

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
Ministère de l'enseignement supérieur et de la recherche scientifique

UNIVERSITE Aboubakr BELKAID TLEMCCEN
Faculté de Technologie
Département de Génie Mécanique

MEMOIRE DE FIN D'ETUDES
En vue de l'obtention du diplôme de Master
Option : Génie Thermique et Energies Renouvelables (GTER)

THEME

Contribution à l'amélioration des performances des installations à réfrigération solaire à absorption

Présenté par :

HADJ Imad
BENSIDHOUM Abdelkader

Devant le jury composé de messieurs :

President: M^r SEBBANE O.

Examineur: M^r ALIANE A.

Examineur: M BENSEDDIK L.

Encadreur : M^r BENRAMDANE M.

UNIV deTlemcen

UNIV de Tlemcen

UNIV de Tlemcen

UNIV de Tlemcen

Année Universitaire : 2012-2013

Remerciements

Un grand merci à dieu de nous avoir donné le courage et la patience et qui a éclairé notre chemin pour achever ce travail.

Plus particulièrement nous remercions MrBENRAMDANE pour la confiance qu'il nous a accordée, ses remarques constructives, ses orientations et ses conseils.

Nous adressons nos vifs remerciements aux membres du jury pour leur considération du sujet et d'avoir accepté de lire ce mémoire.

A tous ceux qui nous ont aidés à élaborer ce travail, pour leurs soutiens et leurs encouragements.

A tous ceux qui de près ou de loin ont contribué à la réalisation de ce travail.

Merci...

BENSIDHOUM Abdelkader

HADJ Imad

DÉDICACES

Nous avons le grand plaisir de dédier ce modeste travail :

Notre parents pour leurs soutiennent durant toutes les années d'étude.

Toutes nos grandes familles.

La promotion GTER-2013.

Tous nos amis.

Résumé

L'utilisation des énergies renouvelables suscite de plus en plus un intérêt certain dans le monde. Les perturbations des prix du pétrole, le gaz et des problèmes environnementaux ont amené beaucoup de pays à s'intéresser aux énergies renouvelables et propres telles que l'énergie solaire.

A l'échelle mondiale la production de froid dans l'habitat (individuel ou collectif) apparaît comme un enjeu majeur de ce nouveau siècle durant les dernières décennies, une demande de confort accrue et des températures particulièrement élevés en été on conduit à un fort développement de la climatisation dans les pays développés.

L'objectif de ce mémoire est le calcul d'une installation de réfrigération à absorption à base solaire pour but d'amélioration de COP, notre travail est basé sur des changements sur l'installation elle-même (simple effet et double effet).

Abstract

The use of renewable energy generates more and more significant interest in the world. The global reduction in oil and gas of environmental problems has led many countries to become interested in renewable and clean energy such as solar energy.

Globally, the production of cold housing (individual or group) appears as a major energy challenge of this new century. In recent decades, an increasing demand for comfort and dangerous temperatures in summer has led to a strong growth development air conditioning in developed countries.

The objective of this thesis is the calculation of an air conditioning system based solar absorption and simulation of an application for packaging a tunnel test of the air conditioning of the passenger cars of SNTF, why a severe summer conditions (45 ° C) is feasible in any time of year, as well as winter conditions (-10 ° C).

ملخص

استخدام الطاقة المتجددة يولد الاهتمام أكثر وأكثر أهمية في العالم في الحد من المشاكل العالمية في النفط والغاز البيئية العديد من البلدان لتصبح مهتمة في مجال الطاقة المتجددة والنظيفة مثل الطاقة الشمسية. على الصعيد العالمي في إنتاج السكن الباردة (الفردى أو الجماعى) ويبدو كقضية رئيسية من هذا القرن الجديد في العقود الأخيرة زيادة في الطلب على الراحة ودرجات حرارة عالية وخاصة في فصل الصيف يؤدي إلى تنمية قوية تكييف الهواء في البلدان المتقدمة. الهدف من هذه الرسالة هو حساب نظام تكييف الهواء استنادا امتصاص الطاقة الشمسية ومحاكاة لطلب حزم اختبار نفق ، لماذا 1 صيفا شديد (45 درجة مئوية) هو ممكن في أي وقت من السنة، SNTF لتكييف الهواء للسيارات الركاب من فضلا عن ظروف الشتاء (-10 درجة مئوية)

SOMMAIRE

Introduction générale

Chapitre I

I.1. Introduction.....	4
I.2. Sphère céleste	5
I.3 .Coordonnées célestes.....	5
I.3.1. Coordonnées géographiques.....	5
I.3.2. Coordonnées horaires.....	6
I.3.3. Coordonnées horizontales.....	7
I.4. Exploitation d'énergie solaire	8
I.4.1.Energie solaire passive.....	8
I.4.2. Energie solaire active.....	8
I.4.2.1.chauffage eau solaire	8
I.4.2.2.Distillateur solaire	9
I.4.2.3.Climatisation solaire.....	9
I.4.3.Conversion photovoltaïque.....	9
I.5.Rayonnement.....	10
I.5.1.Introduction.....	10
I.5.2.Répartition du rayonnement solaire	11
I.5.2.1.Le rayonnement direct	11
I.5.2.2. Le rayonnement diffus.....	12
I.5.3. Direction du rayonnement solaire	12
I.5.4. Mesure de rayonnement solaire	13

SOMMAIRE

I.5.4.1. LE RADIOMETRE.....	13
I.5.4.2. LE PYRANOMETRE	14
I.5.3.3 L'Héliomètre.....	14
I.6. Conclusion.....	14

Chapitre II

II.1. Introduction	16
II.2. Déférant type des machines frigorifique solaire.....	17
II.2.A. Machine à absorption.....	17
II.2.B- Procédé par adsorption et par sorption chimique.....	18
II.3. Machine à absorption solaire	19
II.3.1. Bref rappel historique.....	19
II.3.2. Principe de fonctionnement	20
II.3.3. Description des machines	21
II.3.3.1. Générateur	22
II.3.3.2. Absorbeur.....	23
II.3.3.3. Échangeur de chaleur	24
II.3.3.4. Condenseur	24
II.3.3.5. Détendeur.....	24
II.3.3.6. Évaporateur.....	24
II.3.3.7. Pompe de solution.....	24

SOMMAIRE

II.4.1. Machine frigorifique à absorption fonctionnant avec une solution de (H ₂ O/BrLi)	25
II.4.1.A. Avantages de cycle (H ₂ O /BrLi)	25
II.4.1.B. Inconvénient de cycle (H ₂ O /BrLi).....	26
II.4.2. Machine frigorifique à absorption fonctionnant avec une solution de (NH ₃ /H ₂ O)	26
II.4.2.A. Avantages de cycle (NH ₃ /H ₂ O)	26
II.4.2.B. Inconvénients de cycle (NH ₃ /H ₂ O).....	27
II.4.3. Comparaisons entre (H ₂ O/LiBr) et (NH ₃ / H ₂ O).....	27
II.5. Mélange pour les machines à absorption	28
II.5.1. Les conditions d'absorption des couples binaires.....	28
II.5.2. Propriétés du couple binaire.....	29
II.6. diagrammes utilisés.....	30
II.6.1. Diagramme de Merkel.....	30
II.6.2. Diagramme d' OLDHAM.....	31
II.7. Conclusion.....	33

Chapitre III

III.1. Introduction	;;.....	35
III.2. Les éléments constituant le système de conversion solaire... ;.....		35
III.2.1. Les capteurs solaires..... ;.....		35
III.2.1.1. Capteurs photothermiques..... ;.....		35
III.2.1.1.1. Concentrateurs solaires.....		36

SOMMAIRE

III.2.1.1.2. Capteurs solaires plans.....	37
III.2.1.2. Capteurs solaires photovoltaïques.....	38
III.2.1.2.1. Panneau solaire photovoltaïque.....	39
III.2.1.3.Principe de fonctionnement des capteurs solaires.....	39
III.2.1.3.1. Capteur thermique.....	39
III.2.1.3.1.1.Principe de l'effet de serre.....	39
III.2.1.3.2.Principe de fonctionnement de capteur photovoltaïque.....	40
III.2.2. Bouteille de stockage.....	41
III.2.3. Installation de réfrigération à absorption.....	42
III.2.3.1. Principe de fonctionnement.....	42
III.2.3.2.Appareils à changement de phase.....	43
III.2.3.2.1. Condenseur	43
III.2.3.2.2. Évaporateur.....	45
III.2.3.2.3. Échangeurs de chaleur.....	47
III.2.3.2.4. Bouilleur.....	49
III.2.3.2.5. Absorbeur.....	49
III.2.4. Éléments de commande de pression.....	50
III.2.4.1. Pompe.....	50
III.3. Conclusion	51

Chapitre IV

SOMMAIRE

IV.1. introduction.....	53
IV.2. Machines frigorifiques dithermes.....	53
IV.2.1. Évaporateur.....	54
IV.2.2. Compresseur.....	54
IV.2.3. Condenseur.....	55
IV.2.4. Détendeur.....	56
IV.3. Machines trithermes.....	56
IV.3.1. Bilan d'énergie.....	56
IV.3.1.1. Absorbeur.....	57
IV.3.1.2. Générateur.....	57
IV.3.1.3. Condenseur.....	57
IV.3.1.4. Évaporateur.....	58
IV.3.1.5. Pompe.....	58
IV.3.1.6. Détendeur.....	58
IV.3.1.7. Échangeur de chaleur.....	58
IV.4. Bilan massique.....	59
IV.5. Débit spécifique de solution (Taux de circulation).....	59
IV.6. Plage de dégazage.....	59
IV.7. Détermination du coefficient de performance.....	59
IV.8. Coefficient de performance de Carnot.....	60
IV.9. Efficacité du système.....	60

SOMMAIRE

IV.10. Rendement exégétique.....	60
IV.11. Analyse de l' installation double effet.....	61
IV.11.1. Bouilleur1.....	61
IV.11.2. Bouilleur2.....	62
IV.11.3. Absorbeur1.....	62
IV.11.4. Absorbeur 2.....	63
IV.11.5. Analyse de condenseur.....	63
IV.11.6. Analyse de l'évaporateur.....	64
IV.11.7. Analyse des pompes.....	64
IV.11.8. Analyse d'échangeurs.....	65
IV.11.9. Le coefficient de performance COP	66
IV.12. Conclusion.....	67

Chapitre V

Introduction.....	69
V.1. Paramètres fondamentaux des substances pures.....	69
V.2. Notion de potentiel chimique.....	71
V.2.1. Condition d'équilibre.....	71
V.3. Equation d'état fondamentale choisie pour NH ₃ -H ₂ O	71
V.3.1. Enthalpie libre	71
V.3.1.1. Phase liquide	71
V.3.1.2. Phase vapeur	72
V.3.2. Propriétés thermodynamiques	73

SOMMAIRE

V.3.2.1. Pour la phase liquide	73
V.3.2.2. Pour la phase vapeur	74
V.4. Mélange ammoniac-eau.....	74
V.4.1. Mélange liquide.....	74
V.4.2. Enthalpie, Entropie et le volume massique de la solution liquide.....	76
V.4.3. Mélange vapeur.....	76
V.4.4. Enthalpie, Entropie et le volume massique du mélange vapeur.....	77
V.5. Conduction de saturation.....	77
V.5.1. Point de bulle.....	77
V.5.2. Point de rosée.....	77
V.6. Propriétés de transport de la solution NH ₃ -H ₂ O.....	78
V.6.1. Densité de la solution liquide.....	78
V.6.2. Viscosité dynamique de la solution liquide.....	78
V.6.3. Viscosité dynamique de la solution gazeuse.....	79
V.6.4. Conductivité thermique de la solution gazeuse	79
V.6.5. Conductivité thermique de la solution liquide.....	80
V.6.6. Chaleur spécifique isobare pour la solution gazeuse.....	80
V.6.7. Chaleur spécifique isobare pour la solution liquide.....	81
V.7. Conclusion.....	82

SOMMAIRE

Chapitre VI

VI.1.Introduction.....	84
VI.2. Présentation de lieu de l'implantation de l'installation.....	84
VI.2.1. Données géographiques.....	84
V.2.2. Données Météologiques.....	84
V.3.Installation simple effet.....	85
V.3.1.Calcul des débits	86
V.3.1.1. Bouilleur.....	86
VI.3.1.2.Absorbeur.....	87
VI.3.2.Calcul des points de l'installation.....	87
V.3.3.Calcul de COP	89
VI.4.Simulation.....	93
VI.4.1. EES (Engineering Equation Solver).....	93
V.4.2.Mathcad.....	94
V.4.3.Simulation de l'installation.....	96
VI.4.3.1.Installation a simple effet.....	96
VI.4.3.2. Installation double effets.....	97
VI.4.3.2.1.Calcul des débits.....	97
VI.5.Interprétation des courbes.....	101
VI.6.Conclusion	101
Conclusion générale	102

Liste des figures

Figure [I.1] : Sphère céleste

Figure [I.2] : Coordonnées géographie

Figure [I.3] : Coordonnées horaires

Figure [I.4] : Coordonnées horizontales

Figure [I. 5] : Chauffage eau solaire

Figure [I.6] : Coupe schématique du distillateur solaire simple à effet de serre

Figure [I.7] : Principe de fonctionnement du générateur PV

Figure [I.8] : Direction du rayonnement solaire

Figure [II-1] : Fonctionnement de système à absorption liquide/gaz

Figure [II.2]: Procédés par adsorption et par sorption chimique

Figure [II.3] : schéma de principe pour une réfrigération solaire

Figure [II.4] : cycle de réfrigération par absorption

Figure [II.5].Schéma du générateur

Figure [II.6] : Schéma de l'absorbeur

Figure [II .7] : Machine à absorption (H_2O/L_1B_r)

Figure [II.8] : Machine à absorption (NH_3/H_2O)

Figure [II.9] : Diagramme de Merkel

Figure [II.10] : Diagramme d'Oldham

Figure [III.1]: Schéma de la climatisation solaire

Figure [III.2] : Système à réflexion parabolique

Figure [III.3] : Système à réflecteur cylindro-parabolique

Figure [III.4] : Capteur solaire thermique plane

Figure [III.5] : Capteur chauffe-eau solaire constitué de tubes sous vide

Liste des figures

Figure [III.6] : Panneaux solaires photovoltaïques

Figure [III .7] : Schéma d'une cellule photovoltaïque

Figure [III.8] : Principe de l'effet de serre

Figure [III.9] : Effet photovoltaïque et la jonction PN

Figure [III.10] : Cycle de réfrigération par absorption

Figure [III.11] : Condenseur air à soufflage vertical (alfa-Laval)

Figure [III.12] : Condenseur évaporatif (Baltimore Aircoil)

Figure [III.13] : Evaporateur à circulation d'air naturelle (Searle)

Figure [III.14] : Evaporateur à circulation d'air forcée (Searle)

Figure [III.15] : Evaporateur refroidisseur d'eau

Figure [IV.1] : Principe du générateur ditherme (a), selon lequel fonctionnent les machines à
compression de vapeur (b)

Figure [IV.2] : unité de production de froid par absorption

Figure [IV.3]: Fonctionnement de l'évaporateur

Figure [IV.4] : Fonctionnement de compresseur

Figure [IV.5] : Fonctionnement du condenseur

Figure [VI.6]: Principe de fonctionnement machine double effet

Figure [VI.1] : Machine à absorption simple effet

Figure [VI.2] : Diagramme Marcal

Figure [VI. 3] : Logiciel E

Figure [VI.4] : Interface de Mathcad

Figure [VI.5] : Utilisation de logiciel mathcad

Liste des figures

Figure [VI .6] : Influence de la température du bouilleur sur le COP

Figure [VI .7] : Influence de la température du bouilleur sur le COPc

Figure [VI .8] : Machine frigorifique double effet avec deux bouilleurs en parallèle

Liste des tableaux

Tableau [I.1] : coefficients de trouble du ciel [I.4].

Tableau [I.2] : Albédo typique des différents types de surfaces [I.6]

Tableau [II.1] : système de réfrigération solaire

Tableau [II.2] : comparaison entre (H₂O/BrLi) et (NH₃/H₂O)

Tableau [V.1] : Les paramètres fondamentaux des substances pures

Tableau [V.2] : Les coefficients pour les équations (V.12.16.21.22.23.24.25.26.) et (V.32.33.34.).

Tableau [V.3] : Les coefficients pour les équations (V.57.58.59.60).

Tableau [VI.1] : Caractéristiques de quelques zones, du pays.

Tableau [VI.2] : La température ambiante moyenne mensuelle.

Nomenclature

Les lettres latines :

Grandeurs	Unités
\dot{m} : débit massique	kg /s
Q : quantité de chaleur	kJ
H : enthalpie	kJ/kg
L : chaleur latente	kJ/kg
Cp : chaleur massique	kJ/kg.K
T : température	K
W : travail	W
V : volume	M ³
P : pression	Pa
M : masse molaire	Kg/kmol
S : entropie	kJ/kg.K
U : énergie interne	kJ/kg
X : titre	
Cop : coefficient de performance	
Eff : efficacité de l'échangeur	

Les lettres grecques :

ρ : masse volumique	Kg/m ³
μ : viscosité dynamique	Pa.s
λ : conductivité thermique	W/m.K
σ : constante de Stefan-Boltzmann ($5,6703 \cdot 10^{-8}$)	W/m ² K ⁴
τ : rendement exégétique	
ξ : concentration massique	
η : efficacité du système	

Les indices :

ab : absorbeur.

g : bouilleur.

c : condenseur.

ev : évaporateur.

éch : échangeur de chaleur.

Introduction générale

L'exercice de toute activité humaine nécessite un certain niveau de confort thermique.

Dans plusieurs régions du globe les températures que l'on peut attendre à l'intérieur des locaux, à cause des charges thermo-frigorifiques intérieures et extérieures, sont fréquemment en dehors des conditions de bien être.

En présence d'un climat chaud et sec, comme celui de notre pays (Algérie), la température moyenne de la journée au-delà du seuil de confort, on a la possibilité de développer les systèmes de climatisation couplés à un système solaire pouvant garantir les conditions de confort.

Il est aisé de remarquer ces derniers temps, l'importante croissance que connaît le marché de l'énergie, ce qui ouvre les portes à une course vers de nouvelles sources d'énergie ou de nouveaux procédés permettant d'obtenir davantage d'énergie. C'est dans le même ordre d'idée que le milieu industriel et quelques laboratoires de recherche portent un intérêt de plus en plus grandissant au développement des machines frigorifiques à absorption qui ont de nombreux avantages.

Pour ce la on fait une étude concerne une machine à absorption et la possibilité de lier son fonctionnement à l'énergie solaire, afin de l'exploité.

Ce projet consiste à faire une étude thermodynamique du cycle frigorifique à absorption ($\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$).

Chapitre 1 : Ce chapitre présente une étude de l'énergie solaire et son application dans le domaine de climatisation, les différentes techniques d'exploitation de l'énergie solaire thermique.

Chapitre 2 : Dans ce chapitre on parle sur les machine frigorifique solaire mais un peut particulier sur la machine à absorption, cette partie comprend le principe de fonctionnement, les schémas de principe et les caractéristiques des couples binaires utilisées.

Chapitre 3 : Ce chapitre décrit les éléments d'un système solaire qui sont les capteurs solaires, système de stockage de la chaleur, machine à absorption qui compose de quatre éléments bouilleur, absorbeur, évaporateur et condenseur.

Chapitre 4 : Dans ce chapitre en parle sur les machines ditherme et les machine trithermes, et on fait une étude thermodynamique à des machines à absorption simple et double effets.

Chapitre 5 : Ce chapitre comporte une étude thermodynamique d'une installation à absorption fonctionne avec le couple binaire ($\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$), on établit les formules nécessaires pour calculer les différents paramètres thermodynamiques dans des différents points de l'installation.

Chapitre 6 : Ce chapitre est basé principalement sur le coté amélioration de coefficient de performance par des différents techniques telle que la variation des paramètres thermodynamiques et l'augmentation de nombre des bouilleurs.

Chapitre : I

Généralité sur l'énergie solaire

I.1)- Introduction :

L'énergie solaire est disponible partout sur la planète avec des degrés .Elle est entièrement renouvelable avec un apport variable, au gré des jours et des saisons. Mais, elle est relativement prévisible avec une puissance maximale de $1000\text{w}/\text{m}^2$. Même si elle est relativement diluée, son apport énergétique annuel pourrait répondre par des milliers de fois à la consommation énergétique de la plupart des pays, à l'exception de ceux très industrialisés.

Cette énergie est disponible en abondance sur toute la surface terrestre et, malgré l'atténuation importante alors de la traversée de l'atmosphère, la quantité restante demeure encore importante quand elle arrive au sol. On peut ainsi compter sur $1000\text{w}/\text{m}^2$ dans les zones tempérées. Le flux solaire reçu au niveau du sol dépend de :

- L'orientation, la nature et l'inclinaison de la surface terrestre,
- La latitude du lieu de collecte, de son degré de pollution ainsi que de son altitude,
- La période de l'année,
- L'instant considéré dans la journée,
- La nature des couches nuageuses,

Ainsi, il existe des zones dans le monde plus favorisées que d'autre du point de vue ensoleillement. Elles sont répertoriées sous forme d'atlas et mettent en évidence les gisements solaires. Ainsi, si l'on considère des zones à climat sec et possédant un taux d'ensoleillement important dans l'année, le flux solaire peut être facilement modélisable et prévisible en fonction des heures de la journée et des jours de l'année. Si, au contraire, on considère des zones plus défavorables, souvent ventées et présentant un temps nuageux alternant avec des périodes d'ensoleillement sur plusieursjournées par an, l'irradiation change rapidement et dans de larges proportions. Il est alors difficile de faire des prédictions fines sur le taux d'irradiation sur un lieu et une heure précise.

Naturellement, le soleil toujours attire l'attention de l'humanité et a été le sujet du culte par beaucoup de culture au cours des milléniums, tels que les égyptiens, Incas, Grecs, et mayens, parmi beaucoup, d'autre. Le potentiel de l'énergie solaire de produire de la chaleur et d'électricité à fournir pour nos économies modernes dans une série d'activité productive a été largement démontré mais pas encore largement adopté autour du globe dû aux combustibles fossiles relativement bon marché bien que la source d'énergie solaire soit inépuisable et libre, ce n'est pas constant pendant le jour et n'est pas aisément expédié. En revanche, les styles de vie modernes exigent un approvisionnement en énergie continu. Cependant, il y a des manières de surmonter ces déficits.

I.2) Sphère céleste :

La sphère céleste est une sphère imaginaire de rayon indéfini, établie dans les cieux et ayant comme centre l'œil d'un observateur terrestre. La sphère est la base du système de coordonnées employé pour déterminer les positions des astres. Elle est également utilisée pour désigner les intervalles de temps.

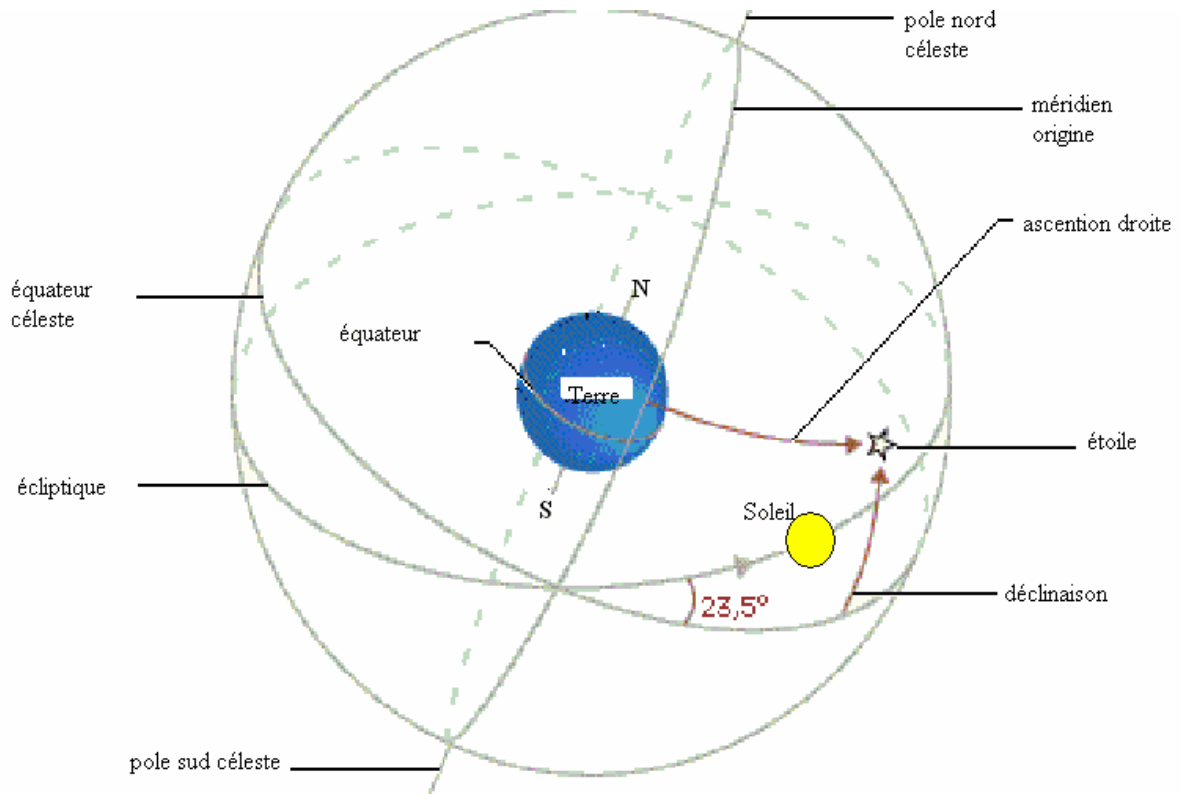


Figure [I.1] : La sphère céleste

I.3) Coordonnées célestes :

I.3.1) Coordonnées géographiques :

Sont des coordonnées angulaires qui permettent le repérage d'un point sur la terre.

- La longitude L : est comptée positivement de 0 à $+180^\circ$ vers l'Est et négativement de 0 à -180° vers l'ouest, à partir du méridien Greenwich.
- La latitude Φ : permet de repérer la distance angulaire d'un point quelconque à l'équateur. Elle est comptée positivement de 0 à $+90^\circ$ vers le nord et négativement de 0 à -90° vers le sud.

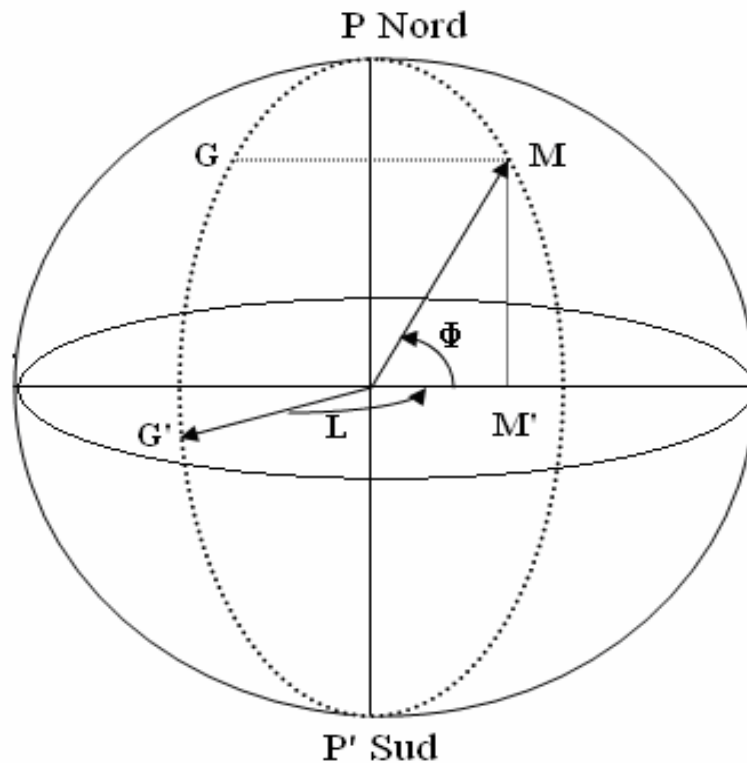


Figure [I.2] : Les coordonnées géographiques

I.3.2) Coordonnées horaires :

a- Angle horaire ω : est déterminé par la rotation régulière de la terre autour de son axe. Elle est comptée positivement dans le sens rétrograde de 0 à $+360^\circ$, une heure sidérale vaut donc 15° d'angle et $\omega=0^\circ$ (12h:00) au méridien de Greenwich.

b- Déclinaison δ : c'est l'angle fait par le plan de l'équateur avec celui de l'écliptique. Elle est variée au cours de l'année de $+23^\circ 27'$ à $-23^\circ 27'$ et détermine l'inégalité des durées des jours. δ est donnée par la relation suivante :

$$\delta = 23.45 \sin [(360/365) (N+284)]$$

Avec :

N : Le numéro du jour dans l'année compté à partir du 1^{ère} janvier (1 à 366).

Elle est comptée positivement de 0 à $+90^\circ$ de (E) vers P (pôle boréal), et négativement de 0 à -90° de (E) vers P' (pôle austral).

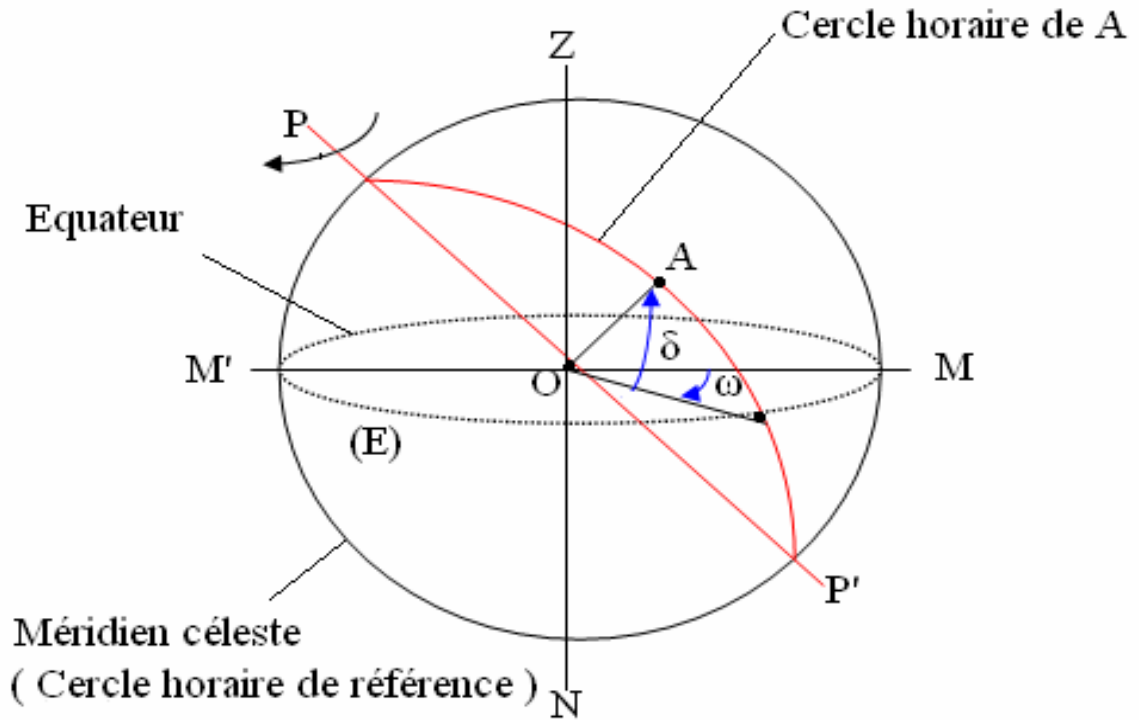


Figure [I.3] : Les coordonnées horaires

I.3.3) Coordonnées horizontales :

a- La hauteur h :est l'angle entre la direction du soleil et sa projection Elle est comptée positivement de 0 à $+90^\circ$ vers le zénith et négativement de 0 à -90° vers le nadir.

b-L' azimut a : est l'angle entre la direction de soleil et la direction de sud. On peut le compter positivement de 0 à $+180^\circ$ vers l'ouest et négativement de 0 à -180° vers l'est.

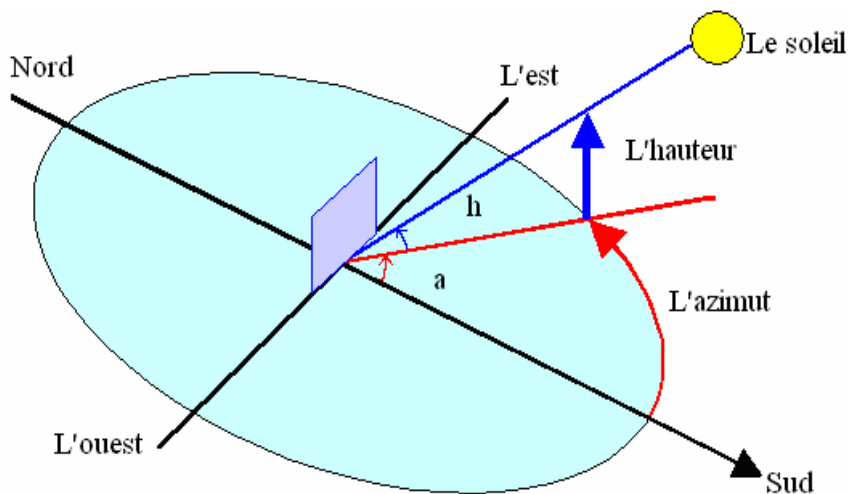


Figure [I.4] : Cordonnés horizontales

I.4)- Exploitation d'énergie solaire :

Le soleil est une source abondante et écologique d'énergie renouvelable. Aujourd'hui, nous captons l'énergie solaire pour chauffer les maisons et l'eau, et pour produire de l'électricité au moyen de trois différentes méthodes, et technologie : l'énergie solaire passive, l'énergie solaire active et l'énergie photovoltaïque.

I.4.1)- Énergie solaire passive :

Le terme « passif » renvoie aux techniques utilisées pour capter l'énergie. Ces techniques misent sur la conception des immeubles et le type de matériaux utilisés pour la construire.

Aujourd'hui, la conception solaire passive utilise les éléments fondamentaux d'un meuble, les murs, la toiture et les fenêtres, pour contrôler la quantité d'énergie solaire absorbée ou perdue.

I.4.2)- Énergie solaire active :

Le système d'énergie solaire active utilise des capteurs solaires pour capter l'énergie du soleil et produire de l'électricité ou bien pour d'autres utilisations.

I.4.2.1)- Chauffage eau solaire :

C'est une méthode de chauffage de l'eau utilisant des capteurs vitrés ou non vitrés. Les capteurs comprennent une Surface absorbante noire qui absorbe le rayonnement solaire. L'énergie solaire réchauffe un fluide caloporteur qui circule dans les tubes sous le capteur.

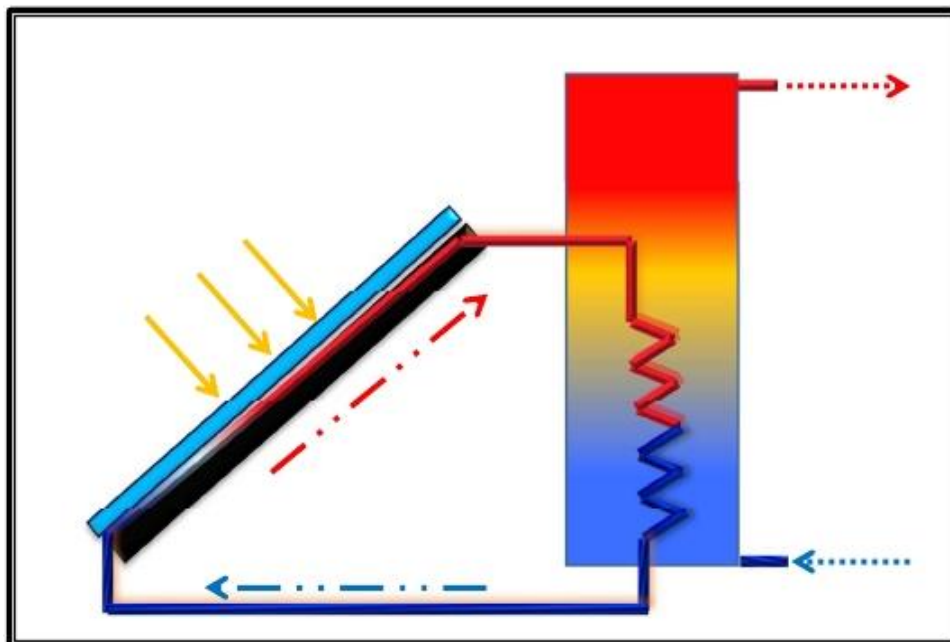


Figure [I, 5] : Chauffage eau solaire

I.4.2.2)-Distillateur solaire :

Les distillateurs solaires à simples effets sont des appareils de type à effet de serre lorsque les rayons solaires traversant la couverture transparente sont absorbés par l'absorbeur qui chauffe le bac suite à la l'absorption. L'eau salée qui se trouve dans le bac chauffé jusqu'à une température supérieure à celle de la couverture transparente, les écarts de la température permettent l'évaporation de l'eau salée. La vapeur se trouve entre une surface intermédiaire entre température ambiante et la température à l'intérieur du distillateur, la condensation forme des gouttelettes d'eau par effet de gravitation, l'eau distillée s'écoule vers la gouttière puis sera évacuée vers un récipient de mesure.

Enfin pour augmenter la production journalière de l'eau distillée on peut additionner un ou plusieurs distillateurs solaires en séries ou en parallèles.

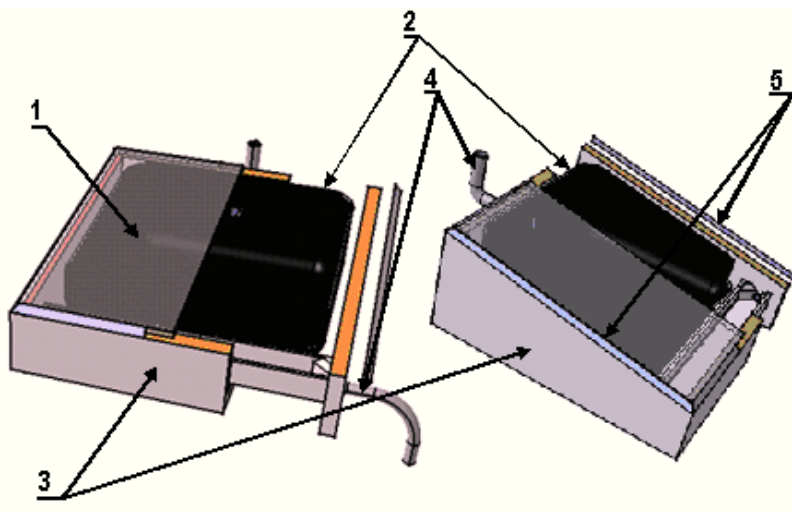


Figure [I.6] : Coupe schématique du distillateur solaire simple à effet de serre

I.4.2.3)-Climatisation solaire

La chaleur captée par les panneaux solaires est dirigée vers une machine à absorption. Cette solution est efficace et silencieuse, elle est plus écologique qu'une climatisation classique (réduction des émissions de CO₂). La technique reste marginale principalement en raison de son coût actuel, elle se trouve en phase de développement.

I.4.3)- Conversion photovoltaïque :

Les panneaux solaires sont constitués de l'assemblage en série et parallèle de plusieurs modules photovoltaïques. Ces panneaux sont composés de la connexion en série d'un certain nombre de cellules solaires. La cellule photovoltaïque (ou cellule solaire) est l'élément de base de l'effet photovoltaïque (ou conversion par photopiles) permettant de produire de l'électricité à partir de l'énergie solaire. Ce phénomène implique la production et le transport de charge négative et positive sous l'effet de la lumière dans un matériau semi-conducteur (qui est la plupart du temps, le silicium). En heurtant la surface de ce matériau, les photons transfèrent leur énergie aux

électrons contenus dans la matière dopée négativement et positivement (jonction p-n). Ceux-ci se mettent alors en mouvement dans une direction particulière créant ainsi, un courant électrique continu qui est recueilli par des fils métalliques très fins microsoudés en surface [1]. Le panneau photo voltaïque peuvent être de plus, inclus dans un système photovoltaïque permettant la production et le stockage de l'énergie électrique nécessaire [2]

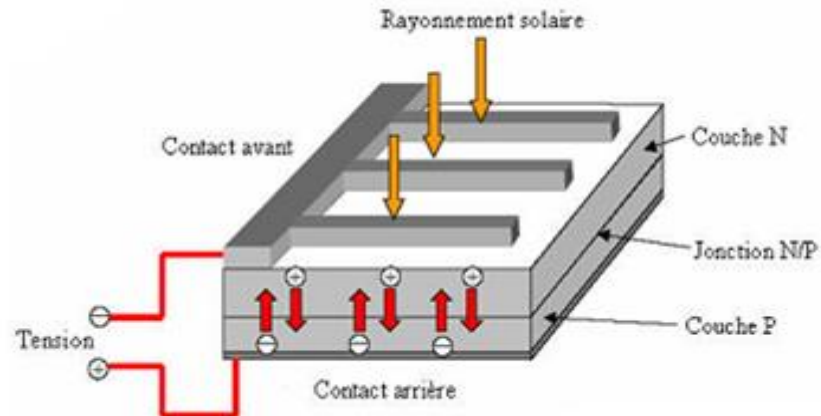


Figure [I, 7] : principe de fonctionnement du générateur PV

I.5)-Rayonnement :

I.5.1)-Introduction :

Dans le domaine des basses températures, la convection et la conduction jouent un rôle important. Le flux transmis par rayonnement devient prépondérant aux températures supérieures à 400°C. Contrairement à la conduction ou à la convection, le transfert d'énergie thermique par rayonnement ne nécessite la présence d'aucun support matériel solide ou fluide.

A la température du zéro absolu, les électrons ne peuvent se déplacer et sont prisonniers des atomes. Par contre, tous les corps matériels, dont la température est supérieure à 0°K, sont capables d'émettre de l'énergie sous forme de rayonnement et de s'échanger entre eux. Un corps à la température émet des ondes de plusieurs fréquences différentes, et la répartition de cette énergie dépend de la température du corps. La quantité d'énergie émise est liée à la température.

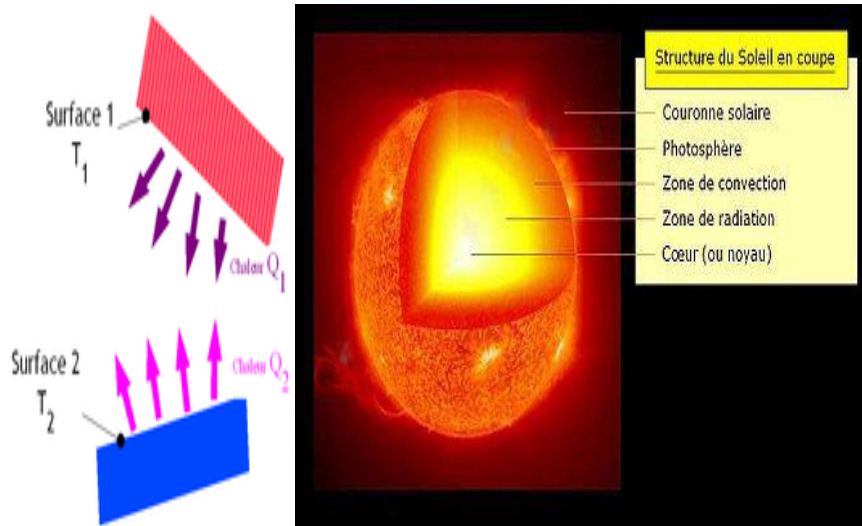


Figure [I.8]

$$P = \epsilon \sigma T^4$$

Avec

- σ : constante de Stefan-Boltzmann ($5,6703 \cdot 10^{-8} \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-4}$)
- ϵ : émissivité, coefficient sans unité qui vaut 1 pour un corps noir et qui est compris entre 0 et 1 selon l'état de surface du matériau.
- S: superficie du corps ;
- T: température du corps (en kelvin).

I.5.2) RÉPARTITION DU RAYONNEMENT SOLAIRE :

Le rayonnement solaire est affaibli par la réflexion, les diffusions multiples et l'absorption par les particules de poussière et les molécules de gaz. Le rayonnement solaire est ainsi divisé en deux composantes [3] :

$$IG = ID + Id$$

Où :

IG : est le rayonnement solaire global.

ID : est le rayonnement solaire direct.

Id : est le rayonnement solaire diffus.

I.5.1.1) le rayonnement direct :

C'est-à-dire la part du rayonnement qui traverse l'atmosphère sans rencontrer d'obstacles. La relation suivante donne l'expression du rayonnement solaire direct :

$$I_D = I_C a \cos i \exp \left[-\frac{b}{\sin h} \right]$$

tel que : a et b sont des coefficients de trouble du ciel dont les valeurs sont données dans le tableau suivant :

Tableau (I.1) : coefficients de trouble du ciel

	Condition normal	Ciel dégagé et très pur	Zone industriel
A	0.88	0.87	0.91
B	0.26	0.17	0.43

I.5.1.2) le rayonnement diffus:

C'est-à-dire la part du rayonnement solaire qui est réfléchi ou absorbé par les particules de poussière et les molécules de gaz et atteint la surface de la terre dans tous les sens. La relation suivante donne l'expression du rayonnement solaire diffus :

$$I_d = \left[\frac{\alpha_0(1 + \cos \beta)}{2} \right] + \rho(I_o \sin h + \alpha_0) \left(\frac{1 - \cos \beta}{2} \right)$$

Avec:

$$\alpha_0 = I_c \sin h \left[0.27 - 0.2939 \text{Exp} \left(- \frac{b}{\sin h} \right) \right]$$

Où :

ρ : Est l'albédo du sol, dont les valeurs sont données dans le tableau suivant :

Tableau (I.2) : Albédo typique de différents types de surfaces.

Nature du sol	Albédo
Neige fraîche	0.50à0.70
Sol rocheux	0.15à0.25
Sol cultivé	0.07à0.14
Forêt	0.06à 0.2
Etendue d'eau	0.05
Neige ancienne	0.8 à 0.9

I.5.2) Direction du rayonnement solaire :

Soit un plan quelconque sur la terre à un instant quelconque. Repérons sa position par les deux angles β , α , Figure (I.5), talque :

i : Angle de l'incidence.

β : Angle entre le plan horizontal et le plan considéré (inclinaison).

α : Angle entre le méridien local et la normale

N_r : Vecteur unitaire porté par la direction des rayons solaires.

n : Vecteur unitaire porté par la normale de la surface.

L'angle de l'incidence et la hauteur du soleil sont définis par les formules suivantes :

$$N_n = N_n \cos i$$

$$\cos i = \cos \delta \cos \varphi \cos \omega + \sin \delta \sin \varphi \sin \beta + \cos \delta \sin \beta \sin \alpha \sin \omega - \sin \delta \cos \alpha \cos \varphi \cos \omega$$

$$\sin h = \sin \delta \sin \varphi + \cos \delta \cos \varphi \cos \omega$$

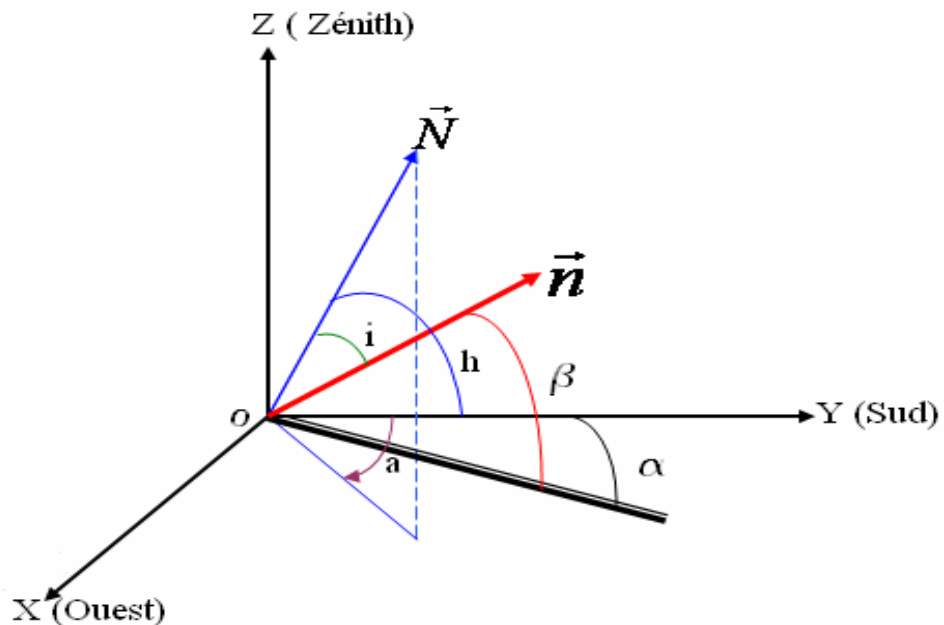
Avec :

$\alpha = 0$: Vers le sud, $\alpha < 0$: Vers le l'Est, $\alpha > 0$: Vers le l'Ouest.

$\beta > 0$: Le plan regarde l'équateur, $\beta = 90$: Pour un plan vertical, $\beta = 0$: Pour un plan horizontal.

$\omega = 0$: Au midi solaire, $\omega < 0$: Le matin, $\omega > 0$: Après midi.

Figure [I.5] : Direction du rayonnement solaire



I.5.3) MESURE DE RAYONNEMENT SOLAIRE:

Pour mesurer le rayonnement solaire au niveau de sol on peut utiliser les instruments suivants:

I.5.3.1) LE RADIOMÈTRE :

Le radiomètre est un appareil permettant de mettre en évidence l'énergie transportée par les radiations, il est constitué d'une ampoule de verre contenant de l'air à faible pression et un petit moulin à quatre pales ayant chacune une face noire et une face blanche. Il en résulte une dissymétrie dans l'absorption du rayonnement incident, qui provoque la mise en rotation du moulin.

I.5.3.2) LE PYRANOMÈTRE :

Le pyranomètre est un radiomètre pour la mesure du rayonnement dans un plan, le rayonnement incident étant issu de l'ensemble de l'hémisphère situé au-dessus de l'instrument.

I.5.3.3) L'Héliomètre :

Le pyréliomètre est un radiomètre muni d'un collimateur, pour la mesure du rayonnement solaire direct sous incidence normale.

I.6) Conclusion :

L'énergie solaire a un potentiel énergétique très élevé quand on peut l'utiliser pour activer des systèmes solaires pour la climatisation de chauffage et la production d'électricité.

Mais il est difficile de capter ce potentiel énergétique à cause de mouvement de la terre et l'instabilité de ce dernier.

Chapitre II :

Les machines frigorifiques solaire

II.1)- Introduction :

Il existe des technologies où l'énergie thermo-solaire est utilisée dans un processus de réfrigération à la place de l'électricité. Le principe de base dans un processus de réfrigération solaire est le phénomène de sorption : une substance gazeuse peut être déposée sur un liquide absorption ou sur un solide (adsorption).

Il est à distinguer entre les systèmes de sorption ouverts et fermés. Les processus fermés comportent des refroidisseurs à absorption ou à adsorption. Les champs d'application des systèmes fermés sont la production d'eau froide, qui est utilisée pour les stations de ventilation centralisée (déshumidification) ou dans la climatisation décentralisée, c'est-à-dire la climatisation résidentielle. Les systèmes de réfrigération évaporative et dessiccante (dessiccante and Evaporative cooling système) sont basés sur les cycles ouverts. Dans ce cas, l'air est directement conditionné c'est-à-dire refroidi et déshumidifié.

² Méthode	Cycle fermé		Cycle ouvert
Cycle réfrigérant	Cycle de réfrigération fermé		Le réfrigérant (l'eau) est en contact avec l'atmosphère
Principe	Eau froide		Déshumidification d'air et réfrigération évaporative
Sorption	Solide	Liquide	Solide
Couple binaire	Eau/silica gel	Eau/bromure de lithium NH3/eau	Eau /silica gel, eau/chlorure de lithium
Technologie de marché	Machine à adsorption	Machine à absorption	Réfrigération par dessiccation
Puissance de réfrigération (kW froid)	50-430kw	15kw-5MW	20-350kw (par module)
COP	0.5-0.75	0.6-0.75 (simple effet)	0.5->1
Température de fct	60-90°C	80-110°C	45-95°C
Capteur solaire	Capteurs à tubes sous vide, plans	Capteur à tube sous vide	Capteurs plans, à air

Tableau [II-1] : système de réfrigération solaire

La consommation d'énergie dédiée à la climatisation a augmenté de façon dramatique durant les dernières années dans le monde. Les raisons principales de l'augmentation de la demande d'énergie liée à la climatisation d'air incluent l'augmentation des charges thermiques, des demandes de confort ainsi que les

exigences architecturales. Dans les constructions aux fortes charges internes comme les établissements publics, les laboratoires, etc., les demandes de réfrigération ne peuvent être satisfaites par les technologies passives.

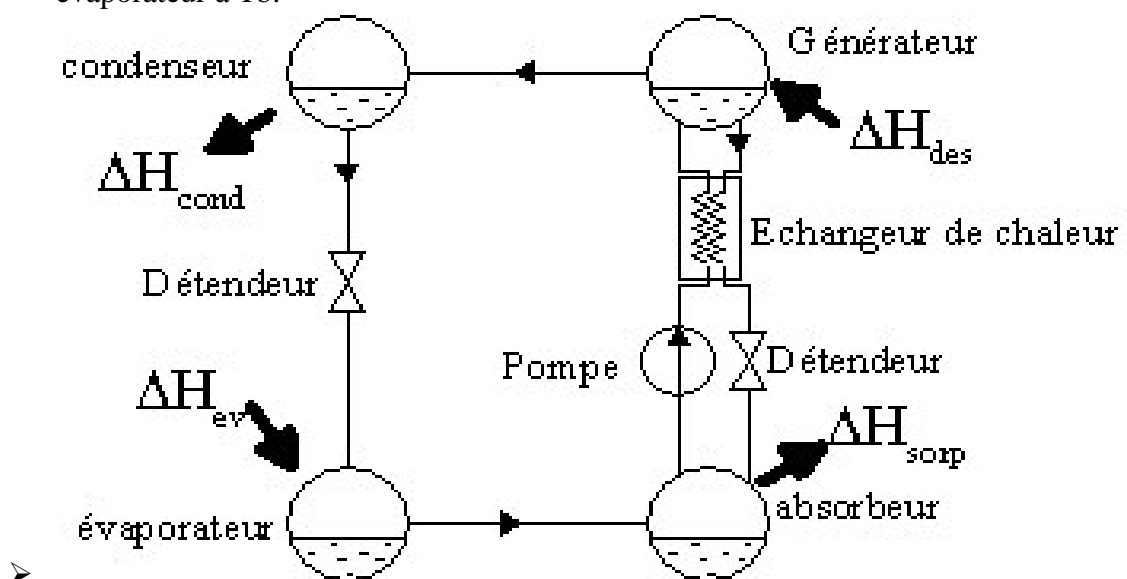
Jusqu'aujourd'hui, ces charges frigorifiques étaient assurées par des systèmes à compression de vapeur gourmands en électricité et qui causent des pics de consommation souvent à des lestage. La demande en réfrigération correspond parfaitement à l'énergie reçue par un système thermo-solaire. C'est pourquoi, les systèmes de climatisation solaire constituent une alternative idéale des systèmes convention des énergies primaires.

II.2)- Les différents type des machines frigorifiques solaires :

II.2.A)- Les machines à absorption : Le phénomène d'absorption est le mélange d'un gaz dans un liquide, les deux fluides présentent une forte affinité, pour former une solution (dieng et Wang ,2001).Ce processus est réversible. Le procédé de production de froid par absorption liquide – gaz est un procédé où les deux phases de fonctionnement du dipôle sont séparées spatialement et non pas temporellement (Li Sumathy et al ,2000 ; Srikin et al, 2001). Le cycle de basse nécessite donc la mise en œuvre de deux dipôles fonctionnant simultanément.

Les systèmes de base présentent donc quatre enceintes (figures [II.1]):

- un générateur quittant la solution S_2 fortement chargée en gaz. Ce désorbteur est chauffé afin de libérer le gaz G . à T_h .
- un absorbeur contenant la solution S_1 faiblement chargée en gaz G . Cet absorbeur est refroidi afin d'absorber le gaz G à T_m (phase(b)).
- un condenseur dans lequel le fluide G se condense à la température T_m libérant ΔH_{cond} ,
- et un évaporateur dans lequel le fluide G s'évapore en absorbant la chaleur $\Delta H_{\text{év}}$ évaporateur à T_b .



➤ **Figure [II-1] :** Schéma de principe d'une machine à absorption

II.2.B)- Les procédés par adsorption et par sorption chimique :

Les procédés par adsorption (Anyanwu, 2003 et 2004) ou par réaction chimique solide- gaz (wangsuan et al, 2001) sont des procédés où les deux phases du dipôle sont séparées temporellement. Ceci est dû au fait que l'on ne peut transporter le milieu sorbant solide de la même façon que le sorbant liquide circulant dans les systèmes à absorption.

La différence principale entre ces deux procédés réside dans le type de liaison entre le sorbant et le fluide : pour l'adsorption, les molécules de fluide adsorbées à la surface du sorbant sont liées par des liaisons faibles de type Van der Waals (Dieng et Wang ,2001) alors que la sorption chimique implique des liaisons plus fortes de type liaison ioniques ou covalentes avec transformation de la structure chimique des molécules de sorbant (sumathy et al, 2003).

Pour les procédés mettant en œuvre une réaction chimique réversible, l'état du sorbant est caractérisé par un avancement X , défini comme le taux de chargement du sorbant en gaz de travail. X varie entre 0 (sorbant complétement déchargé) et 1 (sorbant saturé en gaz de travail).

Les enthalpies d'adsorption sont de l'ordre de 800 à 6000 KJ/ Kg de gaz en fonction des couples considérés (Srivastava et Eanes ,1998 ; Anyanwu ,2004) et de 3 à 100% plus important que les enthalpies de changement de phase du fluide de travail. Ces enthalpies d'adsorption dépendent majoritairement des propriétés de surface des adsorbants, comme la surface spécifique, la taille et le volume des micropores (sumathy et al, 2003).

Pour les systèmes à réaction chimique, les enthalpies de réaction sont de l'ordre de 1600 à 4000 KJ/Kg de gaz en fonction des couples considérés. (Dellero, 1997 ; Lahmidi ,2005) soit de 30% plus importants que les enthalpies de changement de phase du fluide considéré.

- un réacteur ou adsorbant contenant le sorbant solide S qui est successivement chauffé à T_h et refroidi à T_m afin de libérer ou absorber le gaz G .
- un condenseur dans lequel le fluide G se condense à la température T_m , libérant ΔH_{cond} ,
- et un évaporateur dans lequel le fluide G s'évapore en absorbant la chaleur ΔH_{ev} .

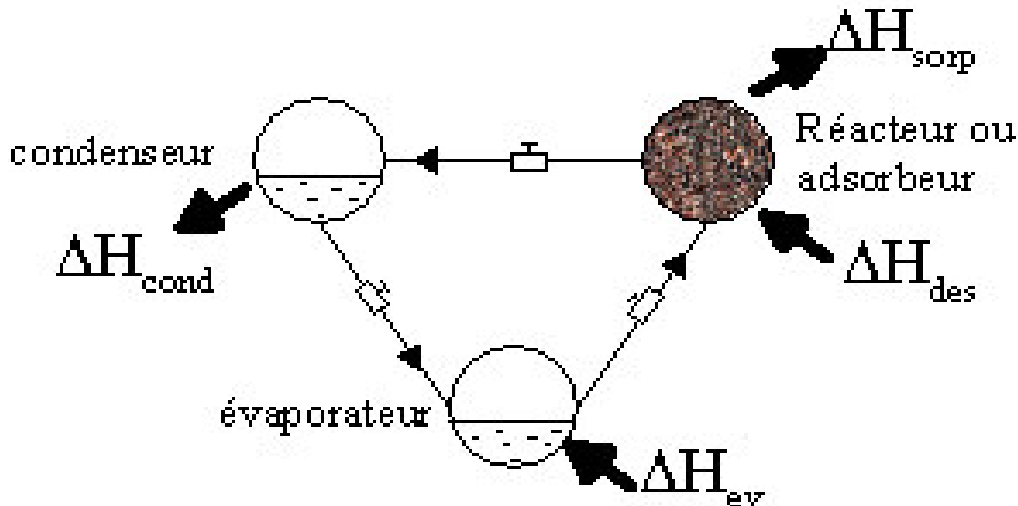


Figure [II.2] : Fonctionnement de système à adsorption

II.3)-Les machines à absorption solaire :

II.3.1)-Bref rappel historique :

Le principe de refroidissement par absorption a été démontré vers la fin du 19^{ème} Siècle(1859), mise au point par un français, Ferdinand carré. Le fluide utilisé est un mélange binaire, il se compose d'eau et d'acide Sulfurique. Mais le fonctionnement se faisait de façon discontinue dis ans plus tard.

FERDINAND Carré a adopté le mélange (eau/ammoniac) et il a obtenu par la même occasion un fonctionnement continu.

- ✚ Vers 1899, la théorie des mélanges fut établie par Duhem.
- ✚ De 1890 à 1900, de nombreuses machines à absorption sont installées dans l'industrie du Pétrole et les installations de fabrication des produits chimiques.
- ✚ Dans les années 1900, les installations à compression mécanique prennent de plus en plus d'importance pour finalement dominer le marché devant la machine à absorption. Néanmoins, les recherches n'ont jamais cessé pour développer ce type de machines.
- ✚ Les savants tels que PLANK, ALTENKIRCH, MAIURI ont contribué au perfectionnement de cette machine ; il faut citer aussi les travaux de Von Platen et MUNTERS sur le cycle absorption-diffusion pour les réfrigérateurs à absorption sans pompe.

Depuis, différents concepteurs, chercheurs et scientifiques parmi eux ALBERT Einstein ont essayé d'étudier et de perfectionner cette machine.

L'essor de cette technologie est véritablement intervenu après la deuxième guerre mondiale.

- ✚ De 1950 à 1965, l'absorption connaît un succès commercial important, en particulier aux États-Unis ; deux couples sont alors en compétition : ammoniac/eau ($\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$) et eau/bromure de lithium ($\text{H}_2\text{O}/\text{BrLi}$).
- ✚ En 1965 environ 30 % des machines de fortes puissances frigorifiques aux États-Unis utilisaient le principe de l'absorption (15 % en 1958) [4].
- ✚ L'année 1970 marque le début de la production et de la commercialisation des Groupes à absorption KWAZAKI machine utilise ($\text{H}_2\text{O}/\text{BrLi}$), cycle à double effet avec un brûleur à gaz.
- ✚ Puis ces machines connaissent des développements importants (recherche sur l'utilisation du rayonnement solaire et sur les économies d'énergie) la circulation du frigorigène n'est pas due à un compresseur mécanique mais à la circulation par pompe d'un liquide absorbant dont la teneur en frigorigène absorbé dépend de la pression. Le travail mécanique nécessaire est très réduit et le système consomme de la chaleur [5].

II.3.2)- Principe de fonctionnement :

Les phénomènes frigorifiques à absorption utilisent le fait que les solutions binaires absorbant les vapeurs d'autres solutions et cela dans les limites de températures bien définies.

On appelle alors absorption, la fixation d'une substance par tout le volume de la matière absorbant.

Nous savons que la vapeur d'un corps pur ne peut être absorbée par le même corps à l'état liquide que dans le cas où la température du liquide est inférieure à celle de la vapeur, à la différence des corps purs, les solutions possédant la propriété remarquable d'absorber la vapeur de la solution liquide d'une autre composition même dans le cas où la température du liquide est supérieure à celle de la vapeur.

C'est cette propriété des solutions qui est utilisée dans les installations frigorifiques à absorption [6].

Donc les machines à absorption liquide fonctionnent grâce à la faculté de certains liquides d'absorber (réaction exothermique) et de désorber (réaction endothermique) une vapeur.

Elles utilisent également le fait que la solubilité de vapeur dans le liquide dépend de la température et de la pression. Ainsi, ces machines utilisent comme fluide de travail mélange binaire. Dont l'un des composants est beaucoup plus volatil que l'autre, et constitue le fluide frigorigène.

Deux couples sont principalement utilisés :

- ✚ Eau/Bromure de lithium ($H_2O/BrLi$).
- ✚ Ammoniac/Eau (NH_3/H_2O).

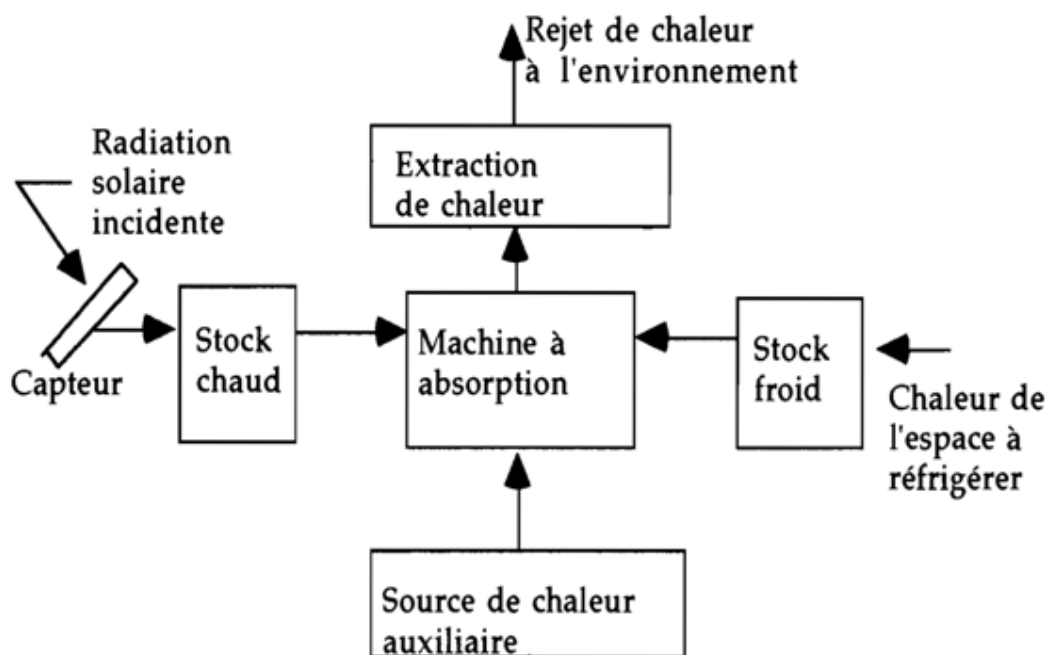


Figure [II-3] : Schéma de principe pour une réfrigération solaire

II.3.3)- Description des machines :

Les machines à absorption solaire comporte quatre éléments essentiels et des éléments intermédiaires et une source de production de chaleur comme le montre la figure suivante.

- un absorbeur
- un générateur de vapeur
- un condenseur
- un évaporateur
- une pompe
- un détendeur
- un échangeur de chaleur
- un capteur solaire

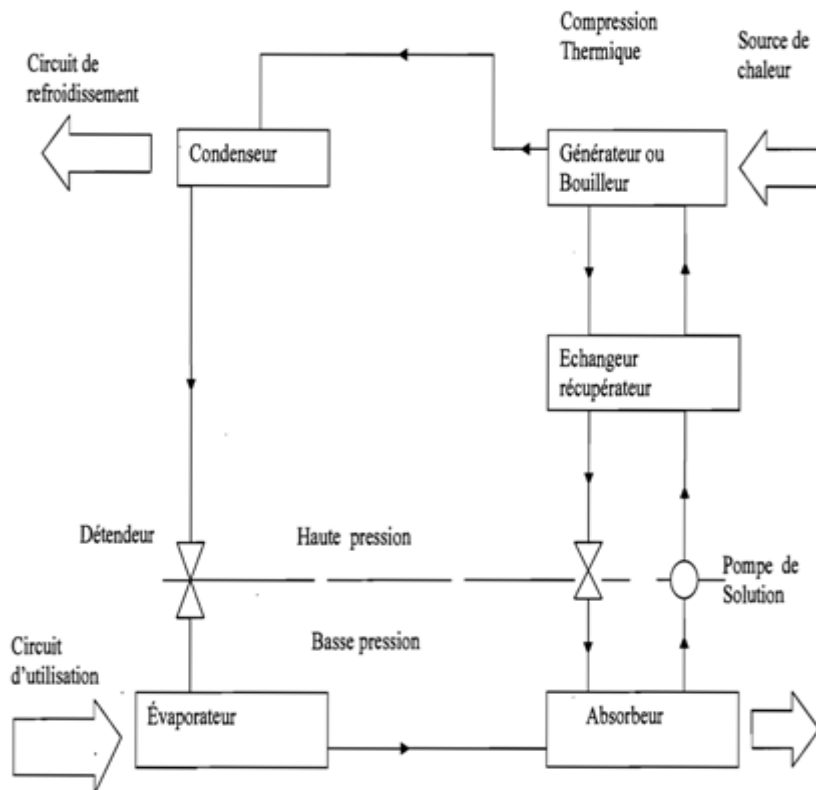


Figure [II-4] : cycle de réfrigération par absorption

a) Le générateur :

Le liquide, riche en frigorigène, entre dans le générateur en (6), où il est partiellement vaporisé grâce à l'énergie apportée par le circuit d'eau chaude; les deux phases résultantes sont : une vapeur de réfrigérant (1) et une solution concentrée de l'absorbant (7).

Notons que les températures d'évaporation du BrLi et de l' H₂O sont très éloignées, c'est pourquoi il n'est pas nécessaire de rectifier le frigorigène généré Contrairement au mélange NH₃-H₂O.

La chaleur prélevée du circuit d'eau chaude, permet:

- ✓ l'apport de chaleur sensible pour le réchauffage de la solution riche en réfrigérant jusqu'au début de l'évaporation de ce dernier;
- ✓ L'évaporation du frigorigène et l'élévation de température progressive du mélange restant;
 - ✓ la séparation des deux composants du couple de solution: chaleur de dilution.

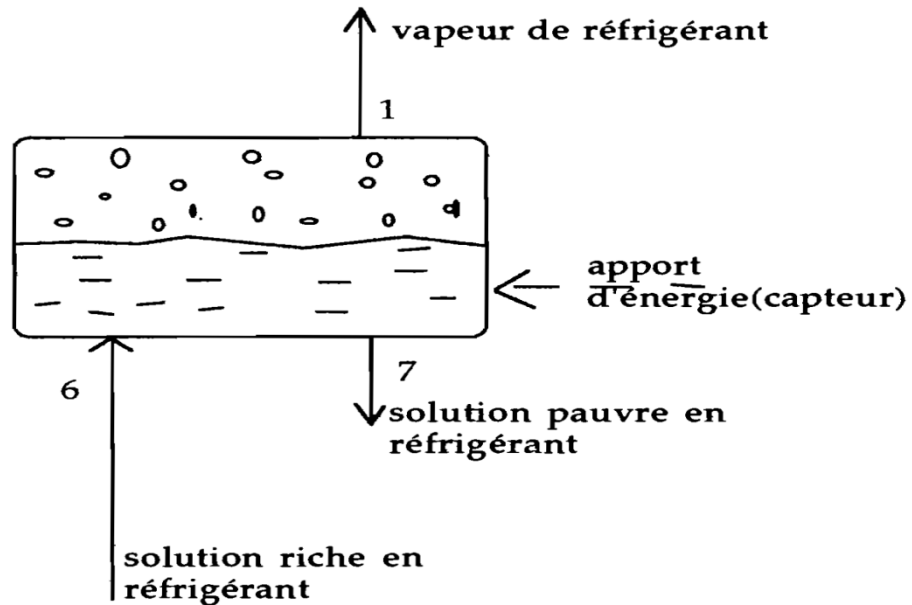


Figure [II.5] : Schéma du générateur

b) L'absorbeur

La solution pauvre en réfrigérant provenant du générateur absorbe lors de sa chute de pression. Cette vapeur se liquéfie en cédant sa chaleur au circuit de refroidissement.

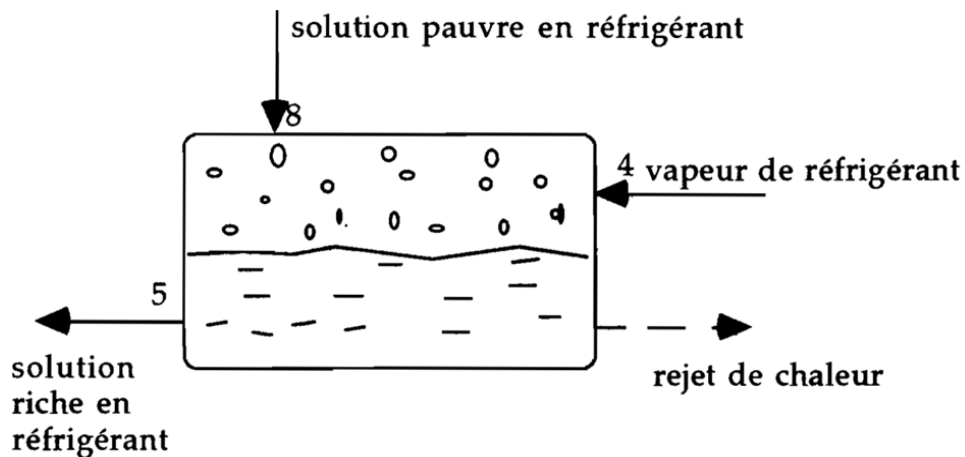


Figure [II.6] : Schéma de l'absorbeur

Permet de diminuer les puissances du générateur et de l'absorbeur en permettant un transfert d'énergie du mélange pauvre en réfrigérant provenant du générateur au mélange riche en réfrigérant provenant de l'absorbeur. Cette diminution de puissances permet une double économie : les surfaces d'échangeuront réduites et les quantités d'énergie rejetée et fournie sont moindres.

Cet échangeur de solution est caractérisé par :

- ✓ sa puissance qui est égale à la quantité de chaleur reçue par chaque fluide en un instant donné.

d) Le condenseur :

La vapeur de réfrigérant générée au bouilleur se liquéfie sur le faisceau d'échange. La pression qui règne dans la calandre du condenseur correspond à l'équilibre liquide-vapeur du frigorigène. La condensation d'un corps pur se fait à température constante, avec un dégagement de chaleur latente. La chaleur sensible mise en jeu est nulle du fait que le refroidissement de la vapeur qui entre dans la calandre est négligé. La puissance du condenseur s'exprime en plusieurs corrélations, tout dépend de la géométrie de surface d'échange.

e) L'évaporateur

L'énergie prélevée sur le circuit d'eau glacée du groupe à absorption, source froide de la machine, provoque un changement de phase du frigorigène liquide. Le réfrigérant subit dans l'échangeur un changement de phase sans préchauffage sensible du frigorigène, ni surchauffe de la vapeur. La puissance de l'évaporateur s'exprime en fonction de surface d'échange de l'évaporateur.

f) Le détendeur

Le réfrigérant condensé s'écoule dans cet appareil où il subit une détente enthalpique supposée parfaite. Cette hypothèse donne:

$$h_e = h_s$$

$h_e = h_s$: Enthalpies massiques respectives entrée et sortie détendeur

g) La pompe de solution

Elle assure la circulation du mélange riche en réfrigérant du puits de Solution vers le générateur, à travers l'échangeur. Elle est dimensionnée de manière à permettre le passage de basse à haute pression, et à s'opposer aux pertes de charge dans le circuit et l'échangeur de solution.

II.4.1)- Machin frigorifique à absorption fonctionnant avec une solution de (H₂O/ BrLi) :

L'eau est le fluide frigorifique alors que l'agent absorbant est le bromure de Lithium (BrLi) pur est un sel solide mais quand il est mélangé avec suffisamment d'eau, on obtient une solution liquide homogène.

La caractéristique principale de ce système est que le BrLi n'est pas volatile, donc dans le bouilleur il n'y aura que de la vapeur d'eau qui se forme. Cependant l'inconvénient principal du système est la limitation d'évaporation à des valeurs relativement élevées (T° d'évaporation supérieure à 0°C) puisque l'eau se solidifie à

des $T^{\circ} < 0^{\circ}\text{C}$, l'autre inconvénient est la pression de travail à l'intérieure de la machine, qui est le vide (avec tous les problèmes spécifiques au vide).

La machine frigorifique à absorption BrLi- H₂O est utilisée principalement dans la climatisation.

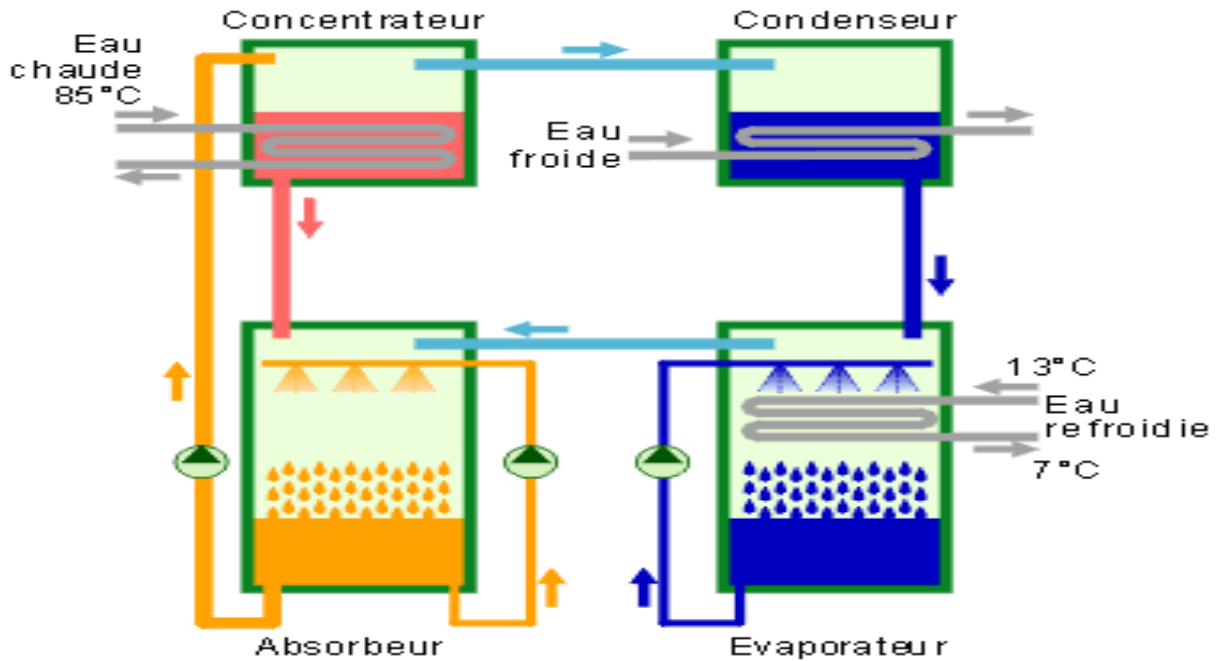


Figure [II .7] : Machine à absorption (H₂O/BrLi)

- : réfrigérant sous forme liquide
- : réfrigérant sous forme vapeur
- : solution absorbante diluée
- : solution absorbante concentrée

II.4.1.A)-Les avantages de cycle (H₂O /BrLi) :

Dans ce système le bromure de lithium est l'absorbant et l'eau est le frigorigène. Cette combinaison est très utilisé pour l'application solaire, par ce que [7] :

- Elle entraine des coefficients de performance élevés aux températures de fonctionnement du système solaire.
- elles nécessitent des pressions de fonctionnement plus base, ainsi de puissance de pompe plus faible.
- On peut utiliser sans restriction dans les bâtiments commerciaux et résidentiels.
- Il n'est pas prévu une colonne de rectification(séparateur) puisque l'eau est le fluide frigorigène.

II.4.1.B)-Les inconvénients de cycle (H₂O /BrLi) :

- Le point triple de l'eau étant à 0°C, les machines (H₂O /BrLi) ne permettent pas d'atteindre des températures négatives et trouvent leurs applications essentiellement pour la climatisation.
- Lorsque la température augmente, la solubilité du sel(BrLi) dans l'eau diminue, ce qui peut provoquer sa cristallisation. De telles conditions sont à éviter afin de ne pas obstruer les tuyauteries de l'installation ni d'endommager la ou les pompes de circulation.
- la température de désorption est assez élevée pour cela on a besoin des capteurs solaires de type sous vide qui coutent très cher.

II.4.2)- machine frigorifique à absorption fonctionnant avec une solution de (NH₃/ H₂O) :

NH₃ (ammoniac) est le fluide frigorigène alors que l'agent absorbant est le H₂O le frigorigène. Le frigorigène issu de l'évaporateur entre dans l'absorbeur ou il s'absorbe dans une solution faiblement chargée en frigorigène provenant du bouilleur(ou séparateur), ou bien de rectifieur puisque dans le cas des machines qui travaille avec le couple binaire NH₃ /H₂O en ajoutant des rectifieurs car on a le risque de désorption incomplet.

La chaleur produite lors de l'absorption est évacuée par un fluide de refroidissement circulant dans un circuit secondaire pour maintenir une température suffisamment basse pour assurer une haute affinité chimique entre le frigorigène et la solution pauvre, afin d'augmenter la concentration du frigorigène dans la solution à basse pression , la solution ainsi enrichie est envoyée vers un bouilleur (ou séparateur), le mélange est chauffé par une source de chaleur fournie par la combustion du gaz, du fuel-oil ou l'énergie solaire , le réfrigérant évaporé à haute pression est retournée au condenseur, la solution résultante pauvre en frigorigène, revient vers l'absorbeur.

Le compresseur dont le rôle est de transporter le frigorigène vaporisé à basse pression dans l'évaporateur à une haut pression est donc remplacé par un bouilleur est un absorbeur [8].

II.4.2.A)-Les avantages de cycle (NH₃/H₂O) :

- Les machines (NH₃/H₂O) peut d'atteindre des températures négatives et trouvent leurs applications essentiellement pour réfrigération et la climatisation.
- La puissance frigorifique produite au niveau d'évaporateur est très importante.
- L'utilisation de ce type de machine est multiple dans la climatisation des locaux, la réfrigération industrielle

II.4.2.B)-Les inconvénients de cycle (NH₃/H₂O) :

- La vapeur issue du désorbeur contient un reliquat d'eau (=quelque%) et nécessite donc la présence d'un organe supplémentaire appelée rectifieur, chargé d'éliminer l'eau de cette vapeur avant son introduction dans le condenseur.
- Le prix de cette installation coute très cher puisque on ajoute un rectifieur et un déflegmateur quelque fois.
- L'ammoniac, constitué le fluide frigorigène, les niveaux de pression restent analogues à ceux rencontrés dans les machines à compression (jusqu' a -40c° environ).Actuellement plusieurs installations fonctionnent a -20c°.

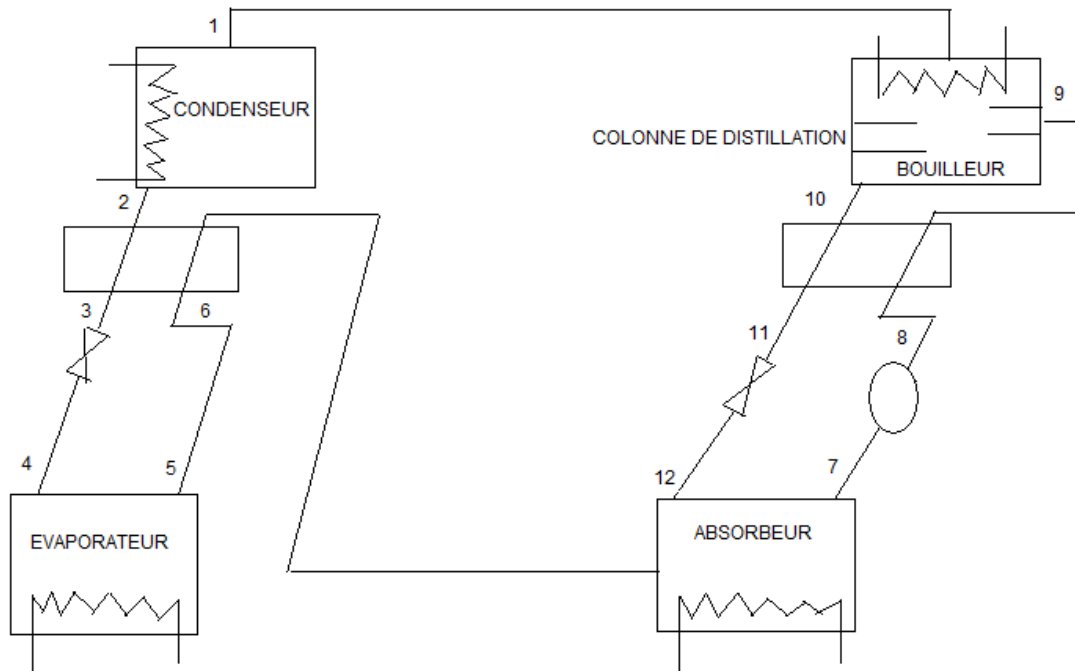


Figure [II.8] : Machine à absorption (NH₃/H₂O)

II.4.3)-Comparaisons entre (H₂O/BrLi) et (NH₃/ H₂O)

Couple	H ₂ O/ LiBr	NH ₃ /H ₂ O
Pression	Inférieure à la pression atmosphérique 5°C, 8.7mb 45°C, 96mb	-30°C, 1.2b -5°C, 3.5b 45°C, 17.8b
Température/Application	Température d'évaporation > 0°C climatisation exclusivement	Froid industriel et climatisation
GAX	Non	Oui

Double effet	Oui	Oui
Matériau/corrosion	Inhibiteur anti- corrosion nécessaire	Cuivre interdit
Pertes de charges	Vigilance : $\Delta P, P$	Classique (cf compression)
Volume massique	Important 5°C :147m/Kg Diamètres de canalisation importants	Classique 5°C : 0.34m/Kg -30°C : 0.96m/Kg
Alimentation énergétique	Gaz : oui Vapeur : oui Solaire : oui	Gaz : oui Vapeur : oui Solaire : non
Rectifieur	Non	Oui
Dispositif anti cristallisation	Oui	Non
Dispositif de purges (incondensables)	Oui	Non
Chaleur latente de vaporisation (KJ/Kg)	H ₂ O 5°C :2490KJ/Kg 45°C :2394KJ/Kg	NH ₃ -30°C:1357KJ/Kg 5°C:1243KJ/Kg 45°C:1080KJ/Kg

II.5)-Mélange pour les machines à absorption :

II.5.1)-Les conditions d'absorption des couples binaires :

Durant toute l'histoire de l'absorption plusieurs couples ont été mis à l'épreuve une étude faite par Marcriss[9] montre qu'il y a plus de 40 composés réfrigérants et 200 absorbants disponibles. Cependant, les fluides les plus utilisés sont : (NH₃/ H₂O) et (H₂O/BrLi).

Les performances d'une machine à absorption dépendent en premier lieu de la nature des fluides qu'elle utilise.

Différents critères sont à considérer pour choisir le couple (solvant-fluide frigorigène) à employer, ces critères dépendent des conditions d'utilisation de machine. En premier lieu intervient la température des sources thermiques sollicitées. Celles-ci imposent par l'intermédiaire des températures de changement de phase de fluide frigorigère les niveaux de pression dans la machine.

Ceux-ci doivent rester dans une plage acceptable pour éviter, soit la très haute pression (sécurité et prix des enveloppes et des raccords), soit les fortes dépressions (problème d'entrée d'air) d'autres contraintes sont liées à la sécurité des utilisateurs (toxicité des fluides employés, inflammabilité et explosivité) ou la fiabilité de la machine (stabilité dans le temps des espaces chimiques corrosion des parois, problèmes de lubrification).

La recherche de nouveaux couples est un problème complexe qui a donné lieu à de nombreux travaux.

Mais on préfère encore à l'heure actuelle n'utiliser dans les machines industrielles que deux types de mélange dont les propriétés sont bien connues, il s'agit du couple ($\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$) et du couple ($\text{H}_2\text{O}/\text{BrLi}$).

Ce dernier présente un avantage non négligeable, car lors de l'ébullition dans le bouilleur de la solution riche, seul le fluide frigorigène (l'eau) se vaporise le reste est le sel dans la solution, les machines à bromure de lithium n'ont donc pas besoin de rectifieur ; par contre des phénomènes de cristallisation des solutions de BrLi peuvent apparaître et cela a été frein au développement de ces machines.

- les machines frigorigères fonctionnant avec le couple ($\text{H}_2\text{O}/\text{BrLi}$) sont surtout utilisées dans la climatisation, à cause du risque de gel de l'eau dans l'évaporateur, leur utilisation ne peut s'étendre en dessous de zéro (0°C).
- Au contraire, pour les températures négatives, le mélange (eau /ammoniac) convient parfaitement, l'ammoniac qui est le fluide frigorigère, l'eau étant alors le solvant à point de solidification à -77°C .

En outre ces chaleurs latentes mises en jeu sont importantes est le phénomène d'absorption est favorisé par le fait que l'eau est très avide de ce frigorigère. Elle dissout en effet pris de 900 fois son propre volume de gaz ammoniac à 0°C et 1 atmosphère.

Les solutions aqueuses d'ammoniac donnent un mélange frigorigère qui se rectifie relativement bien, par exemple, un liquide qui contient 20% en masse d'ammoniac produit au début de son ébullition à 18 atmosphères une vapeur composée à plus de 70% d'ammoniac ces quelques caractéristiques très intéressantes font que le couple ($\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$) a été et reste le fluide le plus intéressant pour les machines frigorigères à absorption à basse température.

II.5.2)-Propriétés de couple binaire:

Les deux substances fluide frigorigère- agent absorbant qui doivent former le couple binaire ou solution dans les cycles frigorigères à absorption doivent remplir un certain nombre de critères.

Un couple binaire parfait doit avoir les caractéristiques suivantes :

- ✓ Absence de phase solide.
- ✓ L'agent absorbant doit avoir une grande affinité pour le fluide frigorigère.
- ✓ Le fluide frigorigère doit être plus volatil que l'agent absorbant.
- ✓ Pressions de travail doit être modérée.
- ✓ Stabilité chimique.
- ✓ Absence de corrosion.
- ✓ Sécurité, non toxique non inflammable.

- ✓ Faible viscosité.
- ✓ Une grande chaleur latente du fluide frigorigène est désirable.
Les couple (NH₃/ H₂O) et (H₂O/ BrLi) sont les couples qui remplissent le plus de critères.

II.6)-diagrammes utilisés :

II.6.1) Diagramme de Merkel:

Si le diagramme d'Oldham permet d'avoir une bonne représentation de l'installation, il ne permet ni l'étude énergétique, ni le dimensionnement de la machine ; ces objectifs requièrent l'utilisation du diagramme de Merkel [10].

Ce diagramme indique les caractéristiques thermodynamiques d'un mélange binaire à l'équilibre: température, titre, enthalpie massique et pression et ce, quel que soit l'état de la solution liquide ou vapeur. Dans un plan isobare, les enthalpies massiques sont portées en fonction de la composition massique pour toutes les phases du couple considéré. La définition des courbes d'ébullition commençante et de rosée sépare le plan en trois zones, à savoir:

- Les liquides sous refroidis, aux faibles enthalpies
- Les mélanges diphasiques
- Les vapeurs surchauffées, avec de fortes valeurs d'enthalpie

Il est intéressant de noter que sur les axes verticaux, pour $x = a$ et $x = 1$, sont portées les propriétés du solvant et du frigorigène pur. Les chaleurs latentes de ces corps correspondent aux segments définis par l'intersection avec les courbes de rosée et d'ébullition.

L'allure de l'isotherme portée dans le diagramme s'explique par ces remarques:

- ✓ Dans la zone liquide, les réactions de mélange sont exothermiques, le tracé est alors incurvé.
- ✓ En région de mélange des phases, l'isotherme est une droite, inclinée par rapport à la verticale du fait de l'écart en teneur des produits, dans chaque phase présente.
- ✓ Compte tenu de la faiblesse des chaleurs de réaction dans la zone des vapeurs, le graphe correspond à un segment de droite.

Ce graphique est souvent complexe, suivant le mélange étudié. Une représentation tridimensionnelle, avec un axe gradué selon le logarithme des pressions, traduit le comportement de solutions binaires. (Voir figure [II.12]).

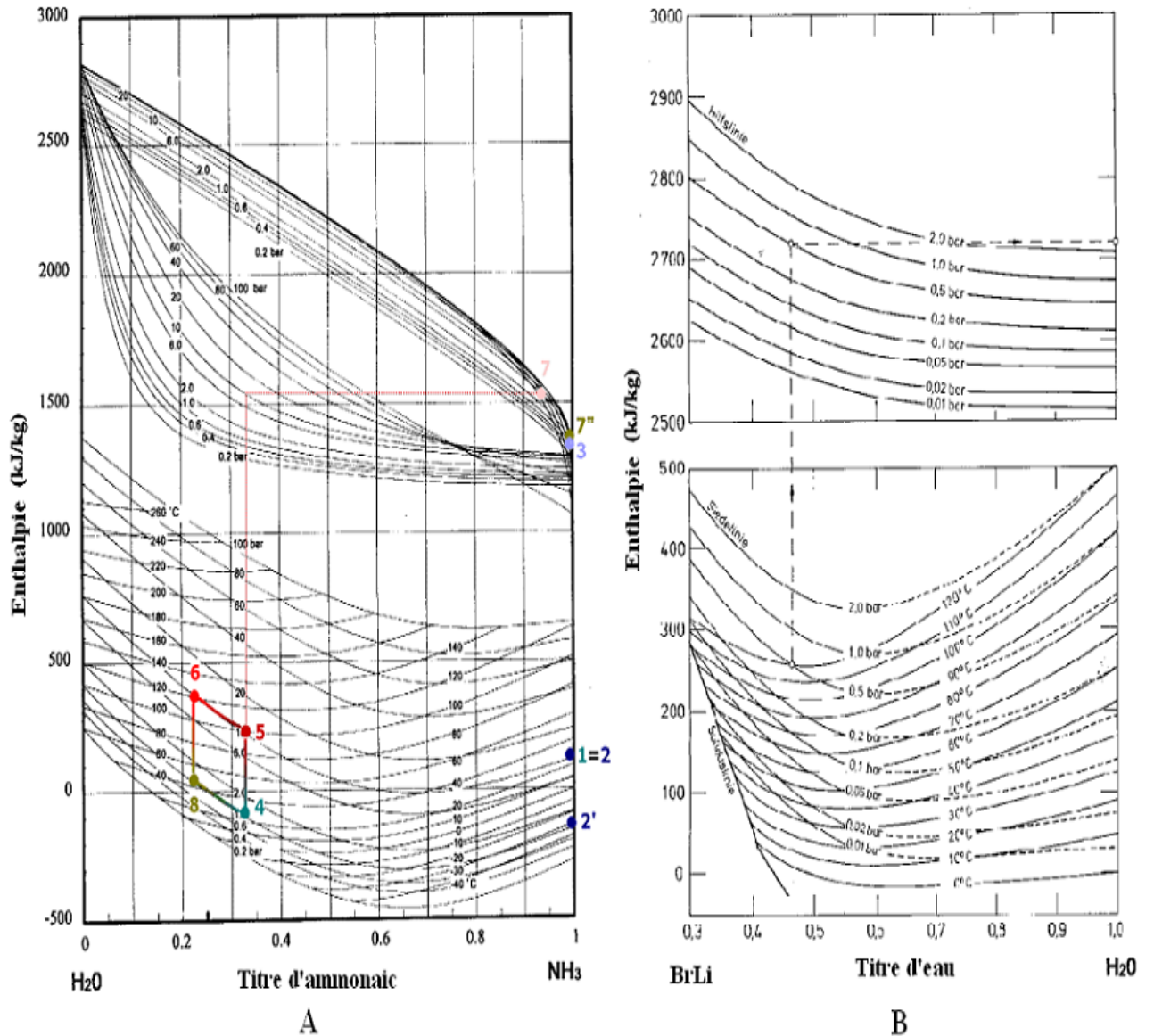


Figure [II.9] Diagramme de Merkel : A ; pour le couple eau-ammoniac, B ; bromure de lithium-eau

II.6.2) Le diagramme d OLDHAM :

La loi d'équilibre des mélanges peut-être approchée, grâce à un modèle mathématique : $\log P = A + \dots$

Avec T, P température et pression d'un système à l'équilibre. A, B coefficients calculés en fonction du titre, pour un mélange particulier. Les premiers termes ont les poids les plus forts, le graphe de $\log P = f(x)$ coïncide

Avec des droites définies pour différentes valeurs de la concentration X. Ce diagramme donne la pression en fonction de la température pour différentes solutions avec des titres donnés quelque soit l'état de la solution (liquide ou Vapeur).

Toutefois, dans l'application à la machine frigorifique à absorption, seul l'état liquide des solutions est considéré.

La représentation est bien adaptée pour détailler le cycle du couple de solution à l'intérieur de la machine. Elle visualise de manière claire les relations entre les grandeurs thermodynamiques. En A, la solution sort du puits de solution, à basse pression, riche en frigorigène, elle subit l'effet de la pompe, traverse l'échangeur et pénètre dans le générateur où elle se chauffe puis cède progressivement du réfrigérant sous phase vapeur. Cette solution apporte ensuite de la chaleur au mélange qui lui succède au bouilleur, avant de se recombinaer avec le réfrigérant produit sur l'évaporateur. Enfin, elle s'écoule dans le puits de solution pour y être pompée à nouveau.

Le cycle tracé présente plusieurs points particuliers auxquels sont associés des valeurs caractéristiques de températures, titres des pressions de la solution.

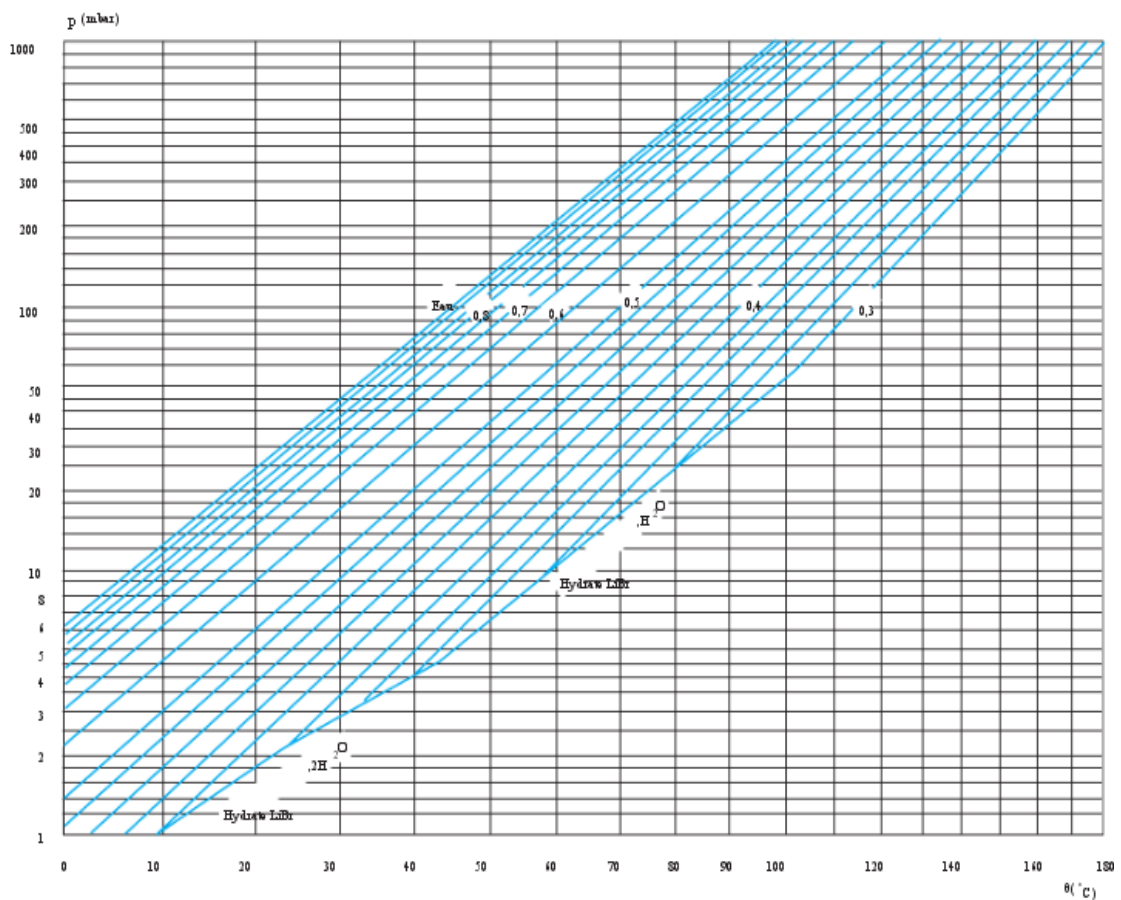


Figure [II.10]: Diagramme d'Oldham.

II.7) Conclusion :

Dans ce chapitre on parle beaucoup plus sur les différents systèmes utilisant l'énergie solaire pour la production du froid en général et sur les systèmes à absorption un peu particulières et on conclue que ce dernier travaille par des couples binaires représentant fluide frigorigène/fluide absorbant qui sont choisis dépendent leurs caractéristiques physiques.

Chapitre III :

Les éléments de l'installation

III.1.) Introduction :

Les systèmes solaires pour la réfrigération reçoivent l'énergie et la convertissent en froid et la stocker le reste est pour l'utiliser pendant les mauvais temps et pendant la nuit. Généralement ils constituent d'une trois éléments nécessaires : capteur solaire, système de stockage d'énergie, machine à absorption.

Cette énergie peut être transférée en général sous trois formes, transfert par conduction, par convection et par rayonnement.

III.2) Les éléments constituant le système de conversion solaire :

Le système de conversion solaire est constitué d'un des trois éléments

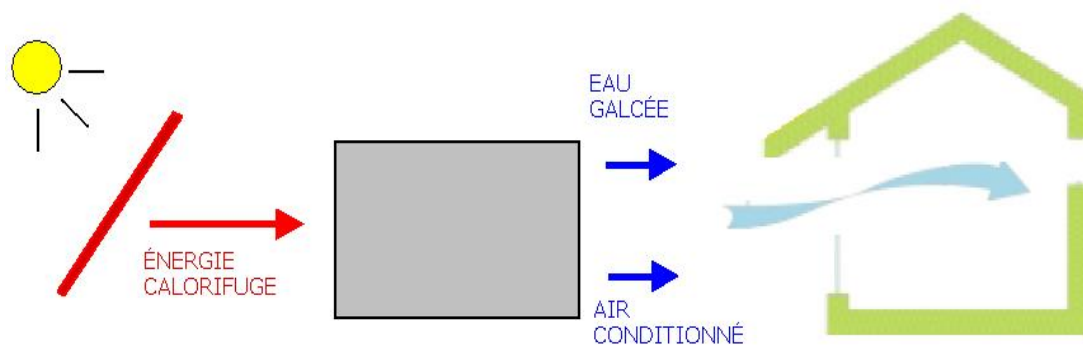


Figure [III.1]: Schéma de la climatisation solaire.

- champs des capteurs solaires.
- ballon du stockage d'énergie.
- machine frigorifique à absorption.

III.2.1) Les capteurs solaires :

On peut transformer l'énergie solaire en énergie électrique ou thermique par le biais des installations de transformation photovoltaïque et la transformation thermique de l'énergie

[III-2]:

- solaire thermique
- solaire photovoltaïque

III.2.1.1) _ Capteurs photothermique

Le solaire thermique actif permet de récupérer la chaleur du rayonnement solaire au sein d'un fluide, parfois de l'air, le plus souvent de l'eau, par la mise en œuvre de capteurs solaires. Ces techniques peuvent assurer la production d'eau chaude sanitaire ou d'eau distillée, le chauffage des piscines et des habitations ainsi que le séchage de céréales, par exemple. Un capteur solaire photothermique est composé des éléments suivants:

O le corps opaque qui absorbe le rayonnement solaire en s'échauffant, (absorbeur) en plaque ou tube en forme de serpentin.

O une couverture transparente (face avant, exposée au rayonnement) qui assure l'effet de serre,

O un système de refroidissement par le fluide caloporteur,

O un isolant thermique (dos et côtés non exposés), pour diminuer les échanges thermiques avec le milieu extérieur. Subsidiatement un coffrage étanche à l'eau sous forme de boîtier et un système de support mécanique de l'ensemble.

On divise les capteurs solaires thermiques en deux grandes familles, tout dépend de la température produite :

- ✓ les concentrateurs solaires
- ✓ les capteurs solaires plans

a) Les concentrateurs solaires :

➤ Système à réflecteur parabolique:

Un système à réflecteur parabolique utilise des miroirs paraboliques pour concentrer le rayonnement solaire sur un récepteur situé au foyer de récepteur. On peut atteindre une température de 750 à 1000°C

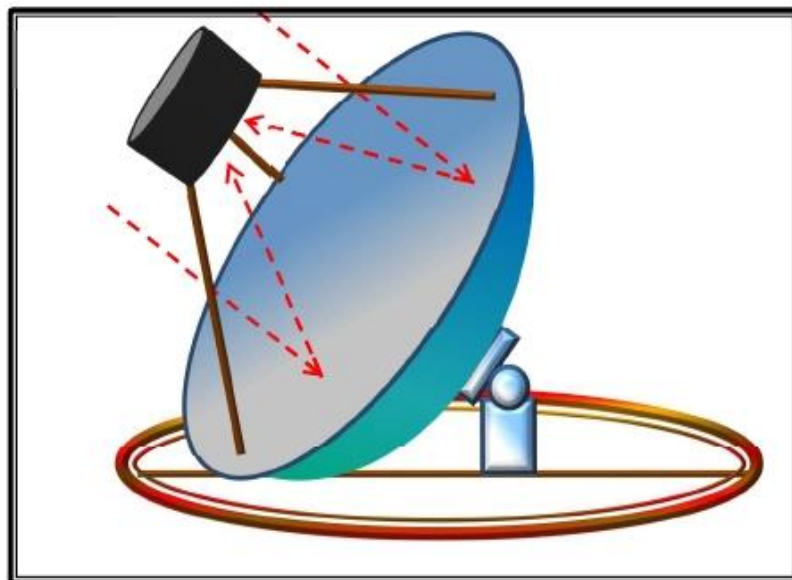


Figure [III-2] : système à réflexion parabolique

➤ Système à réflecteur cylindro-parabolique :

Comme son nom l'indique, ce système utilise une série de longs réflecteurs cylindriques en forme de parabole. La parabole concentre la lumière sur un tube récepteur situé le long de

linge focal du réflecteur. La température de récepteur peut atteindre 400°C et pouvant produire de la vapeur afin de produire de l'électricité.

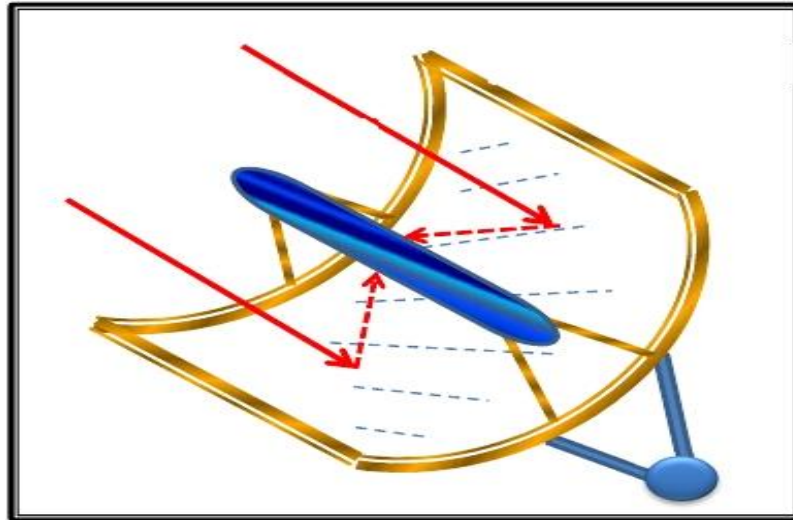


Figure [III-3] : système à réflecteur cylindro-parabolique

b)-Les capteurs solaires plans :

Il existe deux types de capteurs solaires thermiques: les capteurs qui utilisent un liquide (eau ou antigel) comme fluide caloporteur, et ceux à air, qui utilisent l'air comme fluide caloporteur. Dans ces deux catégories, il y a deux familles:

- les capteurs plans: le fluide passe dans un serpentin sous une vitre; ils sont peu coûteux, fonctionnent avec un bon rendement, mais seulement pendant l'été;

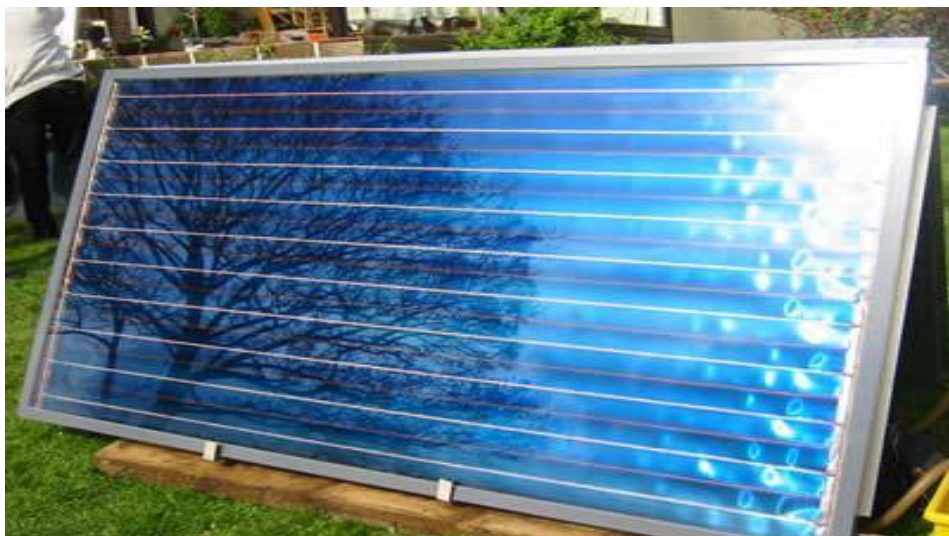


Figure [III-4] : capteur solaire thermique plan

- **les collecteurs à tubes sous vide:** le fluide caloporteur circule à l'intérieur d'un double tube sous vide; le vide étant un isolant presque parfait, ils fonctionnent aussi bien en été qu'en hiver.



Figure [III-5] : capteur chauffe-eau solaire constitué de Tubes sous vide

III.2.1.2) capteurs solaires photovoltaïques :

Les capteurs solaires photovoltaïques (ou panneaux solaires photovoltaïques), appelés modules photovoltaïques, convertissent la lumière en électricité. L'énergie solaire photovoltaïque est une forme d'énergie, elle produit de l'électricité à partir du rayonnement solaire. L'énergie solaire photovoltaïque l'est aussi. Le terme photovoltaïque désigne, indifféremment le phénomène physique - l'effet photovoltaïque - et/ou la technologie associée. La cellule photovoltaïque est un composant électronique qui est la base des installations produisant cette énergie. Elle fonctionne sur le principe de l'effet photoélectrique. Plusieurs cellules sont reliées entre-elles sur un module solaire photovoltaïque, plusieurs modules sont regroupés pour former une installation solaire. Cette installation produit de l'électricité qui peut être stockée, consommée sur place ou servir à l'alimentation d'un réseau de distribution.

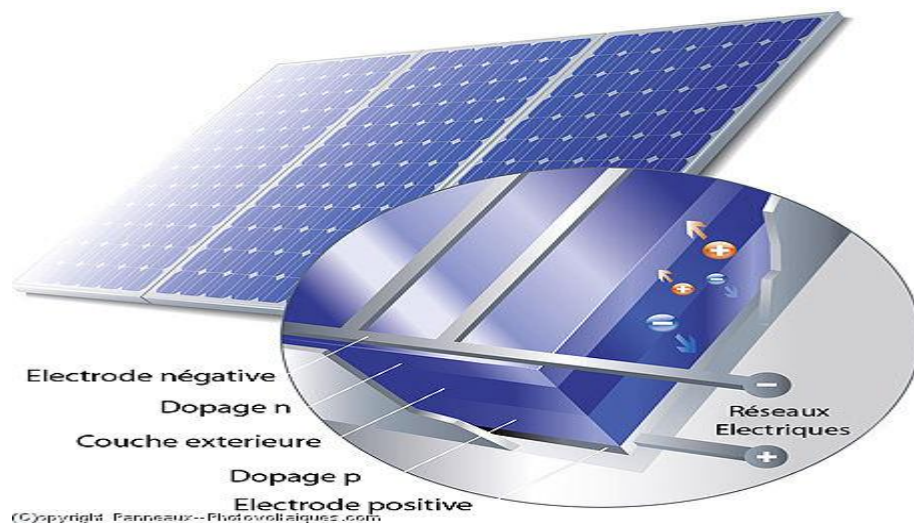


Figure [III-6] : Panneaux solaires photovoltaïques

a) Le panneau solaire photovoltaïque :

Le panneau solaire photovoltaïque est de différents types et à partir des matériaux de construction de ce dernier on peut classer les Panneaux photovoltaïques.

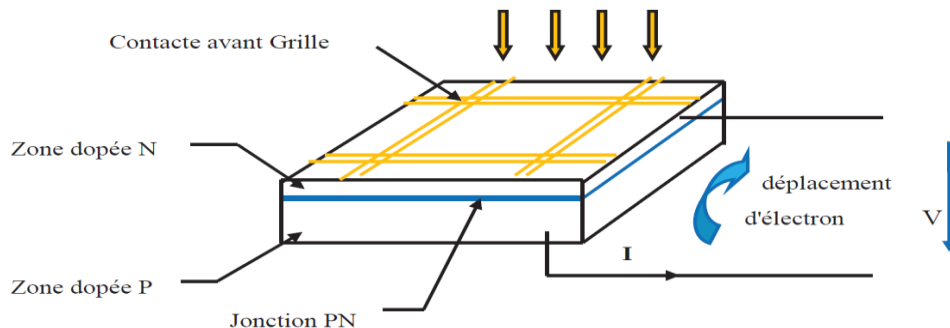


Figure [III-7] : Schéma d'une cellule photovoltaïque

III.2.1.3)-Principe de fonctionnement des capteurs solaires :

III.2.1.3.1)-Capteur thermique :

Le solaire thermique actif permet de récupérer la chaleur du rayonnement solaire au sein d'un fluide, parfois de l'air, le plus souvent de l'eau, par la mise en œuvre de capteurs solaires. Ces techniques peuvent assurer la production d'eau chaude sanitaire ou d'eau distillée, le chauffage des piscines et des habitations ainsi que le séchage de céréales, par exemple. Un capteur solaire photothermique est composé des éléments suivants:

- le corps opaque qui absorbe le rayonnement solaire en, s'échauffant, (absorbeur) en plaque ou tube en forme de serpent.
- une couverture transparente (face avant, exposée au rayonnement) qui assure l'effet de serre,
- un système de refroidissement par le fluide caloporteur,
- un isolant thermique (dos et côtés non exposés), pour diminuer les échanges thermiques avec le milieu extérieur, subsidiairement un coffrage étanche à l'eau sous forme de boîtier et un système mécanique de l'ensemble.

a. Principe de l'effet de serre :

Le rayonnement solaire (figure), symbolisé par les flèches jaunes, ne traverse pas entièrement le vitrage du capteur car une petite partie (**Pr1**) est réfléchi par la vitre, surtout si l'angle d'incidence est fort. Malgré l'excellente transparence du verre, une petite partie (**Pv1**) de l'énergie reçue sera absorbée par le verre. Du rayonnement reçue par l'absorbeur **a**, une partie (**Pd**) sera ré-rayonnée ou communiquée à l'air ambiant par convection. Une partie (**Pr2**) de **Pd** va traverser la vitre et sera perdue définitivement, une autre partie (**Pv2**) sera

absorbée par la vitre et le reste retournera vers l'absorbeur ($Pa2$). On négligera les pertes au travers de l'isolant

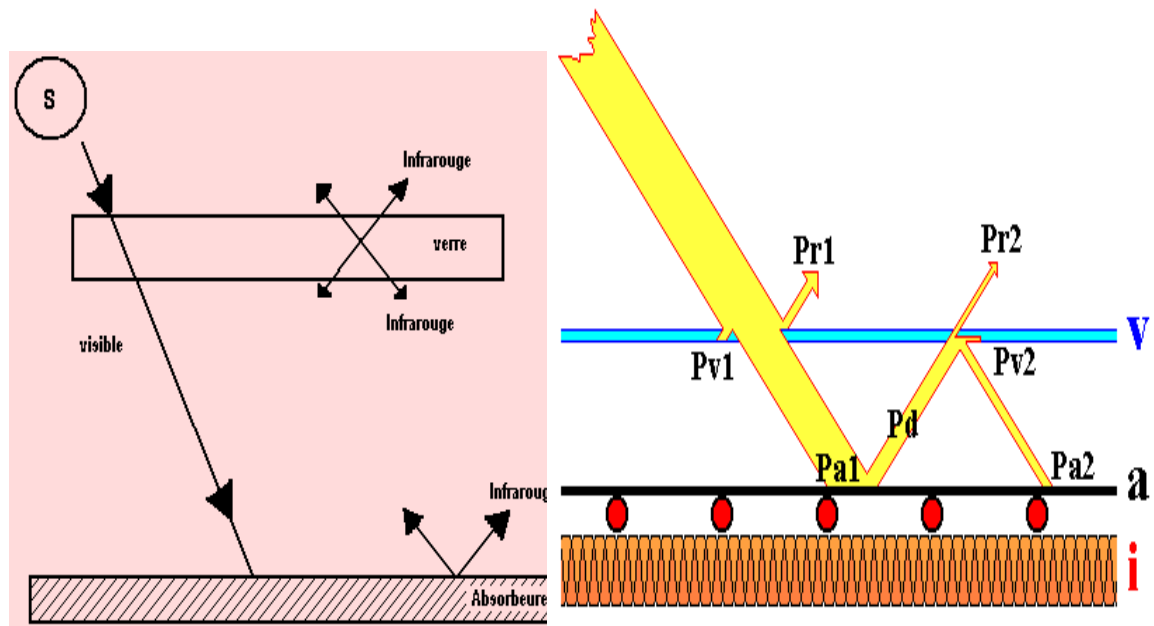


Figure [III-8] : principe de l'effet de serre

III.2.1.3.2)-Principe de fonctionnement de capteur photovoltaïque :

Dans un semi-conducteur exposé à la lumière, un photon d'énergie suffisante arrache un électron, créant au passage un "trou". Normalement, l'électron trouve rapidement un trou pour se replacer, et l'énergie apportée par le photon est ainsi dissipée. Le principe d'une cellule photovoltaïque est de forcer les électrons et les trous à se diriger chacun vers une face opposée du matériau au lieu de se recombiner simplement en son sein : ainsi, il apparaîtra une différence de potentiel et donc une tension entre les deux faces, comme une pile. Pour cela, on s'arrange pour créer un champ électrique permanent au moyen d'une jonction PN, entre deux couches dopées respectivement P et N :

- La couche supérieure de la cellule est composée de silicium dopé N. Dans cette couche, il existe une quantité d'électrons libres supérieure à une couche de silicium pur, d'où l'appellation de dopage N, comme négatif (charge de l'électron). Le matériau reste électriquement neutre : c'est le réseau cristallin qui supporte globalement une charge positive.
- La couche inférieure de la cellule est composée de silicium dopé P. Cette couche possèdera donc en moyenne une quantité d'électrons libres inférieure à une couche de silicium pur, les électrons sont liés au réseau cristallin qui, en conséquence, est chargé positivement. La conduction électrique est assurée par des trous, positifs (P).

Au moment de la création de la jonction P-N, les électrons libres de la région N rentrent dans la couche P et vont se recombiner avec les trous de la région P. Il existera ainsi, pendant

toute la vie de la jonction, une charge positive de la région N au bord de la jonction (parce que les électrons en sont partis) et une charge négative dans la région P au bord de la jonction (parce que les trous en ont disparu) ; l'ensemble forme la Zone de Charge d'Espace (ZCE) et il existe un champ électrique entre les deux, de N vers P. Ce champ électrique fait de la ZCE

Une diode, qui ne permet le passage du courant que dans un sens : les électrons peuvent passer de la région P vers la région N, mais pas en sens inverse ; inversement les trous ne passent que de N vers P.

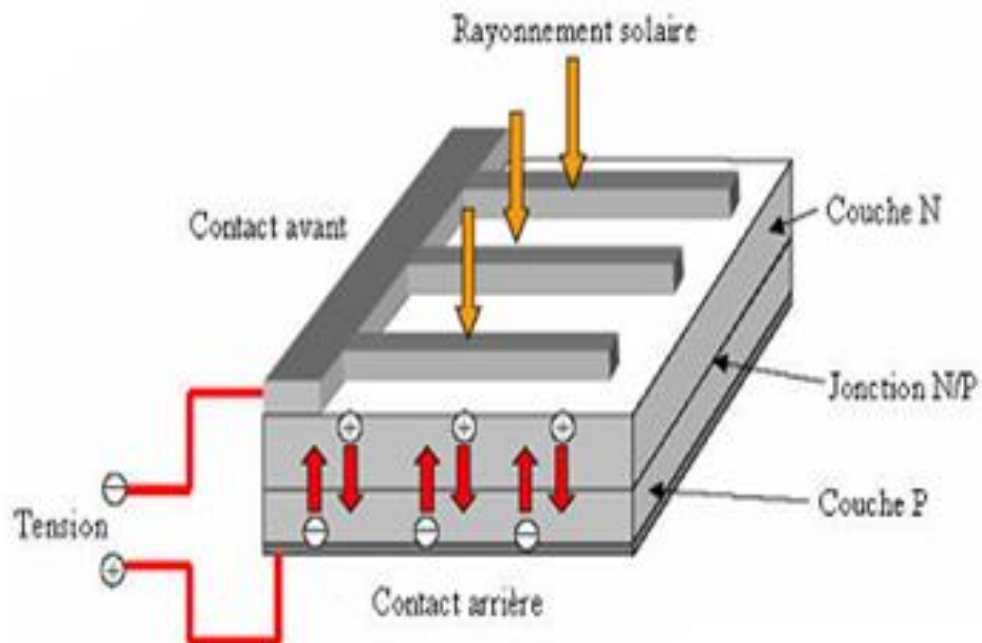


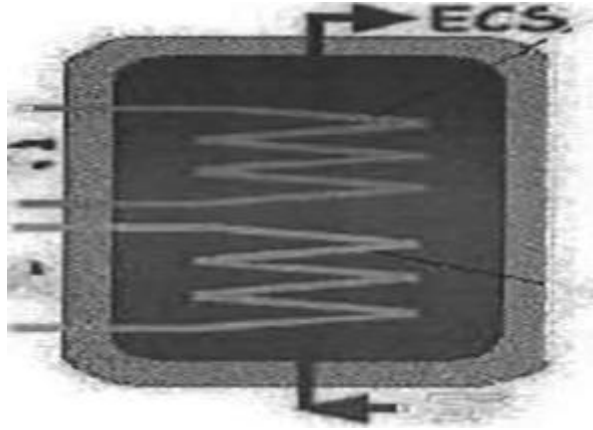
Figure [III-9] : L'effet photovoltaïque et la jonction PN

III.2.2)-Bouteille de stockage:

Selon la nature du système, il est nécessaire de stocker ou bien la chaleur ou le froid. Ceci permettra d'utiliser du froid lorsque l'irradiation solaire est insuffisante. La majorité des systèmes de réfrigération solaire requièrent un stockage pour fournir du froid pendant l'après-midi et ce lorsque l'irradiation diminue et les charges sont encore importantes.

Le stockage de la chaleur permet de conserver le surplus d'énergie solaire. Dans ce cas, la machine frigorifique peut fonctionner lors de la diminution de l'irradiation solaire. En plus, cette chaleur peut être utilisée pour d'autres fins comme l'eau chaude sanitaire et le chauffage des espaces.

En général, stocker de l'énergie consiste à l'emmagasiner pendant une période où elle est abondante ou moins coûteuse (solaire, tarifs de nuit...) pour l'utiliser pendant une période durant laquelle elle est rare ou plus chère.



III.2.3) L'installation de réfrigération à absorption :

III.2.3.1) Principe de fonctionnement :

Les phénomènes frigorifiques à absorption utilisent le fait que les solutions binaires absorbent les vapeurs d'autres solutions et cela dans les limites de températures bien définies. On appelle alors absorption, la fixation d'une substance par tout le volume de la matière absorbante.

Nous savons que la vapeur d'un corps pur ne peut être absorbée par le même corps à l'état liquide que dans le cas où la température du liquide est inférieure à celle de la vapeur, à la différence des corps purs, les solutions possédant la propriété remarquable d'absorber la vapeur de la solution liquide d'une autre composition même dans le cas où la température du liquide est supérieure à celle de la vapeur.

C'est cette propriété des solutions qui est utilisée dans les installations frigorifiques à absorption [6].

Donc les machines à absorption liquide fonctionnent grâce à la faculté de certains liquides d'absorber (réaction exothermique) et de désorber (réaction endothermique) une vapeur.

Elles utilisent également le fait que la solubilité de vapeur dans le liquide dépend de la température et de la pression. Ainsi, ces machines utilisent comme fluide de travail un mélange binaire. Dont l'un des composants est beaucoup plus volatil que l'autre, et constitue le fluide frigorigène. Deux couples sont principalement utilisés :

- ✚ Eau/Bromure de lithium ($H_2O/BrLi$).
- ✚ Ammoniac/Eau (NH_3/H_2O).

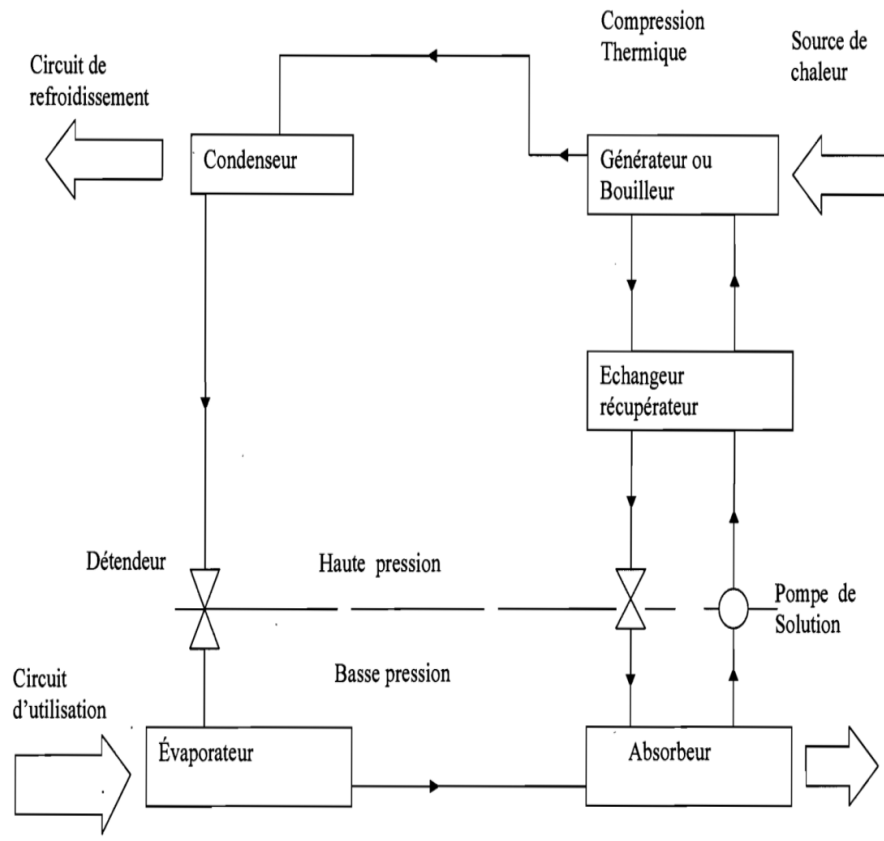


Figure [III-10] : cycle de réfrigération par absorption

III.2.3.2) Les appareils à changement de phase :

Le transfert de chaleur entraînant un changement de phase (évaporation ou condensation) se trouve dans de nombreuses applications industrielles. A titre d'exemple, nous citerons la réfrigération, la liquéfaction des gaz, l'industrie pétrochimique. Le phénomène est très important du point de vue thermique dans la mesure où il présente certaines complications puisqu'il y a un changement de phase.

III.2.3.2.1) Condenseur :

Le condenseur c'est un échangeur de chaleur dans lequel le fluide froid provoque un changement de phase du fluide chaud qui passe de l'état vapeur à l'état liquide (production d'un film liquide en contact avec la surface d'échange). Ils servent à évacuer la chaleur prélevée à l'évaporateur plus l'équivalent thermique de la compression.

On peut répartir les condenseurs en trois types, selon la nature du fluide secondaire : condenseur à air, condenseur à eau, condenseur à évaporation d'eau ou évaporatifs.

Condenseur à air :

Ces derniers sont très répandus pour les petites et les moyennes puissances car l'air est une source naturelle et gratuite. Sélectionnés à partir de la température moyenne maximale de l'air ambiant, ils conduisent à des pressions de condensation les plus élevés. Les condenseurs sont à ventilation forcée (voir figure [II.11]).



Figure [III.11] : Condenseur air à soufflage vertical (alfa-Laval)

Condenseur a eau :

Il existe plusieurs types des condenseurs à eau .Nous pouvons citer les types suivants :

- condenseur horizontal multitubulaires ;
- condenseur verticaux multitubulaires ;
- condenseur co-axiaux ;
- condenseur à plaque ;

Condenseur évaporatifs ou évapo-condenseurs :(voir figure [II.12])

Les évapo-condenseurs sont très largement utilisés dans le froid industriel car ils combinent, en un seul appareil, un condenseur et une tour de refroidissement, et conduisent à des températures de condensation plus basses. Ce type de condenseurs se compose de :

- Une batterie de condensation en tubes d'acier lisses.
- Une section de ventilation équipée de ventilateurs centrifuges.
- Un bac de collecte/rétention d'eau équipé d'une pompe centrifuge.

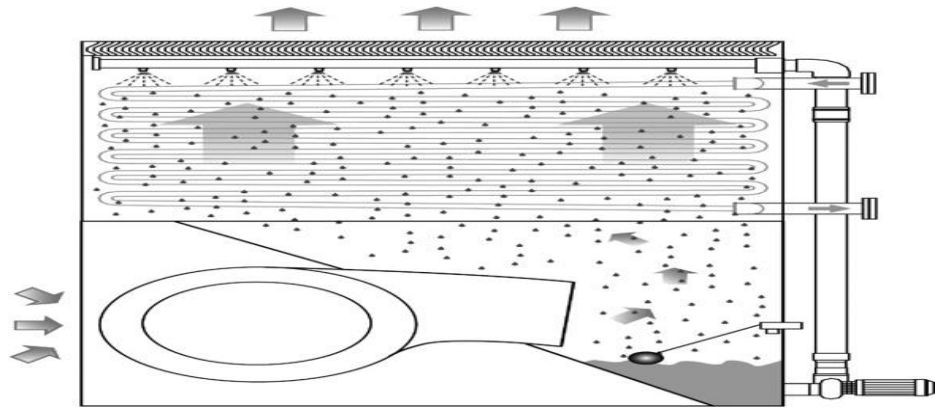


Figure [III.12] : condenseur évaporatif (Baltimore Aircoil)

III.2.3.2.2) Évaporateurs :

Principe de fonctionnement :

L'évaporateur est un échangeur de chaleur qui utilise un fluide chaud pour faire passer le fluide de l'état liquide à l'état vapeur. Un film de vapeur à la surface d'échange est créé. Dans toute machine frigorifique évaporateur est l'appareil qui sert à prélever la chaleur à une source froide. On rappelle que l'évaporateur du circuit à haute température joue le rôle de condenseur pour le circuit à basse température dans un système cascade. On ne pourra jamais dissocier un évaporateur de son système d'alimentation en fluide frigorigène. De plus, chaque appareil selon sa technologie propre, est justiciable d'un système de détente particulier. Par ailleurs, on retrouve deux types d'évaporateurs selon la nature de fluide à refroidir : refroidisseurs d'air et refroidisseur de liquide.

Les différents types d'évaporateurs :

Il existe plusieurs types d'évaporateurs pour différentes applications on cite les types suivantes :

Évaporateurs refroidisseurs d'air :(voir figure III.13)

- ✓ évaporateur à circulation d'air naturelle



Figure [III.13] : évaporateur à circulation d'air naturelle (Searle)

Évaporateur à circulation d'air forcée (voir figure III.14)



Figure [III.14] : évaporateur à circulation d'air forcée (Searle)

Évaporateurs refroidisseurs de liquide :(voir figure III.15)

On distingue quatre catégories :

- ✓ immergés
- ✓ multitubulaire noyés
- ✓ multitubulaire à détente sèche à plaque



Figure [III.15] : évaporateur refroidisseur d'eau(Titan)

III.2.3.2.3) Les échangeurs de chaleur :

Introduction :

Les échangeurs de chaleur ou thermique sont des appareils nécessaires pour l'industrie : chauffage, froid, pétrochimie, chimie, distillerie, agroalimentaire, environnement, etc.

Les échangeurs thermiques doivent présenter une grande surface d'échange de chaleur sous un volume externe le plus réduit possible.

Pour les échangeurs de chaleur, l'échange se fait généralement entre deux fluides distincts (fluide primaire, fluide secondaire).

Principe de fonctionnement :

La majorité des échangeurs thermiques travaillant avec deux fluides, le fluide secondaire sera le fluide traité (chauffé ou refroidi), le fluide primaire sera le fluide servant au traitement : eau chaude ou eau glacée, vapeur, fluide frigorigène.

Les échangeurs à fluides séparés permettent le transfert de chaleur d'un fluide à un autre sans mélange. Les mécanismes de transfert thermique sont : la convection forcée entre primaire et paroi – la conduction à travers les parois – la convection libre ou forcée entre paroi et secondaire.

D'autre part, l'un des fluides peut subir un changement de phase : condensation, vaporisation, ébullition.

Classification des échangeurs de chaleur :

- Classification selon le contact
- Classification selon le nombre de fluide
- Classification selon la construction (technologie)
- Classification selon l'arrangement des écoulements
- Classification selon le mécanisme de transfert de chaleur

Classification selon le contact :

On distingue deux types de contact (direct, indirect)

Contact direct :

- ✓ transfert direct
- ✓ stockage thermique
- ✓ lit fluidisé

Contact indirect :

- ✓ fluides immiscibles
- ✓ gaz liquide
- ✓ liquide vapeur

Classification selon le nombre de fluide :

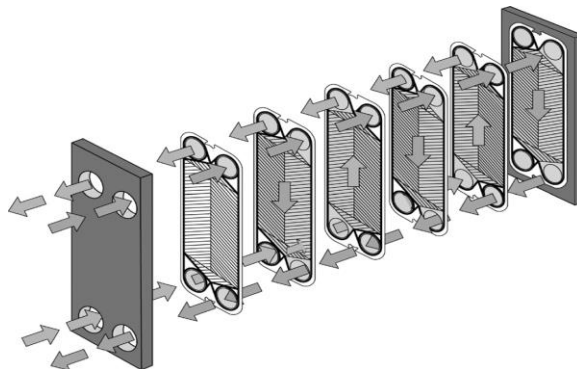
- ✓ deux fluides
- ✓ trois fluides
- ✓ N-fluides

Classification selon la configuration des écoulements :

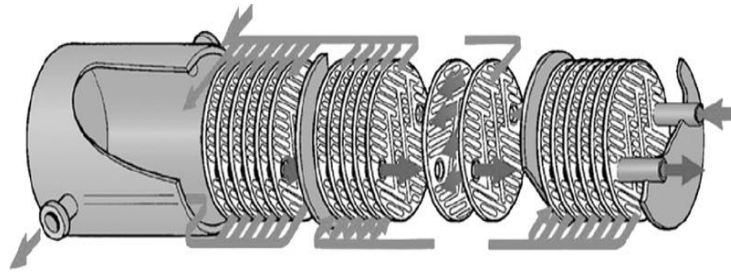
- ✓ écoulements à Co-courants
- ✓ écoulements à contre-courants
- ✓ écoulements à courants croisés

Classification selon leur type de construction :

- EHC à plaque



- ECH à faisceaux tubulaires



Classification selon le mécanisme de transfert de chaleur :

Monophasique (simple phase)

Diphase (deux phase)

Condenseurs

Évaporateurs

III.2.3.2.4) Bouilleur :

Principe de fonctionnement

Le bouilleur est un échangeur de chaleur dans lequel 'effectue la séparation des vapeurs de l'eau de l'ammoniac, pour que cette réaction ait lieu, nous fournissons au bouilleur de l'énergie, par l'intermédiaire de l'eau chaude provenant des capteurs solaires.

Le bouilleur dit aussi séparateur est un échangeur de chaleur multitubulaire, composé d'un ensemble de tubes se trouvant dans une calandre entre lesquels l'eau chaude circule, l'ébullition s'effectue à l'intérieur des tubes.

Différents types des bouilleurs

Il existe plusieurs types de bouilleurs tels que :

- bouilleur vertical avec ou sans recirculation naturelle ou forcée
- bouilleur horizontal à faisceau immergé
- bouilleur à circulation naturelle ou forcée

III.2.3.2.5) Absorbeur

Principe de fonctionnement

L'absorbeur est constitué d'un faisceau de tubes dans lesquels circule l'eau de refroidissement. La solution riche admise par la partie supérieure et circule vers le bas à l'extérieur des tubes d'eau.

La vapeur d'eau est admise par la partie inférieure est monte à contre-courant pour augmenter l'efficacité de l'absorbeur. L'eau de refroidissement circule dans l'espace entre

les tubes et la calandre à contre-courant de la solution. La solution enrichie dans enceinte cylindrique située en pied de colonne

Différents types d'absorbeurs

- Absorbeur horizontal
- Absorbeur vertical

III.2.4) Les éléments de commande de pression :

III.2.4.1) Pompe

Principe de fonctionnement

La pompe assure la circulation des fluides incompressibles d'un milieu basse pression vers un milieu haute pression, donc elle assure une continuité de mouvement de fluide. Dans ce cas assure la circulation de la solution riche de l'absorbeur vers le bouilleur.

Les différents types des pompes :

Il existe trois types des pompes tout dépend de la technologie de fabrication :

- **pompe à engrenage**
 - 1_pompe à engrenage externe à équilibrage axial
 - 2_pompe à engrenage interne à équilibrage axial
 - 3_pompe à engrenage interne à profil conjugué
 - 4_pompe à engrenage interne à profil radial
- **pompe à palette**
 - 1_pompe à cylindrée fixe
 - 2_pompe à cylindrée variable
 - 3_pompe à rotor équilibré
- **pompe à piston**
 - 1_pompe à plateau-came oscillant
 - 2_pompe en ligne à vilebrequin
 - 3_pompe à barillet
 - 4_pompe à bielles

III.3.Conclusion :

Pour assurer le bon fonctionnement et un fonctionnement continu des machines à absorption il faut un système solaire, qui converti l'énergie de soleil a une énergie thermique et stocker le reste pour utiliser pendant la nuit et les mauvais temps.

Chapitre IV :

Etude thermodynamique d'une installation à absorption

IV.1) introduction :

Dans ce chapitre on effectue une analyse thermodynamique d'une machine solaire à absorption avec un échangeur de solution, utilisant le couple(NH₃/H₂O) comme fluide de fonctionnement ; cette machine est similaire à celle représentée dans quelle figure Pour l'application des principes de la thermodynamique sur un cycle réel, on utilise les conditions et les hypothèses de bases suivantes :

- ✚ Les températures dans les échangeurs (générateur, condenseur, évaporateur et absorbeur) sont supposées uniformes sur tout le volume considéré.
- ✚ La solution riche en fluide frigorigène à la sortie de l'absorbeur est un liquide saturé à la température et la concentration dans l'absorbeur. De même, la solution pauvre en fluide frigorigène quittant le générateur est à une concentration liée par une relation d'équilibre à la pression et à la température du générateur.
- ✚ Le fluide frigorigène sortant du condenseur est pris comme étant liquide saturé à la température et la pression correspondante.
- ✚ Le frigorigène, à la sortie de l'évaporateur, est à l'état de vapeur saturée à la température et à la basse pression de l'évaporateur.
- ✚ Les détente sont supposées isenthalpique. Les échanges thermiques avec l'environnement et les pertes de charge sont supposés négligeables.

Soient \dot{m}_f , \dot{m}_a , \dot{m}_g et X_f , X_d , X_c respectivement les débits massiques et les titres massiques du frigorigène, de la solution diluée de la solution concentré.

IV.2 Machines frigorifique ditherme :

Le froid est un terme assez vague utilisé pour désigner un manque relatif de la chaleur tel que le système à compression mécanique ou bien (système ditherme) comme nous montre la figure IV.1 schéma de principe d'une installation à compression mécanique:

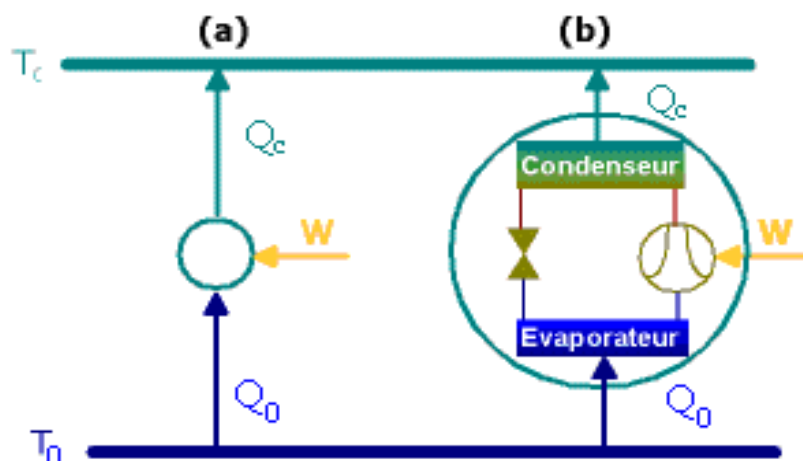


Figure [IV.1] : Principe du générateur ditherme (a), selon lequel fonctionnent les machines à compression de vapeur (b).

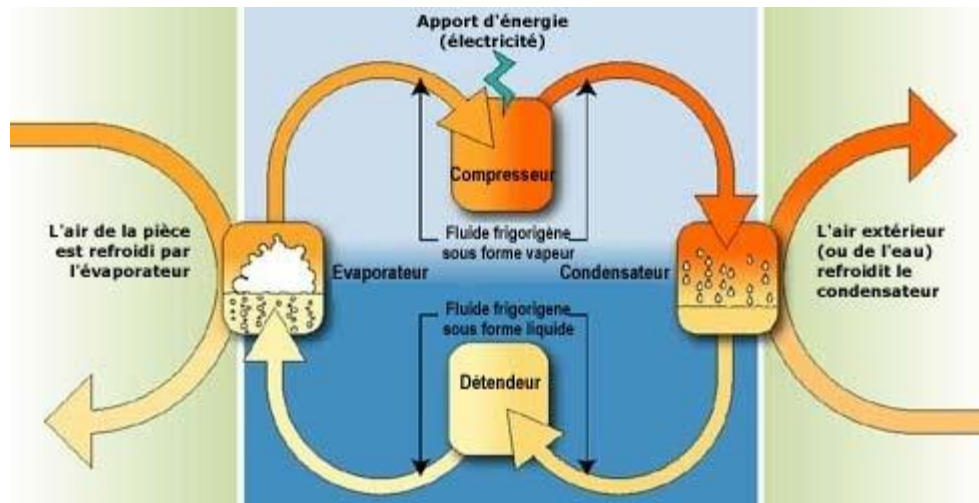


Figure [IV.2] : unité de production de froid par compression de vapeur

IV.2.1) l'évaporateur :

Il consiste généralement en une tuyauterie, souvent en forme de serpentin, à l'intérieur de laquelle s'évapore le fluide frigorigène afin de produire du froid. La température du liquide en évaporation correspond à la pression qui règne dans l'évaporateur.

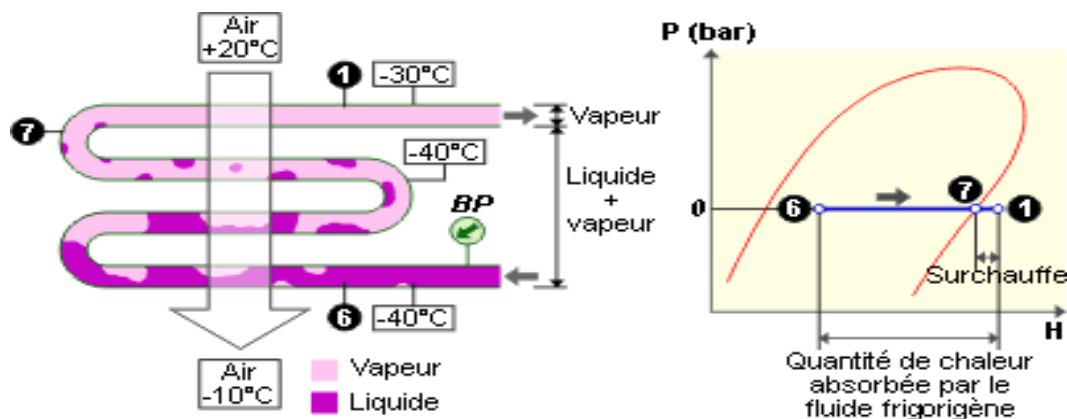


Figure [IV.3]: Fonctionnement de l'évaporateur [11].

IV.2.2) Un compresseur :

Il agit comme une pompe, son rôle est d'une part d'évacuer la vapeur du fluide frigorigène venant de l'évaporateur et de maintenir la pression requise à l'intérieur de celui-ci, d'autre part d'élever la pression de cette vapeur à un niveau suffisamment élevé et de l'envoyer au condenseur.

L'entraînement du compresseur est généralement assuré par un moteur électrique.

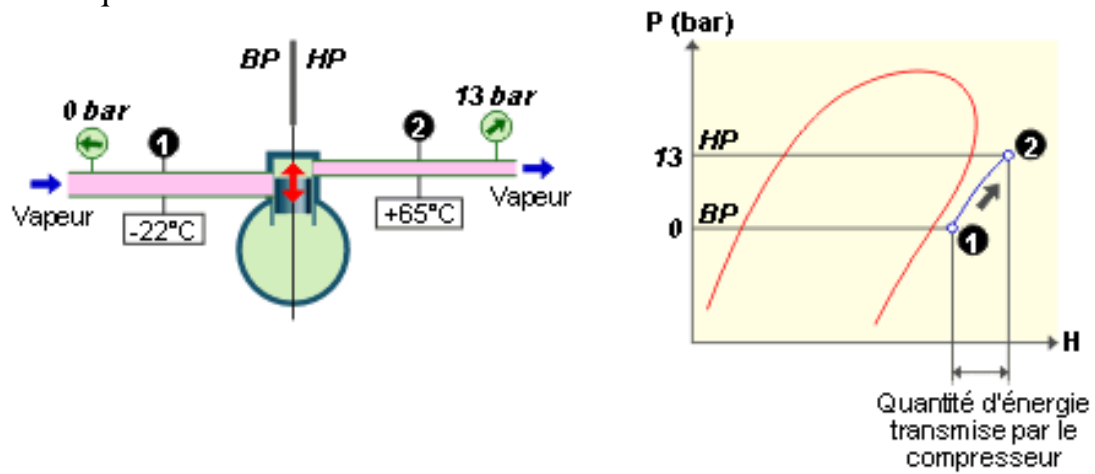


Figure [IV.4]: Fonctionnement de compresseur [11].

IV.2.3) Un condenseur

Il assure la liquéfaction de la vapeur comprimée chaude est transmise à un agent de refroidissement extérieur (air ou eau), ce qui permet sa liquéfaction. Le fluide, de nouveau à l'état liquide, revient à l'évaporateur pour être de nouveau utilisé.

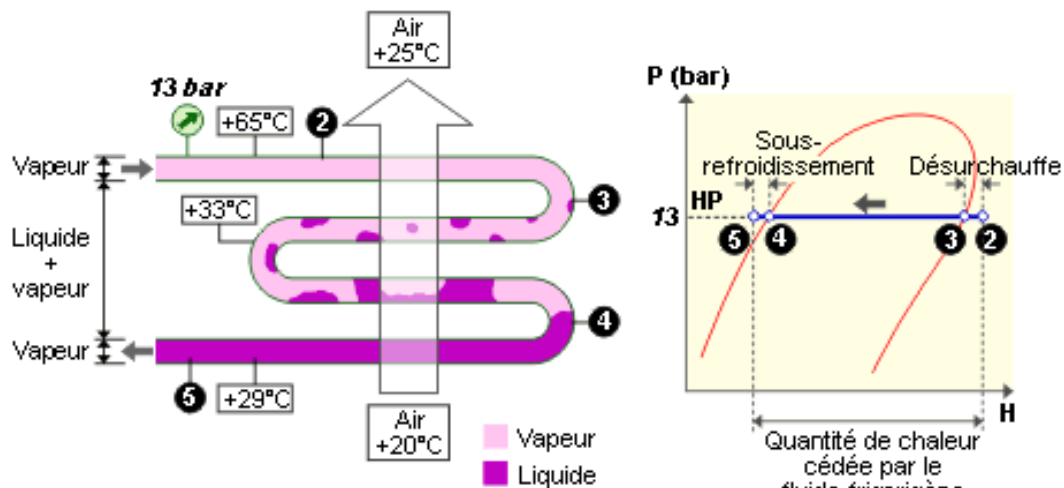


Figure [IV.5]: Fonctionnement du condenseur [12].

IV.2.4) Un détendeur :

Il est constitué d'une vanne qui règle le débit du fluide frigorigène retournant à l'évaporateur. La quantité soumise à l'évaporateur en un temps donné doit être égale à celle pouvant être vaporisée, ce qui correspond à la chaleur absorbée. Ainsi le détendeur permet de maintenir dans l'évaporateur et le condenseur les pressions et les températures les plus adaptées à l'installation considérée et aux conditions extérieures données.

On peut résumer toutça dans le diagramme de pression en fonction de l'enthalpie

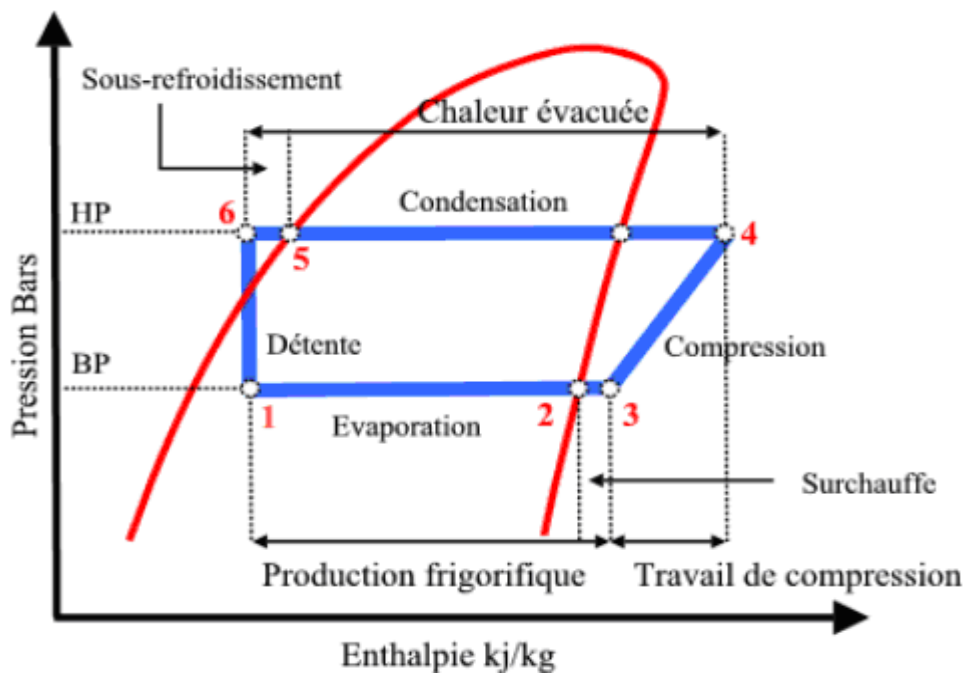


Figure [IV.6] : diagramme pression en fonction d'enthalpie pour cycle inverse

IV.3) Machines trithermes :

Ce sont des machines connues par trois températures de fonctionnement essentielles

- ✓ Température de condensation au niveau de condenseur
- ✓ Température de vaporisation au niveau d'évaporateur
- ✓ température de la désorption au niveau de générateur

Parmi ces machines les machines à absorption qui utilise certain niveau d'énergie donc certaine température pour activer le cycle de production du froid.

IV.3 .1) bilan d'énergie :

On effectue le bilan enthalpique sur chaque composant échangeant de la chaleur ou du travail avec le milieu extérieur :

IV.3.1.1) Absorbeur:

L'hypothèse de l'équilibre thermodynamique des constituants reste posée.

Les pertes thermiques sont négligées:

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_6 + \dot{m}_{12}$$

$$Q_{ab} = \dot{m}_7 h_7 - \dot{m}_6 h_6 - \dot{m}_{12} h_{12}$$

h_7 : Enthalpie de solution riche

h_6 : Enthalpie de réfrigérant

h_{12} : Enthalpie de solution pauvre provient de générateur

\dot{m}_7 : Débit massique de solution riche

\dot{m}_6 : Débit massique de réfrigérant

\dot{m}_{12} : Débit massique de la solution pauvre

IV.3.1.2) générateur :

Les pertes thermiques sont négligées. Le bilan d'enthalpie donne:

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_1 + \dot{m}_{10}$$

$$Q_g = \dot{m}_{10} h_{10} + \dot{m}_1 h_1 - \dot{m}_9 h_9 = \dot{m}_g L_V$$

h_1 : Enthalpie de réfrigérant sort du générateur

h_{10} : Enthalpie de solution pauvre sort du générateur

h_9 : Enthalpie de solution riche entre dans le générateur

\dot{m}_g : Débit de fluide caloporteur

L_V : Chaleur latente

IV.3.1.3) condenseur

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2$$

$$Q_C = \dot{m}_1 (h_1 - h_2) = \dot{m}_1 C_p (T_2 - T_1)$$

h_1 : Enthalpie de réfrigérant à la sortie de condenseur

h_2 : Enthalpie de réfrigérant à l'entrée de condenseur

\dot{m}_1 : Débit du réfrigérant

C_p : Chaleur spécifique à la température moyenne du réfrigérant

T_1 : Température d'entrée du réfrigérant

T_2 : Température de sortie du réfrigérant

IV.3.1.4) évaporateur :

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_5$$

$$Q_{ev} = \dot{m}_1(h_5 - h_4) = \dot{m}_1 C_p(T_5 - T_4)$$

h_4 : Enthalpie de réfrigérant à l'entrée de l'évaporateur

h_5 : Enthalpie de réfrigérant à la sortie de l'évaporateur

T_4 : Température du réfrigérant à la sortie

T_5 : Température du réfrigérant à l'entrée

IV.3.1.5) pompe :

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_8$$

$$W_p = \dot{m}_7(h_8 - h_7) = V(P_8 - P_7)$$

\dot{m}_7 : Débit de solution riche

h_7 : Enthalpie d'entrée de pompe

h_8 : Enthalpie de sortie de pompe

V: volume de solution riche

P_7 : Pression d'entrée de pompe

P_8 : Pression de sortie de pompe

IV.3.1.6) détenteur :

Le réfrigérant condensé s'écoule dans cet appareil où il subit une détente isenthalpique supposée parfaite. Cette hypothèse donne:

$$h_e = h_s$$

Avec

h_e, h_s : Enthalpies massiques respectives entrée et sortie détenteur.

IV.3.1.7) échangeur de chaleur :

On suppose qu'on peut les obtenir l'états d'équilibre thermique et que la puissance thermique est égale à la quantité de chaleur cédée par un fluide et reçue par l'autre fluide :

$$Q_{éch} = \dot{m}_a C_{p_a} (T_6 - T_4) = \dot{m}_g C_{p_g} (T_7 - T_{10})$$

Avec

\dot{m}_a : Débit de solution riche

\dot{m}_g : Débit de solution pauvre

Chapitre IV Étude thermodynamique d'une installation à absorption

C_{p_a} : chaleur spécifique de solution riche à la température moyenne
 C_{p_g} : chaleur spécifique de solution pauvre à la température moyenne
 T_4, T_6 températures respectives entrée sortie de l'échangeur
 T_7, T_{10} températures respectives entrée sortie de l'échangeur

IV.4) bilan massique :

Au niveau de l'absorbeur, deux bilans massiques peuvent être effectués :

- $m_f + m_g - m_a = 0$ (bilan global de la solution)
- $m_g X_c - m_a X_d = 0$ (bilan du BrLi)

On en déduit une expression de m_a et de m_g en fonction de m_f et des différents titres en frigorigène.

$$\begin{aligned} m_a &= m_f \left[\frac{X_c}{X_c - X_d} \right] \\ m_g &= m_f \left[\frac{X_d}{X_c - X_d} \right] \end{aligned}$$

Tels que :

X_c : titre massique de solution pauvre

X_d : titre massique de solution riche

IV.5) débit spécifique de solution (Taux de circulation) :

Le débit spécifique de solution (FR), qui est le rapport des flux massiques de la solution riche m_a refoulée par la pompe et de vapeur m_f désorbée au générateur s'écrit :

$$FR = m_a / m_f = X_c / (X_c - X_d)$$

D'où :

X_c : le titre de la solution concentrée quittant le générateur pour rejoindre l'absorbeur.

X_d : le titre du mélange binaire riche en fluide frigorigène quittant l'absorbeur pour rejoindre le générateur.

IV.6) la plage de dégazage :

La différence ($X_c - X_d$) est appelée la plage de dégazage on la note (ΔX)

$$\Delta X = X_c - X_d$$

En utilisant les équations précédentes, on peut exprimer le coefficient de performance (COP).

IV.7) détermination du coefficient de performance :

$$COP = \frac{\text{Puissance frigorifique de l'évaporateur}}{\text{Puissance calorifique fournie au bouilleur}}$$

Chapitre IV Étude thermodynamique d'une installation à absorption

$$\text{COP} = Q_e / (Q_g - W_p) = [m_f (h_5 - h_4) / (m_f h_1 + m_g h_{10} - m_a (h_7 + h_9 - h_8))]$$

IV.8) Coefficient de performance de Carnot :

Pour une machine de Carnot trithermes l'expression du coefficient de performance est donnée par la formule suivante :

$$\text{COP}_c = Q_e / Q_g = [(T_g - T_a) / T_g] [T_e / (T_c - T_e)]$$

Le coefficient de performance de Carnot (COP_c) est le maximum coefficient de performance possible pour un système à absorption.

IV.9) Efficacité du système :

L'efficacité du système (η) est défini comme étant le rapport du coefficient de performance (COP) sur le coefficient de performance de Carnot (COP_c).

$$\eta = \frac{\text{COP}}{\text{COP}_c}$$

IV.10) Rendement exégétique :

Le rendement exégétique peut être évalué par :

$$\tau = [Q_e (1 - (T_0 / T_c))] / [Q_g (1 - (T_0 / T_g)) + W_p]$$

D'où :

T₀ : la température de référence (c'est la température de l'eau à la pression atmosphérique); T₀ = 25°C.

VI.11) Analyse de l'installation double effet :

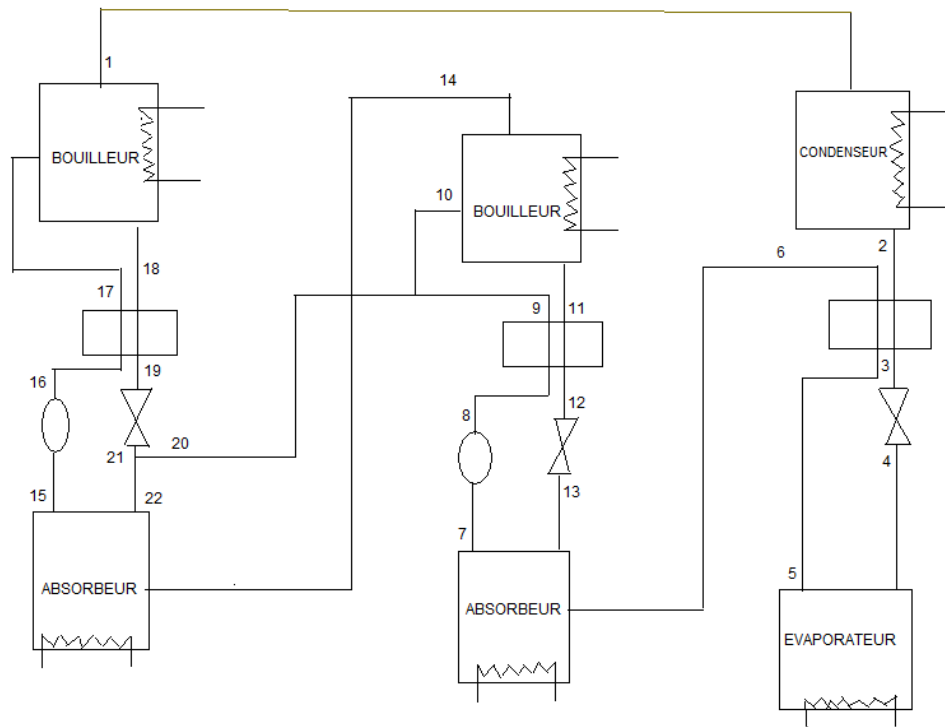


Figure [VI.7] : principe de fonctionnement machine double effet

Analyse de l'installation :

VI.11.1) Bouilleur1 :

$$\dot{m}_{10} = \dot{m}_{11} + \dot{m}_{14} \rightarrow \dot{m}_{10}x_6 = \dot{m}_{11}x_{11} + \dot{m}_{14}x_{14}$$

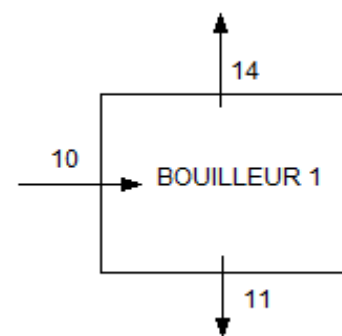
Et :

$$Q_{B_1} = \dot{m}_{11}h_{11} + \dot{m}_{14}h_{14} - \dot{m}_{10}h_{10}$$

Avec :

* $h_{14}, T_{14}, \dot{m}_{14}$ Enthalpie, Température, débit massique de la vapeur surchauffée du frigorigène à la pression p_M du générateur B_1 .

* $h_{10}, T_{10}, \dot{m}_{10}$ Enthalpie, Température, débit massique de la solution riche à la pression p_M du générateur B_1 .

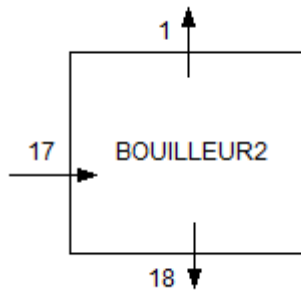


Chapitre IV Étude thermodynamique d'une installation à absorption

* $h_{11}, T_{11}, \dot{m}_{11}$ Enthalpie, Température, débit massique de la solution pauvre à la pression p_M du générateur B_1 .

VI.11.2) Bouilleur2 :

$$\dot{m}_{17} = \dot{m}_1 + \dot{m}_{18} \rightarrow \dot{m}_{17}x_{17} = \dot{m}_1x_1 + \dot{m}_{18}x_{18}$$



Et :

$$Q_{B2} = \dot{m}_1h_1 + \dot{m}_{18}h_{18} - \dot{m}_{17}h_{17}$$

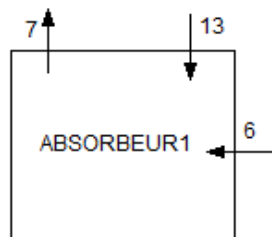
* h_1, T_1, \dot{m}_1 Enthalpie, Température, débit massique de la vapeur surchauffée du frigorigène à la pression p_H du générateur B_2 .

* $h_{17}, T_{17}, \dot{m}_{17}$ Enthalpie, Température, débit massique de la solution riche à la pression P_H du générateur B_2 .

* $h_{18}, T_{18}, \dot{m}_{18}$ Enthalpie, Température, débit massique de la solution pauvre à la pression p_H du générateur B_2 .

VI.11.3) Absorbeur1 :

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_6 + \dot{m}_{13} \rightarrow \dot{m}_7x_7 = \dot{m}_6x_6 + \dot{m}_{13}x_{13}$$



Et :

Chapitre IV Étude thermodynamique d'une installation à absorption

$$Q_{ab1} = \dot{m}_7 h_7 - \dot{m}_6 h_6 - \dot{m}_{13} h_{13}$$

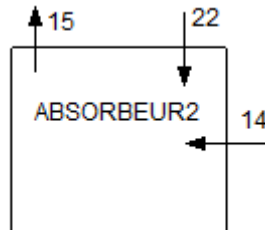
* h_6, T_6, \dot{m}_6 Enthalpie, Température, débit massique de la vapeur surchauffée du frigorigène à la pression p_M de l'absorbeur ab_1 .

* h_7, T_7, \dot{m}_7 Enthalpie, Température, débit massique de la solution riche à la pression P_M de l'absorbeur ab_1 .

* $h_{13}, T_{13}, \dot{m}_{13}$ Enthalpie, Température, débit massique de la solution pauvre à la pression P_M de l'absorbeur ab_1 .

VI.11.4) Absorbeur 2 :

$$\dot{m}_{15} = \dot{m}_{14} + \dot{m}_{22} \rightarrow \dot{m}_{15} x_{15} = \dot{m}_{14} x_{14} + \dot{m}_{22} x_{22}$$



Et :

$$Q_{ab2} = -\dot{m}_{15} h_{15} + \dot{m}_{14} h_{14} + \dot{m}_{23} h_{23}$$

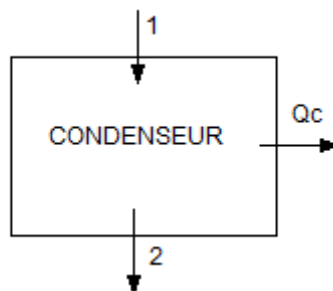
* $h_{14}, T_{14}, \dot{m}_{14}$ Enthalpie, Température, débit massique de la vapeur surchauffée du frigorigène à la pression p_H de l'absorbeur ab_2 .

* $h_{15}, T_{15}, \dot{m}_{15}$ Enthalpie, Température, débit massique de la solution riche à la pression P_H de l'absorbeur ab_2 .

* $h_{23}, T_{23}, \dot{m}_{23}$ Enthalpie, Température, débit massique de la solution pauvre à la pression P_H de l'absorbeur ab_2 .

VI.11.5) Analyse de condenseur :

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2$$



Et :

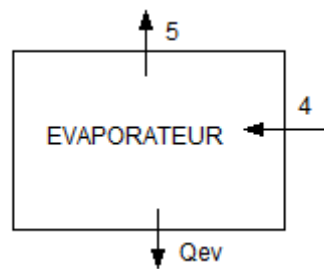
Chapitre IV Étude thermodynamique d'une installation à absorption

$$Q_c = \dot{m}_1(h_1 - h_2)$$

h_1, \dot{m}_1 Enthalpie de liquide saturé du frigorigène à la température $T_C = T_M$ à haute pression p_H

IV.11.6) Analyse de l'évaporateur :

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 = \dot{m}_4 = \dot{m}_5 = \dot{m}_6$$



Et :

$$Q_{ev} = \dot{m}_5(h_5 - h_4)$$

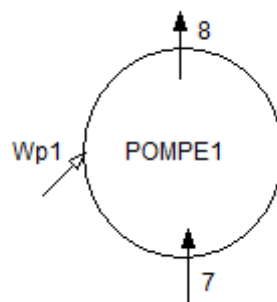
h_5 ; Enthalpie de la vapeur saturée du frigorigène à la température $T_e = T_F$ à basse pression p_F

h_4 ; Enthalpie de liquide saturée du frigorigène à la température T_4 à basse pression p_F

IV.11.7) Analyse des pompes :

Pompe1 :

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_8 = \dot{m}_9$$



Et :

Chapitre IV Étude thermodynamique d'une installation à absorption

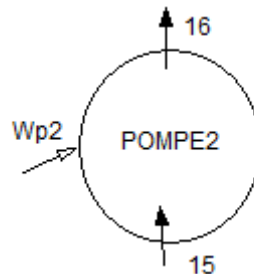
$$W_{P1} = \dot{m}_7(h_8 - h_7) = V_a(P_8 - P_7)$$

* h_7, h_8 Enthalpie d'entrée et de la sortie de pompe 1 de la vapeur surchauffée du frigorigène de l'absorbeur $a b_1$.

* P_7, P_8 Pression d'entrée et de la sortie de pompe 1 de la vapeur surchauffée du frigorigène de l'absorbeur $a b_1$.

Pompe 2 :

$$\dot{m}_{15} = \dot{m}_{16} = \dot{m}_{17}$$



Et :

$$W_{P2} = \dot{m}_{15}(h_{16} - h_{15}) = V_B(P_{16} - P_{15})$$

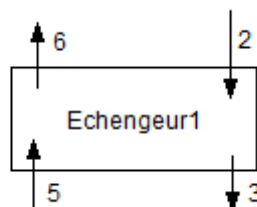
* h_{15}, h_{16} Enthalpie d'entrée et de la sortie de pompe 2 de la vapeur surchauffée du frigorigène de l'absorbeur $a b_2$.

* P_{15}, P_{16} Pression d'entrée et de la sortie de pompe 2 de la vapeur surchauffée du frigorigène de l'absorbeur $a b_2$.

IV.11.8) Analyse des échangeurs :

Echangeur1 :

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 \quad ET \quad \dot{m}_5 = \dot{m}_6$$



$$T_6 = T_2 \text{eff} + T_5(1 - \text{eff})$$

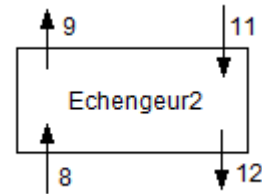
Et :

Chapitre IV Étude thermodynamique d'une installation à absorption

$$Q_C = Q_f \rightarrow \dot{m}_5 Cp(T_6 - T_5) = \dot{m}_2 Cp(T_2 - T_3) \rightarrow T_6 = T_5 + \frac{\dot{m}_2}{\dot{m}_5}(T_2 - T_3)$$

Echangeur 2 :

$$\dot{m}_{11} = \dot{m}_{12} \text{ et } \dot{m}_8 = \dot{m}_9$$



$$T_9 = T_{11} \text{eff} + T_8(1 - \text{eff})$$

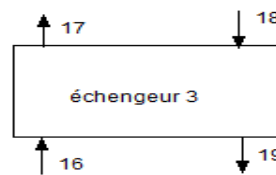
Et :

$$Q_C = Q_F \rightarrow \dot{m}_8 Cp(T_9 - T_8) = \dot{m}_{11} Cp(T_{11} - T_{12}) + T_8$$

$$T_9 = \frac{\dot{m}_{11}}{\dot{m}_8}(h_{11} - h_{12}) + h_8$$

Echangeur 3 :

$$\dot{m}_{18} = \dot{m}_{19} \text{ et } \dot{m}_{16} = \dot{m}_{17}$$



Et :

$$T_{17} = T_{19} \text{eff} + T_{16}(1 - \text{eff})$$

$$Q_F = Q_C \rightarrow \dot{m}_{17} Cp(T_{17} - T_{16}) = \dot{m}_{19} Cp(T_{18} - T_{19})$$

$$T_{17} = \frac{\dot{m}_{19}}{\dot{m}_{17}}(T_{20} - T_{21}) + T_{16}$$

IV.11.9) Le coefficient de performance COP :

$$COP = \frac{Q_{ev}}{Q_B + W_p}$$

Chapitre IV Étude thermodynamique d'une installation à absorption

$$COP = \frac{\dot{m}_5(h_5 - h_4)}{\dot{m}_{11}h_{11} + \dot{m}_{14}h_{14} - \dot{m}_{10}h_{10} + m_1h_1 + m_{18}h_{18} - m_{17}h_{17} + \dot{m}_7(h_8 - h_7) + m_{15}(h_{16} - h_{15})}$$

IV.12) Conclusion :

Dans ce chapitre on fait des analyses thermodynamiques des machines à absorption simple effet et double effets :

- ✓ les débits dans les différents points de l'installation
- ✓ les flux thermiques échanger entre les appareils et l'environnement

Finalement pour assurer le bon fonctionnement de la machine à absorption on a besoin de circulation continue des fluides représentés par les débits de frigorigène, solution riche et solution pauvre .et des échanges de chaleur .

Chapitre V :

Étude thermodynamique Du couple (NH₃, H₂O)

Introduction :

Ce chapitre décrit les équations nécessaires pour le calcul des propriétés thermodynamiques et physiques de la solution binaire composée de l'ammoniac et l'eau.

Les modèles mathématiques de calcul et de simulation des systèmes à absorption exigent la connaissance d'un grand nombre de propriétés thermodynamiques et de transports des fluides de fonctionnement. Pour atteindre ce but ,un grand nombre de recherches expérimentales a été enfermée ou les résultats ont été matérialisés dans une série de tableaux et diagrammes avec des données utiles : le diagramme (*h.i.*) est bien connu, réalisé par Merkel et Bosniakovic[13].

Enick et al [14]ont employé l'équation d'état du Peng-Robinson pour prévoir les propriétés thermodynamiques du mélange. Weber [15] a présenté un modèle pour estimer le deuxième et le troisième coefficient de viriel du mélange (NH_3 , H_2O) Rukes et Dooley [15]ont employé le calcul de l'énergie libre d'Helmutz des composantes pour dériver après les propriétés thermodynamiques à la saturation.

Beaucoup de chercheurs ont employé le calcul de l'enthalpie libre de Gibbs pour formuler les propriétés thermodynamiques du mélange (NH_3 , H_2O)[Ziegler et Trepp[16]: Ibrahim et Klein [17]: Xu et Goswami[18]: Jordan [19]. Mais chaque chercheur a formulé les conditions de l'équilibre liquide-vapeur avec différents moyens : Ziegler et Trepp (1984), Ibrahim et Klein (1993) et Xu et Goswami (1999) l'ont formulé en égalisant des fugacités des composantes dans les deux phases. D'autre part. Jordan (1997) par égalisation des potentiels chimiques des composants. Nag et Gupta [20]ont considéré l'équation d'état de Peng-Robinson porté la phase liquide.

V.1. Paramètres fondamentaux des substances pures [21]

Les valeurs des paramètres utilisées pour la détermination des équations, sont décrites dans le tableau suivant :

		NH_3	H_2O
Masse molaire	$M [kg. K mol^{-1}]$	17.03026	18.015268
Point critique	Température $T_c [k]$	405.4	647.14
	Pression $P_c [bar]$	113.336	220.64
	Masse volumique $\rho\delta_c [kg.m^3]$	225	322
Point (l'ébullition)	Température $T_a, [k]$	239.74	373.15
	Pression $P_{eb} [bar]$	1.013325	1.013325
Point triple	Température $T, [k]$	195.41	273.16
	Pression $P, [bar]$	0.06077	6.112 10⁻³

Tableau V.1. Les paramètres fondamentaux des substances pures.

V.2. Notion de potentiel chimique [22]

Considérons l'expression de la différentielle du de l'énergie interne obtenue par application simultanée des deux principes à un système fermé, et si n_1, n_2, \dots, n_t représente les nombres de moles respectifs des différents composants présents dans la phase, on peut écrire que :

$$dU = TdS - PdV + \left(\frac{\partial U}{\partial n_1}\right) \partial n_1 + \dots + \left(\frac{\partial U}{\partial n_t}\right) \partial n_t \quad (\text{V.1})$$

Ou plus simplement :

$$dU = TdS - PdV + \sum \left(\frac{\partial U}{\partial n_t}\right) \partial n_t \quad (\text{V.2})$$

Ou :

$$\frac{\partial U}{\partial n_t} = \mu_{i,j} \quad (\text{V.3})$$

Les quantités telles que $(\partial u / \partial n_i) = \mu_{i,j}$ sont les potentiels chimiques des composants dans le système. Le potentiel chimique interne, défini par « Gibbs » est une mesure de l'influence de l'énergie interne de la phase considérée sur l'influence du nombre de moles du consommant (i).

Si l'on envisage maintenant l'enthalpie, l'énergie libre et l'enthalpie libre de 1 a phase considérée sont définies respectivement par :

$$H = U + PV \quad (\text{V.4})$$

$$F = U - TS(\text{Hehnotz}) \quad (\text{V.5})$$

$$G = H - TS (\text{Gibbs}) \quad (\text{V.6})$$

En calculant leurs différentielles et en substituant, les nouvelles expressions

$$dH = TdS + VdP + \sum \mu_i d_{ni} \quad (\text{V.7})$$

$$dF = -SdT - PdV + \sum \mu_i d_{ni} \quad (\text{V.8})$$

$$dG = -SdT + VdP + \sum \mu_i d_{ni} \quad (\text{V.9})$$

Et par conséquent:

L'enthalpie libre peut être calculée sur la base des potentiels chimiques u , des deux composantes (NH₃ et H₂O) :

$$G = (1 - x)\mu_{\text{H}_2\text{O}} + x\mu_{\text{NH}_3} \quad (\text{V.10})$$

V.2.1. Condition d'équilibre

A l'équilibre de la phase, à côté de l'égalité de la pression et de la température, il existe en plus l'égalité entre les potentiels chimiques de toutes les composantes des phases existantes.

$$\mu_i^g(T, P, x^g) = \mu_i^l(T, P, x^l) \quad i = NH_3, H_2O$$

V.3. L'équation d'état fondamentale choisie pour NH₃-H₂O

Parmi les modèles cités précédemment on a choisi celui de MICHEL FEIDT [23] qui combine la méthode de l'énergie libre de Gibbs pour les propriétés thermiques et des équations qui calculent le point de bulle et le point de rosée du mélange. Cette méthode combine les avantages des deux et évite le besoin de faire des itérations afin d'avoir les conditions d'équilibre de phases. Les corrélations proposées couvrent des conditions d'équilibre de phases à des pressions et des températures élevées.

Le domaine de validité pour les relations qui suit est :

- Pour les températures (k) : $230 < T < 600$:
- Pour les pressions (bar) : $0.2 < P < 110$.

Ce domaine se trouve sous les points critiques de toutes les composantes, de sorte que la détermination de l'équation d'état pour le mélange, ne prend pas en considération les particularités référents au domaine d'état critique. L'équation d'état ne décrit pas l'état dans laquelle la solution se trouve dans l'état d'agrégation solide [23].

V.3.1. L'enthalpie libre

L'équation fondamentale de l'enthalpie libre de Gibbs est donnée sous une forme intégrale (Ziegler et Trepp[17], Ibrahim et Klem[18], ou et Yogi Goswami[19]) :

$$G = H_0 - TS_0 - C_p dT + \int_{P_0}^P V dP - T \int_{T_0}^T \left(\frac{C_p}{T} \right) dT \quad (\text{V. 11})$$

Cette équation est valable pour la phase gazeuse, ainsi que liquide.

V.3.1.1. Phase liquide

Le comportement de l'état liquide du point de vue thermique est décrit par les corrélations suivantes (Ziegler et Trepp[17]), Où le volume liquide est fonction de la pression et de la température et la *chaleur* molaire du liquide:

$$V_L = a_1 + a_2 P + a_3 T + a_4 T^2 \quad (\text{V.12})$$

$$C_p^l = b_1 + b_2 T + b_3 T^2 \quad (\text{V.13})$$

Donc :

$$G^L = H_0^L - TS_0^L \int_{T_0}^T C_p^L dT + \int_{P_0}^P V^L dP - T \int_{T_0}^T \left\{ \frac{C_p^L}{T} \right\} dT \quad (\text{V. 14})$$

Le développement de l'équation avec l'aide des équations donne la forme réduite :

$$G_r^L = H_0^L - T_{r,0}^L + B_1(T_r + T_{r,0}) + \frac{B_2}{2}(T_r^2 + T_{r,0}^2) + \frac{B_3}{3}(T_r^3 - T_{r,0}^3) - B_1 T_r \ln\left(\frac{T_r}{T_{r,0}}\right) - B_2 T_r (T_r - T_{r,0}) - B_3 T_r (T_r^2 - T_{r,0}^2) + (A_1 + A_2 T_r + A_4 T_r^2)(P_r - P_{r,0}) + \frac{A_2}{2}(P_r^2 - P_{r,0}^2) \quad (\text{V.15})$$

Les grandeurs adimensionnelles d'état sont :

- La température réduite : $T_r = T / T_B$:
- L'enthalpie libre molaire réduite : $G_r = G / RT_B$:
- La pression réduite : $P_r = P / P_B$:
- L'enthalpie molaire réduite : $h_r = H / RT_B$:
- L'entropie molaire réduite : $S_r = S / R$;
- Le volume molaire réduit : $V_r = VP_B / RT_B$.

Les indices utilisés sont :

- r : pour les grandeurs réduites
- B : pour les grandeurs de référence
- L : la phase liquide
- g : la phase gazeuse
- 0 : l'état de référence

Les grandeurs de référence sont [25] :

$$T_B = 100^\circ\text{K}; P_B = 10 \text{ bar}; ETR = 8.3143 \text{ KJ/Kmole.}^\circ\text{K}$$

V.3.1.2.Phase vapeur:

Dans la phase vapeur (Ziegler et Trepp[17]) donne les corrélations:

$$V^g = RT/P + C_1 + C_2/T^3 + C_3/T^{11} + C_4 P^2/T^1 \quad (\text{V.18})$$

$$Cp^g = d_1 + d_2 T + d_3 T^2 - T \int_0^P \left[\frac{\partial^2 V}{\partial T^2} \right] dP \quad (\text{V. 16})$$

$$G^g = H_0^g - TS_0^g + \int_{T_0}^T Cp^g dT + \int_{P_0}^P V^g dP - T \int_{T_0}^T \frac{Cp^g}{T} dT \quad (\text{V. 17})$$

Après le développement en trouve :

$$\begin{aligned}
 G_r^g = & H_{r,0}^g - TS_{r,0}^g + D_1(T_r - T_{r,0}) + \frac{D_2}{2}(T_r^2 - T_{r,0}^2) - \frac{D_3}{3}(T_r^3 - T_{r,0}^3) - D_1 T_r \ln \left\{ \frac{T_r}{T_{r,0}} \right\} \\
 & - D_2 T_r (T_r - T_{r,0}) - \frac{D_3}{2} T_r (T_r^2 - T_{r,0}^2) + T_r \ln \left\{ \frac{P_r}{P_{r,0}} \right\} + C_1 (P_r - P_{r,0}) \\
 & + C_2 \left[\frac{P_r}{P_r^3} - 4 \frac{P_{r,0}}{P_{r,0}^3} + 3 \frac{P_{r,0} T_r}{T_{r,0}^4} \right] + C_3 \left[\frac{P_r}{T_r^{11}} - 12 \frac{P_{r,0}}{T_{r,0}^{11}} + 11 \frac{P_{r,0} T_r}{T_{r,0}^{12}} \right] \\
 & + \frac{C_4}{3} \left[\frac{P_r^3}{T_r^{11}} - 12 \frac{P_{r,0}^3}{T_{r,0}^{11}} + 11 \frac{P_{r,0}^3 T_r}{T_{r,0}^{12}} \right] \tag{V.18}
 \end{aligned}$$

V.3.2. Propriété thermodynamique :

L'enthalpie, l'entropie et le volume molaire sont liées à l'enthalpie libre de Gibbs [25] :

$$H = RT_r T_r^2 \left[\frac{\partial(G_r/T_r)}{\partial T_r} \right] \tag{V.19}$$

$$S = -R \left[\frac{\partial G_r}{\partial T_r} \right] \tag{V.20}$$

$$V = \frac{RT_B}{P_B} \left[\frac{\partial G_r}{\partial P_r} \right] \tag{V.21}$$

Après le développement des équations en trouve :

V.3.2.1. Pour la phase liquide :

$$\begin{aligned}
 H^L = & RT_B \left[H_{r,0}^2 + B_1(T_r + T_{r,0}) + \frac{B_2}{2}(T_r^2 - T_{r,0}^2) + \frac{B_3}{3}(T_r^3 - T_{r,0}^3) \right. \\
 & \left. + (P_r - P_{r,0})(A_1 - A_1 T_r^2) + \frac{A_2}{2}(P_r^2 - P_{r,0}^2) \right] \tag{V.22}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 S^L = & R \left[S_{r,0}^L + B_1 \ln \left\{ \frac{T_r}{T_{r,0}} \right\} + B_2 (T_r - T_{r,0}) + \frac{B_3}{3} (T_r^2 - T_{r,0}^2) \right. \\
 & \left. - (A_3 + 2A_4 T_2)(P_r P_{r,0}) \right] \tag{V.23}
 \end{aligned}$$

$$V^L = \frac{RT_3}{P_3} [A_1 + A_2 P_r + A_3 T_r + A_4 T_r^2] \tag{V.24}$$

V.3.2.2. Pour la phase vapeur :

$$S^g = R \left[S_{r,0}^g + D_1 \ln \left\{ \frac{T_r}{T_{r,0}} \right\} + D_2 (T_r - T_{r,0}) + 11C_3 \left\{ \frac{P_r}{T_r^{12}} - \frac{P_{r,0}}{T_{r,0}^{12}} \right\} + \frac{11}{8} C_4 \left\{ \frac{P_r^3}{T_r^{12}} - \frac{P_{r,0}^3}{T_{r,0}^{12}} \right\} - \ln \left\{ \frac{P_r}{P_{r,0}} \right\} \right] \quad (V. 25)$$

$$V^g = \frac{RT_3}{P_3} \left[C_1 + \frac{C_2}{T_r^3} + \frac{C_3}{T_r^{11}} + \frac{C_4 P_r^2}{T_r^{11}} + \frac{T_r}{P_r} \right] \quad (V. 26)$$

	<i>Ammoniac</i>	<i>Eau</i>	<i>Mélange</i>	
A ₁	3.971423.10 ⁻²	2.748796.10 ⁻²	E ₁	-41.733398
A ₂	-1.790557.10 ⁰	-1.016665.10 ⁰	E ₂	0.02414
A ₃	-1.308905.10 ⁻¹	-4.452025.10 ⁻³	E ₃	6.702285
A ₄	3.752836.10 ⁻³	8.389246.10 ⁻⁴	E ₄	-0.011475
B ₁	1.634519.10 ¹	1.214557.10 ¹	E ₅	63.608967
B ₂	-6.508119	-1.898065	E ₆	-62.490768
B ₃	1.448937	2.911966.10 ⁻¹	E ₇	1.761064
c ₁	-1.049377.10 ⁻¹	2.136131.10 ⁻²	E ₈	0.008626
c ₂	-8.288224	-3.169291.10 ¹	E ₉	0.387983
C ₁	-6.647257.10 ²	-4.634611.10 ⁴	E ₁₀	0.004772
c ₄	-3.045352.10 ³	0	Eu	-4.648107
D ₁	3.673647	4.019170		
D ₂	9.989629.10 ⁻²	-5.175550.10 ⁻²		
D ₃	3.617622.10 ⁻²	1.951939.10 ⁻²		
<»	4.878573	21.821141		
	26.468879	60.965058		
	1.644773	5.733498		
%	8.339026	13.453430		
T; 0	3.2252	5.0705		
P _r ; 0	2	3		

Tableau V.2. Les coefficients pour les équations (V.12.16.21.22.23.24.25.26) et (V.32.33.34) [25].

V.4. Mélange ammoniac-eau

V.4.1. Mélange liquide [25]

Selon l'analyse donnée par Ziegler et Trepp [17], la fonction de Gibbs d'un mélange liquide de l'ammoniac-eau est donnée par la relation idéale de mélange de solution plus l'énergie d'excès de Gibbs G^E . Cette énergie, dont la relation est proposée par Xu et Yogi Goswami [19], est limitée à trois facteurs, tient compte de la déviation du

comportement idéal de solution (la solution liquide ne se comporte pas connue une solution idéale.

$$G_r^E = x(1-x)[F_1 + F_2(2x-1) + F_3(2x-1)^2] \quad (\text{V.27})$$

$$\text{Avec: } F_1 = E_1 + E_2 P_r + (E_3 + E_4 P_r) T_2 + \frac{E_5 + E_6}{T_r + \frac{E_6}{T_r^2}} \quad (\text{V.28})$$

$$F_2 = E_7 + E_5 P_r + (E_9 + E_{10} P_r) T_r + \frac{E_{11} + E_{12}}{T_r + \frac{E_{12}}{T_r^2}} \quad (\text{V.29})$$

$$F_3 = E_{13} + E_{14} P_r + \frac{E_{15}}{T_r} + \frac{E_{16}}{T_r^2} \quad (\text{V.30})$$

Les coefficients E_i ($i = 1 \dots 16$), pour les équations (V, 31, 32,33) sont indiqués dans les tableaux (V, 2), l'enthalpie. L'entropie et le volume d'excès sont donnés par [25] :

$$H^E = -RT_B T_r^2 \left[\frac{\partial(G_r^E/T_r)}{\partial T_r} \right] P_{r,x} \quad (\text{V.31})$$

$$S^E = -R \left[\frac{\partial G_r^E}{\partial T_r} \right] P_{r,x} \quad (\text{V.32})$$

$$V^E = \frac{RT_B}{P_B} \left[\frac{\partial G_r^E}{\partial p_r} \right] \quad (\text{V.33})$$

Après le développement on trouve :

$$H^E = RT_B x(1-x) \left[E_1 + E_2 P_r + \frac{2E_3}{T_r^2} + (2x-1) \left\{ E_7 + E_5 P_r + \frac{2E_{11}}{T_r} + \frac{3E_{12}}{T_r^2} \right\} + (2x-1)^2 \left\{ E_{13} + E_{14} P_r + \frac{2E_{15}}{T_r} + \frac{3E_{16}}{T_r^2} \right\} \right] \quad (\text{V.34})$$

$$S^E = Rx(1-x) \left[-E_3 - E_4 P_r + \frac{E_5}{T_r} + \frac{2E_6}{T_r^3} + (2x-1) \left\{ -E_9 - E_{10} P_r + \frac{E_{11}}{T_r} + \frac{2E_{12}}{T_r^2} \right\} + (2x-1)^2 \left\{ \frac{E_{15}}{T_r} + \frac{2E_{16}}{T_r^2} \right\} \right] \quad (\text{V.35})$$

$$V^E = \frac{RT_B}{P_B} x(1-x) [E_2 + E_4 + (2x-1)(E_5 + E_{10} T_r) + E_{14}] (2x-1)^2 \quad (\text{V.36})$$

Donc. L'enthalpie, l'entropie et le volume molaire du mélange liquide NH₃-H₂O devient :

$$H_m^L = xH_{NH_3}^L + (1-x)H_{H_2O}^L + H^E \quad (\text{V.37})$$

$$S_m^L = xS_{NH_3}^L + (1-x)S_{H_2O}^L + S^E + S^{me} \quad (\text{V.38})$$

$$V_m^L = xV_{NH_3}^L + (1-x)V_{H_2O}^L + V^E \quad (\text{V.39})$$

Avec : $S^{me} = -R[x \ln(x) + (1 - x) \ln(1 - x)]$

V.4.2. L'enthalpie, l'entropie et le volume massique de la solution liquide :

La concentration massique est le rapport entre la masse de l'ammoniac et celle de la solution :

$$\xi = \frac{m_{NH_3}}{m_{NH_3} + m_{H_2O}} \quad (\text{V. 40})$$

Ou m_{NH_3} : est la masse d'ammoniac de la solution ;

m_{H_2O} : est la masse de l'eau.

Entre la concentration massique ξ et celle molaire x existe la relation approchée :

$$x = \frac{M_{H_2O} \xi}{M_{NH_3} + \xi} \quad (\text{V. 41})$$

La masse molaire de la solution de concentration molaire x est :

$$M^L = (1 - x)M_{H_2O} + x M_{NH_3} \quad (\text{V. 42})$$

Il en résulte donc les expressions pour l'enthalpie, l'entropie et le volume massique de la solution liquide :

$$h_m^L = \frac{H_m^L}{M^L} \quad (\text{V. 47}) \quad S_m^L = \frac{S_m^L}{M^L} \quad (\text{V. 43})$$

$$v_m^L = \frac{v_m^L}{M^L} \quad (\text{V. 44})$$

V.4.3. Mélange vapeur :

La solution dans la phase vapeur a été considérée comme étant une solution idéale. Cette hypothèse est basée sur l'absence de l'énergie d'excès de Gibbs G^E . L'enthalpie, l'entropie et le volume molaire du mélange vapeur de NH₃-H₂O sont calculée par :

$$H_m^g = yH_{NH_3}^g + (1 - y)H_{H_2O}^g \quad (\text{V. 45})$$

$$S_m^g = yS_{NH_3}^g + (1 - y)S_{H_2O}^g + S^{mg} \quad (\text{V. 46})$$

$$V_m^g = yV_{NH_3}^g + (1 - y)V_{H_2O}^g \quad (\text{V. 47})$$

Ou : $S^{mg} = -R[y \ln(y) + (1 - y) \ln(1 - y)]$

V.4.4.L'enthalpie, l'entropie et le volume massique du mélange vapeur :

$$h_m^g = \frac{H_m^g}{M^g} \text{ (V.53)}$$

$$s_m^g = \frac{S_m^g}{M^g} \text{ (V.48)}$$

$$v_m^g = \frac{V_m^g}{M^g} \text{ (V.49)}$$

Ou M^g est la masse molaire de la solution dans la phase vapeur :

$$M^g = (1 - y)M_{H_2O} + YM_{NH_3} \text{ (V.50)}$$

V.5.Conduction de saturation :

V.5.1.Point de bulle :

Le point de bulle est calculé à partir de la corrélation proposée par EL- Sayed et Tribus [25] :

$$T_{eb} = T_{e.m} - \sum_{i=1}^7 \left\{ [C_i + \sum_{j=1}^{10} (C_{ij}x^j)] \left[\ln \left(\frac{P_{c.m}}{p} \right) \right] \right\} \text{ (V.51)}$$

$$\text{Avec: } T_{c.m} = T_C^{H_2O} - \sum_{i=1}^4 (a_i x^i) \text{ (V.52)}$$

$$P_{c.m} = P_c^{H_2O} e^{\left[\sum_{i=1}^8 (b_i x^j) \right]} \text{ (V.53)}$$

V.5.2. Point de rosée :

Le point de rosée est calculé à partir de la corrélation proposée par EL -Sayed et Tribus [25]:

$$T_d = T_{c.m} - \sum_{i=1}^6 \left\{ [d_i + \sum_{j=1}^4 A_{ij} [\ln(1,0001 - x)]^j] \left[\ln \left(\frac{P_{c.m}}{p} \right) \right]^i \right\} \text{ (V.54)}$$

Pour les équations (V.57.58.59.60) la pression en [psi] et la température en [°F],
Les coefficients pour les équations (V.56.57.58.59) sont indiqués dans le tableau (V.3) [25].

	a_i	b_i	C_i	d_i
1	205.0009	0.368105523897	153.634521459	153.17055346
2	280.930556	- 3.6679548875	- 13.0305543892	- 11.7705687461
3	-317.0130009	46.6000470809	- 1.14845282991	- 1.78126355957
4	263.194444	-262.921061996	0.550558094447	0.647385455059
5		752.99^6956	- 0.0753450148427	-0.0719950751898
6		- 1076.0613489	0.0048111668267	0.00285423950706
7		797.948078048	1, 45577177	

8		- 235.903904222	
---	--	-----------------	--

Au	J	I	2	3	4
I					
I		194.793913463	74.236124188	9.84103819552	0.436843852745
2		- 74.3508283362	-33.2941879809	-4.7SS6691S5S1	-0.225416733476
3		13.0175447367	6.1586564117	0.789740337141	0.0321510834958
4		-0.90857587517	-0.356752691147	0.0238067275502	0.00495593933952
5		-0.00071863574153	-0.0251026383533	-0.0191664613304	-0.0017014253867
6		0.00195441702983	0.00280533349937	0.0013899436563	0.000116422611616

Tableau [V.3] :Les coefficients pour les équations (V.57.58.59.60).

V.6. Propriétés de transport de la solution NH₃-H₂O

[25] :V.6.1.Densité de la solution liquide :

Une relation semi-empirique du calcul de la densité de la solution liquide à la saturation est la suivante :

$$p = (-0.00659T^3 + 1.304T^2 - 57.675T) \xi^3 + (0.00547T^3 - 1.0625T^2 + 48.75T + 50)\xi^2 - (0.00128T^3 - 0.264T^2 + 14.1T + 305)\xi + 8.3310^{-5}T^3 - 0.0206T^2 + 0.817 + 990 \quad (V.55)$$

Cette relation fournit les valeurs de la densité exprimées en (Kg.m³), le domaine de précision satisfait pour les calculs techniques est :

- Pour les températures : 0 < T < 100 : [°C]
- Pour les concentrations : 0.1 < ξ < 0.5 : [Kg/m³]

On peut calculer la concentration massique de la solution NH₃-H₂O sur la base de la connaissance des densités et des températures :

$$\xi = -5.5965 + 8.130Iv - 2.5260v^2 + 0.029266T - 1.099910^{-4}T^2 - 0.047472vT + 0.017601v^2T + 1.698410^{-4}vT^2 - 60501310^{-5}v^2T^2 \quad v[m^3/Kg] \text{ et } T[°C] \quad (V.56)$$

Dans le domaine de validité de l'équation (V.61), l'erreur moyenne dans le calcul de la concentration est de 0.0012, mais celle maximale est de 0.004.

V.6.2. La viscosité dynamique de la solution liquide :

Pour la viscosité dynamique de la solution liquide, il est proposé la relation :

$$\ln(\mu) = \xi \ln(\mu_{NH_3}^L) + 3\xi^2(1 - \xi) \ln[C_1 \ln(\mu_{NH_3}^L) + C_2] + (1 - \xi)^3 \ln(\mu_{H_2O}^L) + 3\xi(1 - \xi)^2 \ln[C_3 \ln(\mu_{H_2O}^L) + C_4] \quad (\text{V.57})$$

Les constantes de cette relation ont pour valeurs :

$$C_1: 1.6582 \quad C_2: 7.1638 \quad C_3: 1.3575 \quad C_4: 3.6066$$

La viscosité dynamique de l'eau liquide est :

$$\mu_{Hp}^L = 10^{-4} \exp\left\{6.278 - \frac{1731}{T} + 5.61610^5 T^2\right\} \quad (\text{V.58})$$

La viscosité dynamique de l'ammoniac liquide est :

$$\mu_{NH_3}^L = 10^{-6} \exp\left\{0.3180 - \frac{2214}{T} + 5.983910^5 T^2\right\} \quad (\text{V.59})$$

Dans la relation (V. 64) et (V. 65). T [K] et μ [Pas.s].

Le domaine de validité de l'équation (V.63) est :

- Pour les concentrations : $0.3 < \xi < 0.9$
- Pour les températures : $10^\circ\text{C} < T < 60^\circ\text{C}$

Dans ce domaine , l'erreur moyenne fournie par l'équation (V.63) est de 6% alors que celle maximale est de 12%.

V.6.3. La viscosité dynamique de la solution gazeuse :

La solution gazeuse est considérée connue étant une solution idéale, donc la viscosité de la solution gazeuse est :

$$\mu^g = (1 - \xi)\mu_{H_2O}^g + \xi\mu_{NH_3}^g \quad (\text{V.60})$$

Avec :

$$\mu_{H_2O}^g = -31.89 + 41.4510^{-2}T - 8.27210^{-6}T^2 \quad (\text{V.61})$$

$$\text{Et : } \mu_{NH_3}^g = -9.372 + 38.9910^{-2}T + 44.0510^{-6}T^2 \quad (\text{V.62})$$

La relation (V.67). Pour la vapeur d'eau est valable pour l'intervalle de température : $0^\circ\text{C} < T < 1000^\circ\text{C}$, et la relation (V.68) est valable pour l'intervalle de :

$200^\circ\text{C} < T < 1200^\circ\text{C}$, ainsi que les valeurs calculées résulte en micropois, la température est exprimée en °K.

V.6.4. La conductivité thermique de la solution gazeuse :

Pour la solution gazeuse composée de la vapeur d'eau et d'Ammoniac en phase gazeuse, on peut accepter l'hypothèse d'une solution idéale composée d'un gaz parfait. Dans ces conditions, la conductivité thermique de la solution gazeuse a l'expression :

$$\lambda^g = (1 - \xi)\lambda_{H_2O}^g + \xi\lambda_{NH_3}^g \quad (\text{V.63})$$

Ou $\lambda_{H_2O}^g$ et $\lambda_{NH_3}^g$ représentent la conductivité thermique de l'eau en état vapeur et la conductivité thermique d'ammoniac gazeuse, respectivement.

$$\lambda_{H_2O}^g = 17.53 - 2.4210^{-2}T + 4.310^{-4}T^2 - 21.7310^{-8}T^3 \quad (\text{V.64})$$

Cette relation est valable pour l'intervalle de : $0^\circ\text{C} < T < 800^\circ\text{C}$

$$\lambda_{NH_3}^g = 091 + 12.8710^{-2}T + 2.9310^{-4}T^2 - 8.6810^{-4}T^3 \quad (\text{V.65})$$

Cette relation est valable pour l'intervalle de : $0^\circ\text{C} < T < 800^\circ\text{C}$. Les valeurs calculées pour les deux équations (V.70,71) sont en (microcal/S.cm.k), la température est exprimée °K.

V.6.5.La conductivité thermique de la solution liquide :

Pour la solution liquide, on peut accepter l'hypothèse d'une solution idéale. Dans ces conditions la conductivité thermique de la solution liquide a pour expression :

$$\lambda^L = (1 - \xi)\lambda_{H_2O}^L + \xi\lambda_{NH_3}^L \quad (\text{V.66})$$

Avec :

$$\lambda_{H_2O}^L = -0.4743 + 5.7910^{-3}T - 7.22210^{-6}T^2 \quad (\text{V.67})$$

La relation (V.73) est valable pour l'intervalle de : $273\text{K} < T < 373\text{K}$.

$$\lambda_{NH_3}^L = 1.06094741 - 1.576510^{-3}T - 1.228510^{-6}T^2 \quad (\text{V.68})$$

La relation (V.74) est valable pour l'intervalle de : $-77^\circ\text{C} < T < 100^\circ\text{C}$. λ (W/m.K).

V.6.6.La chaleur spécifique isobare pour la solution gazeuse :

En adaptant l'hypothèse de la solution idéale dans la phase gazeuse, composée à son tour d'un gaz parfait, on peut supposer les relations suivantes pour le calcul de la

La chaleur spécifique isobare de la solution gazeuse :

$$Cp^g = (1 - \xi)Cp_{H_2O}^g + \xi Cp_{NH_3}^g \quad (\text{V.69})$$

La chaleur spécifique isobare pour la vapeur d'eau est donnée par :

$$Cp_{H_2O}^g = 1.79 + 0.1110^{-3}T + 0.5910^{-6}T^2 - 2.0010^{-10}T^3 \quad (\text{V.70})$$

Cette relation est valable pour l'intervalle de : $10^{\circ}\text{C} < T < 115^{\circ}\text{C}$.

La chaleur spécifique isobare pour l'ammoniac vapeur est donnée par :

$$Cp_{NH_3}^g = 1.604 + 1.410^{-3}T + 10^{-6}T^2 - 6.9610^{-10}T^3 \quad (\text{V.71})$$

Cette relation est valable pour l'intervalle de : $-50^{\circ}\text{C} < T < 50^{\circ}\text{C}$. Les valeurs calculées Résulte en (KJ/kg /K). La température est exprimée en K.

V.6.7. Chaleur spécifique isobare de la solution liquide.

La chaleur spécifique isobare pour la solution liquide est donnée par la relation :

$$Cp^L = 4.186[1 + \xi^2(0.118 + 0.00208T)] \quad (\text{V.72})$$

Ou bien on peut le calculée à partir de la relation :

$$Cp^L = (1 - \xi)Cp_{H_2O}^L + \xi Cp_{NH_3}^L \quad (\text{V.73})$$

Les relations de calcul pour les chaleurs spécifique isobare de l'ammoniac et l'eau liquide sont :

$$Cp_{NH_3}^L = 8.049678 + 0.1301846T - 464.227410^{-6}T^2 + 574.993610^{-9}T^3 \quad (\text{V.74})$$

La relation (V.80) valable pour le domaine : $-77.4\text{C}^0 < T < 100$.

$$Cp_{H_2O}^L = 2.8217826 + 11.8254510^{-3}t - 35.04100610^{-6}T^2$$

$$+ 36.00378610^{-9}T^3 \quad (\text{V.75})$$

Cette relation est valable pour l'intervalle de : $0\text{C}^0 < T < 350\text{C}^0$, les valeurs calculées sont en (KJ/Kg.K), la température est exprimé en °K.

V.7.Conclusion :

Dans les installations des réfrigérations solaires à absorption le couple binaire (NH₃/H₂O) c'est le couple la plus utilisé principalement.

Tous simplement parce que c'est le couple stable d'un point de vue propriété thermodynamique.

Au jour d'huit beaucoup des chercheurs font des recherches sur l'amélioration des propriétés thermodynamiques et par conséquent l'amélioration de COP de l'installation et pour éviter l'instabilité de la solution liquide-vapeur.

Chapitre : VI

AMÉLIORATION DE PERFORMANCE DE L'INSTALLATION A ABSORPTION

VI.1.Introduction :

Dans ce chapitre on fait une étude sur l'installation solaire à absorption simple et coût double effet pour but d'améliorer les performances de l'installation et pour réduire le Maximin l'eût de cette l'installation.

Pour l'installation simple effet on a besoin d'une très haute température autour de 120° qui nécessitent des panneaux solaires de haute performance (sous vide de concentration), par contre dans le cas des installations double effets fonctionnent avec des températures qui nécessite des panneaux solaires plans, ce qui est traduit par une réduction importante sur le coût de l'installation.

VI.2. Présentation de lieu de l'implantation de l'installation :

Notre installation à absorption est installée dans le site de Tlemcen qui se situe dans le nord west de l'Algerie et qui possède les données suivants :

V.2.1. Données géographiques :

Pour choisir la position optimale du capteur, il faut connaître la position de soleil vis-à-vis de la terre.

Le tableau [VI,1] présente les coordonnées géographiques de quelques régions de l'Algérie.

	Alger	Tlemcen	Chlef	Batna	Biskra	Adrar	Tamanrasset
Latitude	36°72'	35°00'	36°22'	35°55'	34°81'	27°82'	22°72'
Longitude	2°53'E	1°19'O	1°21'E	6°11'E	5°44'E	0°17'O	5°31'E
Altitude	300m	806m	112m	1040m	124m	286m	1400m

Tableau [VI.1] : Caractéristiques de quelques zones du pays [26]

V.2.2. Données Météologiques :

Ces éléments sont variables, mais on peut estimer une moyenne mensuelle comme l'indique le tableau [VI.2] pour quelques régions du pays :

CHAPITRE VI Amélioration de performance de l'installation a absorption

	Alger	Tlemcen	Chlef	Batna	Biskra	Adrar	Tamanrasset
Janvier	10,98	9,82	10,42	7,61	11,92	12,42	7,6
Février	11,76	10,81	11,71	14,47	13,76	15,52	14,46
Mars	12,66	13,56	13,36	17,56	16,46	19,31	17,56
Avril	14,36	15,71	15,91	22,42	19,86	23,91	22,41
Mai	17,01	17,16	19,21	26,36	24,26	27,76	26,36
Juin	21,15	22,25	24,75	28,85	29,95	33,66	28,85
Juillet	24,49	24,74	28,84	28,69	33,19	35,85	28,70
Août	24,69	24,69	28,72	28,33	32,43	35,49	28,34
Septembre	22,79	23,54	25,14	26,49	28,14	31,49	26,49
Octobre	18,95	19,05	20,00	22,70	21,99	24,60	22,70
Novembre	14,76	15,46	14,61	17,02	16,11	17,46	17,01
Décembre	12,48	11,82	11,77	13,84	12,77	13,62	13,81

Tableau [VI.2] : La température ambiante moyenne mensuelle en °C [26]

Notre travail est consacré sur un intervalle de pression qui varie de 2 bars à 20 bars.

V.3.Installation simple effet :

Pour les installations à absorption simple effet fonctionnent avec le couple binaire (NH₃/H₂O) la production de froid se fait à des températures assez basses, le coût de l'installation est très élevé et le COP est moins important.

Notre but est d'améliorer ce COP par la variation des paramètres thermodynamiques, comme la température de bouilleur et la température d'évaporateur.

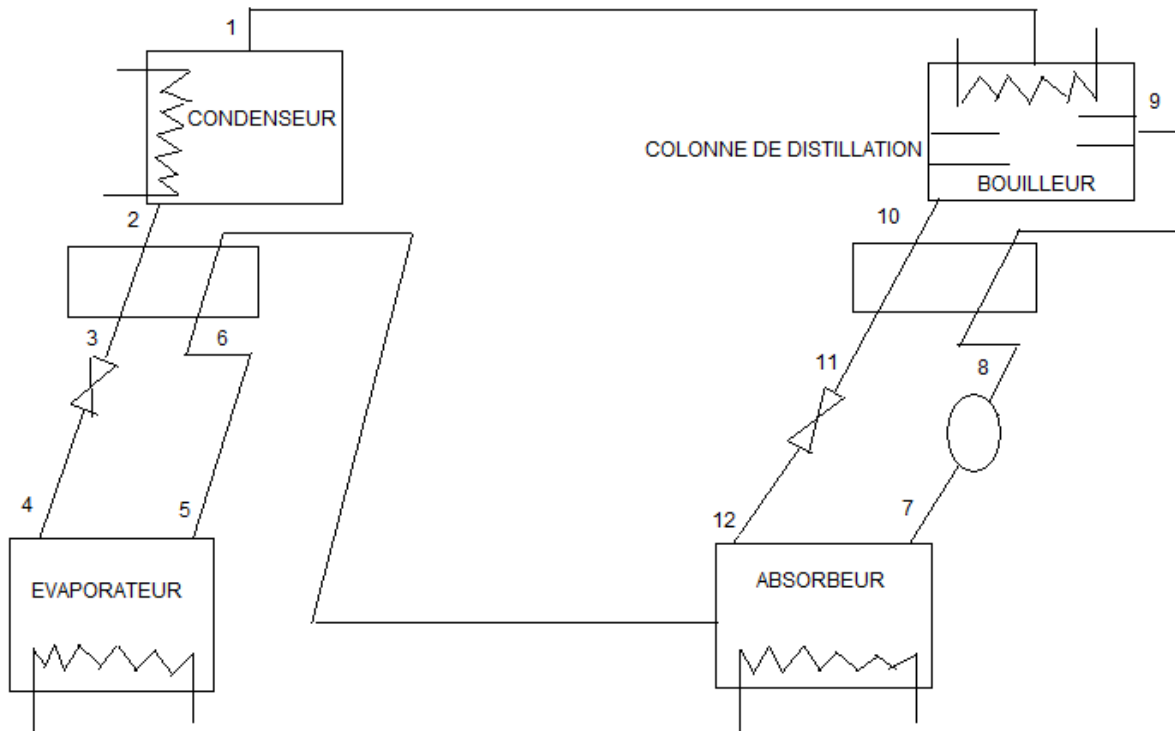


Figure [VI.1] : machine à absorption simple effet

V.3.1. Calcul des débits :

V.3.1.1. Bouilleur:

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_1 + \dot{m}_{10}$$

$$\dot{m}_9 x_9 = \dot{m}_1 x_1 + \dot{m}_{10} x_{10}$$

$$x_9 (\dot{m}_1 + \dot{m}_{10}) = \dot{m}_1 x_1 + \dot{m}_{10} x_{10}$$

$$\dot{m}_1 x_9 + \dot{m}_{10} x_9 - \dot{m}_1 x_1 - \dot{m}_{10} x_{10} = 0$$

$$\dot{m}_{10} (x_9 - x_{10}) = \dot{m}_1 (x_1 - x_9)$$

$$\dot{m}_{10} = \dot{m}_1 \left(\frac{x_1 - x_9}{x_9 - x_{10}} \right) \quad \text{(VI.1)}$$

Les données sont la température et la pression

T=120°C

P=20 bar

Les enthalpies et les titres sont calculés à partir des diagrammes de Merkel

VI.3.1.2.Absorbeur ;

Les données sont la température et la pression

$$X = 0,97$$

$$P = 2 \text{ bars}$$

Les enthalpies et les températures sont calculés à partir des diagrammes de Merkel

$$m_7 = m_{12} + m_6$$

$$m_7 x_7 = m_{12} h_{12} + m_6 h_6$$

$$x_7(m_{12} + m_6) = m_{12} h_{12} + m_6 h_6$$

$$m_{12} x_7 + m_6 x_7 - m_{12} x_{12} - m_6 x_6 = 0$$

$$m_{12}(x_7 - h_{12}) = m_6(x_6 - x_{12})$$

$$m_6 = m_1.$$

$$m_{12} = m_1 \left[\frac{(x_6 - x_{12})}{(x_7 - x_{12})} \right] \quad \text{(VI.2)}$$

VI.3.2.Calcul des points de l'installation :

Les points figuratifs de l'installation à été trouvés à partir du diagramme de Merkel comme le montre la figure suivante :

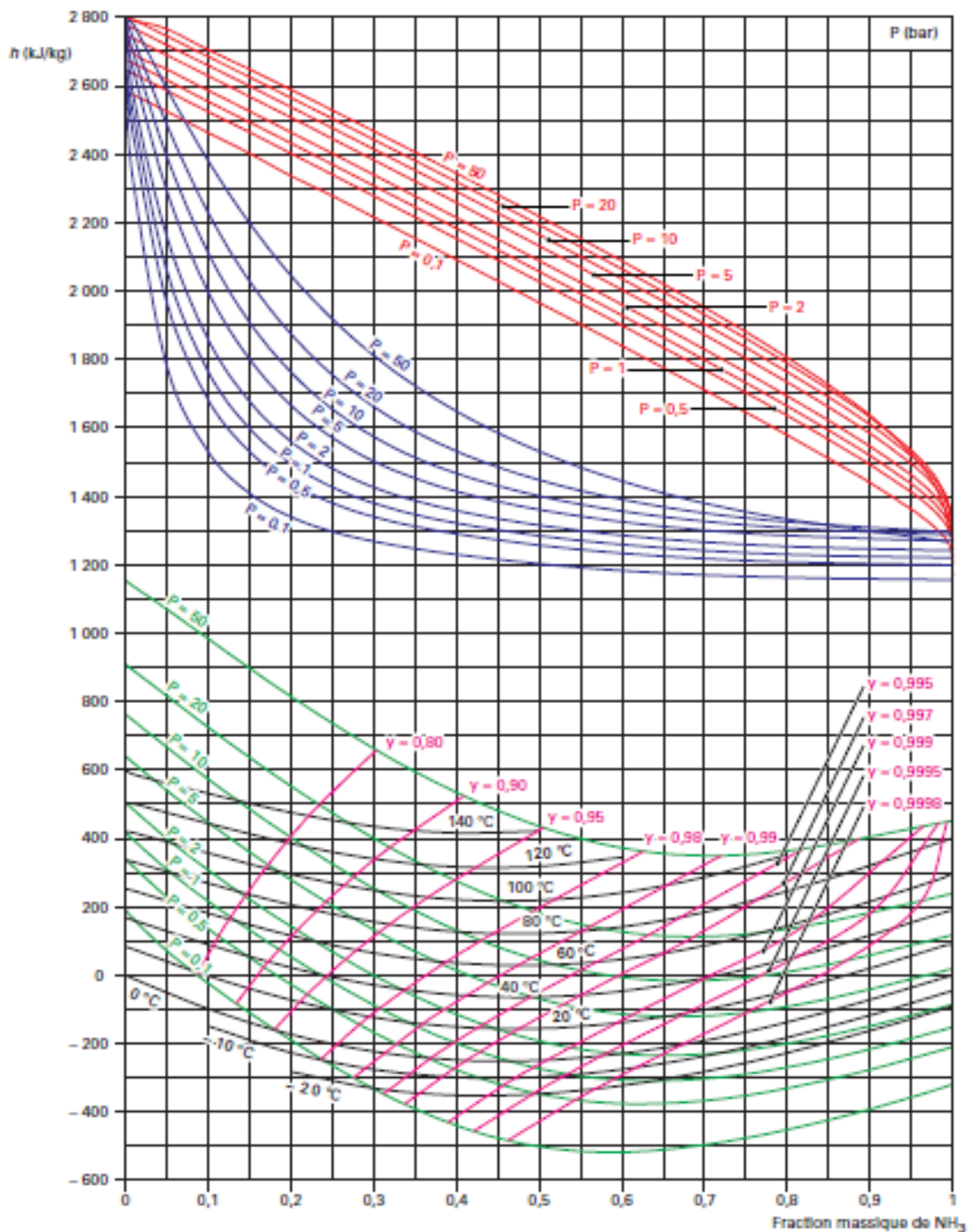


Figure [VI.2] : Diagramme Merkel

V.3.3.Calcul de COP :

$$COP = \frac{Q_{ev}}{Q_B + W_P} = \frac{m_1(h_5 - h_4)}{m_{10}h_{10} + \dot{m}_1 h_1 - m_9 h_9 + m_7(h_8 - h_7)}$$

$$COP = \frac{m_1(h_5 - h_4)}{m_1 \left(\frac{x_1 - x_9}{x_9 - x_{10}} \right) h_{10} + m_1 h_1 - m_1 \left(\frac{x_7 - x_{12}}{x_1 - x_7} \right) [h_9 + h_8 - h_7]}$$

$$COP = \frac{(h_5 - h_4)}{\left(\frac{x_1 - x_9}{x_9 - x_{10}} \right) h_{10} + h_1 - \left(\frac{x_7 - x_{12}}{x_1 - x_7} \right) [h_9 + h_8 - h_7]} \tag{VI.3}$$

Pour la température du bouilleur 120°C

	T (°C)	P (bar)	H (KJ/Kg)	\dot{m} (Kg/s)	X
1	100	20	1820	m_1	0,97
2	70	20	630	m_1	0,97
3	50	20	570	m_1	0,97
4	-18	2	570	m_1	0,97
5	-10	2	1520	m_1	0,97
6	64	2	1860	m_1	0,97
7	32	2	-180	$m_1 \left(\frac{x_7 - x_{12}}{x_1 - x_7} \right)$	0,46
8	32	20	210	$m_1 \left(\frac{x_7 - x_{12}}{x_1 - x_7} \right)$	0,46
9	100	20	382	$m_1 \left(\frac{x_7 - x_{12}}{x_1 - x_7} \right)$	0,46
10	120	20	460	$m_1 \left(\frac{x_1 - x_9}{x_9 - x_{10}} \right)$	0,36
11	51,5	20	130	$m_1 \left(\frac{x_1 - x_9}{x_9 - x_{10}} \right)$	0,36
12	34	2	130	$m_1 \left(\frac{x_1 - x_9}{x_9 - x_{10}} \right)$	0,36

Pour la température du bouilleur 124 °C

	T (°C)			\dot{m} (Kg/s)	X
1	100	20	1820	m_1	0,97
2	70	20	630	m_1	0,97
3	50	20	570	m_1	0,97
4	-18	2	570	m_1	0,97
5	-10	2	1520	m_1	0,97
6	64	2	1860	m_1	0,97
7	32	2	-180	$m_1 \left(\frac{x_7 - x_{12}}{x_1 - x_7} \right)$	0,46
8	32	20	210	$m_1 \left(\frac{x_7 - x_{12}}{x_1 - x_7} \right)$	0,46
9	100	20	382	$m_1 \left(\frac{x_7 - x_{12}}{x_1 - x_7} \right)$	0,46
10	124	20	480	$m_1 \left(\frac{x_1 - x_9}{x_9 - x_{10}} \right)$	0,36
11	51,5	20	130	$m_1 \left(\frac{x_1 - x_9}{x_9 - x_{10}} \right)$	0,36
12	34	2	130	$m_1 \left(\frac{x_1 - x_9}{x_9 - x_{10}} \right)$	0,36

CHAPITRE VI Amélioration de performance de l'installation a absorption

Pour la température du bouilleur 128°C

	T (°C)	P (bar)	H (KJ/Kg)	\dot{m} (Kg/s)	X
1	100	20	1820	m_1	0,97
2	70	20	630	m_1	0,97
3	50	20	570	m_1	0,97
4	-18	2	570	m_1	0,97
5	-10	2	1520	m_1	0,97
6	64	2	1860	m_1	0,97
7	32	2	-180	$m_1 \left(\frac{x_7 - x_{12}}{x_1 - x_7} \right)$	0,46
8	32	20	210	$m_1 \left(\frac{x_7 - x_{12}}{x_1 - x_7} \right)$	0,46
9	100	20	382	$m_1 \left(\frac{x_7 - x_{12}}{x_1 - x_7} \right)$	0,46
10	128	20	500	$m_1 \left(\frac{x_1 - x_9}{x_9 - x_{10}} \right)$	0,36
11	51,5	20	130	$m_1 \left(\frac{x_1 - x_9}{x_9 - x_{10}} \right)$	0,36
12	34	2	130	$m_1 \left(\frac{x_1 - x_9}{x_9 - x_{10}} \right)$	0,36

Pour la température du bouilleur 132°C

	T (°C)	P (bar)	H (KJ/Kg)	\dot{m} (Kg/s)	X
1	100	20	1820	m_1	0,97
2	70	20	630	m_1	0,97
3	50	20	570	m_1	0,97
4	-18	2	570	m_1	0,97
5	-10	2	1520	m_1	0,97
6	64	2	1860	m_1	0,97
7	19	2	-180	$m_1 \left(\frac{x_7 - x_{12}}{x_1 - x_7} \right)$	0,46
8	32	20	210	$m_1 \left(\frac{x_7 - x_{12}}{x_1 - x_7} \right)$	0,46
9	100	20	382	$m_1 \left(\frac{x_7 - x_{12}}{x_1 - x_7} \right)$	0,46
10	132	20	520	$m_1 \left(\frac{x_1 - x_9}{x_9 - x_{10}} \right)$	0,36
11	51,5	20	130	$m_1 \left(\frac{x_1 - x_9}{x_9 - x_{10}} \right)$	0,36
12	34	2	130	$m_1 \left(\frac{x_1 - x_9}{x_9 - x_{10}} \right)$	0,36

Pour la température du bouilleur 136°C

	T (°C)	P (bar)	H (KJ/Kg)	\dot{m} (Kg/s)	X
1	100	20	1820	m_1	0,97
2	70	20	630	m_1	0,97
3	50	20	570	m_1	0,97
4	-18	2	570	m_1	0,97
5	-10	2	1520	m_1	0,97
6	64	2	1860	m_1	0,97
7	32	2	-180	$m_1 \left(\frac{x_7 - x_{12}}{x_1 - x_7} \right)$	0,46

CHAPITRE VI Amélioration de performance de l'installation a absorption

8	32	20	210	$m_1 \left(\frac{x_7 - x_{12}}{x_1 - x_7} \right)$	0,46
9	100	20	382	$m_1 \left(\frac{x_7 - x_{12}}{x_1 - x_7} \right)$	0,46
10	136	20	540	$m_1 \left(\frac{x_1 - x_9}{x_9 - x_{10}} \right)$	0,36
11	51,5	20	130	$m_1 \left(\frac{x_1 - x_9}{x_9 - x_{10}} \right)$	0,36
12	34	2	130	$m_1 \left(\frac{x_1 - x_9}{x_9 - x_{10}} \right)$	0,36

Pour la température du bouilleur 140°C

	T (°C)	P (bar)	H (KJ/Kg)	\dot{m} (Kg/s)	X
1	100	20	1820	m_1	0,97
2	70	20	630	m_1	0,97
3	50	20	570	m_1	0,97
4	-18	2	570	m_1	0,97
5	-10	2	1520	m_1	0,97
6	64	2	1860	m_1	0,97
7	32	2	-180	$m_1 \left(\frac{x_7 - x_{12}}{x_1 - x_7} \right)$	0,46
8	32	20	210	$m_1 \left(\frac{x_7 - x_{12}}{x_1 - x_7} \right)$	0,46
9	100	20	382	$m_1 \left(\frac{x_7 - x_{12}}{x_1 - x_7} \right)$	0,46
10	140	20	560	$m_1 \left(\frac{x_1 - x_9}{x_9 - x_{10}} \right)$	0,36
11	51,5	20	130	$m_1 \left(\frac{x_1 - x_9}{x_9 - x_{10}} \right)$	0,36
12	34	2	130	$m_1 \left(\frac{x_1 - x_9}{x_9 - x_{10}} \right)$	0,36

Pour la température du bouilleur 144°C

	T (°C)	P (bar)	H (KJ/Kg)	\dot{m} (Kg/s)	X
1	100	20	1820	m_1	0,97
2	70	20	630	m_1	0,97
3	50	20	570	m_1	0,97
4	-18	2	570	m_1	0,97
5	-10	2	1520	m_1	0,97
6	64	2	1860	m_1	0,97
7	32	2	-180	$m_1 \left(\frac{x_7 - x_{12}}{x_1 - x_7} \right)$	0,46
8	32	20	210	$m_1 \left(\frac{x_7 - x_{12}}{x_1 - x_7} \right)$	0,46
9	100	20	382	$m_1 \left(\frac{x_7 - x_{12}}{x_1 - x_7} \right)$	0,46
10	144	20	580	$m_1 \left(\frac{x_1 - x_9}{x_9 - x_{10}} \right)$	0,36
11	51,5	20	130	$m_1 \left(\frac{x_1 - x_9}{x_9 - x_{10}} \right)$	0,36
12	34	2	130	$m_1 \left(\frac{x_1 - x_9}{x_9 - x_{10}} \right)$	0,36

CHAPITRE VI Amélioration de performance de l'installation a absorption

Pour la température du bouilleur 148°C

	T (°C)	P (bar)	H (KJ/Kg)	\dot{m} (Kg/s)	X
1	100	20	1820	m_1	0,97
2	70	20	630	m_1	0,97
3	50	20	570	m_1	0,97
4	-18	2	5	m_1	0,97
5	-10	2	1520	m_1	0,97
6	64	2	1860	m_1	0,97
7	32	2	-18700	$m_1 \left(\frac{x_7 - x_{12}}{x_1 - x_7} \right)$	0,46
8	32	20	210	$m_1 \left(\frac{x_7 - x_{12}}{x_1 - x_7} \right)$	0,46
9	100	20	382	$m_1 \left(\frac{x_7 - x_{12}}{x_1 - x_7} \right)$	0,46
10	148	20	590	$m_1 \left(\frac{x_1 - x_9}{x_9 - x_{10}} \right)$	0,36
11	51,5	20	130	$m_1 \left(\frac{x_1 - x_9}{x_9 - x_{10}} \right)$	0,36
12	34	2	130	$m_1 \left(\frac{x_1 - x_9}{x_9 - x_{10}} \right)$	0,36

Pour la température du bouilleur 152°C

	T (°C)	P (bar)	H (KJ/Kg)	\dot{m} (Kg/s)	X
1	100	20	1820	m_1	0,97
2	70	20	630	m_1	0,97
3	50	20	570	m_1	0,97
4	-18	2	570	m_1	0,97
5	-10	2	1520	m_1	0,97
6	64	2	1860	m_1	0,97
7	32	2	-180	$m_1 \left(\frac{x_7 - x_{12}}{x_1 - x_7} \right)$	0,46
8	32	20	210	$m_1 \left(\frac{x_7 - x_{12}}{x_1 - x_7} \right)$	0,46
9	100	20	382	$m_1 \left(\frac{x_7 - x_{12}}{x_1 - x_7} \right)$	0,46
10	152	20	600	$m_1 \left(\frac{x_1 - x_9}{x_9 - x_{10}} \right)$	0,36
11	51,5	20	130	$m_1 \left(\frac{x_1 - x_9}{x_9 - x_{10}} \right)$	0,36
12	34	2	130	$m_1 \left(\frac{x_1 - x_9}{x_9 - x_{10}} \right)$	0,36

Pour la température du bouilleur 156°C

	T (°C)	P (bar)	H (KJ/Kg)	\dot{m} (Kg/s)	X
1	100	20	1820	m_1	0,97
2	70	20	630	m_1	0,97
3	50	20	570	m_1	0,97
4	-18	2	570	m_1	0,97
5	-10	2	1520	m_1	0,97
6	64	2	1860	m_1	0,97
7	32	2	-180	$m_1 \left(\frac{x_7 - x_{12}}{x_1 - x_7} \right)$	0,46

CHAPITRE VI Amélioration de performance de l'installation a absorption

8	32	20	210	$m_1 \left(\frac{x_7 - x_{12}}{x_1 - x_7} \right)$	0,46
9	100	20	382	$m_1 \left(\frac{x_7 - x_{12}}{x_1 - x_7} \right)$	0,46
10	156	20	610	$m_1 \left(\frac{x_1 - x_9}{x_9 - x_{10}} \right)$	0,36
11	51,5	20	130	$m_1 \left(\frac{x_1 - x_9}{x_9 - x_{10}} \right)$	0,36
12	34	2	130	$m_1 \left(\frac{x_1 - x_9}{x_9 - x_{10}} \right)$	0,36

VI.4.Simulation

VI.4.1. EES (Engineering Equation Solver):

Ce logiciel peut être utilisé dans le cadre de plusieurs disciplines scientifiques mais les suivantes en font particulièrement usage : la thermodynamique, la mécanique des fluides le transfert de chaleur et la chimie.

Dans nos travaux on utilise ce logiciel pour tracer les cycles de réfrigération à absorption simple et double effet.

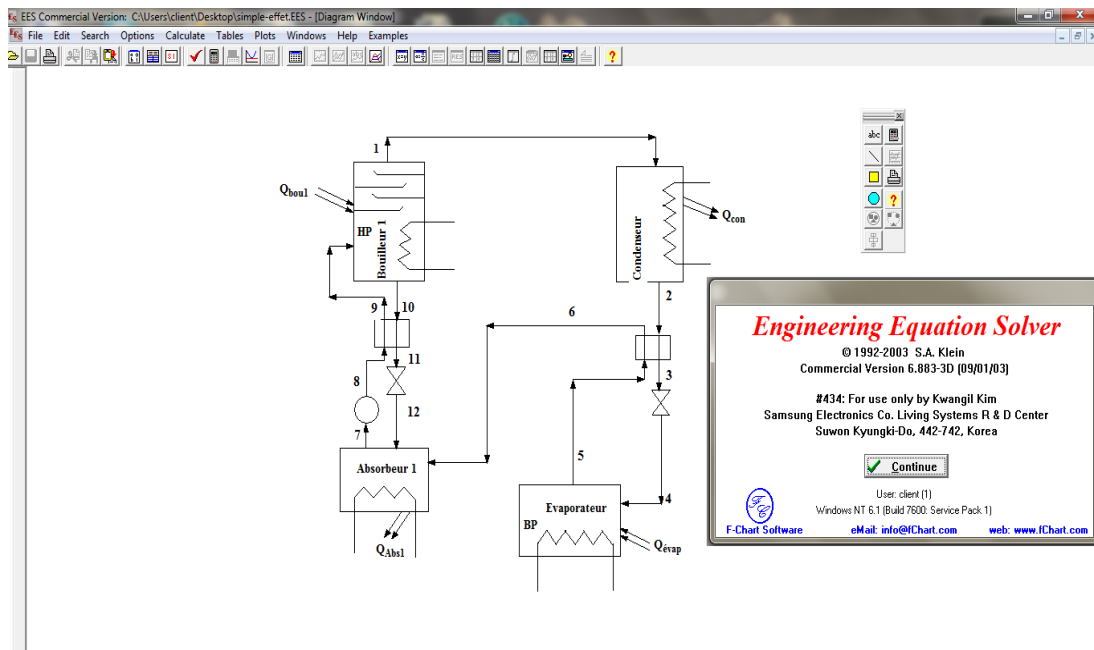


Figure [VI. 3] : Logiciel EES.

V.4.2. Mathcad :

Est un logiciel permettant de réaliser des calculs scientifiques. Son interface permet en outre de réaliser des rapports c'est-à-dire des documents formatés qui mêlent des calculs et des textes nécessaires à la compréhension d'un projet d'ingénierie.

Mathcad offre une interface conviviale de type tableau blanc, effectue instantanément le recalcul et repose sur une architecture ouverte qui prend en charge .NET et le format XML natif.

Les ingénieurs utilisent Mathcad pour la création et la documentation de leurs calculs techniques. Grâce à son format visuel et son interface bloc-notes uniques, Mathcad intègre dans une même feuille de calcul les notations, textes et graphiques mathématiques standard. Ces caractéristiques font de Mathcad un l'outil pour capturer les connaissances, réutiliser des calculs et collaborer avec le bureau d'études.

Contrairement aux tableurs et outils de calcul propriétaires, Mathcad permet aux ingénieurs de concevoir et en même temps de documenter des calculs techniques à l'aide d'un assortiment complet de fonctionnalités de mathématiques appliquées et de calculs dynamiques basés sur les unités.

Mathcad contient des fonctions de calculs formels et symboliques.

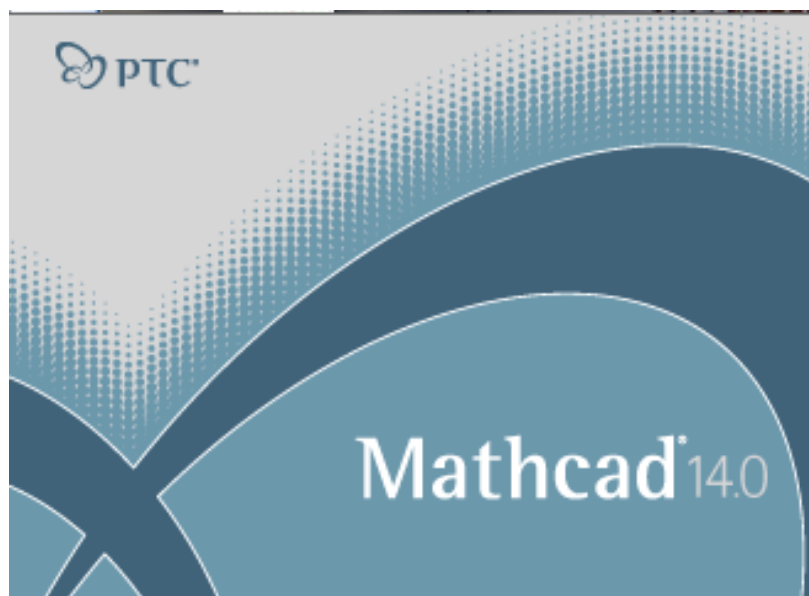


Figure [VI.4] : Interface de Mathcad.

CHAPITRE VI Amélioration de performance de l'installation a absorption

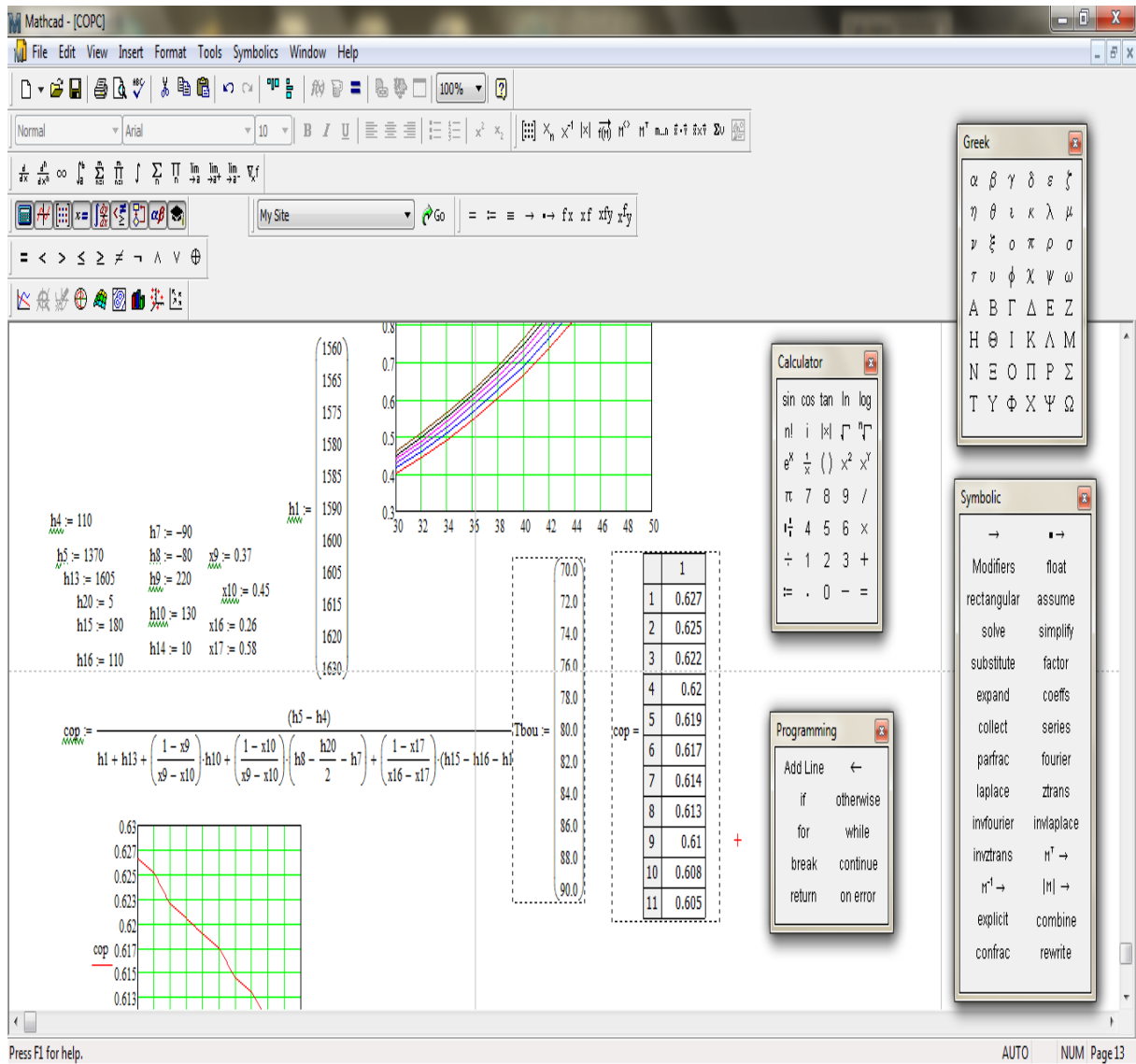


Figure [VI.5] : Utilisation de logiciel mathcad.

V.4.3.Simulation de l'installation :

VI.4.3.1.Installation à simple effet :

Courbe COP=f(T_B) :

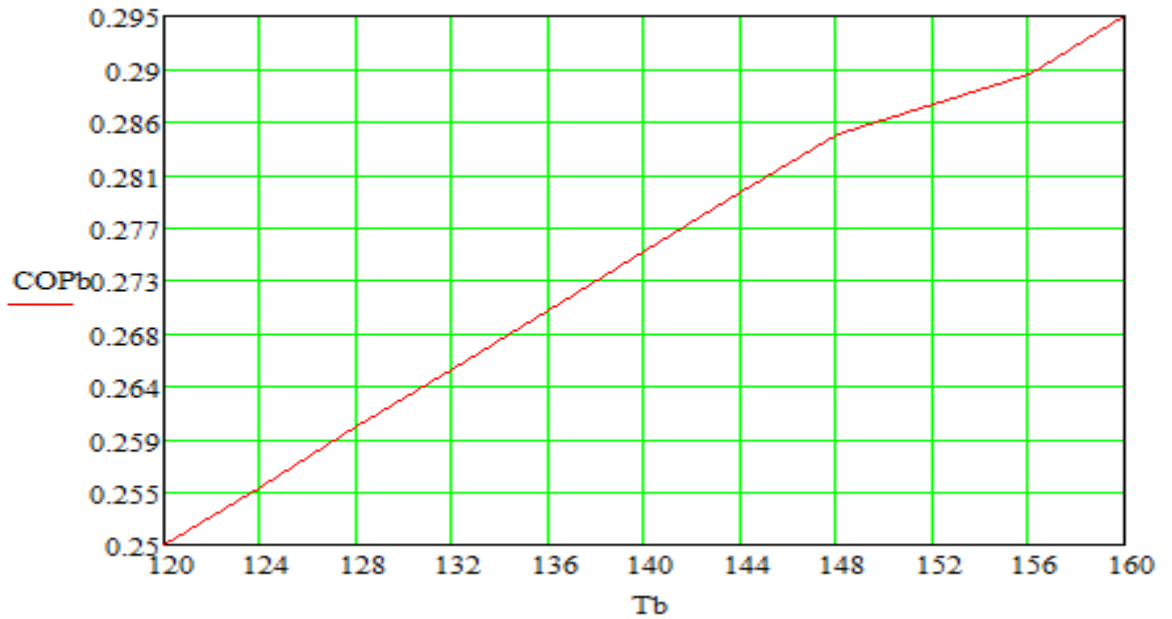


Figure [VI.6] : influence de la température du bouilleur sur le COP

Courbe COP_c(T_B) :

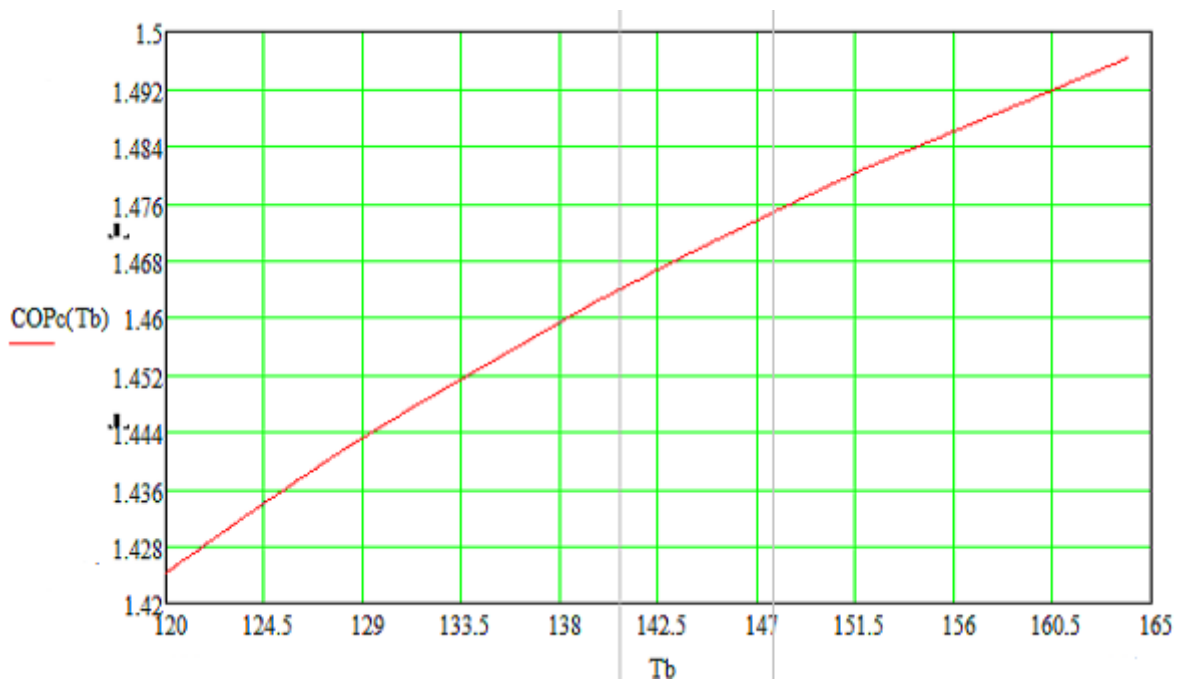


Figure [VI.7] : influence de température du bouilleur sur COP

VI.4.3.2. Installation double effets :

L'étude nous a permis de sélectionner la machine à absorption (NH₃/H₂O) double effet avec deux bouilleurs en parallèle, à l'aide de simple capteur plan.

La machine à absorption peut échanger la chaleur avec trois sources, source chaude à la température T_B source froide à la température T_F, source moyenne à T_M, qui peut être l'ambiance, et avec trois pressions la haute pression P_H, basse pression P_F et la moyenne pression située entre les deux.

- P_F pression de froid au niveau de l'évaporateur et l'absorbeur 1
- P_M pression moyenne au niveau de bouilleur 1 et l'absorbeur 2
- P_H la haute pression au niveau du condenseur et le bouilleur 2

On choisit P_F=15 bar, P_H=10 bar, P_M=2 bar, et on choisit une température de fonctionnement T_B=70°C.

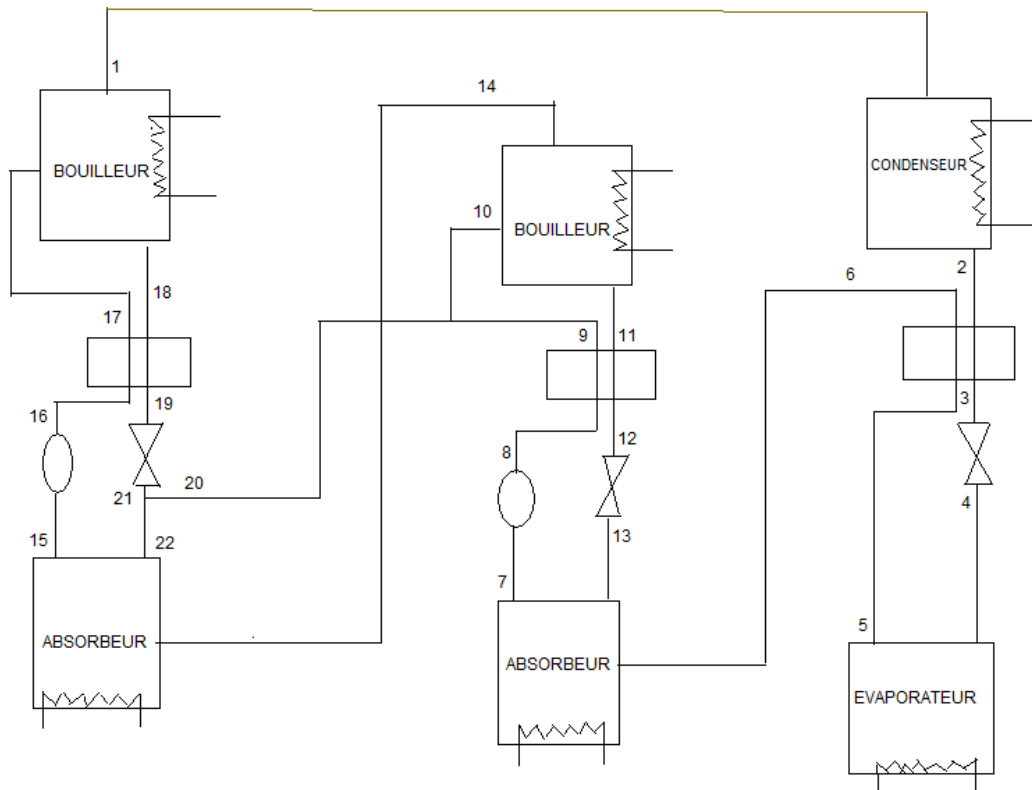


Figure [VI .11] : Machine frigorifique double effet avec deux bouilleurs en parallèle

VI.4.3.2.1. Calcul des débits ;

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_3 = \dot{m}_4 = \dot{m}_5 = \dot{m}_6$$

Absorbeur 1 :

$$\begin{aligned} \dot{m}_7 &= \dot{m}_1 + \dot{m}_{13} \\ \dot{m}_7 x_7 &= \dot{m}_1 x_1 + \dot{m}_{13} x_{13} \\ x_7(\dot{m}_1 + \dot{m}_{13}) &= \dot{m}_1 x_1 + \dot{m}_{13} x_{13} \\ \dot{m}_{13} &= \dot{m}_1 \left(\frac{x_1 - x_7}{x_7 - x_{13}} \right) \end{aligned} \quad \text{(VI.4)}$$

Avec :

$$\dot{m}_{13} = \dot{m}_{12} = \dot{m}_{11}$$

D autre part :

$$\begin{aligned} \dot{m}_7 &= \dot{m}_1 + \dot{m}_{13} \\ \dot{m}_7 &= \dot{m}_1 + \dot{m}_1 \left(\frac{x_1 - x_7}{x_7 - x_{13}} \right) \\ \dot{m}_7 &= \dot{m}_1 \left[1 + \left(\frac{x_1 - x_7}{x_7 - x_{13}} \right) \right] \\ \dot{m}_7 &= \dot{m}_8 = \dot{m}_9 \end{aligned} \quad \text{(VI.5)}$$

Données :

x=0.58

P=2 bars

Les enthalpies et les températures sont calculées à partir des diagrammes de Merkel

Bouilleur 1 :

$$\begin{aligned} \dot{m}_{10} &= \frac{\dot{m}_7}{2} = \dot{m}_{11} + \dot{m}_{14} \\ \dot{m}_{11} + \dot{m}_{14} &= \frac{\dot{m}_1}{2} \left[1 + \left(\frac{x_1 - x_7}{x_7 - x_{13}} \right) \right] \\ \dot{m}_{14} &= \frac{\dot{m}_1}{2} \left[1 + \left(\frac{x_1 - x_7}{x_7 - x_{13}} \right) \right] - \dot{m}_{11} \\ \dot{m}_{14} &= \frac{\dot{m}_1}{2} \left[1 + \left(\frac{x_1 - x_7}{x_7 - x_{13}} \right) \right] - \dot{m}_1 \left(\frac{x_1 - x_7}{x_7 - x_{13}} \right) \\ \dot{m}_{14} &= \frac{\dot{m}_1}{2} \left[1 - \left(\frac{x_1 - x_7}{x_7 - x_{13}} \right) \right] \end{aligned} \quad \text{(VI.6)}$$

Avec :

$$\dot{m}_{10} = \dot{m}_{20}$$

Données :

$$T=70^{\circ}\text{C}$$

$$P=15 \text{ bars}$$

Les enthalpies et les titres sont calculés à partir des diagrammes de Merkel

Absorbeur 2 :

$$\dot{m}_{15} = \dot{m}_{22} + \dot{m}_{14}$$

Avec :

$$\dot{m}_{22} = \dot{m}_{18} + \dot{m}_{10}$$

$$\dot{m}_{15} = \dot{m}_{18} + \dot{m}_{10} + \dot{m}_{14}$$

$$\dot{m}_{15}x_{15} = \dot{m}_{18}x_{18} + \dot{m}_{10}x_{10} + \dot{m}_{14}x_{14}$$

$$x_{15}(\dot{m}_{18} + \dot{m}_{10} + \dot{m}_{14}) = \dot{m}_{18}x_{18} + \dot{m}_{10}x_{10} + \dot{m}_{14}x_{14}$$

$$\dot{m}_{18}(x_{15} - x_{18}) = \dot{m}_{14}(x_{14} - x_{15}) + \dot{m}_{10}(x_{10} - x_{15})$$

$$m_{18} = \dot{m}_{14} \left(\frac{x_{14} - x_{15}}{x_{15} - x_{18}} \right) + \dot{m}_{10} \left(\frac{x_{10} - x_{15}}{x_{15} - x_{18}} \right)$$

$$m_{18} = \frac{\dot{m}_1}{2} \left(\frac{x_1 - x_7}{x_7 - x_{13}} \right) \left[\left(\frac{x_{10} - x_{15}}{x_{15} - x_{18}} \right) - \left(\frac{x_{14} - x_{15}}{x_{15} - x_{18}} \right) \right] + 1 \quad \text{(VI.7)}$$

$$\dot{m}_{22} = \dot{m}_{18} + \dot{m}_{10}$$

$$\dot{m}_{22} = \frac{\dot{m}_1}{2} \left(\frac{x_1 - x_7}{x_7 - x_{13}} \right) \left[\left(\frac{x_{10} - x_{15}}{x_{15} - x_{18}} \right) - \left(\frac{x_{14} - x_{15}}{x_{15} - x_{18}} \right) \right] + 2 + \frac{1}{\left(\frac{x_1 - x_7}{x_7 - x_{13}} \right)} \quad \text{(VI.8)}$$

$$\dot{m}_{18} = \dot{m}_{19} = \dot{m}_{21}$$

Données :

$$x=0.68$$

$$P=20 \text{ bars}$$

Les enthalpies et les températures sont calculées à partir des diagrammes de Merkel

CHAPITRE VI Amélioration de performance de l'installation a absorption

Bouilleur 2 :

$$\dot{m}_{17} = \dot{m}_1 + \dot{m}_{18}$$

$$\dot{m}_{17} = \dot{m}_1 + \frac{\dot{m}_1}{2} \left(\frac{x_1 - x_7}{x_7 - x_{13}} \right) \left\| \left\| \left(\frac{x_{10} - x_{15}}{x_{15} - x_{18}} \right) - \left(\frac{x_{14} - x_{15}}{x_{15} - x_{18}} \right) + 1 \right\| \right\|$$

$$\dot{m}_{17} = \frac{\dot{m}_1}{2} \left\{ 3 + \left(\frac{x_1 - x_7}{x_7 - x_{13}} \right) \left\| \left\| \left(\frac{x_{10} - x_{15}}{x_{15} - x_{18}} \right) - \left(\frac{x_{14} - x_{15}}{x_{15} - x_{18}} \right) \right\| \right\} \quad \text{(VI.9)}$$

Avec :

$$\dot{m}_{17} = \dot{m}_{16} = \dot{m}_{15}$$

Données :

T=70°C

P=15 bars

Les enthalpies et les titres sont calculés à partir des diagrammes de Merkel

	T(C°)	P (bar)	h (KJ/Kg)	X	\dot{m}
1	70	15	1575	1	\dot{m}_1
2	35	15	330	1	\dot{m}_1
3	25	15	310	1	\dot{m}_1
4	-18	2	310	1	\dot{m}_1
5	-8	2	1390	1	\dot{m}_1
6	30,5	2	1550	1	\dot{m}_1
7	40	2	80	0,58	$\dot{m}_1 \left[1 + \left(\frac{x_1 - x_7}{x_7 - x_{13}} \right) \right]$
8	40	10	220	0,58	$\dot{m}_1 \left[1 + \left(\frac{x_1 - x_7}{x_7 - x_{13}} \right) \right]$
9	61	10	260	0,58	$\dot{m}_1 \left[1 + \left(\frac{x_1 - x_7}{x_7 - x_{13}} \right) \right]$
10	61	10	260	0,58	$\frac{\dot{m}_1}{2} \left[1 + \left(\frac{x_1 - x_7}{x_7 - x_{13}} \right) \right]$
11	70	10	230	0,45	$\dot{m}_1 \left(\frac{x_1 - x_7}{x_7 - x_{13}} \right)$
12	50	10	130	0,45	$\dot{m}_1 \left(\frac{x_1 - x_7}{x_7 - x_{13}} \right)$
13	32	2	130	0,45	$\dot{m}_1 \left(\frac{x_1 - x_7}{x_7 - x_{13}} \right)$
14	70	10	1765	0,97	$\frac{\dot{m}_1}{2} \left[1 - \left(\frac{x_1 - x_7}{x_7 - x_{13}} \right) \right]$
15	40	10	240	0,68	$\frac{\dot{m}_1}{2} \left\{ 3 + \left(\frac{x_1 - x_7}{x_7 - x_{13}} \right) \left\ \left\ \left(\frac{x_{10} - x_{15}}{x_{15} - x_{18}} \right) - \left(\frac{x_{14} - x_{15}}{x_{15} - x_{18}} \right) \right\ \right\} \right\}$
16	40	15	225	0,68	$\frac{\dot{m}_1}{2} \left\{ 3 + \left(\frac{x_1 - x_7}{x_7 - x_{13}} \right) \left\ \left\ \left(\frac{x_{10} - x_{15}}{x_{15} - x_{18}} \right) - \left(\frac{x_{14} - x_{15}}{x_{15} - x_{18}} \right) \right\ \right\} \right\}$
17	61	15	235,5	0,68	$\frac{\dot{m}_1}{2} \left\{ 3 + \left(\frac{x_1 - x_7}{x_7 - x_{13}} \right) \left\ \left\ \left(\frac{x_{10} - x_{15}}{x_{15} - x_{18}} \right) - \left(\frac{x_{14} - x_{15}}{x_{15} - x_{18}} \right) \right\ \right\} \right\}$
18	70	15	240	0,48	$\frac{\dot{m}_1}{2} \left(\frac{x_1 - x_7}{x_7 - x_{13}} \right) \left\ \left\ \left(\frac{x_{10} - x_{15}}{x_{15} - x_{18}} \right) - \left(\frac{x_{14} - x_{15}}{x_{15} - x_{18}} \right) + 1 \right\ \right\}$

CHAPITRE VI Amélioration de performance de l'installation a absorption

19	50	15	220	0,48	$\frac{\dot{m}_1}{2} \left(\frac{x_1 - x_7}{x_7 - x_{13}} \right) \left[\left(\frac{x_{10} - x_{15}}{x_{15} - x_{18}} \right) - \left(\frac{x_{14} - x_{15}}{x_{15} - x_{18}} \right) + 1 \right]$
20	61	10	260	0,58	$\frac{\dot{m}_1}{2} \left[1 + \left(\frac{x_1 - x_7}{x_7 - x_{13}} \right) \right]$
21	38	10	220	0,48	$\frac{\dot{m}_1}{2} \left[1 + \left(\frac{x_1 - x_7}{x_7 - x_{13}} \right) \right]$
22	49	10	190	0,53	$\frac{\dot{m}_1}{2} \left(\frac{x_1 - x_7}{x_7 - x_{13}} \right) \left[\left(\frac{x_{10} - x_{15}}{x_{15} - x_{18}} \right) - \left(\frac{x_{14} - x_{15}}{x_{15} - x_{18}} \right) + 2 + \frac{1}{\left(\frac{x_1 - x_7}{x_7 - x_{13}} \right)} \right]$

$$COP = 0.376$$

VI.5. Interprétation des courbes :

Il est important de déterminer les bonnes températures des fonctionnements d'une machine à absorption (NH₃/H₂O) au niveau du bouilleur, évaporateur, condenseur.

Pour la figure [VI.3]

- On remarque que le COP augmente c'est la température du bouilleur augmente et ca dans l'intervalle de température comprise entre : $120 \text{ }^\circ\text{C} \leq T_B \leq 164 \text{ }^\circ\text{C}$

Pour la figure [VI.4]

- Dans le même intervalle de température du bouilleur on remarque que le COPc augmente quand la température du bouilleur augmente
- Avec les même températures de fonctionnement on atteint une valeur maximale de COP=0.292 et COPc=1.496.

Installation double effet :

Pour l'installation double effet en ajoutent un bouilleur, un absorbeur et on réduire la température de bouilleur jusqu'au 70°C et on calcul COP.

Donc la COP augmente dans les mêmes conditions que l'installation simple effet.

VI.6. Conclusion :

Dans ce chapitre on veut améliorer le COP de l'installation à absorption, pour ce la on veut voir l'influence des paramètres thermodynamiques et le nombre de bouilleur sur le COP.

On conclu que chaque paramètre a un influence directe sur COP comme le nombre de bouilleur, et à partir des ces résultats on peut, par une conception optimiser la machine à absorption (NH₃/H₂O)

Conclusion générale

Cette étude a permis d'analyser les systèmes frigorifiques à absorption couplé à l'énergie solaire.

La simulation a été faite par deux logiciels le premier est l'EES (Engineering Equation Solver) et le deuxième est le mathcad.

L'analyse thermodynamique du cycle frigorifique à absorption simple effet fonctionnant avec le couple (NH₃/H₂O) a permis de montrer que plus la température de bouilleur augmente plus le coefficient de performance de l'installation diminue. D'autre part si la température d'évaporateur augmente on peut avoir un COP important, mais le coût de l'installation reste toujours important car on utilise des colonnes de rectification et des capteurs solaires à concentration.

L'étude de la machine à absorption biétagée avec deux bouilleurs en parallèle montre que cette dernière produit du froid avec des performances intéressantes. Elle ne nécessite pas de colonne de distillation et présente les avantages suivants : fonctionnement possible à partir d'une température au bouilleur 69°C, possibilité d'utiliser des capteurs solaires plans moins coûteux et disponibles sur le marché.

Liste des références

[1] BELHADJ MOHAMMED

Modélisation d'un système de captage photovoltaïque autonome, mémoire de magistère, 2007_2008

[2] EPIA, IEA-PVPS, EPVTP

Compared assessment of selected environmental indicators of photovoltaic electricity in OECD cities. Eds.Bruxelles.Belgique: EPIA, IEA_PVPS, EPVTP, 2006, 32p

[3] MOSHFEGH B.SANDBERG M.

Flow and heat transfert, 1999, VOL, 16, n° 1-4, PP.725-730.

[4] Gearoid Falay, Robert Devant, Richard Sweatser

The futur of absorption technology in America.

[5] Pierre Rapin

Formulaire du froid.10 édition ; Dunod.

[6] M.Boumaza, R.Manouar Bounab

Analyse d'une machine frigorifique mécanique à absorption 4^{ème} congrès maghrébin de mécanique, u .constantine.nov 1999.

[7] Abakar.A .H,

Expérimentation des régimes transitoire d'une pompe à chaleur a absorption (eau_ ammoniaic) destiné à la climatisation solaire, thèse insa de Lyon(1981).

[8] Meunter .F, Kouschics.

Comparative thermodynamique study of sorption système, second i an analysis, in.j.refrigeration vol 19, n6, 1996, G.B.

[9] Marcriss .RA, Gutraj, Zawackits.

Absorption fluid .data .survey.final neport on world wide data, ORLN/sub/844 7989/3, Inst.Gaz Tech, 1988.

[10] Pierre Neveu

Absorption liquide machine.

Site web : <http://WWW.neveu.pierre.free.fr> (site consulté en mars 2013)

[11] PIERRE RAPIN

Formulaire du froid.

10ème Edition, DUNOD;

[12] ENICK, R.M., DONAHEY, G.P., HOLSINGER

Liste des références

Modeling the high-pressure ammonia-water system with WAT AM and the Peng-Robinson Equation of state for Kalina cycle studies, Ind. Eng. Chem. Res., vol. 37, p. 1644 -1650 -1998- ;

[13] WEBER, L.A

Estimating the virial coefficients of the ammonia + water mixture, Fluid Phase Equilibria, vol. 162, no. 1 -2: p. 31-49 -1999- ;

[14] RUKES, B., DOOLEY, R.B

Guideline on the IAPWS formulation 2001 for the thermodynamic properties of ammoniawater Mixtures, IAPWS (The International Association for the Properties of Water and Steam) 2001, Maryland-USA;

[15] ZIEGLER, B., TREPP, C

Equation of state for ammonia -water mixtures, Int. J. Refrig., vol. 7, no. 2 March: p. 101-106, -1984- ;

[16] IBRAHIM, O.M., KLEIN, S.A

Thermodynamic properties of ammonia -water mixtures, ASHRAE Trans. Symposia, vol. 21, no. 2: p. 1495-1502, -1993- ;

[17] XU, F., YOGI GOSWAMI, D

Thermodynamic properties of ammonia-water mixtures for power-cycle applications, Energy, vol. 24, no. 6:p. 525-536, -1999- ;

[18] JORDAN, D.P

Aqua-ammonia properties, Department of Mechanical Engineering, Texas Tech University, Lubbock-Texas, 19 p, -1997- ;

[19] NAG, P.K., GUPTA

Exergy analysis of the Kalina cycle, Applied Thermal Engineering, vol. 18, no. 6: p. 427 -439, -1997- ;

[20] M. CONDE

Thermophysical properties of NH_3-H_2O solutions for the industrial design of absorption Refrigeration equipments, M. Conde Engineering -2004- ;

[21] PAUL ROUX, JEAN-ROBERT SEIGNE

Thermodynamique, physique et chimique Ellipses, édition Marketing SA, -1998- ;

Liste des références

[22] MICHEL FEIDT, AMER HAJ TALEB, OLIVIER LOTTIN

Thermodynamic properties of ammonia -water mixtures.

International Congress of Refrigeration 2003, Washington, ICR 0113.

[23] EL-SAYED, Y.M., TRIBUS

Thermodynamic properties of water-ammonia mixtures theoretical implementation for use in power cycles analysis.

ASME Paper AES, American Society of Mechanical Engineers, vol. 1: p. 89-95, 1985.

[24] BENAUDIA MOHAMED

Les contributions à l'optimisation en régime stationnaire des installations frigorifiques à Absorption avec la solution Hydro-Ammoniacale. Université Technique de Construction BUCAREST, Thèse de Doctorat -2001- ;

[25] M Rémi CHELAN

La climatisation solaire , mémoire de fin d'étude d'Ingénierie du bâtiment, Ecole Nationale d'Ingénieurs De Saint-Etienne, 2004

[26]- D.Lafri, A.Hamid, M.Belhamel, D.Semmar: « Etude du comportement thermique d'une cure stockage solaire à échangeur de Chaleur».Revue d'énergie renouvelable: journées de thermique. 2001.

[27] James HANSEN, Makiko SATO, Reto RUEDY, Ken LO, David W. LEA et Martin MEDINA-ELIZADE, "Global Temperature Change", Démarches de l'Académie national des Sciences, Septembre 2006.