

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET LA
RECHERCHE SCIENTIFIQUE

UNIVERSITE SAAD DAHLAB –BLIDA- 1-
FACULTE DE TECHNOLOGIE



MEMOIRE

Présenté au DEPARTEMENT DES ENERGIES RENOUVELABLES

Par : DJERFI Rachid

Pour l'obtention du diplôme de :

MASTER EN ENERGIE RENOUVELABLES

OPTION : CONVERSION THERMIQUE

**THEME : Etude d'une pompe à chaleur à haute température intégrée à
un procédé de séchage**

Soutenu le : 20-06-2017

Devant le jury composé :

Pr . Merzouk MUSD Blida1.....président

M. Abdi HUSD Blida1.....examineur

Dr. Nehal KUSD Blida1..... promoteur

2016-2017

REMERCIEMENTS

Ce travail a été réalisé dans le cadre de la préparation d'un mémoire de master en énergie renouvelables : CONVERSION THERMIQUE au Département des énergies renouvelables de l'université Saad Dahlab de Blida 1, sous la direction du Dr .NEHAL K que je remercie vivement pour toute l'aide qu'il m'a apportée durant toute la durée de préparation du présent mémoire.

Mes plus vifs remerciements vont au Pr. M-Merzouk pour m'avoir fait l'honneur de présider le jurée de soutenance du présent mémoire.

Le remercie vivement Mr. H-Abdi pour l'honneur qu'ils m'ont fait en participant au jury en qualité d'examineurs.

Enfin, je souhaite exprimer toute ma gratitude à l'ensemble des enseignements personnes qui ont largement contribué à son aboutissement.

Résumé

Notre mémoire se résume à l'étude d'une pompe à chaleur haut température (cascade et flash) intégrée avec un procédé de séchage, ce système est adapté beaucoup plus pour le domaine industriel que pour le séchage de produits alimentaires.

Ce thèse s'inscrit dans une optique d'étude et d'optimisation des performances d'une pompe a chaleur pour améliorée le processus de séchage, ainsi que choisir le modèle de séchoir réalisant les meilleures performances en mettant l'accent sur le développement et l'utilisation d'outils de simulation numérique.

Mots clés: Pompe à chaleur, séchage, Coefficient de performance (COP).

ABSTRACT

The aim of this work is the study of a high-temperature heat pump (cascade and flash) integrated with a drying process, this system is adapted much more for the industrial field than for the drying of food products.

This thesis is part of a study and optimization of the performance of a heat pump to improve the drying process, As well as selecting the best performing dryer model with an emphasis on the development and use of digital simulation tools.

Key words : Heat pump, drying, Coefficient of performance (COP).

مذكرتنا تتلخص في دراسة لمضخة حرارية ذات حرارة مرتفعة (كاسكاد وفلاش) متكاملة مع عملية التجفيف . هذا النظام مستخدم بكثرة في المجال الصناعي لتجفيف المواد الغذائية.

هذا البحث يتمثل في دراسة وتحسين أداء المضخات الحرارية لتحسين عملية التجفيف واختيار النموذج المجفف لتحقيق أفضل أداء من خلال التركيز على تطوير واستخدام أدوات المحاكاة الرقمية.

الكلمات المفتاحية : المضخة الحرارية ، التجفيف ، معامل الأداء (كوب)

Introduction générale

Le séchage est une opération essentielle dans les secteurs comme l'agriculture, de l'alimentation et du papier. Pour de nombreux secteurs industriels, le séchage est l'un des processus les plus exigeants en énergie pour de nombreux secteurs industriels.

Le séchage c'est un domaine qui a beaucoup de problèmes concernant le contrôle et l'amélioration de la qualité et d'efficacité énergétique qui reste encore non résolues dans le cadre du séchage. L'utilisation d'un procédé qui intègre une pompe à chaleur au séchage nous permet d'économiser l'énergie et de récupérer la chaleur dégagée par la pompe grâce au sècheur pour l'usage de séchage.

Des études de marché ont montré que le gisement d'énergie accessible via une PAC est d'autant plus important que l'on arrive à atteindre des températures de condensation élevées (supérieures à 100 °C). Actuellement, les pompes à chaleur industrielles sont limitées au niveau de température correspondant aux circuits de chauffage domestique (bien inférieures à 100 °C). Dépasser cette limite implique la conception d'une machine économiquement réaliste capable de satisfaire des besoins de chauffage à hautes températures en gardant de bonnes performances thermodynamiques.

Une fois la pompe à chaleur conçue, des travaux de modélisation thermodynamique de la machine dans son ensemble et des compresseurs contribueront à la compréhension de leurs fonctionnements et de leurs sensibilités pendant la phase de démarrage et suite à diverses sollicitations.

L'objectif de ce mémoire est d'étudier une conception de pompe à chaleur haute température (cascade et flash) intégré au séchage.

La première partie en la consacre à la recherche bibliographique sur les pompes à chaleur et le séchage, la deuxième partie en va faire une simulation des propriétés thermodynamiques des fluides frigorigènes qui vont servir dans une autre partie pour la simulation des performances de la pompe à chaleur après avoir maîtrisé cette partie on passe à la simulation couplage pompe à chaleur séchage.

Sommaire

Remerciements	
Dédicace	
Résumé	
Sommaire	
Liste des figures et des tableaux	
Nomenclature	
Introduction général	
Chapitre I : Recherche Bibliographique	
I.1-Introduction	5
I.2-La pompe à chaleur	5
I.2.1. Définition	5
I.2.2. Principe de fonctionnement d'une pompe à chaleur	5
I.2.3. Les deux grandes familles de pompe à chaleur (PAC)	6
A. Les PAC à sorption	6
B. La PAC à compression	6
I.2.4. Fluide frigorigène :	6
I.2.5. Les différents types de pompes à chaleur	6
I.2.6. Les PAC multi-étagée (haut température)	7
I.2.6.1. PAC mono-étagée	7
I.2.6.2. PAC bi-étagées :	9
A. Cycle à injection totale (flash)	9
B. Cycles en cascade :	10
I.2.7. Les utilisations des pompes à chaleur	11
I.3-Le séchage	12
I.3.1- Définition	12
I.3.2-Le but de séchage	12
I.3.3-Différents méthodes du séchage	12
I.3.3.1-Séchage thermique	12

Sommaire

a) Séchage par ébullition	12
b) Séchage par entraînement :	12
I.3.3.2-Séchage mécanique	13
I.3.3.3-Séchage chimique	13
I.3.4-Modes de séchage	13
I.3.5-Caractéristiques de l'air de séchage	13
I.3.5.1-L'air humide	13
I.3.6-Caractéristiques des solides humides	14
I.3.7-cinétique de séchage	14
I.3.7.1- Temps de séchage	14
I.3.7.2- Différentes périodes de la cinétique de séchage d'un produit humide	14
I.3.8-Influence des paramètres de l'air sur la cinétique de séchage	15
a-Influence de la vitesse de l'air	15
I.3.9-Choix du type de séchoir	16
I.3.10-Le séchage assisté par pompe à chaleur :	17

Chapitre II : Modélisation des propriétés thermodynamiques des fluides frigorigènes

II.1-Introduction	18
II.2-Simulation des propriétés thermodynamique des fluides frigorigènes	18
II.2.1. Propriétés générales du fluide frigorigène R 717	18
II.2.2.-Simulation des propriétés thermodynamique du fluide R 717 à la saturation	18
II.2.3-Propriétés générales du fluide frigorigène R-600a :	21
II.2.4-Simulation des propriétés thermodynamique du fluide R-600a à la Saturation	22
II.2.5- Propriétés générales du fluide frigorigène R134a	23
II.2.6-Simulation des propriétés thermodynamique du fluide R134a à la saturation	23
II.2.7- Propriétés générales du fluide frigorigène R407c	25

Sommaire

II.2.8-Simulation des propriétés thermodynamique du fluide R407c	25
II.2.9-Coefficients des corrélations des propriétés thermodynamiques des frigorigènes	26
II.3- Sous-refroidissement et surchauffe, désurchauffe	29
II.3.1-Sous-refroidissement	29
II.3.2- Surchauffe	29
II.3.3- Désurchauffe	29
Chapitre III : Etude de pompe à chaleur	
III.1. Introduction	31
III.2. Dimensionnement du condenseur	32
III.2.1-Calcul de la chaleur transférée	33
III.2.2-Les températures de l'air aux points a et b	33
III.2.3 - Méthode ΔTLM	33
III.2.4- Surface d'échange	34
III.3. Calcul des performances d'une installation de PAC	35
III.3.1. Cycle mono-étagé	36
III.3.2. Injection totale (flash)	37
III.3.2.1 Détermination des caractéristiques principales	37
III.3.3. Cycle bi-étagée en cascade	40
III.3.4. Résultats et discussion	43
A. L'effet de la température de l'évaporateur	43
B. Interprétation des résultats	45
Chapitre IV : modélisation et simulation du couplage PAC/séchage	
IV.1-Introduction	46
IV.2- Etude psychométrique	46

Sommaire

IV.2.1-Bilan d'énergie et de masse	47
A. Bilan de masse du sécheur	47
B. Bilan d'énergie du système de chauffage	47
IV.3- Calcul teneur eau sortie	47
IV.4-calcul les paramètres de séchage	48
IV.4.2- Résultats du Calcul des paramètres de séchage	48
IV.5- Choix du modèle décrivant la cinétique de séchage du produit	49
IV.5.1-Organigramme de l'étude de la cinétique de Séchage	51
IV.5.2- Résultats de l'étude de la cinétique de Séchage	51
Chapitre V : contribution au banc expérimental	
V.1-Conception d'un sécheur à plateau	53
V.2-Matériel nécessaire à la réalisation	54
V.3-Acquisition du matériel	55
Conclusion générale	56
Les Référence	
Annexe	

Nomenclature

Symbole	Grandeur	Unité
$a, n, K, k\theta, kl, b, g, h$ et c	Sont des constantes empiriques des modèles de séchage	-----
C_p	Chaleur spécifique à pression constante	kJ/kg K
C_{pe}	Chaleur spécifique de l'eau	kJ/kg K
C_v	Chaleur spécifique à volume constant	kJ/kg.K
D	Diamètre	m
H ou h	Enthalpie	kJ/kg
H_r	L'humidité relative de l'air	%
L	Longueur	m
\dot{m}	Débit massique de fluide frigorigène	kg/s
\dot{m}_B	Débit massique aspiré par le compresseur BP	kg/s
m_e	La masse de l'eau du produit,	kg
\dot{m}_s	débit massique de l'eau sortie de séchage	kg/s
\dot{m}_s	Débit de produit sec	kg/s
\dot{m}_H	Débit massique aspiré par le compresseur HP	kg/s
\dot{m}_a	Débit d'air sec	kg/s
\dot{m}_{ref}	Débit massique refoulé	kg/s
n	nombre de constantes dans chaque modèle de régression	---
N	le nombre d'observations	---
NUT	Nombre d'unités de transfert	--
P	Pression	Mpa
p	Pression partiel de l'air	Mpa
P_{atm}	Pression atmosphérique	Mpa
P_o	Pression d'aspiration	Mpa
P_c	Pression de refoulement	Mpa
P_i	Pression intermédiaire	Mpa
P_s	Pression de saturation	Mpa
Q	Quantité de chaleur	w
Q_c	Quantité de chaleur de la condensation	w
Q_a	Quantité de chaleur transférée par l'air	w
Q_1	Chaleur transférée par l'air de l'entrée jusque à la sortie	w
\dot{Q}_0	Puissance frigorifique	kw
\dot{Q}_p	puissance thermique reçue par la bouteille intermédiaire	kw
S	Surface d'échange	m ²
S	Entropie	kJ/kg
$RMSE$	erreur carrée moyenne	----
R^2	coefficient de corrélation	---
T	Température	k
T_e	Température d'entrée de l'air	k
T_s	Température de sortie de l'air	k
T_s	température de saturation	k
T_r	Température de rosée	C°
T_p	Température de produit	C°
U	Coefficient global de transmission de chaleur	W/m ² K

V	Volume	m ³
V	Volume massique	m ³ /kg
v	Vitesse de produit humide	m/s
V _{aspiré}	Volume aspiré	m ³
μ	Viscosité	μpa.s
V _{ref}	volume refoulé	m ³
v''	Volume massique	m ³ /kg
Ḃ	Débit volumique	m ³ /s
Ḃ _{asp,B}	Débit volumique aspiré par le compresseur BP	m ³ /s
W	Travail	kw
W _c ou W _{comp}	Travail de compresseur	kw
w	L'humidité absolue (spécifique) de l'air	kg (eau)/kg (air sec))
X	Teneur en eau du produit	--
X	Pourcentage de la chaleur transféré pour la pompe à chaleur	--
XR _{exp,i}	le premier rapport d'humidité expérimental	--
XR _{pre,i}	le taux d'humidité estimé.	--
X̄ _{exp,i}	taux d'humidité expérimental moyen	---
X ²	carré moyen des écarts entre les valeurs expérimentales	---
ΔTLM	Écart logarithmique moyen de température	K
γ	Rapport (Cp/Cv)	--
μ	Viscosité	μpa.s
ρ	Masse volumique	kg/m ³
τ	Taux de compression	--

Abréviations	Grandeur	Unité
PAC	Pompe à chaleur	---
BP	Basse pression	--
BT	Basse température	--
cbt	Cellule basse température	--
cht	Cellule haute température	--
COP _{chaud}	coefficient de performance réfrigération	--
GWP	Global Warming Impact	kg eq. CO ₂ . kg ⁻¹
HP	Haute pression	--
HT	Haute température	--
ODP	Ozone Depletion Potential	--

1. Recherche sur les Pompes à chaleur :

Guitari Imed [1], en 2005, a fait une étude expérimentale et une modélisation d'une pompe à chaleur fonctionnant au CO₂. L'étude expérimentale a été réalisée sur un banc d'essais d'une pompe à chaleur air/eau utilisant le CO₂ comme fluide frigorigène.

L'objectif de son travail était de définir les conditions optimales de fonctionnement des pompes à chaleur au CO₂ et de modéliser leur comportement en régime dynamique afin de pouvoir proposer ultérieurement une loi de régulation permettant à ces installations de fonctionner avec des performances comparables à celles des installations classiques.

Kinab.E [2], En 2009, ont fait une étude sur optimisation des performances non nominales des pompes à chaleur réversibles pour le secteur tertiaire, Le modèle validé par expérimentation est couplé à un modèle de besoins de bâtiment.

L'objectif est d'évaluer les performances saisonnières de la PAC et d'améliorer la conception en fonction de ce critère.

Kévin Belanger et al [3], En 2009 présenté une étude et mise en œuvre d'une pompe à chaleur expérimental et théorique.

L'objectif est de comprendre et étudier le fonctionnement théorique d'une machine thermique à travers la pompe à chaleur.

Beauchamp. B [4], en 2011 a réalisé un travail de modélisation et de validation expérimentale d'une pompe à chaleur géothermique à expansion directe à l'école de technologie supérieure De l'université du Québec.

L'objectif du son travail consiste à obtenir des résultats expérimentaux traitant du fonctionnement de ces systèmes ainsi qu'à développer un modèle numérique détaillé de l'échangeur de chaleur réfrigérant-sol. Ces résultats permettront de comprendre et d'analyser la complexité du fonctionnement dynamique de ce système.

CHAMOUN Marwan [5] le 11/12/12: Modélisation, conception et étude expérimentale d'une pompe à chaleur industrielle à eau à haute température.

Cette étude qui a permis le développement et la mise en place d'une pompe à chaleur à haute température utilisant l'eau comme fluide frigorigène. et utilisée une nouvelle architecture de PAC et en développant deux types de compresseur : un compresseur bi-vis adapté et un compresseur centrifuge bi-étagé à paliers Magnétiques.

2. Recherche sur le Séchage :

P. ARLABOSSE [6], mars 2001. Étude des procédés de séchage des boues urbaines et industrielle.

L'objectif de son travail est la détermination des cinétiques de séchage dans un procédé donné et sur l'étude de l'influence des conditions opératoire.

Boumediene TOUATI [7] en 2008. Étude théorique et expérimentale du séchage solaire des feuilles de la menthe verte. L'étude expérimentale est consacrée à la détermination des cinétiques de séchage dans des conditions contrôlables ainsi que dans un séchoir solaire.

L'objectif est de dimensionner un séchoir et d'étudier son fonctionnement dans le cas d'utilisation avec un capteur solaire afin de définir les conditions optimales de séchage.

A.Fadhel, S. Kooli [8] et al. en 2008. Séchage du raisin en plein air, dans un séchoir et sous serre Modèle mathématique et validation expérimentale, On faisant des essais de séchage combiné convectif- radiatif à conditions constantes sur le raisin de variété.

L'objectif est d'analyser l'effet simultané de l'irradiation, de la température, et de la vitesse de l'air séchant sur la cinétique de séchage.

EL MOKRETAR SOFIANE [9], en 2009. Contribution théorique et expérimentale à l'étude du bilan d'énergie et de masse d'un séchoir solaire de type serre. Application à la détermination de la cinétique de séchage des prunes.

L'étude a portée sur la contribution théorique et expérimentale du bilan d'énergie et de masse d'un séchoir serre. Dans ce travail, intéressons c'est aspects énergétiques d'un système solaire de séchage de type direct, muni d'un stockage d'énergie (lit de galets) et à l'étude au cours d'une journée, les possibilités d'estimation de la capacité de l'air intérieur à absorber l'humidité se dégageant du produit par échange thermique convectif libre au cours du processus de séchage.

BOUGHALI Slimane [10], en 2010. Étude et optimisation du séchage solaire des produits agro-alimentaires dans les zones arides et désertiques.

Utilisée deux prototypes de séchoir indirect ont été concoctés, l'un à convection libre ou naturelle et l'autre à convection forcée à l'aide d'un ventilateur. Pour étudié Expérimentalement l'influence séparée des diverses paramètres aérothermiques (température Et débit d'air asséchant) sur les courbes de séchage des tranches minces de tomat.

3. Recherche sur la Pompe à chaleur intégrée avec une procédée de séchage :

Rayan SLIM [11], 25 octobre 2007. Etude et conception d'un procédé de séchage combiné de boues de stations d'épuration par énergie solaire et pompe à chaleur.

L'objectif de son mémoire est de concevoir et d'étudier un procédé de séchage de boues par énergie solaire et pompes à chaleur, et d'explorer les options techniques pour fournir l'appoint d'énergie aux boues.

M.DERKAOUI Mawloud [12] .en 27-09-2012 Contribution à l'analyse du couplage d'un séchoir agro-alimentaire à une machine thermique fonctionnant à l'énergie solaire.

Dans ce travail nous proposons une installation complexe composée d'une pompe à chaleur à absorption couplée à un séchoir agroalimentaire.

Ammour M.A et sendjasni. H [13].en17-10-2016 Etude de séchage solaire assiste par pompe a chaleur.

Cette thèse s'inscrit dans une optique d'amélioration et d'optimisation des méthodes de Dimensionnement et de conception de séchage solaire assisté par pompe à chaleur.

Le but de notre travail est s'inscrit dans le cadre d'étude et d'optimisation des performances d'une pompe a chaleur pour améliorée le processus de séchage, ainsi que choisir le modèle de séchoir réalisant les meilleures performances en mettant l'accent sur le développement et l'utilisation d'outils de simulation numérique. En effet, cette étude est une intégration d'une pompe à chaleur à un système de séchage.

List des Tableau

Chapitre I : Recherche Bibliographique

Tableau I.1 : les différentes technologies de PAC	7
--	----------

Chapitre II: Modélisation des propriétés thermodynamiques des fluides frigorigènes

Tableau II.1. Caractéristiques physiques du R-717	18
Tableau II.2. Caractéristiques physiques du R600a	21
Tableau II.3. Caractéristiques physiques du R134a	23
Tableau II.4. Caractéristiques physiques du R407c.	25
Tableau II.5. Résumé des équations	27

Chapitre III. Etude de pompe à chaleur

Tableau III.1. Données de calcul du condenseur	34
Tableau III.2. Résultats de calcul du condenseur	35
Tableau III.3. Données des performances d'une installation bi-étagée. (R600a)	35
Tableau III.4. Résultats des propriétés des fluides frigorigènes bi-étagé à Injection totale	40
Tableau III.5. Résultats des performances d'une installation PAC bi-étagée à Injection totale.	40
Tableau III.6. Résultats des propriétés des fluides frigorigènes bi-étagé en cascade avec un fluide frigorigène pour chaque étage.	42
Tableau III.7. Résultats des performances d'une installation bi-étagée en cascade	43

Chapitre IV. modélisation et simulation du couplage PAC/séchage

Tableau IV.1. les données de calcul du paramètre de séchage par PAC	49
Tableau IV.2. Résultats de calcul du paramètre de séchage	49
Tableau IV.3. Modèles mathématiques utilisés pour décrire la cinétique de séchage	50
Tableau IV.4. la teneur en eau en fonction de temps	51
Tableau IV.5. Résultats de calcule du 3 modèle de séchage	52

List des Figure

Chapitre I : Recherche Bibliographique

Figure I.1. Schéma de principe d'une PAC	5
Figure I.2. Schéma d'installation mono-étage	7
Figure I.3. Cycle P-H d'installation mono-étagée	8
Figure I.4. Schéma d'une installation bi-étagée à injection totale	9
Figure I.5. Cycle bi-étagé à injection totale (cycle à compression et à détente bi-étagées)	9
Figure I.6. Installation en cascade	10
Figure I.7. Cycles suivis par les fluides frigorigènes dans chacune des cellules	11
Figure I.8. Périodes du séchage	15
Figure I.9. Schéma du séchoir à pompe à chaleur	17

Chapitre II: Modélisation des propriétés thermodynamiques des fluides frigorigènes

Figure II.1. Graphes et équations des propriétés thermodynamiques du R717 déduite par Excel.	21
Figure II.2. Courbe représentent le Sous-refroidissement, la surchauffe, la désurchauffe	30

Chapitre III. Etude de pompe à chaleur

Figure III.1. Organigramme de calcul du dimensionnement de condenseur et les performances d'une PAC	31
Figure III.2. Profil de température dans un condenseur à circulation contre-courant	32
Figure III.3. Schéma d'une installation PAC	36
Figure III.4. Schéma d'une installation bi-étagée à injection totale	37
Figure III.5. Cycle bi-étagé à injection totale (flash)	37
Figure III.6. Bouteille BP	38
Figure III.7. Schéma d'une installation bi étagé en cascade	40
Figure III.8. Cycle bi étagé en cascade	41
Figure III.9. La variation du travail total du compresseur et de la puissance calorifique avec la température de l'évaporateur de PAC bi-étagée (flash) étudiée pour R134a	

List des Figure

etR600a.	43
Figure III.10. La variation du travail total du compresseur et de la puissance calorifique avec la température de l'évaporateur de PAC bi-étagée (flash) étudiée pour R134a et R600a et la température de condensation constante ($T_c=80c^\circ$).	44
Figure III.11. La variation du COP, de pompe à chaleur étudiée pour R134a et R600a A la température de condensation ($T_c=70c^\circ$) et ($T_c=80c^\circ$).	44
Figure III.12. La variation du taux de compression, de pompe à chaleur étudiée pour R134a et R600a A la température de condensation ($T_c=70c^\circ$) et ($T_c=80c^\circ$)	45
Chapitre IV : modélisation et simulation du couplage PAC/séchage	
Figure IV.1. Diagramme de l'air humide	46
Figure IV.2. Schéma de principe d'un séchoir continu par entraînement	47
Figure IV.3. Organigramme de calcul le bilan de séchage	48
Figure IV.4. Organigramme de l'étude de la cinétique de séchage	51
Figure IV.5. Graphe de teneur en eau du produit en fonction de temps (min)	51
Chapitre V : contribution au banc expérimental	
Figure V.1. Instrument de mesure de la température sèche et humide de l'air de séchage	53
Figure V.2. Support de l'échangeur de chaleur	53
Figure V.3. Schéma de l'assemblage du différent élément du banc	54
Figure V.4. Une balance	54
Figure V.5. Les résistances chauffantes	54
Figure V.6. Réservoir	55
Figure V.7. Boite de dérivation	55
Figure V.8. Tube de cuivre $\frac{1}{4}$	55
Figure V.9. Porte d'échangeur	55
Figure V.10. Armoire électrique	55
Figure V.11. Acquisition de température, Sonde de température	55

I.1-Introduction

Pendant des années, les pompes à chaleur ont été connues comme une méthode efficace de récupération d'énergie. Leur capacité à convertir la chaleur latente de la condensation et de la vaporisation en chaleur sensible d'un courant d'air les rend attrayants dans les applications de séchage, surtout lorsqu'il est combiné avec la capacité de produire des conditions de séchage bien contrôlées. Pour ces raisons, le séchage par pompe à chaleur a été utilisé depuis des décennies dans des fours à bois pour déshumidifier la qualité de l'air et du bois d'œuvre. Suite à la tendance générale à améliorer la qualité des produits et à réduire la consommation d'énergie.

I.2-La pompe à chaleur :

I.2.1. Définition

La pompe à chaleur c'est une machine thermodynamique dont on peut considérer qu'elle fait partie des technologies utilisant des énergies renouvelables. Elle est connue depuis 1824, si on prend pour origine l'énoncé des principes de la thermodynamique par Carnot, qui a établi l'équivalence du travail, de la chaleur et de l'énergie.

I.2.2. Principe de fonctionnement d'une pompe à chaleur

C'est une machine dont le principe de base consiste à transférer des calories de la source froide vers la source chaude. Ce transfert se fait à l'aide d'un fluide frigorigène et se réalise à condition qu'il y ait un apport extérieur d'énergie sous forme de travail. [14]

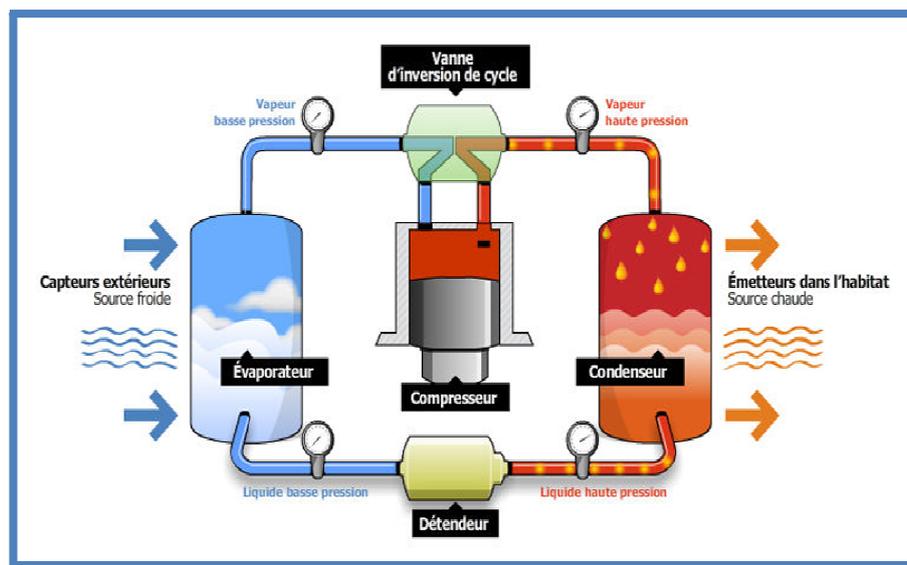


Figure I.1: Schéma de principe d'une PAC. [14]

I.2.3. Les deux grandes familles de pompe à chaleur (PAC) :

A. Les PAC à sorption

Les systèmes à sorption sont des processus physico-chimiques, soit un liquide ou un gaz est absorbé par un autre liquide ou un gaz (absorption), ou il est retenu à la surface d'un corps solide (adsorption). Cela se produit dans certaines conditions physiques (Pression, température).

B. La PAC à compression :

Elle est composée de quatre éléments principaux ou composants de base suivants :

- Compresseur,
- Détendeur,
- Évaporateur,
- Condenseur.

La chaleur prélevée au niveau de l'environnement (air, sol, eau...) est captée par le fluide frigorigène (à faible point d'ébullition) au niveau de l'évaporateur. Le fluide change d'état de liquide, et se transforme en vapeur. Le compresseur comprime cette vapeur, augmentant ainsi sa température. C'est au niveau du condenseur que la vapeur en se condensant transmet sa chaleur au milieu à chauffer. La température du fluide s'abaisse fortement le rendant prêt pour une nouvelle absorption de chaleur et le cycle peut recommencer. [5]

1.2.4.. Fluide frigorigène :

Le fluide frigorigène d'une pompe à chaleur est un élément essentiel à son bon fonctionnement. Il en existe de différents types, chacun disposant de caractéristiques techniques, économiques et écologiques différentes. Le choix du fluide frigorigène est déterminant quant aux performances de fonctionnement de la PAC. Pour rappel, le rôle du fluide frigorigène est de transférer les calories de la source froide à la source chaude.

La principale propriété des fluides frigorigènes est de s'évaporer à une faible température sous pression atmosphérique. [13]

I.2.5. Les différents types de pompes à chaleur :

On peut recenser deux catégories de pompes à chaleur : les PAC AÉRO et les PAC GÉO et ces deux catégories sont divisées en sous-familles. Pour les PAC AÉRO, nous avons les PAC AIR/AIR et les PAC AIR/EAU et pour les PAC GÉO, nous avons les PAC en aquifère et les PAC à sondes sèches. [16]

Système	Distribution	Source
Sol/Sol	avec capteurs enterrés horizontaux et plancher chauffant.	Sol
Sol /Eau	avec capteurs enterrés horizontaux et plancher chauffant *.	
Eau/Eau	avec capteurs enterrés (horizontal ou vertical) et plancher chauffant ou plancher chauffant / rafraîchissant *.	
Air/Eau	avec plancher chauffant ou plancher chauffant / rafraîchissant *	Air
Air/Air	monobloc, split system ou multisplits	

Tableau I.1 : les différentes technologies de PAC [16]

I.2.6. Les PAC multi-étagée (haut température) :

I.2.6.1. PAC mono-étagée :

Le système frigorifique à compression de vapeur le plus courant fonctionne grâce à un frigorigène situé dans un circuit fermé comprenant un compresseur, un condenseur, un organe de détente, un évaporateur et des tuyauteries de raccordement (Figure I.2).

La vapeur du frigorigène comprimée à haute pression est condensée à haute température dans le condenseur par transfert de chaleur (Q_c) vers le milieu environnant. La pression du frigorigène à l'état liquide est réduite dans le détendeur. A basse pression et basse température, le frigorigène se vaporise, ce qui permet d'extraire la chaleur (Q_f) de la substance à refroidir. Pour compléter le cycle, à la sortie de l'évaporateur, la vapeur du frigorigène à basse pression est comprimée et portée à haute pression par le compresseur. La chaleur totale rejetée au niveau du condenseur correspond à la somme de la chaleur extraite à l'évaporateur et de l'énergie (W_c) consommée par le compresseur.

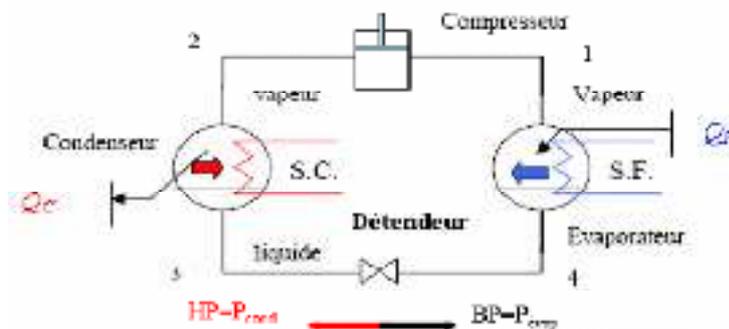


Figure I.2: Schéma d'installation mono-étage.

Le cycle de fonctionnement d'un tel circuit se décompose en quatre étapes :

1→2 Le compresseur comprime le gaz frigorigène et élève donc sa pression et sa température.

2→3 En passant dans le condenseur, le gaz frigorigène réchauffé, cède une partie de ses calories au milieu chaud (dont la température est moins élevée) et se transforme au fur et à mesure en liquide.

3→4 Le détendeur fait baisser la pression et donc la température du fluide.

4→1 En passant dans l'évaporateur, sa température étant plus basse que celle du milieu froid, le fluide en capte les calories, se transforme progressivement en vapeur et le cycle recommence. [15]

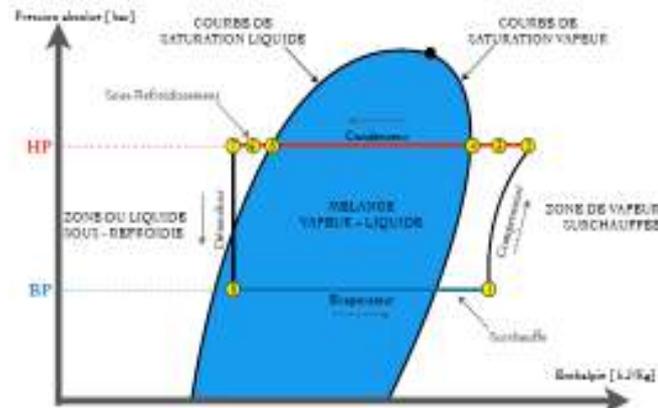


Figure I.3 : Cycle P-H d'installation mono-étagée.

Les états successifs du fluide frigorigène dans le circuit :

- (1) - Température BP entrée du compresseur (Etat du fluide : Vapeur BP).
- (2) - Température HP sortie du compresseur (Etat du fluide : Vapeur HP).
- (3) - Température HP entrée du condenseur (Etat du fluide : Vapeur HP).

Zone de désurchauffe de (3) vers (4) (Etat du fluide : Vapeur HP).

Zone de condensation de (4) vers (5) (Etat du fluide : Passage de l'état vapeur à l'état liquide HP).

(6) - Température sortie de condenseur (Etat du fluide : Liquide HP).

(7) - Température entrée détendeur (Etat du fluide : Liquide HP). (8) - Température sortie détendeur (Etat du fluide : Liquide BP).

Zone d'évaporation de (8) vers (9) (Etat du fluide : Passage de l'état liquide à l'état vapeur BP).

(9) - Température sortie évaporateur, (Etat du fluide : Vapeur BP). [15]

I.2.6.2. PAC bi-étagées :

A. Cycle à injection totale (flash):

Le compresseur BP aspire les vapeurs formées dans l'évaporateur 9-10, à la pression P_o . Il refoule ces vapeurs dans une bouteille intermédiaire à la pression P_i , où elles sont désurchauffées. Le compresseur HP aspire des vapeurs dans cette même bouteille et les refoule à la pression P_c . Après condensation, le fluide frigorigène est détendu de P_c à P_i , et le mélange liquide vapeur est introduit dans la bouteille intermédiaire. Une fraction du débit liquide injecté s'évapore pour permettre la désurchauffe des vapeurs refoulées par le compresseur BP. Le débit liquide restant, à saturation, est alors détendu jusqu'à P_o et injecté dans l'évaporateur.

On crée donc une « source de chaleur » à la température θ_i en fractionnant aussi la détente du fluide frigorigène de P_c à P_i , puis de P_i à P_o (détente bi-étagée). On peut ainsi assurer le refroidissement des vapeurs entre les deux étages de compression.

La bouteille intermédiaire reçoit l'intégralité du débit de liquide frigorigène formé dans le condenseur (d'où le nom d'injection totale). Les évolutions suivies par le fluide frigorigène sont tracées figure (I.4)

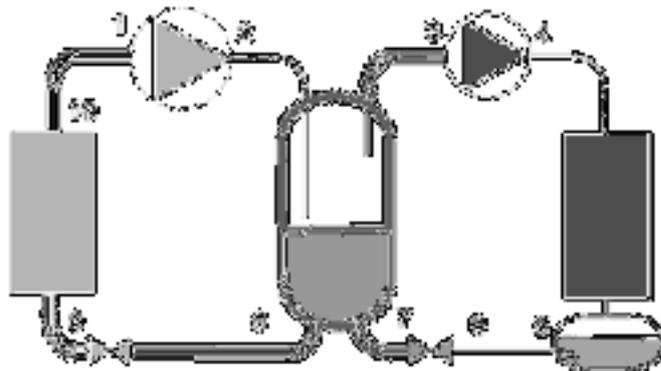


Figure I.4 : Schéma d'une installation bi-étagée à injection totale.

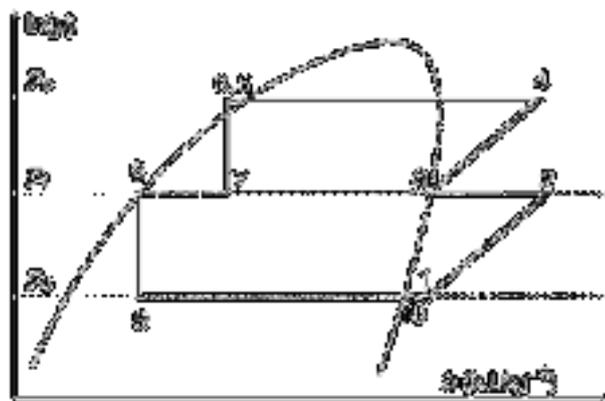


Figure 1.5 : Cycle bi-étagé à injection totale (cycle à compression et à détente bi-étagées).

B. Cycles en cascade :

Les cycles bi-étagés utilisent un seul fluide frigorigène. Ce dernier doit donc posséder une pression de saturation au condenseur compatible avec les pressions maximales d'utilisation des composants.

On met donc en œuvre des installations comprenant deux circuits mono-étagés (ou cellules) utilisant deux fluides frigorigènes différents, travaillant à des niveaux de température différents et couplés thermiquement au niveau d'un échangeur particulier appelé évapo-condenseur : l'évaporateur de la cellule haute température permet de refroidir et de condenser le fluide frigorigène utilisé dans la cellule basse température. Le schéma de principe d'un tel dispositif est présenté figure (I.6).

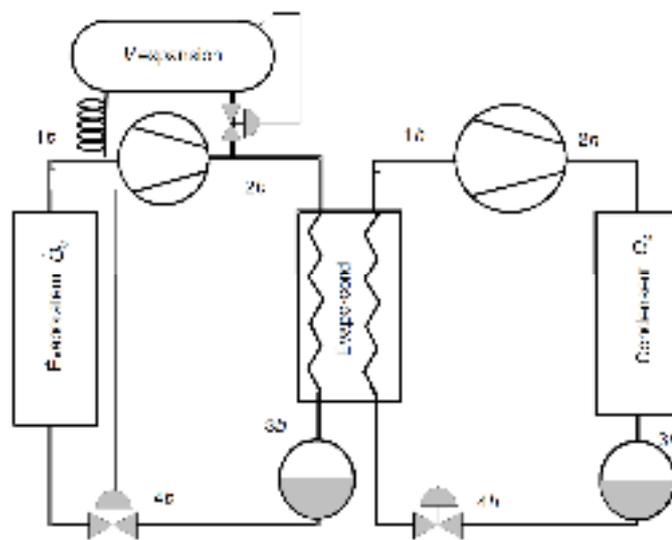


Figure I.6 : Installation en cascade.

Puisqu'on utilise deux fluides différents on ne peut pas représenter le cycle sur un seul diagramme. Par contre, la superposition des cycles mono-étagés parcourus par chacun des deux frigorigènes permet d'illustrer l'échange de chaleur entre les deux cellules au niveau de l'évapo-condenseur, comme le montre la figure (1.7).

Comme pour les cycles bi-étagés, le débit masse de fluide dans la partie condensant à l'atmosphère (ici, cellule haute température) est généralement plus élevé que celui traité par l'évaporateur dans la source froide. Mais dans le cas de la cascade, les pressions de fonctionnement dans chaque cellule sont à peu près équivalentes, et il en est de même pour les volumes massiques, au contraire des cycles bi-étagés, la cylindrée du compresseur de la cellule haute température est plus importante que celle du compresseur de la cellule basse température. [15]

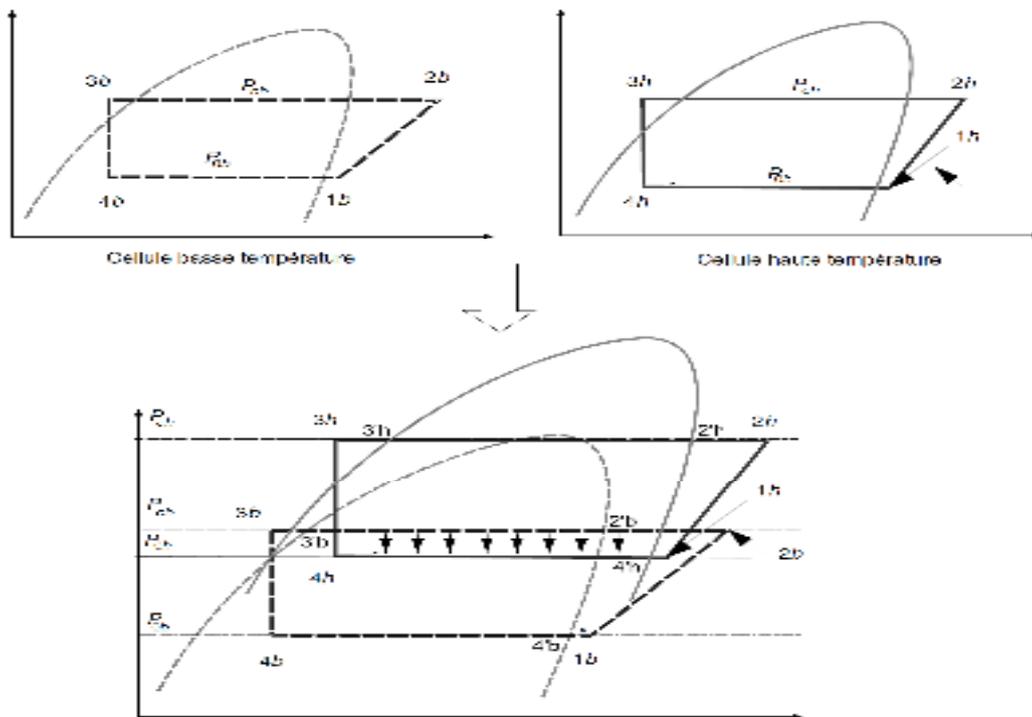


Figure I.7 : Cycles suivis par les fluides frigorigènes dans chacune des cellules

I.2.7. Les utilisations des pompes à chaleur

Il existe de multiples combinaisons différentes de pompes à chaleur, suivant la source de la chaleur pompée à la source froide ; suivant ou cette chaleur extraite est ensuite restituée à la source chaude qui peut également être de différents types de milieu. Donc une pompe à chaleur peuvent être installées quasiment partout et pour presque n'importe quelle utilisation des pompes à chaleur se retrouvent ainsi dans de nombreuses installations telles que : [5]

- Chauffage
- Chauffage de l'eau chaude sanitaire
- Récupération de chaleur sur des rejets thermiques
- Déshumidification
- séchage

Dans notre travaille en s'intéresse au séchage, qui est l'une des plus importantes applications surtout dans le niveau industriel.

I.3-Le séchage

I.3.1- Définition

Le séchage est une opération ayant pour but d'éliminer partiellement ou totalement l'eau d'un corps humide par évaporation de cette eau. Cette opération met en jeu un transfert de chaleur (une fourniture de chaleur permet le changement de phase du liquide) et un transfert de masse (le liquide imprégnant le solide passe à l'état de vapeur dans l'air asséchant).

I.3.2-Le but de séchage

Les raisons du séchage peuvent être regroupées comme suit:

- Faciliter la conservation des produits (en réduisant l'activité de l'eau) et amortir le caractère saisonnier de certaine activité agricole ou industrielle.
- Diminuer la masse et le volume des produits pour réduire leur encombrement et faciliter leur transport.
- Donner une présentation, une structure ou une fonctionnalité particulière au produit [10]

I.3.3-Différents méthodes du séchage :

I.3.3.1-Séchage thermique :

Le séchage thermique se divise lui-même en deux types :

a) Séchage par ébullition :

L'allure à laquelle s'évapore l'eau est déterminée par l'allure d'apport de la chaleur latente d'évaporation. Cet apport est effectué : [13]

- Par conduction, à partir d'une surface chauffée au contact du produit.
- Par génération interne de chaleur due à l'exposition à un rayonnement infrarouge ou de micro-ondes ou par un chauffage diélectrique
- par convection, à partir de vapeur d'eau surchauffée ou d'un liquide chauffant.

b) Séchage par entraînement :

Lorsqu'un corps humide est placé dans un courant d'air (ou dans un autre gaz) Suffisamment chaud et sec, il s'établit spontanément entre ce corps et l'air un écart de température et de pression partielle d'eau tels que :

- Un transfert de chaleur s'effectue de l'air vers le produit sous l'effet de l'écart de température.

- Un transfert d'eau s'effectue en sens inverse du fait de l'écart de concentration en eau dans l'air. Le séchage par entraînement est plus important par rapport au séchage par ébullition. [13]

I.3.3.2-Séchage mécanique :

C'est l'élimination du liquide par des forces purement mécaniques (pressage, Centrifugation...). Certains processus de pré concentration et de pré séchage peuvent se réaliser sans transfert thermique mais par simple transfert de quantité de mouvement.

I.3.3.3-Séchage chimique :

C'est un procédé basé sur l'utilisation de produits déshydratants (osmotique) (chlorure De calcium,...) pour extraire l'eau. [13]

I.3.4-Modes de séchage :

La vaporisation du solvant contenu dans un produit à sécher peut être effectuée par Abaissement de la pression dans l'enceinte contenant le produit. Cependant, dans la plupart Des cas, la vaporisation est effectuée en utilisant une source d'énergie extérieure au produit. Le séchage fait appel aux trois modes de transfert de chaleur :

- Conduction
- Convection
- Rayonnement

Ceux-ci sont utilisés seuls ou combinés entre eux

I.3.5-Caractéristiques de l'air de séchage :

I.3.5.1-L'air humide :

a- L'humidité absolue (w):

C'est le rapport de la masse de la vapeur d'eau ($m_{v,e}$) contenue dans un volume V de l'air humide sur la masse d'air sec ($m_{a,s}$) contenue dans ce même volume.

b- L'humidité relative Hr :

L'humidité relative (Hr) c'est le rapport entre la pression de la vapeur d'eau dans l'air (p_v) sur la pression de saturation ($P_{s,T}$) de cette vapeur d'eau à la température T.

c-Température sèche :

On nomme température sèche de l'air ou d'un gaz la température indiquée par une sonde de température nue placée dans le courant d'air ou de gaz.

d-Température humide de l'air:

La température humide (ou température de bulbe humide) c'est la température indiquée par le Thermomètre lorsqu'on couvre le bulbe du thermomètre avec une mèche humide.

e-Enthalpie de l'air humide:

L'enthalpie de l'air humide définit le contenu énergétique de cet air. [10]

I.3.6-Caractéristiques des solides humides**a- Humidité absolue**

L'humidité absolue d'un solide appelée aussi teneur en eau ou humidité à base sèche s'exprime par la masse de liquide contenue dans le produit par rapport à sa masse sèche.

b- Humidité relative

L'humidité relative d'un solide appelée aussi titre en eau, ou bien teneur en eau à base humide s'exprime par la masse du liquide contenue dans le produit par rapport à sa masse humide.

c-Hygroscopicité

L'hygroscopicité d'un corps c'est sa tendance à absorber l'humidité de l'air. La présence d'humidité dans un solide, se manifeste par une certaine tension de vapeur due aux forces de surface et de force capillaire qui sont fonction de la nature du liquide, de celle du solide et de la température. [10]

I.3.7-cinétique de séchage :**I.3.7.1- Temps de séchage**

Le temps de séchage dépend de l'ensoleillement, de l'humidité de l'air et de l'épaisseur des aliments, plus les aliments sont épais plus le temps de séchage sera long. De manière générale, les plantes sécheront plus rapidement (quelques heures) que les fruits plus juteux (plusieurs jours).

I.3.7.2- Différentes périodes de la cinétique de séchage d'un produit humide

L'expérience permettant de caractériser la cinétique de séchage consiste à soumettre une couche mince d'un produit à l'action d'un courant d'air de température, humidité et vitesse fixées et de mesurer la masse du produit en fonction du temps.

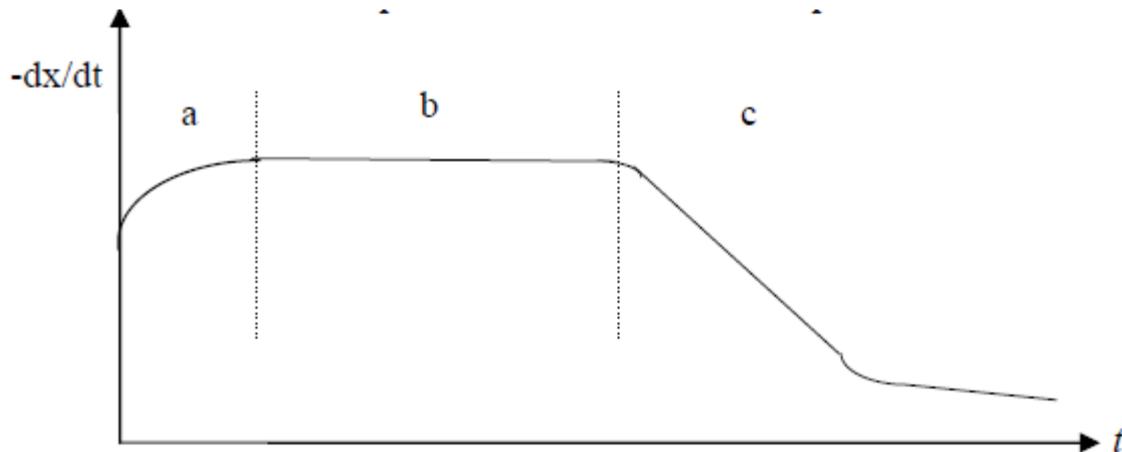


Figure I.8: périodes du séchage [10]

Dans la figure (1.8). On distingue trois périodes :

A. Période de mise en température (région a)

Des échanges de chaleur et de matière ont lieu entre le produit et l'air asséchant, l'excès de chaleur fournie par l'air amène le produit à s'échauffer davantage jusqu'à atteindre la température du bulbe humide caractéristique de l'environnement séchant. Cette période est généralement très courte au regard du temps de séchage global.

B. Période à allure constante (région b)

Cette période de séchage à vitesse constante correspond à l'évaporation du liquide superficiel. Le liquide remonte en surface sous l'action des forces d'aspiration des capillaires et il se renouvelle à une vitesse suffisante pour former une couche continue et compenser l'évaporation. Le flux de chaleur échangé par convection entre l'air et le produit est entièrement utilisé pour l'évaporation de l'eau.

B. Période de ralentissement (région c)

Au cours de cette période la surface du produit n'est plus saturée en vapeur d'eau et le Transfert de masse est contrôlé par les mécanismes complexes du déplacement de l'eau de l'intérieur vers la surface du produit. Cette période représente souvent la quasi totalité du Séchage. [10]

I.3.8-Influence des paramètres de l'air sur la cinétique de séchage

a-Influence de la vitesse de l'air

La vitesse de l'air agit positivement sur la cinétique de séchage surtout au début de l'opération. Cependant, pour des produits dont la cinétique de séchage est contrôlée par la migration interne de l'eau, l'influence de la vitesse de séchage de l'air devient très faible.

b-Influence de la température de l'air

La température de l'air asséchant influence considérablement sur la vitesse de séchage. Cette influence est due à l'apport de chaleur au produit qui croît avec la température de l'air. Elle est aussi due à la température du produit qu'est d'autant plus importante que la

température de l'air élevée. Par conséquent, les vitesses de diffusion de l'eau dans le produit augmentent avec la température.

c-Influence de l'humidité de l'air

La teneur en eau de l'air, joue un rôle important sur le comportement des cinétiques de séchage de certains produits. De même que pour la vitesse de l'air, cette influence est plus importante au début de séchage et diminue lorsque la température de l'air augmente.

I.3.9-Choix du type de séchoir :

a) Caractéristiques physiques du séchoir :

- Type, forme et dimension du séchoir
- Capacité du séchage/ densité de charge
- Surface de la claie et nombre de claie (applicable)
- Convenance de la charge et décharge des produits

b) Performances thermiques :

- Temps de séchage et vitesse de séchage
- Température et humidité de l'air asséchant
- Flux de l'air asséchant
- Efficacité du séchoir

c)Qualité du produit séché :

- Qualité organoleptique (couleur, saveur, goût, arôme, texture)
- Eléments nutritifs
- Capacité de réhydratation

d) Coût du séchoir et temps d'amortissement :

L'ensemble des coûts de fonctionnement et d'investissement représente le coût du séchoir. Le temps d'amortissement représente le temps nécessaire pour que l'ensemble des bénéfices annuels réalisés par le séchoir soit égal à l'investissement initial (coût du séchoir). [10]

I.3.10-Le séchage assisté par pompe à chaleur :

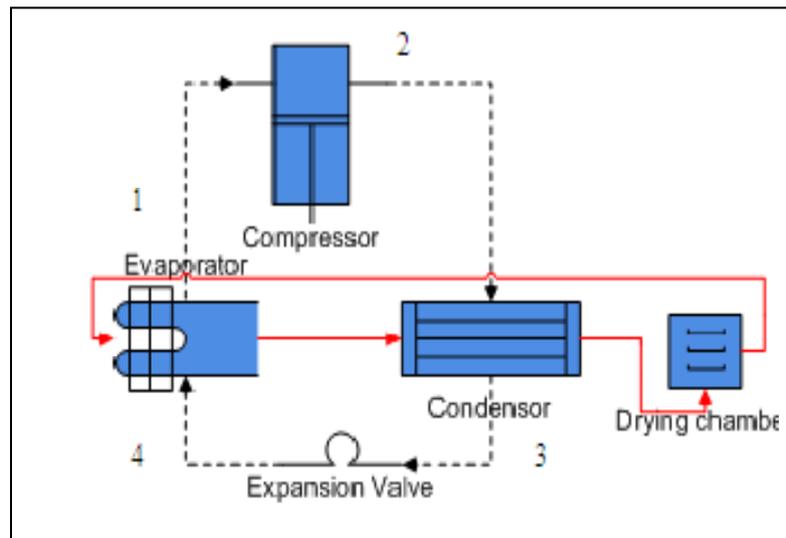


Figure I.9 : schéma du séchoir à pompe à chaleur [21]

La figure 1.9 : représente le diagramme schématique de ce système. Le système comprend deux échangeurs de chaleur en tant que condenseur et évaporateur, une soupape de détente, un compresseur, un séchoir, une structure de support et un boîtier. Le système de pompe à chaleur et le séchoir sont attachés ensemble de sorte qu'il devient une unité. La chaleur du condenseur sera produite à chaud et utilisera pour chauffer le produit dans la sécheuse et la chaleur froide de l'évaporateur sera utilisée dans le processus de déshumidification. [21]

$$A=15.49 ; B=2363 ; C=-22.62$$

- Température (K) :

$$T = \frac{B}{A - \ln(Ps \cdot 10^3)} - C \text{----- (II.2)}$$

$$A=15.49 ; B=2363 ; C=-22.62$$

- Enthalpie de la phase liquide [kJ/kg] :

$$H_{liq} = 0.0032 \cdot T^2 + 4.64T + 199.89 \text{----- (II.3)}$$

- Enthalpie de la phase vapeur [kJ/kg] :

$$H_{vap} = -0.0088 \cdot T^2 + 1.0377T + 1462.4 \text{----- (II.4)}$$

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

$$\rho_{liq} = -0.0025 \cdot T^2 - 1.3812 \cdot T + 638.66 \text{----- (II.5)}$$

- Volume massique de la phase liquide [m³/kg] :

$$V_{liq} = 1/\rho_{liq} \text{----- (II.6)}$$

- Volume massique de la phase vapeur [m³/kg] :

$$V_{vap} = 0.3166 \cdot e^{-0.035 \cdot T} \text{----- (II.7)}$$

- Masse volumique de la phase vapeur [kg/m³] :

$$\rho_{vap} = 1/V_{vap} \text{----- (II.8)}$$

- Entropie de la phase liquide [kJ/kg.K] :

$$S_{liq} = -2 \cdot 10^{-5} \cdot T^2 + 0.0169 \cdot T + 0.9995 \text{----- (II.9)}$$

- Entropie de la phase vapeur [kJ/kg.K] :

$$S_{vap} = 4 \cdot 10^{-5} \cdot T^2 - 0.0134 \cdot T + 5.6257 \text{----- (II.10)}$$

- Chaleur spécifique à pression constante de la phase liquide [KJ/Kg.K] :

$$C_{p_{liq}} = 4 \cdot 10^{-5} \cdot T^2 + 0.0063 \cdot T + 4.6124 \text{----- (II.11)}$$

- Chaleur spécifique à pression constante de la phase vapeur [KJ/Kg.K]

$$c_{p_{vap}} = 0.0001 \cdot T^2 + 0.0156 \cdot T + 2.6748 \text{----- (II.12)}$$

- Constante $\gamma_{vap}(C_p/C_v)_{vapeur}$:

$$\gamma_{vap} = 3 \cdot 10^{-5} \cdot T^2 + 0.0024 \cdot T + 1.3961 \text{----- (II.13)}$$

- Chaleur spécifique à volume constant de la phase vapeur [kJ/ kg.K] :

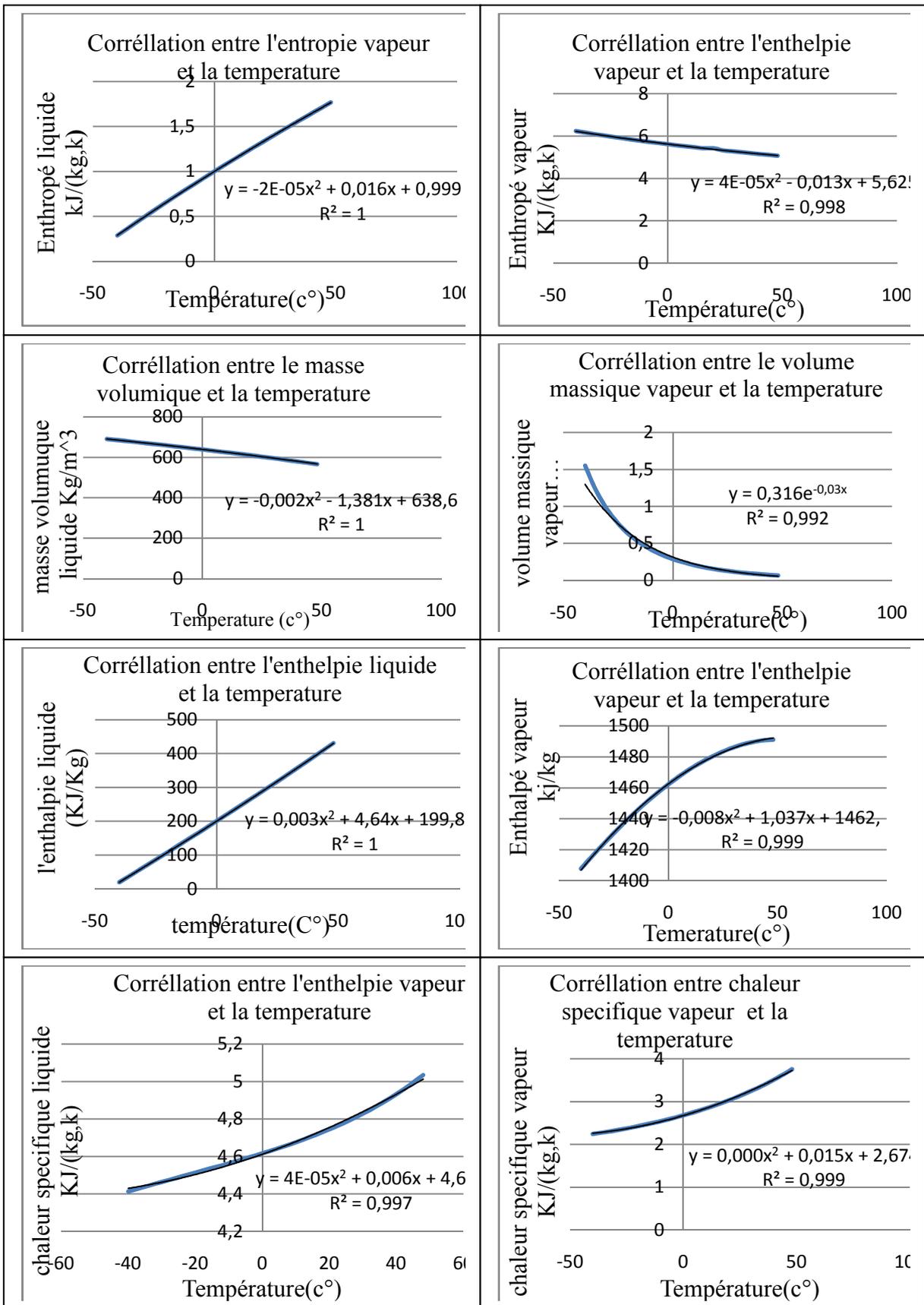
$$C_{v_{vap}} = C_{p_{vap}} / \gamma_{vap} \text{----- (II.14)}$$

- Viscosité de la phase liquide [μpa.s] :

$$\mu_{liq} = 0.0156 \cdot T s^2 - 2.0226 T s + 170.36 \text{----- (II.15)}$$

- Viscosité de la phase vapeur [μpa.s] :

$$\mu_{\text{vap}} = 3 \cdot 10^{-5} \cdot T_s^2 + 0.0308 \cdot T_s + 9.0533 \text{----- (II.16)}$$



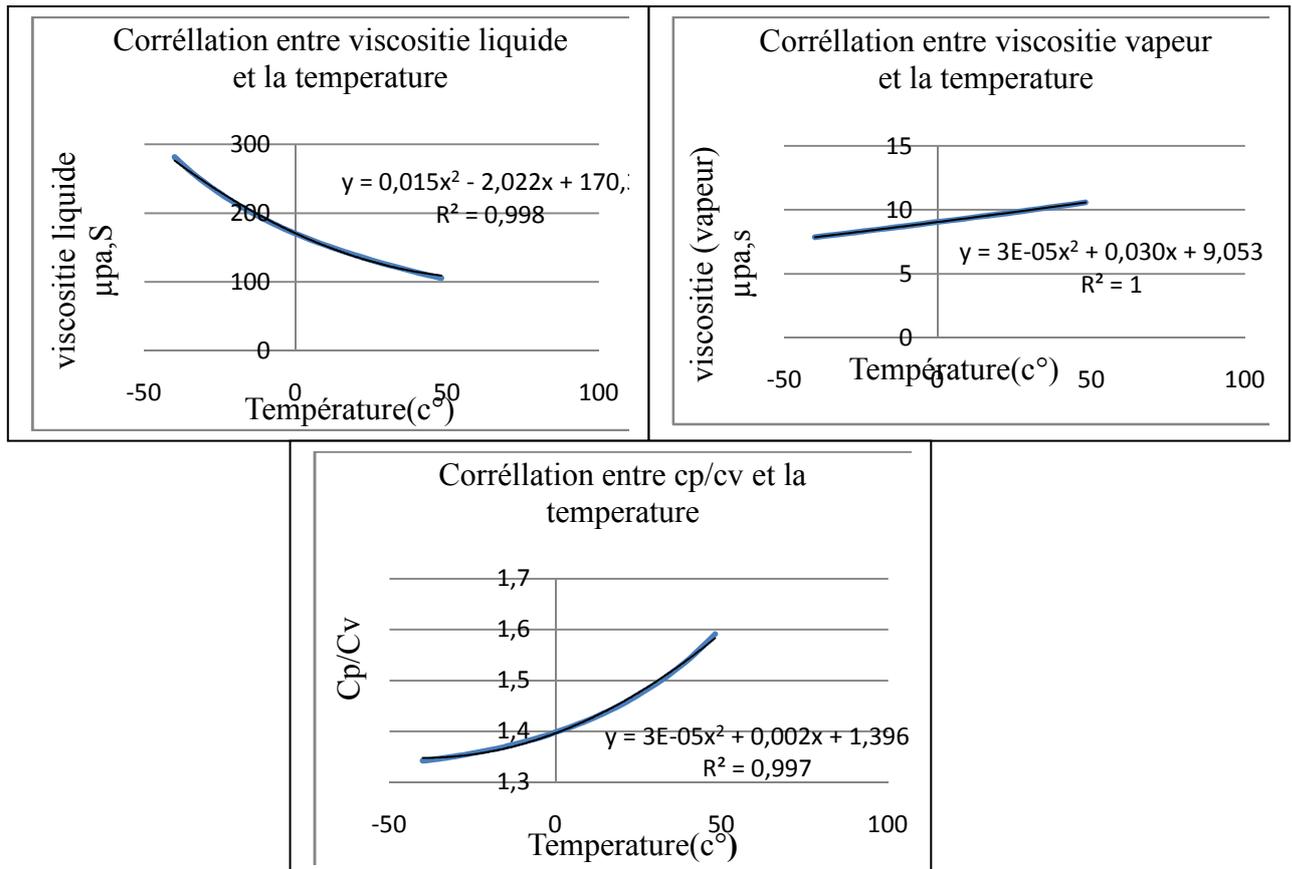


Figure II.1 : Graphes et équations des propriétés thermodynamiques du R717 déduite par Excel.

Ce même procédé s'applique au autre fluides frigorigènes.

II.2.3-Propriétés générales du fluide frigorigène R-600a :

Le fluide frigorigène l'isobutane R-600a est un hydrocarbure 'HC', Il a pour formule C_4H_{10} . Ses principales propriétés sont résumées dans le tableau suivant :

Propriété	Valeur
T d'ébullition (°C)	-11.7
T critique (°C)	134.98
P critique (bar)	37.2
Masse molaire (g/mol)	58.12
ODP	0
GWP	20

Tableau II.2: Caractéristiques physiques du R600a.

II.2.4-Simulation des propriétés thermodynamique du fluide R-600a à la saturation :

De même pour les principales propriétés thermodynamiques du fluide frigorigène R717 à l'état de saturation. Ces équations qui sont vérifier pour la marge de température $T = -30^{\circ}\text{C}$ à $T = 100^{\circ}\text{C}$, par utilisation du logiciel Excel en était déduit. Qui sont les suivantes :

- Pression à la saturation [Mpa] :

$$P_r = 7 \cdot 10^{-10} \cdot T_s^4 + 4 \cdot 10^{-7} \cdot T_s^3 + 8 \cdot 10^{-5} \cdot T_s^2 + 0.0056 \cdot T_s + 0.1569 \quad \text{(II.17)}$$

- Masse volumique de la phase liquide [kg/m^3] :

$$\rho_{\text{liq}} = -0.0038 T_s^2 - 1.1133 T_s + 581.81 \quad \text{(II.18)}$$

- Volume massique de la phase liquide [m^3/kg] :

$$V_{\text{liq}} = 1 / \rho_{\text{liq}} \quad \text{(II.19)}$$

- Volume massique de la phase vapeur [m^3/kg] :

$$V_{\text{vap}} = 0.02493 \cdot e^{-0.0287 T_s} \quad \text{(II.20)}$$

- Masse volumique de la phase vapeur [kg/m^3] :

$$\rho_{\text{vap}} = 1 / V_{\text{vap}} \quad \text{(II.21)}$$

- Enthalpie de la phase liquide à la saturation [kJ/kg] :

$$H_{\text{liq}} = 8 \cdot 10^{-8} \cdot T_s^4 + 2 \cdot 10^{-6} \cdot T_s^3 + 0.0027 \cdot T_s^2 + 2.2904 \cdot T_s + 200 \quad \text{(II.22)}$$

- Enthalpie de la phase vapeur à la saturation [kJ/kg] :

$$H_{\text{vap}} = -10^{-7} \cdot T_s^4 - 4 \cdot 10^{-7} \cdot T_s^3 + 0.0002 \cdot T_s^2 + 1.3368 \cdot T_s + 554.34 \quad \text{(II.23)}$$

- Entropie de la phase liquide [kJ/kg.K] :

$$S_{\text{liq}} = 10^{-10} \cdot T_s^4 + 2 \cdot 10^{-8} \cdot T_s^3 - 6 \cdot 10^{-6} \cdot T_s^2 + 0.0083 \cdot T_s + 1 \quad \text{(II.24)}$$

- Entropie de la phase vapeur [kJ/kg.K] :

$$S_{\text{vap}} = -10^{-10} \cdot T_s^4 - 7 \cdot 10^{-8} \cdot T_s^3 + 2 \cdot 10^{-5} \cdot T_s^2 + 0.0001 \cdot T_s + 2.2972 \quad \text{(II.25)}$$

- Chaleur spécifique à pression constante de la phase liquide [kJ/kg.K] :

$$C_{\text{pliq}} = 8 \cdot 10^{-9} \cdot T_s^4 - 6 \cdot 10^{-7} \cdot T_s^3 + 2 \cdot 10^{-5} \cdot T_s^2 + 0.006 \cdot T_s + 2.2808 \quad \text{(II.26)}$$

- Chaleur spécifique à pression constante de la phase vapeur [kJ/kg.K] :

$$C_{\text{pvap}} = 10^{-8} \cdot T_s^4 - 7 \cdot 10^{-7} \cdot T_s^3 + 2 \cdot 10^{-5} \cdot T_s^2 + 0.0071 \cdot T_s + 1.6183 \quad \text{(II.27)}$$

- Constante γ_{vap} (C_p/C_v) vapeur :

$$\gamma_{\text{vap}} = 5 \cdot 10^{-9} \cdot T_s^4 - 4 \cdot 10^{-7} \cdot T_s^3 + 6 \cdot 10^{-6} \cdot T_s^2 + 0.0007 \cdot T_s + 1.1302 \quad \text{(II.28)}$$

- Chaleur spécifique à volume constant de la phase vapeur [kJ/kg.K] :

$$C_{\text{v vap}} = C_{\text{p vap}} / \gamma_{\text{vap}} \quad \text{(II.29)}$$

- Viscosité de la phase liquide [$\mu\text{pa.s}$] :

$$\mu_{\text{liq}} = 200.98 * e^{-0.011 * T_s} \text{-----} \text{ (II.30)}$$

- Viscosité de la phase vapeur [$\mu\text{pa.s}$] :

$$\mu_{\text{vap}} = 10^{-8} * T_s^4 - 4 * 10^{-7} * T_s^3 + 2 * 10^{-5} * T_s^2 + 0.0251 * T_s + 6.8624 \text{-----} \text{ (II.31)}$$

II.2.5- Propriétés générales du fluide frigorigène R134a :

Le fluide frigorigène R134a est un hydrofluorocarbure ‘HFC’ de la famille de l’éthane. Il a pour formule organique $\text{CH}_2\text{F}-\text{CF}_3$. Ses principales propriétés sont résumées dans le tableau suivant: [15]

Propriété	Valeur
T d’ébullition ($^{\circ}\text{C}$)	-26.07
T critique ($^{\circ}\text{C}$)	101.06
P critique (MPa)	4.065
Masse molaire (kg/mol)	0.102
ODP	0
GWP100 (ans)	1300

Tableau II.3: Caractéristiques physiques du R134a.

II.2.6-Simulation des propriétés thermodynamique du fluide R134a à la saturation :

De même pour les principales propriétés thermodynamiques du fluide frigorigène R600a à l’état de saturation. Ces équations qui sont vérifiées pour la marge de température $T = -30^{\circ}\text{C}$ à $T = 60^{\circ}\text{C}$, par utilisation du logiciel Excel en était déduit. Qui sont les suivantes Pression [MPa] :

$$\ln(P_s) = A - \frac{B}{T+C} \text{-----} \text{ (II.32)}$$

$A = 14.41, B = 2094, C = -33.06.$

- Température [$^{\circ}\text{K}$] :

$$T = \frac{B}{A - \ln(P_s * 10^3)} - C \text{-----} \text{ (II.34)}$$

$A = 14.41, B = 2094, C = -33.06.$

- Masse volumique de la phase liquide [kg/m^3] :

$$\rho_{\text{liq}} = -0.00102 T_s^2 - 3.334 T_s + 1295.8 \text{-----} \text{ (II.35)}$$

- Volume massique de la phase liquide [m^3/kg] :

$$V_{liq} = 1 / \rho_{liq} \text{-----} \quad (\text{II.36})$$

- Volume massique de la phase vapeur [m³/kg] :

$$V_{vap} = 0.0738 * e^{-0.038 * T_s} \text{-----} \quad (\text{II.37})$$

- Masse volumique de la phase vapeur [kg/m³] :

$$\rho_{vap} = 1 / V_{vap} \text{-----} \quad (\text{II.38})$$

- Enthalpie de la phase liquide à la saturation [kJ/kg] :

$$H_{liq} = 0.0018 * T_s^2 + 1.3473 * T_s + 199.84 \text{-----} \quad (\text{II.39})$$

- Enthalpie de la phase vapeur à la saturation [kJ/kg] :

$$H_{vap} = -0.0018 * T_s^2 + 0.5774 * T_s + 398.85 \text{-----} \quad (\text{II.40})$$

- Entropie de la phase liquide [kJ/kg.K] :

$$S_{liq} = -3 * 10^{-6} * T_s^2 + 0.0049 * T_s + 0.9994 \text{-----} \quad (\text{II.41})$$

- Entropie de la phase vapeur [kJ/kg.K] :

$$S_{vap} = -3 * 10^{-6} * T_s^2 + 0.0006 * T_s + 1.7283 \text{-----} \quad (\text{II.42})$$

- Chaleur spécifique de la phase liquide [kJ/kg.K] :

$$C_{p_{liq}} = 4 * 10^{-5} * T_s^2 + 0.0028 * T_s + 1.3332 \text{-----} \quad (\text{II.43})$$

- Chaleur spécifique de la phase vapeur [kJ/kg.K] :

$$C_{p_{vap}} = 5 * 10^{-5} * T_s^2 + 0.0047 * T_s + 0.8864 \text{-----} \quad (\text{II.44})$$

- Constante γ_{vap} (C_p/C_v) vapeur :

$$\gamma_{vap} = 5 * 10^{-5} * T_s^2 + 0.0016 * T_s + 1.1702 \text{-----} \quad (\text{II.45})$$

- Chaleur spécifique à volume constant de la phase vapeur [kJ/kg.K] :

$$C_{v_{vap}} = C_{p_{vap}} / \gamma_{vap} \text{-----} \quad (\text{II.46})$$

- Viscosité de la phase liquide [$\mu\text{pa.s}$] :

$$\mu_{liq} = 272.71 * e^{-0.013 * T_s} \text{-----} \quad (\text{II.47})$$

- Viscosité de la phase vapeur [$\mu\text{pa.s}$] :

$$\mu_{vap} = 0.0001 * T_s^2 + 0.0416 * T_s + 10.696 \text{-----} \quad (\text{II.48}).$$

I.2.7- Propriétés générales du fluide frigorigène R407c :

le R407 est un mélange zéotrope ; R134a, de R125 et de R32. ces trois gaz ont des températures d'évaporation et de condensation différentes.

Propriété	Valeur
T d'ébullition (°C)	-43.4
T critique (°C)	86.2
P critique (MPa)	14.62
Masse molaire (g/mol)	86.204
GWP100 (ans)	1 610

Tableau II.4: Caractéristiques physiques du R407c.

II.2.8-Simulation des propriétés thermodynamique du fluide R407c :

De même pour les principales propriétés thermodynamiques du fluide frigorigène R134a à l'état de saturation. Ces équations qui sont vérifiées pour la marge de température $T = -10^{\circ}\text{C}$ à $T = 80^{\circ}\text{C}$, par utilisation du logiciel Excel en sont déduites. Qui sont les suivantes :

- Pression de la phase vapeur [MPa] :

$$P_{S_{\text{vap}}} = 0.270 * T_s^2 + 17.96 * T_s + 569.7 \text{-----} \text{ (II.49)}$$

- Pression de la phase liquide [MPa] :

$$P_{S_{\text{liq}}} = 0.264 * T_s^2 + 15.55 * T_s + 462.8 \text{-----} \text{ (II.50)}$$

- Enthalpie Liquide [kJ/kg] :

$$H_{\text{liq}} = 1.465 * T_s + 199.7 \text{-----} \text{ (II.51)}$$

- Enthalpie De La Vapeur Saturée [kJ/kg] :

$$H_{\text{vap}} = -0.002 * T_s^2 + 0.493 * T_s + 409.4 \text{-----} \text{ (II.52)}$$

- Entropie Liquide [kJ/kg °C] :

$$S_{\text{liq}} = 0.005 * T_s + 1 \text{-----} \text{ (II.53)}$$

- Entropie De La Vapeur Saturée [kJ/kg °C] :

$$S_{\text{vap}} = -0.001 * T_s + 1.775 \text{-----} \text{ (II.54)}$$

- Masse volumique de la phase liquide [kg/dm³] :

$$\rho_{\text{liq}} = -0.004 * T_s + 1.238 \text{-----} \text{ (II.55)}$$

- Volume massique de la phase liquide [dm³/kg] :

$$V_{liq} = 1/\rho_{liq} \text{ ----- (II.56)}$$

- Masse volumique de la phase vapeur [kg/dm³] :

$$\rho_{vap} = 0.037*Ts^2 + 0.148*Ts + 22.15 \text{ ----- (II.57)}$$

- Volume massique de la phase vapeur [dm³/kg] :

$$V_{vap} = 1/ \rho_{vap} \text{ ----- (II.58)}$$

- Chaleur spécifique à pression constante de la phase liquide [KJ/Kg.c°] :

$$Cp_{liq} = 1.501*Ps^2 - 0.148*Ps + 14.71 \text{ ----- (II.59)}$$

- Chaleur spécifique à pression constante de la phase vapeur [KJ/Kg.c°] :

$$Cp_{vap} = 2.161*Ps^2 - 12.43*Ps + 19.86 \text{ ----- (II.60)}$$

- Constante γ_{vap} (Cp/Cv) vapeur :

$$\gamma_{vap} = 1.725*Ps^2 - 9.929*Ps + 16.22 \text{ ----- (II.61)}$$

- Chaleur spécifique à volume constant de la phase vapeur [KJ/Kg.c°] :

$$Cv_{vap} = Cp_{vap}/ \gamma_{vap} \text{ ----- (II.62)}$$

- Viscosité de la phase liquide [μ pa.s] :

$$\mu_{liq} = -24.29*Ps + 159.8 \text{ ----- (II.63)}$$

- Viscosité de la phase vapeur [μ pa.s] :

$$\mu_{vap} = 1.447*Ps^2 - 6.529*Ps + 22.52 \text{ ----- (II.64)}$$

II.2.9-Coefficients des corrélations des propriétés thermodynamiques des frigorigènes :

Avec utilisation du logiciel Excel (courbe de tendance) et les tableaux qui sont dans l'annexe on a déduit les équations des propriétés thermodynamiques des fluides frigorigènes R717, R600a, R134a, R407c, et ci-dessous c'est un résumé de ces équations et un tableau des coefficients de corrélations :

- Pour les équations polynomiales : a1, a2, a3, a4, a5.

$$y = a5 * Ts^4 - a4 * Ts^3 + a3 * Ts^2 + a2 * Ts + a1$$

- Pour les équations exponentielles : b1, b2.

$$y = b2 * e^{b1*Ts}$$

- Pression [MPa] :

$$\ln(Ps) = A - (B/(T+C))$$

Chapitre II : Modélisation des propriétés thermodynamiques des fluides frigorigènes.

- Température [°K] :

$$T = (B/ A - \ln (Ps * 10^3)) - C$$

- Volume massique de la phase liquide [m³/kg] :

$$V_{liq} = 1 / \rho_{liq}$$

- Masse volumique de la phase vapeur [kg/m³] :

$$\rho_{vap} = 1 / V_{vap}$$

- Chaleur spécifique à volume constant de la phase vapeur [KJ/Kg.K] :

$$Cv_{vap} = Cp_{vap} / \gamma_{vap}$$

Tableau II.5 : Résumé des équations..

Paramètre	R717a	R134a	R407c	R600a
Equation de la température				
A	15.49	14.41	-	-
B	2363	2094	-	-
C	-22.62	-33.06	-	-
Equation de la pression				
A	15.49	14.41	-	-
B	2363	2094	-	-
C	-22.62	-33.06	-	-
a1	-	-	0.270	0.1569
a2	-	-	17.96	0.0056
a3	-	-	569.7	8.10 ⁻⁵
a4	-	-	-	4.10 ⁻⁷
a5	-	-	-	7.10 ⁻¹⁰

Equation de l'enthalpie de la phase liquide				
a1	199.89	199.84	199.7	200
a2	4.64	1.3473	1.465	2.2904
a3	0.0032	0.0018	-	0.0027
a4	-	-	-	2.10 ⁻⁶
a5	-	-	-	8.10 ⁻⁸
Equation de l'enthalpie de la phase vapeur				
b1	-	-	-	-
b2	-	-	-	-
a1	1462.4	398.85	4.09.4	554.34
a2	1.0377	0.5774	0.493	1.3368
a3	0.0088	-0.0018	-0.002	0.0002
a4	-	-	-	-4.10 ⁻⁷
a5	-	-	-	10 ⁻⁷

Equation de la masse volumique de la phase liquide				
a1	638.66	1295.8	22.15	581.81
a2	-1.3812	-3.334	0.148	-1.1133
a3	-0.0025	-0.00102	0.037	-0.0038
a4	-	-	-	-
Equation du volume massique de la phase vapeur				
b1	-0.035	-0.038	1.238	-0.028
b2	0.3166	0.0738	-0.004	0.02493

Equation de l'entropie de la phase liquide				
a 1	-9995	199.84	1	1
a2	0.0169	1.3473	0.005	0.0083
a3	-2.10^{-5}	0.0018	-	-6.10^{-6}
a4	-	-	-	2.10^{-8}
a5	-	-	-	10^{-10}
Equation de l'entropie de la phase vapeur				
a1	5.6257	1.7283	1.775	2.2972
a2	-0.0134	0.0006	-0.001	0.0001
a3	-4.10^{-5}	3.10^{-6}	-	2.10^{-5}
a4	-	-	-	-7.10^{-8}
a5	-	-	-	-10^{-10}

Equation du Cp de la phase liquide				
a1	4.6124	1.3332	14.71	2.2808
a2	0.0063	0.0028	-0.148	0.006
a3	$4*10^{-5}$	$4*10^{-5}$	1.501	2.10^{-5}
a4	-	-	-	6.10^{-7}
a5	-	-	-	8.10^{-9}
Equation du Cp de la phase vapeur				
a1	2.6748	0.8864	19.86	1.6183
a2	0.0156	0.0047	-12.43	0.0071
a3	0.00012	5.10^{-5}	2.161	2.10^{-5}
a4	-	-	-	-7.10^{-7}
a5	-	-	-	10^{-8}
Equation de la constante γ vapeur				
a1	1.3961	1.1702	16.22	1.1302
a2	0.0024	0.0016	-9.929	0.0007
a3	3.10^{-5}	5.10^{-5}	1.725	6.10^{-6}
a4	-	-	-	-4.10^{-7}
a5	-	-	-	5.10^{-9}

Equation de la viscosité de la phase liquide				
b1	-	-0.013	-	-0.011
b2	-	272.71	-	20098
a1	170.36	-	159.8	-
a2	-2.0226	-	-24.29	-
a3	0.0156	-	-	-
a4	-	-	-	-
a5	-	-	-	-
Equation de la viscosité de la phase vapeur				
a1	9.0533	10.696	22.52	6.8624
a2	0,0308	0.0416	-6.529	0.0251
a3	3.10^{-5}	0.0001	1.447	2.10^{-5}
a4	-	-	-	-4.10^{-7}
a5	-	-	-	10^{-8}

II.3- Sous-refroidissement et surchauffe, désurchauffe :

II.3.1-Sous-refroidissement :

Le réfrigérant liquide condensé est sous-refroidi en général à une température inférieure à la température de saturation correspondant à la pression de condensation du fluide frigorigène. Ceci est fait pour augmenter l'effet frigorigène. Le degré de sous-refroidissement dépend principalement de la température du liquide de refroidissement (par exemple, l'air atmosphérique, l'eau de surface ou l'eau de puits) lors de la condensation, et la construction et de la capacité du condenseur.

L'enthalpie du fluide frigorigène sous-refroidi liquide h_{sr} [kJ/kg] peut être calculée comme :

$$H_{\text{sous-refroidi}} = H_{\text{saturé}} - C_{p\text{liq}} (T_{\text{saturation}} - T_{\text{sous-refroidi}}) \text{-----} \text{(II.65)}$$

II.3.2- Surchauffe :

L'enthalpie du fluide frigorigène surchauffée liquide $h_{\text{surchauffe}}$ [kJ/kg] peut être calculée comme :

$$H_{\text{surchauffe}} = H_{\text{saturé}} + C_{p\text{vap}} (T_{\text{surchauffe}} - T_{\text{saturation}}) \text{-----} \text{(II.66)}$$

II.3.3- Désurchauffe :

L'enthalpie du fluide frigorigène désurchauffée liquide $h_{\text{désurchauffe}}$ [kJ/kg] peut être calculée comme :

$$H_{\text{désurchauffe}} = H_{\text{saturé}} + C_{p\text{vap}} (T_{\text{désurchauffe}} - T_{\text{saturation}}) \text{-----} \text{(II.67)}$$

[15]

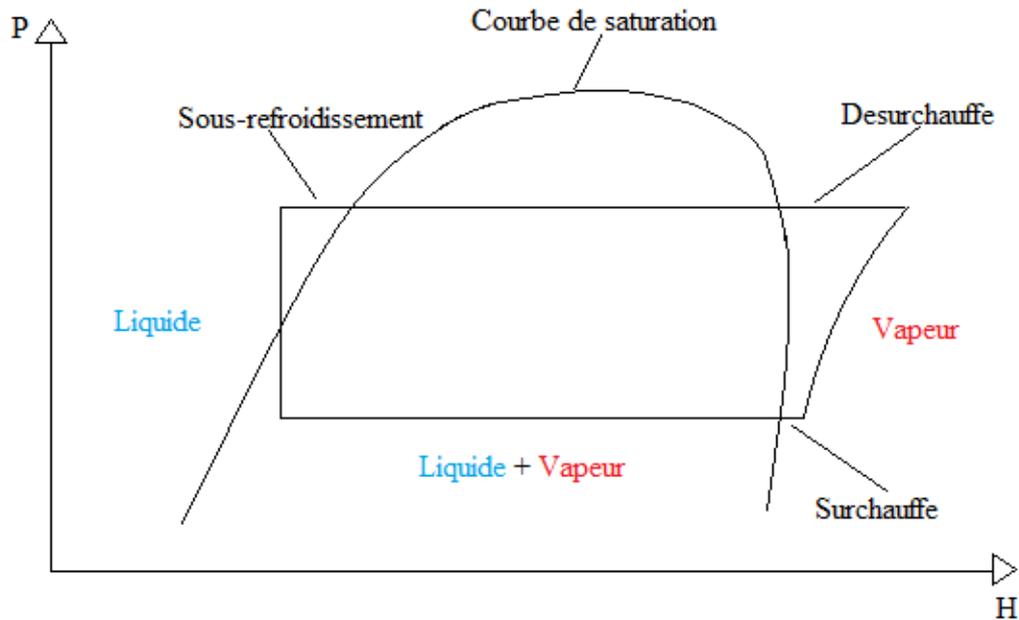


Figure II.2 : Courbe représentant le Sous-refroidissement, la surchauffe, la désurchauffe

Conclusion :

Pour sélectionner le choix d'un fluide frigorigène il convient donc de garder à l'esprit ces spécificités lors de leur utilisation et d'adopter les mesures de prévention adéquates qui doit permettre d'atteindre un niveau d'hygiène et de sécurité convenable.

III.1. Introduction :

Dans la première partie de ce chapitre, on s'intéresse au dimensionnement de condenseurs à contre-courant (avec fluide frigorigène R600a). Dans la deuxième partie on s'intéresse aux calculs et résultats des installations de PAC bi-étagées. La simulation des propriétés thermodynamiques des différents fluides frigorigères est aussi présentée dans cette deuxième partie de ce chapitre. Cette étude globale permettra de déterminer les performances de ces installations.

Les étapes de l'étude sont présentées dans l'organigramme ci-dessous :

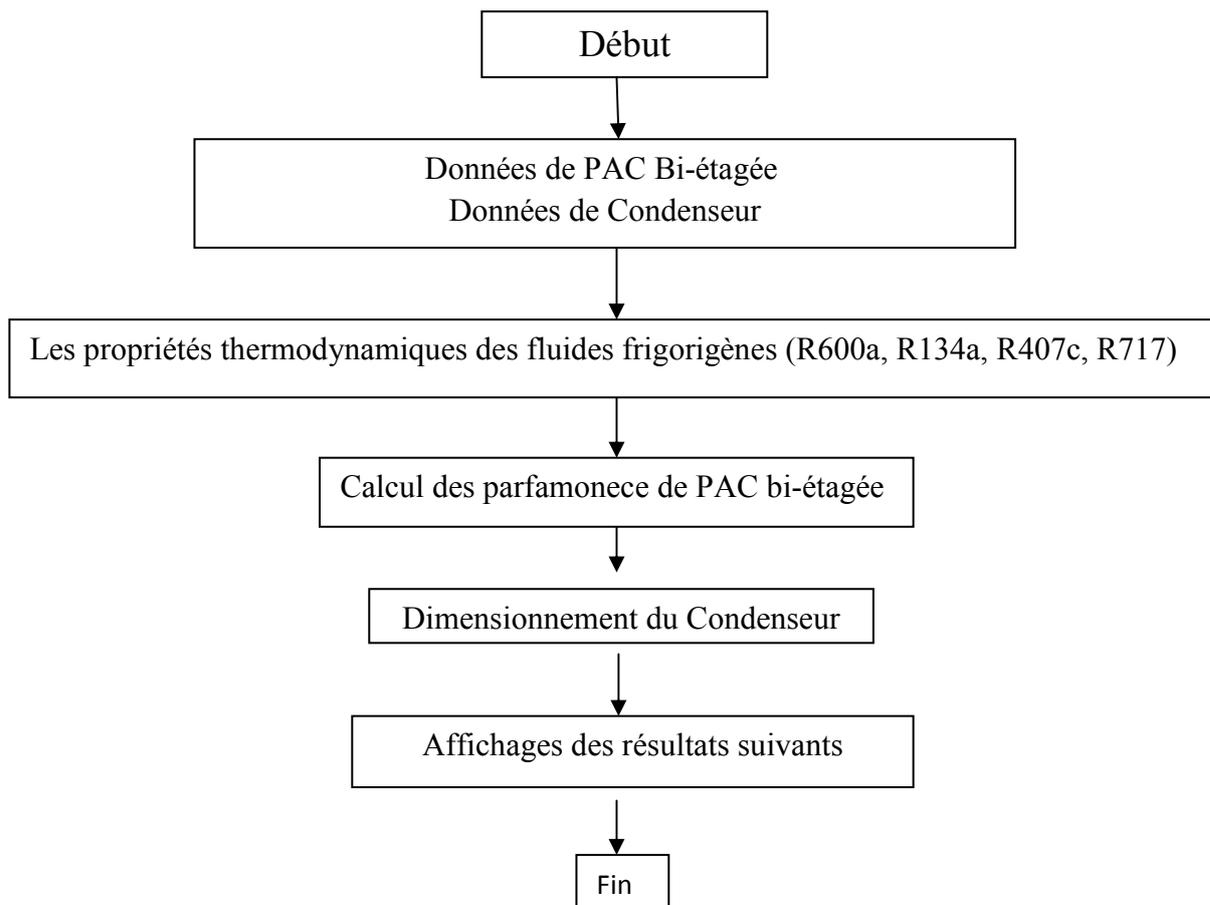


Figure III.1: organigramme de calcul du dimensionnement de condenseur et les performances d'une PAC

III.2. Dimensionnement du condenseur :

Le dimensionnement d'un échangeur de chaleur peut se faire de deux manières :

- La méthode ΔTLM
- La méthode $NUT-\epsilon$

Les deux méthodes permettent d'aboutir aux mêmes résultats, cependant la seconde connaît une plus grande utilisation dans la pratique.

La méthode $NUT-\epsilon$ est utilisée lors de la détermination de la puissance thermique échangée et des températures de sortie des fluides à partir des températures d'entrée et de la surface d'échange. Cette démarche correspond à la simulation du fonctionnement, après sélection, d'un échangeur existant.

Pour notre cas nous avons choisi la méthode ΔTLM qui correspond mieux à nos données.

Le condenseur est un échangeur dans lequel le fluide frigorigène gazeux, après compression, est condensé à température constante en libérant dans le médium (air ou eau) la chaleur récupérée à l'évaporateur plus la chaleur de compression.

Le condenseur se divise en trois parties délimitées par les paramètres de fonctionnement (figure III.2) :

- la zone de désurchauffe.
- la zone de condensation.
- la zone de sous refroidissement. [19]

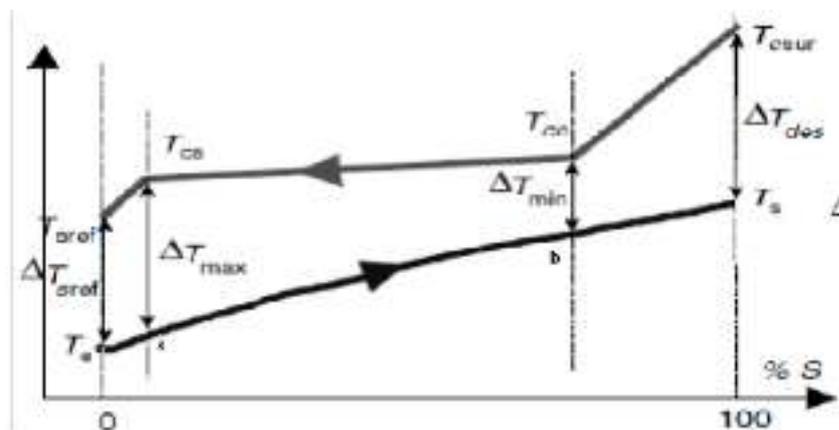


Figure III.2 : Profil de température dans un condenseur à circulation contre-courant

III.2.1-Calcul de la chaleur transférée :

- pendant la désurchauffe :

$$Q_{cdes} = Q_1 = \dot{m} (h_2 - h_3) \text{-----(III.1)}$$

- pendant la condensation :

$$Q_c = Q_2 = \dot{m} (h_3 - h_4) \text{-----(III.2)}$$

- pendant le sous-refroidissement :

$$Q_{csref} = Q_3 = \dot{m} (h_4 - h_5) \text{----- (III.3)}$$

III.2.2-Les températures de l'air aux points a et b:

En utilisant pratiquement le même mode opératoire que pour l'évaporateur :[17]

$$X_1 = \frac{h_4 - h_5}{h_2 - h_5} \text{-----(III.4)}$$

$$X_2 = \frac{h_3 - h_4}{h_2 - h_5} \text{-----(III.5)}$$

$$X_3 = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_5} \text{-----(III.6)}$$

$$T_a = T_e + (X_1 \times (T_s - T_e)) \text{-----(III.7)}$$

$$T_b = T_s - (X_3 \times (T_s - T_e)) \text{-----(III.8)}$$

III.2.3 - Méthode ΔTLM :

- Dans la zone de désurchauffe :

$$\Delta TLM_1 = \frac{\Delta T_{max} - \Delta T_{des}}{\ln \left(\frac{\Delta T_{max}}{\Delta T_{des}} \right)} \text{-----(III.9)}$$

$$\text{avec : } \Delta T_{max} = T_{cs} - T_a \quad \text{et : } \Delta T_{des} = T_{csur} - T_s$$

- Dans la zone de condensation :

$$\Delta TLM_2 = \frac{\Delta T_{max} - \Delta T_{min}}{\ln \left(\frac{\Delta T_{max}}{\Delta T_{min}} \right)} \text{-----(III.10)}$$

avec : $\Delta T_{max} = T_{cs} - T_a$ et : $\Delta T_{min} = T_{ce} - T_b$

- Dans la zone de sous-refroidissement :

$$\Delta TLM_3 = \frac{\Delta T_{sref} - \Delta T_{min}}{\ln\left(\frac{\Delta T_{sref}}{\Delta T_{min}}\right)} \text{-----(III.11)}$$

avec : $\Delta T_{sref} = T_{csref} - T_e$ et : $\Delta T_{min} = T_{ce} - T_b$

III.2.4- Surface d'échange :

- Dans la zone de désurchauffe :

$$S_1 = \frac{Q_1}{U \times \Delta TLM_1 \times X_1} \text{-----(III.12)}$$

- Dans la zone de condensation :

$$S_2 = \frac{Q_2}{U \times \Delta TLM_2 \times X_2} \text{-----(III.13)}$$

- Dans la zone de sous-refroidissement :

$$S_3 = \frac{Q_3}{U \times \Delta TLM_3 \times X_3} \text{-----(III.14) [17]}$$

Tableau III.1 : Données de calcul du condenseur.

Débit fluide frigorigène.	10.10 ⁻³	(Kg/s)
Enthalpie entré condenseur zone désurchauffe (H2).	664.2536	(Kj/Kg)
Enthalpie condenseur à la saturation (H3).	658.4366	(Kj/Kg)
Enthalpie condenseur à la saturation (H4).	405.2516	(Kj/Kg)
Enthalpie sortie condenseur zone sous-refroidissement(H5).	390.6546	(Kj/Kg)
Température fluide frigorigène à la désurchauffe (Tcdes)	85.43	(°c)
Température à la condensation du fluide frigorigène Tc (Tce, Tcs)	80.15	(°c)
Température fluide frigorigène au sous-refroidissement(Tcsou)	75.15	(°c)
Température entré d'air (Te).	25	(°c)
Température sortie d'air (Ts).	70	(°c)
Coefficient d'échange global à la désurchauffe (U3).	4500	(W/m ² .K)
Coefficient d'échange global à la condensation(U4).	600	(W/m2.K)
Coefficient d'échange global au sous-refroidissement (U5).	1500	(W/m2.K)
Diamètre de condensation(D1).	6.35. 10 ⁻³	(tube ¼) (m)
Diamètre de condensation (D2).	9.52 .10 ⁻³	(tube 3/8) (m)

Tableau III.2 : Résultats de calcul du condenseur

Chaleur transférée Pendant la désurchauffe (Q1).	58.1700	(W)
Chaleur transférée Pendant la condensation (Q2).	2531.8	(W)
Chaleur transférée Pendant le sous-refroidissement (Q3).	145.9760	(W)
X1	0.0534	--
X2	0.9254	--
X3	0.0213	--
Température de l'air au point a (Ta).	27.4009	(°c)
Température de l'air au point b (Tb).	69.0433	(°c)
DTLM1	30.3597	--
DTLM2	26.7282	--
DTLM3	51.4386	--
Section de désurchauffe(S1).	0.0200	(m ²)
Section de condensation (S2).	0.1706	(m ²)
Section de sous-refroidissement (S3).	0.0355	(m ²)
Longueur de désurchauffe(L1).	1.0044	(tube 1/4) (m)
Longueur de condensation (L2).	8.5564	(tube 1/4) (m)
Longueur de sous-refroidissement (L3).	1.7784	(tube 1/4) (m)
Longueur de désurchauffe (L1).	0.6699	(tube 3/8) (m)
Longueur de condensation (L2).	5.7073	(tube 3/8) (m)
Longueur de sous-refroidissement (L3).	1.1862	(tube 3/8) (m)

III.3-Calcul des performances d'une installation de PAC :

Tableau III.3 : Données des performances d'une installation bi-étagée.

Basse Pression.	0.4041403	(MPa)
Pression intermédiaire.	0.736571	(MPa)
Haut Pression.	1.3424477	(MPa)
ΔT désurchauffe.	8	(°c)
ΔT sous-refroidissement.	5	(°c)
Débit fluide frigorigène.	2.372	(kg/s)

III.3.1. Cycle mono-étagé:

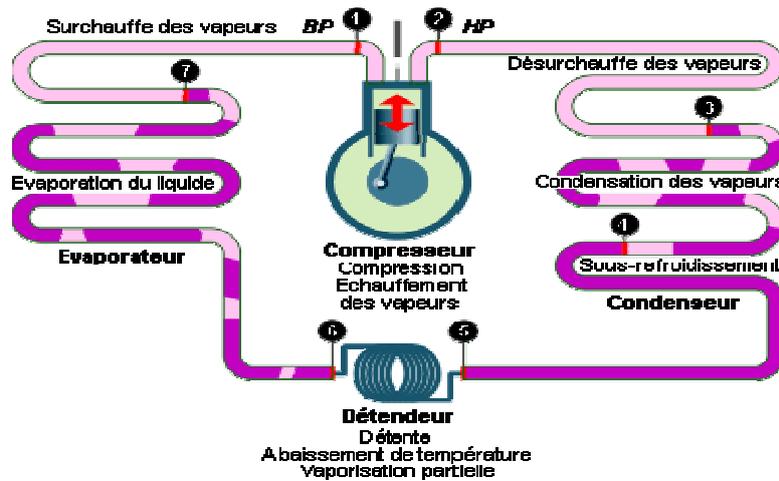


Figure III.3 : Schéma d'une installation PAC. [16]

• **Températures :**

$$T_1 = T_7 + \Delta T_{surchauffe} \text{-----} (III.15)$$

$$T_2 = T_3 + \Delta T_{desurchauffe} \text{-----} (III.16)$$

$$T_5 = T_4 - \Delta T_{sous\ refroidissement} \text{-----} (III.17)$$

$$T_{2is} = T_3 \times e^{(S_{2is} - S_3) / Cp_{vapeur}(P2)} \text{-----} (III.18)$$

• **Enthalpie :**

$$H_1 = H_7 + Cp_{vapeur}(P1) \times \Delta T_{surchauffe} \text{-----} (III.19)$$

$$H_2 = H_3 + Cp_{vapeur}(P2) \times \Delta T_{desurchauffe} \text{-----} (III.20)$$

$$H_5 = H_4 - Cp_{liquide}(P2) \times \Delta T_{sous\ refroidissement} \text{-----} (III.21)$$

$$H_6 = H_5 \text{-----} (III.22)$$

• **Entropie :**

$$S_1 = S_7 + Cp_{vapeur}(P1) \times \ln\left(\frac{T_1}{T_7}\right) \text{-----} (III.23)$$

$$S_{2is} = S_3 + Cp_{vapeur}(P2) \times \ln\left(\frac{T_{2is}}{T_3}\right) \text{-----} (III.24)$$

Avec : $(S_{2is} = S_1)$

• **Coefficient de performance :**

$$COP_{chaud} = \frac{\text{chaleur degagée}}{\text{travail compresseur}} = \frac{Q_{chaud}}{W_{comp}} = \frac{h_2 - h_5}{h_2 - h_1} \text{-----} (III.25)$$

• Puissance calorifique :

Q_C : chaleur dégagée par le fluide au cours d'un cycle.

$$\dot{Q}_C = \dot{m} \Delta h_{\text{condenseur}} = \dot{m} (h_2 - h_5) \text{-----(III.26)}$$

III.3.2-Injection totale (flash):

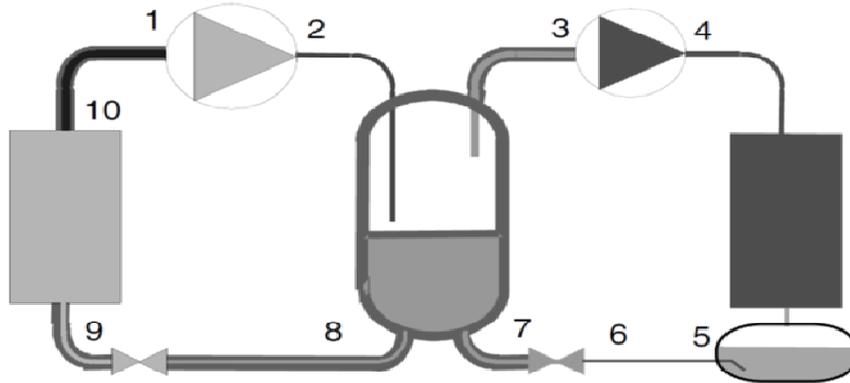


Figure III.4: Schéma d'une installation bi-étagée à injection totale.

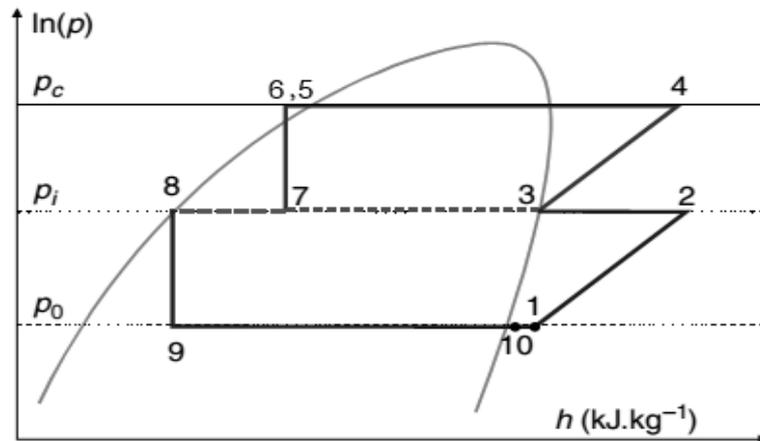


Figure III.5 : Cycle bi-étagé à injection totale (flash)

III.3.2.1 Détermination des caractéristiques principales :

On suppose que la pression intermédiaire soit déjà fixée, son choix sera traité ultérieurement. Le choix des autres grandeurs internes est réalisé de la même façon que pour les cycles mono-étagés. On détermine alors les débits massiques suivants :

Puissance frigorifique :

Q_0 : chaleur absorbée par le fluide au cours d'un cycle.

$$Q_0 = \dot{m} \Delta h_{\text{absorbeur}} = \dot{m} (h_1 - h_9) \text{-----(III.27)}$$

Débit massique de vapeurs aspiré par le compresseur BP :

$$\dot{m}_B = \frac{\dot{Q}_0}{h_{10} - h_9} \text{----- (III.28)}$$

Débit volumique que doit aspirer le compresseur :

$$\dot{V}_{asp,B} = \dot{m}_B v_1'' \text{----- (III.29)}$$

Débit massique de vapeurs aspiré par le compresseur HP :

On déduit ce dernier d'un bilan enthalpique sur la bouteille séparatrice :

$$\dot{m}_B h_2 - \dot{m}_H h_3 + \dot{m}_H h_6 - \dot{m}_B h_8 + \dot{Q}_p = 0 \text{----- (III.30)}$$

\dot{Q}_p : représente la puissance thermique reçue par la bouteille intermédiaire (pertes par l'isolation). Il vient :

$$\dot{m}_H = \dot{m}_B \frac{h_2 - h_8}{h_3 - h_6} + \frac{\dot{Q}_p}{h_3 - h_6} \text{----- (III.31)}$$

En négligeant les pertes sur la bouteille, on peut montrer que le débit \dot{m}_H dans le circuit HP est égal à la somme du débit \dot{m}_B dans le circuit BP et d'un débit de vapeur provenant de la bouteille intermédiaire résultant, d'une part, de la vapeur produite au cours de la détente dans le circuit HP et, d'autre part, du liquide vaporisé pour assurer la désurchauffe des vapeurs provenant du compresseur BP.

En effet, pour une bouteille adiabatique, on obtient simplement :

$$\dot{m}_H (h_3 - h_6) = \dot{m}_B (h_2 - h_8) \text{----- (III.32)}$$

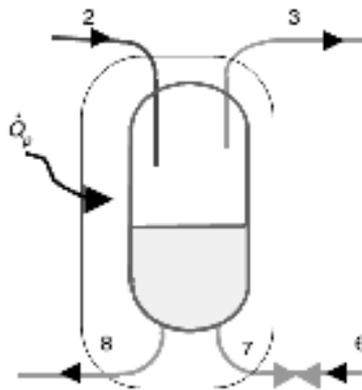


Figure III.6 : Bouteille BP.

Au point 7, sortie du détendeur HP, le débit \dot{m}_H est partiellement vaporisé, et l'on peut écrire : [15]

$$\dot{m}_H = \dot{m}_{7,v} + \dot{m}_{7,l} = \dot{m}_H \frac{h_3 - h_6}{h_3 - h_8} + \dot{m}_H \frac{h_6 - h_8}{h_3 - h_8} \text{----- (III.33)}$$

Donc :

$$\dot{m}_H = \dot{m}_B + \dot{m}_B \frac{h_2 - h_3}{h_3 - h_8} + \dot{m}_H \frac{h_6 - h_8}{h_3 - h_8} \text{----- (III.34)}$$

Les autres grandeurs sont calculées de la même façon que pour un cycle mono-étagé.

- **Températures :**

$$T_1 = T_{10} + \Delta T_{\text{surchauffe}} \text{----- (III.35)}$$

$$T_2 = T_3 + \Delta T_{\text{desurchauffe}} \text{----- (III.36)}$$

$$T_4 = T_{4'} + \Delta T_{\text{desurchauffe}} \text{----- (III.37)}$$

$$T_6 = T_5 - \Delta T_{\text{sous refroidissement}} \text{----- (III.38)}$$

- **Enthalpies :**

$$H_1 = H_{10} + C_{p_{\text{vapeur}}}(P_o) \times \Delta T_{\text{surchauffe}} \text{----- (III.39)}$$

$$H_2 = H_3 + C_{p_{\text{vapeur}}}(P_i) \times \Delta T_{\text{desurchauffe}} \text{----- (III.40)}$$

$$H_4 = H_{4'} + C_{p_{\text{vapeur}}}(P_c) \times \Delta T_{\text{desurchauffe}} \text{----- (III.41)}$$

$$H_6 = H_5 - C_{p_{\text{liquide}}}(P_c) \times \Delta T_{\text{sous refroidissement}} \text{----- (III.42)}$$

$$H_7 = H_6 \text{----- (III.43)}$$

$$H_9 = H_8 \text{----- (III.44)}$$

- **Coefficient de performance :**

$$COP_{\text{chaud}} = \frac{\text{chaleur dégagée}}{\text{la somme de travail des compresseurs}}$$

$$= \frac{Q_{\text{chaud}}}{W_{BP} + W_{HP}} = \frac{\dot{m}_H (H_4 - H_6)}{\dot{m}_B (H_2 - H_1) + \dot{m}_H (H_4 - H_3)} \text{----- (III.45)}$$

- **Puissance calorifique :**

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_H \Delta h_{\text{condenseur}}$$

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_H (H_4 - H_6) \text{----- (III.46)}$$

Q_c : chaleur dégagée par le fluide au cours d'un cycle. [16]

Tableau III.4 : Résultats des propriétés des fluides frigorigènes bi-étagé à Injection totale.

paramètre Point	R600a				R134a			
	T(k)	P(MPa)	H (kj/kg)	Cp (kj/kg.k)	T(k)	P (MPa)	H (kj/kg)	Cp (kj/kg.k)
1	308.15	0.41	603.9308	--	308.15	0.7782	419.9902	--
2	333.2136	0.7452	634.1568	--	344.0056	1.4259	430.7734	--
3	325.95	0.7452	624.8388	2.0250	325.95	1.4259	424.3767	1.2755
4	358.43	1.3545	664.2536	--	369.8784	2.6126	444.6459	--
4'	353.15	1.3545	658.4366	2.3681	353.15	2.6126	424.9716	1.5843
5	353.15	1.3545	405.2516	2.9194	353.15	2.6126	314.2261	1.8146
6	348.15	1.3545	390.6546	--	348.15	2.6126	305.1532	--
7	325.95	0.7452	390.6546	--	325.95	1.4259	305.1532	--
8	325.95	0.7452	329.7724	2.6337	325.95	1.4259	273.9674	1.5936
9	303.15	0.41	329.7724	--	303.15	0.7782	273.9674	--
10	303.15	0.41	594.7327	1.8396	303.15	0.7782	414.6224	1.0736

Tableau III.5 : Résultats des performances d'une installation PAC bi-étagée à Injection totale.

Performance Fluide frigorigène	COP	Puissance calorifique (watt)	$W_{\text{compresseur}}$ (watt)
R600a	4.51	$6.18 \cdot 10^5$	$7.96 \cdot 10^4$
R134a	4.3551	$1.038 \cdot 10^6$	$1.26 \cdot 10^5$

III.3.3- Cycle bi-étagée en cascade:

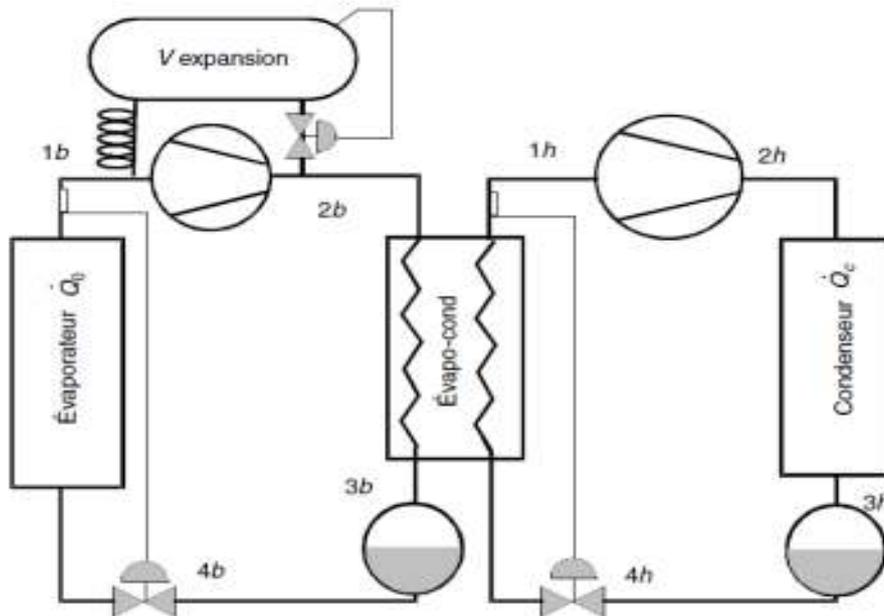


Figure III.7 : Schéma d'une installation bi étagé en cascade.

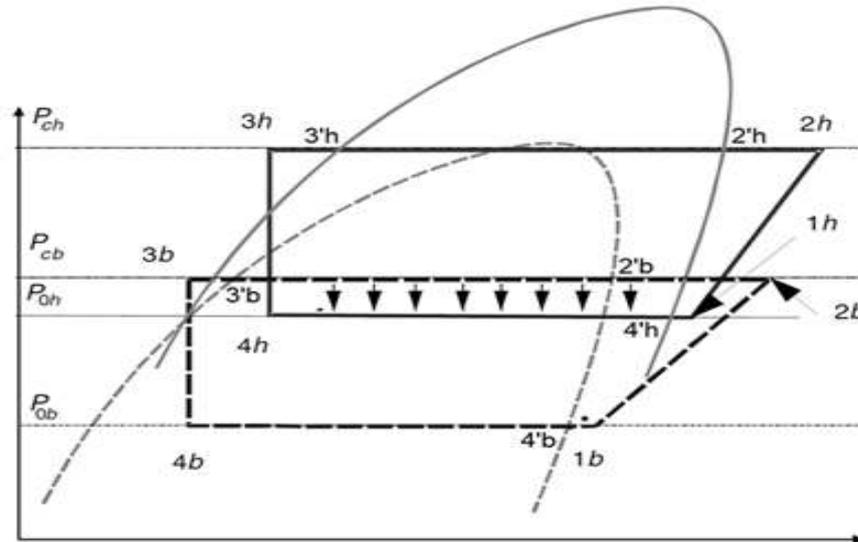


Figure III.8: Cycle bi étagé en cascade.

Le débit massique dans la cellule basse température est déduit d'un bilan à l'évaporateur, celui dans la cellule haute température, d'un bilan enthalpique sur l'évaporateur :

$$\dot{m}_B = \frac{\dot{Q}_0}{h_{1B} - h_{4B}} \text{----- (III.47)}$$

$$\dot{m}_H = \dot{m}_B \frac{h_{2B} - h_{3B}}{h_{1H} - h_{4H}} \text{----- (III.48)}$$

Le taux de compression global est donné par :

$$\tau = \frac{P_2}{P_1} \text{ et } \frac{P_i}{P_1} = \frac{\sqrt{P_1 P_2}}{P_1} = \sqrt{\frac{P_2}{P_1}} \text{----- (III.49)}$$

• **Températures :**

$$T_{1b} = T_{4'b} + \Delta T_{\text{surchauffe}} \text{----- (III.50)}$$

$$T_{2b} = T_{2'b} + \Delta T_{\text{desurchauffe}} \text{----- (III.51)}$$

$$T_{3b} = T_{3'b} - \Delta T_{\text{sous refroidissement}} \text{----- (III.52)}$$

$$T_{1h} = T_{4'h} + \Delta T_{\text{surchauffe}} \text{----- (III.53)}$$

$$T_{2h} = T_{2'h} + \Delta T_{\text{desurchauffe}} \text{----- (III.54)}$$

$$T_{3h} = T_{3'h} - \Delta T_{\text{sous refroidissement}} \text{----- (III.55)}$$

• **Enthalpies :**

$$H_{1b} = H_{4'b} + Cp_{vapeur}(P1) \times \Delta T_{surchauffe} \text{-----} \text{ (III.56)}$$

$$H_{2b} = H_{2'b} + Cp_{vapeur}(P2) \times \Delta T_{desurchauffe} \text{-----} \text{ (III.57)}$$

$$H_{3b} = H_{3'b} - Cp_{liquid}(P2) \times \Delta T_{sous\ refroidissement} \text{-----} \text{ (III.58)}$$

$$H_{1h} = H_{4'h} + Cp_{vapeur}(P2) \times \Delta T_{surchauffe} \text{-----} \text{ (III.59)}$$

$$H_{2h} = H_{2'h} + Cp_{vapeur}(P3) \times \Delta T_{desurchauffe} \text{-----} \text{ (III.60)}$$

$$H_{3h} = H_{3'h} - Cp_{liquid}(P3) \times \Delta T_{sous\ refroidissement} \text{-----} \text{ (III.61)}$$

$$H_{4b} = H_{3b} \text{-----} \text{ (III.62)}$$

$$H_{2'b} = H_{4'h} \text{-----} \text{ (III.63)}$$

$$H_{4h} = H_{3h} \text{-----} \text{ (III.64)}$$

• **Coefficient de performance :**

$$COP_{chaud} = \frac{\text{chaleur dégagée}}{\text{la somme de travail des compresseurs}}$$

$$= \frac{Q_{chaud}}{W_{BP} + W_{HP}} = \frac{\dot{m}_H (H_{2h} - H_{3h})}{\dot{m}_B (H_{2b} - H_{1b}) + \dot{m}_H (H_{2h} - H_{1h})} \text{-----} \text{ (III.65). [16]}$$

Tableau III.5 : Résultats des propriétés des fluides frigorigènes bi-étagé en cascade avec un fluide frigorigène pour chaque étage.

paramètre	R407c et R600a				R600ac et R717			
	T(k)	P(MPa)	H (kj/kg)	Cp (kj/kg.k)	T(k)	P (MPa)	H (kj/kg)	Cp (kj/kg.k)
Point								
1b	292.18	0.7373	421.2198	--	330.65	0.7373	643.3168	--
2b	322.84	1.3545	441.7795	--	366.40	1.3545	689.2219	--
2'b	307.84	1.3545	423.2428	1.2358	352.37	1.3545	658.4366	2.3681
3'b	302.51	1.3545	243.7632	1.5659	352.37	1.3545	373.3726	2.9005
3b	297.51	1.3545	235.9338	--	347.37	1.3545	358.8700	--
4b	287.18	0.7373	235.9338	--	325.65	0.7373	358.8700	--
4'b	283.10	0.7373	415.9804	1.0479	325.65	0.7373	624.4501	2.0222
1h	344.22	1.06	652.5308	--	303.15	1.06	1498.6	--
2h	386.62	2.19	705.1177	--	385.30	2.19	1662.2	--
2'h	380.61	2.19	686.6179	3.0833	325.80	2.19	1492.6	3.7733
3'h	380.61	2.19	443.1368	3.4837	325.80	2.19	453.8105	5.0566
3h	375.61	2.19	425.7182	--	320.80	2.19	428.5276	--
4h	339.22	1.06	425.7182	--	298.15	1.06	428.5276	--
4'h	339.22	1.06	641.7047	2.1652	298.15	1.06	1482.9	3.1304

Tableau III.6 : Résultats des performances d'une installation bi-étagée en cascade.

Performance	COP	Puissance calorifique (watt)	$W_{\text{compresseur}}$ (watt)
Fluide frigorigène			
R600a et R717	5.5356	$7.540 \cdot 10^5$	$1.021 \cdot 10^5$
R407c et R600a	3.5816	$1.235 \cdot 10^5$	$1.282 \cdot 10^4$

III.4. Résultats et discussion :

A. L'effet de la température de l'évaporateur :

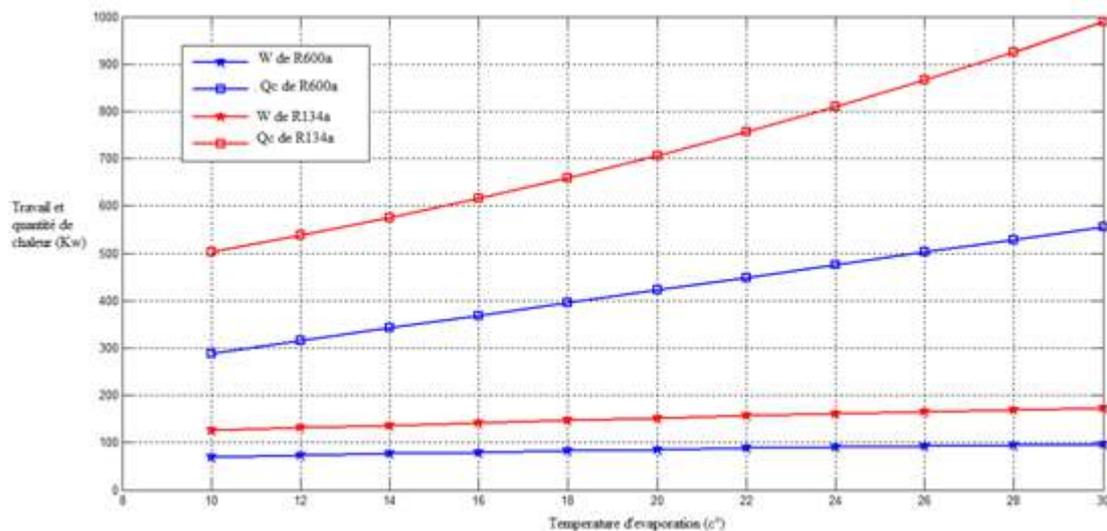


Figure III.9 : La variation du travail total du compresseur et de la puissance calorifique avec la température de l'évaporateur de PAC bi-étagée (flash) étudiée pour R134a et R600a.

La figure III.9 représente l'effet de la température de l'évaporateur par rapport au travail total (W) et quantité de chaleur (Qc) de PAC bi-étagée (flash) étudiée. A la température de condensation constante ($T_c=70c^\circ$).

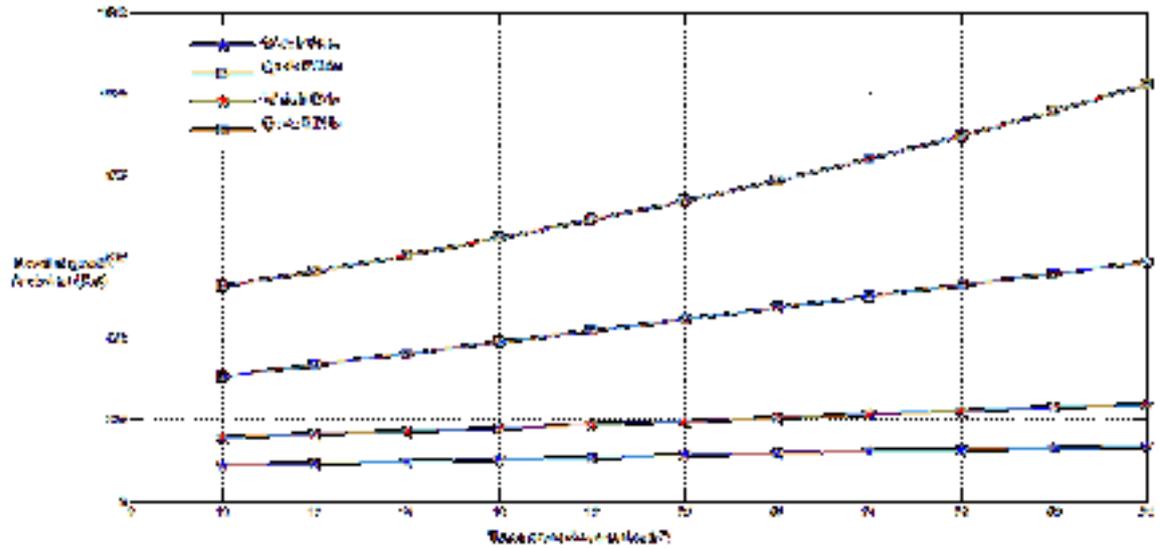


Figure III.10 : La variation du travail total du compresseur et de la puissance calorifique avec la température de l'évaporateur de PAC bi-étagée (flash) étudiée pour R134a et R600a et la température de condensation constante ($T_c=80c^\circ$).

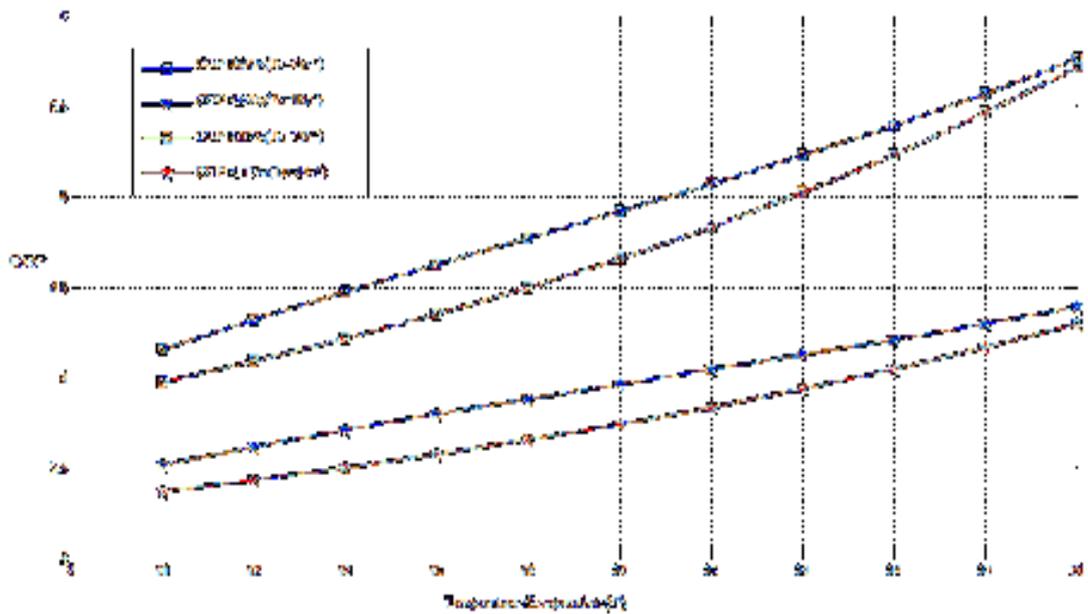


Figure III.11 : La variation du COP, de pompe à chaleur étudiée pour R134a et R600a A la température de condensation ($T_c=70c^\circ$) et ($T_c=80c^\circ$).

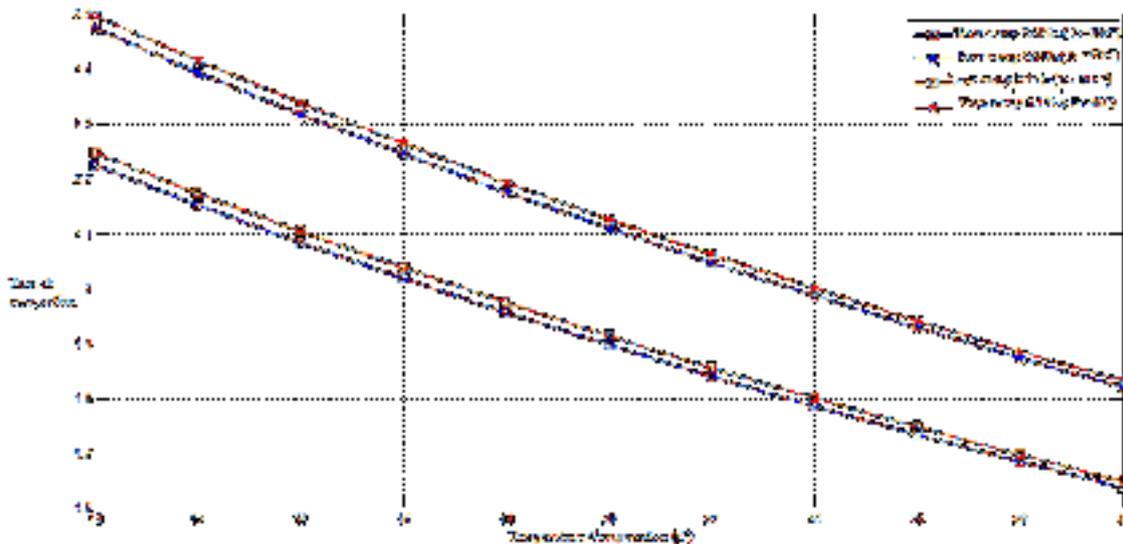


Figure III.12 : La variation du taux de compression, de pompe à chaleur étudiée pour R134a et R600a A la température de condensation ($T_c=70c^\circ$) et ($T_c=80c^\circ$).

B-Interprétation des résultats:

Les schémas montrent que, en utilisant le fluide frigorigène R-134a, nous atteignons des valeurs élevées de quantité de chaleur (Q_c), mais pour les températures proposées, la consommation d'énergie (W) nécessaire au fonctionnement du compresseur est élevée par rapport au R600a. Les paramètres caractéristiques les plus appropriés de la pompe à chaleur bi-étagée (flash) ont été obtenus en utilisant le réfrigérant R-600a.

Pour le type proposé de la pompe à chaleur, il est plus intéressant d'utiliser le réfrigérant R-600a, qui a de bonnes caractéristiques thermodynamiques dans une gamme de température plus large (basse pression et haute enthalpie) pour que le fonctionnement de la pompe à chaleur soit pratique.

V.1-Conception d'un sécheur à plateau :

a-conception du support pour l'instrument du psychromètre (température sèche et température humide) :

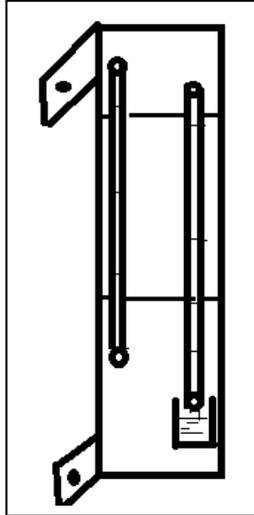


Figure V.1 : Instrument de mesure de la température sèche et humide de l'air de séchage

b-conception du support de l'échangeur de chaleur :

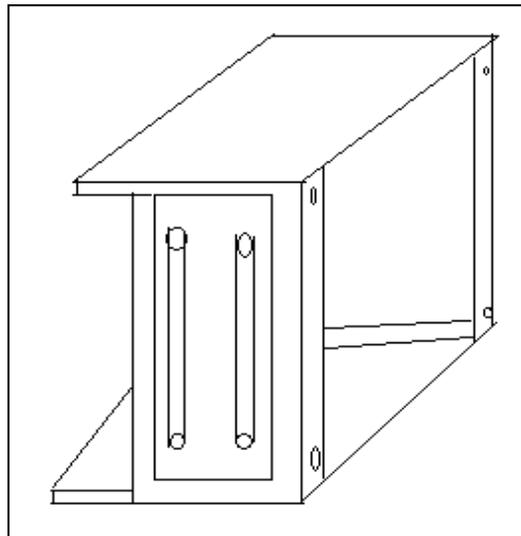


Figure V.2 : Support de l'échangeur de chaleur

c-schéma de l'assemblage du différent élément du banc:

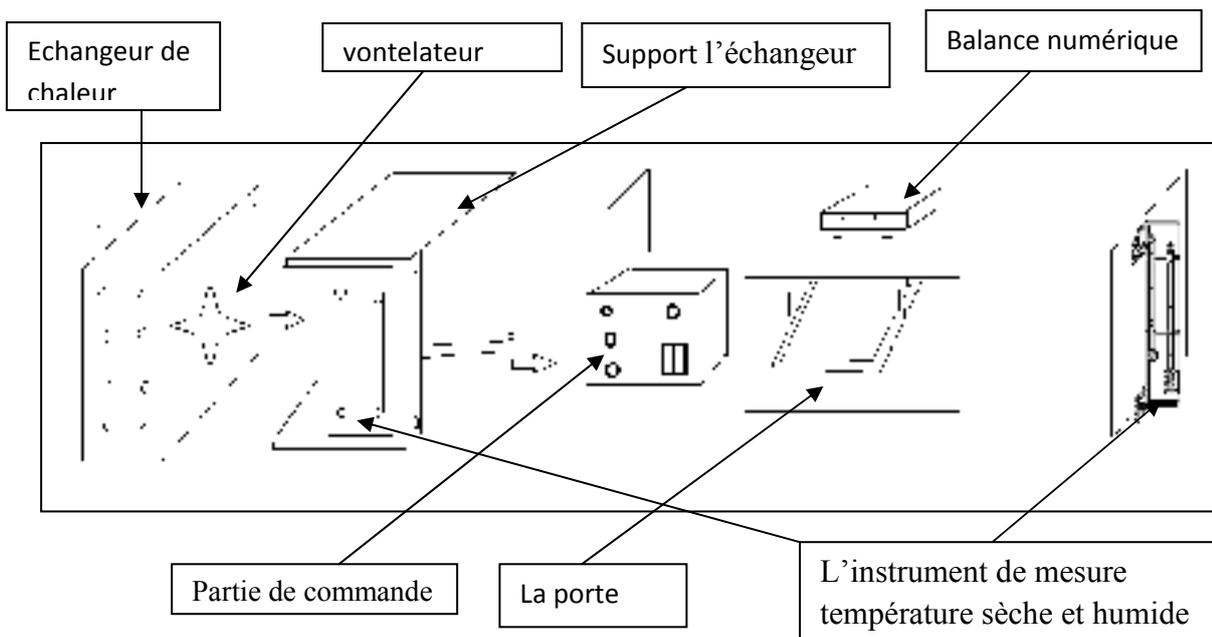


Figure V.3 : Schéma de l'assemblage du différent élément du banc

V.2-Matériel nécessaire à la réalisation :

Pour pouvoir contribuer en banc expérimental nous avons bossions du matériel suivant :

- Un ventilateur.
- Une balance numérique
- résistance de chauffage.
- Une balance.
- Une lampe.
- Un conduit (tunnel)
- Capteur de débit d'air.
- Capteur d'humidité
- Capteur de température



Figure V.4 : Une balance



Figure V.5 : les résistances chauffantes

V.3-Acquisition du matériel :

Les photos ci-dessus représentent le matériel que nous avons acheté pour réaliser notre contribution en banc expérimental.



Figure V.6 : Réservoir



Figure V.7 : boîte de dérivation

Figure V.8 : Tube de cuivre $\frac{1}{4}$ 

Figure V.9 porte d'échangeur



Figure V.10 : Armoire électrique



Figure V.11: acquisition de température, Sonde de température

Réalisation des différents éléments :

Vu le manque de temps et le planning établi par l'administration, cette dernière partie de notre travail n'a pas pu être concrétisée. Par conséquent nous recommandons que la réalisation finale de partie expérimentale soit faite par les futurs étudiants qui travailleront sur la continuation de ce projet.

Chapitre IV : modélisation et simulation du couplage PAC/séchage

IV.1-Introduction

Le couplage séchoir-pompe à chaleur peut se faire comme pour la machine à compression avec des inconvénients moindres : ceci est dû en grande partie, à la souplesse et à la robustesse d'une telle machine. L'air de séchage tourne alors en circuit fermé. Il est réchauffé par le condenseur et l'absorbeur. Son refroidissement sur l'évaporateur provoque la condensation de l'eau qu'il contient. L'air déshumidifié (sortie évaporateur) est recyclé sur le condenseur. [12]

IV.2- Etude psychrométrique :

Pour faciliter la représentation des transformations de l'air et le calcul des différents éléments de l'installation de séchage on utilise le "diagramme psychrométrique" ou le diagramme de l'air humide. [20]

Les paramètres qui nous intéressent dans le séchage sont (figure IV.1):

a- Température sèche (T_s).

b. Pression partielle (Pa) :

$$P = P_{atm} \cdot w / (0.62198 + w) \quad \text{----- (IV.1)}$$

P_{atm} : pression atmosphérique ($1 \text{ atm} = 1.01 \cdot 10^5 \text{ Pa}$)

c- Humidité absolue w (kg (eau)/kg (air sec)):

$$w = 0.62198 \cdot P / (P_{atm} - P) \quad \text{----- (IV.2)}$$

d. Température de rosée T_r ($^{\circ}\text{C}$).

e. Humidité relative :

L'air situé sur la ligne de saturation, citée plus haut, est saturé de vapeur d'eau. On dit que son humidité relative H_r est de 100 %. C'est une ligne à humidité relative constante.

$$H_r = P / P_s \quad \text{----- (IV.3)}$$

P_s : pression de saturation en pascal

f. Enthalpie (kJ/kg):

$$H = [1.006 \cdot T_r + w \cdot (2501 + 1.805 \cdot T_r)] \quad \text{----- (IV.4)}$$

g- Masse volumique : Les lignes légèrement inclinées vers la gauche sont des droites à masse volumique ρ constante. Elles s'expriment en kg/m^3 .

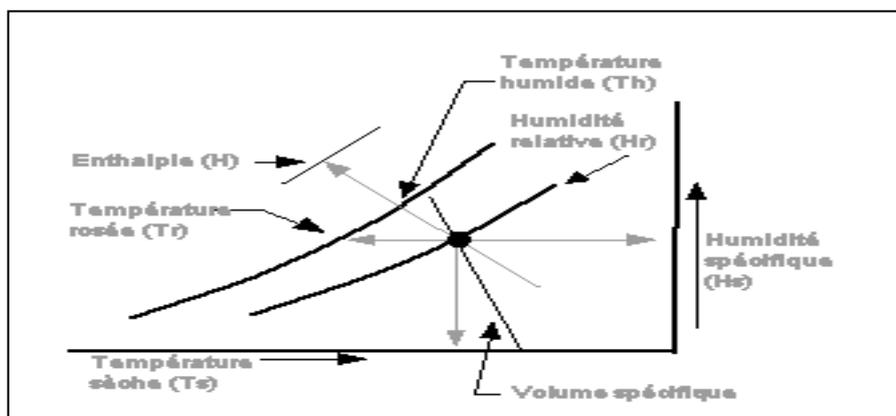


Figure IV.1 : Diagramme de l'air humide

IV.2-Bilan d'énergie et de masse :

A-Bilan de masse du sécheur:

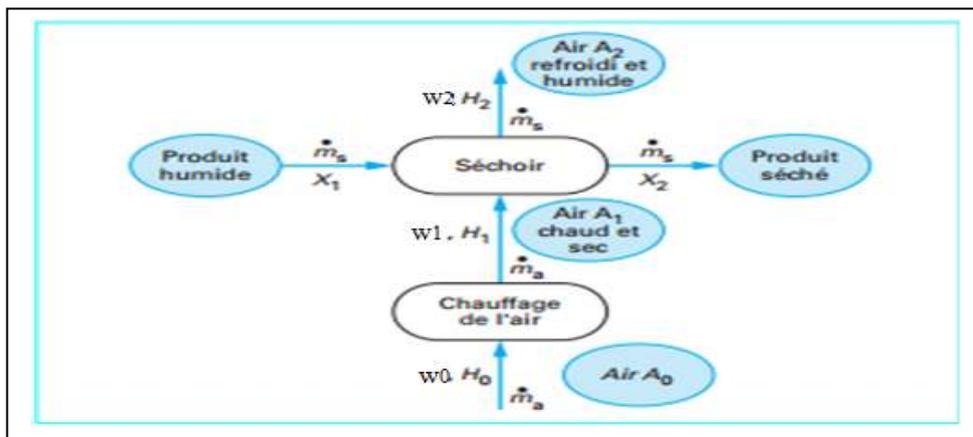


Figure IV.2 : Schéma de principe d'un séchoir continu par entraînement [21]

Les bilans s'écrivent sur la base des débits constants de (\dot{m}_s) matière sèche et (\dot{m}_a) d'air sec. On exprime que l'eau que perd le produit est gagnée par l'air et le débit d'eau (\dot{m}_{eau}). [21]

$$\dot{m}_{eau} = \dot{m}_a(w_2 - w_1) = \dot{m}_s(X_1 - X_2) \text{----- (IV.5)}$$

X_1 : Teneur en eau (base sèche) du produit humide.

X_2 = teneur en eau de produit (après le séchage).

w = humidité spécifique (kg eau/kg air sec)

B-Bilan d'énergie du système de chauffage:

Pour un séchoir par ébullition, on ne conserve que le calcul du débit d'eau à partir du bilan de matière sèche, et le bilan énergétique est calculé à partir de l'équation théorique :

$$Q = \dot{m}_a \cdot (H_1 - H_0) = \dot{m}_a \cdot \Delta H \text{----- (IV.6)}$$

Q : puissance thermique

H_1, H_0 : L'enthalpie de l'air [21]

IV.3- Calcul teneur eau sortie :

La valeur de la matière sèche des échantillons a été calculée. La teneur en eau du produit à différents stades de séchage a ensuite été exprimée selon la relation suivante :

$$X = \frac{m_e}{m_s} = \frac{m - m_s}{m_s} \text{----- (4.7)}$$

X : la teneur en eau de produit sec,

Chapitre IV : modélisation et simulation du couplage PAC/séchage

m_e : La masse de l'eau du produit,

m : la masse du produit et la matière sèche correspondante.

IV.4-calcul les paramètres de séchage :

IV.4.1-Organigramme de calcul les paramètres de séchage :

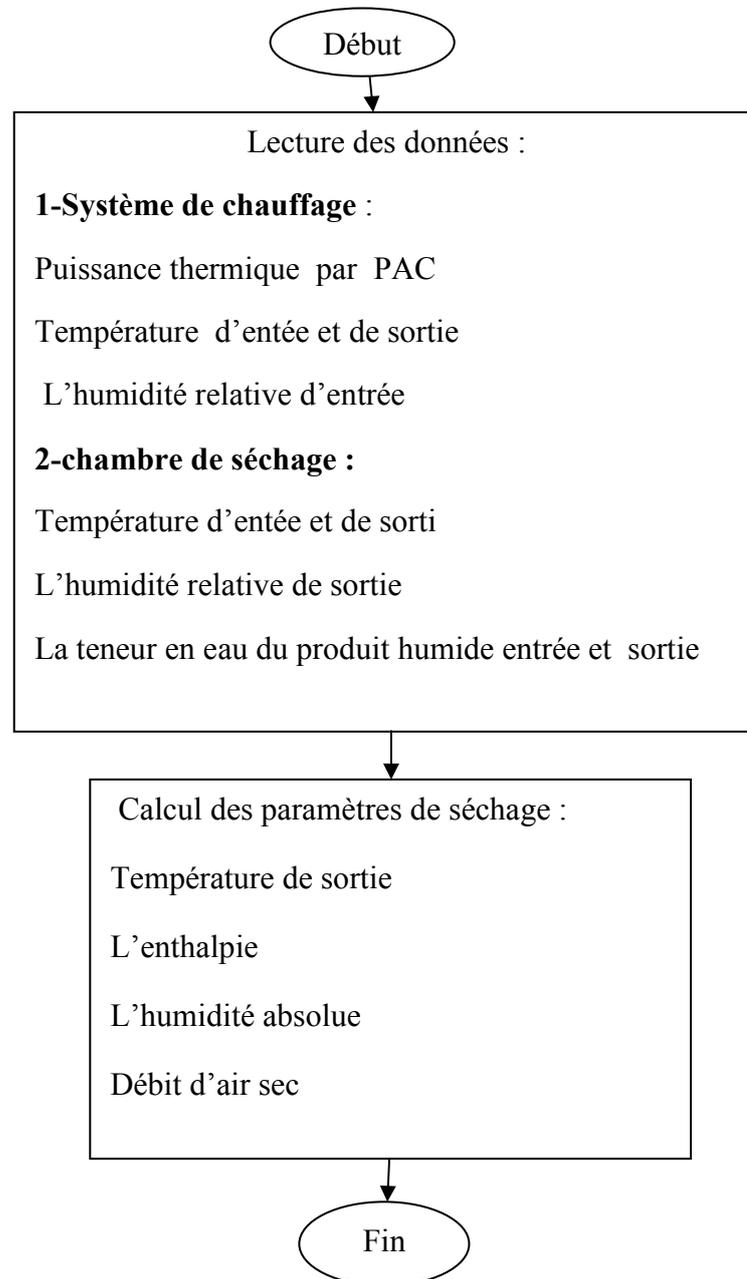


Figure (IV.3) : organigramme de calcul le bilan de séchage

Chapitre IV : modélisation et simulation du couplage PAC/séchage

IV.4.2- Résultats du Calcul des paramètres de séchage :

L'étude que nous avons menée dans cette recherche concerne les paramètres suivants: la température, l'enthalpie et l'humidité relative de l'air.

Tableau (IV.1) : les données de calcul du paramètre de séchage par PAC

Système de chauffage		
Q Puissance thermique par PAC	6.1869.10 ³	(watt)
Température d'entrée de l'air sec	15	(c°)
L'humidité relative	85	(%)
Chaleur spécifique de l'air sec	1007	(kj/kg.k)
Température de sortie de l'air sec	40	(c°)
Chambre de séchage		
Température d'entrée de l'air sec	40	(c°)
L'humidité relative	100	(%)
débit massique de produit humide	0.0046	(kg/s)
Le teneur d'eau de produit humide entrée	0.75	--
Le teneur d'eau de produit humide sortie	0.20	--

Tableau (IV.2) : Résultats de calcul du paramètre de séchage.

Système de chauffage		
L'humidité absolue d'entrée	0.0091	(kg eau/kg air)
L'enthalpie d'entrée	38.1287	(kj/Kg air sec)
L'humidité absolue de sortie	0.0091	(kg eau/kg air)
L'enthalpie de sortie	63.6899	(kj/kg air sec)
L'humidité relative de sortie	19.5	(%)
Débit d'air sec	0.2458	(kg/s)
Chambre de séchage		
L'humidité absolue d'entrée	0.0091	(kg eau/kg air)
L'humidité absolue de sortie	0.0155	(kg eau/kg air)
L'humidité relative d'entrée	19.5	(%)
L'humidité relative de sortie	100	(%)
Température de sortie de l'air humide	24	(c°)

IV.5- Choix du modèle décrivant la cinétique de séchage du produit:

Pour la modélisation mathématique, les équations de séchage en couche mince sont données dans le tableau ci-dessous. Ces équations ont été testées pour sélectionner le meilleur modèle pour décrire l'équation de la courbe de séchage du produit lors du séchage. L'analyse du coefficient de régression a été effectuée à l'aide d'un programme écrit sous Matlab. Le coefficient de corrélation (R^2) était le principal critère pour sélectionner la meilleure équation pour décrire l'équation de la courbe de séchage. En plus de (R^2), χ^2 (carré moyen des écarts entre les valeurs expérimentales) et le RMSE (erreur carrée moyenne), ont été calculés pour déterminer la qualité de l'ajustement. Des valeurs plus élevées de (R^2) et des valeurs

Chapitre IV : modélisation et simulation du couplage PAC/séchage

inférieures de (χ^2) et (RMSE) indiquent une meilleure qualité d'ajustement. Ceux-ci peuvent être calculés comme suit : [23]

R^2 : Le coefficient de corrélation

$$R^2 = 1 - \frac{\sum_{i=1}^N (XR_{\text{exp},i} - XR_{\text{pre},i})^2}{\sum_{i=1}^N (\overline{XR}_{\text{exp},i} - XR_{\text{pre},i})^2} \quad (4.8)$$

χ^2 : Le carré moyen des écarts entre les valeurs expérimentales et calculées.

$$\chi^2 = \frac{\sum_{i=1}^N (XR_{\text{exp},i} - XR_{\text{pre},i})^2}{N-n} \quad (4.8)$$

RMSE= l'erreur carrée moyenne.

$$\text{RMSE} = \left[\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (XR_{\text{pre},i} - XR_{\text{exp},i})^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (4.9)$$

$XR_{\text{exp},i}$ = le premier rapport d'humidité expérimental.

$XR_{\text{pre},i}$ =le taux d'humidité estimé.

$\overline{XR}_{\text{exp},i}$ =taux d'humidité expérimental moyen.

N = le nombre d'observations.

n = nombre de constantes dans chaque modèle de régression.

Tableau (IV.3) : Modèles mathématiques utilisés pour décrire la cinétique de séchage.[23]

N° de modèle	Nom du modèle	modèle
1	Henderson et Pabis	$XR = a \exp(-kt)$
2	linéaire	$XR = at + b$
3	Wang et Singh	$XR = 1 + a.t + b. t^2$
4	Deux mandats	$XR = a \exp(-K_0 t) + b \exp(-K_1 t)$
5	newton	$XR = \exp(-kt)$
6	Modifié Henderson et Pabis	$XR = a \exp(-kt) + b \exp(-gt) + c \exp(-ht)$
7	Logarithmique	$XR = a \exp(-kt) + c$

$K, n, a, k_0, k_1, b, g, h$ et c Sont des constantes empiriques des modèles de séchage [22]

Chapitre IV : modélisation et simulation du couplage PAC/séchage

IV.5.1-Organigramme de l'étude de la cinétique de Séchage :

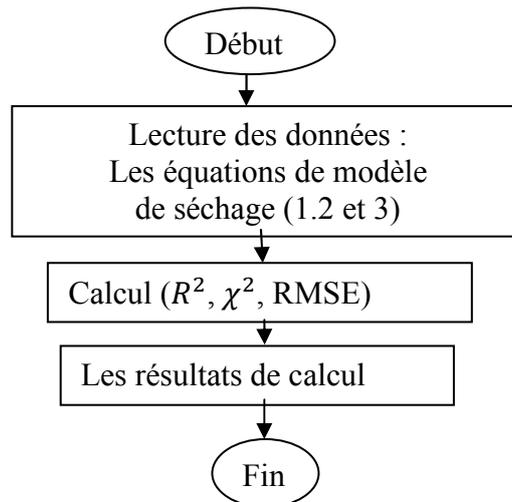


Figure (IV.4) : organigramme de l'étude de la cinétique de séchage

IV.5.2- Résultats de l'étude de la cinétique de Séchage : Produit (menthe verte)

Vitesse de produit ($v=1.5\text{m/s}$)

Température de produit ($T_p=45(\text{c}^\circ)$)

Tableau (IV.4) : la teneur en eau en fonction de temps. [24]

t(min)	0	30	60	90	120	180	240	300	360	420
$X_{R_{exp}}$	5.8	4.6	3.6	2.9	2.65	1.75	1.2	0.85	0.48	0.33

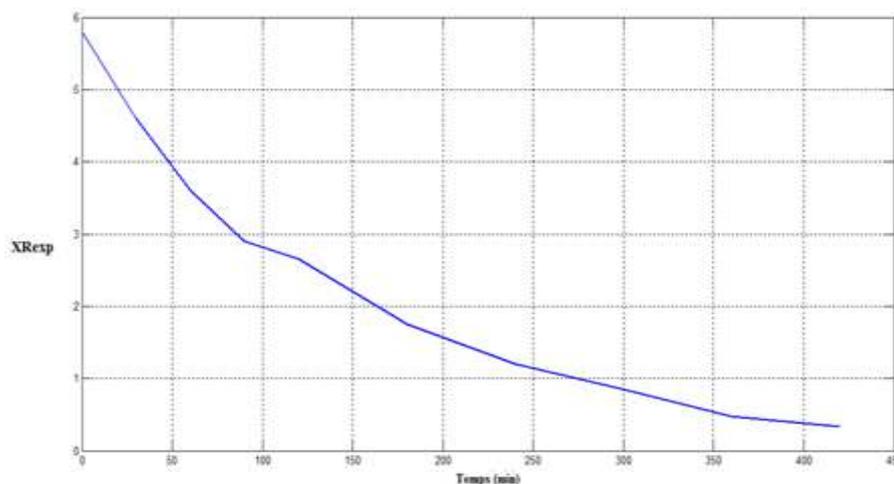


Figure (IV.6) : graphe de teneur en eau du produit en fonction de temps (min)

Chapitre IV : modélisation et simulation du couplage PAC/séchage

Tableau (IV.5) : Résultats de calcul de 3 modèles de séchage.

Modèle de séchage	L'équation	R^2	χ^2	RMSE
Henderson et Pabis	$XR = 5.8 \exp(-0.007.t)$	0.9952	0.0197	0.1254
Linéaire	$XR=5.8-0.01.t$	0.3306	3.6811	1.7161
Wang et Singh	$XR = 5.8 - 0.01.t + 7.10^{-7}t^2$	0.3574	4.0366	1.6810

Commentaire :

Les résultats ont montré que la valeur du coefficient de corrélation (R^2) la plus élevée et les valeurs de (χ^2) et (RMSE) l'erreur carrée moyenne de la racine carrée les plus faibles sont obtenus pour le modèle (Henderson et Pabis).

Donc le meilleur modèle qui décrit la cinétique de séchage est celle de Henderson et Pabis

Les références :

- [1] Guitari Imed, étude expérimentale et une modélisation d'une pompe à chaleur fonctionnant au CO₂. L'étude expérimentale a été réalisée sur un banc d'essais d'une pompe à chaleur air/eau utilisant le CO₂ comme fluide frigorigène. MEGA (Mécanique, Energétique, Génie civil et Acoustique) .2005.
- [2] Elias KINAB, Optimisation des performances non nominales des pompes à chaleur réversible pour le secteur tertiaire. 2009.
- [3] Kévin Belanger et al, étude et mise en œuvre d'une pompe à chaleur expérimental et théorique.2009.
- [4] Beauchamp.B, modélisation et de validation expérimentale d'une pompe à chaleur géothermique à expansion directe à l'école de technologie supérieure De l'université du Québec. ,10 aout 2011.
- [5] CHAMOUN Marwan. Modélisation, conception et étude expérimentale d'une pompe à chaleur industrielle à eau à haute température. École doctorale: MEGA (Mécanique, Energétique, Génie civil et Acoustique). 11/12/12.
- [6] ARLABOSSE. P. Étude des procédés de séchage des boues urbaines et industrielles. mars 2001.
- [7] Boumediene TOUATI, Etude théorique et expérimentale du séchage solaire des feuilles de la menthe verte. Ecole Doctorale M.E.G.A (I.N.S.A. de Lyon) et Université Abou-Bekr Belkaid – Tlemcen.2008.
- [8] A.Fadhel, S. Kooli et al. Séchage du raisin en plein air, dans un séchoir et sous serre Modèle mathématique et validation expérimentale, On faisant des essais de séchage combiné convectif- radiatif à conditions constantes sur le raisin de variété. 2008
- [9] EL MOKRETAR Sofiane. Contribution théorique et expérimentale à l'étude du bilan d'énergie et de masse d'un séchoir solaire de type serre. Application à la détermination de la cinétique de séchage des prunes. Université des sciences et de la technologie « houari Boumediene » faculté de génie mécanique et de génie des procédés.2009.
- [10] BOUGHALI Slimane. Étude et optimisation du séchage solaire des produits agro-alimentaires dans les zones arides et désertiques. Département de mécanique. Université hadj lakhedar Batna. 2010.
- [11] Mémoire de fin étude pour obtenir le grade de doctorat de Rayan SLIM : Etude et conception d'un procédé de séchage combiné de boues de stations d'épuration par Énergie solaire et pompe à chaleur. Engineering Sciences (Ecole Nationale Supérieure des

Mines de Paris, 2007). French.

[12] M.DERKAOUI Mawloud. Contribution à l'analyse du couplage d'un séchoir agro-alimentaire à une machine thermique fonctionnant à l'énergie solaire. Université hassiba benbouali de chlef. Département de génie mécanique. 27-09-2012

[13] Ammour M.A et sendjasni H. Etude de séchage solaire assiste par pompe à chaleur. Université Blida 1. Département de mécanique. 17-10-2016

[14] GUESMIA TOUFIK .Conception et réalisation d'un banc didactique d'une pompe à chaleur couplée à une installation de méthanisation. Université Blida 1. Département de mécanique .08 Octobre 2014.

[15] Bounama Youcef et Madini Rabah.Etude d'une installation frigorifique bi-étagée.Département de mécanique. Université Blida 1. 2015-2016.

[16] Cours ressources (Pompe à chaleur, que dois-je savoir) PDF.

[17] P.A.Hilton Ltd. «Air conditioning laboratory unit », manuel TP, numéro de série A573

[18] Pages internet :

www.busedepulverisation.fr

www.recruperation-chaleur.fr

www.azprocede.fr

popups.ulg.ac.be

helianthe.pagespero-orange.f

[19] «Les condenseurs », adresse internet : www.frigoristes.fr.

[20]Dai-Chyi Wang , Din-Sue Fon. Applications of MATLAB-based software to drying simulation. , University Nationale de Taïwan, 2004

[21]01-f3000-séchage des produits alimentaires-principes.pdf

[22] R. DAGHIGH et al.Air Source Heat Pump System for Drying Application .University Kebangsaan Malaysia (UKM), 43600, Bangi, Selangor Malaysia

[23] Abdelhamid Fadhel ET AL .Experimental Study of the Drying of Hot Red Pepper in the Open Air, under Greenhouse nd in a Solar Drier. Department of Physics. Tunisia.2013

[24] M. Khanali1 et al Mathematical modeling of fluidized bed drying (*Oryza sativa* L.) Grain. 1Department of Agricultural Machinery Engineering, Faculty of Agricultural Engineering and Technology, University of Tehran, Karaj, Iran.2012

Conclusion générale

Le séchage en général est l'un des techniques de la conservation les plus anciennes de l'humanité pour la nourriture et est toujours l'une des opérations les plus importantes aux choix de zone industrielle. Le séchage est une procédure très consommatrice d'énergie. Pour cela l'intégration de pompe à chaleur dans le séchage elle est comme solution pour cette problématique et amélioration les systèmes de séchage.

Les applications des PAC à haute température pour usage industrielles sont depuis longtemps négligées. A cause de sa production à court terme mais avec les évolutions actuelles des coûts des énergies, ce frein économique perd de sa pertinence..

La recherche bibliographique que nous avons menée nous ont donnés des idées pour réaliser le couplage de la pompe à chaleur et le séchage.

Ce projet nous a permet de connaitre les différents types d'installation de pompe à chaleur ce qui concerne le bi-étagée (Flash et cascade).et leur principe de fonctionnent, les différents types de séchage, les caractéristiques d'air sécher. Le but de ce travail « le couplage de pompe à chaleur et le séchage »

A l'aide d'un programme informatique (MATLAB et EXCEL) on a pu faire le calcul des propriétés thermodynamiques de différents fluides frigorigènes (R600a, R717, R134a et R407c), le dimensionnement d'échangeurs telle que le condenseur (calcul de la surface d'échange, ΔT_{LM} et différentes longueurs), et le calcul des performances des installations bi-étagée en particulier le coefficient de performances (COP), la puissance calorifique (\dot{Q}_c) et le travail du compresseur (W).

Notre travaille est base sur un couplage d'une pompe a chaleur a un sécheur. L'étude d'un bilan massique et énergétique a été fait pour ce type de couplage pour connaitre la variation des caractéristique de l'air sécher est la teneur en eau de produit. Une cinétique de séchage a été établir pour choisir un meilleur modèle de séchage.

D'après les résultats de ces calculs on a remarqué les paramètres caractéristiques les plus appropriés de la pompe à chaleur bi-étagée (flash) ont été obtenus en utilisant le réfrigérant R-600a. le meilleur modèle pour décrit la cinétique de séchage est celle de Henderson et Pabis