les propriétés de dissolution d'un frigorigène gazeux dans un absorbant liquide. L'exemple le plus courant et le plus ancien est le couple $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$. Ce couple

est le mieux connu et le plus étudié. Dans les systèmes à absorption humide, la solution retenue aboutit à un cycle continu[17].

- **Absorption sèche**

L'absorbant est alors un solide mais la réaction de sorption est toujours de nature chimique. Les couples absorbant/absorbat les plus utilisés en absorption sèche sont le H₂O/LiBr et le H₂O/LiCl. De ce fait, les systèmes à absorption sèche connaissent quelques utilisations en réfrigération, plus particulièrement en climatisation. Toutefois, leur principal inconvénient réside dans la limitation de la température de la source utile (température d'évaporation). En effet, pour des températures d'évaporation inférieures à 0°C, il y a un risque d'obstruction des circuits de la machine par cristallisation de l'absorbat [15]. Pour éviter le phénomène de givrage de certains solvants dans l'évaporateur, il faut que le fluide frigorigène soit très pur en entrée du condenseur. Ceci impose l'installation d'un rectifieur (Dévésiculateur) après le générateur pour piégeage de fines gouttelettes d'absorbant dans certains couples utilisés tel que le couple ammoniac-eau[19].

Selon Henning, les systèmes de réfrigération à absorption sont responsables de près de 60 % de tous les systèmes de réfrigération thermique installés en Europe [10]. La liste suivante présente plusieurs avantages des systèmes de réfrigération à absorption :

- Ils peuvent être entraînés par des sources de chaleur de faible qualité thermique (par exemple, les gaz d'échappement des moteurs) et des sources d'énergie renouvelables (par exemple, l'énergie solaire). Cela rend le système très efficace dans la réduction des émissions de CO₂ et très prometteur en matière d'économie d'énergie ;
- Ils fonctionnent sur la base de réfrigérants respectueux de l'environnement tels que l'eau, minimisant leur impact sur la couche d'ozone et le réchauffement climatique ;
- Etant assez silencieux car ils n'ont presque pas de pièces mobiles à grande vitesse. Cela rend également leur entretien facile et bon marché ;
- Ils offrent la possibilité de récupération de chaleur dégagée à partir de tout système ;
- Ils se caractérisent par une longue durée de vie, souvent prévue de 20 à 30 ans[17].

I.6.3. Pompes à chaleur à adsorption

Le phénomène d'adsorption est basé sur la structure microporeuse (porosité ouverte), de quelques matériaux solides capables de retenir des substances liquides ou gazeuses grâce aux forces d'interactions moléculaires (forces de Van Der Waals par exemple). L'adsorption peut être

classée comme adsorption physique due à un processus physique causé par des forces de Van der Waals ou une adsorption chimique dans laquelle un processus chimique est impliqué. Généralement, les substances les plus utilisées sont les charbons actifs, le gel de silice et les zéolites. Par chauffage de l'adsorbant, ces matériaux libèrent de la vapeur de l'adsorbat. Il en découle qu'il est possible de décrire un cycle thermodynamique en accomplissant une suite d'opérations d'adsorption –désorption. Dans la littérature, de nombreux travaux font état de développements d'installations de réfrigération par adsorption[10].

Ainsi, dans une machine à adsorption, le compresseur de la machine à compression est remplacé par un adsorbant (lit d'adsorbants) ou un réacteur (compresseur thermique) où se déroulent les phénomènes d'adsorption avec le fluide frigorigène. Le schéma de principe d'une machine frigorifique à adsorption est représenté dans la figure I.5

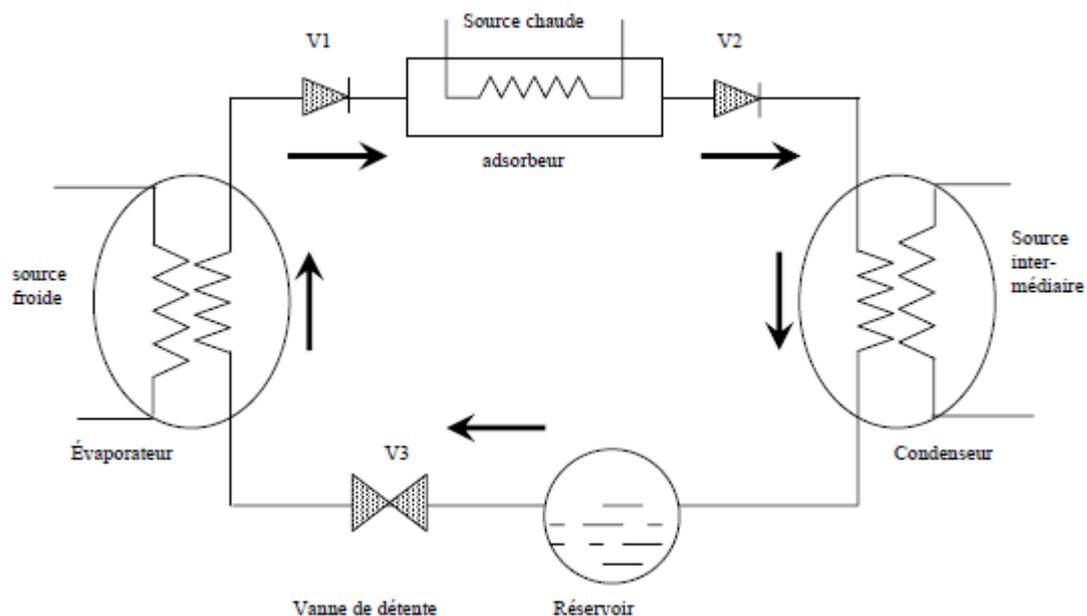


Figure I.5: Schéma de principe d'une machine frigorifique à adsorption[17].

. Elle comporte les composants suivants:

- **Un adsorbant** (lit de matériaux solides adsorbants) : Il joue le rôle du compresseur (aspiration et compression) dans le cycle à compression lorsqu'il est en contact avec une source chaude par régénération de l'adsorbat.
- **Un condenseur** : En contact avec une source intermédiaire, l'adsorbant se condense à la pression de son fonctionnement. Une quantité de chaleur est dégagée, \dot{Q}_c .
- **Un réservoir** : C'est un tanker qui sert au stockage de l'adsorbat condensé.

- **Une vanne** de détente V_3 : Etant située dans le domaine de basse pression, on assiste à la vaporisation partielle de l'adsorbat.

- **Un évaporateur**: Le processus de vaporisation se poursuit par transfert de chaleur lors de son contact avec la source froide. C'est l'effet de refroidissement, \dot{Q}_{Ev} .

Deux clapets anti-retour V_1 et V_2 , obstruent cycliquement le circuit du cycle, pour permettre d'assurer les bonnes conditions d'adsorption de l'adsorbat.

- **Principe de fonctionnement**

Au début du cycle, les vannes V_1 , V_2 et V_3 sont fermées après avoir introduit la masse maximale de réfrigérant (adsorbat) dans l'adsorbeur. Initialement, ce dernier se trouve à sa température minimale. Avec un apport de chaleur à l'adsorbeur, le lit de solides libère, par désorption, des molécules d'adsorbat dont la conséquence est l'augmentation progressive de la pression jusqu'à l'atteinte de l'équilibre dynamique d'adsorption, donné par l'isotherme d'équilibre dans les conditions de température et de pression.

Lorsque la pression dans l'adsorbeur est légèrement supérieure à celle du condenseur, la vanne V_2 s'ouvre et la quantité de vapeur, générée par adsorption, est véhiculée vers le condenseur pour se liquéfier à la température de condensation. Le condensât est récupéré dans le réservoir de stockage.

Par ailleurs, le refroidissement de l'adsorbeur est amorcé quand l'équilibre thermique est établi. Dès lors, sa pression de fonctionnement diminue et la vanne V_2 se ferme et la vanne de détente V_3 s'ouvre pour que le condensât, stocké dans le réservoir, subisse vaporisation partielle par détente. Cette dernière se poursuit dans l'évaporateur (pression basse). Lorsque la pression qui règne dans l'évaporateur avoisine celle de l'adsorbeur, la vanne V_1 s'ouvre pour aspirer la vapeur produite dans l'évaporateur. On précise que l'adsorbeur se trouve en légère dépression vis-à-vis de l'évaporateur. L'effet utile de refroidissement se produit lors de l'évaporation. Etant relativement faible, la température du réfrigérant issu de l'évaporateur contribue à un refroidissement de l'adsorbeur jusqu'à ce qu'il atteigne sa température minimale. A ce stade, la vanne V_1 et la vanne de détente V_3 se ferment et le suivant cycle commence[17].

I.7. Analyse de l'impact écologique

Le potentiel de réchauffement global (GWP) élevé des réfrigérants hydrofluorocarbonés (HFC), couramment utilisés dans les systèmes de supermarchés, associé aux taux de fuite élevés de réfrigérant, contribue de manière significative à l'augmentation du réchauffement climatique.

Le MTP (Market Transformation Programme) a déclaré que les estimations montraient une fourchette de 9 % à 25 % pour les fuites de réfrigérant dans les supermarchés. Sous la pression des réglementations et des agences environnementales, ces taux de fuite ont été réduits ces dernières années. Les conséquences du rejet de quantités massives de réfrigérants synthétiques à fort GWP dans l'environnement sont la principale raison de l'intérêt croissant pour l'utilisation de réfrigérants naturels tels que l'ammoniac (NH_3), les hydrocarbures (HC) et le dioxyde de carbone (CO_2) qui sont les plus répandus au cours des deux dernières décennies[3].

I.8. Adaptation aux charges

Pour les pompes à chaleur à compression, la charge de fluide frigorigène a divers impacts sur le fonctionnement de la pompe à chaleur. Selon son niveau de charge, elle pourra plus ou moins monter en pression pour atteindre certains niveaux de températures.

Si la charge est trop faible, la haute pression (P_H) ne pourra pas être suffisamment élevée pour obtenir les régimes de température souhaités dont le résultat est la régression de son rendement énergétique de la machine thermique. Si la charge est trop importante et un débit de réfrigérant donné, il se peut que le niveau de réfrigération recherché ne soit pas atteignable[20].

Les pompes à chaleur à absorption (adsorption) possèdent un grand nombre d'avantages par rapport aux besoins actuels pour des raisons énergétiques, environnementales, économiques et fonctionnelles.

1. Acteurs de la transition énergétique : La substitution rapide d'énergies fossiles carbonées permise par les énergies renouvelables ou décarbonées en fait un vecteur idéal pour limiter l'impact du réchauffement climatique en réduisant l'implication des gaz à effet de serre.
2. Le recours au mode de chauffage permet la valorisation de l'ensemble des ressources énergétiques locales disponibles (énergies renouvelables et de récupération) [19].
3. Facteurs sociaux : La création d'emplois pérennes, dans tous les zones reculées, suite au recours aux énergies renouvelables et de récupération, par la construction d'infrastructures et leur entretien. Leur impact direct est la sédentarisation des populations.
4. Défenseur de la qualité de l'air : A l'échelle régionale, aucun polluant issu de procédé de chauffage ou de refroidissement n'est émis[21].
5. Garant d'un niveau de confort: L'utilisateur bénéficie d'un niveau de confort optimal avec consommation de chaleur dont le coût est maîtrisé[22, 23].

Conclusion

Dans le premier chapitre, on a présenté différentes technologies innovantes et économiquement viables et pouvant améliorer l'efficacité énergétique et réduire conséquemment l'impact négatif des émissions de CO₂ dans le domaine d'application du chauffage et du refroidissement. Qualifiées de meilleures technologies disponibles, elles couvrent les technologies de chauffage urbain, le refroidissement urbain, les technologies industrielles de refroidissement, les technologies de service et résidentielles et enfin l'agriculture et la pêche.

Des solutions existent pour concilier le besoin en confort avec la nécessité de réduire les impacts de la climatisation. Comme alternative aux machines de compression conventionnelles, un procédé de production du froid est développé exploitant le principe de l'absorption de chaleur dont l'essence est de prélever de la chaleur du milieu à refroidir appelé source chaude pour la transférer vers un milieu, appelé source froide.

Chapitre II

Les PACA dans l'industrie

II.1. Introduction

Les machines à absorption sont des inventions qui remontent au milieu du 19^{ème} siècle. Aujourd'hui, elles sont utilisées dans les domaines de chauffage (séchage), de la réfrigération, de la climatisation et pour la valorisation de la chaleur fatale à bas niveau énergétique. Vu la performance des pompes à chaleur à compression comparativement aux pompes à chaleur à absorption ainsi que l'étroit domaine d'application de ces dernières, leur évolution est restée très limitée car leur utilisation est peu répandue dans l'industrie pour la valorisation de chaleur fatale (<100°C) [1]. Depuis la crise pétrolière des années 70, les besoins d'économie d'énergie dans l'industrie ont connu un essor fulgurant avec un regain d'intérêt aux machines à absorption pour valoriser les utilités thermiques qui, souvent, sont rejetées dans le milieu ambiant. Malgré la capacité des machines à absorption traditionnelles de réduire la consommation d'énergie primaire, leurs cycles thermodynamiques sont rarement développés dans les industries de transformation comparativement aux cycles de pompes à chaleur à compression mécanique[2,3,4].

Récemment, le regain d'intérêt pour les cycles thermiques d'absorption est renforcé par l'évolution dans la réglementation environnementale qui cible la réduction de l'impact des fluides de travail utilisés sur la destruction de la couche d'ozone et le haut potentiel de réchauffement global (dit en anglais, Global Warming Potential : GWP) [1,5]. Majoritairement, ces impacts négatifs sont induits principalement par les chloro-fluoro carbonés (CFC) utilisés dans des pompes à chaleur mécaniques. Outre cette raison, l'intérêt croissant pour les machines à absorption est leur potentiel de valorisation de la chaleur fatale avec une très faible consommation de l'énergie primaire. Ce potentiel leur permettrait d'être compétitives vis-à-vis à des machines à compression. Les études les plus pertinentes se trouvent axées sur la recherche du choix du couple de travail d'une part et sur la possibilité de leur application dans la production du froid à des températures relativement basses d'autre part[1].

II.2. Applications des refroidisseurs à absorption

L'une des applications des refroidisseurs à absorption est le refroidissement pour conditionnement des bâtiments. On précise que les refroidisseurs de grande capacité (à l'échelle industrielle) se trouvent dans des salles où ils fournissent généralement de l'eau réfrigérée qui circule vers les échangeurs de chaleur pour refroidir l'air. Dans ce sens, le chauffage urbain peut également utiliser des pompes à chaleur à absorption[1,6].

Connus pour leur flexibilité de fonctionnement, les refroidisseurs à absorption ont tendance à utiliser une source d'énergie non électrique soit l'évitement du recours à l'énergie fossile. Il existe plusieurs modèles de machines à absorption dont on peut citer [7]:

II.2.1. PACA à simple étage

Ce modèle est composé de :

- un évaporateur ;
- un absorbeur ;
- une pompe hydraulique;
- un générateur ;
- un condenseur ;
- deux détendeurs pour pouvoir communiquer entre les deux niveaux de pression.

On désigne par un modèle simple étage toute installation travaillant entre deux niveaux de pression : la pression de l'évaporateur (P_b) et la pression du condenseur (P_h)(figure II.1) [8].

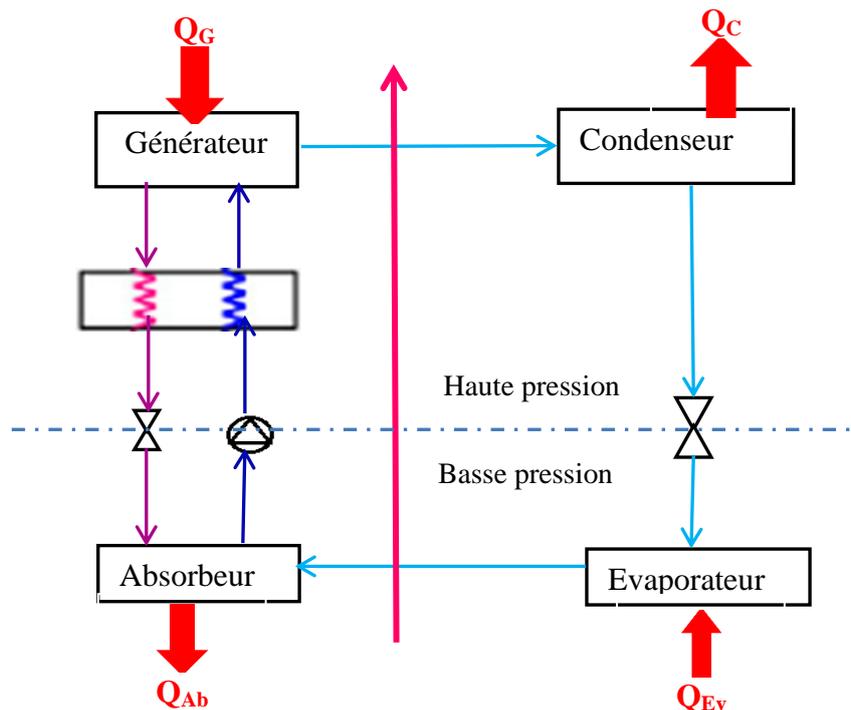


Figure II.1: Système conventionnel d'absorption simple effet[8].

Le COP théorique d'un tel système est calculé en considérant les hypothèses suivantes :

- la température au niveau de chaque composant est uniforme ;

- la vapeur réfrigérante est en équilibre thermodynamique avec la solution riche entrant de l'absorbeur et la solution pauvre sortant du générateur ;
- la solution pauvre quitte à la température du générateur et à l'équilibre thermodynamique[9].
- Adiabaticité des différents éléments de la PACA.

Pour analyser la rentabilité de la PACA en mode réfrigération, on introduit le concept du coefficient de performance (COP) qui est défini par le rapport de la puissance calorifique absorbée à l'évaporateur à la puissance calorifique fournie au générateur plus la puissance de la pompe de circulation de la solution [8,10]:

$$\text{COP} = \frac{\text{Puissance utile}}{\text{Puissance payée}} = \frac{\dot{Q}_{\text{Ev}}}{\dot{Q}_{\text{G}} + \dot{W}_{\text{p}}} \quad \text{II.1}$$

\dot{Q}_{Ev} : Puissance thermique absorbée par l'évaporateur

\dot{Q}_{G} : Puissance thermique fournie au générateur

\dot{W}_{p} : Puissance fournie à la pompe de solution

En général, la puissance fournie à la pompe est négligeable comparativement à la puissance thermique fournie au générateur. L'expression du COP se simplifie à [11,12]:

$$\text{COP} \cong \frac{\dot{Q}_{\text{E}}}{\dot{Q}_{\text{G}}} \quad \text{II.2}$$

La machine, à simple étage, présente un COP, considéré comme acceptable.[13] Elle fonctionne avec une température au niveau du générateur autour de 75°C pour une température de condensation de 40°C et une température d'évaporation de 10°C[14].

En mode de froid, il se dégage que toute augmentation du COP est tributaire de la réduction du coût de régénération, \dot{Q}_{G} par le recours aux énergies renouvelables (Solaire, utilités chaudes, éolienne, etc.) d'une part et de l'augmentation de la puissance échangée à l'évaporateur, \dot{Q}_{Ev} , d'autre part. On définit le taux de circulation (FR) par la relation suivante [15,1]:

$$\text{FR} = \frac{\dot{m}_{\text{a}}}{\dot{m}_{\text{f}}} = \frac{X_{\text{c}}}{X_{\text{c}} - X_{\text{d}}} \quad \text{II.3}$$

\dot{m} : Représente le débit massique de la solution (la vapeur d'eau ou bien l'eau liquide). Bien que le coefficient de performance de Carnot (COP_c) soit défini par [15]

$$COP_c = \frac{Q_E}{Q_G} \quad \text{II.4}$$

L'efficacité de la machine thermique (η) peut être exprimée comme suit[16] :

$$\eta = \frac{COP}{COP_c} \quad \text{II.5}$$

A première vue, l'analyse de l'expression mathématique du COP montre que la réduction du pincement de température ($T_C - T_E$) impose la mise en place de systèmes fonctionnant en régimes étagés si on compte garder les niveaux extrêmes du fonctionnement de la machine[15,9].

II.2.2. PACA bi-étagées

Sur le plan purement thermique, l'amélioration de performance de la PACA se caractérise par la diminution des irréversibilités générées lors de son fonctionnement. Pour ce faire, différentes structures de PACA peuvent être envisagées pour améliorer les performances et élargir les plages de température de fonctionnement. Herold et al décrivent plusieurs PACA à double ou triple effets (aussi appelé double ou triple étages). Dans le cas décrit par la figure II.2, un étage y a été ajouté pour permettre une meilleure désorption et améliorer les performances du système[2, 8,17].

D'autres générateur et condenseur sont à ajouter tout en générant un troisième niveau de pression : c'est le système bi-étagé. Le flux de chaleur évacué au niveau du nouveau condenseur, à haute pression, est transmis au premier générateur à moyenne pression par voie interne relativement à la machine. Cet appoint de chaleur a pour conséquence une élévation de la température comparativement au système mono étagé dont le résultat est la purification de la solution régénérée. Du point énergétique, cet échange interne contribue, en outre, à l'augmentation du COP du système.

Cependant, cette installation requiert une pompe hydraulique qui consommerait un supplément d'énergie électrique. Théoriquement, la conception de structures de ce type serait possible par l'implantation de composants ou l'ajout d'étages supplémentaires[2,18,19].

Les systèmes bi-étagés et/ou à triple effet présentent des performances prometteuses par rapport au système mono-étagé, mais la conception globale du cycle est assez complexe.

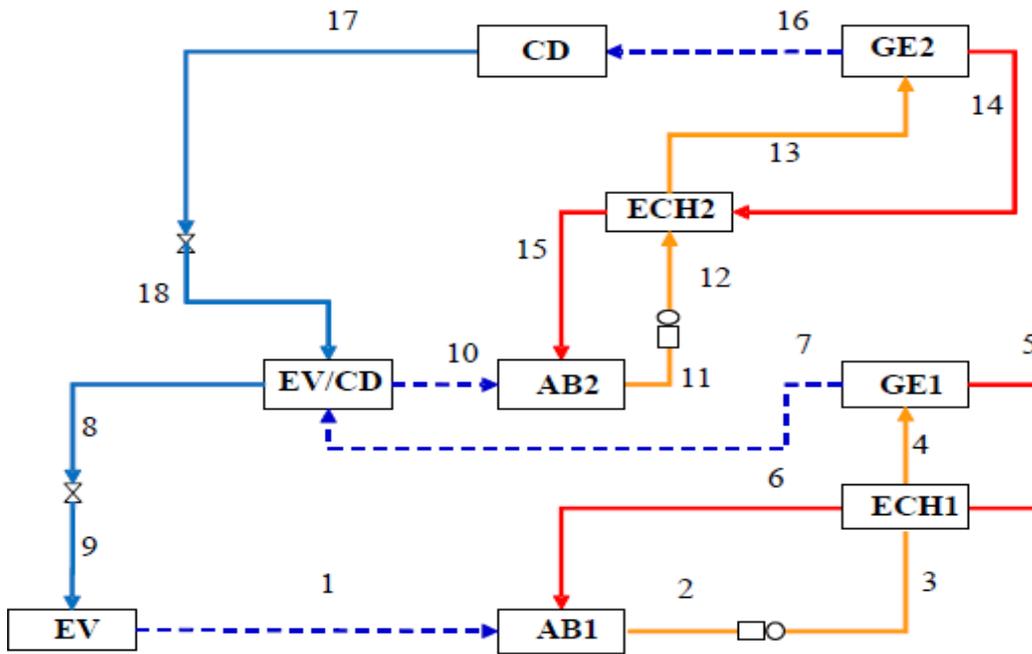


Figure II.2 : Schéma d'une P.A.C.A bi-étagés[20].

Ainsi, nous pouvons conclure que la performance est une fonction dépendante des processus d'échange de chaleur interne à la machine. Une variante du système à triple effet consiste à utiliser différents fluides de travail dans les deux étages. De plus, un évaporateur peut desservir les deux étages lorsqu'on utilise le même couple de travail[19].

Cependant, il peut y avoir, à la fois, des performances et des avantages pratiques auxquels on peut s'attendre, lorsqu'une cascade, de niveaux de pression, est utilisée. Par exemple, lorsque l'étage inférieur utilise de l'eau/bromure de lithium, alors l'efficacité du cycle à triple effet est généralement supérieure à celle obtenue lorsque l'ammoniac/eau est utilisé pour l'étage inférieur. Pour le couple ammoniac/eau, un COP, d'environ 0,5, est attendu pour l'étage inférieur, tandis que celui de l'eau/bromure de lithium atteint généralement 0,86. Cependant, les cycles H₂O/LiBr ne conviennent que pour les applications de refroidissement où la température de l'évaporateur est supérieure à 0°C[17,20].

Un modèle d'un tel cycle à triple effet "mixte" utilisant le couple eau/bromure de lithium peut être en mesure d'atteindre des performances supérieures pour certaines applications. Par ailleurs, le coefficient de performance (COP) d'un système de refroidissement peut être amélioré par l'intégration de capteur solaire. Ainsi, le COP_{sys} du système, composé du capteur solaire et de l'équipement de refroidissement traditionnel s'écrit[22]:

$$COP_{sys} = \eta_{sol} COP \tag{II.6}$$

où η_{sol} est l'efficacité du capteur solaire dont l'expression analytique est donnée par :

$$\eta_{sol} = 0,75 - 0,025 * \left(\frac{T - T_{amb}}{i(t)} \right) \quad \text{II.7}$$

avec $i(t)$ l'intensité instantanée de rayonnement solaire par unité de surface du capteur.

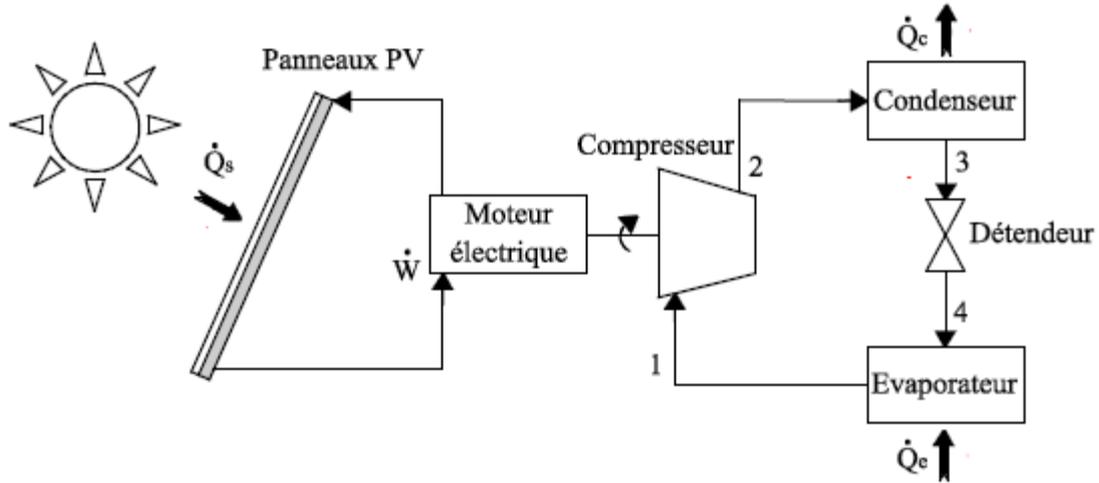


Figure II.3 : Couplage PAC électrique avec capteur photovoltaïque[21].

Pour les systèmes de refroidissement par absorption, le COP dépend de la conception du cycle et de la température de collecte.

Une idée générale de ces effets peut être dégagée à travers les données consignées dans le tableau II.1.

Tableau II.1 : Données de trois options de refroidissement solaire.

Système	Température de collecte (°C)	Efficacité, η_{sol}	COP	COP_{syst}
PV : refroidissement électrique	/	0,15	3	0,45
Solaire thermique: simple effet refroidissement par absorption	70	0,65	0,7	0,455
Solaire thermique: double effet refroidissement par absorption	110	0,54	1,2	0,648

Pour les valeurs nominales données, le système d'absorption à double effet donne de meilleures performances relativement aux deux autres options. Il est généralement vrai que les

machines de refroidissement électriques, à capacité de refroidissement identique, sont moins chères que les machines de refroidissement à absorption. Toutefois, d'un point de vue intégration de capteur solaire, on note que les coûts des capteurs (par m²) pour le PV et le thermique sont comparables aux frais d'installation près[23].

Comme le COP du système est comparable et que les coûts sont nettement inférieurs, les systèmes de refroidissement électriques alimentés par PV sont l'option de refroidissement solaire préférée. Ce résultat a été renforcé par la baisse constante des prix des panneaux photovoltaïques au cours des dernières années en raison d'une fabrication à faible coût, principalement en Chine. Ainsi, bien que le refroidissement par absorption solaire soit techniquement faisable, il n'est pas économiquement avantageux dans la plupart des situations[3].

Tyagi a réalisé une étude détaillée d'une PACA utilisant le NH₃-H₂O et a présenté la variation du coefficient de performance de cette dernière en fonction des conditions opératoires du cycle, c'est-à-dire, les températures de l'absorbeur, de l'évaporateur et du générateur. Il a montré que le COP augmente proportionnellement à la température de l'évaporateur ou du générateur[24, 4].

II.3. Avantage de refroidissement solaire par absorption

1. Simplicité d'installation

Le matériel est robuste, pré-assemblé, câblé et testé en usine. Les machines de petite et moyenne puissance (inférieure ou égale à 350 kW) peuvent être installées à l'extérieur des bâtiments (gamme compacte) [25 ,26].

2. Simplicité d'exploitation

Les opérations de maintenance sont simples et toujours précisées par le constructeur ou le distributeur. Elles portent essentiellement, et par ordre d'importance, sur les points suivants :

- Contrôle de la tour de refroidissement et du traitement d'eau ;
- Contrôle du vide du circuit entre éléments de la machine et évacuation des incondensables ;
- Contrôle du brûleur au niveau du générateur ;

- Contrôle des paramètres hydrodynamiques de fonctionnement des éléments de la machine (internes et externes) ainsi que des équipements électriques et électroniques[7,26].

3. Respect de l'environnement

En raison de l'utilisation constante de sels de calcium et de lithium ainsi que certains produits tels que le NH_3 ont permis le développement de machines de production de froid par absorption respectueuses de l'environnement car les industriels ont été ramenés à éviter l'utilisation des CFC (chlorofluorocarbures), des HCFC (hydrochlorofluorocarbures), ni les HFC (hydrofluorocarbures) pour leur néfaste effet démontré sur l'environnement et qui ont fait l'objet d'une réglementation sévère visant à en interdire progressivement leur usage. En effet, on note que :

- Depuis le 1^{er} janvier 2001, l'utilisation des CFC est interdite;
- Depuis juillet 1999, il y a obligation de détenir un certificat d'étanchéité des installations de réfrigération et de climatisation de plus de 2 kg de fluide HCFC. Par ailleurs, pour les nouveaux équipements, l'utilisation des HCFC est interdite :
 - a) Depuis le 1^{er} janvier 2001 pour tous les groupes frigorifiques de capacité nominale supérieure à 100 kW (mode froid uniquement) ;
 - b) Depuis le 1^{er} juillet 2002 pour tous les groupes frigorifiques neufs de capacité nominale inférieure à 100 kW (mode froid uniquement);
 - c) A partir du 1^{er} janvier 2004 pour tous les groupes frigorifiques neufs pouvant fonctionner en mode pompe à chaleur ou réversible (quelle que soit la capacité nominale).

La maintenance d'équipement existant avec du HCFC neuf a été autorisée jusqu'au 1^{er} janvier 2010.

Enfin, l'utilisation des HCFC recyclés, en vue d'effectuer la maintenance, a été interdite à compter du 1^{er} janvier 2015. Les fluides frigorigènes utilisés (le couple ammoniac/eau) dans les machines à absorption sont sans effet sur l'environnement. Concernant l'ammoniac et du fait de l'évolution des contraintes réglementaires qui frappent les CFC, HCFC, son utilisation s'étend. Son intérêt supplémentaire est d'être le fluide qui permet de produire des températures négatives en utilisant le principe de l'absorption [7,26, 27].

4. Niveau acoustique réduit

Compte tenu de l'absence de machines mécaniques, le fonctionnement d'un groupe à absorption est très silencieux, ce qui élargit leur application dans des locaux sensibles (centres culturels, hôpitaux, hôtels, commerces) où les nuisances sonores sont à proscrire.

Le niveau sonore d'un groupe à absorption en fonctionnement est sensiblement équivalent à celui d'une chaudière. En effet, à l'exception du ventilateur (cas des machines refroidies par air), du brûleur et de la pompe de solution (et de la pompe de réfrigérant sur certaines machines), il y a très peu de pièces mécaniques en mouvement[26,28].

5. Fiabilité et durée de vie

L'absence de vibrations sur les machines à absorption, due au très faible nombre de pièces mécaniques, renforce leur fiabilité et leur longévité. La durée de vie d'un groupe à absorption est moyennement supérieure à vingt ans[26, 28].

6. Souplesse

Le régime de fonctionnement peut être adapté précisément aux besoins de chaud et de froid grâce au système de stockage et au système d'appoint d'énergie (électriques ou gaz). On constate que la performance de ces machines reste bonne même à charge variable[26, 29].

7. Le coût d'exploitation

Compte tenu du coût de l'énergie électrique d'origine fossile, le fonctionnement d'un groupe à absorption peut être alimenté à partir d'une installation exploitant directement de l'énergie solaire gratuite, donc pas de changement de tarification afférente[26].

Conclusion

Les pompes à chaleur à absorption fonctionnent avec le couple eau-LiBr utilisent généralement comme source chaude de la vapeur d'eau légèrement surchauffée. Le COP est assez faible dans les conditions de fonctionnement. Afin d'augmenter le COP de la machine à absorption en y multipliant le nombre d'effets. Pour obtenir une machine à double effet où un triple effet, on peut réaliser un deuxième étage où on peut doubler l'absorbeur, le générateur et le condenseur de manière à ce que le premier générateur récupère la chaleur dissipée par le deuxième condenseur. Ils sont généralement vrais que les machines de refroidissement électriques, à capacité de refroidissement identique. Toutefois, d'un point de vue intégration

de capteur solaire, on note que les coûts des capteurs (par m^2) pour le PV et le thermique sont comparables aux frais d'installation près.

Chapitre III

Fonctionnement d'une PACA avec capteur solaire intégré

Chapitre III. Principe de fonctionnement d'une PACA couplée avec capteur solaire intégré

III. 1. Introduction

Pour le fonctionnement d'une PAC traditionnelle, il y a lieu de mentionner un besoin constant d'appoint d'énergie d'origine fossile dont les retombées sur l'environnement sont particulièrement néfastes. En outre, l'élargissement de ses applications dans les différentes régions du globe, y compris les zones reculées, implique de gros investissements. Ainsi, sous la pression d'organismes non gouvernementaux, chargés de la protection de l'environnement, des protocoles ont été signés pour préserver l'environnement de l'impact du réchauffement de la biosphère. Pour se conformer aux protocoles de Kyoto et de Rio de Janeiro, les recherches se sont orientées vers la détermination de nouvelles sources d'énergie telles que le solaire, la géothermique, marémotrice, etc. En effet, l'intégration des énergies renouvelables en tant que sources d'énergie pour le mode de refroidissement est un concept relativement simple.

L'agencement des éléments de la machine (mono, bi étagé, système hybride, etc.) peut être exploité pour améliorer son efficacité. Dans ce domaine, l'énergie solaire peut être exploitée en [1]:

- Solaire photovoltaïque : Deux modes de fonctionnement se présentent avec deux techniques, à savoir le thermoélectrique et la compression de vapeur (effet Seebeck et effet Peltier) ;
- Solaire thermique : Il exploite le phénomène d'absorption (adsorption) au niveau du refroidisseur où un capteur solaire permet la conversion du rayonnement solaire incident en énergie thermique, transportée via un fluide caloporteur à faible point de congélation (solution eau-glycol). Cette énergie thermique est conduite à travers un échangeur de chaleur qui, à son tour, cède cette énergie au circuit de la pompe à chaleur à absorption[2].

Dans le domaine de refroidissement solaire, on peut établir une liste, non exhaustive, de ses applications, laquelle est donnée par le schéma présenté sur la figure III.1[3]. D'autres concepts intéressants, basés sur l'application des déshydratants, demeurent moins développés [1].

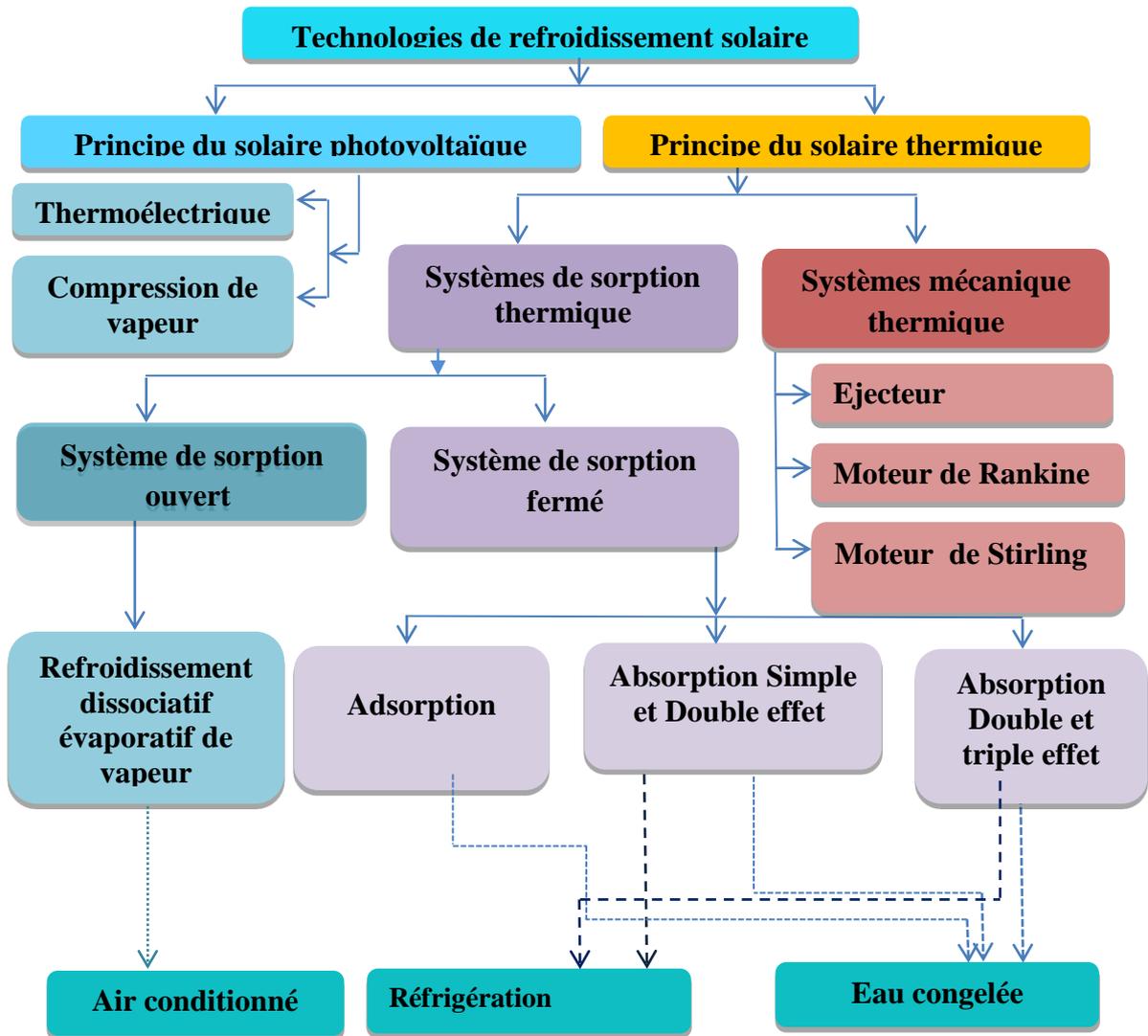


Figure III.1 : Technologies de refroidissement solaire et leurs applications[3].

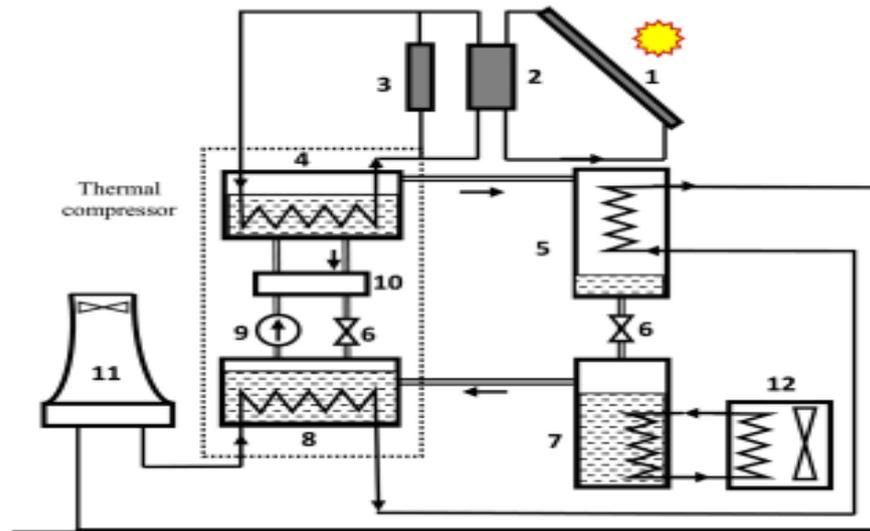
III.2. Le PACA avec capteur solaire intégré en mode de refroidissement

De toute évidence, le soleil est la source d'énergie la plus disponible à la surface du globe terrestre. Le rayonnement incident est converti en :

- chaleur, moyennement des panneaux solaires thermiques ;
- électricité exploitant l'effet photovoltaïque sur des panneaux photosensibles.

En climatisation solaire, le système à absorption (PACA) peut être couplé à des capteurs solaires de différentes formes géométriques (capteur plan, cylindro-parabolique, sphérique). Par ailleurs, d'autres éléments constituant l'unité de climatisation solaire à absorption (capteurs solaires thermiques, réservoir de stockage, pompe à chaleur à absorption, etc.) sont interconnectés entre eux. La chaleur transférée via le champ de capteurs solaires thermiques permet de chauffer indirectement le fluide caloporteur qui circule en son sein. On doit noter

qu'une partie du fluide chauffé est stockée dans le réservoir à eau chaude. Une fois que sa température atteint la température nominale nécessaire pour faire fonctionner la machine, le générateur de la machine à absorption se met sous tension[4]. Généralement, le système peut intégrer en son sein un réservoir de stockage d'eau chaude et une chaudière qui peut fournir de l'eau chaude pendant les jours de faible ou de non ensoleillement. Un schéma d'une PACA couplée à un capteur solaire est présenté sur la figure III.2[3].



- 1 : Capteur solaire ;
- 2 : Réservoir de stockage ;
- 3 : Chauffage auxiliaire ;
- 4 : Générateur ;
- 5 : Condenseur ;
- 6 : Vanne de détente ;
- 7 : Evaporateur ;
- 8 : Absorbeur ;
- 9 : Pompe ;
- 10 : Echangeur de chaleur ;
- 11 : Tour de refroidissement ;
- 12 : Elément à refroidir

Figure III.2 : Diagramme schématisé de la PACA avec capteur solaire[4].

On rappelle que le phénomène d'absorption est favorisé par les faibles températures et les pressions élevées et ce tenant compte du facteur d'absorption défini par la relation suivante [5,6,7] :

$$A = \frac{L}{m \cdot \dot{G}} \quad \text{III.1}$$

où m est la pente locale de la courbe d'équilibre [8]:

$$y^* = m \cdot x \quad \text{III.2}$$

qui dépendrait, en général, de la température et de la composition du mélange. Il en découle que le recours à l'intégration de la tour de refroidissement est profitable à la performance de la PACA[5].

La machine à absorption produit du froid au niveau de son évaporateur lors de son fonctionnement. En climatisation, le froid ainsi généré est ensuite distribué dans le local (élément à refroidir) de manière à piéger l'excès d'énergie, par rapport à la consigne[9].

La machine frigorifique à absorption doit être sélectionnée pour fonctionner en fonction des températures de travail du réseau de capteurs solaires thermiques installés[3].

Shamim et al. [10] ont rapporté que des progrès, en termes de développement de nouveaux matériaux déshydratants, ont été réalisés pour leur conférer de larges applications. Des efforts supplémentaires se sont attelés pour le développement d'absorbants à basse température de régénération avec une possibilité de leur exploitation à long terme. En se basant sur les critères de choix de fluides de travail, une large gamme de solutions est proposée[10] .

Dans le système dit absorption cooling (ABSC) donné sur la figure III.2, il y a lieu de noter les étapes de son fonctionnement. Ainsi, comparativement au système de compression de vapeur, l'ensemble constitué de l'absorbeur et du générateur joue le rôle de compresseur thermique.

Dans le générateur, la solution riche est chauffée moyennant le fluide caloporteur, par apport de la quantité de chaleur, \dot{Q}_G , issu du capteur solaire (1) jusqu'à l'évaporation quasi-totale du réfrigérant.

Il en résulte une solution pauvre (concentrée en absorbant) qui sera véhiculée vers l'absorbeur (8) alors que la vapeur de l'absorbât est conduite vers le condenseur (5), se trouvant à une pression relativement supérieure dans le système. Par condensation, la vapeur y cède sa chaleur de condensation (\dot{Q}_C). Pour ne pas compromettre le bon fonctionnement du condenseur, un circuit auxiliaire de refroidissement serait bénéfique pour s'assurer d'une condensation totale de la vapeur. Etant totalement liquide, le condensât est acheminé vers l'évaporateur (8) après avoir subi un laminage par détente à travers la vanne (6). Au niveau de l'évaporateur et à une basse pression, le réfrigérant est vaporisé en absorbant la quantité de chaleur \dot{Q}_{Ev} : C'est l'effet frigorifique de la machine. Il contribue au refroidissement de l'espace à climatiser (12) [11].

A une pression identique à celle de l'évaporateur, la vapeur ainsi produite est conduite dans l'absorbeur. Ce dernier est le siège du phénomène d'absorption du réfrigérant par l'absorbant. En général, ce phénomène physique est exothermique conduisant à une augmentation conséquente de la température pour enfin atténuer la performance de cet élément de la machine. Pour réduire cet impact et intensifier l'opération d'absorption c'est-à-dire pour atteindre les conditions favorables à la saturation de la solution (absorbant, réfrigérant), l'absorbeur est refroidi par un courant liquide provenant de la tour de refroidissement (11). On

doit signaler la favorisation de l'absorption du réfrigérant se traduit par une augmentation du coefficient de performance de la machine thermique. L'un des composants supplémentaires est l'échangeur de chaleur (10) entre l'absorbeur et le générateur pour la récupération de chaleur entre les solutions pauvre et riche dans le système de refroidissement à absorption thermique. C'est ainsi que le cycle de refroidissement est bouclé[1,3].

III.3. Choix des couples de travail dans les pompes à chaleur à absorption

Les technologies des machines à absorption nécessitent une amélioration des performances par la maximisation du COP, soit la maximisation du gain de température. Leur déploiement pourrait concurrencer les machines à compression. Ces objectifs peuvent être atteints par la modification des architectures du cycle et par le bon choix des fluides de travail[11]. En effet, dans une pompe à chaleur à absorption, utilisée en mode de réfrigération, le couple absorbant-réfrigérant doit répondre à un certain nombre d'exigences d'ordre chimique, thermodynamique et environnemental. Ainsi, les propriétés du couple de fluides de travail, utilisé dans une PACA., peuvent affecter de façon significative la performance, le coût d'investissement initial ainsi que les opérations d'entretien requises. Par conséquent, la sélection du couple est un aspect crucial lorsqu'on envisage l'implantation d'une P.A.C.A avec un objectif précis[12]. Les exigences relatives aux couples ont été discutées en détail par Buffington[13]. Certains critères sont retenus tels que :

- Solubilité élevée du fluide frigorigène dans l'absorbant ;
- Une affinité élevée de l'absorbant pour le réfrigérant ;
- Faible volatilité de l'absorbant dans les conditions de régénération dans la PACA ;
- Faible viscosité;
- Non inflammable et non corrosif;
- Stabilité chimique et thermique pour éviter sa dégradation lors de sa régénération dans le cycle du fonctionnement ;
- Être non toxique et non explosif ;
- Produit bon marché [4];

D'autres propriétés thermodynamiques sont à mettre en avant dans ce choix, à savoir, la tension de vapeur de l'absorbant ainsi que le point de congélation[9].

III.4. Identification des fluides potentiels

En retenant les critères usuels de sélection de couples de travail, Sun a classé principalement les différents couples d'absorption en catégories différentes suivant le type de réfrigérant utilisé : l'ammoniac, l'eau, les alcools, les hydrofluorocarbures (HFC) etc[14].

Plusieurs fluides de travail ont été suggérés dans la littérature. Une investigation faite par Marcriss et al sur les fluides a permis d'établir une liste d'environ 40 réfrigérants et 200 absorbants potentiels. Cependant, le $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ et $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ sont les seuls couples qui soient utilisés pour les cycles à absorption car ils remplissent le plus de critères[3,15] .

- L'ammoniac : Parmi les couples utilisant de l'ammoniac comme réfrigérant, on mentionne: $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$, $\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$ ou NH_3/NaSCN . Ces couples permettent d'atteindre des températures d'évaporation très faibles dû à la basse température de solidification de l'ammoniac (proche de $-80\text{ }^\circ\text{C}$). Les principaux inconvénients de ces couples résident dans leur toxicité, leur corrosivité et les fortes pressions mises en jeu dans le système. Comparativement aux couples utilisant l'ammoniac, le $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ demeure parmi les couples les plus préférés actuellement. Cependant, avec ce couple, une faible quantité d'eau est désorbée lors de la régénération de l'ammoniac ce qui réduit grandement les performances du système. Pour atténuer cet effet, un rectifieur monté après le générateur, est à intégrer dans l'installation pour condenser l'eau présente dans les vapeurs et purifier l'ammoniac dans le circuit réfrigérant. D'autres recherches visent à exploiter, en plus de l'eau, du LiBr [16] ou du NaOH [17] ou en utilisant d'autres absorbants tels que le LiNO_3 ou le NaSCN [18].

- L'eau possède l'avantage d'être un fluide peu dangereux et de très bon marché alors que le couple $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ possède des performances supérieures aux couples utilisant de l'ammoniac [19]. Cependant, la solution $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ est un mélange corrosif et nécessite donc des mesures protectrices conséquentes. De plus, les températures inférieures à $0\text{ }^\circ\text{C}$ à l'évaporateur et les pressions de travail inférieures à la pression atmosphérique exigent le travail en dépression ce qui augmente les frais de construction du système. Des mélanges ternaires tels que $\text{H}_2\text{O}/(\text{LiBr} + (\text{CH}_2\text{OH})_2)$ [20], $\text{H}_2\text{O}/(\text{LiBr} + \text{H}_2\text{N}(\text{CH}_2)_2\text{OH})$ [21] ou $\text{H}_2\text{O}/(\text{LiBr} + \text{CH}_3\text{COOK})$ [22] sont utilisables pour améliorer les rendements des PACA.

III.5. Comparaison de l'équilibre liquide vapeur des couples :

Pour des considérations se rapportant à la séparation de phases, l'analyse de l'équilibre liquide-vapeur est une étape déterminante dans le choix du couple de travail. Dans cette

perspective et compte tenu de l'application industrielle des pompes à chaleur, en mode de refroidissement, on s'est limité à comparer les données d'équilibre des couples usuels suivants :

- 1) H₂O-CaCl₂-LiBr;
- 2) NH₃-H₂O;
- 3) H₂O-LiBr;[23]

Par ailleurs, la littérature présente les données d'équilibre des couples aussi bien sous la forme d'équation d'Antoine corrigée que sous forme graphique (abaques). Pour précision, les constantes figurant dans l'équation d'Antoine sont des fonctions polynomiales, qui dépendent de la composition du système, exprimée en termes de rapport massique (W) de CaCl₂. Dans ce sens et pour ces couples de travail, on peut retenir l'équation d'Antoine généralisée suivante :

$$\log_{10}(P(kPa)) = \sum_{i=0}^4 \left[A_i + \frac{B_i}{T(^{\circ}C) - C_i} \right] * K^i \quad \text{III.10}$$

En tenant compte des données de l'équilibre liquide-vapeur, l'analyse des données montre que les coefficients du modèle thermodynamique présenté ci-dessus dépendent de la composition du mélange via des diagrammes ou d'abaques [23].

-1) Mélange H₂O-CaCl₂-LiBr

Pour une composition du mélange ternaire CaCl₂(X)-LiBr(35,0g)/H₂O(65,0g), le traitement numérique des données par Na Li et al. [23] a permis d'établir la liste des valeurs des coefficients dans le tableau III.1 :

Tableau III.1 : Coefficients paramètres de régression pour l'équation d'Antoine généralisée pour le mélange CaCl₂(X)-LiBr (35,0g)/H₂O(65,0g) [23].

Coefficients du modèle thermodynamique						
i	0	1	2	3	4	K
A _i	1,322. 10 ⁰	5,619 .10 ⁻¹	-2,989.10 ⁻²	6,046.10 ⁻⁴	-4,183.10 ⁻⁶	(100 * W)
B _i	-8.916.10 ⁺¹	1,022.10 ⁺¹	-7,628.10 ⁻¹	8,701. 10 ⁻³	-4,632.10 ⁻⁸	
C _i	-4,303. 10 ⁰	-1,888.10 ⁺¹	-5,443.10 ⁺¹	-7,262.10 ⁺¹	1,228. 10 ⁺¹	

-2) Mélange H₂O-NH₃

A partir du diagramme d'Oldham pour le système eau-ammoniac, donné S.Kherris et al [24], où la dépendance fonctionnelle $P_{tot}(bar) = f_x(1/T(K))$ est donnée par un faisceau de droites quasi parallèles, dont la pente est fonction de la composition, x, en NH₃. En se conformant au

système d'unités retenu dans l'équation III.10, les valeurs des coefficients du modèle sont regroupées dans le tableau III.2.

Tableau III.2 : Coefficients de la régression pour l'équation d'Antoine généralisée pour le mélange H₂O-NH₃ [24].

		Coefficients du modèle thermodynamique						
		i	0	1	2	3	4	K
H ₂ O-NH ₃	A_i	Eq III.11	0	0	0	0	0	1
	B_i	Eq III.12	0	0	0	0	0	
	C_i	-273,15	0	0	0	0	0	

où les expressions des équations III.11 et III.12 sont [12]:

$$A_i = 13,440 - 1,767 * X + 0,9823 * X^2 + 0,3627 * X^3 \quad \text{III.11}$$

$$B_i = 2013,8 - 2155,7 * X + 1540,9 * X^2 - 194,7 * X^3 \quad \text{III.12}$$

-3) Mélange LiBr-H₂O

La performance d'une PACA, en mode de refroidissement, utilisant le couple H₂O / LiBr, est approchée par le recours à l'utilisation de fameux diagrammes, à savoir [1]:

1. Diagramme d'Oldham

Le diagramme d'Oldham est le diagramme le plus utilisé pour visualiser l'évolution du couple de travail dans une machine absorption (figure III.3). Ces évolutions de la solution binaire sont accompagnées d'échange de matière et de chaleur dont l'intensité dépend de trois conditions opératoires: la pression P, la température T et le titre massique en LiBr (X) [1].

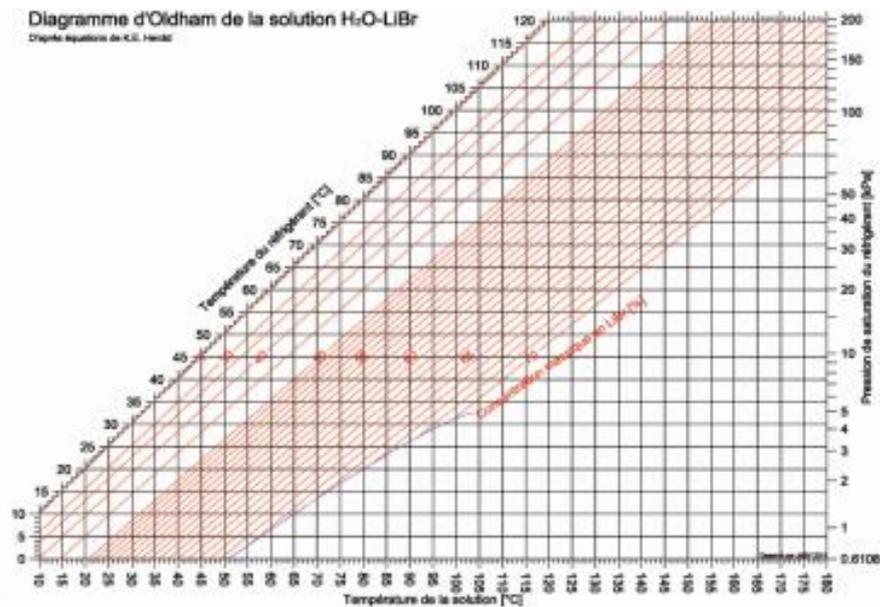


Figure III.3 : Diagramme d'Oldham pour le couple H₂O / LiBr[13].

De nouveau et pour des raisons de simulation à partir d'équations mathématiques, on a été ramené à présenter la variation de la pression suivant une loi identique à l'équation III.10, dont les valeurs des coefficients du modèle sont regroupées dans le tableau III.3[24].

Tableau III.3 : Coefficients de la régression pour l'équation d'Antoine généralisée pour le mélange LiBr-H₂O [24].

	Coefficients du modèle thermodynamique						
	i	0	1	2	3	4	K
LiBr-H ₂ O	A _i	Eq III.13	0	0	0	0	1
	B _i	Eq III.14	0	0	0	0	
	C _i	-273,15	0	0	0	0	

où les expressions des équations III.13 et III.14 sont [24]:

$$A_i = 3,1934 + 1,329 \cdot 10^{-1} * X - 1,4278 \cdot 10^{-3} * X^2 \quad \text{III.13}$$

$$B_i = 1057,5 - 94,632 * X + 9,816 \cdot 10^{-1} * X^2 \quad \text{III.14}$$

2. Diagramme de Merkel

Si le diagramme d'Oldham permet d'avoir une bonne représentation de la machine d'absorption thermique, il ne permet ni l'étude énergétique, ni le dimensionnement de la machine ; Ces objectifs requièrent l'utilisation du diagramme de Merkel. Il permet une étude

complète de la machine à absorption, car en plus des informations données par le diagramme de Oldham, il renseigne, ce qui est fondamental pour les calculs, sur l'enthalpie de la solution liquide (ou absorbant) et de la vapeur du soluté (ou absorbât) (figure III.4) [3].

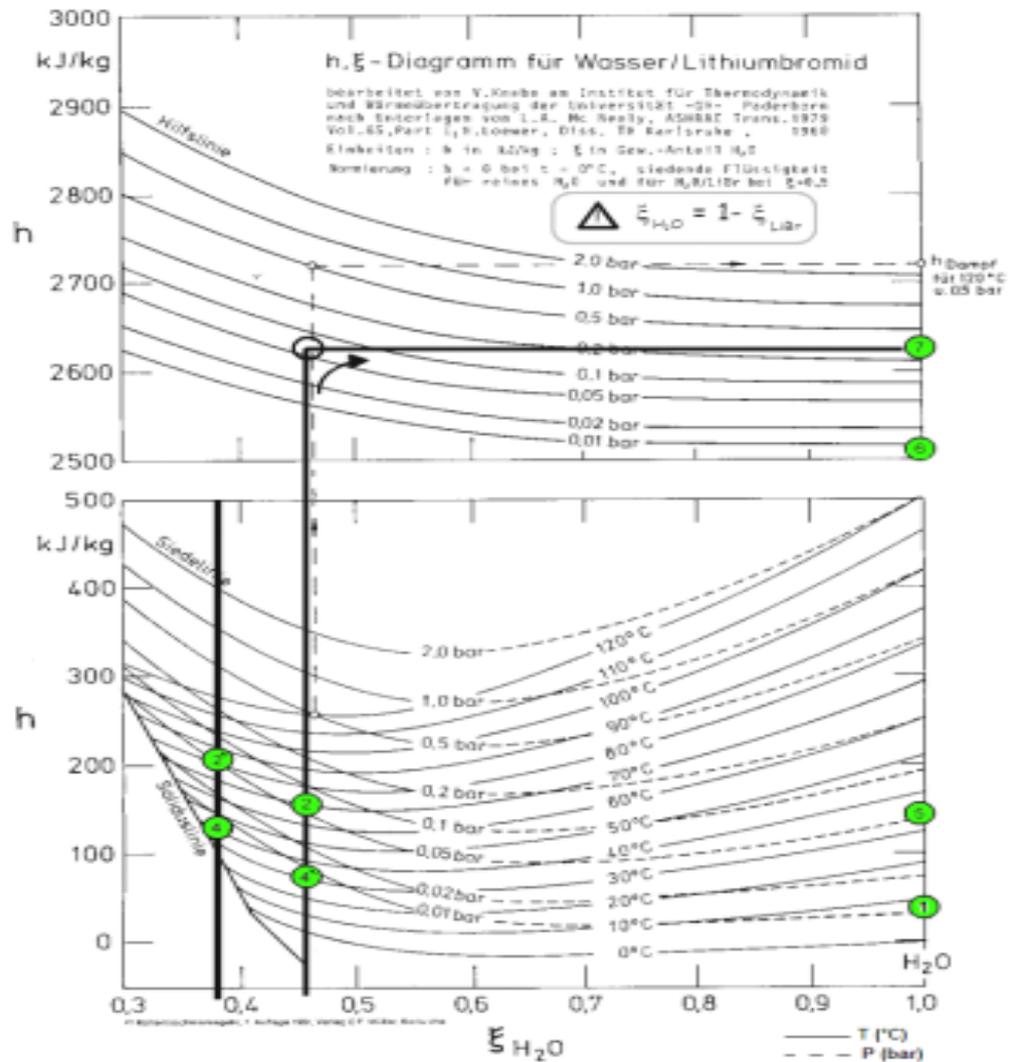


Figure III.4 : Schéma de Merkel Enthalpie/température/ concentration en eau pour le cycle frigorigère de LiBr/H₂O [3] .

III.6. Choix du couple de travail

Les performances de la PACA en mode de refroidissement sont en partie dépendantes de l'énergie à mettre en œuvre pour séparer les constituants du mélange au niveau du générateur via l'expression donnée par l'équation II.2. Il en découle que l'augmentation du COP passe, sans nul doute, par :

- 1) Diminution de la consommation de l'énergie, \dot{Q}_G ;
- 2) Augmentation de l'effet frigorigère, \dot{Q}_{Ev} .

En se basant sur la première assertion et faisant abstraction d'autres critères de choix du couple, il importe que la PACA en mode de refroidissement fonctionne dans les conditions telles que la

température est la plus faible possible. Dans cet objectif et pour dégager le meilleur couple, on est amené à comparer leurs tensions de vapeur aussi bien avec la température que la composition du couple. Pour ce faire, le traçage de la variation de la tension de vapeur des trois couples s'impose. En tenant compte de l'équation de base III.10, valable pour les couples potentiels, nous avons établi les courbes de tendance de la tension de vapeur avec la température tout en utilisant la composition comme paramètre. De telles courbes sont visualisées sur les figures III.5,6 et 7[24].

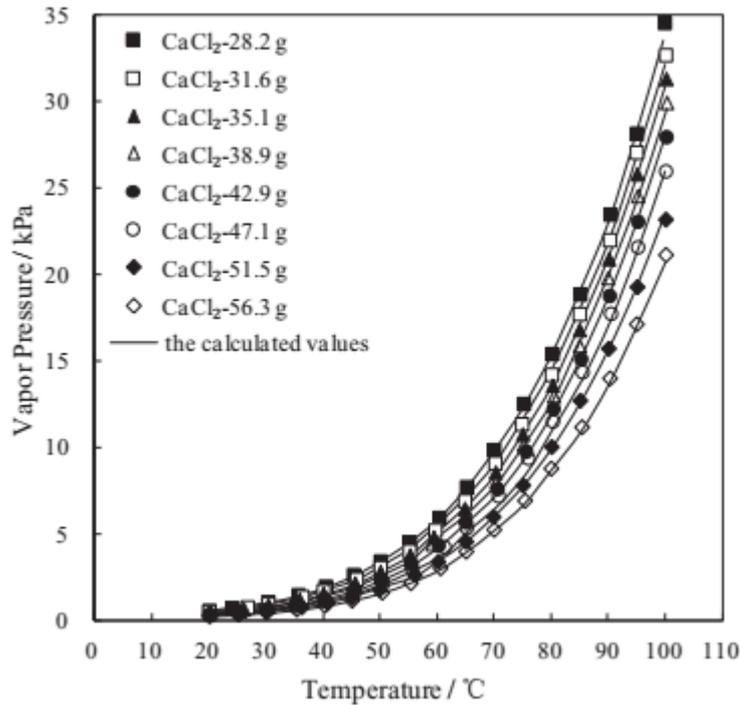


Figure III.5 : Tension de vapeur saturante du mélange CaCl₂(X)-LiBr(35,0g)/H₂O(65,0g) [24].

A partir des courbes d'équilibre liquide vapeur, propres aux trois couples de travail, utilisés dans les domaines du froid, il émerge que, pour une température de fonctionnement en mode de froid, correspondant au confort thermique limité dans le domaine [15, 27°C] et indépendamment de la composition, la variation de pression de fonctionnement est limitée par les plages suivantes :

- [1, 2 kPa] pour le couple CaCl₂(X)-LiBr(35,0g)/H₂O(65,0g) ;
- [2,5, 15 kPa] le couple eau/ LiBr ;
- [200, 580 kPa] pour le couple NH₃/H₂O[24].

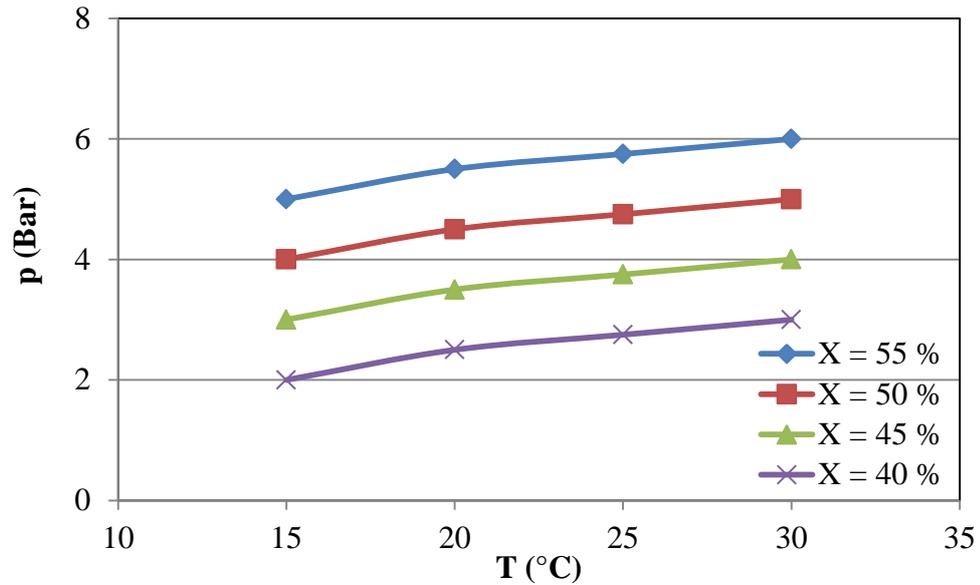


Figure III.6: Tension de vapeur saturante pour le couple NH₃/H₂O [11].

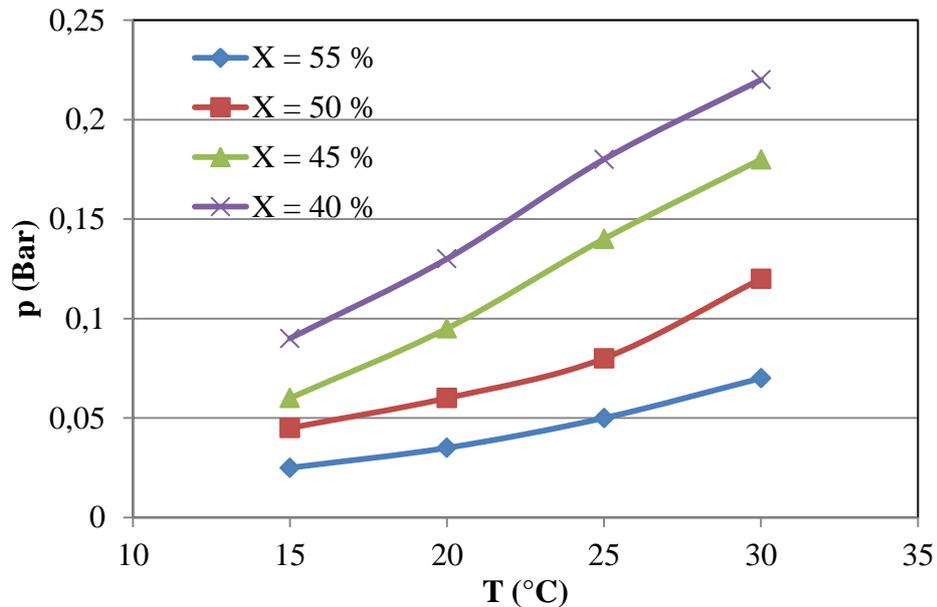


Figure III.7: Tension de vapeur saturante du couple Eau /LiBr [14].

Les couples CaCl₂(X)-LiBr(35,0g)/H₂O(65,0g) et NH₃/H₂O ne sont pas compétitifs face au couple eau/ LiBr pour des considérations d'ordre physique et physicochimiques, à savoir [24];

- Propriétés fortement corrosives du premier couple lorsque l'acier 316 L est utilisé;
- Pressions trop élevées ce qui nécessite des compresseurs assez puissants avec une puissance mécanique conséquente pour le deuxième couple [25].

Ce constat nous incite à exploiter des pompes dont la pression est moyennement élevée. Cette conclusion a été confirmée par les travaux de McLinden, et [26] Jin-Soo Kim [27, 28]. En

effet, Kurem et Horuz ont comparé l'utilisation des couples $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ et $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ comme fluide de travail dans une PACA. Il a été démontré que le système à $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ a un COP légèrement supérieur dans toutes les conditions testées, alors qu'il nécessite également un débit de réfrigérant plus élevé. Ils ont indiqué que pour que le cycle $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ ait les mêmes performances que le couple $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$, une architecture de la PACA plus complexe (plus coûteuse) serait nécessaire[29].

Des améliorations à prévoir seraient la récupération de chaleur dans le générateur avec glissement de température et l'utilisation d'une colonne de distillation à la place d'un bouilleur (générateur) pour séparer les traces d'eau dans le courant de l'ammoniac. L'application de $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ est particulièrement inadaptée pour des applications de récupération de chaleur à hautes températures en raison des pressions très élevées requises. En effet, la pression de saturation de l'ammoniac à 90°C est de 51 bar[11].

Si le couple $\text{LiBr}/\text{H}_2\text{O}$ est plus performant, certaines contraintes de nature physicochimique (corrosivité, viscosité importante, solubilité limitée, limite de température et risque de cristallisation, sa disponibilité à bon marché (prix abordable)) est un atout pour développer la machine thermique dont les retombées financières du fonctionnement serait à prendre en considération[2,14]. Toutefois, les propriétés physicochimiques tendent à limiter son exploitation pour des températures négatives[26].

III.7. Etude de la P.A.C.A avec capteur solaire intégré

Comme mentionné ci-dessus, la performance d'un système à absorption est étroitement liée aux propriétés thermodynamiques, physiques et chimiques du fluide de travail utilisé[15]. Si la régénération, dans les cycles conventionnels met en jeu une énergie, \dot{Q}_G d'origine fossile, le développement de nouveaux cycles à absorption passe par l'implémentation des énergies renouvelables (solaire, géothermique, etc.). Dans ce sens, les études menées par Anderson ont permis de comparer entre les performances des couples eau-ammoniac et eau-bromure de lithium exploitant un capteur solaire plan en mode de climatisation. Le COP était de 0,75 pour la solution $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$, alors il n'était que de 0,57 pour $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ [6].

Quant à l'influence des conditions climatiques, Shaarawi et al. ont montré que la production du froid par une machine à absorption utilisant le couple eau-ammoniac est faisable en Egypte. Toutefois, des températures inférieures à zéro ne sauraient être atteintes à cause de la vapeur d'eau entraînée par l'ammoniac vapeur. Ce phénomène réduit le COP et le rectifieur est présenté comme solution pour cette installation[30].

III.8. Conclusion

Les machines à absorption peuvent jouer un rôle important dans la transition énergétique en raison de leur contribution à la réduction des émissions de chaleur fatale à basse température (<100°C), telles que les rejets industriels de chaleur d'une part et adopter la stratégie de valorisation des sources d'énergie renouvelables de type solaire et géothermique en vue d'élargir leurs applications industrielles d'autre part.

Actuellement, les machines de réfrigération à absorption font l'objet de nombreuses recherches. Elles se focalisent sur leurs applications potentielles, la sélection appropriée de fluides de travail et l'évaluation des performances. Pour des applications de réfrigération, les machines à absorption commercialisées utilisent :

- le couple de travail ammoniac-eau pour la réfrigération où la température est inférieure à 0°C)
- le couple eau-bromure de lithium pour la réfrigération où la température est supérieure à 0°C.

Compte tenu des problèmes liés à la corrosion, la cristallisation, les pressions de fonctionnement sous-atmosphérique d'une part et à la robustesse d'équipements, à la toxicité du couple ammoniac-eau, il a été envisagé de développer des recherches axées sur la possibilité de mettre au point d'autres couples de travail capables de les remplacer avec des performances plus intéressantes. Des études ont tendance à recourir à exploiter des couples ternaires tels $H_2O/CaCl_2/LiBr$.

Dans ce sens et hormis les propriétés physicochimiques, pratiquement communes pour les différents couples de travail, le choix d'eau/LiBr s'impose en tenant compte de l'équilibre liquide vapeur.

Chapitre IV

Acquisition des données propres aux fluides retenus

IV.1. Introduction

L'analyse thermodynamique du cycle frigorifique nécessite la maîtrise des bases théoriques de la thermodynamique des équilibres de phases. Ainsi, la prédiction des équilibres de phases notamment pour les systèmes dont les données expérimentales ne sont pas toujours disponibles. Cette analyse nécessite l'estimation de différentes propriétés des corps purs et celles de mélanges telles que les propriétés critiques, la pression de saturation, les données de l'équilibre, etc[1]. A ce stade d'étude, les différents fondements théoriques, liés aux calculs des équilibres de phases (liquide- vapeur), sont abordés, à travers des modèles de prédiction pour des mélanges binaires en recourant à la règle de mélanges. Pour un équilibre chimique de phases, l'analyse de liquide- vapeur dans une pompe à chaleur à absorption [2] est basée essentiellement sur l'égalité de potentiels chimiques des espèces présentes dans les deux phases coexistantes[1] . Fondamentalement et pour un mélange s'écartant de l'idéalité, on peut citer deux approches théoriques pour le calcul des équilibres de phase liquide- vapeur à savoir :

-1) Approche symétrique (ϕ - ϕ) : Son application se traduit par l'utilisation d'une équation d'état ($f(P, V, T) = 0$) pour exprimer les fugacités, ϕ , (ou bien coefficients de fugacité, γ).

-2) Approche dissymétrique (γ - ϕ) ; Elle consiste à appliquer une équation d'état pour le calcul du coefficient de fugacité en phase vapeur et un modèle d'énergie de Gibbs pour le calcul du coefficient d'activité en phase liquide. Pour le calcul des équilibres liquide-vapeur, la fugacité représente une grandeur thermodynamique dérivant du potentiel chimique [3]. Ayant l'unité de pression, pour les corps purs et à pression modérée, elle est voisine de la tension de vapeur en phase liquide[2].

IV.2. Calcul de l'équilibre liquide-vapeur du système eau/LiBr

Sur le plan théorique et à température et pression constantes, la résolution du problème des équilibres (liquide-vapeur) qui se traduit par l'égalité des potentiels chimiques des espèces présentes dans les deux phases, conduit à l'égalité des fugacités, donnée par la fameuse équation [3]:

$$f_i^V = f_i^L \quad \text{IV.1}$$

où f_i^V et f_i^L désignent les fugacités de l'espèce i en phase vapeur et liquide, respectivement. Pour des considérations thermodynamiques, l'équation (IV.1) peut être réécrite sous la forme [4]:

$$\phi_i \cdot y_i \cdot P_{tot} = \gamma_i \cdot x_i \cdot f_i^0 \quad \text{IV.2}$$

Chapitre IV Acquisition des propriétés thermo-physiques du fluide de travail

φ_i, γ_i sont le coefficient de fugacité et la fraction molaire du constituant i dans la phase vapeur respectivement. P_{tot} , étant la pression totale. Pour la phase liquide, on définit γ_i et x_i comme étant le coefficient d'activité et la fraction molaire du constituant i ; f_i^0 est la fugacité de référence de la phase liquide[2 ,5].

$$f_i^0 = P_i^{sat} \varphi_i^{sat} P_{ynt}(P_{tot}) \quad \text{IV.3}$$

$P_{ynt}(P_{tot})$ est le facteur de Poynting, introduit pour corriger l'effet de P_{tot} sur la fugacité du composé pur. A des pressions modérées, la valeur de $\varphi_i^{sat} \cdot P_{ynt}(P_{tot})$ est voisine de l'unité de sorte que l'équation IV.2 se trouve réduite à :

$$\varphi_i \cdot \gamma_i \cdot P_{tot} = \gamma_i \cdot x_i \cdot P_i^{sat} \quad \text{IV.4}$$

On rappelle que le mélange liquide eau-LiBr présente de fortes propriétés électrolytiques. Compte tenu de sa non idéalité et pour le calcul des propriétés de l'équilibre, le calcul du coefficient d'activité de l'eau est approché via l'équation de Reynaldo et al.[6 ,7] :

$$\log_{10}(\gamma_{H_2O}) = -\Phi \cdot \nu \cdot w_l \cdot M_{H_2O} \quad \text{IV.5}$$

où w_l , est la molalité de la solution, exprimée en fonction de la fraction massique x_{LiBr} par la relation:

$$w_l = \frac{x_{LiBr}}{(1-x_{LiBr}) \cdot M_{LiBr}} \quad \text{IV.6}$$

Si ν est le nombre de dissociation de la molécule de LiBr (=2), Φ est le coefficient osmotique. Sa valeur est estimée par Kim et Infante Ferreira suivant la loi polynomiale :

$$\Phi = 1 + \sum_{i=1}^6 a_i \cdot w_l^{i/2} + \frac{p_{tot}}{2 \cdot \nu} \sum_{k=0}^2 k \cdot b_k w_l^{k/2}. \quad \text{IV.7}$$

avec a_i et b_i coefficients de la régression donnés par les équations suivantes :

$$a_i = \sum_{j=0}^2 a_{ij} \cdot T^{-j} \quad i = 1,2, \dots,6 \quad \text{IV.8}$$

$$b_k = \sum_{j=0}^2 b_{kj} \cdot T^{-j} \quad k = 0,1,2. \quad \text{IV.9}$$

Les valeurs des constantes a_{ij}, b_{ij} sont données dans le tableau IV.1[7].

Tableau IV.1 : Valeurs des constantes a_{ij} et b_{ij} de l'équation de Kim et al.[7].

Coefficients du modèle	J=0	J=1	J=2
a_{1j}	$-2,20 \cdot 10^{+1}$	$4,94 \cdot 10^{+3}$	$-6,55 \cdot 10^{+5}$
a_{2j}	$-3,81 \cdot 10^{+3}$	$2,61 \cdot 10^{+6}$	$-3,67 \cdot 10^{+8}$
a_{3j}	$1,23 \cdot 10^{+5}$	$-7,72 \cdot 10^{+7}$	$1,04 \cdot 10^{+10}$
a_{4j}	$-1,47 \cdot 10^{+6}$	$9,20 \cdot 10^{+8}$	$-1,19 \cdot 10^{+11}$
a_{5j}	$7,77 \cdot 10^{+6}$	$-4,94 \cdot 10^{+9}$	$6,32 \cdot 10^{+11}$
a_{6j}	$-1,51 \cdot 10^{+7}$	$9,84 \cdot 10^{+9}$	$-1,27 \cdot 10^{+12}$
b_{0j}	$-4,42 \cdot 10^{-5}$	$3,11 \cdot 10^{-2}$	$-4,36$
b_{1j}	$3,07 \cdot 10^{-4}$	$-1,86 \cdot 10^{-1}$	$2,74 \cdot 10^{+1}$
b_{2j}	$-4,08 \cdot 10^{-4}$	$2,16 \cdot 10^{-1}$	$-2,52 \cdot 10^{+1}$

En outre, sachant la variation du coefficient de l'eau dans le mélange, le coefficient d'activité de LiBr est déterminé par intégration numérique de la relation de Gibbs-Duhem [7]:

$$x_{H_2O} \cdot d \ln(\gamma_{H_2O}) + x_{LiBr} \cdot d \ln(\gamma_{LiBr}) = 0 \quad \text{IV.10}$$

Etant donné que $\gamma_{LiBr} = 1$ pour $x_{H_2O} = 0$, on a :

$$\ln(\gamma_{LiBr}) = - \int_0^{x_{H_2O}} \left(\frac{x_{H_2O}}{x_{LiBr}} \right) d \ln(\gamma_{H_2O}) \quad \text{IV.11}$$

Compte tenu de la température d'ébullition normale élevée ($T_{eb}^n = 1265^\circ C$), la phase gazeuse est supposée idéale pour obéir à la loi de Dalton. Alors que la phase liquide est régie par la loi de Raoult de solution réelle, c'est-à-dire que $\varphi_{H_2O} = 1$. Ainsi, la pression partielle de l'eau a pour expression :

$$P_{H_2O} = y_{H_2O} \cdot P_{tot} = \gamma_{H_2O} \cdot x_{H_2O} \cdot P_{H_2O}^{sat} \quad \text{IV.12}$$

avec x_{H_2O} et y_{H_2O} sont les fractions molaires de l'eau dans les phases liquide et gazeuse [8, 9].

Par conséquent, la constante de la loi de Henry, H_e , a pour expression [10,11]:

$$H_e = \frac{y_{H_2O}}{x_{H_2O}} = \frac{\gamma_{H_2O} \cdot P_{H_2O}^0}{P_{tot}} \quad \text{IV.13}$$

IV.3. Propriétés thermodynamiques du mélange eau/LiBr

Comme mentionné précédemment, le mélange eau-LiBr est largement utilisé dans le domaine de la réfrigération avec des COP très intéressants[8]. Pour des raisons du bien-être se rapportant au polygone de confort, l'exploitation de ce couple pour faire régner les conditions de satisfaction de l'utilisateur de ces espaces confinés, il est impératif de modéliser le fonctionnement d'une pompe à chaleur, fonctionnant en mode de froid, utilisant un fluide de travail, permettant le transfert d'énergie d'un niveau thermique donné à un autre. Dans ce sens, nous avons retenu le couple Eau-LiBr qui présente d'innombrables avantages thermodynamiques. Par ailleurs, on rappelle que pour améliorer la performance de la PACA, on a considéré le système à deux étages où le compresseur mécanique est remplacé par un compresseur thermique, composé d'absorbeur et de générateur[6]. Pour la simulation numérique du fonctionnement de la machine thermique, retenue dans le cadre de cette étude et compte tenu des propriétés thermophysiques impliquées dans l'élaboration du modèle mathématique, nous avons exprimé de telles propriétés en fonction des variables d'état sur la base de certaines données de la littérature. Pour le mélange binaire (H₂O/LiBr), certains auteurs présentent l'équation d'état de Martin-Hou[12]:

$$P = \frac{RT_r}{v-b} + \sum_{i=1}^4 \left[\frac{A_i + B_i T_r + C_i e^{-KT_r}}{(v-b)^{i+1}} \right] \quad \text{IV.14}$$

où A_i , B_i , C_i , b , K sont des constantes, propres au fluide de travail et v , le volume molaire du mélange. La manipulation de cette équation ainsi que l'estimation des coefficients pour le calcul des fonctions thermodynamiques s'est avérée fort délicate. Conséquemment, nous avons été amenés à transcrire certains résultats expérimentaux, présentés sous forme d'abaques, en les traitants numériquement pour les exprimer sous forme de corrélations. Pour nos références bibliographiques [13], le système d'unités des variables d'état et des différentes propriétés du mélange sont comme suit :

- Les températures sont en degrés Celsius [°C];
- Les enthalpies des fluides dans les différents courants sont en kJ/kg;
- Les pressions sont en kPa;
- La concentration de la solution est rapportée à la fraction massique (%) en absorbant (LiBr);

- Les flux de chaleur échangés au niveau des composants de la machine thermique est en Watt ;
- La densité du mélange est en kg/m^3 .

IV.3.1. Détermination des propriétés du mélange ($\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$)

IV.3.1. 1 : Calcul de la température de cristallisation du mélange $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$

Se rapportant aux données thermo-physiques du mélange eau-LiBr, certaines propriétés telles que le phénomène de cristallisation conduit à la limitation de son domaine d'application en tant que fluide de travail dans la machine thermique[14]. De ce fait, la cristallisation du chlorure de lithium conduit à l'obstruction des conduits de l'installation. Ainsi, dans nos calculs on doit prévoir la température de cristallisation en fonction de la composition. Par conséquent, le choix de la plage du bon fonctionnement est donné par les données du tableau IV.2[15].

Tableau VI.2 : Variation de la température de cristallisation de la solution aqueuse de LiBr avec la fraction massique[15].

Domaines de composition de la solution en fraction massique, X(kg LiBr/kg d'eau)	$T_{\text{cristLiBr}}(^{\circ}\text{C})$
$X = 0$	0
$0 < X \leq 20$	$-0,1 * X - 2,5 \cdot 10^{-2} * X^2$
$20 < X \leq 39,2$	$-24,80434 + 2,43369 * X - 0,08967 * X^2$
$39,2 < X \leq 49,2$	$-434,48275 + 15,36853 * X - 0,15303 * X^2$
$49,2 < X \leq 57,37$	$-1286,15172 + 41,66252 * X - 0,33563 * X^2$
$57,37 < X \leq 65,16$	$-1336,1 + 39,043 * X - 0,2748 * X^2$
$65,16 < X \leq 70$	$-6266,7 + 175,74 * X - 1,12114 * X^2$

IV.3.1.2. Densité du mélange ($\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$) $\rho(X, T)_{\text{mél}}$

On rappelle que l'installation, utilisée en mode de refroidissement, comprend un compresseur thermique où le mélange $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ est en circulation entre le générateur et l'absorbeur pour assurer le transfert d'énergie en changeant aussi bien sa composition que les autres variables

d'état (T,P). Cette solution, étant incompressible, est véhiculée via des pompes hydrauliques dont leurs calculs impliquent la détermination de la densité du mélange en fonction de la température. Les données de la littérature de Chua et al relatives à la variation de la masse volumique, aussi bien avec la composition qu'avec la température, sont résumées dans la figure IV.1[16].

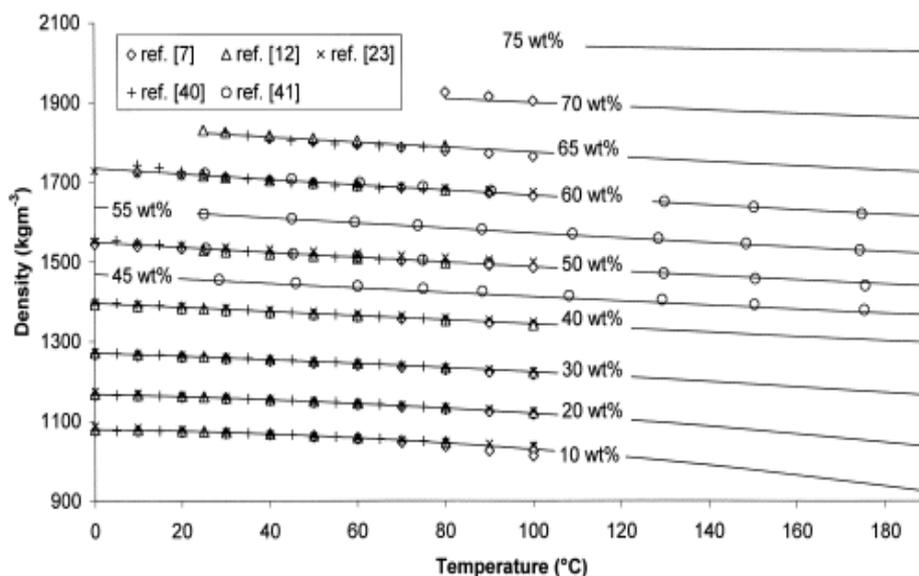


Figure IV.1 : Données de la masse volumique de solutions aqueuses de LiBr[16].

Ces résultats graphiques sont compilés et traités numériquement pour donner une régression de la forme :

$$\rho(X, T)_{\text{mél}} = \sum_{k=1}^5 X^{(k-1)} [G_{0,k} + T \cdot G_{1,k} + T^2 \cdot G_{2,k}] \quad \text{IV.15}$$

Les différentes valeurs des coefficients sont regroupées dans le tableau IV.3[16].

Tableau IV.3: Valeurs des coefficients $G_{i,k}$ pour le calcul de $\rho(X, T)_{\text{mél}}$ [16].

$G_{i,k}$	k = 1	k = 2	k = 3	k = 4	k = 5
i = 0	$9,99100 \cdot 10^{+2}$	7,74931	$5,36509E^{-3}$	$1,34988E^{-3}$	$-3,08671E^{-6}$
i = 1	$-2,39865E^{-2}$	$-1,28346E^{-2}$	$2,07232E^{-4}$	$-9,08213E^{-6}$	$9,94788E^{-8}$
i = 2	$-3,90453E^{-3}$	$-5,55855E^{-5}$	$1,09879E^{-5}$	$-2,39834E^{-7}$	$1,53514E^{-9}$

IV.3.1.3. Tension de vapeur du couple H₂O/LiBr

Le diagramme d'Oldham est le diagramme le plus utilisé pour visualiser l'évolution des variables du fonctionnement du couple de travail dans une machine absorption (figure IV.2). Ces évolutions sont accompagnées d'échange de matière et de chaleur dont l'intensité

dépend de trois grandeurs opératoires: la pression P , la température T et la fraction massique en LiBr (X_{LiBr}) [7].

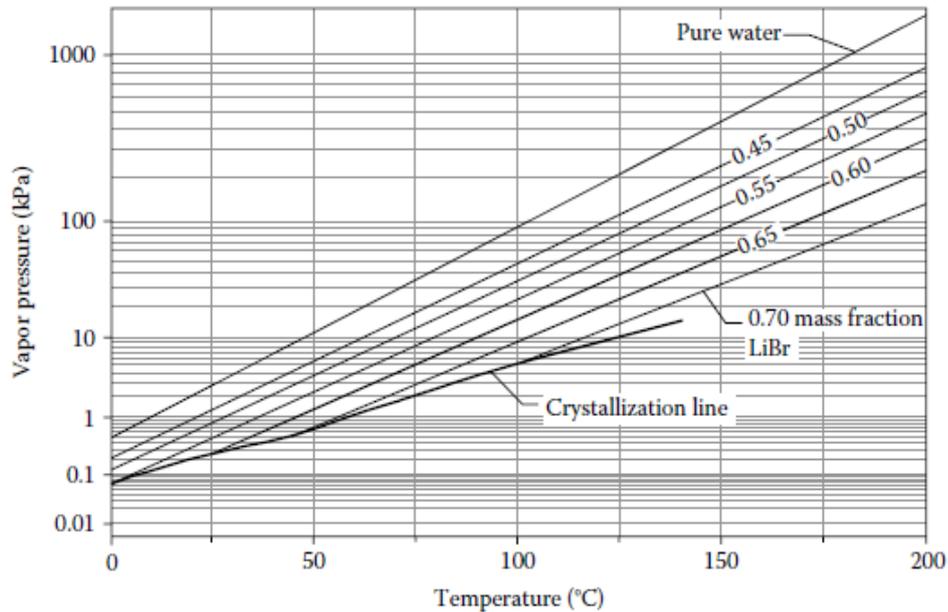


Figure IV.2 : Diagramme d'Oldham pour le couple H₂O / LiBr[3].

On peut noter que, pour les différentes fractions massiques en LiBr, la variation de la pression de vapeur de la solution varie quasi linéairement avec la température. Ce sont les droites de Duhring. Par ailleurs, on peut s'inspirer de l'équation d'Antoine pour proposer l'équation régissant cette évolution. Pour une composition du mélange variant entre 0,40 et 0,70, la corrélation qui relie simultanément la pression de saturation à la température et à la concentration de la solution (H₂O/LiBr) est donnée par[13]:

$$\log_{10}(P(\text{kPa})) = A(1) + A(2)/(T + 230) + A(3)/(T + 230)^2 \quad \text{VI.16}$$

Les coefficients A , B et C sont fonction de la composition en eau-LiBr. Leurs valeurs respectives sont corrélées à la composition par les relations suivantes :

$$A(j) = \sum_{i=0}^3 A(i,j)X^i \quad j=1,2,3. \quad \text{VI.17}$$

i	$A_{(i,j=1)}$	$A_{(i,j=2)}$	$A_{(i,j=3)}$
0	-255,7578	+176967,7371	-28618359,8911
1	+1582,4019	-1072916,3745	+172227926,348
2	-3130,1776	+2117836,5014	-340486809,148
3	+2036,1703	-137649,8888	+221388165,3629

Il y a lieu de préciser les coefficients de détermination sont très voisins de l'unité. Pour une teneur nulle en LiBr ($x=0,0$), la tension de vapeur du système coïncide avec celle de la vapeur d'eau pure. On remarque que, pour des températures inférieures à 100°C , son allure se caractérise par une droite de pente plus importante que celles des autres lignes. De ce fait, son traitement numérique, à part, a conduit à l'équation de régression suivante [7]:

$$\log_{10}(P^{sat}(kPa)) = A + B/(T + 230) + C/(T + 230)^2 \quad \text{IV.18}$$

avec $A = 6,4707, \quad B = -1295,1909, \quad C = -57644,6527$

Par ailleurs, pour une vapeur d'eau surchauffée, la tension de vapeur est donnée par la relation de Duperray [17][18]:

$$P(atm) = \left(\frac{T}{100}\right)^{1/4} \quad \text{IV.19}$$

IV.3.1.4. Calcul de l'enthalpie du mélange ($\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$) $H(T, X)$

Le mélange eau-LiBr se présente comme une solution qui s'écarte fortement par rapport à l'idéalité. En effet, elle se caractérise par une cristallisation pour une teneur massique en LiBr voisine de 70%. Cette barrière constitue une limitation de fonctionnement de notre installation de conditionnement d'air. Pour calculer l'enthalpie du mélange, on prendra les données suivantes comme référence : $P=1 \text{ atm}$ et $T=0^{\circ}\text{C}$ où l'enthalpie serait considérée comme étant nulle. En effet, la fonction enthalpie du mélange serait dépendante de deux grandeurs, à savoir composition et température. Ainsi, la littérature distingue deux domaines de variation de la composition, exprimée en fraction massique en LiBr[7]:

-1) Pour $0\% < X < 40\%$:

$$H(T, X) = \sum_{i=0}^2 A(i) \cdot X^i + CT \left(\sum_{i=0}^2 B(i) \cdot X^i \right) \quad \text{IV.20}$$

avec $CT = \frac{9}{5} * T + 32 \quad \text{IV.21}$

D'après cette relation, il y a lieu de remarquer que le terme, indépendant de la température, est la chaleur de mélange à température constante. Les valeurs des coefficients A_i et B_i sont consignées dans le tableau IV.4[19].

Tableau IV.4 : Coefficients A_i et B_i de l'équation IV.20 [19].

I	A(i)	B(i)
0	-33,1054264	1,0090734
1	0,13000636	-0,01377507
2	0,00097096	0,000085131

-2) Pour $45\% < X < 70\%$

$$H(T, X) = \sum_{i=0}^4 A(i) \cdot X^i + \left(\sum_{i=0}^4 B(i) \cdot X^i\right) \cdot T + \left(\sum_{i=0}^4 C(i) \cdot X^i\right) \cdot T^2 \quad \text{IV.22}$$

Un résultat direct se dégage quant à ce qui se rapporte à la chaleur de mélange. On note que cette grandeur et compte tenu de sa valeur, elle n'est pas en faveur de l'absorption de vapeur d'eau car l'absorption physique est un phénomène exothermique. Les coefficients de la régression sont des fonctions exclusives de la composition massique en LiBr. Les valeurs des coefficients de ces régressions polynomiales sont données dans le tableau IV.5[19 ,20].

Tableau IV.5 : Coefficients A_i , B_i et C_i des régressions polynomiales pour le calcul de $H(T, X)$ [19 ,20].

i	A_i	B_i	C_i
0	-2024,33	18,2829	-0,037008214
1	163,309	-1,1691757	0,0028877666
2	-4,88161	0,03248041	-0,000081313015
3	0,06302948	-0,0004034184	0,00000099116628
4	-0,0002913704	0,0000018520569	-0,000000004444120

IV.3.1.5. Calcul de l'enthalpie de l'eau pure dans ses différents états

1. Enthalpie de l'eau liquide pure : On rappelle que les conditions de référence de l'enthalpie sont les conditions standard pour le fluide considéré. De ce fait, l'expression littérale de l'enthalpie de l'eau liquide pure saturée est donnée par la relation suivante [29] :

$$H_{liq}(T) = C_p^{liq} \cdot T \quad \text{VI.23}$$

où c_p est la chaleur spécifique de l'eau dont la valeur est $4,187 \frac{kJ}{kg \cdot ^\circ C}$ [19].

2. Enthalpie de la vapeur d'eau : Compte tenu de la remarque précédente, l'enthalpie de la vapeur d'eau peut être exprimée par la relation thermodynamique suivante :

$$H_{vap}(T) = C_p^{liq} \cdot T + L_{vap}^T = L_{vap}^{T_{ref}} + C_p^{vap} \cdot T \quad IV.24$$

Les données de la littérature ont été compilées pour donner la formule empirique suivante [30] :

$$H_{vap}(T) = -125397.10^{-8} \cdot T^2 + 1,88060937 \cdot T + 2500,559 \quad IV.25$$

On remarque $L_{vap}^{T_{ref}} = 2500.559 \frac{kJ}{kg \text{ d'eau}}$ est l'enthalpie de vaporisation de l'eau à $T=0^\circ C$.

Pour une vapeur d'eau surchauffée, $T > 100^\circ C$, l'expression de l'enthalpie est corrigée par la relation suivante[12 ,6]:

$$H_{vap}^{surch}(T) = \frac{(h_{sh2} - h_{sh1})T}{100} + h_{sh1} \quad IV.26$$

Avec
$$h_{sh1} = 32,508 * \log_{10}(P) + 2513,2 \quad IV.27$$

$$h_{sh2} = 0,00001 * P^2 - 0,1193 * P + 2689 \quad IV.28$$

$$T = T_V - T_r$$

T_V est définie comme la température de vapeur , alors que T_r est donnée par l'équation suivante[12] :

$$T_r = \frac{-2E}{(D + [D^2 - 4E(C \cdot \log_{10} P)]^{0.5}) - 273} \quad IV.29$$

avec $C = 7.05$, $D = -1596349$, $E = -104095.5$

IV.4. Diagrammes thermodynamiques décrivant les cycles à absorption

Outre ces développements théoriques pour estimer les propriétés du mélange liquide-vapeur du fluide de travail en fonction aussi bien de la température que de la pression du système pour calculer les fonctions thermodynamiques propres au fluide dans l'étape de modélisation, il est possible de recourir à une autre approche complémentaire pour l'analyse de l'évolution du couple de travail dans une machine à absorption via les diagrammes. Dans la littérature et sur la base de calcul thermodynamique, on peut retrouver une myriade de diagrammes qui se distinguent par leur présentation mais ils se complètent dans leur analyse de la performance de

ces machines. En pratique, les spécialistes en machines thermiques citent les diagrammes de [12,21] :

- Oldham ;
- Merkel.

IV.4.1. Diagramme d'Oldham

Le diagramme d'Oldham est le diagramme qui décrit l'évolution du couple de travail dans une machine absorption (figure IV.2). Ce dernier est complété par la lecture directe de la température du réfrigérant. L'intensité d'échange est tributaire de trois variables opératoires: la pression P , la température T et le titre massique en LiBr (X_{LiBr}). Pour une pompe à chaleur mono étagée (figure IV.3), les différents points de fonctionnement sont visualisés sur le diagramme d'Oldham (figure IV.4) [22].

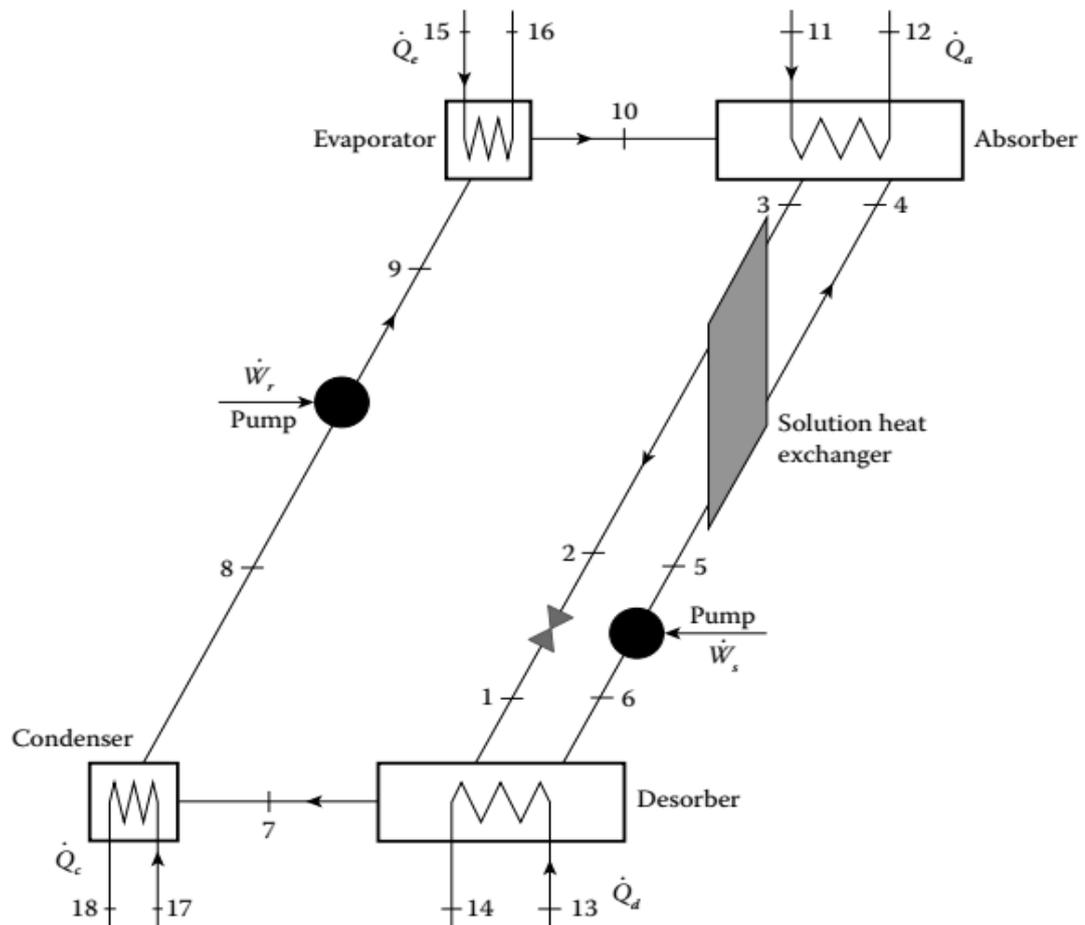


Figure IV.3 : Principe de fonctionnement d'une pompe à chaleur utilisant le mélange eau-LiBr comme fluide de travail[22].

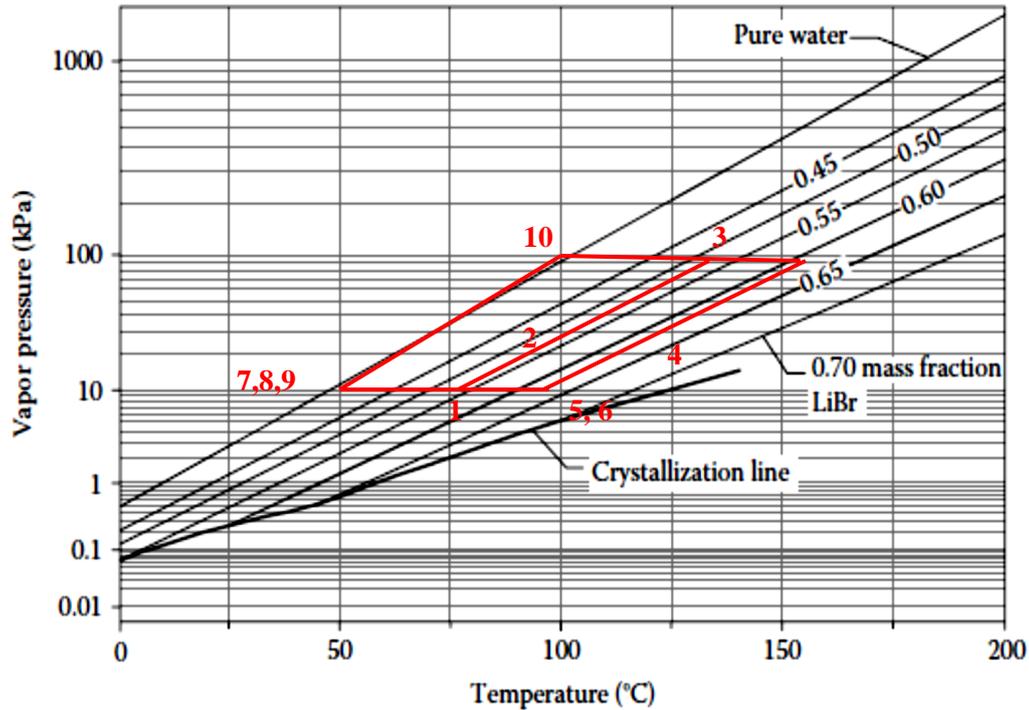


Figure IV.4 : Présentation de l'évolution des états du couple H₂O / LiBr dans le diagramme d'Oldham [3,22].

IV.4.2. Le diagramme de Merkel

Si le diagramme d'Oldham permet d'avoir une bonne représentation des fluides en circulation dans la machine d'absorption thermique, il ne permet ni l'étude énergétique, ni le dimensionnement de la machine ; Ces objectifs requièrent l'utilisation du diagramme de Merkel. Il conduit à une étude énergétique complète de la machine a absorption, car il renseigne sur l'enthalpie de la solution liquide (ou absorbant) et de la vapeur du soluté (ou absorbât) (figure IV.5). C'est un diagramme $H = H_{T,P}(x)$ paramétré en pression et température de la solution pour donner les enthalpies des fluides au cours des différentes étapes du cycle d'absorption/évaporation – désorption/condensation. Cette analyse des enthalpies faciliterait l'estimation de la performance du cycle en tenant compte des variables opératoires (masse de vapeur absorbée, températures, pressions, etc.) [22,23].

Chapitre V

Modélisation et simulation du système étagé

V. 1. Introduction

Après avoir justifié thermodynamiquement le choix du couple de travail dans le fonctionnement de la PACA en mode de refroidissement et principalement en climatisation, on note que des études relatives à la PACA mono étagée sont abondamment présentées dans la littérature avec des performances qui pourraient être, à première vue, améliorées par le recours à la conception de machines à plusieurs étages en vue de réduire autant que possible la dégradation de la qualité de l'énergie accompagnant l'exploitation de cette PACA [1,2]. A première vue, l'étude d'un système bi-étagé s'impose pour dégager des conclusions propres à ses performances suite aux résultats de simulation de son fonctionnement en appliquant les principes de conservation de la matière et celle de l'énergie. En outre, on rappelle que la performance de la machine mono-étagée est tributaire de la puissance consommée au générateur; Pour réduire le coût de la facture énergétique, liée à \dot{Q}_G , on a songé à l'utilisation d'énergies propres et non polluantes, à savoir, l'énergie solaire localement disponible et à bon marché. Dans cet objectif d'amélioration de la performance du système bi-étagé, utilisant le couple (H₂O/LiBr), l'intégration d'un capteur solaire est à tout à fait envisageable (figure V.1). Ainsi, ce chapitre serait dédié à [3]:

- 1) L'agencement des éléments de la PACA et interconnexions des courants thermiques et de matière ;
- 2) Modélisation et simulation de son fonctionnement et analyse de ses performances par l'introduction du concept du coefficient de performance[4].

V.2. Les PACA et agencements de ses éléments

Il est tout à fait évident que le fonctionnement de la PACA mono-étagée est à la base de la conception de structure plus complexe. On note que l'étude de sa performance est axée sur le choix du fluide de travail approprié et de l'application des principes de conservation de matière et d'énergie par l'introduction du concept du coefficient de performance (COP) [5,6,7]. Si les applications de la PACA se sont étendues à divers domaines (séchage de produits agroalimentaires, chauffage des enceintes, etc.), leurs COP demeurent assez peu compétitifs vis-à-vis des pompes à chaleur à compression [7,8]. Compte tenu de leurs intérêts industriels, d'innombrables études, visant l'amélioration de performance des PACA sont engagées couvrant aussi bien le choix des couples de travail que l'agencement d'installations plus complexes. Parmi de telles propositions et non l'unique, on mentionne les systèmes multi-étagés. Dans cette perspective, on présente, sur les figures V.1, a, b et c, la machine thermique bi étagée qui se compose de deux cycles à absorption dont chacun est semblable à un cycle simple mono étagé avec une différence de pressions entre les deux étages. Ainsi, on distingue deux étages

interconnectés thermiquement par l'intermédiaire du condenseur I- évaporateur II d'une part et du générateur I- absorbeur II d'autre part[7,9].

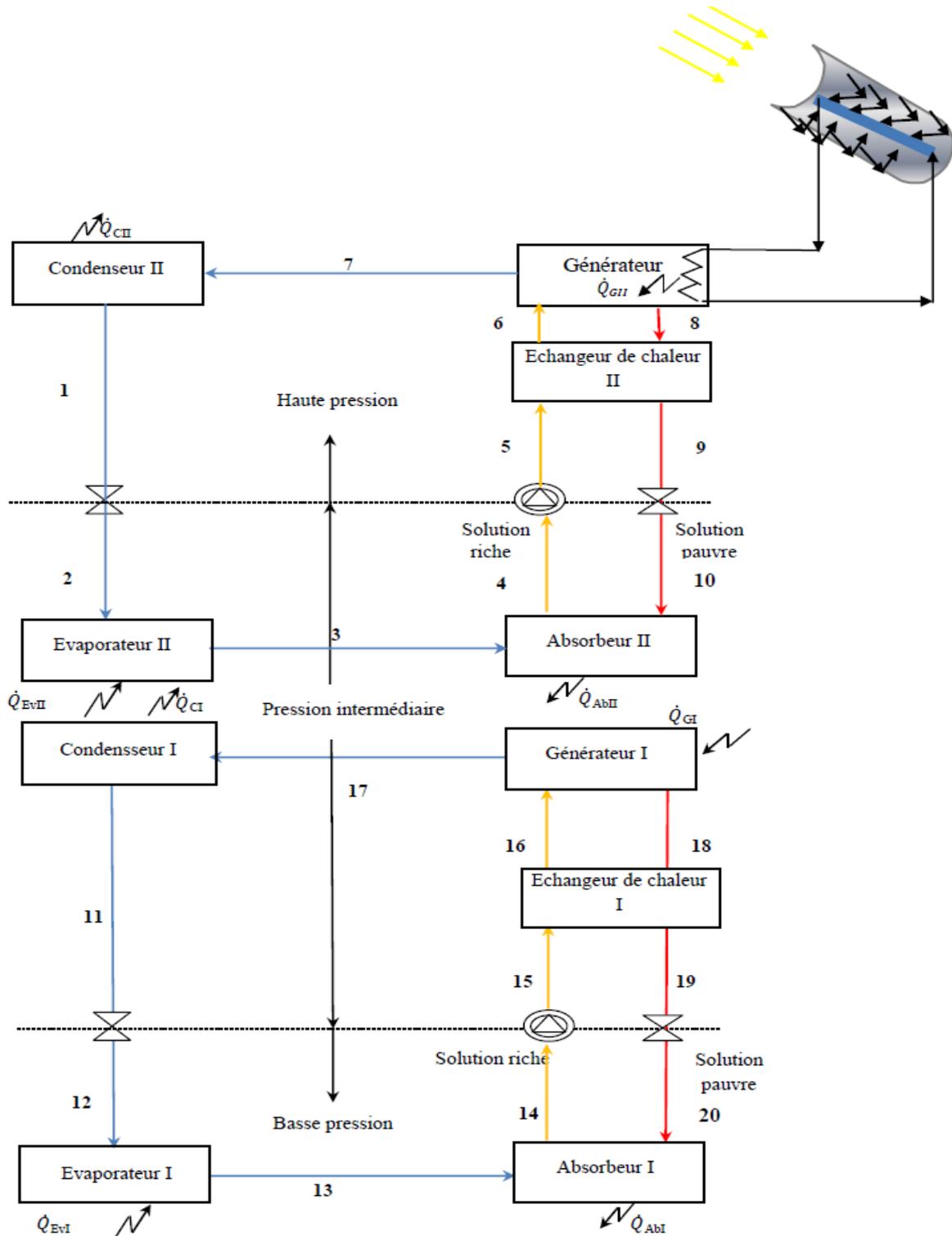


Figure V.1,a : Schéma technologique d'une PACA bi-étagée du type I couplée à un capteur solaire[7].

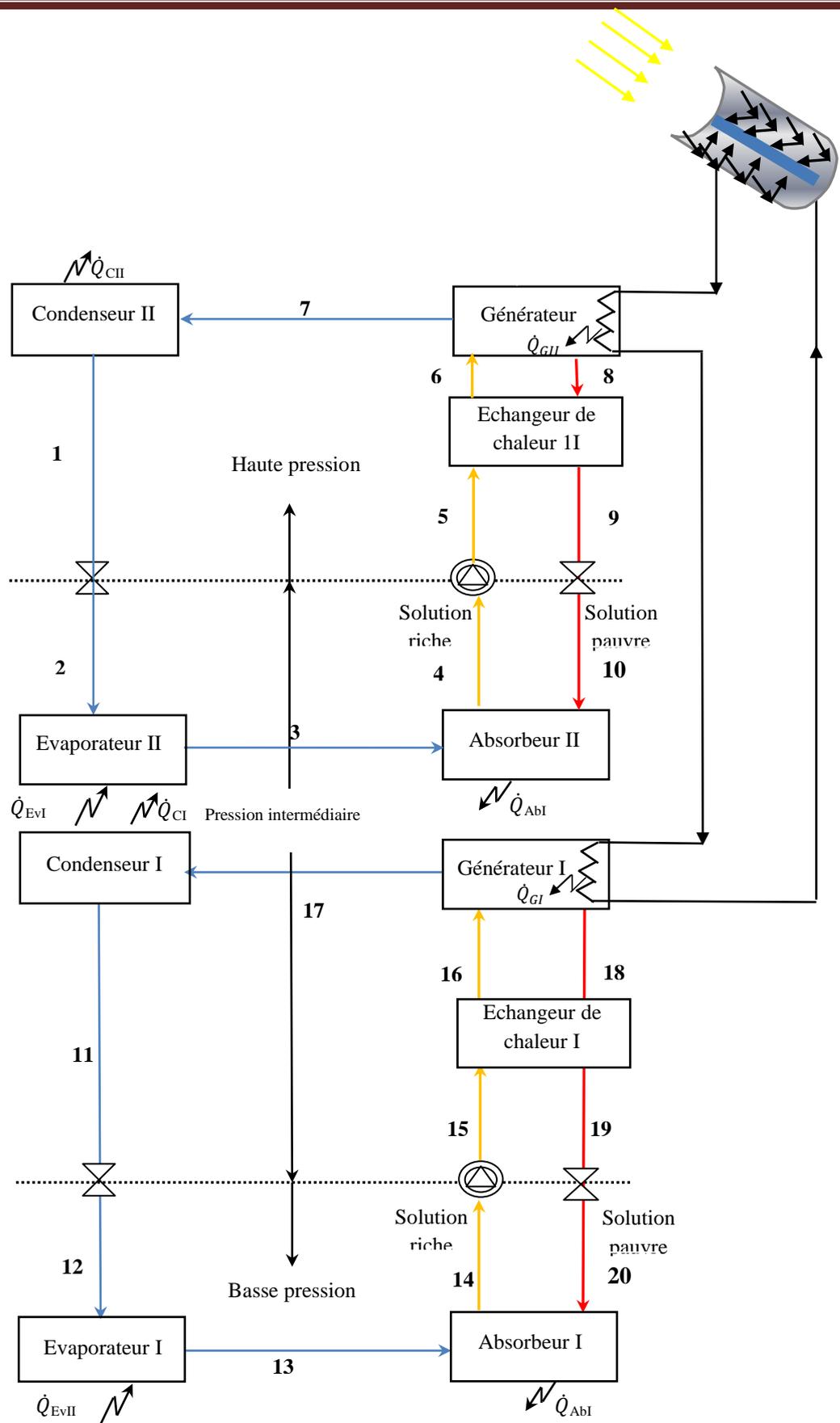


Figure V.1,b : Schéma technologique d'une PACA bi-étagée du type II couplée à un capteur solaire[7].

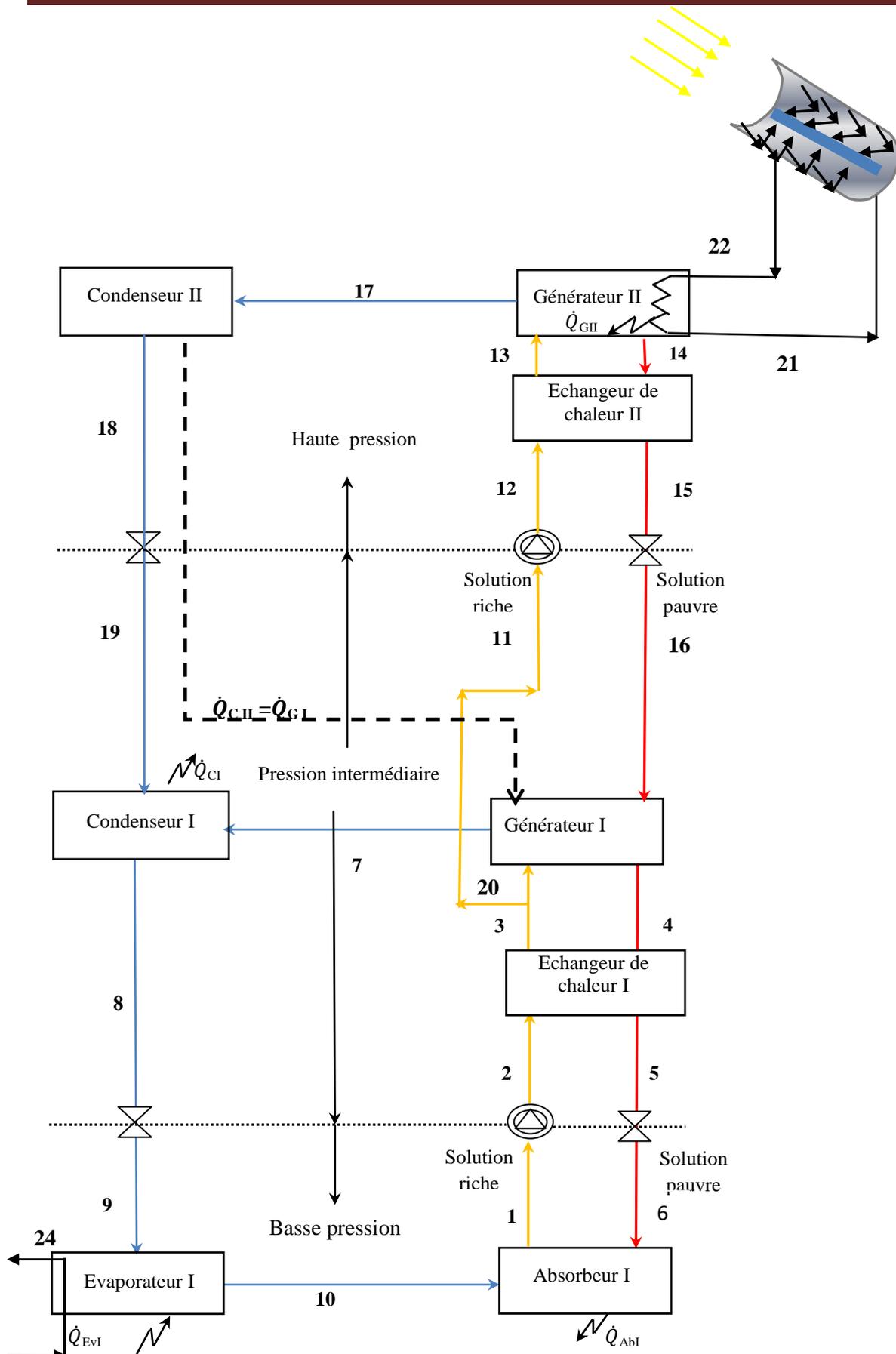


Figure V.1,c : Schéma technologique d'une PACA bi-étagée, du type III, couplée à un capteur solaire[7].

V.3 Modélisation mathématique du fonctionnement d'un système bi-étagé

Indépendamment du mode d'interconnexions des étages et des schémas technologiques envisagés, l'analyse du cycle réel est conduite sur la base des principes de conservation de matière et d'énergie après avoir émis les hypothèses de bases suivantes[8]:

- Le fonctionnement du cycle est en régime permanent.

$$\left[\frac{\partial m}{\partial t} \right]_i = 0; \quad \left[\frac{\partial H}{\partial t} \right]_i = 0 \quad \text{V.1}$$

- Les températures dans les échangeurs (absorbeurs, générateurs, condenseurs et évaporateurs) sont supposées uniformes. Les solutions riches en fluide frigorigène à la sortie des absorbeurs sont des liquides saturés à la température et à la concentration dans l'absorbeur et dans le générateur. En effet, les solutions pauvres, quittant les absorbeurs et les générateurs, sont en équilibre thermodynamique avec la vapeur produite de fluide frigorigène[10].
- Le fluide frigorigène sortant du condenseur est supposé quasiment un liquide saturé à la température et à la pression correspondantes.
- Le frigorigène, à la sortie de l'évaporateur, est à l'état de vapeur saturée à la température et à la pression de l'évaporateur.
- Les détenteurs entre étages sont supposées isenthalpes.
- Dans les conduites de l'installation, les pertes de charge sont supposées négligeables.
- Les différents éléments de la machine fonctionnent de manière adiabatique (Echanges thermiques nuls avec le milieu environnant) [11,12].

$$\delta \dot{Q}_{i-env} = 0 \quad \text{V.2}$$

Pour alléger l'étude de la performance du cycle d'absorption représenté sur la figure V.1,c ci-dessus, on considérera que la séparation est totale et que le fluide frigorigène est à l'état pur au niveau des points de fonctionnement suivants : 7, 8,9,10, 17, 18 et 19.

A des fins instructives et pour faciliter l'analyse, nous avons donné les équations des bilans (massiques et enthalpies) décrivant le modèle, propre à l'installation donnée par la figure V.1,c, à travers le tableau V.1. On rappelle que pour chaque élément, les équations de bilans de matière (global et partiels) et de chaleur sont établies sur la base des relations suivantes[11] :

– 1) Bilan de matière global pour l'élément i: $\sum_e \dot{m}_i = \sum_s \dot{m}_i$ V.3

– 2) Bilan de matière par constituant pour l'élément i: $\sum_e \dot{m}_i x_i = \sum_s \dot{m}_i x_i$ V.4

– 2) Bilan enthalpique pour l'élément i: $\sum_e \dot{m}_i H_i = \sum_s \dot{m}_i H_i \mp Q_i$ V.5

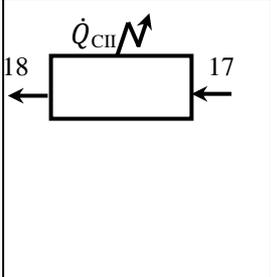
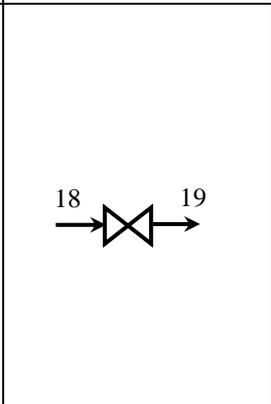
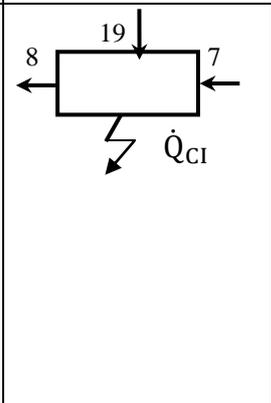
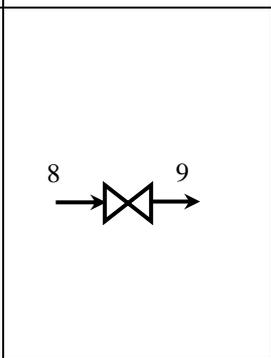
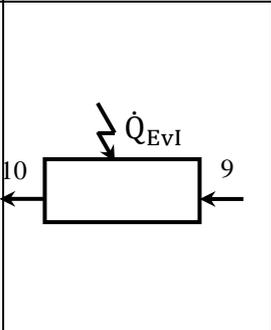
Chapitre V Modélisation et simulation du fonctionnement de PACA bi-étagé

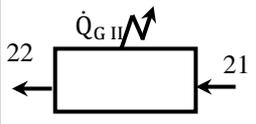
On note que x_i et H_i sont la composition en LiBr et l'enthalpie du courant i . Les indices de sommation e et s sont relatifs aux courants entrants et sortants; alors que pour des raisons de clarté, les exposants 1 et 2 se réfèrent au LiBr et à l'eau respectivement.

Tableau V.1 : Tableau récapitulatif des bilans pour les éléments de l'installation.

L'élément de l'installation	Schéma	Bilans de matière et chaleur sur l'élément	Equation
Absorbeur I		$\dot{m}_1 = \dot{m}_6 + \dot{m}_{10}$ $\dot{m}_1 X_1^1 = \dot{m}_6 X_6^1 + \dot{m}_{10} X_{10}^1$ $\dot{m}_1 X_1^2 = \dot{m}_6 X_6^2 + \dot{m}_6 Y_6^2 + \dot{m}_{10} Y_{10}^2$ <p>Hyp : Vapeur d'eau pure ($X_{10}^1 = 0$).</p> <p>Hyp : Equilibre liquide vapeur après détente :</p> $Y_6^2 = f(T_6, X_6^2)$ $\dot{Q}_{AbI} = \dot{m}_6 H_6 + \dot{m}_{10} H_{10} - \dot{m}_1 H_1$	<p>V.6</p> <p>V.7</p> <p>V.8</p> <p>V.9</p> <p>V.10</p> <p>V.11</p>
Pompe I		$\dot{m}_1 = \dot{m}_2$ $\dot{W}_{PI} = \dot{m}_1 (H_2 - H_1) = (p_2 - p_1) \frac{\dot{m}_1}{\rho_{mél}}$	<p>V.12</p> <p>V.13</p>
Echangeur de chaleur I		$\dot{m}_2 = \dot{m}_3$ $\dot{m}_4 = \dot{m}_5$ $\dot{Q}_{Ecl} = \dot{m}_3 (H_3 - H_2) = \dot{m}_5 (H_4 - H_5)$ <p>Efficacité de l'échangeur : $\eta_I = \frac{T_4 - T_5}{T_4 - T_2}$</p>	<p>V.14</p> <p>V.15</p> <p>V.16</p> <p>V.17</p>
Détendeur I		$\dot{m}_5 = \dot{m}_6$ $\dot{m}_5 X_5^1 = \dot{m}_6 X_6^1 + \dot{m}_6 Y_6^1$ $\dot{m}_5 X_5^2 = \dot{m}_6 X_6^2 + \dot{m}_6 Y_6^2$ $Y_6^2 = f(T_6, X_6^2)$ <p>Détente isenthalpe : $H_5 = H_6$</p>	<p>V.18</p> <p>V.19</p> <p>V.20</p> <p>V.21</p> <p>V.22</p>

Générateur I		$\dot{m}_4 + \dot{m}_7 = \dot{m}_{16} + \dot{m}_{20},$ $\alpha = \frac{\dot{m}_{20}}{\dot{m}_3}$ $\dot{m}_4 X_4^1 + \dot{m}_7 Y_7^1 = \dot{m}_{16} X_{16}^1 + \dot{m}_{20} X_{20}^1$ <p>Hyp : Absorbant non volatil ($Y_7^1 \cong 0$)</p> $\dot{m}_4 X_4^2 + \dot{m}_7 Y_7^2 = \dot{m}_{16} X_{16}^2 + \dot{m}_{20} X_{20}^2$ <p>Equilibre de phases : $Y_7^2 = f(T_4, X_4^2)$</p> $\dot{Q}_{GI} = \dot{m}_4 H_4 + \dot{m}_7 H_7 - (\dot{m}_{16} H_{16} + \dot{m}_{20} H_{20})$	<p>V.23</p> <p>V.24</p> <p>V.25</p> <p>V.26</p> <p>V.27</p> <p>V.28</p> <p>V.29</p>
Pompe II		$\dot{m}_{11} = \dot{m}_{12}$ $\dot{W}_{PII} = \dot{m}_{11} (H_{12} - H_{11}) = (p_{12} - p_{11}) \frac{\dot{m}_{11}}{\rho_{mél}}$	<p>V.30</p> <p>V.31</p>
Echangeur de chaleur II		$\dot{m}_{12} = \dot{m}_{13} \quad \dot{m}_{14} = \dot{m}_{15}$ $\dot{Q}_{EcII} = \dot{m}_{13} (H_{13} - H_{12}) = \dot{m}_{15} (H_{14} - H_{15})$ <p>Efficacité de l'échangeur ; $\eta_{II} = \frac{T_{14} - T_{15}}{T_{14} - T_{12}}$</p>	<p>V.32</p> <p>V.33</p> <p>V.34</p>
Détendeur II		$\dot{m}_{15} = \dot{m}_{16}$ $\dot{m}_{15} X_{15}^1 = \dot{m}_{16} X_{16}^1 + \dot{m}_{16} Y_{16}^1$ $\dot{m}_{15} X_{15}^2 = \dot{m}_{16} X_{16}^2 + \dot{m}_{16} Y_{16}^2$ $Y_{16}^2 = f(T_{16}, X_{16}^2)$ <p>Détente isenthalpe $H_{15} = H_{16}$</p>	<p>V.35</p> <p>V.36</p> <p>V.37</p> <p>V.38</p> <p>V.39</p>
Générateur II		$\dot{m}_{13} = \dot{m}_{14} + \dot{m}_{17}$ $\dot{m}_{13} X_{13}^1 = \dot{m}_{14} X_{14}^1 + \dot{m}_{17} Y_{17}^1$ <p>Hyp : Absorbant non volatil ($Y_{17}^1 \cong 0$)</p> $\dot{m}_{13} X_{13}^2 = \dot{m}_{14} X_{14}^2 + \dot{m}_{17} Y_{17}^2$ <p>Equilibre de phases : $Y_{17}^2 = f(T_{14}, X_{14}^2)$</p> $\dot{Q}_{GII} = \dot{m}_{14} H_{14} + \dot{m}_{17} H_{17} - \dot{m}_{13} H_{13}$	<p>V.40</p> <p>V.41</p> <p>V.42</p> <p>V.43</p> <p>V.44</p> <p>V.45</p>

<p>Condenseur I I</p>		$\dot{m}_{17} = \dot{m}_{18}$ <p>Hyp : Condensation totale : $\dot{m}_{17}Y_{17}^2 = \dot{m}_{18}X_{18}^2$</p> <p>Hyp : eau pure ($X_{17}^1 = X_{18}^1 = 0$).</p> $\dot{Q}_{CII} = \dot{m}_{17}(H_{17} - H_{18})$	<p>V.46</p> <p>V.47</p> <p>V.48</p>
<p>Détendeur III</p>		$\dot{m}_{19} = \dot{m}_{18}$ $\dot{m}_{18}X_{18}^2 = \dot{m}_{19}X_{19}^2 + \dot{m}_{19}Y_{19}^2$ <p>Hyp : eau pure ($X_{19}^1 = 0$).</p> <p>Equilibre de phases : $Y_{19}^2 = f(T_{19}, X_{19}^2)$</p> <p>Détente isenthalpe : $H_{19} = H_{18}$</p>	<p>V.49</p> <p>V.50</p> <p>V.51</p> <p>V.52</p>
<p>Condenseur I</p>		$\dot{m}_8 = \dot{m}_7 + \dot{m}_{19}$ $\dot{m}_8X_8^2 = \dot{m}_7Y_7^2 + \dot{m}_{19}X_{19}^2 + \dot{m}_{19}Y_{19}^2$ <p>Hyp : eau pure ($X_7^1 = X_8^1 = 0$).</p> <p>Condensation totale : $Y_8^2 = 0$</p> $\dot{Q}_{CI} = \dot{m}_7H_7 + \dot{m}_{19}H_{19} - \dot{m}_8H_8$	<p>V.53</p> <p>V.54</p> <p>V.55</p> <p>V.56</p>
<p>Détendeur IV</p>		$\dot{m}_8 = \dot{m}_9$ $\dot{m}_8X_8^2 = \dot{m}_9X_9^2 + \dot{m}_9Y_9^2$ <p>Hyp : eau pure ($X_9^1 = 0$).</p> <p>Equilibre de phases : $Y_9^2 = f(T_9, X_9^2)$</p> <p>Détente isenthalpe : $H_8 = H_9$</p>	<p>V.57</p> <p>V.58</p> <p>V.59</p> <p>V.60</p>
<p>Evaporateur I</p>		$\dot{m}_9 = \dot{m}_{10}$ $\dot{m}_9X_9^2 + \dot{m}_9Y_9^2 = \dot{m}_{10}X_{10}^2 + \dot{m}_{10}Y_{10}^2$ <p>Vaporisation totale : $X_{10}^2 = 0$</p> $\dot{Q}_{EVI} = \dot{m}_9(H_{10} - H_9)$	<p>V.61</p> <p>V.62</p> <p>V.63</p> <p>V.64</p>

Capteur solaire		$\dot{m}_{21} = \dot{m}_{22}$ $\dot{Q}_{G II} = \eta_G \cdot G * \dot{m}_{21} (H_{21} - H_{22})$	V.65
			V.66

V.4. Modélisation de capteur solaire

En vue d’exploiter de manière rationnelle l’installation retenue dans le cadre de cette étude tout en évitant la contribution à la pollution de l’environnement, on a songé à recourir à l’énergie solaire alors que l’ensoleillement en Algérie couvre plus de 300 jours par an. De ce fait, on a procédé par l’entremise d’un capteur solaire à concentration pour assurer une régénération de l’absorbant de manière satisfaisante[13]. Dans ce sens et pour dimensionner ses différents éléments sur la base des échanges thermiques, l’établissement d’un bilan enthalpique sur le capteur s’impose en tenant compte des principales interactions thermiques tout en introduisant les coefficients cinétiques d’échange thermique. Pour simplifier le modèle, on a considéré que les pertes thermiques sont négligeables et que le fluide caloporteur ne subit pas de changement de phase. La figure V.2 présente une coupe longitudinale dans l’absorbeur d’un capteur cylindro-parabolique et l’ensemble des interactions thermiques avec le milieu environnant[14].

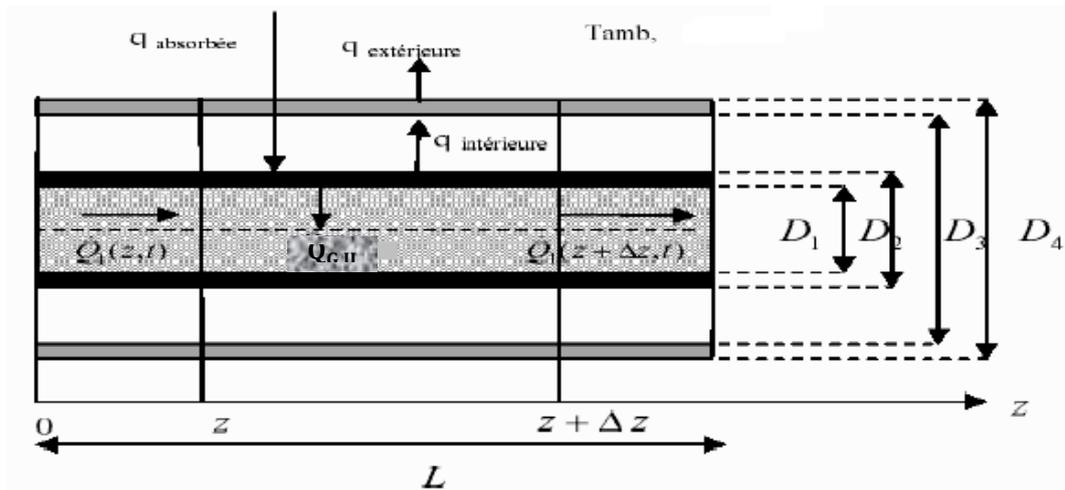


Figure V.2 : Coupe dans l’absorbeur d’un capteur cylindro parabolique[14].

V.4.1. Bilan thermique

-a) Sur le fluide caloporteur

Généralement, on supposera que le fluide caloporteur est stable thermiquement et qu’il ne subit pas de changement de phase lors de son cycle dans le circuit de chauffage. Un bilan enthalpique en régime transitoire, sur le fluide caloporteur s’écrit [15]:

$$\frac{\partial T(z, t)}{\partial t} + v * \frac{\partial T}{\partial z} = \frac{\dot{Q}_{util}(z, t)}{\rho_1 \cdot c_{p1} A_{cap}} \quad V.75$$

où \dot{Q}_{util} est la puissance utile échangée par unité de longueur du tube entre le fluide caloporteur et la paroi intérieure de tube absorbeur; v est le volume de tube de diamètre D_1 , alors que A_{cap} , est la section droite du tube ($= \pi D_1^2 / 4$). La résolution de cette équation aux dérivées partielles, conduit à l'établissement du profil de température en tout point du fluide caloporteur tout en supposant qu'elle est moyennement constante à travers la section droite de l'absorbeur. [14]:

-b) Entre l'absorbeur et l'enveloppe extérieure (verre)

Au même titre que le fluide caloporteur, l'analyse des échanges thermiques entre les deux parois permet l'écriture du bilan thermique.

$$\frac{\partial T_2(z,t)}{\partial t} = \frac{1}{\rho_2 c_{p2} A_2} (q_{ab}(t) - q_{int}(z, t) - \dot{Q}_{util}(z, t)) \quad V.76$$

avec $q_{ab}(t)$: est la quantité d'énergie solaire absorbée, laquelle est fonction de la variation diurne du rayonnement solaire. Alors que $q_{int}(z, t)$: est la quantité d'énergie échangée entre l'absorbeur et l'enveloppe extérieure, en verre. Dans l'espace compris entre l'absorbeur et la paroi intérieure de l'enveloppe, on note que les modes de transfert de chaleur sont :

- Convection libre;
- Rayonnement.

coexistent simultanément. Dans ce sens, on a [16,17]:

$$q_{int} = q_{int}^{conv} + q_{int}^{ray} \quad V.77$$

-c) . Entre l'enveloppe et l'environnement

Sur la base des schémas de fonctionnement du capteur, le bilan enthalpique sur l'énergie accumulée dans l'enveloppe de verre est simplifié à :

$$\frac{\partial T_3(z,t)}{\partial t} = \frac{1}{\rho_3 \cdot c_{p3} \cdot A_3} (q_{ab}(t) - q_{ext}(z, t)) \quad V.78$$

ou $A_3 = \frac{\pi}{4} (D_4^2 - D_3^2)$ alors C_{p3} et ρ_3 sont respectivement la chaleur spécifique et la masse volumique du verre constituant l'enveloppe à la température ambiante.

Après avoir établi le modèle de fonctionnement du capteur cylindro-parabolique, le recours à la méthode de différences finies conduit à la détermination de profils de température aussi bien dans le temps que dans l'espace de :

- Fluide caloporteur dans le tube.
- Paroi du tube absorbeur.

En définitive, on rappelle que la puissance, fournie au générateur, \dot{Q}_{GII} pour assurer le fonctionnement de la PACA, en mode de refroidissement, est tributaire de la puissance véhiculée par le fluide caloporteur circulant dans le capteur cylindro-parabolique. Des travaux propres au fonctionnement du capteur solaire ont établi une relation étroite entre sa surface d'échange et la puissance thermique échangée. [14]. Graphiquement, cette évolution est donnée par la figure V.3.

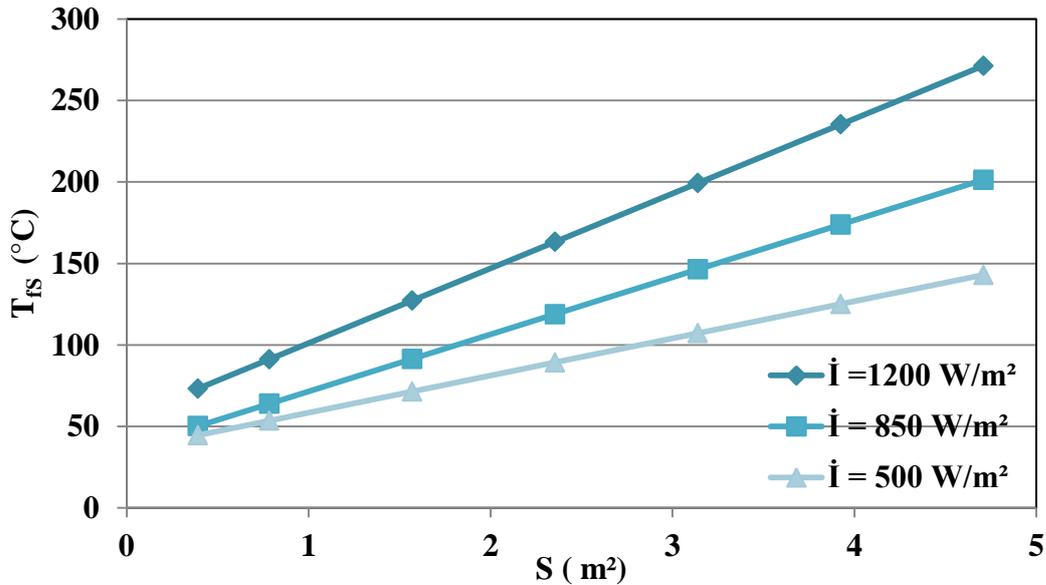


Figure V.3: Variation de la surface d'échange du capteur avec la température du fluide caloporteur sortant et de l'intensité d'ensoleillement[14].

De ce fait, l'estimation de \dot{Q}_{GII} à partir du bilan thermique sur l'installation sera à la base de dimensionnement des éléments du capteur solaire compte tenu du fait que \dot{Q}_{GII} est fonction du pincement de températures aux extrémités du capteur[17].

Pour le schéma technologique adopté et compte tenu du recyclage interne de la puissance thermique échangée au condenseur II, le bilan enthalpique permet d'exprimer le COP par la relation suivante [1]:

$$\text{COP} = \frac{\dot{Q}_{EvI}}{\dot{Q}_{GII} + \dot{W}_{PI} + \dot{W}_{PII}} \quad \text{V.67}$$

En général, les puissances fournies aux deux pompes (\dot{W}_{PI} et \dot{W}_{PII}) sont négligeables devant la puissance de séparation du mélange, \dot{Q}_{GII} de sorte que l'expression du COP se réduit à [18][1]:

$$\text{COP} = \frac{\dot{Q}_{EvI}}{\dot{Q}_{GII}} \quad \text{V.68}$$

V.5. Principe de l'analyse de degrés de liberté

A première vue, on peut remarquer qu'il y a de fortes interactions entre courants thermiques et de la matière compliquant l'analyse de fonctionnement de l'installation compte tenu de la redondance de variables opératoires. De ce fait et pour l'obtention des systèmes d'équations algébriques qu'on résoudra analytiquement ou numériquement, une condition doit être satisfaite : Le nombre d'inconnues doit être égal au nombre d'équations. C'est le principe de base de calcul de degrés de liberté. Cette méthode, très efficace, nous permet de déterminer les paramètres caractérisant la performance énergétique du système. Par définition, le nombre de degrés de liberté est déterminé par la relation suivante[19] :

$$N_D = N_V - N_E \quad \text{V.69}$$

où N_V , N_E sont le nombre des variables inconnues et le nombre d'équations du modèle respectivement. A titre d'illustration de la méthode, il y a lieu de mentionner que chaque courant de matière peut être complètement défini par le nombre de constituants, C , la température, la pression et le débit (variable extensive) soit $(C+2)$ variables à la contrainte près. Il en découle que le nombre de variables opératoires, N_V , pour l'élément de l'installation considéré est $n(C+2)$ où n est le nombre de courants interagissant avec l'élément de l'installation. Par ailleurs, le nombre d'équations propres à tout élément, N_E , est établi par les équations de conservation de la matière (global et partiel) et de l'énergie. Dans ce cadre, on a présenté une analyse typique de calcul de degrés de liberté de l'absorbeur, supposé l'un des éléments clé de l'installation.

1) Application à l'analyse de l'absorbeur

C'est l'élément qui reçoit le solvant appauvri en soluté provenant du générateur et de solution pauvre en frigorigène. On note une absorption massive qui se répercute par un accroissement conséquent de la chaleur dégagée, \dot{Q}_{Ab} : c'est un phénomène exothermique. La solution riche qui en sort se trouve entraînée moyennant par une pompe hydraulique qui sera conduit vers le générateur. Il est représenté par le schéma ci-contre:

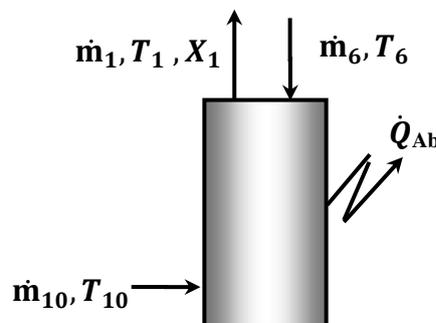


Figure V.4 : Schéma simplifié de l'absorbeur[19].

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

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

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

➤ Bilan de matière pour le constituant i ;	C - 1
➤ Bilan de matière global	1
➤ Bilan thermique	1
➤ Température de l'absorbeur	1
➤ P ₁ =P ₆	1
	<hr/>
	$(N_E)_{Ab} = C + 3$

Par conséquent, le degré de liberté pour l'absorbeur est donné par l'équation (III.29) :

$$(N_D)_{Ab} = 2 * C + 4 \tag{III.33}$$

Il est important de spécifier la liste des variables opératoires pour l'absorbeur comme suit :

Spécification de variables	Nombre de variables
➤ Débit de chacun des courants entrants:	2
➤ Composition des courants entrants:	2(C - 1)
➤ Température des courants entrants:	2
➤ Pression des courants entrants :	2
	<hr/>
	$(N_D)_{Ab} = 2 * C + 4$

2) Application du principe de l'unité complexe

Pour une unité complexe, l'analyse de degrés de liberté doit naturellement tenir compte de l'interconnexion de ses éléments constitutifs présentés en détail dans l'annexe A. Sa valeur est obtenue par l'application de l'équation suivante [19 ,20]:

$$(N_D)_{Install} = \sum_{Appareil} [N_C(C + 2) + N_E] - \sum_{Appareil} [(N_R + N_H) + N_L(C + 2)] \tag{V.71}$$

avec N_C , est le nombre de courants de matière, N_E est le nombre de courants d'énergie, N_R est le nombre des relations restrictives, N_H est le nombre d'hypothèses simplificatrices et N_L est le nombre de liaison redondantes entre les différents éléments de l'installation. L'application de la

règle de degrés de liberté à l'installation type, retenue dans notre étude, conduit à une valeur de N_D égale à [19]:

$$(N_D)_{Install} = [40 * (C + 2) + 8] - [(17 * C + 19 + 2 * C + 10) + 19 * (C + 2)]$$
$$(N_D)_{Install} = 2 * C + 21 \quad V.72$$

Par ailleurs, chaque courant est composé essentiellement de l'eau et du bromure de lithium.

Par conséquent, $C=2$ d'où le nombre de degrés de liberté de l'installation est de :

$$(N_D)_{Install} = 2 * 2 + 21 = 25 \quad V.73$$

Après avoir introduit les hypothèses de fonctionnement, le nombre de degrés de liberté est

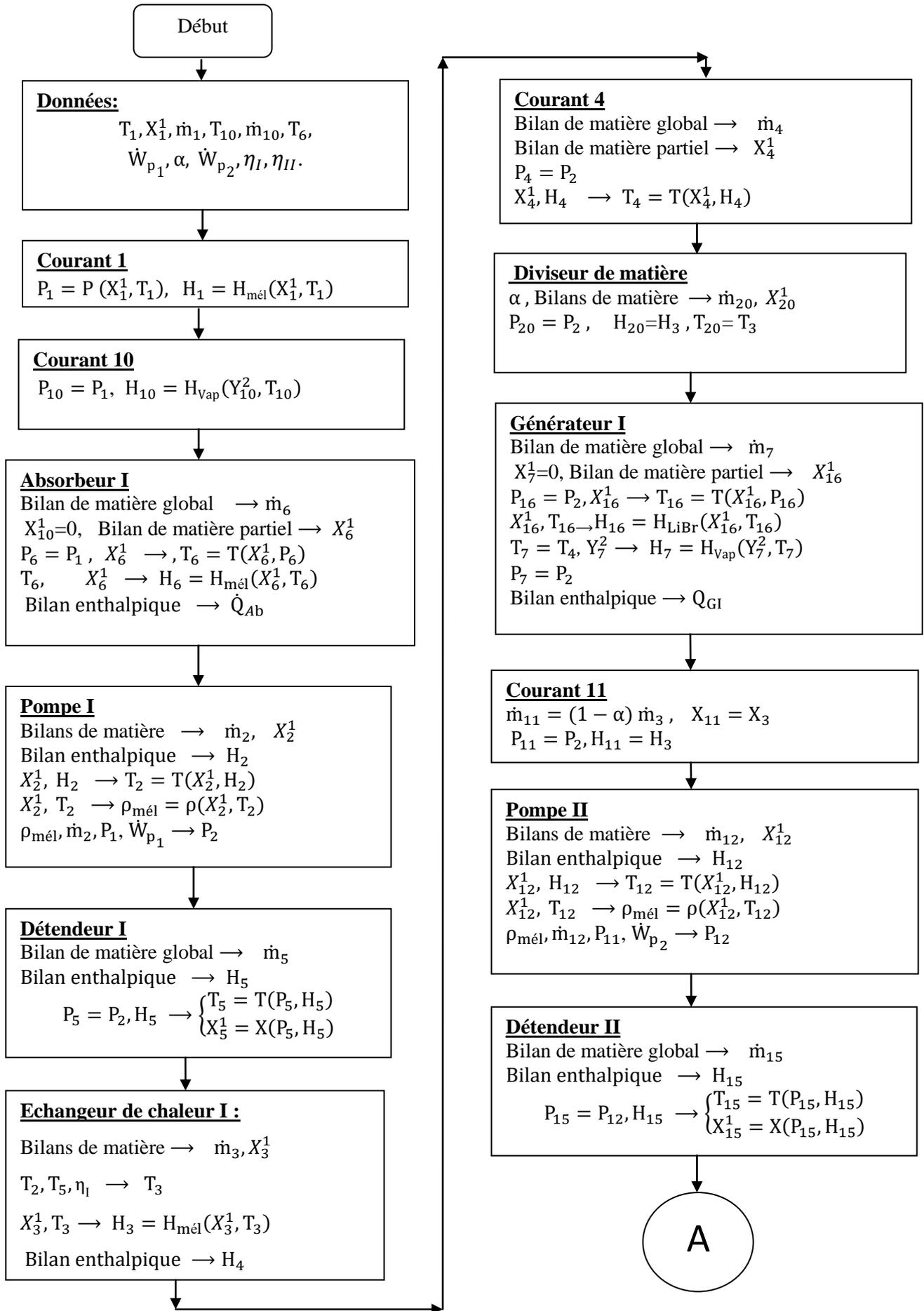
$$(N_D) = (N_D)_{install} - (N)_{hyp} = 25 - 13 = 12 \quad V.74$$

Les variables opératoires N_D sont spécifiées comme suit :

- Température d'entrée de la vapeur d'eau du courant 10, T_{10} ;
- Température de sortie de la solution riche au niveau de l'absorbeur, T_1 ;
- La température d'entrée de la solution pauvre au niveau de l'absorbeur, T_6 ;
- Les débits massiques au niveau de l'absorbeur \dot{m}_1, \dot{m}_{10} ;
- Le débit massique sortant au niveau du générateur \dot{m}_{14} ;
- La fraction massique de la solution riche du courant 1, X_1^1 ;
- Le taux de division du courant 3, α ;
- Les puissances des pompes $\dot{W}_{P_I}, \dot{W}_{P_{II}}$;
- Les efficacités des échangeurs de chaleur, η_I, η_{II} ;

V.6. Organigramme de calcul

L'analyse du fonctionnement de l'installation est approchée en suivant les étapes présentées dans l'organigramme donné par la figure V.5.



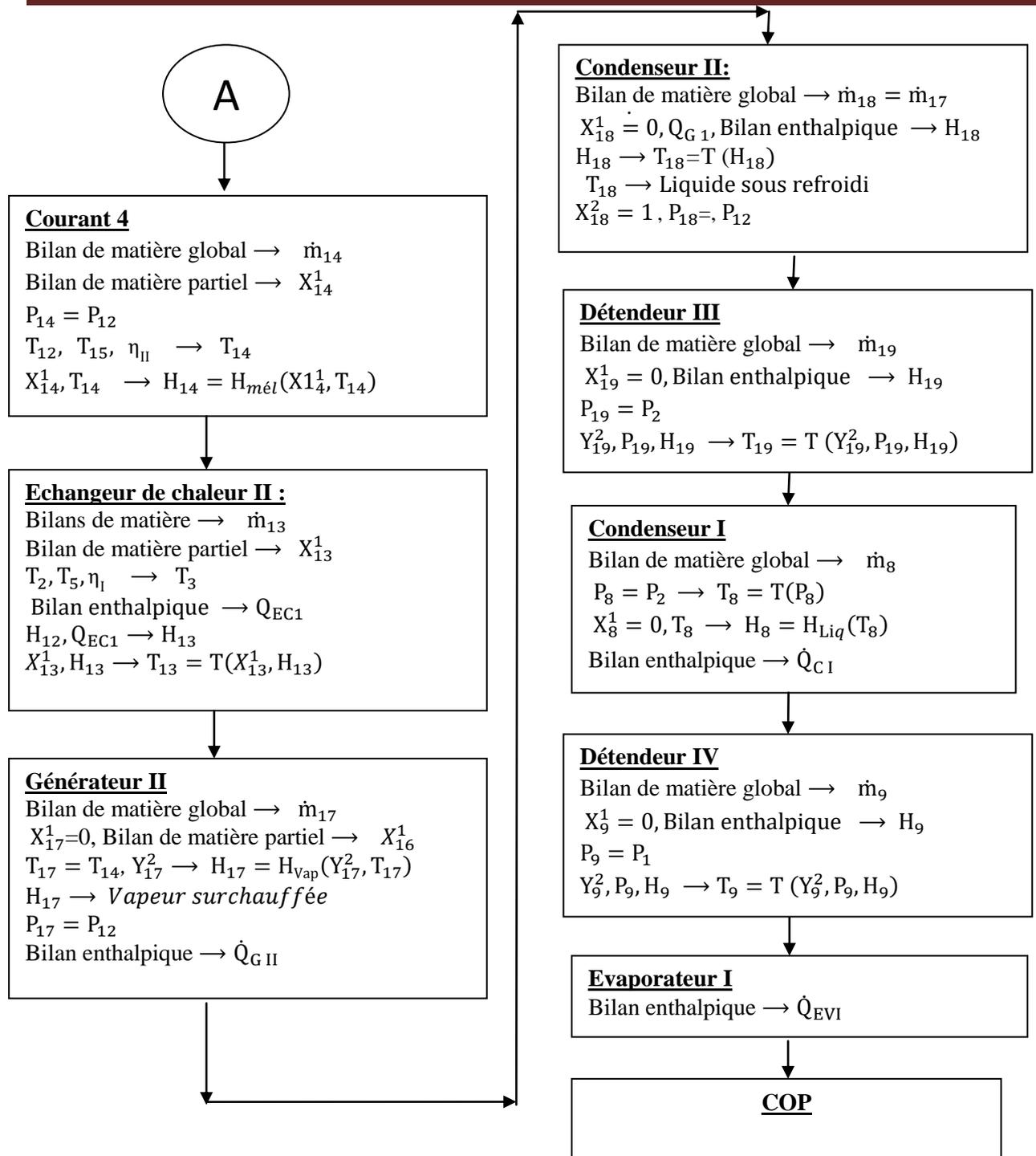


Figure V.5 : Organigramme du programme de calcul de COP.

V.7. Justification de l'intérêt du recours au système bi-étagé

Les études sur la performance du système mono-étagé, utilisant divers couples de travail (NH₃-eau, eau-CaCl₂, eau-LiBr, etc.), datent depuis la deuxième moitié du siècle dernier. Leur intérêt se trouve accru avec le réchauffement planétaire suite à l'effet de serre généré par les émissions des déchets de la combustion (CO₂ en particulier). Pour apporter des améliorations sensibles, l'effet du nombre d'étages de la pompe à chaleur (PACA) est à envisager[21]. Pour

justifier de l'intérêt énergétique du système bi étagé, nous nous sommes contentés de procéder à une analyse comparative des COP des deux systèmes :

- Mono-étagé
- Bi-étagé

utilisant le même fluide de travail dans des conditions de fonctionnement identiques à travers la figure V.6. Il se dégage que le COP du système mono-étagé est sensiblement constant, avec une valeur maximale de COP égale à 0,82, lorsque la température, T_6 , varie dans l'intervalle [50 °C, 90°C]. Dans le même intervalle de température, le COP du système bi-étagé prend des valeurs très intéressantes énergétiquement. En effet, ses valeurs croissent avec l'augmentation de la température T_6 pour doubler et même tripler les valeurs de COP de la machine thermique mono-étagée. Un résultat évident se dégage quant à l'intérêt des systèmes multi-étagés et de leur application dans la climatisation et le conditionnement des espaces confinés.

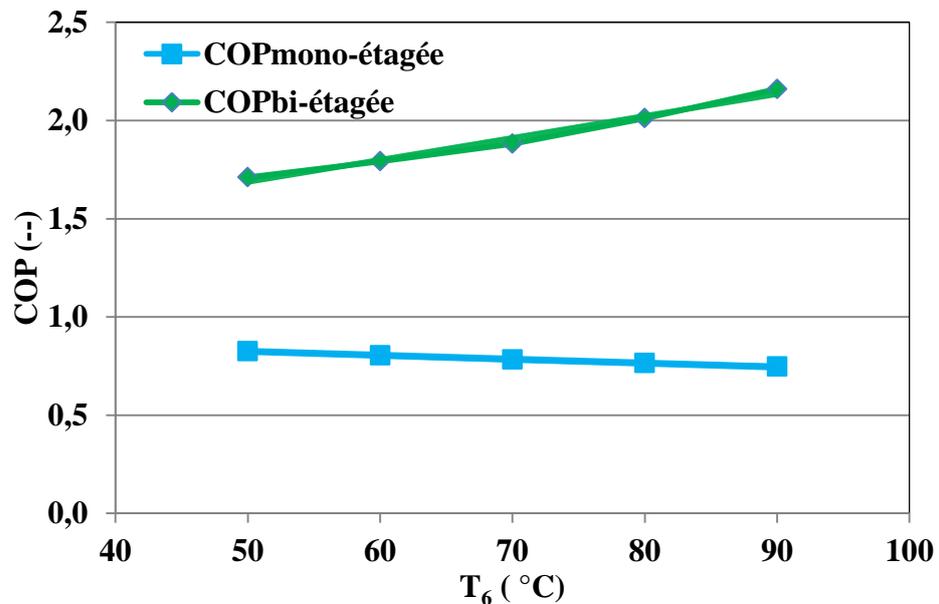


Figure V.6: Comparaison de performances des PACA mono étagée et bi-étagée en mode de refroidissement ($X_1^1 = 0,4$, $\dot{m}_1 = 1,0 \text{ kg/s}$, $\dot{m}_{10} = 0,1 \text{ kg/s}$, $T_{10} = 10 \text{ °C}$, $T_1 = 50 \text{ °C}$, $T_6 = 60 \text{ °C}$, $\dot{m}_{16} = 0,4 \text{ kg/s}$, $\eta_{II} = \eta_I = 0,8$, $\alpha = 0,45$).

V.8.Simulation du fonctionnement du système bi-étagé

Sous réserve des hypothèses émises pour le fonctionnement de la PACA en mode de refroidissement d'une part et en adoptant l'organigramme présenté dans la figure V.5 d'autre part, nous considérons qu'il est plus instructif de présenter les résultats de simulation à travers le tableau V.2. pour certaines conditions de fonctionnement du système bi-étagé.

Tableau V.2 : Résultats de simulation liés au fonctionnement du cycle bi-étagée avec eau-LiBr comme fluide de travail. ($X_1^1 = 0,4$, $\dot{m}_1 = 1 \text{ kg/s}$, $T_1 = 50^\circ\text{C}$, $\dot{m}_{10} = 0,2 \text{ kg/s}$, $T_{10} = 5^\circ\text{C}$, $T_6 = 60^\circ\text{C}$, $\eta_I = 0,8$, $\alpha = 0,4$).

Caractéristiques Points	H (J/g)	\dot{m} (kg mél. /s)	P (kPa)	Y_i^2	T(°C)	X_i^1
1	38,267	1,000	0,729	0,00	20	0,5000
2	38,269	1,000	3,179	0,00	20	0,5000
3	90,7582	1,000	3,179	0,00	44,0	0,5000
4	174,454	0,900	3,179	0,00	78,6	0,5533
5	116,133	0,900	3,179	0,00	52,0	0,5533
6	116,1327	0,900	0,729	0,004	50	0,5747
7	2648,45	0,050	3,1789	1,00	78,6	0,00
8	105,924	0,1000	3,1789	0,00	25,3	0,00
9	105,924	0,1000	0,7294	0,9	2,80	0,00
10	2509,962	0,1000	0,7294	1,00	5,0	0,00
11	90,7582	0,5500	3,1789	0,00	44,24	0,50
12	90,7622	0,5500	61,3234	0,00	44,00	0,50
13	212,3174	0,5500	61,3234	0,00	99,145	0,50
14	116,6321	0,5000	61,3234	0,00	116,6321	0,452
15	124,5521	0,5000	61,3234	0,00	62,1595	0,452
16	124,5521	0,5000	3,1789	0,012	55,4999	0,5460
17	2687,4950	0,0500	61,3234	1,00	116,6321	0,00
18	113,5741	0,0500	61,3234	0,00	84,5486	0,00
19	113,5741	0,0500	3,1789	0,9	25,2953	0,00
20	90,7582	0,4500	3,1789	0,00	44,0024	0,5000

Outre ces résultats de simulation, il est possible de dimensionner les différents éléments de la PACA qui assurent l'échange thermique avec le milieu environnant. A titre d'exemple et sur la base du flowsheet propre à l'installation, on peut définir une propriété intéressante de l'évaporateur, à savoir, le produit $(U * S)_{Evl}$ par la fameuse relation de Fourier suivante [7,22]:

$$(U * S)_{Evl} = \frac{\dot{Q}_{Evl}}{(\Delta T)_{lm}}$$

avec $(\Delta T)_{lm}$ est la moyenne logarithmique de différence de températures entre les bornes de l'évaporateur à laquelle représente le potentiel d'échange entre les deux courants en interaction thermique . Elle est établie par la relation suivante [20]:

$$(\Delta T)_{lm} = \frac{(T_{23} - T_{10}) - (T_{24} - T_9)}{\ln\left(\frac{T_{23} - T_{10}}{T_{24} - T_9}\right)}$$

Dans notre cadre d'étude, on note que $(\Delta T)_{lm}$ est dépendante des paramètres de confort à générer dans l'espace à conditionner, soit T_{23} et T_{24} . Si on suggère que la température moyenne du milieu à conditionner est quasiment constante et sera définie par :

$$(T)_{clim} = \frac{(T_{23} + T_{24})}{2}$$

L'expression de $(\Delta T)_{lm}$ peut être simplifiée à [7,22]:

$$(\Delta T)_{lm} = \frac{(T_9 - T_{10})}{\ln\left(\frac{(T)_{clim} - T_{10}}{((T)_{clim} - T_9)}\right)}$$

Sur la base des données du polygone de confort et en faisant abstraction de l'effet de l'humidité relative de l'air, on peut avancer que :

$$18^\circ C < (T)_{clim} < 27^\circ C$$

Ipsa facto, il est tout à fait clair d'estimer les dimensions de l'évaporateur à travers le produit $(U * S)_{Evl}$. A titre d'illustration et à partir des résultats de simulation donnés dans le tableau V.2, on a :

$T_9 = 2,80^\circ C$, $T_{10} = 5^\circ C$ et pour maintenir un confort de température, $(T)_{clim} = 22,5^\circ C$

$$(\Delta T)_{lm} = \frac{(2,80 - 5)}{\ln\left(\frac{22,5 - 5}{22,5 - 2,80}\right)} = 18,59^\circ C$$

d'où :

$$(U * S)_{Evl} = \frac{243,25}{18,59} = 13,08 \text{ kW/}^\circ\text{C}.$$

V.9. Influence des variables opératoires sur le coefficient de performance

Après avoir justifié le choix de système bi-étagé avec recirculation interne de courant thermique entre le condenseur et le générateur I en se basant sur la comparaison du critère de performance et compte tenu des interactions de matière et thermiques entre différents éléments dans l'installation, l'analyse de l'influence des variables opératoires aussi bien sur le COP que sur la surface d'échange du capteur solaire est nécessaire et mérite d'être explorée à ce stade d'étude. Il y a lieu de rappeler que cette analyse a été abordée suite à l'élaboration d'un programme de simulation rédigé en langage Fortran 90 sur la base de l'organigramme de calculs présenté ci-dessus.

V.9.1. Effet de la composition X_1 et de la température T_6

Pour analyser les effets de la composition de la solution pauvre, X_1 et de la température d'entrée de la solution pauvre T_6 sur le COP de la PACA bi-étagée, on a été ramené à faire varier ces deux variables opératoires alors que tout étant maintenu constant par ailleurs. Pour une durée de séjour raisonnable des courants fluides dans l'absorbeur, on peut noter deux phénomènes physicochimiques se produisent simultanément :

- Absorption de quantité importante de vapeur d'eau compte tenu des propriétés hygroscopiques de LiBr,
- Dégagement de chaleur suite au caractère exothermique de l'absorption.

Comme domaine délimitant la faisabilité du procédé, il est impératif de tenir compte des conditions de la cristallisation de la solution de $\text{H}_2\text{O-LiBr}$ pour des compositions massiques en LiBr moyennement supérieures à 65%. Egalement, ce dernier phénomène physicochimique, s'il se produit, conduira à l'obstruction des circuits reliant les différents éléments de l'installation. Les résultats de simulation relatifs à l'effet de la composition X_1 et de la température T_6 sont présentés sur la figures V.7.

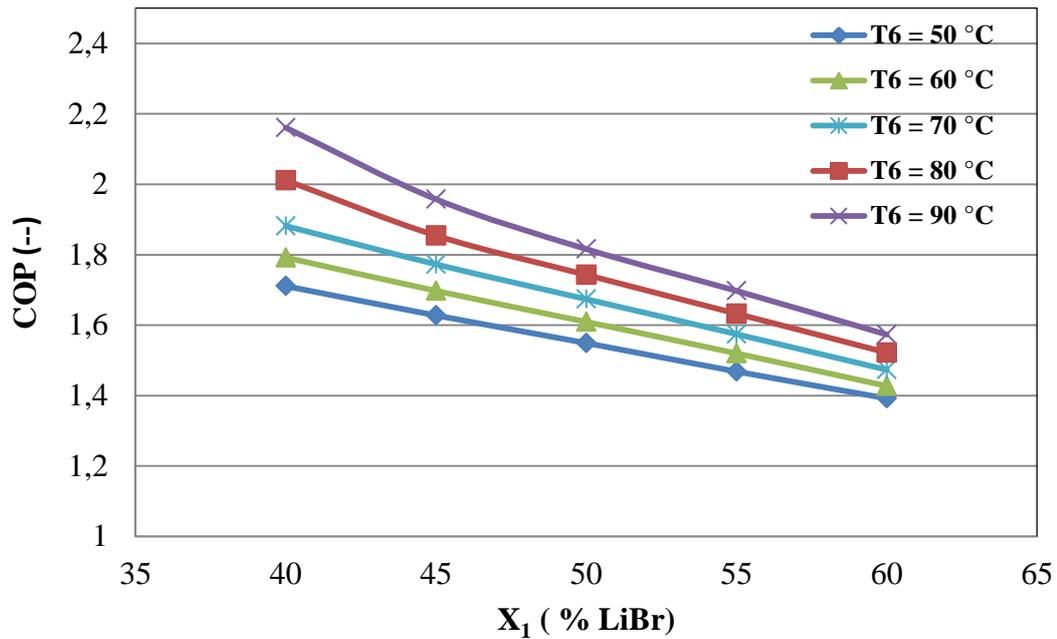


Figure V.7: Variations du COP en fonction de la fraction massique en LiBr pour différentes valeurs de T_6 ($\dot{m}_1 = 1$ kg/s, $T_1 = 45$ °C, $\dot{m}_{10} = 0,2$ kg/s, $T_{10} = 30$ °C, $\dot{m}_{16} = 0,481$ kg/s, $\dot{W}_{pI} = 0,002$ kW, $\dot{W}_{pII} = 0,02$ kW, $\alpha = 0,4$, $\eta_I = \eta_{II} = 0,75$).

Il se dégage que les COP sont décroissants avec la composition en LiBr et que leurs valeurs importantes sont obtenues pour les données limites inférieures de compositions établies par le diagramme d'Oldham, à savoir $X_1 = 40\%$. En effet, la capacité absorbante de LiBr est très affectée par la teneur du mélange en eau de sorte que les solutions à faibles teneurs en LiBr (teneurs élevées en eau) exigent une puissance de régénération assez importante, \dot{Q}_{GII} . En relation avec la définition du COP et dans de telles conditions, il est évident que les valeurs du COP sont relativement plus faibles. Toutefois, lorsque les compositions en LiBr atteignent les conditions de cristallisation ($x_1 \cong 65\%$), correspondantes aux limites de fonctionnement de température T_6 . Par ailleurs, pour une composition constante en LiBr, on peut remarquer que les températures élevées de T_6 sont assez favorables pour le fonctionnement de l'unité à travers les valeurs de COP obtenues. En effet, si la température du mélange, T_6 est élevée, alors la régénération de la solution exigera moins d'énergie au niveau du générateur II, \dot{Q}_{GII} d'où une augmentation conséquente du COP.

V.9.2. Effet du débit massique \dot{m}_1 et de la température T_1

Parmi les variables opératoires retenues lors de l'analyse de degrés de liberté, on note le débit massique de la solution riche, \dot{m}_1 et de sa température T_1 qui sont sensées affecter la performance de l'installation frigorifique à travers l'étude de leur impact sur le COP. En adoptant des intervalles de variation de telles variables, les résultats de simulation sont consignés dans la figure V.8.

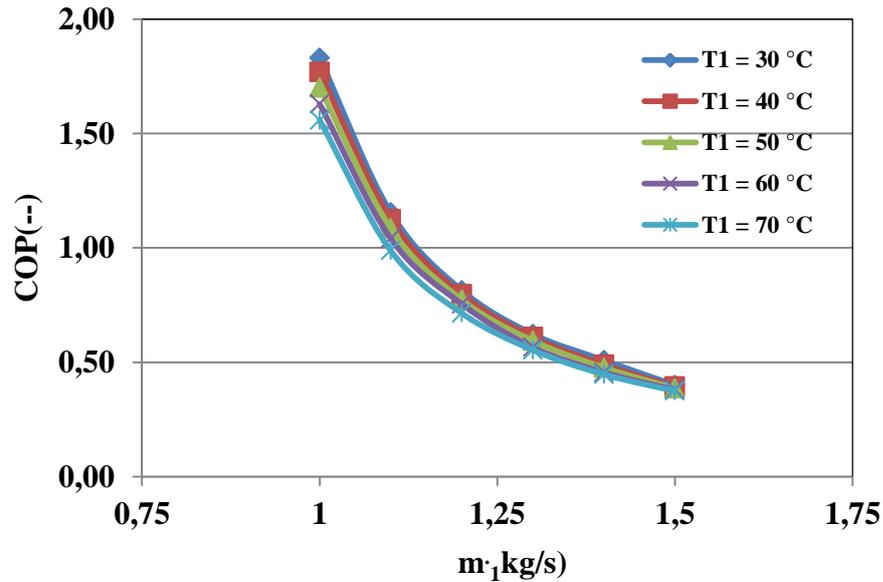


Figure V.8 : Influence du débit massique de la solution riche \dot{m}_1 et de sa température T_1 sur le COP de l'unité.

$$(X_1= 45\% , T_6= 45^\circ\text{C}, \dot{m}_{10}=0,2 \text{ kg/s}, T_{10}= 10^\circ\text{C}, \dot{m}_{16}= 0,40 \text{ kg/s}, \dot{W}_{pI} = 0,002 \text{ kW}, \\ \dot{W}_{pII} = 0,02 \text{ kW}, \alpha = 0,4, \eta_I = \eta_{II} = 0,75).$$

Conformément à la définition du coefficient de performance :[2]

$$COP = \frac{\dot{Q}_{Ev}}{\dot{Q}_{GII}}$$

On doit mentionner que la variation de la composition de la solution riche en eau résulte de l'absorption d'une quantité d'eau, provenant de l'évaporateur, est constante et égale à $\dot{m}_{10} \cdot Y_{10}^2$. Par conséquent, la puissance échangée à l'évaporateur est sensiblement constante. Or, toute augmentation du débit massique de la solution riche, \dot{m}_1 est corrélée à un besoin croissant en \dot{Q}_{GII} qui sert à son chauffage d'où la régression du COP, exhibée dans la figure V.8.

Par ailleurs et en relation avec l'influence de la température T_1 , on remarque pour un débit massique de la solution riche, \dot{m}_1 , que les besoins énergétiques pour la régénération \dot{Q}_{GII} décroissent avec T_1 . Un tel constat confirme la régression du COP avec la température T_1 . On

en conclut que les faibles débits de la solution riche, à teneur constante en eau, sont favorables à la performance de l'unité.

V.9.3. Effets du débit massique \dot{m}_{14} et du taux de division du courant 3

Pour étudier les effets de ces deux grandeurs, il y a lieu de rappeler la définition du taux de division du courant 3. Donc, il a pour expression :

$$\alpha = \frac{\dot{m}_{20}}{\dot{m}_3}$$

et il constitue le pourcentage massique régénéré au niveau du générateur G_I par la recirculation de la puissance dégagée au niveau du condenseur C_{II} . Les résultats de la simulation de la PACA, en mode de refroidissement, sont donnés par la figure V.9. Cette dernière présente l'évolution du COP en fonction du débit massique sortant du générateur G_{II} , \dot{m}_{14} paramétré par le taux de division, α .

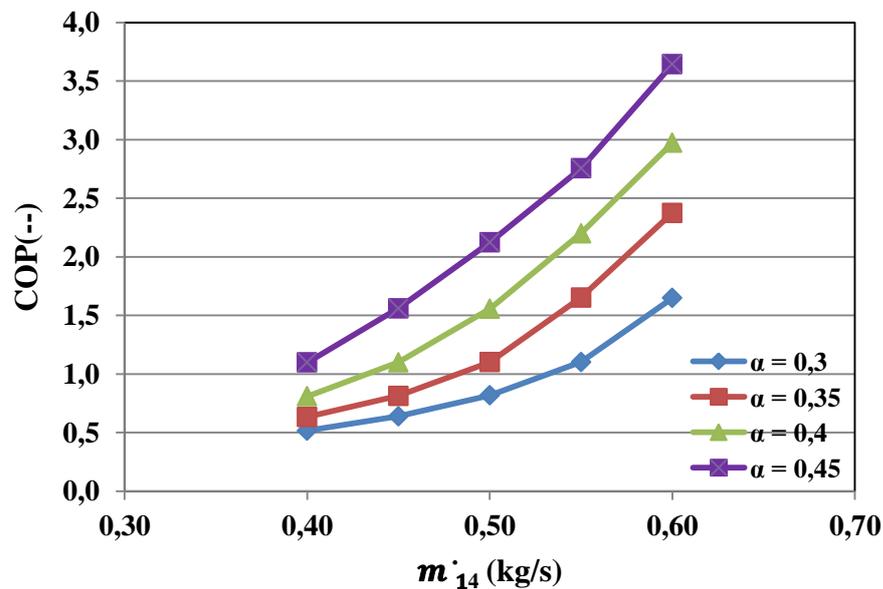


Figure V.9 : Influence du débit de la solution, \dot{m}_{14} et du taux de division du courant 3, α sur le COP de l'unité.

($X_1 = 40\%$, $T_6 = 45^\circ\text{C}$, $\dot{m}_{10} = 0,2 \text{ kg/s}$, $T_{10} = 10^\circ\text{C}$, $\dot{m}_1 = 1,25 \text{ kg/s}$, $T_1 = 50^\circ\text{C}$,

$$\dot{W}_{pI} = 0,002 \text{ kW}, \dot{W}_{pII} = 0,02 \text{ kW}, \alpha = 0,4, \eta_I = \eta_{II} = 0,75).$$

On peut affirmer que la contribution du générateur G_I est d'assister énergétiquement le générateur G_{II} dans son fonctionnement et par conséquent réduire ses besoins énergétiques. Il en découle que le COP croît substantiellement avec la valeur de α . En effet, ses valeurs sont multipliées par un facteur de deux lorsque le taux de division, α , passe de 0,3 à 0,45.

Cependant, le débit massique \dot{m}_{14} est sensiblement égal à \dot{m}_{11} soit égal à $\dot{m}_3(1 - \alpha)$. Les résultats de simulation établissent une régression constante de \dot{Q}_{GII} avec le débit de la solution,

\dot{m}_{14} tant que la teneur X_1 est constante. En outre, la composition X_1 est liée à la puissance \dot{Q}_{Ev} qui serait constante si X_1 l'est. Eu égard à la définition du COP, il se dégage que ce dernier croît avec \dot{m}_{14} . Cette analyse énergétique explique de manière formelle la tendance la relation $COP = COP_{\alpha}(\dot{m}_{14})$.

V.9.4. L'effet du rendement de l'échangeur de chaleur η_I et de la puissance de la pompe, \dot{W}_{pI} sur le COP de l'unité

Il est instructif d'examiner l'influence de l'échangeur de chaleur via son facteur d'efficacité. Dans cet objectif, on analysera l'effet conjugué de ce paramètre et celui de la pompe n°I sur la performance du cycle. De ce fait, on a adopté les plages de variation de η_I et de \dot{W}_{pI} comme suit :

$$\eta_I \in [0,5; 0,85] \text{ et } \dot{W}_{pI} (kW) \in [0,001; 0,05]$$

L'exécution du programme conduit aux résultats présentés graphiquement sur la figure V.10.

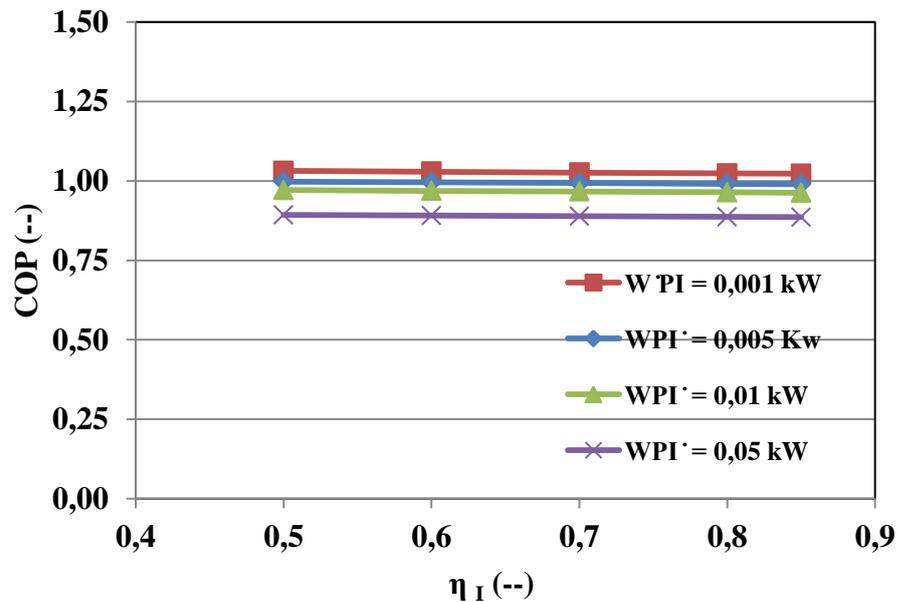


Figure V.10 : Influence du rendement de l'échangeur de chaleur η_I et de la puissance de la pompe, \dot{W}_{pI} sur le COP de l'unité.

$$(X_1 = 40\% , T_6 = 45 \text{ }^\circ\text{C} , \dot{m}_{10} = 0,2 \text{ kg/s} , T_{10} = 10 \text{ }^\circ\text{C} , \dot{m}_1 = 1,25 \text{ kg/s} , T_1 = 50 \text{ }^\circ\text{C} , \dot{m}_{16} = 0,40 \text{ kg/s} , \dot{W}_{pII} = 0,02 \text{ kW} , \alpha = 0,4 , \eta_{II} = 0,75)$$

Du point de vue thermique, l'efficacité de l'échangeur de chaleur peut être considérée comme une mesure de la capacité d'échange de chaleur et elle est corrélée aussi bien à sa taille de la calandre qu'au nombre de passes dans d'une part et aux sens de circulation des fluides. Pour ce qui se

rapporte à l'influence de \dot{W}_{pI} , on doit remarquer que son augmente favorise le phénomène d'absorption et par conséquent une augmentation substantielle de la quantité d'eau dans le courant de la solution pauvre. Cette augmentation conduit à l'augmentation de la puissance nécessaire à sa régénération, \dot{Q}_{GII} . Il se dégage que toute augmentation de la pression se traduit par une décroissance du COP eu égard à sa définition donnée par l'équation V.68. Etant donné les interactions entre les différentes variables, il est très difficile de conclure quant à l'influence de l'efficacité η_I . On peut noter un impact peu palpable quant à son influence lorsque la puissance est maintenue constante. Un tel résultat est illustré par la figure V.10.

V.9.5. Effet du débit massique \dot{m}_{10} et de la température T_{10}

Dans le but d'analyser l'effet de la température T_{10} et du débit de la vapeur d'eau entrant à l'absorbeur, \dot{m}_{10} , le COP a été calculé dans les conditions énumérées ainsi que les résultats de la simulation sont présentés dans la figure V.11.

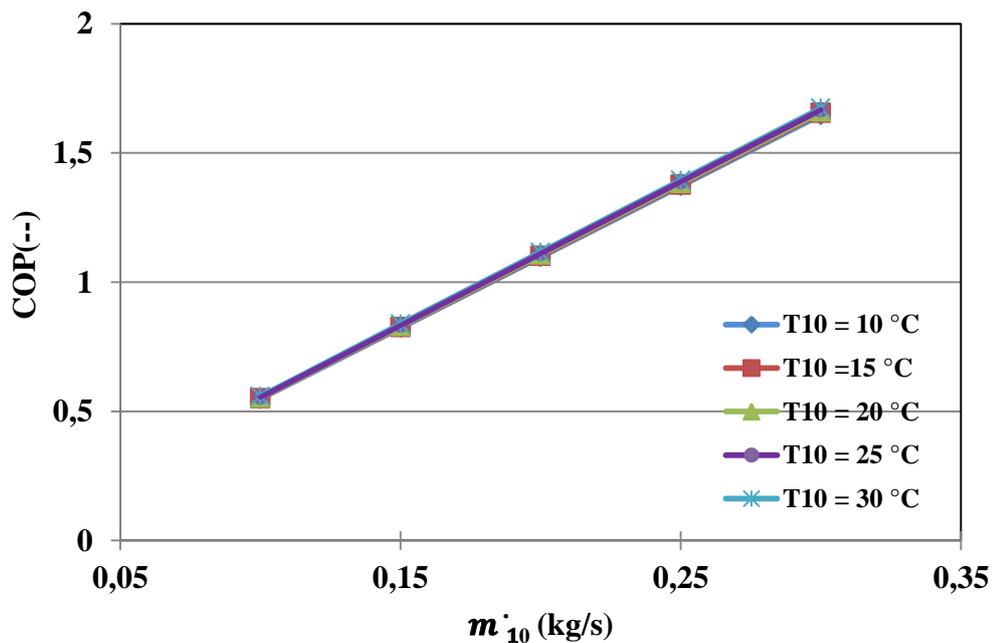


Figure V.11 : Influence du débit de vapeur issue de l'évaporateur, \dot{m}_{10} et de la température T_{10} sur le COP de l'unité.

($X_1 = 45\%$, $T_6 = 45^\circ\text{C}$, $\dot{m}_1 = 1,25 \text{ kg/s}$, $T_1 = 50^\circ\text{C}$,

$\dot{m}_{16} = 0,40 \text{ kg/s}$, $\dot{W}_{pI} = 0,002 \text{ kW}$, $\dot{W}_{pII} = 0,02 \text{ kW}$, $\alpha = 0,4$, $\eta_I = \eta_{II} = 0,75$)

A travers la figure V.10, on note une augmentation constante du COP avec le débit de la vapeur d'eau, \dot{m}_{10} indépendamment de la température T_{10} quand cette dernière s'étale sur le domaine délimité par la zone de confort. En effet, on remarque que le COP varie dans la plage [0,6; 1,7]. On rappelle que \dot{m}_{10} se compose exclusivement d'eau et sa production est

dépendante de la puissance thermique absorbée à la source chaude au niveau de l'évaporateur, soit \dot{Q}_{Ev} . En conformité avec la définition du COP, il se dégage que la croissance de \dot{Q}_{Ev} a un impact positif sur la performance de l'unité et par voie de conséquence son COP. Pour ce qui se rapporte à l'influence de la température, T_{10} , on note que son accroissement est le résultat de la croissance de la puissance \dot{Q}_{Ev} , à débit de vapeur \dot{m}_{10} constant. Or, les résultats de simulation exhibent une tendance similaire pour ce qui se rapporte à \dot{Q}_{GII} avec une retombée directe sur la valeur du COP, c'est-à-dire sa quasi constance dans notre domaine d'étude.

Compte tenu du circuit fermé de notre installation sur le plan de l'échange de matière, toute cette vapeur, \dot{m}_{10} est absorbée au niveau de l'absorbeur avec un dégagement de chaleur, \dot{Q}_{Ab} . En résumé, toute accroissement de \dot{m}_{10} affecte positivement le COP d'où l'intérêt d'intensifier la cinétique de transfert de matière dans cet élément clé de l'installation par l'augmentation de l'aire spécifique d'échange dans l'entremise de contacteurs assez performants tout en travaillant à des températures assez modérées. Des tendances similaires quant à l'influence de la température T_{10} et du débit de la vapeur d'eau dans l'absorbeur, \dot{m}_{10} sur le COP sont présentés par les travaux de R Gomri dans la littérature avec des valeurs couvrant le domaine [0,6 ; 1,78] [21].

Par ailleurs, dans l'analyse de tout procédé impliquant plusieurs variables opératoires interagissant entre elles, il est possible de dégager des tendances générales de l'impact de ces paramètres.

Dans cet ordre d'idées et pour affiner cette étude, une étude d'optimisation des composants technologiques s'impose même si le critère économique garde une place incontournable pour la décision finale quant à la rétention du projet. De façon succincte, l'influence des différents paramètres est présentée dans le tableau V.3.

Tableau V.3 : Influence des paramètres opératoires sur le COP.

Paramètres	\dot{m}_{10}	\dot{m}_1	\dot{m}_{14}	T_1	T_6	T_{10}	X_1	\dot{W}_{pI}	α	η_I
COP	↗	↘	↗	↘	↗	↗	↘	↘	↗	↗

V.9.6. Dimensionnement du capteur solaire en fonction de la température du fluide caloporteur et des besoins énergétiques du générateur II

Pour un capteur cylindropolaire, des études ont montré que la température du fluide caloporteur, issu du capteur solaire, T_{21} croit de façon quasi linéaire aussi bien avec la surface du tube du capteur qu'avec l'intensité de radiation, \dot{I} , qui varie de façon diurne avec l'heure d'ensoleillement [14].

Les résultats de simulation du fonctionnement du capteur, exprimant l'interaction de T_{21} et \dot{I} avec ses dimensions sont présentés à travers la figure V.12.a.

Par ailleurs, les besoins thermiques du générateur II sont dépendants de l'écart de températures du côté du fluide caloporteur, $(T_{21} - T_{22})$ ainsi que de la capacité thermique du fluide caloporteur, $(\dot{m} * c_p)_{fl.cal}$.

En supposant que le générateur est un échangeur de chaleur, d'efficacité thermique η_{GII} , un bilan thermique, sans changement de phases, sur le fluide caloporteur s'écrit [14,23,24]:

$$\dot{Q}_{GII} = \eta_{GII} * (\dot{Q}_{cap})_{fl.cal} = \eta_{GII} * (\dot{m} * c_p)_{fl.cal} * (T_{21} - T_{22}) \quad (V.10)$$

Il se dégage que, pour des conditions constantes de fonctionnement du capteur ($\eta_{GII}, (\dot{m} * c_p)_{fl.cal}$), on note que \dot{Q}_{GII} est linéairement dépendante de l'écart de températures $(T_{21} - T_{22})$.

Par ailleurs, sur le capteur solaire, on a :

$$(\dot{Q}_{cap})_{fl.cal} = \dot{Q}_{cap}(S_{cap}) \quad (V.11)$$

La combinaison des équations (V.10) et (V.11) permet d'établir une relation implicite entre les variables opératoires T_{21} , S_{cap} et \dot{Q}_{GII} . Paramétrisée par l'intensité de radiation, cette dépendance est donnée par la figure V.12.a et b.

Il appert que si les bilans enthalpiques sur l'unité permettent d'estimer la puissance thermique, \dot{Q}_{GII} alors qu'il est possible d'exploiter simultanément les courbes données par la figure V.12.a pour lire directement la température du fluide caloporteur, T_{21} . Cette valeur lue est portée sur la figure V.12.b pour calculer la surface d'échange du capteur solaire, S_{cap} .

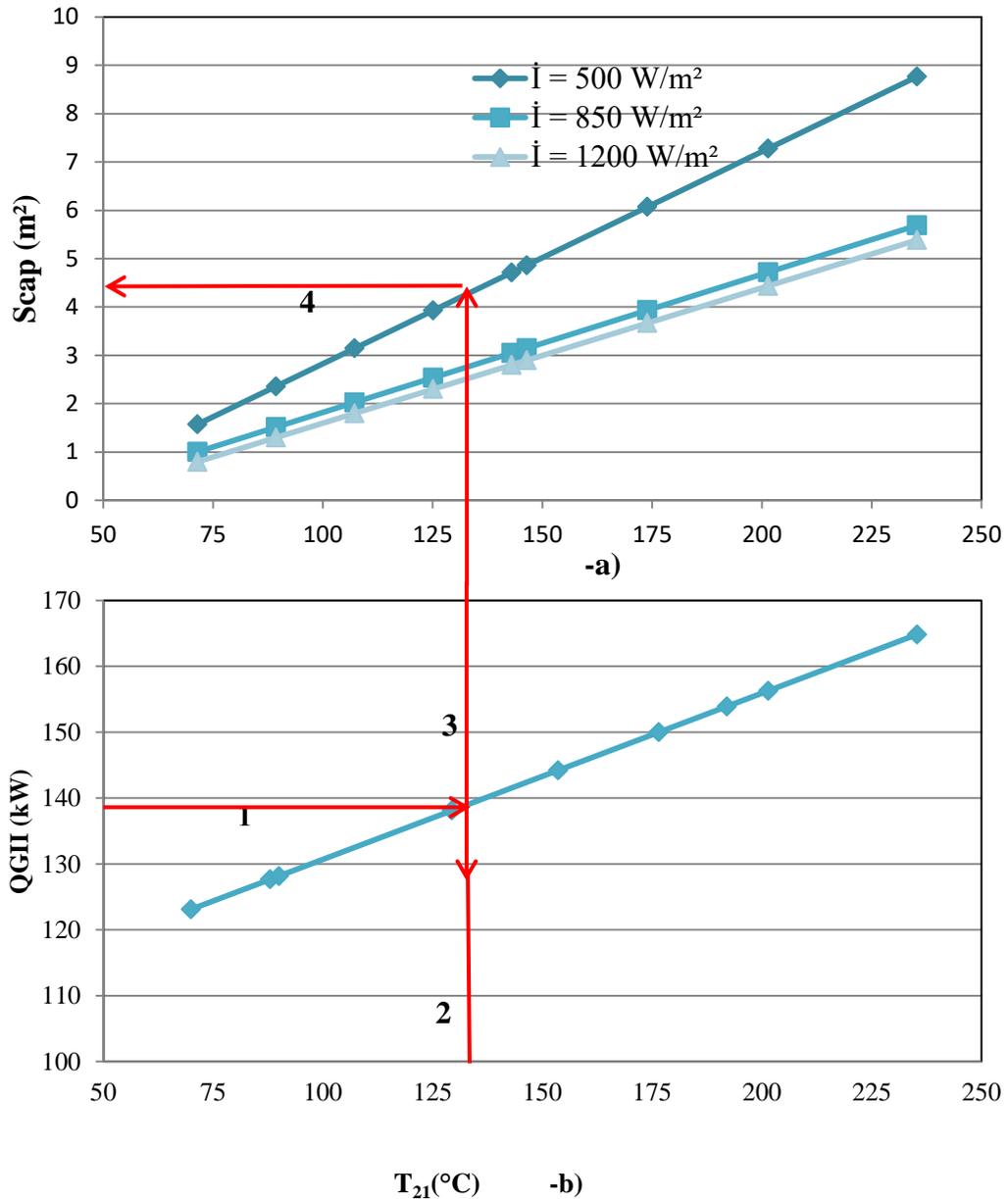


Figure V.12: Diagramme de calcul de la surface du capteur solaire en fonction de la puissance requise au générateur II

-a) Impact de l'intensité de radiation \dot{I} et de la température du fluide caloporteur, T_{21} sur l'aire d'échange du capteur solaire.

-b) Variation de la puissance du générateur II avec la température du fluide caloporteur.

Supposant que le générateur à une puissance thermique (étape 1) $\dot{Q}_{GII} = 140 \text{ KW}$, par lecture directe de cette valeur correspondante une température d'entrée de fluide caloporteur (étape 2) $T_{21} = 135^\circ\text{C}$, sa trajection (étape 3) sur la figure V.12.a on trouve (étape 4) :

$$S_{cap} = 4,35 \text{ m}^2.$$

V.10. Conclusion

Dans ce travail, la simulation numérique des cycles à absorption solaire ($H_2O/LiBr$) mono et bi-étagé, ont été réalisées. Le COP est calculé à partir des propriétés thermodynamiques des fluides de travail dans diverses conditions de fonctionnement en utilisant la modélisation mathématique développée ci-dessus. Les résultats montrent que le COP du cycle bi-étagé augmente avec l'augmentation des températures de l'absorbeur et diminue pour le cycle mono-étagé.

L'effet des températures, des débits d'entrée et de sortie, la teneur en $LiBr$ au niveau de l'absorbeur, l'efficacité de l'échangeur ainsi que le travail de la pompe sur le COP ont également été analysés. L'analyse de la variation de la surface du capteur en fonction de l'irradiation solaire et la température de sortie de fluide de capteur est aussi étudiée. Les résultats de l'analyse de COP présentés dans ce chapitre peuvent être utilisés dans l'optimisation thermo-économique du système de réfrigération à absorption à double effet intégré avec un capteur solaire cylindro-parabolique.

Chapitre VI

Étude expérimentale d'un absorbeur à pulvérisation

VI.1. Introduction

Les tours de pulvérisation sont utilisées, entre autres, pour l'absorption et le stripping de gaz dans un certain nombre d'applications[1], y compris pour l'élimination du CO₂, du SO₂, des NO_x et du HCl issus des gaz de combustion, émis par les fours et les incinérateurs en absorbant par pulvérisation de solutions alcalines[2].

D'un point de vue environnemental, les changements climatiques et la préservation des ressources naturelles nécessitent la mise en place d'une nouvelle politique de transition énergétique. Eu égard à leur flexibilité de fonctionnement, les machines thermiques à absorption représentent de bonnes alternatives aux machines à compression conventionnelles puisqu'elles garantissent, d'une part, une grande efficacité pour de faibles niveaux thermiques [3] et d'autre part, elles exigent une faible consommation d'énergie avec un coût d'entretien moindre. En effet, les machines à absorption utilisées dans les systèmes de production de froid permettent d'importants gains de consommations électriques par rapport aux machines à compression mécanique traditionnelles. Ce constat est mis en évidence par leurs valeurs de COP ($0,5 < COP < 7$) [4,5]. La communauté internationale s'est fixé comme but de diviser par deux les émissions de gaz à effet de serre avant 2050 à l'échelle planétaire[6].

Outre leur robustesse et leur grande efficacité, on doit rappeler que les machines à absorption (P.A.C.A) se composent essentiellement de quatre éléments [7]:

- 1) Condenseur ; -2) Evaporateur; -3) Générateur ; -4) Absorbeur.

En toute rigueur, leur performance de fonctionnement est basée sur le choix judicieux des couples de travail qui est dicté par leur comportement thermodynamique et leur impact écologique. Elle peut être assimilée à une pompe à chaleur à compression où le compresseur est remplacé par le générateur et l'absorbeur; c'est la compression thermochimique. En mode de froid et fonctionnant au système eau/ LiBr, le courant riche et le courant pauvre en solvant circulent exclusivement entre le générateur et l'absorbeur. Dans l'absorbeur, l'absorption de la vapeur d'eau est accompagnée de dégagement d'une puissance thermique, \dot{Q}_{Ab} : c'est l'effet pompe à chaleur. Au générateur, la solution riche se libère de l'eau par apport d'une puissance calorifique, \dot{Q}_{GII} , provenant du capteur solaire cylindro-polaire.[7,8] Pour piéger les particules de LiBr qui pourraient être entraînées par le courant de vapeur d'eau, un dévésiculateur est à placer à l'amont du générateur[9]. Compte tenu de résultats de simulation présentés dans le chapitre V, il a été mis l'accent sur l'impact sur le COP des variables opératoires suivantes :

- Impact positif de $T_6, \dot{m}_{10}, T_{10}$;
- Impact négatif de T_1, \dot{m}_1, X_1 .

Explicitement, ces résultats de simulation montrent qu'il est intéressant que les bonnes conditions de fonctionnement de l'absorbeur sont :

- Valeurs élevées de débit \dot{m}_{10} et de températures T_6 et T_{10} ;
- Valeurs élevées de pression P_1 ;
- Teneur élevée en eau du courant I soit $(1 - X_1)$;
- Faibles niveaux de températures T_1 , de débit \dot{m}_1

Il est clair que l'intensification de l'échange de matière au niveau de l'absorbeur passe par le choix du contacteur gaz-liquide, soit contribuer à l'augmentation de l'aire d'échange par unité de volume. Plusieurs travaux de recherches sont menés par les énergéticiens frigoristes pour développer de nouveaux absorbeurs plus performants[10]. Sur le plan technique, différentes configurations d'absorbeurs sont mentionnées dans la littérature [10,6]. Les plus courantes sont :

- les absorbeurs à plateaux;
- les absorbeurs à garnissage;
- les absorbeurs à film tombant ;
- les absorbeurs pulvérisés, etc[11,12,2].

VI.2. Choix de l'absorbeur

Bien que les colonnes à garnissage soient les installations de contact gaz-liquide les plus couramment utilisées dans les procédés chimiques, elles souffrent de divers problèmes de fonctionnement dans certaines applications. Par exemple, dans le stripping NH_3 , le dépôt de tartre de nitrate sur les matériaux de garnissage résultant de l'oxydation biologique de NH_3 . En outre, les gaz chargés de poussière produisent des dépôts solides pour obstruer enfin le garnissage (Norman, 1961)[12]. Dans de telles applications, les tours de pulvérisation sont préférées car elles offrent de nombreux avantages par rapport aux colonnes traditionnelles pour des raisons se rapportant à la faible perte de charge en phase gazeuse, une construction mécanique plus simple, des coûts d'équipement et de maintenance relativement bas et une large gamme de taux de charge liquide / gaz (Mehta et Sharma, 1970) [13].

Leur performance de transfert de masse dépend des propriétés physiques des fluides, des caractéristiques d'équipements de pulvérisation de solvant telles que la distribution du liquide et la taille des gouttelettes ainsi que de leur distribution spatiale au sein du contacteur. En plus des propriétés liquides, les caractéristiques du jet sont également influencées par le type de buse, le diamètre de l'orifice et l'angle de cône nominal (Lefebvre, 1984) [2,14]. Cependant, leur principal inconvénient par rapport aux tours à garnissage est leur faible efficacité de transfert de matière suite à la coalescence éventuelle des gouttelettes pour réduire conséquemment l'aire interfaciale d'échange[14].

Tableau VI.1 : Corrélations se rapportant aux systèmes exploités en procédés d'absorption.

Type de contacteur	Système binaire	Corrélations entre le coefficient de transfert et débits de fluides	Domaine d'application	Références bibliographiques
Plaque avec film ruisselant.	H ₂ O/LiBr	$K_i = Sh \cdot \frac{D}{\delta_F} = \left(\frac{1}{1-x_i} \right) \cdot \frac{40}{11} \cdot \frac{D}{\delta_F}$ VI.4	Réfrigération par absorption.	Jean-François et al.[17]
A jet pulvérisé de liquide dans un Venturi	SO ₂ / NaOH	$K_G \cdot a = (\dot{m}/p) \cdot \ln(y_e/y_s)$ VI.5		André Laurent et al.[16]
Film tombant	H ₂ O/LiBr	$K_G \cdot a = \frac{\dot{m} \cdot (c_e - c_s) / c_s}{(\rho \cdot Z \cdot \Delta C)}$ VI.6	Réfrigération par absorption	S.M. Deng et W.B. Ma [18]
A tubes lisses verticaux	H ₂ O/LiBr	$K_G = \frac{\dot{m} \cdot ((x_e^* - x_e) - (x_s^* - x_s))}{\rho \cdot \ln \left(\frac{x_e^* - x_e}{x_s^* - x_s} \right)}$ VI.7	Réfrigération par absorption	Hiroshi Takamatsu et al.[19]
Colonne pulvérisée et film tombant	air – NH ₃ /H ₂ O	$K_G \cdot a = 1,97 \cdot \dot{G}^{0,71} \cdot \dot{L}^{0,54}$ VI.8	Réfrigération par absorption	K.H. JAVED, T. MAHMUD et als.[2]

Outre le mode de contact entre phases en circulation, les données d'équilibre du couple de travail affectent, sans nul doute, l'efficacité d'échange de matière dans l'absorbeur. D'un point de vue cinétique, le transfert de matière entre phases est dépendant de l'affinité entre constituants des phases. La quantification de ce transfert est donnée par la densité de flux à travers l'interface gaz-liquide dont l'expression analytique est [15]:

$$\dot{N} = k_L a \cdot (x_i - x_\infty) = k_G a \cdot (y_\infty - y_i) \quad \text{VI.1}$$

C'est le modèle du double film avec k_L est le coefficient individuel de transfert de matière côté liquide, k_G est le coefficient individuel de transfert de matière côté gaz et a est l'aire interfaciale d'échange par unité de volume du contacteur.

Pour favoriser le transfert par unité de volume du contacteur, on s'est intéressé à développer l'aire interfaciale de contact, a [16]. L'une des solutions est de diviser la phase fluide en gouttelettes : c'est la colonne pulvérisée[1]. Pour dimensionner ces contacteurs, l'analyse dimensionnelle permet d'établir des corrélations entre le coefficient de transfert de matière et les conditions hydrodynamiques d'écoulement de fluides sous forme d'une loi exponentielle pour les différents systèmes gaz-liquide. Elles ont pour expressions [2]:

$$Sh = \alpha . Re^b . Sc^c \quad \text{VI.2}$$

ou sous une autre forme équivalente :[15]

$$k_G a = \beta . \dot{L}^r . \dot{G}^s \quad \text{VI.3}$$

Le tableau VI.1 regroupe quelques corrélations se rapportant aux systèmes usuels exploités en procédés d'absorption.

L'analyse des données bibliographiques montre que l'absorption de vapeur d'eau par les solutions aqueuses de LiBr est de type physique[20]. Pour de concentrations élevées en LiBr, l'absorption est limitée par problèmes de cristallisation avec d'importantes quantités de chaleur dégagée. Pour améliorer la performance de l'absorbeur dans une P.A.C.A., fonctionnant en mode de refroidissement, on a réalisé cette étude expérimentale en vue de faire une prospection de l'impact des conditions opératoires (débits de gaz et de liquide, taille moyenne des gouttelettes à la sortie de l'éjecteur) sur les coefficients globaux de transfert $K_G . a$ et $K_L . a$ pour pouvoir dimensionner cet élément clé de notre installation qui est l'absorbeur[2].

VI.3. Développement théorique du fonctionnement de l'absorbeur pulvérisé

Au sein de l'absorbeur et à travers l'interface gaz-liquide, le soluté gaz (vapeur d'eau) diffuse pour être absorbé physiquement ou chimiquement. Les coefficients globaux de transfert de matière ($K_G a$ ou $K_L a$) ont été utilisés pour caractériser le flux transféré et d'interpréter leur variation avec les débits d'écoulement ainsi qu'avec le diamètre de la goutte à la sortie de l'éjecteur, d_G [19]. En effet, la plupart des travaux antérieurs, se rapportant aux tours de pulvérisation, mettaient l'accent sur le traitement du coefficient de transfert de matière. Codolo et al.[21,22], Ma et al.[23], et Zeng et coll.[24] avaient déterminé expérimentalement le coefficient de transfert de matière et établi des corrélations empiriques. Compte tenu de l'aspect électrolytique de la solution eau-LiBr, on mentionne qu'elle s'écarte du comportement d'une solution idéale où la concentration effective est prise égale à l'activité du soluté. En pratique, on introduit le concept des coefficients globaux de transfert de matière et le bilan de matière s'exprime par des équations qui s'écrivent [19-23]:

$$\dot{N} = K_L \cdot (C_{H_2O}^* - C_{H_2O}^\infty) = K_G \cdot (P_{H_2O}^\infty - P_{H_2O}^*) \quad \text{VI.9}$$

En fonction de la tension de vapeur saturante du soluté, $P_{H_2O}^0$, la pression partielle dans la phase gazeuse est donnée par la loi de Raoult pour une solution réelle laquelle s'écrit[20,25]:

$$P_{H_2O}^\infty = \gamma_{H_2O} \cdot X_{H_2O} \cdot P_{H_2O}^0 \quad \text{VI.10}$$

où γ_{H_2O} est le coefficient d'activité de la vapeur d'eau dans la solution liquide eau-LiBr. En général, ces coefficients dépendent de la température ainsi que de la composition des phases. Suivant la valeur de la pente de la courbe d'équilibre, He , dite constante de Henry, on distingue [26,27]:

-a) $He \ll 1$, La phase gazeuse contrôle le transfert de masse. Dans la pratique, cela signifie que la conception de l'absorbeur doit privilégier le recours aux absorbeurs à garnissage ainsi qu'à la pulvérisation de la phase liquide qui contribue à l'augmentation de l'aire spécifique d'échange entre phases.

-b) $He \gg 1$, La résistance au transfert de masse est localisée dans la phase liquide. En pratique, la conception du contacteur doit privilégier le transfert de matière en phase liquide sous l'action de systèmes d'agitation.

Sachant que la vapeur d'eau est très soluble dans la solution électrolytique, la résistance de transfert de matière côté liquide est négligeable. Il en découle que l'absorption est contrôlée par la phase gazeuse[28]. Il se dégage que le coefficient global de transfert de matière dans la phase gazeuse K_G , est pratiquement égal au coefficient individuel de transfert de matière côté gaz, k_G [16]:

$$K_G \cong k_G \quad \text{VI.6}$$

VI.4. Modélisation de l'absorbeur pulvérisé

Compte tenu de la présence de deux zones de contact entre phases tout au long de l'absorbeur (vapeur d'eau-gouttelettes, vapeur d'eau-paroi mouillée), le modèle de fonctionnement de la tour pulvérisée repose sur les hypothèses suivantes:

- Dans la première zone, de longueur, Z_G , les gouttelettes sont confinées dans le domaine, défini par l'angle du cône de la buse d'éjection. Leur répartition est uniforme sur toute la section transversale du contacteur ;
- Dans la deuxième zone, le film ruisselle sur la paroi pour constituer le domaine mouillé de l'absorbeur, dont l'épaisseur du film liquide est supposée moyennement constante, δ_F , sur la longueur, Z_F [10];
- Suite à la coalescence de la majorité des gouttelettes dans la zone de paroi mouillée, la contribution de ces dernières à l'aire interfaciale totale d'échange,

a_F est relativement faible; Par conséquent, le transfert de matière via les gouttelettes est peu significatif car leur nombre est relativement très faible ;

- Pas d'écoulement préférentiel pour le courant gazeux ;
- La concentration en soluté dans les phases en circulation subit d'appréciables variations à travers l'absorbeur;
- La courbe d'équilibre et la droite opératoire sont des droites[8];

Le liquide est pulvérisé à travers l'éjecteur sous l'effet d'une pression d'éjection, P en fines gouttelettes lesquelles sont dispersées au sein de l'absorbeur suivant un angle d'éjection 2θ sur la hauteur, Z_G correspondante à la première zone (Figure VI.1). Dans cette section et compte tenu de l'hygroscopicité de LiBr, le contact entre le gaz ascendant et la gouttelette a pour conséquence l'absorption de la vapeur d'eau, véhiculée par le courant gazeux. Ce transfert de matière s'accompagne d'un accroissement progressif de la taille de gouttelettes de solution de LiBr pulvérisée, lors de la traversée du contacteur. Ces dernières poursuivent leur chute au fond de la colonne tandis que d'autres se heurtent à la paroi, au bout d'une certaine longueur, pour se coalescer et former un film ruisselant dont l'épaisseur est supposée constante.

Dans la deuxième zone de l'absorbeur, on assiste à un échange intense de matière entre le courant gazeux (inerte + vapeur d'eau) et le film ruisselant. A différents niveaux de la colonne et compte tenu du caractère exothermique de l'absorption de la vapeur d'eau par la solution aqueuse de LiBr, on remarque une élévation significative de la température laquelle compromet l'intensification du phénomène d'échange de matière[16].

La vitesse du gaz, fonction du diamètre de la tour de pulvérisation (absorbeur), doit être hydro dynamiquement faible pour ne pas entrainer les gouttelettes dans un mouvement ascensionnel et conduire à son engorgement par blocage de l'écoulement de la phase liquide. Du point de vue pratique, cette vitesse de 20% de la vitesse de chute libre de la gouttelette, serait utile pour estimer le diamètre de la tour. Cependant, la vitesse de chute libre est dépendante du coefficient de traînée (Schweitzer, 1997) [29].

VI.5. Estimation des longueurs de zones d'échange

Le dimensionnement de l'appareillage doit tenir compte de l'hydrodynamique des fluides en circulation dans la colonne ainsi que de sa performance de transfert de matière, basée sur l'équilibre liquide vapeur entre phases. Les vitesses de chute de gouttelettes ainsi que leurs diamètres initiaux sont entièrement dépendants des conditions de leur sortie de l'éjecteur (Pression en amont et diamètre).

Zone de pulvérisation : D'un point de vue purement géométrique et sur la base du diamètre de la tour (absorbeur), D_t la hauteur de la zone de pulvérisation, Z_G , peut être déterminée à partir de l'angle du cône de la buse de pulvérisation, θ , (Figure VI.1) par la relation suivante [10]:

$$Z_G = D_t / (2 \cdot \text{tg}(\theta)) \quad \text{VI.11}$$

Pour se conformer avec l'analyse traditionnelle de colonne à absorption et compte tenu des symboles utilisés dans la partie de simulation, on adopte:

- La zone d'entrée est dénotée "1" alors que la zone de sortie est "2" ;
- La composition en LiBr du courant liquide à la zone j est : x_j^1 alors que la composition en vapeur d'eau à la zone j est y_j^2 ;
- \dot{G} et \dot{L} sont les débits molaires d'inertes dans les deux courants, à savoir azote et le LiBr respectivement.

En adoptant ces symboles, présentés sur la figure IV.3, le coefficient global de transfert de matière, $K_G \cdot a_d$ est accessible expérimentalement où a_d est l'aire interfaciale d'échange propre à la gouttelette. Les concentrations en soluté, y_{SF}^2 et x_{SF}^2 dans les deux courants en interaction avec le film tombant (figure VI.1), sont obtenues par la résolution simultanée des équations algébriques suivantes [10]:

$$Z_G = \frac{\dot{G}(y_{SF}^2 - y_2^2)}{K_G \cdot a_d \cdot P_{tot}(y - y^*)_{lm}} \quad \text{VI.12}$$

$$y_{SF}^2 = \frac{\dot{L}}{\dot{G}} (x_{SF}^2 - x_1^2) + y_2^2 \quad \text{VI.13}$$

On note que l'aire interfaciale a_d peut être estimée sur la base de considérations se rapportant au diamètre moyen des gouttelettes, d_G dans la première zone. Ainsi, on a [2,26]:

$$a_d = \frac{4 \cdot \dot{n}_G \cdot d_G^2}{D_t^2 \cdot Z_G} \quad \text{VI.14}$$

où \dot{n}_G , est le flux de gouttelettes déversées. En fonction du débit liquide et du diamètre moyen de la gouttelette, d_G , supposée sphérique, il s'écrit :

$$\dot{n}_G = \frac{6\dot{L}}{\pi d_G^3} \quad \text{VI.15}$$

Zone de film : En régime permanent, le bilan massique sur la phase gazeuse pour une hauteur différentielle, dz , dans la zone du film tombant, s'exprime par :

$$\dot{G} dy = \dot{N} \cdot a_F \cdot dz = K_G \cdot a_F \cdot P_{tot} \cdot (y - y^*) \cdot dz \quad \text{VI.16}$$

où, a_F est l'aire spécifique d'échange de matière, côté film qu'on peut estimer sur la base de considérations se rapportant à l'épaisseur du film, δ_F donnée par Treybal (1968) [10,30]:

$$\delta_F = \left[\frac{3\mu_L \dot{L}}{\pi \cdot D_t \rho_l^2 g} \right]^{1/3} \quad \text{VI.17}$$

Ainsi, pour des considérations géométriques propres à la configuration cylindrique, a_F s'écrit :

$$a_F = \frac{(D_t - 2 \cdot \delta_F)}{\delta_F (D_t - \delta_F)} \quad \text{VI.18}$$

A pression et température constantes et d'après la figure VI.1, la hauteur de ce tronçon, Z_F , est obtenue par intégration de l'équation VI.16:

$$Z_F = \left(\frac{\dot{G}}{K_G \cdot a_F \cdot P_{tot}} \right) \frac{y_1^2 - y_{SF}^2}{(y - y^*)_{lm}} \quad \text{VI.19}$$

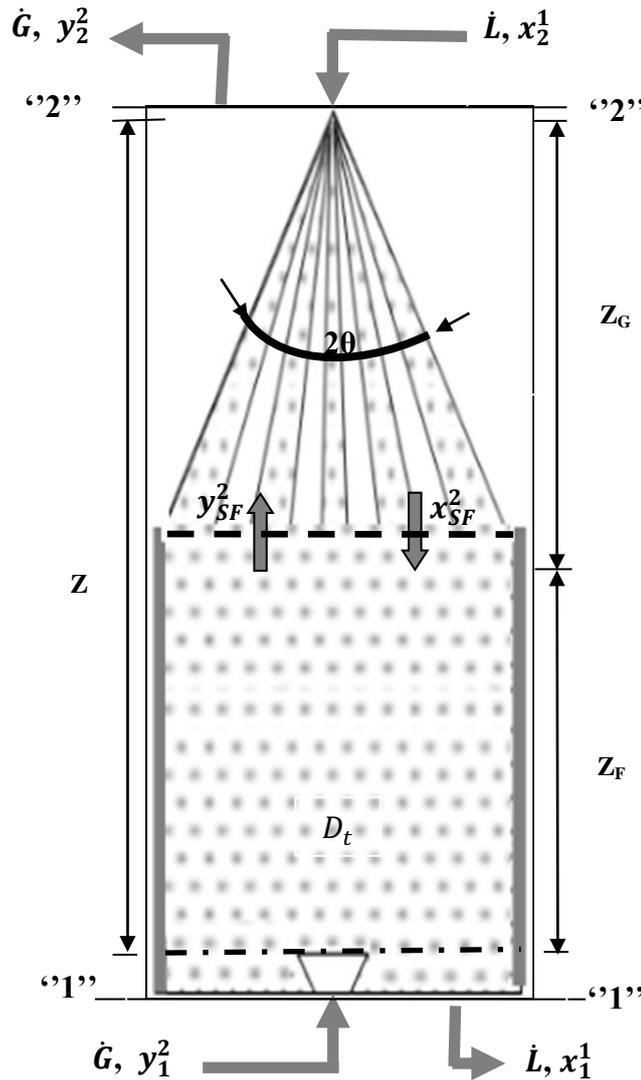


Figure VI. 1: Modélisation de transfert de matière dans une colonne pulvérisée[10].

On mentionne que la valeur $K_G \cdot a_F$ peut être déterminée à partir des corrélations entre débits de fluides en circulation dans les tours à parois mouillées (Gilliland et Sherwood, 1935; Morris et Jackson, 1953) [31]. Par conséquent, la hauteur totale de la colonne pulvérisée peut être déterminée à partir de : [9]

$$Z_{tot} = Z_G + Z_F \quad \text{VI.20}$$

VI.6. Partie expérimentale

VI.6.1. Présentation de l'absorbeur

La colonne à pulvérisation (Absorbeur) est un contacteur gaz-liquide à contre-courant, usuellement exploitée dans le traitement des effluents gazeux pollués pour ses performances d'échange de matière. Ainsi, nous avons conçu une colonne en polychlorure de vinyle (PVC), de section circulaire, pour des raisons se rapportant au faible coût du matériau et à sa stabilité chimique manifeste dans les conditions opératoires prévues dont le schéma est donné par la figure VI.2. On doit mentionner que, dans le cadre d'un stage au laboratoire Advanced treatment techniques Eskisehir, technical university, Turquie, toute la partie expérimentale y a été réalisée.



Figure VI.2 : Schéma de l'appareillage de la colonne d'expérimentation.

L'aspect transparent du matériau de la colonne permet de visualiser l'hydrodynamique des fluides (gouttelettes et film) à l'intérieur de l'absorbeur et par conséquent discerner les modes de contact entre phases. Les caractéristiques géométriques de la colonne sont :

- Diamètre, $D_t = 10 \text{ cm}$, hauteur $Z = 85 \text{ cm}$, $\theta = 0,38 \text{ rad}$ ($\cong 21.80$ degrés).

Pour réaliser nos expériences, des équipements de mesure des différentes grandeurs (teneur en eau (spectromètre UV), température des courants, appareil photographique, débit mètre, etc.) pour déterminer le diamètre des gouttes à divers points de la colonne. Un schéma détaillé de l'installation est donné par la figure VI.3.

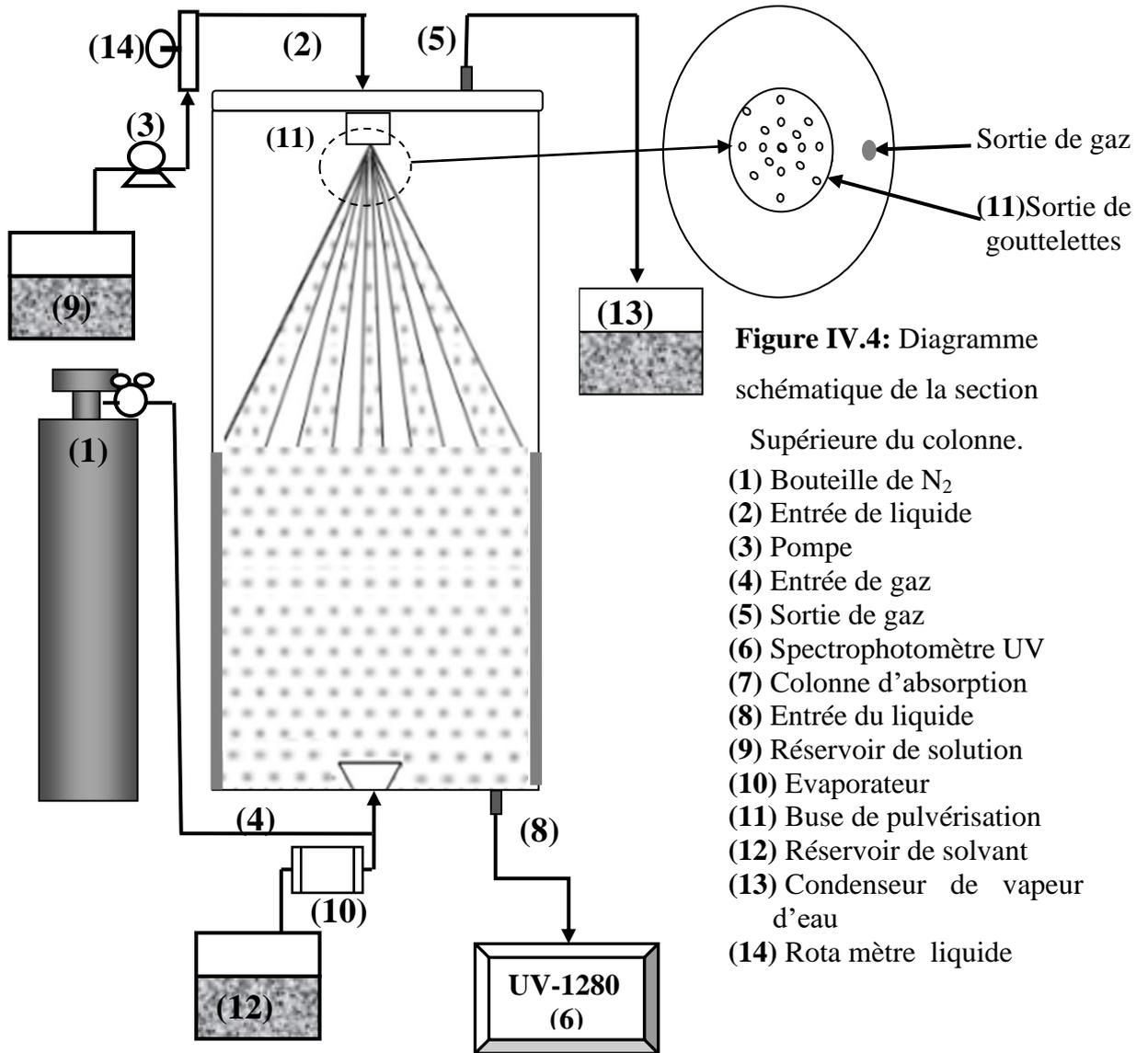


Figure VI.3: Diagramme schématique de la disposition générale de l'installation expérimentale.

VI.6.2. Acquisition de données expérimentales

En perspective d'expérimentation, le prototype fonctionne après avoir regroupé les données suivantes :

- Fixation de la pression de fonctionnement de la colonne à la pression atmosphérique ;
- La solution aqueuse de LiBr. Elle est préparée par dissolution du LiBr pur dont les caractéristiques du soluté sont : LiBr solide cristallin anhydre du laboratoire **Alfa Aesar** , de pureté de 99% , de masse molaire $M = 86,85 \text{ g/mole}$ et une densité de 3,464.

- La solution eau-LiBr, est pompée par une pompe (3) du type **HEIDOLH PUMPDRIVE 5001**. Son débit est par un rota mètre (13). Cette solution est pulvérisée à travers un distributeur de liquide (11), en forme de plaque circulaire, munie de 17 fentes, réparties uniformément (**Figure VI.4**);
- La mesure de la température de la solution eau-LiBr est assurée de façon continue moyennant le thermomètre digital du type **WTW inolab 730**.
- La vapeur d'eau est entraînée par un courant de gaz inerte, composé d'azote, de débit \dot{G} , pour être injectée au bas de la colonne à travers un distributeur approprié de gaz ;
- Lors de leur circulation à contre courants au sein de la colonne, la vapeur d'eau est absorbée par la solution aqueuse de LiBr.

Pour la mise en œuvre des expériences et relever les conditions opératoires en temps réel, la colonne est dotée des accessoires de fonctionnement suivants :

- Pompe hydraulique, du type **HEIDOLH PUMPDRIVE 5001** de puissance égale à 150 Watts, pour assurer l'alimentation en solution absorbante de LiBr,
- Thermomètres digitaux **WTW inolab 730** pour mesurer les températures des deux fluides (vapeur et liquide) en circulation aux extrémités de la colonne;
- Appareil à absorption **UV SHIMADZU UV-1280** (6) pour mesurer la teneur en LiBr de la solution liquide issue de la colonne.

VI.7. Résultats et discussions :

Pour l'analyse de la faisabilité du procédé d'absorption, on a établi la courbe d'équilibre liquide vapeur se rapportant au système binaire eau-LiBr en recourant à la méthode de coefficient osmotique compte tenu du caractère électrolytique de la solution. Conformément à l'équation IV.10, la composition de la phase vapeur s'écrit :

$$y_{H_2O} = \frac{\gamma_{H_2O} \cdot P_{H_2O}^0}{P_{tot}} \cdot x_{H_2O} \quad \text{VI.21}$$

En analysant l'expression analytique de γ_{H_2O} , on note qu'elle est fonction aussi bien de la température que de la composition de la solution à l'équilibre. Toutefois, la tension de vapeur d'eau, dans la phase gazeuse, peut être évaluée par l'équation d'Antoine IV.16, alors que la valeur de γ_{H_2O} , est estimée par l'équation IV.11. Compte tenu des conditions de fonctionnement de la P.A.C.A, la pression au niveau de l'absorbeur peut être totalement établie par lecture

directe sur le diagramme d'Oldham du système eau-LiBr (figure IV.2). Soit He la pente locale de la courbe d'équilibre, son expression est donnée par l'équation suivante :

$$He(T, x_{H_2O}) = \frac{\gamma_{H_2O} \cdot P_{H_2O}^0}{P_{tot}} \quad \text{VI.22}$$

Pour une température extrême de fonctionnement de notre installation avoisinant les $140\text{ }^\circ\text{C}$, la constante de Henry, $He = 1,01$. Ce résultat confirme le fait que la phase gazeuse contrôle moyennement le transfert de masse. Dans la pratique, cela signifie que la conception de l'absorbeur doit en tenir compte en privilégiant le recours aux absorbeurs à garnissage ainsi qu'aux tours pulvérisées de la phase liquide afin de contribuer à l'augmentation de l'aire spécifique d'échange entre phases[28,32]. Le transfert de masse dans la colonne est influencé par l'état physique des fluides et de leurs propriétés de transport (le débit de courants, les concentrations d'entrée des phases, diffusivité, viscosité) ainsi que de la température. Fonctionnant à pression atmosphérique ($P_{tot} = 1\text{ atm}$), on a réalisé les expériences dans la colonne pulvérisée, conçue au niveau du laboratoire de génie des procédés, en faisant varier les variables opératoires selon les conditions suivantes :

- Concentration phase liquide entrant, $0.34 < x_2^1 < 0.62 \frac{\text{moles}}{\text{mole}}$.
- Concentration de phase vapeur entrante, $0.05 < y_1^2 < 0.15 \frac{\text{moles}}{\text{mole}}$.
- Température de courant liquide entrant, $T_2^L = 25\text{ }^\circ\text{C}$

L'analyse de l'influence des différentes conditions opératoires de fonctionnement de l'absorbeur peut être visualisée à travers les résultats expérimentaux suivants :

IV.7.1. Profil de la taille de la goutte et effet de débit de la solution de LiBr

Pour une puissance d'alimentation en liquide constante égale à 150 Watt, le diamètre des gouttelettes est donné par lecture directe sur photographie prise sur le jet de solution descendant à la sortie de l'éjecteur, au sommet de la colonne (figure VI.5).



Figure VI.5: Technique photographique de mesure de la taille de la goutte.

Les résultats montrant la variation du diamètre de la goutte avec le débit du liquide sont présentés sur la figure VI.6.

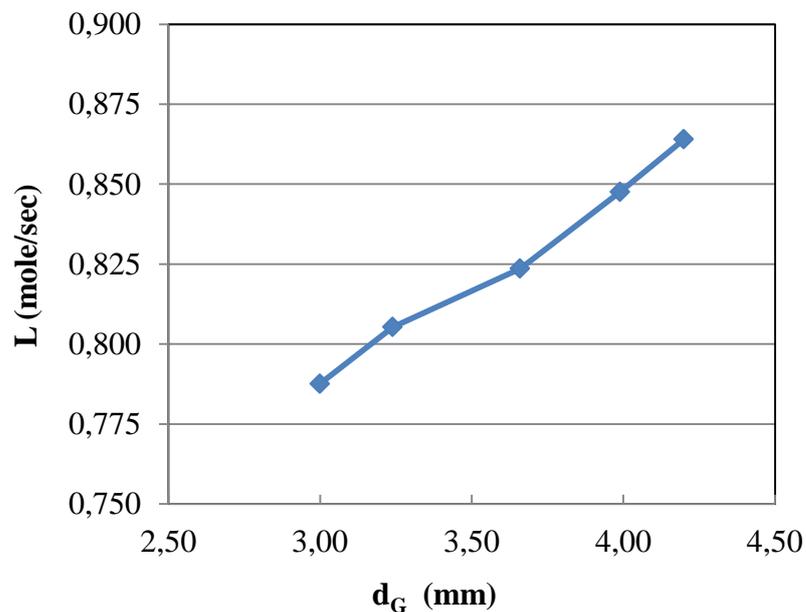


Figure VI.6 : Profil du diamètre des gouttelettes en fonction du débit liquide

Pour modéliser le fonctionnement de la colonne en se basant sur la taille de la goutte, nous avons corrélé les données, exprimant la relation $\dot{L} = \dot{L}(d_G)$ tout en proposant une loi exponentielle. Pour un débit de vapeur $\dot{G} = 0,012 \text{ moles/sec}$, l'identification paramétrique a permis d'établir la régression suivante :

$$\dot{L} = 1,340 * (d_G)^{0,407} \quad \text{VI.23}$$

La variation de la taille des gouttelettes du jet de solution, au niveau de différentes positions dans la colonne, est présentée sur la figure VI.7. On peut remarquer que la taille de la goutte descendante croît avec la position axiale le long de la colonne. Une telle tendance à la croissance est tout à fait prévisible compte tenu de l'affinité et de l'hygroscopicité de la solution de bromure de lithium.

Pour étudier l'influence du débit liquide sur la performance d'absorption de la solution aqueuse pour la vapeur d'eau, nous avons suivi la variation de la teneur en eau aux extrémités de la colonne et ce dans:

- La phase liquide, par analyse spectrophotométrique UV;
- La phase gazeuse, y_1^2 est déterminée par bilan de matière sur la quantité d'eau évaporée alors que y_2^2 est rapportée à la quantité d'eau condensée, à la sortie de l'absorbeur, tout en se conformant à la droite opératoire de l'équation VI.13.

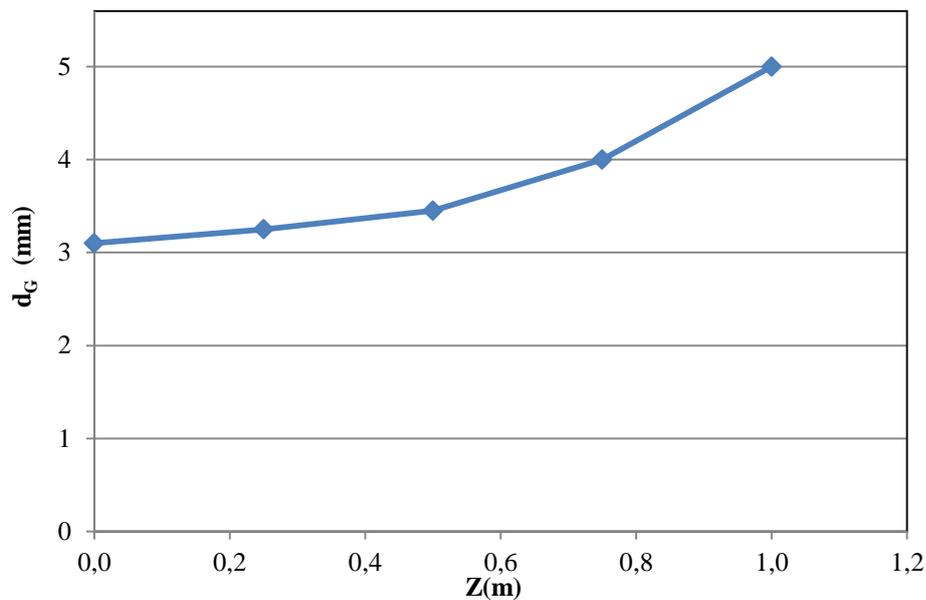


Figure VI.7 : Profil axial du diamètre des gouttes dans la colonne pour un rapport $\beta = 5.73$.

En fonction du débit liquide, \dot{L} et en exploitant la relation VI.27, la variation des valeurs de $K_G \cdot a$ est donnée par la figure VI.8. Après avoir opté pour la loi exponentielle de la dépendance de $K_G \cdot a = f(\dot{L})$ et pour un débit vapeur $\dot{G} = 0,012 \text{ moles/sec}$, la méthode d'identification paramétrique appliquée aux résultats expérimentaux donne :

$$K_G \cdot a = 7,61 * \dot{L}^{0,543} \quad \text{VI.27}$$

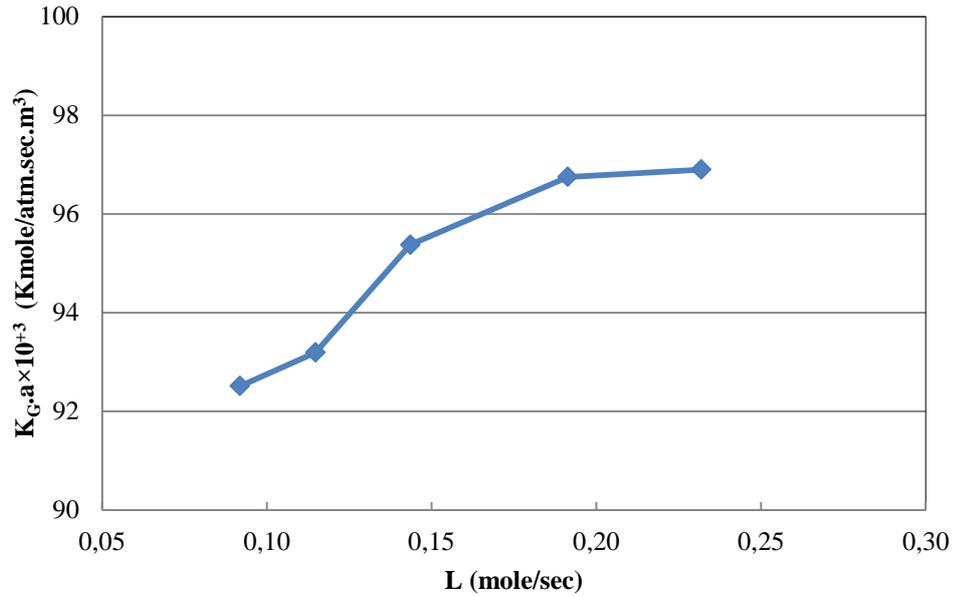


Figure VI.8: Effet de débit de la solution de LiBr sur la conductance de transfert de matière. $P_{\text{tot}} = 1 \text{ atm}$, $\dot{G} = 0,012 \text{ moles/sec}$.

En outre, $K_G \cdot a$ peut être relié au diamètre de goutte issue de l'éjecteur soit en insérant l'équation VI.28. Ainsi, on a :

$$K_G \cdot a = 8.921 * (d_G)^{0,221} \quad \text{VI.28}$$

De manière similaire, on note que pour les systèmes où la résistance de transfert en phase gazeuse est prédominante tels que dans le système air – NH₃ / H₂O (Bandyopadhyay et al., 2001), [2] il a été constaté que le coefficient de transfert de masse augmentait avec l'augmentation des débits de gaz et de liquide car $R_G = \frac{1}{k_L \cdot a} \gg 1 \simeq \frac{1}{K_L \cdot a} \gg 1$ [2].

IV.7.3. Effet du débit de la vapeur d'eau

La figure VI.9 présente l'évolution la variation des valeurs de $K_G \cdot a$ en fonction du débit de la vapeur d'eau pour un débit liquide, $\dot{L} = 0,073 \text{ kmole/sec}$. A travers ces premiers résultats expérimentaux, nous avons déduit la conductance au transfert de matière en utilisant l'équation de bilan (25). Les résultats montrent que le coefficient de transfert de masse, $K_G \cdot a$, se trouve accru avec l'augmentation du débit de la vapeur d'eau et que le transfert de matière est davantage favorisé par l'aire interfaciale d'échange dans le contacteur. En appliquant une loi de régression linéaire, l'identification paramétrique a permis d'établir la relation :

$$K_G \cdot a = 0,2631 * \dot{G}^{0,363} \quad \text{VI.25}$$

Graphiquement et pour différentes conditions hydrodynamiques de fonctionnement, le coefficient de transfert de matière, en $kmoles/sec.atm.m$, demeure compris dans un intervalle $[0,0398 ; 0,0452]$.

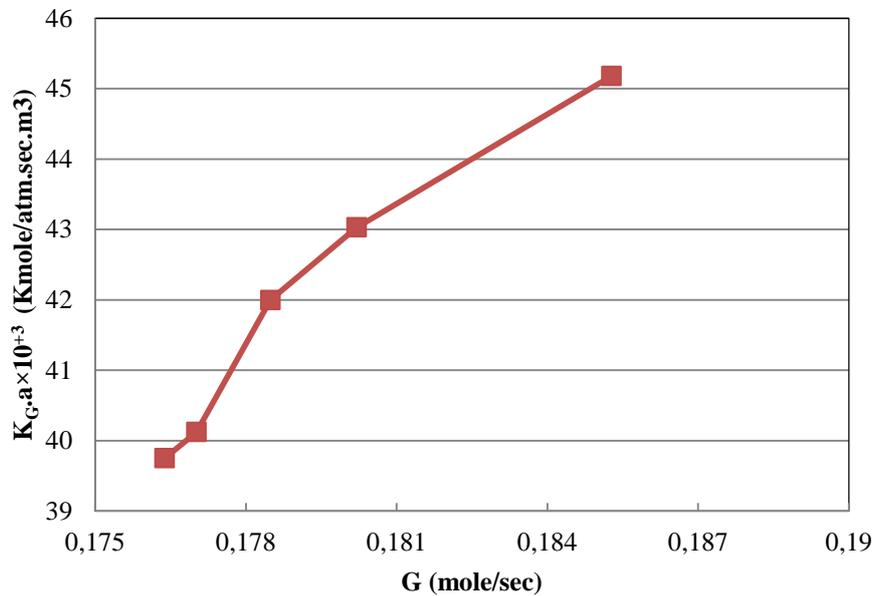


Figure VI.9 : Effet de débit de la phase vapeur sur la conductance de transfert de matière de la colonne. $P_{tot}=1 atm$, $\dot{L}=0,073 moles/sec$.

VI.8. Conclusion

Une étude expérimentale sur l'amélioration des performances de transfert de masse d'une tour de pulvérisation utilisant le couple eau/LiBr. Le processus de transfert de masse étudié était l'absorption de la vapeur d'eau par une solution de LiBr à partir d'un mélange vapeur d'eau + N₂. La buse produit une zone de pulvérisations avec distributions des gouttelettes de liquide former à cône et une zone à film ruisselante où le liquide coulant sur la paroi de la colonne. La taille des gouttelettes, diminue avec l'augmentation du débit de liquide dans la plage expérimentale. Pour un débit de liquide donné, la taille des gouttelettes augmente verticalement pendant sa chute. Les performances de transfert de masse de la tour de pulvérisation sont exprimées en termes de coefficient de transfert de masse global en phase gazeuse, $K_G \cdot a$. En général, le $K_G \cdot a$ augmente de manière significative avec l'augmentation des débits de gaz et de liquide où le transfert de masse est contrôlé par la résistance de la phase gazeuse. Le $K_G \cdot a$ est corrélé aux débits de gaz et de liquide, ainsi qu'au à la taille initiale des gouttelettes.

Conclusion générale et Suggestions

Conclusion générale

La présente thèse porte sur l'analyse thermodynamique et expérimentale d'une pompe à chaleur à absorption bi-étagée fonctionnant avec le couple de travail eau/bromure de lithium, couplée à un capteur solaire. On note que l'industrie du froid regorge d'équipements de plus en plus sophistiqués dont leurs premiers développements dataient de la fin du XIX^e siècle.

En effet, les pompes à chaleur à compression trouvent des applications très larges aussi bien dans le conditionnement des produits agroalimentaires que la climatisation des espaces confinés destinés à recevoir des patients souffrant de maladies respiratoires entre autres. Compte tenu de leur utilisation de réfrigérants synthétiques de plus en plus nocifs vis-à-vis de l'environnement et leur inadaptation à des régimes variables (problème de flexibilité), les chercheurs dans le domaine se sont penchés sur l'utilisation des pompes à chaleur à absorption et pompes à chaleur à adsorption ainsi que les transformateurs de chaleur. L'apport technique réside dans l'introduction du compresseur thermodynamique dont la composition s'articule essentiellement sur le changement du compresseur mécanique de vapeur par un système formé d'absorbeur et d'un générateur couplés par des courants de matière et de chaleur entre lesquels circule alternativement la solution riche et la solution pauvre en absorbant.

En vue de contourner le problème posé par l'agressivité des produits organiques utilisés dans les pompes à chaleur à compression, cette étude s'est focalisée sur le choix du couple de travail en s'appuyant sur leurs données de l'équilibre liquide vapeur. Après analyse, nous avons retenu le couple de travail eau-LiBr pour le fonctionnement d'une pompe à chaleur bi-étagée caractérisée principalement par un recyclage interne du flux de chaleur dégagé au niveau du condenseur du deuxième étage. Après cette analyse, nous avons procédé à l'acquisition des données des couples en remarquant que le diagramme d'Oldham présente des domaines de cristallisation inappropriées à l'utilisation du fluide dans les conduites de circulation, de la PACA.

Pour s'assurer l'intérêt énergétique, on a fait recours préférentiel au système bi-étagé, on a comparé les valeurs du COP de machines mono étagé et bi-étagée où on a dégagé une conclusion nette quant à la primauté de cette dernière. En effet, le COP de la deuxième a pratiquement doublé par rapport à la machine mono étagée dans des conditions de fonctionnement similaires. Ayant justifié notre choix, nous avons modélisé le fonctionnement du système bi-étagé après identification chiffré des courants entre les différents constitutifs de la machine. Etant données les fortes interactions entre équations et compte tenu de leur non

Conclusion générale et Suggestions

linéarité, nous avons recouru au concept de degrés de liberté d'une part et à l'émission d'hypothèses simplificatrices pour alléger le modèle. Dans le cadre de la simulation, certaines méthodes numériques de résolution d'équations algébriques non linéaires ont été utilisées pour calculer la température, la concentration, l'enthalpie ainsi que les conditions d'équilibre en différents points de la machine en suivant l'organigramme destiné ad hoc.

Dans le chapitre V et faisant abstraction des conditions de confort thermique pour le fonctionnement de la machine bi-étagée lesquelles se rapportent aux températures régnant aux extrémités de l'évaporateur, les résultats de simulation présentés exposent l'influence des variables opératoires sur le critère de performance retenu, en l'occurrence, le COP. En préambule de cette simulation, on a montré que le COP du cycle bi-étagé est quasiment le double du COP du cycle mono étagé. Dans cette analyse et conformément au schéma technologique du cycle bi étagé, nous avons mis en évidence l'impact positif de T_6 , température d'entrée de la solution pauvre à l'absorbeur, de T_{10} , température d'entrée du courant de vapeur à l'absorbeur, sur le COP. En outre, pour l'impact positif des variables opératoires spécifiées, on s'est limité à présenter l'effet du

- a) débit de la vapeur d'eau sortant de l'évaporateur, \dot{m}_{10} ;
- b) débit de la solution pauvre issue du générateur II, \dot{m}_{14} ;
- c) taux de division du courant 3, soit α ;
- d) L'efficacité d'échange thermique de l'échangeur I, η_1 .

Par ailleurs, on affirme que T_1 , X_1 , et \dot{m}_1 température de sortie de la solution riche de l'absorbeur, sa composition massique et son débit massique respectivement ont un impact négatif sur le COP. Outre de tels résultats de simulation, d'autres résultats semblent avoir une influence négative évidente sur le COP tels que la puissance de la pompe, responsable de l'élévation de la pression à un étage donné.

Ayant remarqué par voie de simulation que l'élément le plus énergivore dans la machine est le générateur. Toutefois, la contribution à la préservation de l'environnement laisse augurer le recours à l'énergie solaire qui couvre notre pays durant 330 jours par an. Dans cet ordre d'idées, nous avons songé à dimensionner un capteur solaire cylindro-parabolique intégré en vue de couvrir de larges plages de températures de régénération, à savoir des températures voisines de 140 °C. Ayant admis la possibilité d'utiliser tout fluide caloporteur dans le circuit du capteur solaire, l'analyse nous a permis d'estimer la surface d'échange du capteur en fonction de la variation de la température du fluide caloporteur sortant et de l'intensité d'ensoleillement. En effet, nos résultats confirment l'effet positif de la longueur de l'absorbeur du capteur solaire et de

Conclusion générale et Suggestions

l'intensité de l'ensoleillement sur la température du fluide caloporteur qui en est issu. Cette étude nous a permis d'établir le lien étroit entre la température de fluide caloporteur, T_{21} , la surface d'échange de capteur solaire, S_{cap} et la puissance thermique de générateur II, \dot{Q}_{GH} . A travers un système graphique, la surface du capteur est calculable facilement en suivant un diagramme sagittal.

Ayant remarqué l'intérêt de l'intensification du transfert de masse dans la colonne pulvérisée (absorbeur), on a mené une série d'expériences au sein du laboratoire du département de génie de l'environnement de Eskisehir Technical University (Turquie) pour établir l'impact de la concentration liquide entrant ainsi que ce des débits de vapeur et de liquide sur le coefficient global de transfert de masse, $K_G \cdot a$. On rappelle que la concentration en phase liquide a été suivie par analyse spectrophotométrique UV ; Alors que la concentration de la phase vapeur est donnée par simple bilan massique sur ce contacteur. Les résultats expérimentaux ont montré que le diamètre des gouttelettes sortant de la buse d'éjection augmente avec le débit de la charge liquide selon une loi de régression exponentielle et que la taille de la gouttelette descendante subit une croissance assez prononcée avec la position axiale le long de la colonne compte tenu des propriétés hygroscopiques de la solution de bromure de lithium. Il y a lieu de rappeler que la taille de la gouttelette impacte positivement la cinétique de transfert de matière. Cette dépendance est clairement établie suivant la loi exponentielle $K_G \cdot a = 8,921 * d_G^{0,221}$. Pour un débit de vapeur, $\dot{G} = 0,012 \text{ moles/sec}$, les résultats relatifs à la variation de $K_G \cdot a$ en fonction du débit liquide, \dot{L} , s'expriment par la relation $K_G \cdot a = 7,61 * L^{0,543}$. Aussi, il s'est dégagé que, $K_G \cdot a$ est affecté, de façon moins prononcée, par le débit du flux gazeux.

Suggestions et Perspectives :

Sur la base de ces résultats encourageants de la simulation d'une part et compte tenu de l'intérêt du système de pulvérisation introduit dans le système d'absorption d'autre part, nous affirmons que l'étape couronnant cette étude est naturellement la conception d'un prototype en vue de valider le modèle théorique développé dans le cadre de cette analyse et de concevoir la machine industrielle destinée à l'effet de faire régner le confort thermique des salles destinées à l'accueil des patients souffrant de graves maladies respiratoires et éventuellement étendre son application pour offrir aux employés les conditions optimales permettant la sauvegarde de leur santé sans le recours automatique à la médecine de travail.

Références bibliographiques

Références bibliographiques

Références bibliographiques de l'introduction:

- [1] H. Noubli, « Développement d ' un nouveau thermo-transformateur à absorption-démixtion : optimisation conjointe du cycle et du mélange de travail », *Thèse Dr.*, 2018.
 - [2] A. C. Alihonou, C. T. Guidi, M. L. Vissoh, A. Adjagodo, E. A. Sanya, et M. A. Djikpo Tchibozo, « Climatisation solaire à absorption, mode de fonctionnement et description des différents éléments d'une unité de climatisation solaire dans le monde : Revue de littérature », *Int. J. Biol. Chem. Sci.*, vol. 13, n° 3, p. 1890, 2019, doi: 10.4314/ijbcs.v13i3.55.
 - [3] C. Maurage, « Les Techniques De Conservation Des Aliments », *Rev. Med. Tours*, vol. 19, n° 3 II, p. 299-302, 2017.
 - [4] M. Meunier, Francis, Rivet, Paul Terrier, *Froid industriel*, vol. 2e édition, n° ISBN 978-2-10-055565-9.
 - [5] F. J. Rubio-Serrano, F. Soto-Pérez, et A. J. Gutiérrez-Trashorras, « Influence of cooling temperature increase in a hygroscopic cycle on the performance of the cooling equipment », *Energy Convers. Manag.*, vol. 200, n° July, p. 112080, 2019, doi: 10.1016/j.enconman.2019.112080.
 - [6] M. Khider *et al.*, « Doctorat en sciences Etude numérique des transferts de chaleur dans une machine frigorifique à adsorption ».
 - [7] CHEIKH Samra, « Étude et analyse des procédés de la themo-transformation en cascade pour la production de micro puissance », 2020.
 - [8] T. Shaikh et Y. J. Morabiya, « process integration of absorption heat pumps », *Int. J. Adv. Eng. Res. Stud.*, vol. II, n° E-ISSN2249-8974, p. 57-60, 2013.
 - [9] B. Bakhtiari, « process integration of absorption heat pumps », 2009.
 - [10] O. Hamdaoui, « Analyse Exergétique des Procédés Industriels : Application à une Colonne de Distillation Fractionnée », *Noûs*, vol. 181, n° January 2015, p. 181-186, 1999.
 - [11] E. A. Ansari et S. Bux, « Study of Ammonia Water Vapour Absorption Refrigeration Chiller Run by Solar Thermal Energy », vol. 5, n° 7, p. 2015-2018, 2017.
-

Références bibliographiques

- [12] D. A. Selvaraj et K. Victor, « Design and Performance of Solar PV Integrated Domestic Vapor Absorption Refrigeration System », *Int. J. Photoenergy*, vol. 2021, 2021, doi: 10.1155/2021/6655113.

Références bibliographiques du chapitre I:

- [1] N. P. Garcia, K. Vatopoulos, A. K. Riekkola, A. P. Lopez, et L. Olsen, *Best available technologies for the heat and cooling market in the European Union*. 2012. doi: 10.2790/5813.
- [2] S. J. James et C. James, « The food cold-chain and climate change », *Food Res. Int.*, vol. 43, n° 7, p. 1944-1956, 2010, doi: 10.1016/j.foodres.2010.02.001.
- [3] Z. Mylona, M. Kolokotroni, K. M. Tsamos, et S. A. Tassou, « Comparative analysis on the energy use and environmental impact of different refrigeration systems for frozen food supermarket application », *Energy Procedia*, vol. 123, p. 121-130, 2017, doi: 10.1016/j.egypro.2017.07.234.
- [4] C. Maurage, « Les Techniques De Conservation Des Aliments », *Rev. Med. Tours*, vol. 19, n° 3 II, p. 299-302, 2017.
- [5] J. Desmons, *Aide Mémoire - Froid industriel*. 2010.
- [6] L. Dionne, *Guide de qualité de l'air intérieur dans les établissements du réseau de la santé et des services sociaux*.
- [7] S. RAHMOUNI, « Evaluation et Amélioration Energétiques de Bâtiments dans le cadre du Programme National d' Efficacité Energétique », *Thèse Dr. Univ. Most. Ben Boulaid- Batna 2*, p. 136, 2020.
- [8] S. Energétique, « l'École nationale supérieure des mines de Paris Méthodes de mesure in situ des performances annuelles des pompes à chaleur air / air résidentielles », 2012.
-

Références bibliographiques

- [9] H. Noubli, « Développement d ' un nouveau thermo-transformateur à absorption-démixtion : optimisation conjointe du cycle et du mélange de travail », *Thèse Dr.*, 2018.
- [10] A. Rouag, « Contribution à l'étude du transfert thermique dans les échangeurs de chaleur des machines frigorifiques à adsorption . », n° May, 2017.
- [11] H. NOUBLI, « Développement d'un nouveau thermo-transformateur a absorption-démixtion : optimisation conjointe du cycle et du mélange de travail », 2010.
- [12] B. Bakhtiari, « process integration of absorption heat pumps », 2009.
- [13] B. Chandoul et L. Kairouani, « Simulation d ' un cycle frigorifique à absorption classique SIMULATION D ' UN CYCLE FRIGORIFIQUE À ABSORPTION CLASSIQUE », n° March, 2016.
- [14] R. Nikbakhti, X. Wang, A. K. Hussein, et A. Iranmanesh, « Absorption cooling systems – Review of various techniques for energy performance enhancement », *Alexandria Eng. J.*, vol. 59, n° 2, p. 707-738, 2020, doi: 10.1016/j.aej.2020.01.036.
- [15] M. Diny, « Etude du fonctionnement d ' une machine frigorifique à adsorption : modélisation des transferts de chaleur et de masse et optimisation du fonctionnement de la machine Mouad Diny To cite this version : HAL Id : tel-01753520 soutenance et mis à disposition », p. 178, 2018, [En ligne]. Disponible sur: <https://hal.univ-lorraine.fr/tel-01753520/document>
- [16] Y. Wang, « Stratégie de modélisation des systèmes de valorisation énergétique : Application aux machines ORC et à adsorption To cite this version : HAL Id : tel-02136662 Stratégie de modélisation des systèmes de
-

Références bibliographiques

- valorisation énergétique : application aux machines OR », 2019.
- [17] Mamadou Karass KANE, « CONCEPTION D'UN SYSTEME DE CLIMATISATION SOLAIRE PAR REFROIDISSEUR A ABSORPTION: APPLICATION ADES RECEPTIFS HOTELIERS PROJET DE FIN D'ETUDES EN VUE DE L'OBTENTION DU DIPLOME D'INGENIEUR DE CONCEPTION EN ELECTROMECHANIQUE Présenté ».
- [21] ASHRAE (American Society for Heating, Refrigerating and Air-conditioning Engineers). Ventilation for Acceptable Indoor Air quality. ANSI/ASHARE 62-2007.
- [22] LAVOIE J., GRAVEL R., CLOUTIER Y. et BAHLOUL A. Critères de déclenchement du nettoyage des systèmes de chauffage, de ventilation et de conditionnement d'air d'édifices non industriels, IRSST, Rapport R-525, 2007.
- [23] NORDSTRÖM, K., NORBÄCK, D., AKSELSSON, R" Effects of air humidification on the sick building syndrome and perceived indoor quality in hospitals: a four month longitudinal study³, Occup Environ Med 51 : 683-688. 1994

Références bibliographiques du chapitre II :

- [1] M. Wakim, « Etude des machines à absorption pour la valorisation de la chaleur fatale basse température » thèse de doctorat de l'université de recherche Paris.2018.
- [2] Y. Haroun, « Etude du transfert de masse réactif Gaz-Liquide le long de plans corrugués par simulation numérique avec suivi d'interface », p. 191, 2008.
- [3] DJEFAFLIA MOHAMED « Etude d'une machine frigorifique a absorption liquide NH₃/H₂O », 2016.
- [4] Rabah Touaibi « Simulation d'un système de rafraichissement solaire par absorption », Thèse de doctorat 2013.
- [5] R. A. Almasri, N. K. Khodary, et S. Suyambazhahan, « Thermal solar sorption cooling
-

Références bibliographiques

- systems - A review of principle , technology , and applications Kingdom of Saudi Arabia », n° Alexandria Eng. J., p. 367-402, 2022.
- [6] J. M. Calm, « Emissions and environmental impacts from air-conditioning and refrigeration systems », *Int. J. Refrig.*, vol. 25, n° 3, p. 293-305, 2002, doi: 10.1016/S0140-7007(01)00067-6.
- [7] B. A. Omar, « Etude et conception d'une installation frigorifique de production d'eau glacée pour l'usine CLC à Soliman », 2018.
- [8] D. Sioud, R. Garma, A. Bellagi, L. R. Thermique, et P. Industriels, « thermodynamic analysis of ejector absorption refrigeration machine », vol. 8, n° November, p. 28-33, 2019.
- [9] O. Larkeche, « modelisation d'une machine frigorifique a absorption : application des equilibres de phases », p. 127, 2012.
- [10] Gaétan Chardon, « Étude de pompes à chaleur à absorption multi-fonctions pour les sous-stations de réseaux de chaleur Gaétan Chardon », 2021.
- [11] J. A. Duffie, W. A. Beckman, et J. McGowan, « *Solar Engineering of Thermal Processes* », vol. 53, n° 4. 1985. doi: 10.1119/1.14178.
- [12] SELADJI CHAKIB, « Influence du rejet de chaleur sur les performances d'une machine à absorption », p. 78, 2015.
- [13] B. Bakhtiari, « process integration of absorption heat pumps », 2009.
- [14] R. Gomri, « Second law comparison of single effect and double effect vapour absorption refrigeration systems », *Energy Convers. Manag.*, vol. 50, n° 5, p. 1279-1287, 2009, doi: 10.1016/j.enconman.2009.01.019.
- [15] L. Boutina, A. Boualit, et A. Benkhalifa, « Simulation numérique d'un cycle à absorption solaire (LiBr/H₂O) », *Int les Energies Nouv. Renouvelables*, p. 1-7, 2012.
- [16] J. Cap, S. Laga, C. Flores, et B. Stutz, « Modélisation d'un absorbeur eau / bromure de lithium à film ruisselant en régime laminaire », *Congrès Français la Therm. 28-31 mai 2013*), p. 2-9.
- [17] K. E. Herold, R. Radermacher, et S. A. Klein, « *Applications of Absorption Chillers and Heat Pumps* ». 2016. doi: 10.1201/b19625-21.
- [18] R. Nikbakhti, X. Wang, A. K. Hussein, et A. Iranmanesh, « Absorption cooling systems – Review of various techniques for energy performance enhancement », *Alexandria Eng. J.*, vol. 59, n° 2, p. 707-738, 2020, doi: 10.1016/j.aej.2020.01.036.
- [19] Idha B. Iffa et N. Bouaziz, « modélisation d'un système frigorifique à absorption bi-étagé » 2016.
- [20] R. Ben Iffa, N. Bouaziz, et L. Kairouani, « Modélisation d'un système frigorifique à
-

Références bibliographiques

absorption bi- étage », 2016.

[21] H. NOUBLI, « Développement d'un nouveau thermo-transformateur a absorption-démixtion : optimisation conjointe du cycle et du mélange de travail », 2010.

[22] A. Rouag, « Contribution à l'étude du transfert thermique dans les échangeurs de chaleur des machines frigorifiques à adsorption » 2017.

[23] K. Herold, «*Absorption chillers and heat pumps*». *second edition* 2016.

[24] M. G. Dusserre, M. E. Garbolino, M. A. Jaber, M. F. Guarnieri, et M. H. Karim, « Experimental Assessment of Water Sprays Utilization for Controlling Hydrogen Sulfide Releases in Confined Space », 2016.

[25] Mamadou Karass KANE, « solaire par refroidisseur a absorption ».

[26] M. AMZIANE, « étude comparative entre les systèmes de climatisation classiques et solaires application à la climatisation d'un immeuble », 2014.

[27] A. C. Alihonou, C. T. Guidi, M. L. Vissoh, A. Adjagodo, E. A. Sanya, et M. A. Djikpo Tchibozo, « Climatisation solaire à absorption, mode de fonctionnement et description des différents éléments d'une unité de climatisation solaire dans le monde : Revue de littérature », *Int. J. Biol. Chem. Sci.*, vol. 13, n° 3, p. 1890, 2019, doi: 10.4314/ijbcs.v13i3.55.

[28] F. Meunier, P. Rivet, et M. Terrier, « Froid industriel 2ed ».

[29] P. B. R. Bugarel, « Rkfrigkation par cycle i absorption-diffusion : comparaison des performances des systbmes NH , -H , O et NH , -NaSCN Absorption-diffusion », vol. 9, p. 206-214, 1986.

Références bibliographiques du chapitre III:

[1] F. Carolina et S. Benoît, « Etude des transferts de masse et de chaleur au sein d ' un absorbeur H 2 O / LiBr Heat and mass transfer study in the H2O / LiBr absorption machine », n° July 2014, p. 1-6, 2011.

[2] E. Sup, R. S. Universit, O. Mohamed, et B. Facult, « Thèse Rabah Touaibi Simulation d ' un système de rafraichissement solaire par absorption », 2013.

[3] R. A. Almasri, N. H. Abu-hamdeh, K. Khodary, et S. Suyambazhahan, « Thermal solar sorption cooling systems - A review of principle , technology , and applications Kingdom of Saudi Arabia », n° Alexandria Engineering Journal, p. 367-402, 2022.

[4] T. Vitte, « Le froid solaire par dessiccation appliqué au bâtiment : Proposition d ' une stratégie de régulation du système », 2007.

[5] A. Matsuda, K. H. Choi, K. Hada, et T. Kawamura, « Effect of pressure and concentration on performance of a vertical falling-film type of absorber and generator using lithium bromide aqueous solutions », *Int. J. Refrig.*, vol. 17, n° 8, p. 538-542,

Références bibliographiques

- 1994, doi: 10.1016/0140-7007(94)90030-2.
- [6] I. De Toulouse, P. L. C. Professeur, et E. N. S. C. Rennes, « T h è s e », 2008.
- [7] P. De Lorraine, « Étude d ' un procédé propre couplant l ' absorption gaz / liquide microstructurée avec la distillation pour le traitement d ' air chargé par un Composé Organique To cite this version : HAL Id : tel-01748717 soutenance et mis à disposition de l ' ensemble », 2018.
- [8] Z. Raouf, « Étude de l'influence de la fonction d'exces de gibbs sur la p performance d'un transformateur de chaleur a absorption (A.H.T) », p. 183, 2010.
- [9] O. Larkeche, « Modelisation D'Une Machine Frigorifique a Absorption : Application Des Equilibres De Phases », p. 127, 2012, [En ligne]. Disponible sur: <https://bu.umc.edu.dz/theses/ch-ind/ZER6254.pdf>
- [10] M. Diny, « Etude du fonctionnement d ' une machine frigorifique à adsorption : modélisation des transferts de chaleur et de masse et optimisation du fonctionnement de la machine Mouad Diny To cite this version : HAL Id : tel-01753520 soutenance et mis à disposition », p. 178, 2018, [En ligne]. Disponible sur: <https://hal.univ-lorraine.fr/tel-01753520/document>
- [11] M. Wakim, « Etude des machines à absorption pour la valorisation de la chaleur fatale basse température To cite this version : HAL Id : tel-01778402 THÈSE DE DOCTORAT de l ' Université de recherche Paris Sciences et Lettres Préparée à MINES ParisTech Etude des machin », 2018.
- [12] P. B. R. Bugarel, « Réfrigération par cycle à absorption-diffusion : comparaison des performances des systbmes NH₃-H₂O et NH₃ -NaSCN Absorption-diffusion », vol. 9, p. 206-214, 1986.
- [13] G. L. CASTILLO, « Developpement D'Un Outil De Simulation Dynamique Pour La Conception D'Une "Solution De Climatisation Solaire Reversible », 2016.
- [14] CHEIKH Samra, « Étude et analyse des procédés de la themo-transformation en cascade pour la production de micro puissance », 2020.
- [15] B. Chandoul et L. Kairouani, « Simulation d ' un cycle frigorifique à absorption classique simulation d ' un cycle frigorifique à absorption classique », n° March, 2016.
- [19] E. Keith Herold, Reinhard Radermacher, A. Sanford Klein, "Absorption Chillers and Heat Pumps".(1996), CRC Press Inc. Boca Raton, New York, London, Tokyo.
-

Références bibliographiques

- [20] R. A. Macriss, J. M. Gutrajat T. S. Zawacki," Absorption fluid data survey Graphical exergy study on single stage absorption heat transformer" , , Jun Ji , Appl. Therm. Eng. 19 (1999), pp. 1191-1206.
(1988),
- [22] E. Kurem et I.Horuz, "A comparison between ammonia-water and water-lithium bromide solutions in absorber heat transformers", Int. Comm. Heat Mass Transfer, vol.28, n° 3(2001), pp. 427-438.
- [23] N. Li, C. Luo, et Q. Su, « A working pair of CaCl₂ – LiBr – LiNO₃ / H₂O and its application in a single-stage solar-driven absorption refrigeration cycle Application d ' une paire de fluides actifs CaCl₂-LiBr-LiNO₃ / H₂O dans un cycle frigorifique solaire mono-étagé à absorption », vol. 86, p. 1-13, 2018.
- [24] CHEIKH Samra, « Étude et analyse des procédés de la thermo-transformation en cascade pour la production de micro puissance », 2020.
- [25] Gaétan Chardon, « Étude de pompes à chaleur à absorption multi-fonctions pour les sous-stations de réseaux de chaleur», 2021.
- [26] M. McLinden and R. Radermacher. "An experimental comparison of NH₃-H₂O and NH₃-G₂O-LiBr mixtures in an absorption heat pump.pdf.In An experimental comparison of NH₃-H₂O and NH₃-H₂O-LiBr mixtures in an absorption heat pump", 1985.
- [27] R. Best,W. Rivera, M.J. Cardoso, R.J. Romero, and F.A. Holland "Modelling of single-stage and advanced absorption heat transformers operating with the water/carrol mixture. Applied Thermal Engineering", 17(11) :1111–1122, November 1997.
- [28] Jin-Soo Kim, Young Park, and Huen Lee." Performance evaluation of absorption chiller using LiBr + H₂N(CH₂)₂". Applied Thermal Engineering, 19 :217–225, 1999.
- [29] E. Kurem et I. Horuz," A comparison between ammonia-water and water-lithium bromide solutions in absorber heat transformers", Int. Comm. Heat Mass Transfer, vol.28, n° 3 (2001), p. 427-438,
- [30] El-Shaarawi, and R. A. Ramadan," Variation of the performance of intermittent solar refrigerators with initial temperature", *Solar & Wind Technology* 5 (1988) 271-279.

Références bibliographiques du chapitre IV:

- [1] O. Larkeche, « Modelisation D'Une Machine Frigorifique a Absorption : Application Des Equilibres De Phases », p. 127, 2012,
- [2] H. Noubli, « Développement d ' un nouveau thermo-transformateur à absorption-
-

Références bibliographiques

- démixtion : optimisation conjointe du cycle et du mélange de travail Halima Noubli To cite this version », 2018.
- [3] G. L. CASTILLO, « Développement D'Un Outil De Simulation Dynamique Pour La Conception D'Une "Solution De Climatisation Solaire Reversible » », 2016.
- [4] P. De Lorraine, « Étude d ' un procédé propre couplant l ' absorption gaz / liquide microstructurée avec la distillation pour le traitement d ' air chargé par un Composé Organique », 2018.
- [5] H. NOUBLI, « développement d'un nouveau thermo-transformateur a absorption-démixtion : optimisation conjointe du cycle et du mélange de travail ».
- [6] R. Palacios-bereche et S. A. Nebra, « Exergy calculation of lithium bromide-water solution and its application in the exergetic evaluation of absorption refrigeration systems LiBr-H₂O Exergy calculation of lithium bromide – water solution and its application in the exergetic evaluation of absorption refrigeration systems LiBr-H₂O », n° February, 2012, doi: 10.1002/er.1790.
- [7] D. S. Kim et C. A. I. Ferreira, « A Gibbs energy equation for LiBr aqueous solutions Equation de Gibbs pour les solutions aqueuses de LiBr », vol. 29, p. 36-46, 2006, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2005.05.006.
- [8] R. Ben Iffa, N. Bouaziz, et L. Kairouani, « Modélisation d'un système frigorifique à absorption bi- étagé », 2016.
- [9] K. H. Javed, T. Mahmud, et E. Purba, « ENHANCEMENT OF MASS TRANSFER IN A SPRAY TOWER », n° June, 2006, doi: 10.1205/cherd.05119.
- [10] B. Bouillot, « Choix d ' un modèle thermodynamique et simulation », 2021.
- [11] R. Algerienne *et al.*, « SIMULATION ET ETUDE COMPAREE DE CYCLE A ABSORPTION (LiBr / H₂O) A USAGE DE FROID. CAS DE L'UNITE DE PRODUCTION DE DETERGENT HENKEL. », p. 110, 2010.
- [13] N. Li, C. Luo, et Q. Su, « A working pair of CaCl₂ – LiBr – LiNO₃ / H₂O and its application in a single-stage solar-driven absorption refrigeration cycle Application d ' une paire de fluides actifs CaCl₂-LiBr-LiNO₃ / H₂O dans un cycle frigorifique solaire mono-étagé à absorption », vol. 86, p. 1-13, 2018.
- [14] F. Carolina et S. Benoît, « Etude des transferts de masse et de chaleur au sein d ' un absorbeur H₂O / LiBr Heat and mass transfer study in the H₂O / LiBr absorption machine », n° July 2014, p. 1-6, 2011.
- [15] A. Rouag, « Contribution à l ' étude du transfert thermique dans les échangeurs de chaleur des machines frigorifiques à adsorption », n° May, 2017.
-

Références bibliographiques

- [16] H. T. Chua, H. K. Toh, A. Malek, K. C. Ng, et K. Srinivasan, « Improved thermodynamic property elds of LiBr ± H 2 O solution Â te Â s thermodynamiques Solution de LiBr-H 2 O : propre Â liore Â es », *Int. J. Refrig.*, vol. 23, 2000.
- [17] O. Perrot, « Cours De Machines Frigorifiques », *IUT Saint-Omer Dunkerque*, 2011.
- [18] F. Meunier et F. Meunier, « Aide-mémoire de thermodynamique », *Aide-mémoire de l'ingénieur*, p. vii, 285 p, 2012.
- [19] M. M. Talbi et B. Agnew, « Exergy analysis: An absorption refrigerator using lithium bromide and water as the working fluids », *Appl. Therm. Eng.*, vol. 20, n° 7, p. 619-630, 2000, doi: 10.1016/S1359-4311(99)00052-6.
- [20] R. Palacios-Bereche, R. Gonzales, et S. A. Nebra, « Exergy calculation of lithium bromide-water solution and its application in the exergetic evaluation of absorption refrigeration systems LiBr-H₂O », *Int. J. Energy Res.*, vol. 36, n° 2, p. 166-181, 2012, doi: 10.1002/er.1790.
- [21] Rabah Touaibi « Simulation d ' un système de rafraichissement solaire par absorption », 2013.
- [22] K. E. R. R. Herold, *Absorption chillers and heat pumps*. 2016. *SECOND EDITION*
- [23] L. Boutina, A. Boualit, et A. Benkhelifa, « Simulation numérique d'un cycle à absorption solaire (LiBr/H₂O) », *Le 2ème Séminaire Int. sur les Energies Nouv. Renouvelables*, p. 1-7, 2012.

Références bibliographiques du chapitre V:

- [1] R. Ben Iffa, N. Bouaziz, et L. Kairouani, « Modélisation d'un système frigorifique à absorption bi- étagé », 2016.
- [2] R. Gomri et R. Hakimi, « Second law analysis of double effect vapour absorption cooler system », *Energy Convers. Manag.*, vol. 49, n° 11, p. 3343-3348, 2008, doi: 10.1016/j.enconman.2007.09.033.
- [3] R. A. Almasri, N. H. Abu-hamdeh, K. Khodary, et S. Suyambazhahan, « Thermal solar sorption cooling systems - A review of principle , technology , and applications Kingdom of Saudi Arabia », n° Alexandria Engineering Journal, p. 367-402, 2022.
- [4] L. Boutina, A. Boualit, et A. Benkhelifa, « Simulation numérique d'un cycle à absorption solaire (LiBr/H₂O) », *Le 2ème Séminaire Int. sur les Energies Nouv. Renouvelables*, p. 1-7, 2012.
- [5] M. Benramdane, M. E. A. Ghernaouet, et S. Abboudi, « Les Paramètres Influençant sur l ' Amélioration de COP d ' une Installation de Réfrigération Solaire à Absorption », n°
-

Références bibliographiques

- November, 2014.
- [6] G. L. CASTILLO, « Développement D'Un Outil De Simulation Dynamique Pour La Conception D'Une "Solution De Climatisation Solaire Reversible » », 2016.
- [7] K. E. R. R. Herold, *SECOND EDITION Absorption chillers and heat pumps*. 2016.
- [8] B. Veritas, « Production de froid 1- Généralités ».
- [9] G. CHARDON et N. LE PIERRES, « Étude de pompes à chaleur à absorption multifonctions pour les sous-stations de réseaux de chaleur » », 2021.
- [10] O. Larkeche, « Modélisation D'Une Machine Frigorifique a Absorption : Application Des Equilibres De Phases », p. 127, 2012,
- [11] D. Lounissi et N. Bouaziz, « Optimisation des systèmes de pompes à chaleur hybrides à compression/absorption. » July 2022.
- [12] M. Benramdane, M. E. A. Ghernaouet, et S. Abboudi, « Les Paramètres Influençant sur l' Amélioration de COP d' une Installation de Réfrigération Solaire à Absorption », 2014.
- [13] A. Gama, M. Haddadi, et A. Malek, « Etude et réalisation d'un concentrateur cylindro parabolique avec poursuite solaire aveugle », *Rev. des Energies Renouvelables*, vol. 11, n° May 2014, p. 437-451, 2008.
- [14] M. Douani, A. Labbaci, et H. Hadj Benaichouche, « Analysis of the energetic feasibility of parabolic trough collectors integrated in solar towers in Adrar area », *Energy Procedia*, vol. 36, p. 1085-1100, 2013, doi: 10.1016/j.egypro.2013.07.124.
- [15] D. O. M. Nicolas et Première, « Etude du concentrateur solaire pour le projet de micro-centrale », 2011.
- [16] N. Nouah et N. D. T. Hassani, « Modélisation d' un capteur solaire cylindro - parabolique », vol. 17, p. 559-567, 2014.
- [17] Mokhtar Ghodbane, « Étude optique et thermique d' un concentrateur cylindro-parabolique en site d' Alger , Algérie », *Res. F. Renew. energy Environ. (energy)*, n° September, 2015, doi: 10.13140/RG.2.1.1609.5763.
- [18] idha B. Iffa et N. Bouaziz, « MODÉLISATION D' UN SYSTÈME FRIGORIFIQUE À ABSORPTION BI- », n° March, 2016.
- [19] M. Douani, « " Contribution à l'étude du couplage séchoir-pompe à chaleur à absorption fonctionnant avec le système eau-triéthylène glycol". », *Thèse Dr. I.N.P.Toulouse. Oct.*.
- [20] A. Mohammed, « Tour solaire à concentration – Environnement- Modélisation thermodynamique du cycle intégré . », 2014.
-

Références bibliographiques

- [21] R. Gomri, « Second law comparison of single effect and double effect vapour absorption refrigeration systems », *Energy Convers. Manag.*, vol. 50, n° 5, p. 1279-1287, 2009, doi: 10.1016/j.enconman.2009.01.019.
- [22] S. K. Wang, *handbook of air conditioning and refrigeration*.
- [23] H. NOUBLI, « Développement d'un nouveau thermo-transformateur a absorption-démixtion : optimisation conjointe du cycle et du mélange de travail », 2010.
- [24] CHEIKH Samra, « Étude et analyse des procédés de la themo-transformation en cascade pour la production de micro puissance », 2020.

Références bibliographiques du chapitre VI:

- [1] R. Tatin, L. Moura, N. Dietrich, S. Baig, et G. Hébrard, « Chemical Engineering Research and Design Physical absorption of volatile organic compounds by spraying emulsion in a spray tower »:, *Chem. Eng. Res. Des.*, vol. 104, p. 409-415, 2015, doi: 10.1016/j.cherd.2015.08.030.
- [2] K. H. Javed, T. Mahmud, et E. Purba, « ENHANCEMENT OF MASS TRANSFER IN A SPRAY TOWER », n° June, 2006, doi: 10.1205/cherd.05119.
- [3] K. E. Herold, R. Radermacher, et S. A. Klein, *Applications of Absorption Chillers and Heat Pumps*. 2016. doi: 10.1201/b19625-21.
- [4] A. Mohammed, « Tour solaire à concentration – Environnement- Modélisation thermodynamique du cycle intégré . », 2014.
- [5] F. Meunier, P. Rivet, et M. Terrier, « Froid industriel 2ed ».
- [6] M. Arens, M. Åhman, et V. Vogl, « Which countries are prepared to green their coal-based steel industry with electricity ? - Reviewing climate and energy policy as well as the implementation of renewable electricity », *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 143, n° August 2020, p. 110938, 2021, doi: 10.1016/j.rser.2021.110938.
- [7] A. C. Alihonou, C. T. Guidi, M. L. Vissoh, A. Adjagodo, E. A. Sanya, et M. A. Djikpo Tchibozo, « Climatisation solaire à absorption, mode de fonctionnement et description des différents éléments d'une unité de climatisation solaire dans le monde : Revue de littérature », *Int. J. Biol. Chem. Sci.*, vol. 13, n° 3, p. 1890, 2019, doi: 10.4314/ijbcs.v13i3.55.
- [8] O. Marc, « Étude expérimentale , modélisation et optimisation d ' un procédé de rafraîchissement solaire à absorption couplé au bâtiment To cite this version », 2013.
- [9] Y. R. Fischer, J. C. C. Dutra, et J. Rohatgi, « Thermodynamic modelling of a LiBr-H₂O absorption chiller by improvement of characteristic equation method Modélisation
-

Références bibliographiques

- thermodynamique d'un refroidisseur à absorption de LiBr-H₂O par amélioration de la méthode de l'équation caractéristique », *Int. J. Refrig.*, vol. 120, p. 420-429, 2020, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2020.06.030.
- [10] D. Zhao, C. Li, J. Liu, G. Zhou, Q. Zhang, et C. Liu, « Experimental Assessment of Water Sprays Utilization for Controlling Hydrogen Sulfide Releases in Confined Space », vol. 2015, 2015.
- [11] R. Nikbakhti, X. Wang, A. K. Hussein, et A. Iranmanesh, « Absorption cooling systems –Review of various techniques for energy performance enhancement », *Alexandria Eng. J.*, vol. 59, n° 2, p. 707-738, 2020, doi: 10.1016/j.aej.2020.01.036.
- [12] Y. Wang, « Stratégie de modélisation des systèmes de valorisation énergétique : Application aux machines ORC et à absorption To cite this version », 2019.
- [13] H. NOUBLI, « développement d'un nouveau thermo-transformateur à absorption-démixtion : optimisation conjointe du cycle et du mélange de travail directeur ».
- [14] S. K. Wang, *handbook of air conditioning and refrigeration*.
- [15] C. Flores, « Etude des transferts de masse et de chaleur au sein d'un absorbeur eau/bromure de lithium », 2014,
- [16] A. Laurent et C. Fonteix, « Aires interfaciales et coefficients de transfert de matière dans un laveur type à jet pulvérisé de liquide dans un Venturi Interface areas and mass transfer coefficients in a scrubber operating with an atomized jet in a Venturi tube », n° January 2016, 1979, doi: 10.1051/lhb/1979043.
- [17] J. Cap, S. Laga, C. Flores, et B. Stutz, « Modélisation d'un absorbeur eau / bromure de lithium à film ruisselant en régime laminaire », *Congrès Français la Therm. 28-31 mai 2013*), p. 2-9.
- [18] S. M. Deng et W. B. Ma, « Experimental studies on the characteristics of an absorber using LiBr / H₂O solution as working fluid » rimentales sur les caractéristiques d'un absorbeur Etudes expérimentales utilisant comme fluide actif le LiBr / H₂O », vol. 22, p. 293-301, 1999.
- [19] H. Takamatsu, H. Yamashiro, N. Takata, et H. Honda, « Vapor absorption by LiBr aqueous solution in vertical smooth tubes Absorption de vapeur par une solution aqueuse de LiBr à l'intérieur de tubes lisses verticaux l'inté », vol. 26, p. 659-666, 2003, doi: 10.1016/S0140-7007(03)00038-0.
- [20] M. Wakim, « Etude des machines à absorption pour la valorisation de la chaleur fatale basse température To cite this version », 2018.
- [21] « M. C. Codolo, W. A. Bizzo, Experimental study of the SO₂removal efficiency and
-

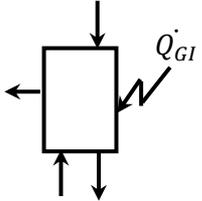
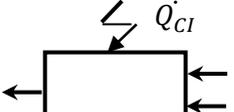
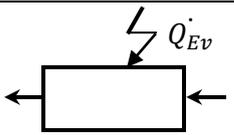
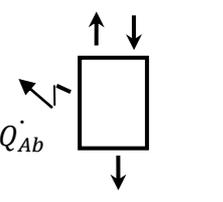
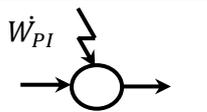
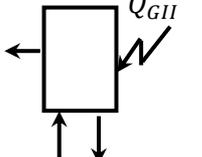
Références bibliographiques

- volumetric mass transfer coefficients in a pilot-scale multi-nozzle spray tower, *Int. J. Heat Mass Transf.* 66 (2013) 80–89, doi »:.
- [22] M. C. Codolo, W. A. Bizzo, R. Bertazzoli, «Performance of a UV-assisted "hydrogenperoxide-fed spray tower for sulfur dioxide». abatement, *Chem. Eng. Technol.* 36 (7) (2013) 1255–1260, doi: <https://doi.org/10.1002/ceat.201200699>.
- [23] S. C. Ma, B. Zang, H. H. Song, G. D. Chen, J. Yang, " Research on mass transfer of CO₂ absorption using ammonia solution in spray tower", *Int. J. Heat Mass Transf.* 67 (2013) 696–703, doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2013.08.090>.
- [24] Q.Zeng, Y.C.Guo, Z.Q.Niu, W.Y.Lin, «Volumetric overall mass transfer coefficients of CO₂ absorption into aqueous ammonia of fine spray, *Proc. Chin. Soc. Electr. Eng.* 31 (2) (2011) 45–50, doi: <https://doi.org/10.1021/ie101821b>. »
- [25] F. Carolina et S. Benoît, « Etude des transferts de masse et de chaleur au sein d ' un absorbeur H₂O / LiBr Heat and mass transfer study in the H₂O / LiBr absorption machine », n° July 2014, p. 1-6, 2011.
- [26] L. Nadjia, « Opérations Unitaires Cours Laouedj Nadjia Introduction », 2018.
- [27] F. Heymes, « traitement d ' air charge en cov hydrophobes par un procede hybride : absorption – pervaporation»
- [28] Neïla Mhiri, « Étude d ' un procédé propre couplant l ' absorption gaz / liquide microstructurée avec la distillation pour le traitement d ' air chargé par un Composé Organique To cite this version », 2018.
- [29] P. A. Schweitzer, «Handbook of Separation Techniques for Chemical Engineers», 3rd edition, McGraw-Hill, New York, USA, 1997. .
- [30] R. E. Treybal, «Mass-Transfer Operations » 2nd edition, McGrawHill, New York, USA, 1968.
- [31] M. Meyer, M. Hendou, et M. Prevost, « Simultaneous heat and mass transfer model for spray tower design: Application on VOCs removal », *Comput. Chem. Eng.*, vol. 19, n° SUPPL. 1, p. 277-282, 1995, doi: 10.1016/0098-1354(95)87049-0.
- [32] H. A. L. Id, « Conception , modélisation et réalisation d ' un procédé d ' élimination du formaldéhyde dans l ' air intérieur Anaëlle Cloteaux To cite this version », 2018.
- [33] R. POIRIER, « Analyses énergétiques, exergétiques, économiques et environnementales de systèmes de valorisation de chaleur à basse température », 2016.
-

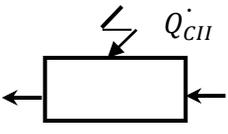
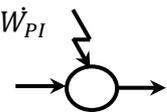
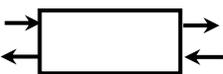
Annexes

ANNEXES

ANNEXE A: Degré de liberté de

Schéma	L'unité ou l'élément	Nombre de			Degrés de liberté $N_D = (N_v - N_E)$
		variables N_v	Relations N_E	Hypothèses	
	Générateur I	$4*(C+2) + 1$	$C+1$	Equilibre C $T_5 = T_7$ $P_5 = P_7$	$3*C+8$
	Condenseur I	$3*(C+2)+1$	$C+1$		$2*C+6$
	Evaporateur	$2*(C+2)+1$	$C+1$		$C+4$
	Absorbeur I	$3*(C+2)+1$	$C+1$		$2*C+6$
	Pompe I	$2*(C+2) + 1$	$C+1$		$3*C+4$
	Détendeur I	$2*(C+2)$	$C + 1$		$C+3$
	Echangeur de solution I	$4*(C+2)$	$2*C+1$		$2*C+7$
	Générateur II	$3*(C+2) + 1$	$C+1$	Equilibre C $T_{14} = T_{17}$ $P_{14} = P_{17}$	$2*C+6$

ANNEXES

	Condenseur II	$2*(C+2)+1$	$C+1$		$3*C+4$
	Pompe II	$2*(C+2) + 1$	$C+1$		$C+4$
	Détendeur II	$2*(C+2)$	$C + 1$		$C+3$
	Echangeur de solution II	$4*(C+2)$	$2*C+1$		$2*C+7$
	Détendeur III	$2*(C+2)$	$C + 1$		$C+3$
	Détendeur IV	$2*(C+2)$	$C + 1$		$C+3$
	Nœud	$3*(C+2)$	$C + 1$	$T_3 = T_{11} = T_{20}$ $P_3 = P_{11} = P_{20}$ $X_3^1 = X_{11}^1 = X_{20}^1$	$3*C+8$
TOTAL		$40*(C+2)+8$	$17*C + 19$	$2*C+10$	$3*C+8$