

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE
SCIENTIFIQUE

UNIVERSITE DES SCIENCES ET DE LA TECHNOLOGIE HOUARI BOUMEDIENE

FACULTE DE PHYSIQUE

THESE

Présentée

Pour obtenir le grade de Magister en PHYSIQUE

Spécialité : Energétique et Mécanique des Fluides

Par MERABTI Leila

SUJET

**MODELISATION ET OPTIMISATION
D'UNE INSTALLATION FRIGORIFIQUE
SOLAIRE A ABSORPTION**

Soutenue le 29 / 06 / 2003 devant le jury d'examen :

Président:	A . SALEM	Professeur – USTHB
Directeur de thèse:	A . BENZAOUI	Chargé de cours – USTHB
Codirecteur de Thèse:	A . BOUABDALLAH	Professeur - USTHB
Examineur:	M . BOUHADEF	Professeur - USTHB
Examineur:	R . REBIAI	Professeur - ISM
Examineur:	L . OUFER	Maître de conférences. - USTHB

DEDICACE

Je dédie ce modeste travail :

A ma chère mère

et

A mon fils Chakib

REMERCIEMENTS

Je remercie d'abord Dieu le tout puissant de m'avoir donné le courage et la force de mener à terme ce modeste travail.

Je présente mes vifs remerciements au Professeur A . SALEM qui a bien voulu accepter la présidence du jury.

J'exprime mes sincères remerciements à Monsieur le Professeur M . BOUHADEF pour nous avoir honoré de participer à ce jury et de m'avoir bien voulu prodiguer ses conseils.

Mes remerciements s'adressent également aux membres du jury, Messieurs R . REBIAI Professeur à l'I.S.M et L . OUFER Maître de Conférences à l'USTHB pour l'intérêt qu'ils ont porté à ce travail.

Que Messieurs A .BOUABDALLAH, Professeur à l'USTHB et A . BENZAOUI, chargé de cours à l'USTHB, qui ont dirigé ce travail , trouvent, ici, l'expression de ma profonde gratitude .

Je remercie profondément le Chef de Département mécanique des fluides de la SNS, Monsieur M . HAMLAT pour son aide et sa compréhension.

Je remercie l'équipe de l'INAPI de son accueil et son aide durant la période de recherche bibliographique.

Je ne manque pas de remercier Madame MOKHTARI du service informatique de la SNS pour son aide à la compréhension du logiciel.

Je tiens à remercier particulièrement ma mère, mon père, mon époux et toute la famille, ainsi que tous mes amis qui m'ont aidé et soutenu durant toute la période de mon travail.

NOMENCLATURE

A_c	: Surface de captation du capteur solaire	[m ²]
A_G	: Surface d'échange au générateur	[m ²]
A_M	: Surface d'échange à la source intermédiaire	[m ²]
A_F	: Surface d'échange à l'évaporateur	[m ²]
A	: Surface d'échange totale	[m ²]
c_p	: Capacité calorifique massique à pression constante du fluide caloporteur	[kJ / kg °C]
COP	: Coefficient de performance de la machine frigorifique	
D	: Diamètre extérieur du tube absorbeur du capteur solaire	[m]
D_i	: Diamètre intérieur du tube absorbeur du capteur solaire	[m]
E_g	: Flux incident sur une surface inclinée	[W / m ²] ou [J / m ² s]
F	: Rendement de l'ailette de l'absorbeur du capteur solaire	
F'	: Efficacité de l'absorbeur du capteur solaire	
F_c	: Facteur de conductance	
h_e	: Enthalpie à l'évaporateur	[kJ / kg]
h_c	: Enthalpie au condenseur	[kJ / kg]
h_r	: Enthalpie de réfrigération	[kJ / kg]
h_{fgm}	: Enthalpie d'évaporation moyenne	[kJ / kg]
h_{cv}	: Coefficient de transmission thermique par convection	[W / m ² °C]
k	: Coefficient de conductivité thermique	[W / m °C]
K_t	: Coefficient global de transfert de chaleur des parois de la chambre froide	[W / m ² °C]
K	: Puissance frigorifique	[W]
l	: Longueur du tube	[m]
L	: Lagrangien	[J]
m	: Masse du fluide caloporteur dans le capteur solaire	[kg]
m_x	: fraction massique de l'ammoniac avant la génération	
m_y	: fraction massique de l'ammoniac après la génération	
m_z	: fraction massique de l'ammoniac désorbé	

M_{NH_3} : Masse de l'ammoniac à introduire dans l'évaporateur	[kg]
M_d : Masse de l'ammoniac désorbé	[kg]
]	
M_s : Masse de l'ammoniac nécessaire pour le chargement de la machine	[kg]
]	
M_{gr} : Masse du graphite nécessaire pour le mélange absorbant réfrigérant	[kg]
]	
M_{SrCl_2} : Masse du chlorure de strontium nécessaire pour le chargement de la machine	[kg]
n : Nombre de tubes absorbeurs dans le capteur solaire	
P_e : Puissance d'entraînement de la pompe	[W]
P_O : Puissance frigorifique	[W]
P_H : Puissance calorifique	[W]
Q_C : Quantité de chaleur libérée au condenseur	[kCal ou kJ]
Q_A : Quantité de chaleur libérée à l'absorbeur	[kCal ou kJ]
Q_V : Pertes calorifiques	[kCal ou kJ]
Q : Quantité de chaleur absorbée par l'absorbeur du capteur solaire	[kJ]
Q_u : Quantité de chaleur utile récupérée par le fluide caloporteur	[kJ]
Q_p : Quantité de chaleur perdue vers l'extérieur	[kJ]
Q_b : Quantité de chaleur transmise au fluide caloporteur à travers l'ailette du tube absorbeur	[kJ]
Q_t : Quantité de chaleur transmise par les parois du tube absorbeur	[kJ]
]	
Q_a : Quantité de chaleur reçue par le capteur solaire	[kJ]
]	
Q_{uT} : Quantité de chaleur totale extraite du capteur solaire	[kJ]
Q_M : Quantité de chaleur échangée avec la source intermédiaire	[kJ]
Q_G : Quantité de chaleur échangée avec le générateur	[kJ]
]	
Q_F : Quantité de chaleur échangée avec l'évaporateur	[kJ]
Q_m : Quantité de chaleur cédée par les matières à stocker	[kJ]
]	

Q_r :	Quantité de Froid à extraire de la chambre froide	[kJ]
Q_p :	Quantité de chaleur pénétrant par les parois de la chambre froide	[kJ]
Q_s :	Quantité de chaleur due au service de la porte de la chambre froide	[kJ]
S_0 :	Surface externe de la chambre froide	[m ²]
ΔS :	Entropie	[kJ / K]
T_G :	Température du générateur	[°C]
T_F :	Température de l'évaporateur	[°C]
T_A :	Température à l'absorbeur	[°C]
T_C :	Température au condenseur	[°C]
T_M :	Température de à la source intermédiaire	[°C]
T_p :	Température de la plaque absorbante de rayonnement	[°C]
T_a :	Température ambiante	[°C]
T_b :	Température de lien entre le tube absorbeur et son ailette	[°C]
T_f :	Température du fluide caloporteur	[°C]
T_e :	Température d'entrée du fluide caloporteur à l'absorbeur	[°C]
T_s :	Température du fluide caloporteur à la sortie du tube absorbeur	[°C]
T_{fg} :	Température du fluide frigorigène au générateur	[°C]
T_{fM} :	Température du fluide frigorigène à la source intermédiaire	[°C]
T_{fF} :	Température du fluide frigorigène à l'évaporateur	[°C]
T_d :	Température de désorption de l'ammoniac	[°C]
U :	Coefficient de transmission thermique global	[W / m ² °C]

$\alpha\tau$:	Paramètre caractérisant la fraction de l'énergie solaire incidente absorbée par la plaque du capteur solaire	
δ :	Epaisseur de l'ailette	[m]
Δ :	Distance entre deux tubes absorbeurs	[m]
φ_g :	Coefficient d'échange thermique global au générateur	[W / m ² °C]
φ_M :	Coefficient d'échange thermique global à la source intermédiaire	[W / m ² °C]
φ_F :	Coefficient d'échange thermique global à l'évaporateur	[W / m ² °C]
λ :	Multiplicateur de Lagrange	
η :	Rendement instantané du capteur solaire	
θ_G :	Température réduite au générateur	
θ_F :	Température réduite à l'évaporateur	
θ_M :	Température réduite à la source intermédiaire	
ξ_F :	Coefficient de performance de la machine frigorifique	
ξ_{ch} :	Coefficient de performance de la pompe à chaleur	
ξ_{FC} :	Coefficient de performance du cycle de Carnot de la machine frigorifique	
ξ_{chC} :	Coefficient de performance du cycle de Carnot de la pompe à chaleur	

***INTRODUCTION
GENERALE***

INTRODUCTION :

Il y a deux siècles environ, un auteur a pu faire l'analyse phénoménologique, assimilant notre planète, la terre, à une véritable machine thermique échangeant de la chaleur avec le soleil comme source d'énergie principale :

<<Considérons un moment ce qui arriverait aux différentes substances qui composent le globe si la température en était brusquement changée. Supposons, par exemple, que la Terre se trouvât transportée tout à coup dans une région beaucoup plus chaude du système solaire, dans une région, par exemple, où la chaleur habituelle serait fort supérieure à celle de l'eau bouillante.

Bientôt, l'eau, tous les liquides susceptibles de se vaporiser à des degrés voisins de l'eau bouillante, et plusieurs substances métalliques même, entreraient en expansion et se transformeraient en fluides aériformes, qui deviendraient parties de l'atmosphère.

Par un effet contraire, si la Terre se trouvait tout à coup placée dans des régions très froides, par exemple, de Jupiter et de Saturne, l'eau qui forme aujourd'hui nos fleuves et nos mers, et probablement le plus grand nombre des liquides que nous connaissons, se transformeraient en montagnes solides... L'air dans cette supposition, ou du moins une partie des substances aériformes qui le composent, cesserait sans doute d'exister dans l'état de fluide invisible, faute d'un degré de chaleur suffisant. Il reviendrait donc à l'état de liquidité et ce changement produirait de nouveaux liquides dont nous n'avons aucune idée.>>

... ...  ...

Ce texte a été écrit en 1780 par Antoine-Laurent de Lavoisier (1743-1794) chimiste Français né à Paris à qui l'on doit, entre autres, la première nomenclature chimique (28 éléments identifiés), la connaissance de la composition de l'air, la découverte du rôle de l'oxygène dans les phénomènes de combustion et l'énoncé de la loi de conservation de la matière (loi pondérale).

Effectivement, c'est à Lavoisier qu'on doit la naissance de la chimie moderne, travail d'une grande ampleur qui est considéré de nos jours comme une œuvre équivalente à celle qu'a réalisé A. Einstein en physique au début du vingtième siècle.

Sur ces nouveaux fondements, de nombreux travaux ont été entrepris par des physiciens et chimistes, amorçant ainsi le développement de la Thermochimie, la Cryogénie et la Physique des basses températures débouchant sur de nombreuses découvertes fondamentales et pratiques et l'établissement de plusieurs lois nouvelles.

Plus tard, J.P. Joule, dont le nom est donné à l'unité de mesure de l'énergie a contribué à la justification expérimentale du 1^{er} principe de la thermodynamique et montré l'équivalence Chaleur - Travail à travers la relation $W + JQ = 0$.

Lord Kelvin (J.J. Thomson) et dont le nom est donné au degré °K lié à l'échelle de la température absolue a proposé une variante à l'énoncé du 2^{ème} principe en mettant en évidence la nécessité d'avoir deux sources de chaleur (chaude et froide) pour produire du travail. Ses études expérimentales, concernant l'abaissement brutal de la pression d'un gaz à travers une vanne, a révélé un refroidissement brusque que l'on appelle, aujourd'hui, détente de Joule-Thomson ou détente à enthalpie constante.

Les procédés de production de froid s'appuyant sur ces principes et propriétés ont commencé ainsi à être mis en lumière.

D'une manière générale, au plan fondamental, actuellement la production de froid concerne des domaines de la cryogénie et de la physique des basses températures pour réaliser des études relatives aux propriétés de la matière au voisinage du zéro absolu.

Au plan appliqué on se bornera à citer les machines à froid pouvant réaliser essentiellement trois types de fonctions : réfrigération, congélation et surgélation.

Ces procédés sont souvent employés dans les industries agro-alimentaires (conserves viandes, fruits et légumes...) et pharmaceutiques (conservation des médicaments, procédés de lyophilisation, etc...)

Au plan économique les enjeux politiques et financiers sont considérables pour veiller à la production et sécurité alimentaire d'un pays.

Actuellement les besoins recensés en frigos pour l'Algérie dépassent plus d'un demi million de frigos.

En particulier les machines à froid exploitant l'utilisation du solaire revêtent un intérêt particulier pour notre pays. L'ensoleillement quasi permanent (flux élevé au nord, température élevée au sud) et la disponibilité des matériaux (métal, verre, fluides (ammoniac)) leur faible coût, et la souplesse d'emploi. C'est donc un modèle technologique d'accès facile et à promouvoir davantage par la diversification des applications potentielles et avérées.

Aujourd'hui des méthodes diverses et des conceptions multiples s'appuient sur différents procédés de production de froid. Dès lors, les installations frigorifiques par absorption ont été les premières à être développées .

Par contre, les installations frigorifiques à compression ont été mises au point de sorte que leur développement a reçu un succès rapide grâce à certaines facilités liées au principe de leur fonctionnement.

Actuellement elles continuent à être employées et améliorées en fonction des applications nouvelles.

Par ailleurs, depuis quelques années, la découverte du trou d'Ozone dont la cause est attribuée à l'utilisation intensive des réfrigérants à base de CFC (chlorofluorocarbène) ou de HCFC (Halone) entre autres ainsi que le constat fait sur l'échauffement global de la planète et qui serait lié à l'émission des gaz à effet de serre. L'accroissement du rayonnement UV reçu sur la terre est dû à l'augmentation des émissions en CFC est à l'origine du trou d'ozone. Un regain d'intérêt est observé pour les machines à absorption. Une mobilisation internationale pour la résolution des problèmes en rapport avec l'échauffement global est organisée.

La convention internationale de Montréal (1988) sur l'environnement a introduit une restriction draconienne quant aux conditions d'utilisation des CFC et Halons et a fait

des recommandations pour le recours à des produits de substitutions. Enfin les conférences de Rio (1992) et Kyoto (1997) ont insisté sur l'utilisation des énergies non polluantes et sans conséquences sur l'atmosphère.

En outre, la plus grande partie de l'énergie consommée dans le monde est dûe à l'usage des combustibles fossiles: charbon, pétrole et gaz naturel ainsi que le nucléaire utilisant l'Uranium.

Les réajustements des prix du pétrole et du gaz, à juste titre, a poussé les pays consommateurs qui sont les plus industrialisés à chercher d'autres sources d'énergie pour assurer leur indépendance dans ce domaine.

Une course vers la résolution de ces problèmes a poussé les scientifiques à :

- 1- chercher des sources d'énergie non polluantes et différentes des sources fossiles qui sont épuisables à la limite, ou des sources nucléaires qui présentent des dangers potentiels, au moins ceux liés à l'écologie.
- 2- trouver des substituts aux CFC et aux HCFC disponibles dans les circuits de refroidissement et de réfrigération.

Notre travail de recherche combine les avantages des procédés obéissant aux deux dernières préoccupations et visant la satisfaction des besoins économique et industriels du pays en frigos pour la conservation des produits agroalimentaires de toute nature, tenant compte de la superficie du pays et de la température ambiante moyenne enregistrée au cours de l'année .

C'est dans ce contexte que nous nous sommes proposés d'allier l'utilisation d'une source d'énergie renouvelable (le soleil) à celle de la production du froid selon un procédé permettant d'éviter le recours aux CFC ou aux HCFC comme réfrigérants.

Le présent travail porte sur l'étude d'un système frigorifique fonctionnant à l'énergie solaire, sa modélisation et son optimisation. On tente d'élaborer un modèle fonctionnant dans les conditions de production maximale de froid pour un minimum de consommation énergétique afin de parvenir à un meilleur rendement.

Le mémoire est organisé comme suit :

Au premier chapitre on effectue une analyse bibliographique des travaux antérieurs, aux plans théorique et expérimental, en relation les différents modes de production de froid.

Au chapitre II, on cherche à établir des critères de choix ayant pour objectif l'utilisation des fluides fonctionnant sur le principe de la réfrigération solaire.

Le troisième chapitre est consacré à une description technique du dispositif de base qui sert à capter l'énergie solaire : le capteur solaire et le principe de l'effet de serre. Une étude critique des différents composants du capteur solaire sera faite.

La modélisation du système de réfrigération basée sur les deux principes de la thermodynamique est abordée au 4^{ième} chapitre. Ce calcul s'appuie sur le fonctionnement du capteur solaire plan est alors présenté. Afin de relier les deux systèmes capteur-réfrigérateur une expression analytique des paramètres essentiels du système de réfrigération sera établie. L'étude d'optimisation est basée sur l'utilisation du Lagrangien à un paramètre du cycle de fonctionnement de la machine frigorifique à absorption et du captage énergétique sera également effectué .

Au cinquième chapitre on tente de réaliser la synthèse des résultats de simulation obtenus visant des applications concrètes. Ils sont présentés sous forme de tableaux et de courbes qui seront analysés et commentés afin de dégager un paramétrage réel du dimensionnement de l'installation frigorifique.

Au sixième chapitre on aborde la problématique dans toute sa généralité : l'utilisation du Lagrangien à quatre paramètres a permis de découpler le système d'équations, régissant, d'une part, le champ des températures et les surfaces d'échange d'autre part.

CHAPITRE – I
ETUDE BIBLIOGRAPHIQUE DE LA
PRODUCTION DU FROID

I-1- INTRODUCTION

Du point de vue de la physique, le concept de froid n'est pas fixé . La chaleur est définie par l'état de mouvement moléculaire qui ne s'arrête qu'au *zéro absolu*, soit pour $T = 0^\circ \text{ K}$ ou $\theta = -273.15^\circ \text{ C}$. A cette température, la matière se fige et est véritablement à l'état solide et si l'on élève la température, la chaleur réapparaît . Pour refroidir il faut prendre de l'énergie calorifique là où l'on veut baisser la température. Le froid est une caractéristique fondamentale des milieux à basse température ou peu énergétiques. L'abaissement de la température d'un fluide peut s'effectuer à l'aide d'un fluide de refroidissement dans un échangeur de chaleur, le transfert de la chaleur latente à un fluide intermédiaire est donc le principe qui est mis en œuvre dans les cycles frigorifiques : du travail est apporté au système, ce qui permet de faire le transfert de la chaleur d'un milieu froid à un milieu chaud [1]. Le principe de fonctionnement d'un cycle frigorifique fait appel à un phénomène physique caractéristique à tous les liquides : le passage de l'état liquide à l'état gazeux ne peut se faire, à certaines température et pression, que si l'on apporte au liquide une quantité de chaleur déterminée. Pour s'évaporer le liquide emprunte la chaleur aux corps qui l'entourent.

L'eau contenue dans un récipient ne peut bouillir et s'évaporer que si celui-ci est placé sur une source de chaleur.

Si l'on se verse un peu d'éther ou d'alcool sur la peau, on ressent une sensation de froid. Ce liquide emprunte pour s'évaporer la chaleur de l'air ambiant et de la peau . Les bouteilles de gaz (butane ou propane) deviennent très froides lorsque le débit du gaz est important. Le gaz en s'évaporant consomme de la chaleur et l'emporte.

Il y a donc un transfert de masse (le gaz) doublé d'un transfert de chaleur (de la bouteille vers l'extérieur)

Les quantités de chaleur nécessaires pour l'ébullition d'un fluide sont parfaitement connues en fonction du fluide et de la température à laquelle se produit l'ébullition. Le changement d'état de 1kg d'eau nécessite, à 100° C , un apport calorifique de

539 kcal/h. Bien entendu la température à laquelle se produit l'évaporation varie avec le fluide considéré et la pression [2].

Un moyen simple pour produire du froid peut être réalisé par un échangeur de chaleur dans lequel on injecte le fluide frigorigène contenu dans une bouteille. S'il y a par exemple de l'air en mouvement forcé sur l'échangeur (apport de chaleur), le fluide frigorigène s'évapore dans l'échangeur, et donc la température de l'air baisse. En fait ce procédé n'est pratiquement plus utilisé sous cette forme. Les circuits frigorifiques connus à ce jour fonctionnent en récupération permanente du fluide frigorigène, les vapeurs du fluide qui se perdent sont condensées et celui-ci est de nouveau injecté dans l'échangeur. Le fluide frigorigène sert à effectuer un transfert de chaleur entre les deux parties du circuit [2].

I-2- LES PRINCIPAUX MODES DE PRODUCTION DE FROID :

Pour produire du froid il existe plusieurs modes différents :

- la dissolution de sels dans l'eau, la fusion d'un solide où l'on utilise la chaleur latente de fusion de la glace ou de mélanges eutectiques permettant de donner des températures inférieures à 0°C.
- La sublimation d'un solide (sublimation du gaz carbonique à -78,5 °C sous la pression atmosphérique « neige carbonique »).
- la détente d'un gaz comprimé (machine frigorifique à air et tube à effet Ranque).
- l'effet PELTIER où le passage d'un courant électrique continu dans une chaîne de deux conducteurs différents associés en série par des ponts de cuivre, produit un refroidissement de l'un des conducteurs. Ce procédé est très coûteux et n'est utilisé que pour des circuits à faible puissance [1].

D'autres méthodes de production de froid ayant connu de larges applications existent également, on se bornera à citer celle qui est la plus utilisée :

Méthode de Vaporisation de liquide :

Le fluide frigorigène se vaporise en empruntant de la chaleur du milieu à refroidir, la vapeur du frigorigène est recyclée, liquéfiée pour être à nouveau vaporisée dans un échangeur thermique « évaporateur ». On distingue pour cette méthode les systèmes suivants :

- **1 - Système à compression :**

Les vapeurs du frigorigène sont aspirées par un compresseur mécanique et se liquéfient dans le condenseur. Le liquide obtenu s'écoule dans la bouteille de liquide et subit une expansion dans le détendeur.

- **2 - Système à éjection :**

Les vapeurs sont aspirées par un éjecteur alimenté en vapeur motrice. Le circuit comporte deux boucles :

- La boucle frigorifique réunissant l'évaporateur, l'éjecteur, le condenseur, la bouteille de liquide et le détendeur.
- La boucle motrice réunissant la pompe d'alimentation qui réalise le transfert du liquide frigorigène vers le bouilleur où se fait sa vaporisation par chauffage avant de l'envoyer dans l'éjecteur.

- **3 - Système à absorption liquide :**

Les vapeurs du frigorigène sont absorbées par une substance liquide. Le système comprend alors un générateur où les vapeurs sont désorbées après avoir reçu une quantité de chaleur, un condenseur où le réfrigérant se condense, un évaporateur où s'effectue la vaporisation du réfrigérant en produisant du froid, un absorbeur où le réfrigérant gazeux est absorbé par la solution liquide avec un dégagement de chaleur. Enfin une pompe refoule la solution de l'absorbeur vers le générateur et un échangeur de chaleur permet de réchauffer la solution arrivant au générateur et de refroidir celle arrivant à l'absorbeur.

- **4 - Système à absorption solide ou à adsorption :**

Ces systèmes fonctionnent en régime intermittent. Ainsi la pompe et l'échangeur de chaleur sont supprimés, le réfrigérant forme avec l'absorbant un ou plusieurs composés chimiques(ex. chlorure de calcium ou de strontium comme solide absorbant et l'ammoniac comme frigorigène) on dira alors que c'est une absorption solide. Dans le cas où le réfrigérant se fixe à la surface de l'absorbant sans formation de liaison chimique (charbon actif ou zéolithes avec l'eau) on parlera d'une adsorption.

I-3-ÉNERGIE D'ALIMENTATION DES SYSTEMES FRIGORIFIQUES :

Les installations frigorifiques fonctionnent, en général, grâce à une énergie d'origine conventionnelle (charbon , pétrole, gaz, hydraulique etc...). Depuis quelques années de nouvelles sources d'énergie, surtout les énergies renouvelables (solaire, géothermie, éolien ...), sont recherchées et utilisées.

L'exploitation de l'énergie solaire a mis en évidence l'intérêt des pompes à chaleur, des transformateurs de chaleur et des systèmes à conversion thermique qui trouvent leur application principale dans la technique frigorifique.

Les systèmes frigorifiques solaires se distinguent par la disponibilité et la propreté de la source d'énergie utilisée (le soleil), ce qui est un avantage remarquable. La période au cours de laquelle la disponibilité d'énergie solaire est maximum coïncide favorablement avec celle de la demande maximale de la réfrigération. Le mode de production de froid s'adaptant au mieux avec la filière solaire est celui basé sur l'absorption puisqu'il ne nécessite qu'un apport de chaleur relativement faible au générateur pour désorber le frigorigène et amorcer le cycle.

I-4- ANALYSE DES TRAVAUX ANTERIEURS :

On recense beaucoup de travaux réalisés sur les systèmes de réfrigération solaire à absorption.

En 1962 Chinnapa [3] a construit un système eau ammoniac (H_2O/NH_3) intermittent en utilisant un capteur plan avec trois couvertures. La surface de la plaque du collecteur était $1,63\text{ m}^2$ et la production de la glace était 1.43 kg/m^2 par jour. Les températures d'évaporation ont atteint -12°C .

Par la suite Swartmann et al [4] ont élaboré un système intermittent qui utilise un collecteur de surface de $1,5\text{ m}^2$ avec deux couvertures.

Les systèmes eau ammoniac (H_2O/NH_3) et $NaSCN/NH_3$ ont été testés sur ce principe. La concentration de NH_3 a varié plus de 58% à 70% dans le premier système, et de 47% à 57% dans la deuxième. Les coefficients de performance mesurés sont 0.05-0.14 et 0.11-0.27 respectivement. La température d'évaporation atteinte est 12°C .

En 1985 Trombe et Foex [5] ont proposé un système utilisant le mélange eau ammoniac (H_2O/NH_3) avec un réflecteur cylindro-parabolique qui a pour rôle de concentrer le rayonnement solaire sur le tube d'une chaudière située sur la ligne focale. La surface de captation du collecteur était $1,5\text{ m}^2$, et le réfrigérateur a produit de la glace à 4 kg par m^2 de surface du collecteur après 4 h de chauffage. Le dispositif a été commercialisé plus tard.

En 1987 Farber [6] a réalisé un système continu utilisant la combinaison eau ammoniac (H_2O/NH_3) et deux pompes pour faire circuler la solution absorbante et l'eau refroidie. Le collecteur est couvert avec une seule couverture, et de surface de $1,49\text{ m}^2$. Le coefficient total de performance évalué est de 0,1 et la production de la glace est de $12,5\text{ kg/m}^2$ par jour.

Pour les systèmes d'absorption solide, Planch [7] a construit une unité Chlorure de calcium – ammoniac ($CaCl_2/NH_3$) qui utilise l'eau chaude à 100°C comme source de chaleur. La version commerciale a donné trois cycles par jour avec une capacité de refroidissement de 3768-4187 k J/cycle.

Un autre système au Chlorure de calcium – ammoniac ($\text{CaCl}_2/\text{NH}_3$) fonctionnant à l'aide de la vapeur à 100°C comme source de chaleur , sur les fourgons commerciaux des trains « Londres-Liverpool » en Grande Bretagne, destiné au transport de la nourriture réfrigérée. Les systèmes basées sur l'absorption solide par voie solaire sont encore au stade de l'expérimentation .

L'équipe d'A. Eggers-Lura et al [8] a fait l'étude théorique d'un projet de construction d'un système à absorption avec une capacité de 720 kg de glace par jour, utilisant du Chlorure de calcium – ammoniac ($\text{CaCl}_2/\text{NH}_3$) ou Chlorure de strontium – ammoniac ($\text{SrCl}_2/\text{NH}_3$) et dix collecteurs plans (simple vitrage) de $15,6 \text{ m}^2$ de surface chacun.

Les performances obtenues exigent les conditions suivantes :

- 40°C comme température de condensation.
- -11°C comme température d'évaporation.
- 5h, période de désorption..
- 12h, période d'absorption.

Les systèmes à absorption solide regroupent, en particulier, les deux organes générateur et absorbeur en une seule entité. Des études approfondies ont été effectuées sur cet organe à double usage. Le projet Kleinemeyer , 1995 [9] a développé une unité de réfrigération solaire utilisant la combinaison Chlorure de strontium – ammoniac

($\text{NH}_3\text{-SrCl}_2$) dont le générateur / absorbeur fonctionne à l'aide d'un système de tubes à vide, l'une des unités a été délivrée en Inde à l'équipe de N.K.BANSAL [9] pour être testée sous les conditions climatiques du site. Les collecteurs sont des tubes à eau chaude, laquelle est utilisée pour le transfert de chaleur entre l'absorbeur et le sommet du collecteur (Fig I-1). Quand ce dernier reçoit le rayonnement solaire, l'eau en bas de chaque tube commence à s'évaporer . Elle se condense ensuite et le liquide obtenu s'écoule vers le bas par gravité. Le transfert entre l'absorbeur et le collecteur se fait à travers un échangeur de chaleur à eau qui a deux fonctions dans cette unité de refroidissement, la 1^{ère} est le transfert de la chaleur du collecteur solaire vers le réacteur durant la journée, la seconde est

l'amélioration de la dissipation de la chaleur absorbée dans l'atmosphère. Pour faciliter l'écoulement de l'eau, le réacteur est installé à $2,15^\circ$ d'inclinaison par rapport à l'horizontale, l'efficacité obtenue du collecteur est de 35% si l'insolation solaire est $5 \text{ kW/m}^2 \text{ jour}$. La surface du collecteur est $2,1 \text{ m}^2$, et le coefficient de performance (COP) théorique atteint est de 0,143, mais expérimentalement il diminue jusqu'à 0,08.

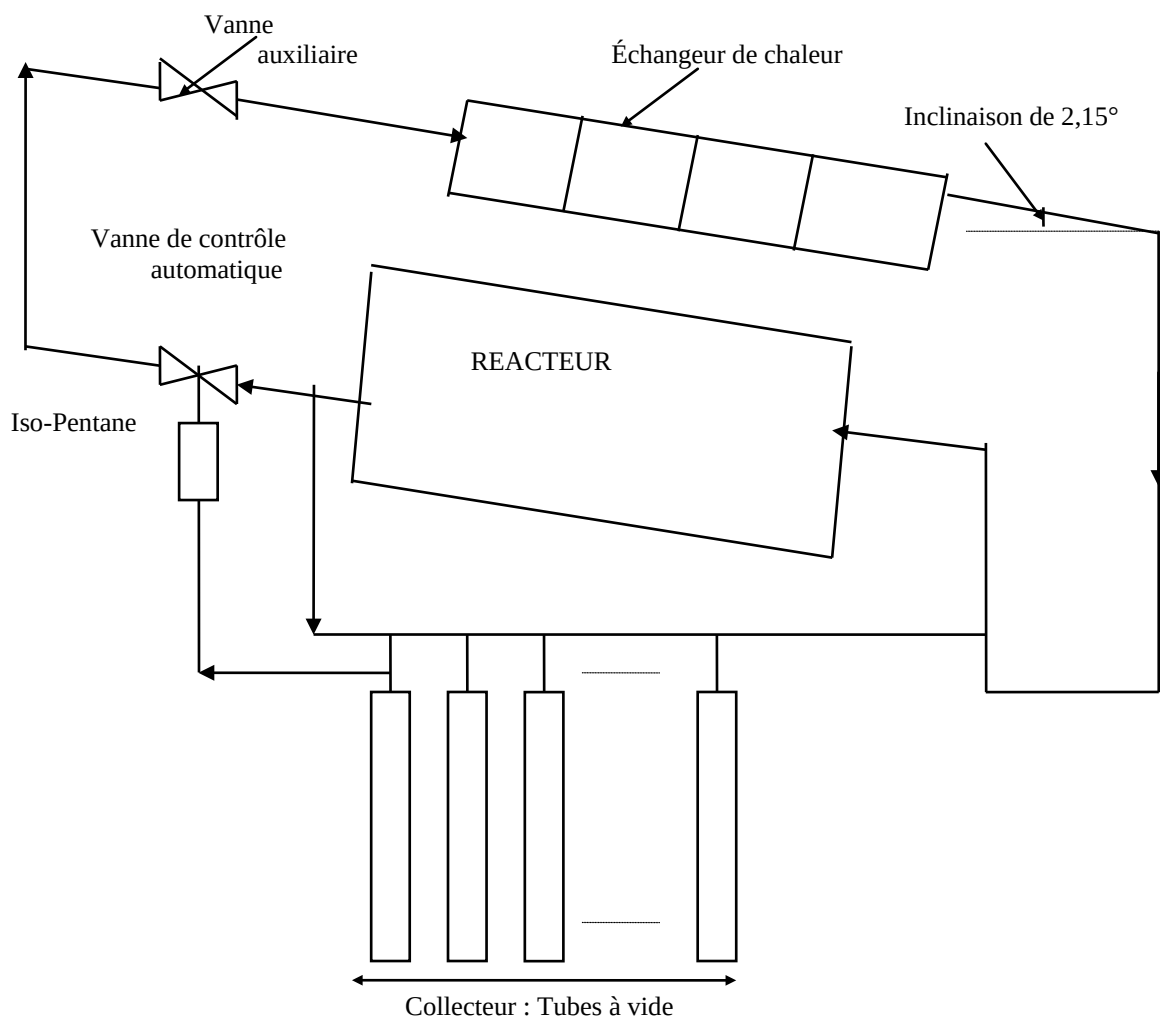


Fig . I- 1 - Générateur - Absorbeur de l'unité développée par DORNIER

S.O.ENIBE et O.C.ILOEJE [10] de l'Université du Nigeria Département énergétique ont proposé un modèle d'optimisation d'un collecteur plan pour un réfrigérateur à absorption solide. Il est constitué d'un double vitrage pour recevoir l'insolation solaire. Le collecteur renferme l'absorbant solide contient un tube coaxial servant à fournir l'ammoniac. Il est disposé sur un support au dessus de l'absorbeur plan installé sur un plan d'insolation (Fig I-2).

La surface du collecteur est de $1,41\text{m}^2$ contenant une masse totale d'absorbant de 7,5 Kg , la masse du collecteur assemblé atteint 52,5 Kg . Les auteurs ont pris en considération plusieurs paramètres pour déterminer le comportement du collecteur solaire plan pour diverses applications :

- La température ambiante.
- Les caractéristiques des radiations solaires.
- La latitude.
- La vitesse du vent.
- La période de l'année ...

Ainsi que les paramètres nécessaires pour la construction du modèle tels que les dimensions et la nature de matériaux .

Ici le coefficient de performance (COP) de l'unité collecteur est défini par le froid produit dans le réfrigérateur divisé par l'irradiation incidente pendant la période de génération. Ce coefficient pour atteindre 0,6 correspondant à une amélioration de 30% des performances de la machine est alors envisageable.

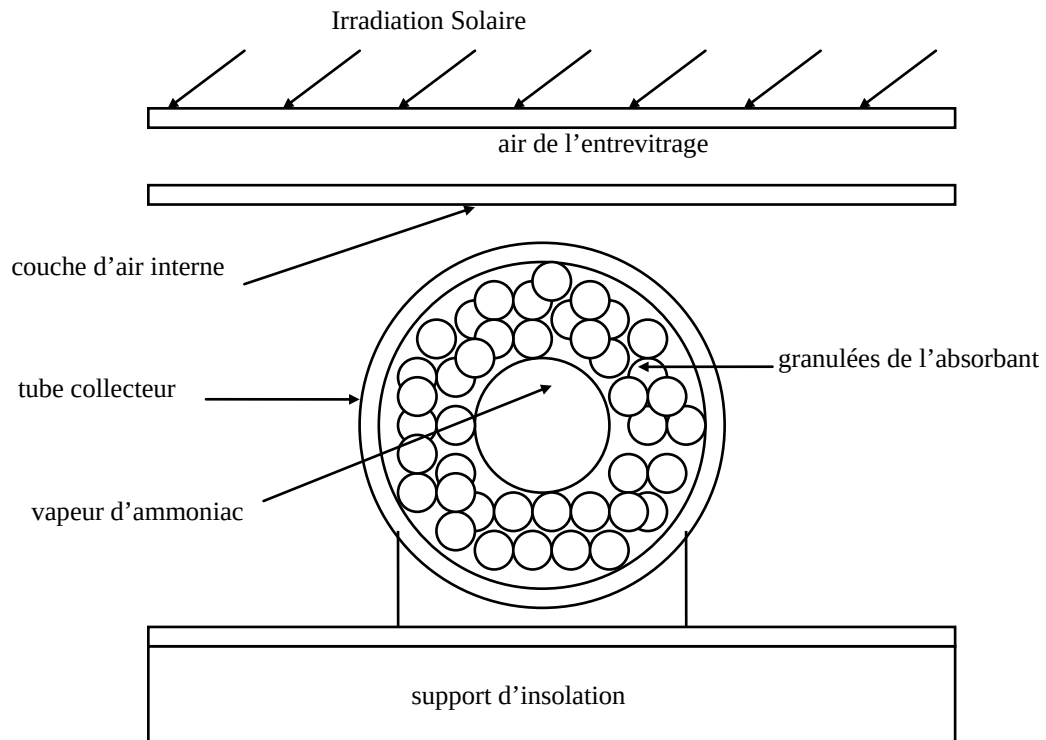


Fig . I-2 - Vue en coupe du collecteur/générateur/Absorbeur de l'unité développée par S.O.ENIBE & O.C.ILOEJE

Dernièrement Jean FLECHON de l'Université de NANCY [11] a proposé et fait breveter des éléments de générateurs absorbeurs constitués par un système de focalisation des rayons solaires selon une droite focale. Ce système fonctionnant avec un tube dont l'axe coïncide avec la droite focale, et qui renferme un certain nombre d'arrivées du gaz. Le tube creux est chargé d'une substance absorbante susceptible de créer avec le gaz un couple frigorifique performant. Cet élément tubulaire renferme la substance absorbante et comporte un certain nombre de trous traversant le tube interne. Il est prévu aussi un grillage présentant une largeur de mailles, appropriée pour s'opposer au passage de la substance absorbante. L'ensemble est placé sur la droite focale d'un miroir cylindro-parabolique recouvert par une vitre destinée à ajouter l'effet de serre à la focalisation. Un ensemble de quatre miroirs cylindro-paraboliques est prévu pour être monté sur le plan supérieur d'un bâti incliné selon la latitude du lieu de positionnement du dispositif thermique (Fig I-3).

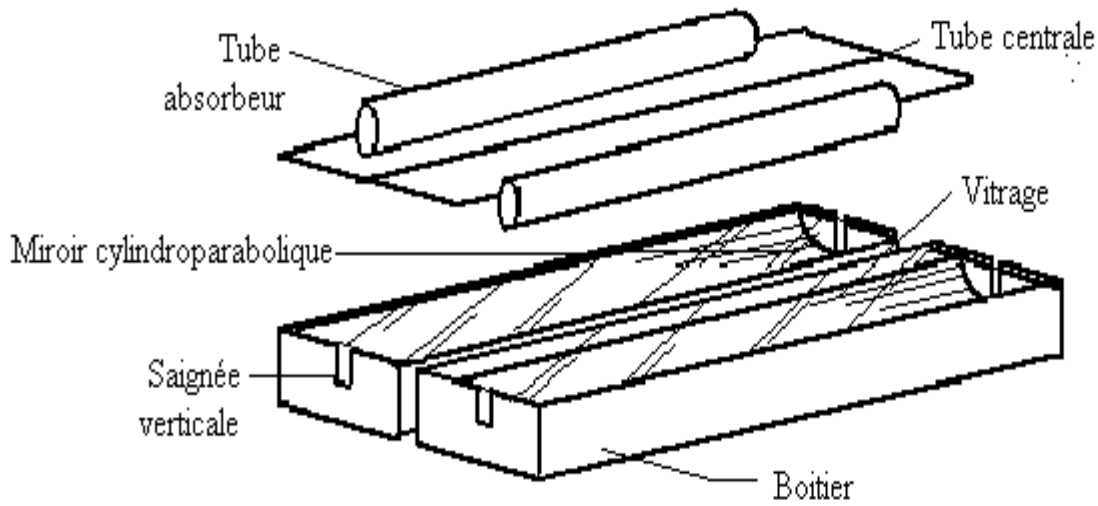


Fig . I - 3 a : Générateur absorbeur conçu par JEAN FLECHON

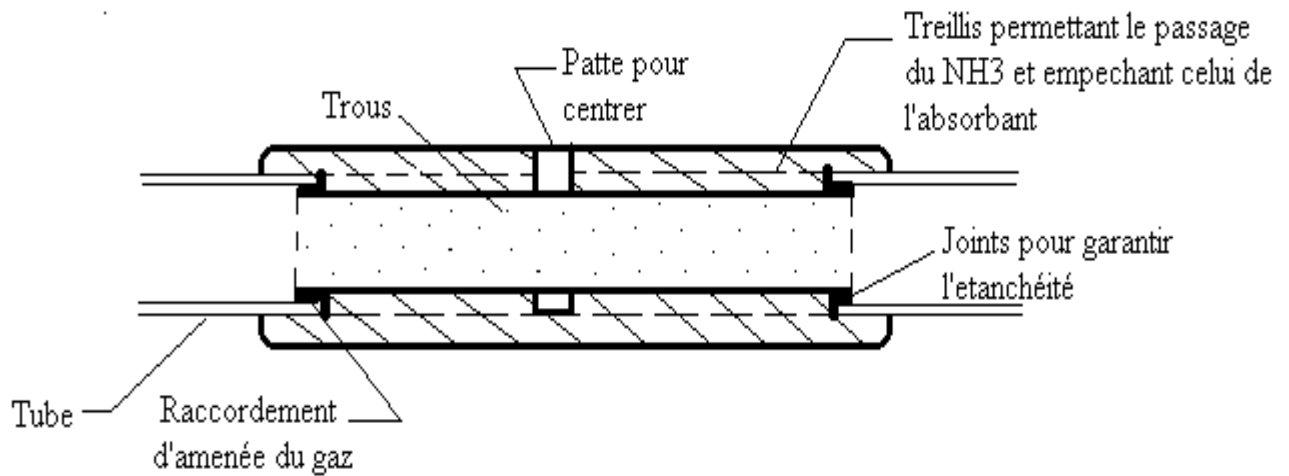


Fig . I - 3 b : Détail de l'absorbeur

Par ailleurs une équipe de l'université de Patras en Grèce [12] a procédé en faisant des analyses optiques et des tests expérimentaux sur des collecteurs cylindro-paraboliques symétriques et asymétriques avec un absorbeur multitubulaire placé sur la longueur focale de la section parabolique. La taille de chaque collecteur atteint 0,5 à 1,0 m de large et 1,5 à 3,0 m de long, elle correspond à une largeur d'absorbeur de 0,2 à 0,4 m pour le Capteur Parabolique à Concentration (CPC) symétrique et de 0,4 à 0,8 m, pour le type asymétrique. Les miroirs sont construits en aluminium poli (ou un autre type de matériau réflecteur dont la réflectivité est proche de 0,85) chaque CPC est couvert d'une vitre de 3 mm d'épaisseur et de surface ayant une absorptivité $\alpha = 0,9$ (Fig. I-4). Les résultats ont abouti à prouver que le collecteur ayant quatre tubes absorbeurs présente la meilleure performance, il représente le choix optimum parmi les types de collecteurs présentés.

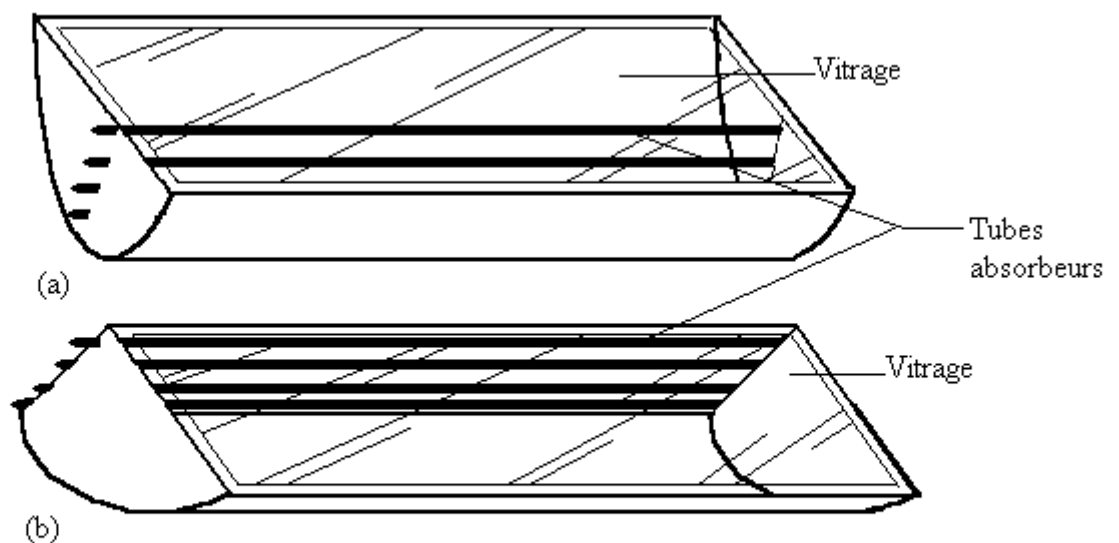


Fig. I - 4 : Collecteurs solaires CPC: (a) symétrique, (b) asymétrique

M. BAKKAS et M. TAHIRI [13] de l'école Mohammadia des ingénieurs de RABAT, MAROC ont fait une modélisation et simulation d'un adsorbteur couplé à un caloduc annulaire en vue d'une utilisation dans une machine frigorifique à adsorption.

Comme l'utilisation d'adsorbants solides dans des cycles thermodynamiques de réfrigération, fonctionnant avec de l'énergie solaire, souffre de limitations de puissance à cause de mauvais transferts de chaleur et de matière dans l'adsorbteur. L'équipe a étudié pour pallier ces problèmes, l'impact d'utiliser un caloduc annulaire couplé à un capteur solaire à concentration du type CPC. Cette idée a été suggérée par le fait que le caloduc permettra, en transportant l'énergie sous forme de chaleur latente entre l'évaporateur et le condenseur, de mettre en jeu des puissances très élevées.

L'évaluation de l'impact de l'utilisation du caloduc a été faite par simulation, à la base d'un modèle élaboré, du fonctionnement du réfrigérateur solaire à adsorption utilisant le couple charbon actif/ammoniac. A cet égard les profils des températures à l'intérieur de l'adsorbteur ont été calculés. Les équations de conservation de matière et d'énergie ont été résolues par une méthode de différences finies pour décrire le phénomène d'adsorption. Les profils de températures obtenus nous ont permis en particulier de déterminer la masse adsorbée et désorbée.

Le milieu poreux considéré est constitué d'un lit fixe de grains de charbon actif réagissant par adsorption avec l'ammoniac. Le caloduc annulaire à eau, moyen très performant de transport d'énergie, est préconisé pour un couplage avec le réacteur tubulaire (fig I-5).

Les équations des transferts couplés de chaleur et de masse dans ce milieu poreux sont déterminées en faisant un bilan d'énergie et de masse de l'adsorbat sur une tranche du milieu poreux d'épaisseur Δz (fig I-6). Plusieurs hypothèses simplificatrices sont utilisées pour déterminer le système d'équations à savoir:

- Les trois phases sont considérées comme étant, en chaque point, en équilibre thermodynamique.
- Le transfert de chaleur est unidimensionnel.
- Le transfert de chaleur convectif dans la phase vapeur est négligé.

- Les pertes de charges sont négligeables dans le milieu poreux.
- La température imposée par le caloduc est supposée uniformément répartie sur la surface du réacteur.

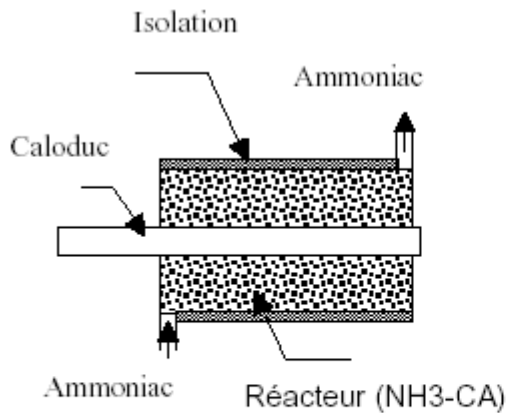


Figure I-5 : réacteur couplé à un caloduc annulaire

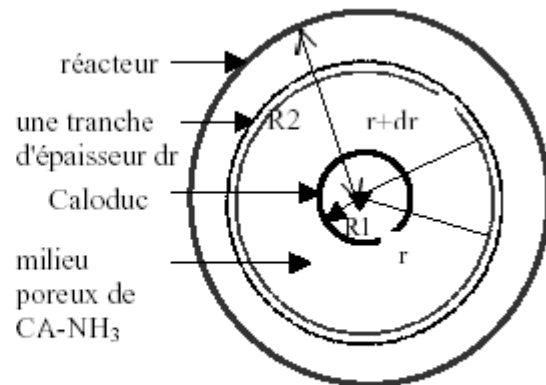


Figure I-6 : bilan d'énergie sur une tranche du milieu poreux d'épaisseur

Les résultats que nous avons obtenus suggèrent que l'utilisation du caloduc permette une bonne transmission des flux et une bonne adaptation du profil de température dans l'adsorbeur conduisant à une grande amélioration de l'efficacité du réfrigérateur. Le modèle que nous avons développé nous a également permis d'étudier l'influence de certains paramètres tels que la température du caloduc sur la cinétique de désorption-condensation et par conséquent sur la durée du cycle de production du froid.

F.BENTAYEB, F.LEMMINI [13] de la faculté des sciences de Rabat ont fait une simulation d'entrepôts frigorifiques solaires, leurs travaux présentent la simulation numérique de trois entrepôts frigorifiques utilisant les propriétés du couple charbon actif- méthanol dans un climat marocain sec et chaud de type présaharien. Ces unités, destinées à stocker des vaccins, des produits agricoles (fruits, légumes) et du poisson, sont dimensionnées pour fonctionner dans l'intervalle de température compris entre 0 et 5 degré celsius.

Les résultats de simulation montrent que le dimensionnement d'un entrepôt frigorifique est étroitement lié à la qualité de l'isolation de la chambre froide. Cette dernière est une composante essentielle pour la détermination du nombre de

capteurs à utiliser, qui représentent un paramètre de coût important dans ces systèmes de production de froid.

L'entrepôt comporte les éléments suivants (fig I-7) :

- Les capteurs exposés au rayonnement solaire et contenant l'adsorbant (solide microporeux) en équilibre thermodynamique avec le fluide réfrigérant.
- Un condenseur, refroidi par convection naturelle, permet la condensation du réfrigérant (provenant du capteur)
- Un évaporateur qui recueille le fluide sous forme de liquide provenant du condenseur, immédiatement après sa formation. L'évaporateur est contenu dans un bac d'eau qui prend en glace pendant la production de froid. Le bac joue le rôle de volume de stockage thermique.
- Une chambre froide, contenant l'évaporateur, sous forme d'un entrepôt dont l'ossature de base est constituée par des matériaux de construction et des isolants thermiques ayant un faible coefficient de conductibilité de la chaleur afin de réduire l'infiltration de celle-ci à travers les parois de l'entrepôt. La chambre froide contient l'évaporateur avec le stockage thermique et les produits à stocker au froid.

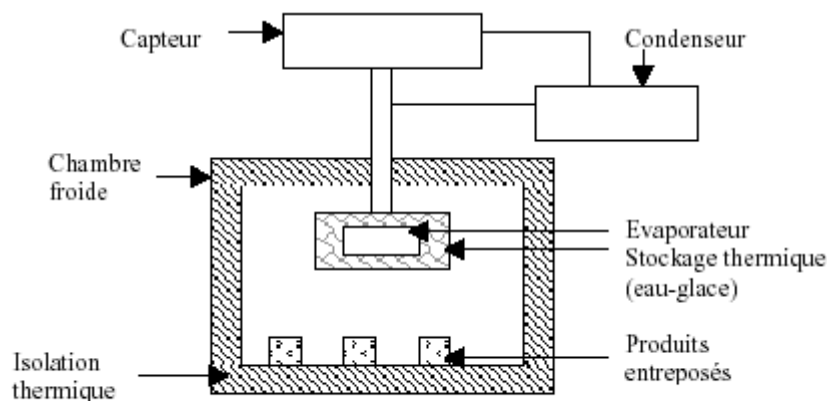


Figure I-7 : Description d'une machine frigorifique à absorption

Parmi les résultats les plus importants que l'équipe a trouvé nous pouvons citer que :

- il y a une corrélation entre la surface de captation et le volume de l'entrepôt,
- le dimensionnement est étroitement lié au type d'isolation de la chambre froide,
- il y a un optimum pour l'isolation au delà duquel le coût de la machine augmente.

F. LEMMINI, A. ERROUGANI, F. BENTAYEB [13] de la faculté des sciences du Maroc ont réalisé expérimentalement un prototype de réfrigérateur solaire à adsorption utilisant le couple charbon actif –méthanol est actuellement en phase de montage au Laboratoire d'Energie Solaire de la Faculté des Sciences à Rabat. Les différents éléments de la machine sont :

- un capteur de surface égale à 1m² contient 22 kg de charbon actif.
- un condenseur de surface 10m²
- un évaporateur de surface 1m²
- une chambre froide de 100 litres contient l'évaporateur.

Les différents éléments de la machine ont été dimensionnés pour une production de 5 kg de glace par jour ou pour le maintien d'une température à l'intérieur de la chambre froide entre 0 et 5 degrés celsius.

La machine frigorifique solaire à adsorption à cycle intermittent quarritherme étudiée est illustrée par la figure I-8. Cette maquette de laboratoire est fortement instrumentée pour le suivi des différents paramètres de fonctionnement des éléments de l'installation, qui sont :

- 1 : un capteur : un adsorbeur contenant le charbon actif AC35.
- 2 : un condenseur à air.
- 3 : une chambre froide contenant l'évaporateur.
- 4 : un capteur de mesure pression.
- 5 ; 6 ; 7 : des vannes manuelles d'isolement.
- 8 : un piège à froid.
- 9 : un groupe de pompage à vide.

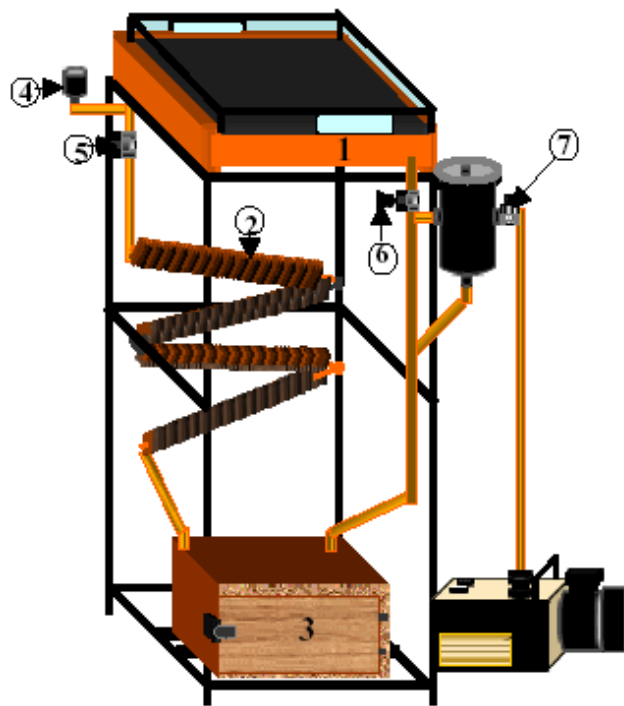


Figure I-8 :Schéma de l'installation expérimentale de la machine frigorifique solaireà absorption

Le capteur, élément essentiel de la machine, est un parallélépipède en cuivre, contenant l'adsorbant qui est le charbon actif.

Les dimensions du capteur sont les suivantes :

côté : 97 cm

épaisseur 6 cm dont :

- 5 cm de charbon actif AC35 sous forme de grain.
 - 1 cm d'espace vide est aménagé entre le lit de charbon actif et la plaque arrière, à l'aide d'une grille en inox , afin que le méthanol sous forme de vapeur puisse transiter vers le condenseur sans résistance. Des entretoises de la même matière que la grille sont placées en dessous de cette dernière pour assurer sa tenue mécanique.
- La masse de charbon actif (22 kg) est répartie dans le capteur entre les 18 ailettes rectangulaires qui permettent d'avoir un bon transfert thermique.

La face avant du réacteur (destinée à recevoir le rayonnement solaire) a été préalablement traitée par une peinture sélective permettant une bonne absorption du

rayonnement solaire dans le spectre visible et une faible émission dans le spectre du proche infrarouge.

Le condenseur à air utilisé est constitué de 4 tubes. Chaque tube a un diamètre 2,5 cm et contient 96 ailettes espacées de 1 cm. Chaque ailette a une forme carré de 10 cm de côté et d'épaisseur 0.5 cm. La surface d'échange du condenseur est de 10 m².

L'évaporateur de surface d'échange de 1 m² est un parallélépipède en cuivre. L'espace vide à l'intérieur du rectangle est utilisé comme une chambre frigorifique. Le réfrigérateur solaire à adsorption présenté dans ce travail est en cours de montage dans le Laboratoire d'Energie solaire de la faculté des sciences de Rabat. C'est une contribution dans le domaine de la réalisation expérimentale de ce type de machine dans un climat réel. Le site d'implantation choisi est celui de Rabat, ville caractérisée par un climat méditerranéen (bon ensoleillement et températures douces tout au long de l'année).

Le dimensionnement de la machine a été fait grâce à des calculs de simulation menés dans le même laboratoire.

Dans un autre climat, par exemple celui de Marrakech (site présaharien où les températures ambiantes sont très élevées) la conception et le dimensionnement de la machine devrait tenir compte des températures très élevées qui empêchent le refroidissement du capteur, phase très importante pour la production du froid à l'évaporateur.

A. AL MERS, A. MIMET de l'université des sciences de Tétouan Maroc ont fait l'étude de la conception optimale d'un réacteur cylindrique d'une machine frigorifique à absorption. Ils présentent un modèle décrivant le transfert de chaleur et de masse dans un réacteur solaire cylindrique ailetté, destiné pour les machines frigorifiques solaires à adsorption utilisant le couple charbon actif-ammoniac. Il est basé sur les fondements classiques de conservation d'énergie et de masse. Des résultats expérimentaux sont utilisés pour la validation du modèle. Ce dernier permet de calculer le coefficient de performance solaire de la machine (COP) à partir de données solaires et climatiques réelles. Dans une première analyse, ils ont

mi en évidence la sensibilité des performances de la machine aux paramètres géométriques du réacteur (rayon du réacteur, épaisseur de l'ailette et nombre d'ailettes). Ensuite, le modèle est utilisé pour l'optimisation du réacteur, ont été calculé les paramètres géométriques du réacteur qui maximisent les performances de la machine, en utilisant le COP comme critère d'optimisation.

D. Lachance et M. Bernier de l'École Polytechnique de Montréal, Canada ainsi que J. Castaing-Lasvignottes et F. Meunier du Laboratoire du froid (E.A. 1408), CNAM, France [14] ont fait une étude de simulation dynamique d'une machine à adsorption avec application à un cycle à cascade bi étagé.

L'installation à adsorption étudiée est constituée (fig I-9) d'un adsorbeur (1), d'un condenseur (2), d'un évaporateur (3), d'un échangeur de chaleur eau/huile (4), d'un circuit d'huile haute/moyenne température ainsi que d'une chaudière (5) permettant de fournir l'énergie nécessaire à la boucle d'huile haute température. La raison de la présence d'un échangeur tient au fait que cette machine est conçue pour fonctionner avec une température T_m avoisinant les 100 °C afin d'alimenter ultérieurement en chaleur, un cycle de machine frigorifique à absorption.

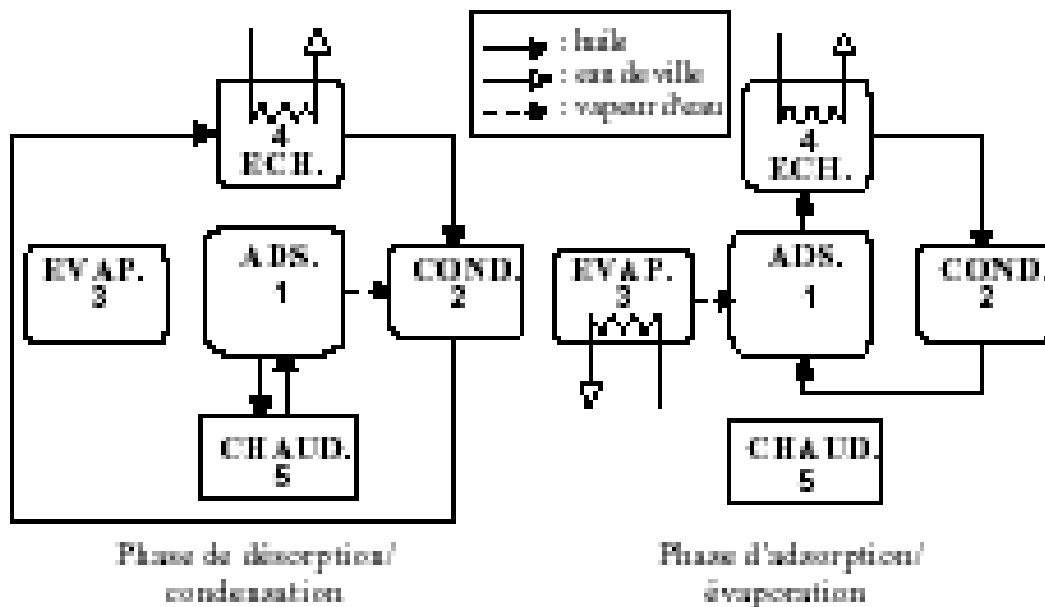


Figure 1 : Représentation schématique du dispositif expérimental étudié.

Durant la phase de désorption/condensation (A-C), la chaudière (5) fournit de l'énergie à l'adsorbeur. Dans le même temps, de l'huile récupère la chaleur de condensation, emprunte un by-pass pour éviter l'adsorbeur et rejette cette chaleur dans l'échangeur (4).

Lors des phases de dépressurisation (C-D) et d'adsorption/évaporation (D-A), la chaudière est alors isolée de l'adsorbeur. La chaleur d'adsorption est évacuée au travers de l'échangeur (4). Ce circuit d'huile en fonctionnement à moyenne température ainsi constitué, traverse donc ces deux organes ainsi que le condenseur, qui ne joue aucun rôle dans cette phase (fig I-9).

Adsorbeur

La figure I-10 montre l'adsorbeur utilisé. L'intérieur est constituée de zéolithe auquel est ajouté du graphite naturel expansé recomprimé. Ceci confère au mélange de meilleures propriétés de transfert de chaleur et une moindre résistance au transfert de masse due à une porosité importante (>80%). Par ailleurs, la configuration de la surface d'échange, répartie au travers d'un réseau de 16 tubes effectuant 4 passes

permet une distribution plus homogène de la chaleur dans le milieu réactif et des épaisseurs de lit adsorbant de quelques millimètres. Enfin, 9 perforations ont été réalisées dans le sens de la longueur de l'adsorbeur et permettant de bonnes conditions de distribution et de diffusion du gaz dans le milieu.

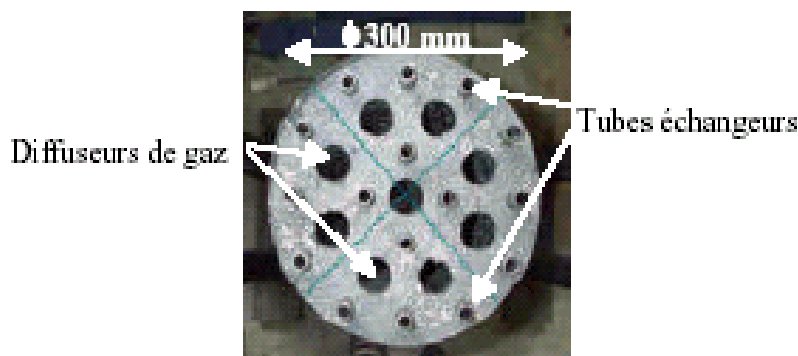


Figure I-10 : Coupe d'un adsorbeur.

Évaporateur

Il s'agit d'un évaporateur à film tombant constitué d'un faisceau de 13 tubes de 25 mm de diamètre et de 1 m de long. Le fluide frigoporteur circule à l'extérieur des tubes tandis que le fluide frigorigène s'évapore à l'intérieur. La surface d'échange offerte à l'évaporation est de 0.94 m².

Condenseur

C'est un échangeur de type tubes/calandre à disposition verticale. Le fluide caloporteur circule à l'intérieur des tubes tandis que le fluide frigorigène se condense à l'extérieur. La surface d'échange est de 1.25 m².

Échangeur

Il s'agit également d'un échangeur de type tubes/calandre à disposition verticale. L'huile du système circule à l'intérieur des tubes tandis que le fluide frigoporteur (eau de ville) circule à l'extérieur. La surface d'échange est de 1.5 m².

Chaudière

Cet organe offre une capacité de chauffage de 10 kW électrique et une température maximale de 300 °C. La circulation de l'huile est assurée par une pompe centrifuge pouvant fournir un débit volumétrique de 117l/min.

Chaîne de mesure

Le montage expérimental est équipé de sondes de pression, de température et de débit, qui sont ensuite reliées à une centrale d'acquisition multivoie et à un ordinateur afin, d'une part, de visualiser l'état de la machine en temps réel et, d'autre part, de sauvegarder les données pour leur traitement ultérieur. Les capteurs de pression pour le condenseur et l'adsorbeur ont une plage de mesure allant de 0 à 2000 mbar, tandis que pour l'évaporateur, cette plage s'étend de 0 à 100 mbar.

L'incertitude de ces derniers est de 1 % de la pleine échelle. Tous les capteurs de température sont des thermocouples de type K, dont les incertitudes sont de 0.5 K. Les deux capteurs de débit (boucle haute et moyenne température) ont une plage comprise entre 0 et 5.4 m³/h avec une incertitude de 0.65 %.

Les cycles à sorption offrent une alternative aux systèmes conventionnels là où une source chaude est disponible. Les performances de ces machines, présent indépendamment, n'offrent pas encore des efficacités énergétiques aussi intéressantes que les systèmes conventionnels. En revanche, une fois combinées, certaines d'entre elles permettent un gain substantiel. C'est le cas des systèmes de type cascade. Cette étude porte sur le développement d'un tel cycle, constitué d'une machine à adsorption eau/zéolithe fournissant de l'énergie à une machine à absorption eau/bromure de lithium.

Un modèle de simulation dynamique d'une machine à adsorption double effet avec récupération de chaleur, conçu à partir d'un modèle simple effet validé, est présenté dans cet article.

Les performances atteintes par le prototype expérimental (simple effet) se sont avérées plus faibles que prévu. En effet, un COP de 0.13 a été obtenu pour des conditions de fonctionnement standards ($T_b=10^\circ\text{C}$, $T_m=40^\circ\text{C}$, $T_h=180^\circ\text{C}$). Une fraction de la zéolithe (environ la moitié) semble avoir été neutralisée lors de la fabrication du matériau consolidé (mélange graphite/zéolithe), ce qui correspond à un rapport

mmet/mz d'environ 5 (masse de métal/masse de zéolithe de l'adsorbeur). Le COP simulé d'une telle machine, avec le rapport mmet/mz de 2.5 prévu à l'origine, s'élève

à 0.28 (0.31 dans le cas d'une installation mieux isolée). En mode double effet, le COP passe à 0.38 (0.48 dans le cas d'une installation mieux isolée) pour les mêmes conditions opératoires. Dans le cas d'un cycle cascade, les niveaux de température sont plus élevés que ceux présentés jusqu'ici. Le COP simulé que l'on obtient dans ces

conditions ($T_b=5^\circ\text{C}$, $T_m=90^\circ\text{C}$, $T_h=290^\circ\text{C}$) est de 0.17 (0.26 avec des pertes thermiques réduites). Ces résultats numériques seront prochainement comparés aux résultats expérimentaux obtenus dans ces conditions. Enfin, le modèle sera testé dans le cas d'une phase de récupération de matière, principe utilisée afin d'augmenter encore l'efficacité globale de l'installation.

Une recherche menée par G. CROSAT [15] pour la production de glace par voie solaire (en 1985-86) a permis à un industriel allemand de construire un pilote entièrement automatisé utilisant le matériau IMPEX mis au point à l'IMP. Ce pilote a fait l'objet d'expérimentations en durée et en certifications. Le premier pilote fonctionne par contre à l'exposition "Plus fort que 10 000 soleils" à Odeillo Font-Romeu.

L'une des applications immédiates du procédé simple effet impliquant la fonction stockage est l'utilisation de l'énergie solaire à un niveau permettant la décomposition d'un solide pour produire du froid à T_b . La phase haute pression correspond au fonctionnement diurne : la décomposition du réactif produit le gaz qui se condense à $T_{\text{cond}} > T_0$ à un niveau supérieur à la température ambiante. La phase basse pression a lieu la nuit : l'évaporation du gaz condensé permet la production de froid et la régénération du réactif : la chaleur exothermique produite par la synthèse du réactif est évacuée à un niveau supérieur à celui de l'ambiance T_0 .

Ce pilote a pour objectifs de démontrer :

- la possibilité de production de glace pendant la phase nocturne;
- que l'utilisation de l'énergie solaire chauffant directement des tubes peints en noir contenant le réactif placés derrière un vitrage est suffisante;
- la rusticité de telles productions de glace entrant dans un cahier des charges de l'OMS (Organisation Mondiale de la Santé), les températures ambiantes diurnes étant de 45°C à l'ombre, et nocturnes à 30°C.

Le choix du système retenu est simple : le couple $\text{LiCl} \cdot 3\text{-}2 \text{NH}_2\text{CH}_3$ (méthylamine, gaz dérivé de l'ammoniac) est sélectionné par ses possibilités de décomposition dès 80°C quand la température de condensation du gaz est de 35°C (un écart de 5°C est

nécessaire pour permettre l'échange de la chaleur de condensation); la synthèse à une température de 35°C permet la production de glace à -5°C .

Les caractéristiques du pilote sont les suivantes :

- le réacteur solide-gaz est situé dans le capteur solaire; il est constitué de 19 tubes en acier de diamètre 50mm;
- la surface de captation est de 1,81m²; l'isolation arrière est de la laine de verre de 100mm d'épaisseur; des volets amovibles en haut et en bas permettent le refroidissement nocturne du réacteur; l'inclinaison du capteur est de 30°, le vitrage est simple et fixe;
- le condenseur a une surface d'échange total de 7,65m²;
- l'évaporateur est un tore en acier -inox de volume 4,9dm³; la surface d'échange avec l'eau est de 0,21m².

A partir de tels résultats, l'industriel licencié du procédé STELF dans ce domaine a réalisé en collaboration avec le laboratoire une machine totalement automatique (gestion par caloducs) permettant la production de glace à partir de capteurs solaires sous vide.

Cette option permet la production de chaleur à un niveau de plus de 120°C et donc l'utilisation de couples solide-gaz plus performants. En effet le couple SrCl_2 8-1NH₃, échangeant 7 moles de gaz par mole de réactif solide, est particulièrement énergétique, et est placé dans le diagramme de Clapeyron pour permettre la production de glace dans des conditions de températures ambiantes diurnes de 45°C et nocturnes de 30°C.

Le pilote industriel construit par ce partenaire utilise l'IMPEX mis au point par l'IMP dans cet objectif, et fourni par le Carbone-Lorraine. Ces blocs ont un diamètre de 12cm et sont simplement placés en contact avec un échangeur diphasique jouant alternativement les rôles de condenseur (amenée de chaleur) et d'évaporateur (extraction de chaleur).

Les performances obtenues dans ces conditions réelles de fonctionnement sont de 4,8kg de glace par m² de capteur et par jour.

Les publications effectuées par des partenaires allemands utilisant les matériaux IMPEX démontrent l'excellent fonctionnement et la durabilité du procédé.

LISTE DE QUELQUES REALISATIONS [16]

- Machines frigorifiques et pompes à chaleur à absorption eau/bromure de lithium
- Machines frigorifiques et pompes à chaleur à éjecteurs (EJECTOPAC)
- Systèmes de mise sous vide par éjecteurs vapeur

ANNEE	APPLICATION	LIEU	EQUIPEMENT	PUISSANCE en kW
2001	REFROIDISSEUR D'EAU PROCESS (UNITE TRIGENERATION)	AUTRICHE	Machine Frigorifique à absorption type SE alimentée par incinération de biomasse (82/67°C)	2 400
2000	CONDITIONNEMENT D'AIR	FINLANDE	Machine Frigorifique à absorption type SE alimentée par réseau de chauffage urbain (90/70°C)	2 x 3 500
2000	DESSALEMENT D'EAU DE MER	OMAN	Système de vide par éjecteur pour installation MSF de 35 000 m ³ /j	-
1999	CONDITIONNEMENT D'AIR	ALLEMAGNE	Machine frigorifique à absorption type SD (très basse température)	800

1999	PRODUCTION D'ENERGIE	ALLEMAGNE	Refroidisseur d'entrée d'air pour turbine à gaz	900
1999	IMPRIMERIE	ALLEMAGNE	Machine frigorifique à absorption type SE (basse température de chauffage, 85°C/70°C, cogénération)	240
1999	CHAUFFAGE	SUISSE	Pompe à chaleur	490
1998	CHAUFFAGE URBAIN	LITUANIE	Pompes à chaleur à absorption pour la récupération de chaleur sur des eaux géothermales	2 x 25 000
1998	MARINE	FRANCE	Système de vide à éjecteurs	-
1998	PRODUCTION DE FROID (CHIMIE)	USA	1 Ejectopac pour la production d'eau froide dans une usine chimique	100
1998	PRODUCTION DE FROID (PETROCHIMIE)	HOLLANDE	Machine frigorifique à absorption type SE pour le refroidissement d'un procédé dans l'industrie chimique (atmosphère ADF)	4 750
1998	CONDITIONNEMENT D'AIR	ALLEMAGNE	Machine frigorifique à absorption type SD (très basse température de chauffage, 95°C/60°C)	800
1998	CONDITIONNEMENT D'AIR	ALLEMAGNE	Machine frigorifique à absorption type SE (basse température de chauffage, 85°C/70°C, cogénération)	2 x 2 000

1997	CHAUFFAGE URBAIN	ALLEMAGNE	1 pompe à chaleur à absorption couplée à une pile à combustible	200
1997	PRODUCTION D'ENERGIE	FRANCE	2 systèmes de vide à éjecteurs	-
1996	CONDITIONNEMENT D'AIR	ALLEMAGNE	Machine frigorifique à absorption type SD (très basse température de chauffage, 95°C/60°C, cogénération)	2 500
1996	CONDITIONNEMENT D'AIR	ALLEMAGNE	Machine frigorifique à absorption type SE (basse température de chauffage, 85°C/70°C, cogénération)	120
1996	INDUSTRIE ALIMENTAIRE	FRANCE	12 Ejectopacs	12 x 700
1995	CHIMIE	INDONESIE	2 Ejectopacs pour la production de froid dans une usine chimique	2 x 600
1995	CONDITIONNEMENT D'AIR	ALLEMAGNE	Machine frigorifique à absorption type SD (très basse temp,rature de chauffage, 95°C/60°C)	400
1994	CONDITIONNEMENT D'AIR	FRANCE	Machine frigorifique à absorption type DE	400
1994	DESSALEMENT D'EAU DE MER	EMIRATS UNIS	5 systèmes de vide à éjecteurs	-
1994	PRODUCTION D'ENERGIE	FRANCE	4 systèmes de vide à éjecteurs	-
1994	BRASSERIE	POLOGNE	Ejectopac	2 200

1993	CENTRE DE RECHERCHE	FRANCE	Machine frigorifique à absorption type SE	350
1993	CHAUFFAGE URBAIN	ALLEMAGNE	Pompe à chaleur à absorption sur puits géothermal	7 000
1993	BRASSERIE	POLOGNE	Ejectopac	4 500
1993	BRASSERIE	ALLEMAGNE	Ejectopac	3 200
1991	CHAUFFAGE	ALLEMAGNE	Pompe à chaleur à absorption	500
1990	CENTRE DE RECHERCHE	ESPAGNE	Pompe à chaleur à absorption	200
1990	BRASSERIE	SUEDE	Ejectopac	2 100
1989	MARINE	FRANCE	Système de vide à éjecteurs	-
1988	IMPRIMERIE	FRANCE	Ejectopac	5 000
1988	AGRO-ALIMENTAIRE	FRANCE	12 Ejectopacs	12 x 700
1988	TEINTURERIE	FRANCE	Ejectopac	600
1988	CHIMIE	INDE	Machine frigorifique à éjecteurs	4 000
1984	LAITERIE	FRANCE	Ejectopac	500
1984	CHAUFFAGE URBAIN	FRANCE	Ejectopac	15 000
1984	TEINTURERIE	FRANCE	Ejectopac	150
1981	TEINTURERIE	FRANCE	Ejectopac	600

I-5- CONCLUSION :

D'après cette analyse il apparaît que les systèmes de production de froid par absorption sont d'un intérêt certain, ils présentent des avantages d'utilisation adéquate convenant aux ressources naturelles participant à la protection de l'environnement.

Ces travaux ont permis de nous guider sur le choix de la source d'énergie (énergie solaire) et du générateur « organe moteur » de l'installation. Celui-ci doit être effectué en prenant en considération le rendement, la facilité de réalisation, le choix des matériaux, l'encombrement et le coût.

En particulier le générateur qui est souvent conçu ou intégré en une seule pièce avec le capteur solaire présente des avantages de gains énergétiques liés au cheminement du fluide caloporteur. Dans ces conditions la conversion énergétique se fait sur place, l'énergie solaire est directement transformée en énergie thermique permettant de chauffer le mélange (fluide frigorigène – absorbant) pour amorcer le cycle de réfrigération.

CHAPITRE – II
PRODUCTION DE FROID
PAR ABSORPTION

II-1- INTRODUCTION

La croissance démographique dans les pays du tiers monde fait que la conservation et le stockage des produits alimentaires et des médicaments devient un problème essentiel. Une grande partie des denrées périssables est rejetée chaque année par insuffisance de structures de stockage. Pour ces pays, en général mal équipés, l'intégration de la production de froid et de l'utilisation de l'énergie solaire pourrait apporter une solution à ce problème.

Les conditions de production de froid solaire sont favorables dans la mesure où la demande en froid croît avec l'offre en énergie de ce type.

Les installations de production de froid à énergie solaire, font intervenir le cycle à absorption, qui est basé sur l'affinité d'un fluide par rapport à un autre ou par rapport à un solide dit absorbant. De tels cycles comprennent une évaporation, une absorption, la génération d'un gaz puis sa condensation.

II-2- SYSTEME FRIGORIFIQUE A ABSORPTION LIQUIDE

II-2-1- PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT

Dans une machine frigorifique à absorption liquide, la vapeur du fluide frigorigène qui s'est formée dans l'évaporateur n'est pas comprimée mécaniquement comme dans un cycle à compression, mais emmagasinée, « absorbée » à basse pression par un solvant. La solution enrichie en fluide frigorigène dans l'absorbeur est ensuite portée à la pression de condensation qui est plus élevée et dirigée vers le générateur de vapeur, par l'intermédiaire d'une pompe de faible puissance. Grâce à un apport calorifique fourni au générateur par l'intermédiaire d'une source d'énergie, le fluide frigorigène sera dégazé (ou désorbé). Dans le bas du générateur, il reste donc une solution qui est pauvre (en fluide frigorigène). Elle va rejoindre l'absorbeur à travers un réducteur de pression. La solution pauvre est pulvérisée en gouttelettes dans l'absorbeur de telle façon qu'elle présente la plus grande surface d'absorption possible au fluide frigorigène (en provenance de l'évaporateur) et la chaleur libérée au cours de ce processus est

évacuée par un échangeur de refroidissement à eau ou à air qui circule dans un réseau de tubes sur lesquels ruisselle la solution pauvre [1].

La vapeur de fluide frigorigène obtenue dans le générateur, passe à l'état liquide, à la pression de condensation P_c , dans le condenseur en libérant une certaine quantité de chaleur évacuée par un circuit d'eau ou d'air de refroidissement. Après le passage dans un détendeur thermostatique, le fluide frigorigène arrive dans l'évaporateur à la pression et à la température d'évaporation (P_o , T_o). La vapeur du fluide frigorigène qui se forme dans l'évaporateur se dirige vers l'absorbeur où elle va enrichir la solution pauvre provenant du générateur et ainsi le cycle recommence.

Pour améliorer le rendement et l'efficacité du système, les deux circuits : solutions riche et pauvre sont dirigées sur un échangeur de chaleur, à contre courant, ce qui permet de chauffer la solution riche froide par celle qui est pauvre et chaude afin de refroidir simultanément cette dernière. L'échange de chaleur se fait par transfert intégral du fluide chaud vers le fluide froid (fig II-1).

Dans un tel cas, le système de compression mécanique se trouve donc remplacé par l'ensemble : absorbeur - générateur.

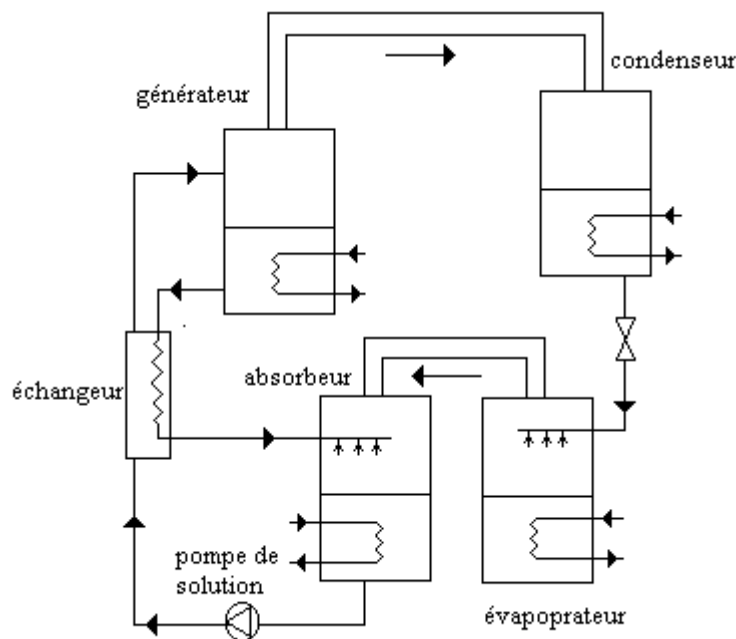


Fig . II-1 : Machine frigorifique à absorption liquide

II-2-2- BILAN ÉNERGÉTIQUE

L'évaluation du bilan thermique s'effectue très facilement à partir de l'installation frigorifique schématisée sur la figure suivante

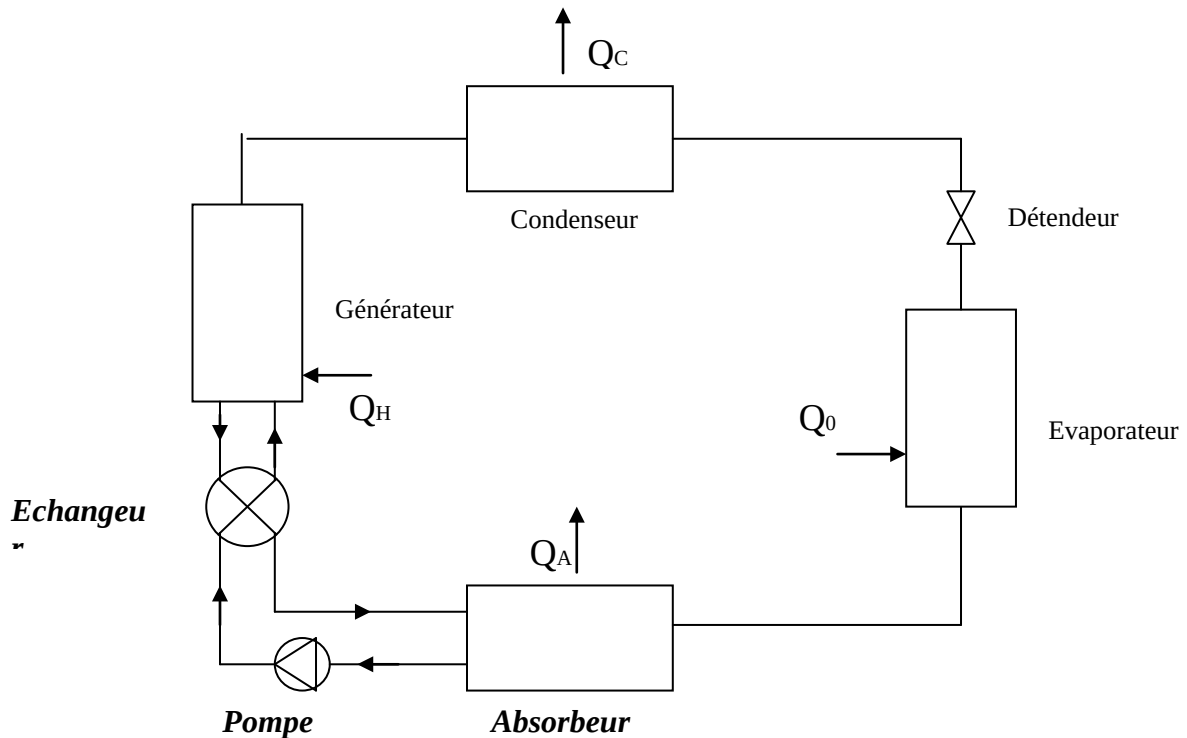


Fig II-2 : Schéma fonctionnel de l'installation frigorifique à absorption

Les quantités de chaleurs mises en jeu au niveau de chaque organe permettant d'établir la relation suivante:

$$Q_0 + Q_H + P = Q_C + Q_A + Q_V \quad (\text{II-1})$$

Les grandeurs :

Q_0 : quantité de chaleur à l'évaporateur

Q_H : quantité de chaleur au générateur

P : puissance d'entraînement de la pompe

Q_C : quantité de chaleur libérée au condenseur

Q_A : quantité de chaleur libérée à l'absorbeur

Q_V : pertes calorifiques diverses

La puissance d'entraînement de la pompe avoisinant les 2 kW, dans notre cas, est si faible comparativement à Q_H 100 kW que l'on puisse la négliger dans nos

considérations thermodynamiques. En général les pertes de chaleur Q_v également faible par rapport aux puissances calorifiques du générateur, supérieures à 500 kW, on peut donc les négliger [1].

Le bilan énergétique se réduit donc à l'expression suivante :

$$Q_0 + Q_H = Q_C + Q_A \quad (\text{II-2})$$

relation que l'on utilisera ultérieurement.

II-2-3- RENTABILITÉ – COEFFICIENT DE PERFORMANCE

Par définition le rapport de la puissance frigorifique utile à la puissance calorifique dépensée d'une machine à absorption est [1]:

$$\zeta_F = \frac{Q_0}{Q_H}$$

Valable pour la machine frigorifique.

Pour une pompe à chaleur $\zeta_{CH} = \frac{Q_C + Q_A}{Q_H} = \zeta_F + 1$, car ici la puissance utile est la chaleur dégagée par les sources chaudes, le condenseur et l'absorbeur.

En utilisant simultanément la quantité de chaleur récupérée et la puissance frigorifique, on montre qu'on obtient des valeurs plus élevées. [1]

Le cycle de référence idéal de Carnot se compose de deux parties (fig II –3). Dans la partie chauffage, l'énergie produite au générateur $(T_H - T_A)\Delta S_2$, a la même valeur que celle nécessaire pour le cycle de refroidissement, à savoir $(T_C - T_0)\Delta S_1$. On obtient ainsi le coefficient de performance idéal du cycle de Carnot.

Dans ces conditions on évalue

Pour la machine frigorifique [1] :

$$\zeta_{FC} = \frac{T_0}{T_C - T_0} \times \frac{T_H - T_A}{T_H}$$

Et pour la pompe à chaleur, on a :

$$\zeta_{CH,C} = \frac{T_C \cdot T_H - T_A \cdot T_0}{(T_C - T_0) \cdot T_H}$$

La source de refroidissement du condenseur et de l'absorbeur étant presque toujours à la même température. Lorsque ces deux appareils sont montés en parallèle, T_A est considérée pratiquement égale à T_C .

Le coefficient de performance du cycle de Carnot devient :

$$\zeta_{FC} = \frac{T_0}{T_C - T_0} \times \frac{T_H - T_C}{T_H} \quad \text{pour une machine frigorifique.}$$

$$\zeta_{CH,C} = \frac{T_C}{T_C - T_0} \times \frac{T_H - T_0}{T_H} \quad \text{pour une pompe à chaleur .}$$

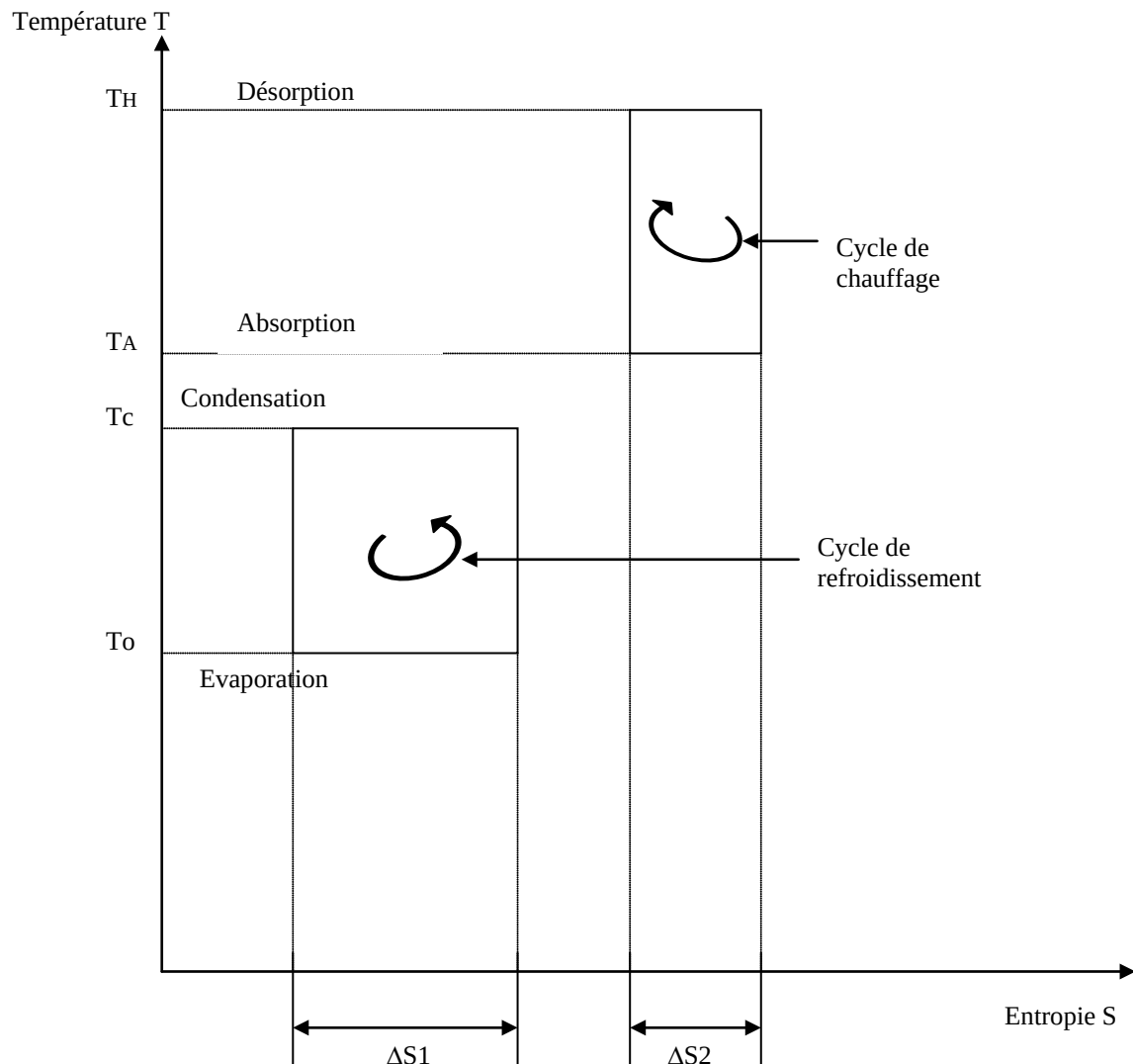


Fig . II-3 : Cycle double de Carnot d'une machine frigorifique à absorption dans le diagramme thermique

Le rendement de qualité du cycle de Carnot est défini par les expressions suivantes:

$$\eta_{CF} = \frac{\zeta_F}{\zeta_{FC}} \quad \text{et} \quad \eta_{C,CH} = \frac{\zeta_{CH}}{\zeta_{CH,C}}$$

Suivant le type de solution binaire employée et la qualité technique du matériel utilisé, les grosses installations frigorifiques à absorption atteignent des rendements de qualité du cycle de Carnot compris entre 0,5 et 0,8 [1].

II-2-4- CYCLE DE LA MACHINE A ABSORPTION LIQUIDE

Dans le cycle d'une machine à absorption liquide, il y a circulation non seulement d'un fluide frigorigène, mais également d'un solvant, ces deux composants forment donc une solution binaire. La concentration φ du fluide frigorigène dissous dans le mélange, constitue une caractéristique essentielle de tout état de fonctionnement. Cela justifie le choix fait, pour représenter le cycle, du diagramme $(\lg p, 1/T)$ du mélange binaire considéré, car c'est un diagramme dans lequel, les courbes d'égale concentration φ sont des droites [1].

La figure (II-4) représente schématiquement l'évolution d'un cycle simple autrement dit sans échangeur de chaleur, dans un tel diagramme.

La solution riche en fluide frigorigène, de concentration ξ_R , pénètre dans le générateur au point 1. Cette solution est réchauffée, par l'apport de chaleur jusqu'au point 2 correspondant à la température du cycle t_H , le fluide frigorigène étant alors désorbé et la concentration de la solution retombant à ξ_p , c'est à dire pauvre en fluide frigorigène $\xi_p < \xi_R$. Grâce à un processus de rectification adéquat (généralement une colonne rectificatrice à plateaux servant à retenir l'eau et laisser passer la vapeur du fluide frigorigène), le fluide frigorigène désorbé présente alors une concentration pratiquement égale à l'unité ($\varphi = 1$) au moment où il entre dans le condenseur (point 5) à la température t_c avec la courbe correspondant à $\varphi = 1$ qui détermine la pression p_c du côté chaud du cycle. A partir de cette pression, le fluide frigorigène est détendu dans un réducteur de pression jusqu'à la pression p_0

déterminée en fonction de la température du cycle souhaitée, t_0 , du côté froid (point 6).

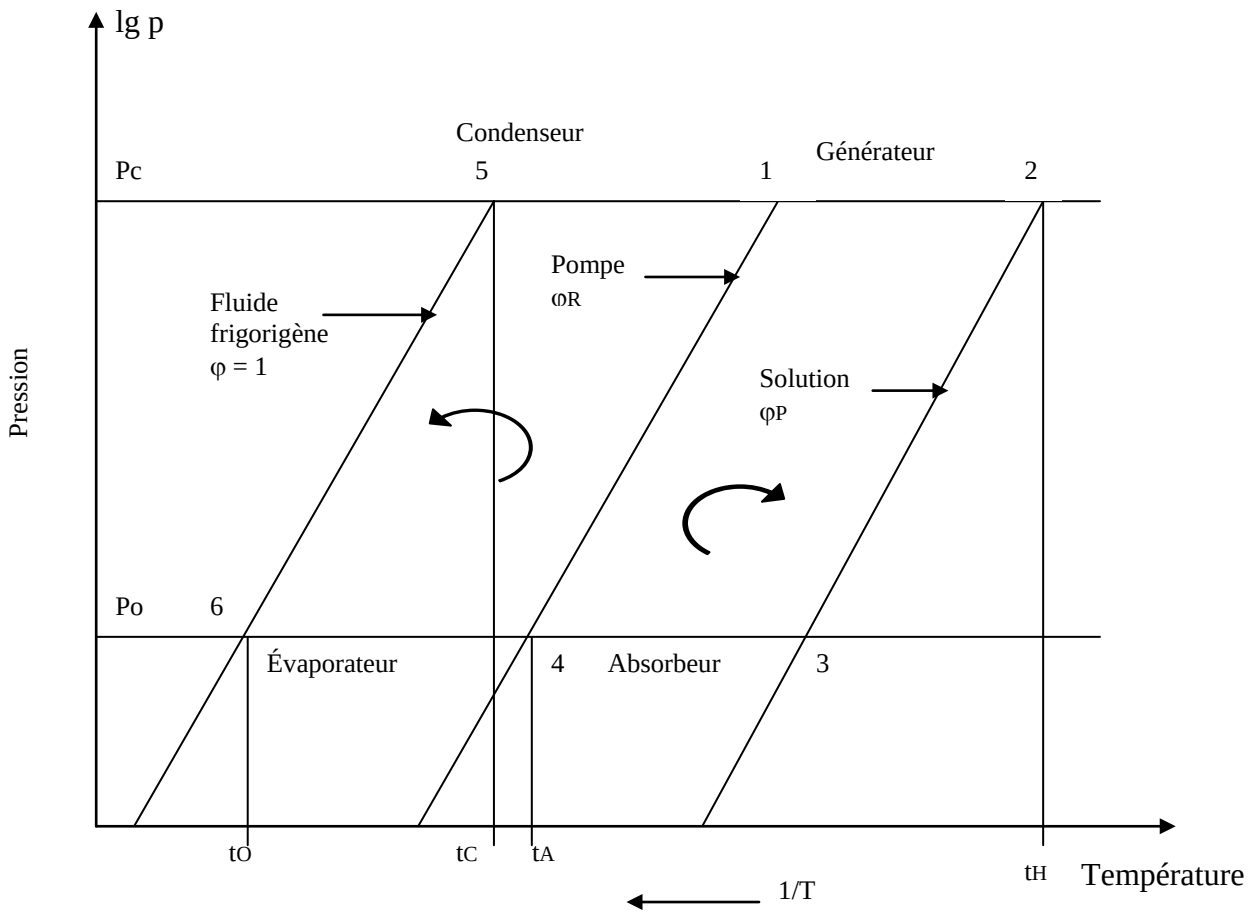


Fig . II-4 : Cycle frigorifique à absorption monoétagé dans le diagramme $\lg p$, $1/T$.

La solution pauvre se détend à la pression p_0 et pénètre dans l'absorbeur au point 3, elle subit un refroidissement à la température t_A (point 4), la pression remonte à p_c (point 1) grâce au travail de la pompe de circulation.

L'écart $\xi_R - \xi_P$, également dénommé plage de désorption, est déterminé par la température du générateur t_H disponible ou admissible ainsi que par la température finale d'absorption t_A que l'on peut atteindre en fonction du milieu de

refroidissement utilisé. Plus la plage de désorption est étroite, plus la quantité de solution à mettre en circulation (par kg de fluide frigorigène pur) est élevée.

II-3- SYSTEME FRIGORIFIQUE A ABSORPTION SOLIDE

II-3-1- Principe de fonctionnement d'un système à absorption solide

L'habilité d'un liquide ou d'un solide pour l'absorption et la génération d'un gaz en fonction de sa température constitue la base de la réfrigération par absorption. Elle est dite à absorption solide lorsque la solution (le mélange) des deux corps présents dans le circuit (absorbant et réfrigérant) est solide et que le réfrigérant forme avec l'absorbant un ou plusieurs composés chimiques. Ceci se passe dans certaines conditions de température et de pression, où la réaction du solide avec le gaz aboutit à la formation d'un autre composé solide, et est accompagnée d'un dégagement de chaleur. Dans d'autres conditions de température et de pression, la réaction du solide avec le gaz aboutit à la formation du produit solide d'origine [11].

Un système à absorption solide comporte un générateur-absorbeur, dit réacteur, un condenseur et un évaporateur dans sa conception la plus générale. Un réservoir est prévu entre le condenseur et l'évaporateur, pour améliorer le refroidissement du fluide frigorigène sortant du condenseur, l'installation peut être munie en plus, de vannes de contrôle et de sécurité.

Le fonctionnement est pratiquement le même que celui de la machine à absorption liquide avec l'avantage de l'élimination de la colonne rectificatrice.

Dans le cas d'un système à absorption de l'ammoniac NH_3 par un solide, durant le jour, il y a génération de vapeurs d'ammoniac grâce à de l'énergie solaire, ces vapeurs seront liquéfiées par condensation puis stockées dans le réservoir.

Durant la nuit, en l'absence d'apport d'énergie solaire, le réacteur se refroidit, la pression intérieure baisse, ce qui favorise l'évaporation de l'ammoniac et la formation de glace dans le bac à eau se trouvant dans la chambre froide. Cette glace restera durant la journée qui suit pour maintenir la température.

En se référant à la figure (II-5) qui représente un exemple de machine à absorption solide à énergie solaire, on enregistre de nombreuses réactions chimiques se produisant pendant le fonctionnement du système:

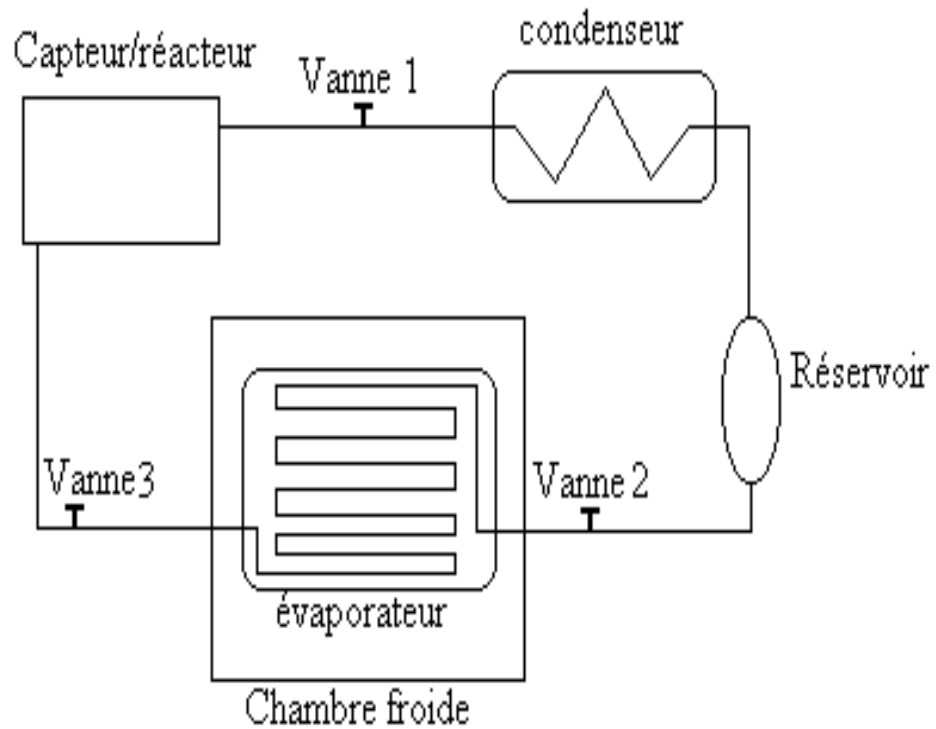
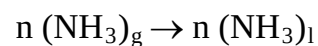
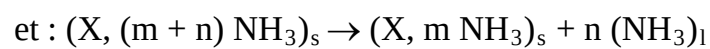
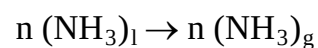
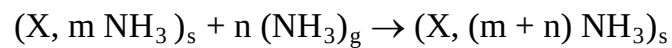


Fig . II-5: Machine frigorifique à absorption solide

L'étude expérimentale détaillée effectuée par Bansal et Al en 1987 a mis en évidence l'importance de ces réactions ainsi que les quantités massique mises en jeux :

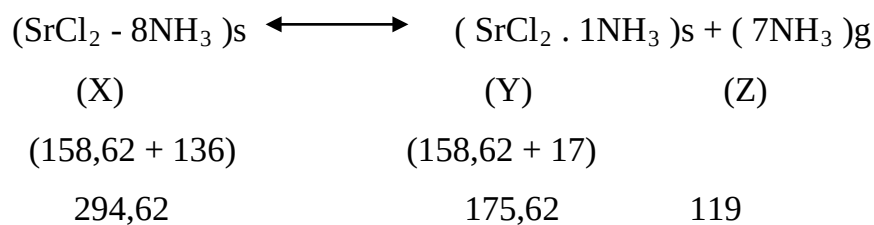


Les indices s, l, g représentent respectivement le solide, le liquide, et le gaz, X, étant un solide absorbant, m et n sont les coefficients stœchiométriques de l'ammoniac.

Dans notre cas le couple solide/gaz choisi est le chlorure de strontium / ammoniac ($\text{SrCl}_2/\text{NH}_3$). Le comportement chimique de ce couple lors de la mise en œuvre de ce procédé est le suivant :

1 mole de SrCl_2 peut absorber 8 moles d' NH_3 , mais génère seulement 7 moles d' NH_3 , il reste donc toujours 1 mole de NH_3 absorbée dans le SrCl_2 .

La réaction de la phase de désorption du NH_3 est donnée comme suit [9] :



Le mélange du SrCl_2 et de NH_3 est dit “ammoniacate”. Les fractions des différentes masses par rapport au SrCl_2 sont ainsi évaluées:

$$m_x = 294,62 / 158,62 = 1,857$$

$$m_y = 175,62 / 158,62 = 1,107$$

$$m_z = 119 / 158,62 = 0,75$$

Quand à la fraction de l'ammoniac / SrCl_2 dans le réacteur à la saturation on trouve :

$$m_s = 136 / 158,62 = 0,857$$

T (°C): condenseur / évaporateur	p(bars)	T (°C): générateur / absorbeur
40	15	100
-10	3	62

Exemple: A une température du condenseur de 40°C correspond une pression de 15 bars dans l'installation pour amorcer la condensation de l'ammoniac. A cette pression, la température d'équilibre de l'ammoniac est de 100°C, il faut donc que la température du réacteur soit supérieure à 100°C pour générer les premières particules de vapeur d'ammoniac. Si la température d'évaporation est de -10°C, la pression doit être égale à 3 bars. Ainsi pour l'absorption de l'ammoniac, le sel (SrCl_2) dans le réacteur doit être à une température d'équilibre de 62°C [9].

II-4- FLUIDES FRIGORIGÈNES

Un fluide frigorigène est un fluide très volatil à sa mise en circulation dans une installation frigorifique, il favorise le transfert de chaleur grâce aux changements d'état qu'il va subir aux différents points du circuit [1]:

Caractéristiques

- 1- Stabilité chimique absolue à toute les températures du cycle, même aux températures limites et envers tous les matériaux avec lesquels il entre en contact au cours du cycle.
- 2- Ininflammable, non explosif et non toxique.

3- Courbe de tension de vapeur satisfaisante :

Il faudrait que :

a / à la température de vaporisation, la pression doit être suffisamment élevée, pour éviter l'introduction d'air en cas d'inétanchéité du circuit .

b / à la température de condensation , la pression doit être aussi faible que possible de façon à ce que l'épaisseur des parois soit réduite et permettre ainsi, que le condenseur, la robinetterie et les tuyauteries soient de construction légère.

4- *Production frigorifique volumétrique q_{0vt} élevée* de façon à ce que le débit – volume du fluide frigorigène en circulation soit aussi faible que possible, ainsi que les différents composants dans lesquels il circulera.

L'un des points les plus importants auquel il faut faire attention (signalé par tous les auteurs[1] , [2] , [22]) est celui concernant les caractéristiques physiques et chimiques de pureté. La teneur en eau doit être nulle au niveau du condenseur car la présence d'eau pourrait obturer l'organe de détente par formation de glace. Elle pourrait aussi altérer la stabilité chimique du fluide frigorigène, celui-ci ne sera pas tout à fait pur et aura les propriétés de mélanges de concentrations massique inférieures à 1.

A cause de ses propriétés thermodynamiques très intéressantes, l'ammoniac NH_3 constitue l'un des fluides frigorigènes les plus importants. Son utilisation dans les installations de climatisation et de conditionnement d'air est cependant soumise à certaines restrictions à cause de son odeur et sa toxicité, c'est pourquoi il a été remplacé par d'autres frigorigènes dérivés chlorofluorés d'hydrocarbures saturés appelés *fluides frigorigènes halogénés*. Il s'agit de fluides incolores, non toxiques, sans odeur, désignés par la lettre R (pour réfrigérant) suivie de plusieurs chiffres résultant d'un système numéral particulier mis au point par la compagnie Du Pont de Nemours. Ce système de numérotation est le suivant :

- Chiffre des unités = nombre d'atomes de fluor
- Chiffre des dizaines – 1 = nombre d'atomes d'hydrogène
- Chiffre des centaines + 1 = nombre d'atomes de carbone
- Nombre de valence de carbone qui reste à saturer = nombre d'atomes de chlore.

Quand les fluides considérés sont dérivés de carbures cycliques saturés, le groupe de chiffre qui sert à indiquer leur composition chimique est précédé de la lettre C. pour les fluides dans lesquels on a remplacé les atomes de chlore par des atomes de brome, on fait suivre leur dénomination de la lettre B suivie du nombre d'atomes de brome.

Depuis quelques années, à cause du trou dans la couche d'Ozone, et dans le cadre de la préservation de l'environnement, l'utilisation des réfrigérants chlorofluorocarbure (CFC) est proscrite. De nouveaux fluides frigorigènes ont apparu en remplacement de ces derniers et sont maintenant utilisés dans les installations frigorifiques et de climatisation, citons comme exemple le R22, le R134a et le R407C...

Nous récapitulons dans ce qui suit un rapide historique sur les fluides frigorigènes [17]. Des tables de pression température sont présentées en Annexe I :

Année	désignation du réfrigérant
1834	Mise au point de la première machine à réfrigération fonctionnelle – l'ÉTHER étant utilisé comme réfrigérant. Inventée par Jacob Perkins à Londres.
1876	Raoul Pictet construit le premier compresseur au dioxyde de soufre.
1880	Le chlorure de méthyle est utilisé avec succès dans un système de réfrigération mécanique.
1931	Lancement du R-12 comme réfrigérant commercial.
1932	Lancement du R-11 comme réfrigérant commercial.

1936	Lancement du R-22 comme réfrigérant commercial.
1949	DuPont achète la participation de General Motor dans Kenetic Chemicals Inc.
1961	Lancement du R-502 comme réfrigérant commercial.
1987	Adoption du Protocole de Montréal.
1990	DuPont présente son programme de récupération des réfrigérants.
1990	Lancement du HFC-134a comme réfrigérant commercial.
1991	Lancement de la famille de réfrigérants de remplacement SUVA ^{md} .
1991	Lancement du HCFC-123 comme réfrigérant commercial.
1991	Utilisation du réfrigérant SUVA ^{md} 123 pour remplacer le CFC-11.
1991	Introduction du petit contenant réutilisable sur le marché canadien.
1992	Lancement de SUVA ^{md} MP39 ET MP66 comme réfrigérants commerciaux.
1992	Utilisation des réfrigérants SUVA ^{md} MP39 ET MP66 pour remplacer le CFC-12 et le CFC-500.

1992	Lancement de SUVA ^{md} HP80 et HP81 comme réfrigérants commerciaux.
1992	Utilisation des réfrigérants SUVA ^{md} HP80 et HP81 pour remplacer le R-502.
1993	Utilisation du HFC SUVA ^{md} HP62 comme réfrigérant dans la plage -40 °F à +40 °F.
1994	Extension de la gamme de réfrigérants SUVA ^{md} à TOUTES les applications.
1994	Remplacement du HCFC-22 par SUVA ^{md} 407C dans les systèmes à expansion directe.
1996	Addition des réfrigérants SUVA ^{md} 507, 410A, 408A et 409A à la gamme des produits DuPont.
1996	Le PNUE établit l'échéance pour l'élimination des HCFC.

Au delà de cette date les données ne sont pas disponibles à notre connaissance.

CHAPITRE –III
CAPTEUR SOLAIRE

III-1- INTRODUCTION

Le but de notre travail consiste à identifier un capteur solaire compatible avec les conditions climatiques, la nature et propriété des matériaux , a la fois simple et efficace , et les exigences de fonctionnement à optimiser par rapport aux contraintes imposées par la températures, surfaces d'échange, etc. ...

III-2- DESCRIPTION DU CAPTEUR SOLAIRE

Le capteur plan est un échangeur de chaleur qui fonctionne entre une source radiante et un fluide. Il est destiné à transformer l'énergie apportée par le rayonnement solaire en une énergie calorifique, conçu selon un assemblage d'éléments de type "tube et ailettes" avec absorbeur généralement en aluminium peint en noir mat.

Il est constitué d'un boîtier réalisé en tôle d'acier inoxydable ouvert sur le coté exposé aux rayons du soleil, la plaque absorbante placée à l'intérieur du boîtier est fabriquée en aluminium ou en cuivre (coefficient de conductivité thermique élevé) recouverte sur la face supérieure d'une matière sélective pour augmenter l'absorptivité. Au dessous de celle-ci, des tubes parallèles sont placés là où le fluide caloporteur est en circulation. Pour réduire les pertes thermiques dans le capteur, le fond et les parois latérales sont protégés par un isolant de faible conductivité thermique pour avoir le minimum de perte de chaleur vers l'extérieur, le boîtier est fermé au dessus par une ou plusieurs plaques transparentes généralement en verre pour augmenter l'effet de serre [18].

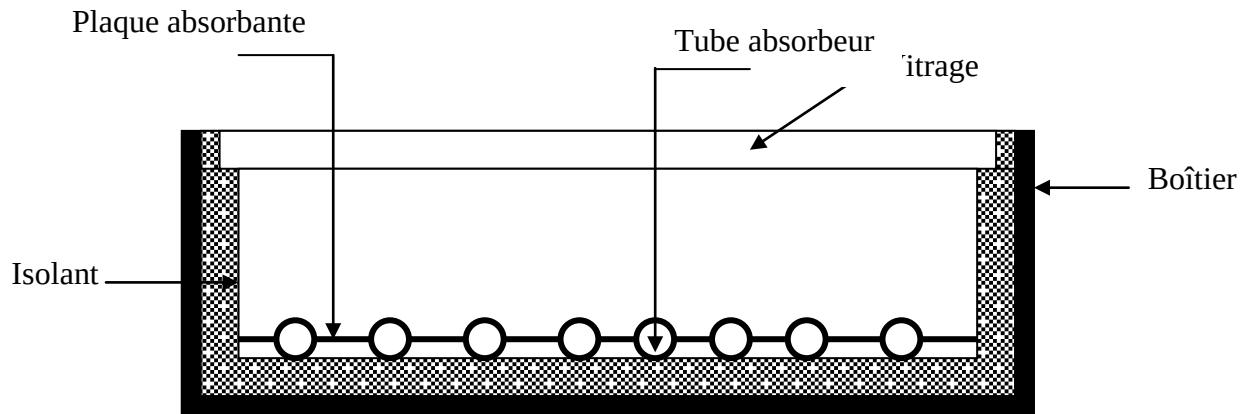


Fig-III-1: coupe transversale d'un capteur plan

III-2-1 Effet de serre

Soit une surface exposée à un rayonnement d'éclairement énergétique G_n , face à laquelle on place une vitre d'épaisseur e [19]:

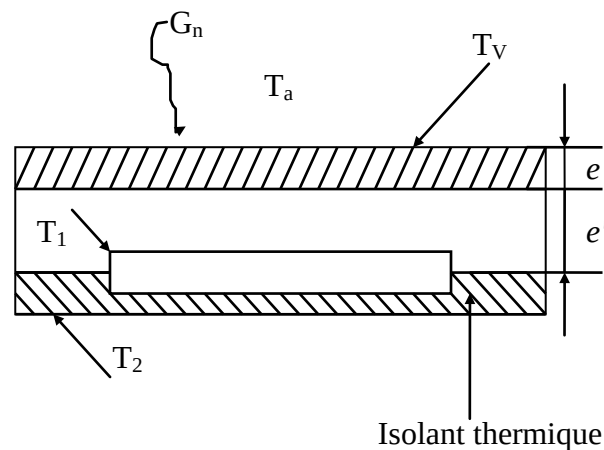


Fig III-2

Le facteur de transmission monochromatique τ_λ de la vitre dépend de la température du corps émettant le rayonnement (température du soleil) et dans une très faible mesure de la température du récepteur. L'allure de la courbe $\tau_\lambda = \tau(\lambda)$ est représentée par cette figure [19]

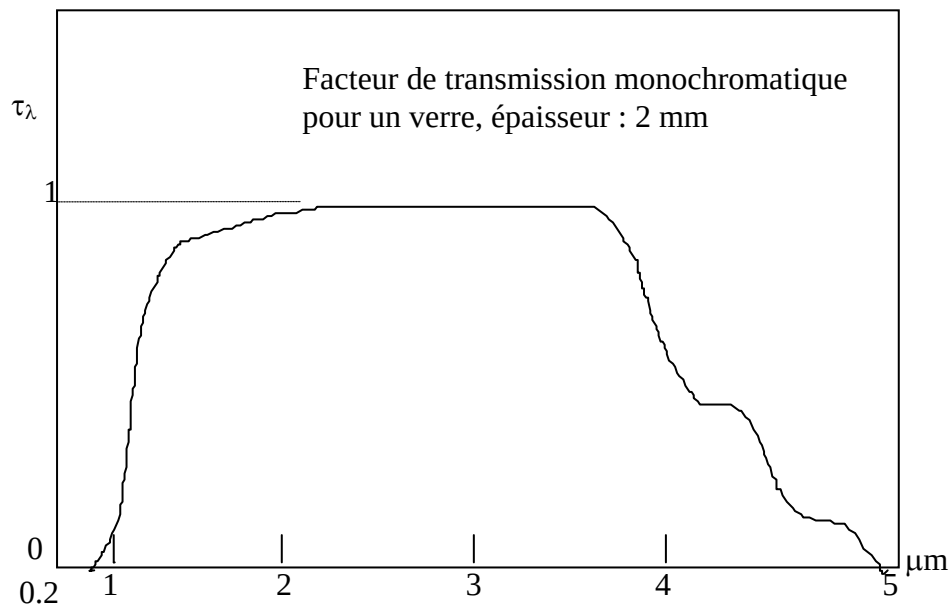


Fig III-3 Coefficient de transmission du verre

On voit que la plus grande partie de l'énergie incidente est transmise (traverse le verre).

Le spectre de re-émission de l'absorbeur se trouve décalé vers les fortes longueurs d'ondes ($\lambda > 8\mu\text{m}$), pour lesquelles le facteur de transmission de la vitre est faible. La majeure partie de l'énergie incidente est donc conservée dans le capteur, ce phénomène constituant l'effet de serre.

Cet effet de serre est créé par la face avant, qui est transparente au rayonnement visible et du proche infrarouge de l'énergie solaire directe ou diffuse. Cette face est opaque au rayonnement infrarouge lointain émis par l'absorbeur, qui s'est échauffé par le rayonnement solaire incident. Comme les autres faces du capteur sont soigneusement calorifugées, l'énergie incidente se trouve ainsi "piégée" et la température à l'intérieur du capteur s'élève jusqu'à ce qu'un équilibre s'établisse entre l'énergie solaire incidente, les pertes thermiques et le soutirage de chaleur utile que l'on effectue par le biais d'un fluide caloporteur. La transmission de cette énergie utile doit s'effectuer en

évitant les pertes des différentes parties périphériques vers l'extérieur (conduction – convection – rayonnement).

III-1-2 Surfaces sélectives

La surface de réception idéale, du rayonnement solaire, devrait absorber toute l'énergie correspondant au spectre solaire, c'est à dire pour $\lambda < 3\mu\text{m}$, et émettre faiblement dans l'infra - rouge lointain ($\lambda > 8\mu\text{m}$) ce qui correspond au rayonnement émis par l'absorbeur dont la température se situe entre 50 et 100°C, pour les capteurs plans par exemple [20].

Il est évident que le recherche de telles surfaces représente un grand intérêt, surtout dans le cas des surfaces de réception à haute température (cas du concentrateur parabolique) car la loi de re-émission de l'énergie est proportionnelle à T^4 .

Dans des conditions normales de fonctionnement, la surface idéale devra donc posséder les valeurs suivantes, portées sur cette figure pour des facteurs monochromatiques d'absorption α_λ , d'émission ε_λ , de réflexion ρ_λ , et de transmission τ_λ , λ_c est la longueur d'onde critique.

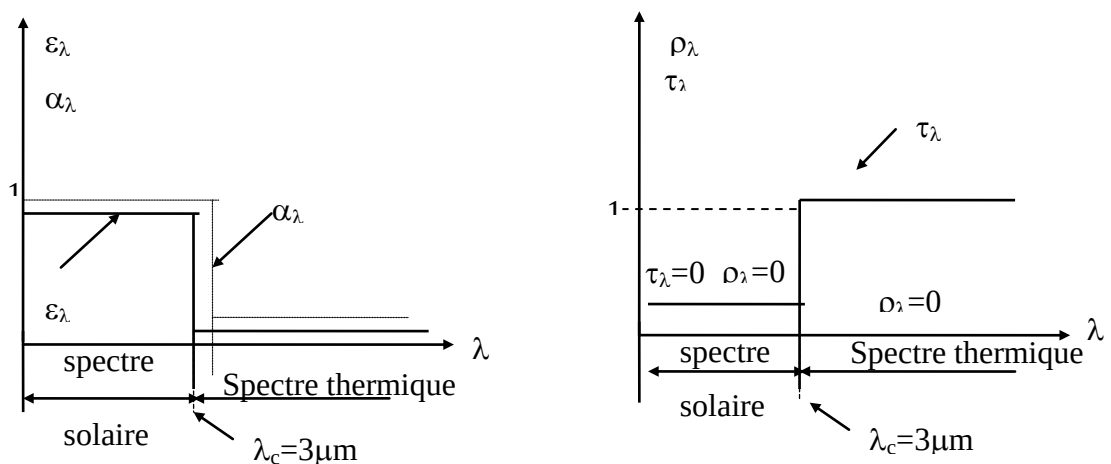


Fig III-4 Diagrammes des facteurs monochromatiques d'absorption, d'émission et de transmission en fonction de λ pour un absorbeur idéal

Ces diagrammes montrent que pour $\lambda < 3\mu\text{m}$, c'est à dire dans le spectre solaire l'absorbeur idéal absorbe et émet la totalité du rayonnement solaire : $\alpha = 0$ et $\varepsilon = 0$, en revanche il ne réfléchit pas et ne transmet pas: $\rho = 0$ et $\tau = 0$. Le rayonnement qu'il émet est piégé dans le capteur solaire par effet de serre comme il a été expliqué plus haut.

Dans le spectre thermique pour $\lambda > 3\mu\text{m}$, l'absorbeur idéal n'absorbe aucune chaleur : $\alpha = 0$, ne l'émet pas $\varepsilon = 0$, ne la réfléchit pas $\rho = 0$ et transmet sa totalité $\tau = 1$

L'absorbeur doit être donc conçu pour absorber le maximum d'énergie pour la restituer ensuite au fluide caloporteur. Les matériaux généralement utilisés pour réaliser les surfaces des absorbeurs sont les métaux tel que l'acier, l'aluminium, le cuivre.

De nombreux travaux concernant de telles surfaces sont en cours de développement . Ils sont basées sur le traitement de surfaces des métaux, généralement par dépôt de multicouches, judicieusement choisies qui font appel aux propriétés de la physique du solide.

III-1-3 Isolation thermique de l'ensemble:

L'absorbeur doit transmettre l'énergie qu'il capte au fluide caloporteur en évitant les pertes (conductibilité-, convection, rayonnement) des différentes parties périphériques vers l'extérieur. Les solutions adoptées à cet effet sont les suivantes:

III-1-4 Partie avant l'absorbeur

La lame d'air d'épaisseur e' située entre la vitre et l'absorbeur a une grande importance, elle se comporte comme un isolant vis-à-vis de la transmission par conductibilité: le verre et l'absorbeur ne transmettent pas de chaleur par conduction entre eux, mais si e' est trop grand, une partie de la chaleur lui est transférée par convection, ce qui entraîne des pertes non négligeables par convection.

Pour les températures usuelles de fonctionnement du capteur plan, on prend $e' = 2.5 \text{ cm}$. [20]

En plaçant deux vitres, on réduit évidemment les pertes dues à la réémission

(double effet de serre) et on limite aussi les pertes par conduction-convection

III-1-5 Partie arrière et latérale

On place un isolant (laine de verre, polystyrène, polyuréthane) caractérisé par un faible coefficient de conduction thermique afin de limiter les pertes de chaleur par conduction-convection à la périphérie du capteur (faces postérieures, faces latérales et plaques absorbantes).

III-2- CARACTERISTIQUES TECHNIQUES DES CAPTEURS

Les capteurs solaires ont presque tous, le même principe de fonctionnement, mais leurs différences résident dans le choix des éléments qui les constituent.

III-2-1 Absorbeur

Il transforme le rayonnement reçu en chaleur et transmet celle-ci au fluide caloporteur. L'absorbeur est l'élément principal dans le fonctionnement d'un capteur plan.

Le choix d'un absorbeur dépend de l'analyse de son facteur d'absorption α , qui devrait être proche de l'unité.

En général, ils sont fabriqués à l'aide de plaques planes ou de tubes en plastique, en cuivre, en acier ou en aluminium. On utilise aussi des surfaces avec du zinc sur l'aluminium, et d'autres, traitées chimiquement. L'absorbeur en général, est disposé de 25 mm à 30mm de l'isolant.

a)- *Le cuivre* : Il est le meilleur absorbeur, il résiste à la corrosion, mais il est le plus coûteux.

b)- *L'aluminium* : sa légèreté $2,7 \text{ kg / dm}^3$ et sa conductibilité 229 W/m K sont appréciables, il est parmi les matériaux qui résistent à la corrosion grâce à la couche d'alumine (Al_2O_3), la formation de cette couche freine toute oxydation ce qui évite une éventuelle corrosion par la suite.

La surface qui reçoit le rayonnement solaire est recouverte d'une couche mince de peinture noire mate, pour augmenter son pouvoir d'absorption .

c)- *les matières plastiques* : Elles ont l'avantage, en les comparant aux métaux, d'être plus légères et insensibles à la corrosion.

d)- *Absorbeur à corps noir invisible* : pour ce type de capteur la surface absorbante peinte en noir, est évincée de la vue des observateurs par un dispositif convenable, les pertes par re-émission sont alors très limitées. Les surfaces noires ou très sombres font l'objet de certaines critiques de la part des architectes [19].

Le tableau suivant donne les valeurs de ε_λ et α_λ facteurs monochromatiques d'émission et d'absorption respectivement, pour les matériaux absorbeurs les plus utilisés dans la synthèse des capteurs solaires :

Support de traitement	α_λ	ε_λ
Acier et Nickel noir sur nickel	0.95	0.07
Acier et chrome noir sur nickel	0.97	0.09
Acier et chrome noir	0.91	0.07
Cuivre et chrome noir	0.95	0.14
Acier galvanisé et chrome noir	0.95	0.16
Cuivre et cuivre noir	0.88	0.15
Acier et oxyde de fer	0.85	0.08

Aluminium et oxyde de manganèse	0.7	0.08
Acier et couche organique sur chrome noir	0.94	0.2
Peinture noire époxy	0.95	0.18
Peinture blanche époxy	0.91	0.25

Tab III-1 : Tableau donnant le coefficient d'absorption α_λ et le coefficient d'absorption ε_λ pour les supports les plus utilisés comme absorbeur [19]

Un tel dispositif représente donc un piège au rayonnement solaire, qui peut être amélioré en munissant le capteur d'une double couverture.

III-2-2 Couvertures :

L'utilisation des couvertures thermiques transparentes permet de réduire les pertes thermiques par convection et par rayonnement vers l'extérieur.

Elles doivent, d'une part être transparentes au rayonnement solaire, et d'autre part piéger la partie émise par l'absorbeur une fois que l'équilibre thermique est atteint. En effet, le verre est transparent pour les rayonnement de longueurs d'ondes inférieurs à $3\mu\text{m}$, et il est presque opaque aux rayonnement de longueurs d'ondes supérieures à $3\mu\text{m}$, qui correspondent au domaine de l'infra-rouge. Cela forme un piège aux différents échanges dans l'espace compris entre l'absorbeur et les couvertures thermiques.

Comme couvertures thermiques transparentes utilisées dans la conception des capteurs solaires plans, on distingue :

1. **le verre** : ce type de matériaux laisse passer entre 84 et 92 % du rayonnement solaire sous une incidence normale, pour une lame de verre de 3 mm d'épaisseur. La transmission du verre au rayonnement solaire dépend du taux

en oxyde de fer (Fe_2O_3) présent dans ce matériau, qui absorbe éventuellement les rayonnements de grandes longueurs d'ondes de la lumière solaire, et colore en vert la tranche de vitres. Les expériences montrent que c'est pour des faibles quantités en Fe_2O_3 qu'on espère obtenir de bonnes valeurs de transmission de l'ordre de 92 % [19].

Les couvertures en verre présentent quelques inconvénients :

- fragiles aux chocs mécaniques et thermiques.
- Une forte inertie thermique en comparaison avec le polycarbonate, en raison de leur masse volumique.

2. **Les polycarbonates** : sont des dérivés de matières plastiques à double et à triple lames très fines, reliées entre elles par une multitude de parois pour former des cavités alvéolaires, ces dernières réduisent le mouvement de l'air incarcéré dans cet espace, et permettent de minimiser les pertes thermiques vers l'avant.

II-2-3 Isolants

L'isolation joue un rôle très important dans les applications thermiques de l'énergie solaire, pour limiter les pertes par conduction et convection vers le milieu environnant, au niveau des côtés et en bas du capteur.

L'isolant doit être opaque au rayonnement de grandes longueurs d'ondes, dans le domaine de l'infra-rouge émis par la plaque rayonnante (absorbeur) [18].

Un bon isolant doit avoir les qualités suivantes :

- une faible conductivité thermique
- une faible densité (pour une faible inertie thermique)
- la chaleur massique doit être basse

On distingue trois types d'isolants :

a) isolants minéraux

- La pierre ponce est une roche volcanique qui s'est solidifiée en enfermant de nombreuses bulles d'air.

- La laine de verre constituée de fibres de verre très fines, commercialisée sous de nombreuses formes : en plaques, ou en rouleaux, enrobée dans du plâtre. Sa conductivité varie entre $0.034 \text{ W.m}^{-1}\text{K}^{-1}$ à 0°C et $0.053 \text{ W.m}^{-1}\text{K}^{-1}$ à 200°C . La laine de verre est un matériau efficace, mais désagréable à manipuler en raison des fibres qui s'échappent. Elle doit être gardée au sec, sous peine de perdre ses propriétés isolantes.
- La vermiculite connue aussi sous le nom de mica, dont la conductibilité varie de 0.12 à $0.16 \text{ W.m}^{-1}\text{K}^{-1}$ et qui se présente sous forme de granulés très légers.

Ces trois isolants minéraux sont de nature incombustible et non dégradables par la chaleur.

b) Isolants d'origine végétale

- Le bois bien sec, sa conductibilité varie entre 0.13 et $0.40 \text{ W.m}^{-1}\text{K}^{-1}$, ses qualités isolantes peuvent être améliorées, s'il est sous forme de fibres agglomérées (conductivité de 0.05 à $0.1 \text{ W.m}^{-1}\text{K}^{-1}$).
- La sciure de bois (conductivité $0.11 \text{ W.m}^{-1}\text{K}^{-1}$), qui a deux inconvénients : son inflammabilité et sa conductibilité qui ont tendance à augmenter avec la chaleur, ce qui la rend inadéquate pour la calorifugation.

c) Isolants organiques

- Les matières plastiques sont de mauvaises conductrices de la chaleur. Leurs propriétés isolantes peuvent être améliorées en insufflant un gaz durant l'étape de solidification, ce qui leur donne la consistance d'une mousse.
- La mousse de polyuréthane existe sous deux aspects :
 - *) haute densité égale à $d=0.6$ suffisamment rigide pour servir à la fabrication des caissons de capteurs, tout en constituant un bon isolant (conductibilité égale à $0.08 \text{ W.m}^{-1}\text{K}^{-1}$).
 - *) basse densité égale à $d=0.03$ qui est plus fragile, mais meilleure, pour l'isolation (conductibilité égale à $0.025 \text{ W.m}^{-1}\text{K}^{-1}$). Il convient de recouvrir

ce type de matériau d'un isolant plus résistant à la chaleur si la température dépasse la valeur 90°C

- Le polystyrène est très léger, fragile, de couleur blanche, utilisé généralement pour l'emballage. Ses propriétés sont légèrement moins bonnes que le polyuréthane, sa conductibilité thermique est de l'ordre de $0.04 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1}\text{K}^{-1}$. Mais il est nettement moins cher et il se sublime à partir de 90°C.

III-2-4 Fluide caloporteur

Le fluide caloporteur a pour rôle de véhiculer la chaleur cédée par l'absorbeur, pour son utilisation directe, ou son stockage. Le fluide caloporteur doit satisfaire certaines conditions essentielles :

- faible viscosité
- haut point d'ébullition et faible point de congélation
- coefficient de transfert thermique élevé
- stabilité physique et chimique dans les conditions d'emploi et de stockage
- une grande capacité calorifique
- Degré d'agressivité faible devant les matériaux constituant le capteur avec lesquels il est en contact.

On utilise trois principaux fluides caloporteurs :

1. L'air, son abondance et sa gratuité lui donnent un avantage évident, son principal handicap est sa faible capacité calorifique : il faut 3000 litres d'air pour véhiculer autant d'énergie qu'un litre d'eau. Pour transporter une quantité raisonnable d'énergie il faut donc utiliser des volumes d'air très importants, ceci implique comme conséquence des tuyaux et des échangeurs de grandes dimensions. L'air comme agent de transport de calories a un avantage par rapport à l'eau : absence des problèmes de gel et de corrosion, ce qui donne aux capteurs une durée de vie importante, et facilite les travaux d'entretien.

2. L'eau, possède des propriétés physiques et économiques qui lui permettent d'être un excellent fluide caloporteur : pour sa chaleur massique, sa densité et sa faible viscosité. Cependant elle pose des problèmes de fonctionnement aux températures extrêmes : le risque de gel dans les conditions de travail et le risque d'ébullition en cas des hautes températures. On note aussi, que l'eau calcaire a l'inconvénient au fil du temps de donner naissance à des couches de tartres dans les canalisations, surtout aux températures supérieures à 60°C, ce qui diminue la qualité du transfert thermique. De plus, les problèmes de fuites d'eau exigent un contrôle régulier, cela rend important le coût d'entretien.

III-3 PERTES D'ÉNERGIE THERMIQUE

L'énergie thermique disponible à partir d'un capteur solaire est équivalente à l'énergie incidente diminuée des pertes. Les pertes d'énergie thermique sont dues à la réflexion, la re-émission du rayonnement, la convection et la conduction.

Les réflexions se produisent sur le vitrage, et sur l'absorbeur lui-même. En l'absence de réflexion, le capteur paraîtrait parfaitement noir.

Le verre ordinaire réfléchit de 7 à 8% du rayonnement incident, et même la peinture noire en réfléchit de 2 à 6% [19].

La re-émission de rayonnement se produit à partir des éléments chauds du capteur solaire. C'est surtout l'absorbeur chaud qui réémet un rayonnement thermique vers l'espace ou le vitrage. Si l'on utilise un vitrage opaque au rayonnement infrarouge, on réduit sensiblement les pertes par rayonnement, en absorbant ce rayonnement et réémettant environ la moitié vers l'absorbeur. Le reste est réémis dans l'espace et est perdu.

La convection est le transfert de chaleur occasionné par un fluide en mouvement. Le couvercle de verre ralentit le mouvement de l'air au-dessus de l'absorbeur et réduit ainsi les pertes par convection. Cependant, dans l'espace compris entre l'absorbeur et le vitrage, l'air chaud tend à s'élever alors que l'air plus froid descend, créant un courant de convection naturelle.

La conduction est le transfert de chaleur à l'intérieur du matériau soumis à un gradient de température. Elle est produite par les mouvements des molécules, des atomes ou des électrons. Pour réduire les pertes de ce type, on utilise un matériau très faiblement conducteur de la chaleur (isolant thermique) pour isoler le dos du capteur plan. La quantité de chaleur qui réussit à traverser l'isolant est perdue par convection ou par rayonnement.

CHAPITRE – IV
MODELISATION
ET OPTIMISATION

IV-1- INTRODUCTION

L'apport calorifique nécessaire au générateur pour faire fonctionner l'installation frigorifique pour la production et le maintien d'un froid prédéfini est une énergie thermique convertie à partir d'une source énergétique, l'énergie solaire dans notre cas.

La recherche du meilleur rendement du système étant le but de notre travail, dès lors on évalue la quantité minimum d'énergie à fournir, pour un rendement optimum de l'installation. À partir d'une modélisation adéquate du système de réfrigération à absorption on aboutit à la détermination des lois liant les paramètres mis en jeu dans le comportement du système. Il s'agit de réaliser une modélisation du système de captation d'énergie solaire seul, puis le système frigorifique seul et enfin les deux systèmes couplés.

Le passage à l'optimisation vient alors fixer les paramètres du système, à partir des valeurs minimales de quantité de chaleur pour une production frigorifique fixée, les valeurs minimales des surfaces d'échange des différents organes de l'installation permet d'accéder au meilleur coefficient de performance.

IV-2- MODELISATION MATHEMATIQUE DU CAPTEUR SOLAIRE

IV-2-1 rappels sur les propriétés optiques :

Les différents composants du rayonnement solaire qui arrivent au niveau de la plaque transparente (vitrage) sont le rayonnement direct, le rayonnement réfléchi par le sol et le rayonnement diffus par le ciel [21].

On considère deux milieux transparents (exemple le verre et l'air). Un rayonnement incident dans le premier milieu d'indice n_1 fait un angle θ_1 avec la normale à la surface qui sépare le second milieu d'indice n_2 . Une partie du rayonnement est réfléchi dans le premier milieu, l'autre est réfractée dans le second milieu en faisant un angle θ_2 avec la normale. (fig IV-1)

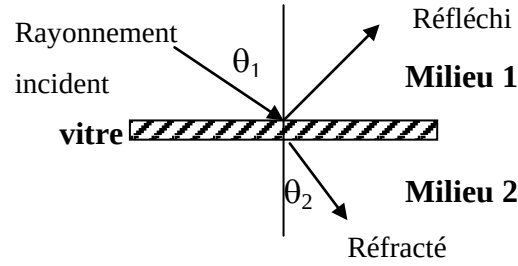


Fig IV-1: réflexion et réfraction.

Les angles θ_1 et θ_2 sont liés par la loi de Snell - Descartes :

$$n_1 \sin \theta_1 = n_2 \sin \theta_2 \quad (\text{IV-1})$$

On calcule facilement la réflectivité $\rho_{//}$ parallèle au plan d'incidence est donnée par [20] :

$$\rho_{//} = \frac{\tan^2(\theta_1 - \theta_2)}{\tan^2(\theta_1 + \theta_2)} \quad (\text{IV-2})$$

La réflectivité perpendiculaire $\rho_{\perp}$ au plan d'incidence est donnée par :

$$\rho_{\perp} = \frac{\sin^2(\theta_1 - \theta_2)}{\sin^2(\theta_1 + \theta_2)} \quad (\text{IV-3})$$

La transmittance du vitrage τ_r présente la moyenne arithmétique des transmittances dues aux deux composantes $\rho_{//}$ et $\rho_{\perp}$ telle que :

$$\tau_r = \frac{1}{2} \left[\frac{1 - \rho_{//}}{1 + \rho_{//}} + \frac{1 - \rho_{\perp}}{1 + \rho_{\perp}} \right] \quad (\text{IV-4})$$

L'absorption du rayonnement τ_{α} par la masse du verre est exprimée par la loi de Bouguer's : [21].

$$\tau_{\alpha} = \exp(-k.e / \cos(\theta_2))^2$$

où l'on a posé :

k : le coefficient d'extinction du verre. Qui varie entre 4 et 32 $[m^{-1}]$.

Et e : l'épaisseur de la vitre qui est de l'ordre de 0.01 m .

La transmittance totale τ est égale au produit de, transmittance, dûe, à la réflexion et à l'absorption par le vitrage :

$$\tau = \tau_{\alpha} \cdot \tau_r$$

soit explicitement :

$$\tau = \frac{1}{2} \exp(-k.e / \cos(\theta_2)) \cdot \left[\frac{1 - \rho_{//}}{1 + \rho_{//}} + \frac{1 - \rho_{\perp}}{1 + \rho_{\perp}} \right] \quad (IV-5)$$

L'expression du produit transmittance-absorptance est donnée par [19] :

$$\tau\alpha = \frac{\tau_{\alpha}}{1 - (1 - \alpha)\rho_d} \quad (IV-6)$$

avec α qui est le coefficient d'absorption de la plaque donnée par l'expression suivante:[19]

$$\alpha = \alpha_n \cdot (\cos(\theta_1))^{0.25} \quad (IV-7)$$

α_n : est le coefficient d'absorption pour un rayonnement incident normal à la surface.

ρ_d : est le coefficient de réflexion diffus, évalué pour une incidence de 60°[19].

$$\rho_d = \tau_{\alpha} \cdot (1 - \tau_r)$$

Le produit effectif transmittance-absorptance $(\tau\alpha)_{\text{eff}}$ dépend de $(\tau\alpha)$ lié au rayonnement direct, $(\tau\alpha)$ relatif au rayonnement diffus par le ciel et $(\tau\alpha)$ correspondant au rayonnement réfléchi par le sol.

IV-2-2 Bilan thermique d'un capteur :

Le bilan thermique d'un capteur par unité de surface est schématisé comme suit :

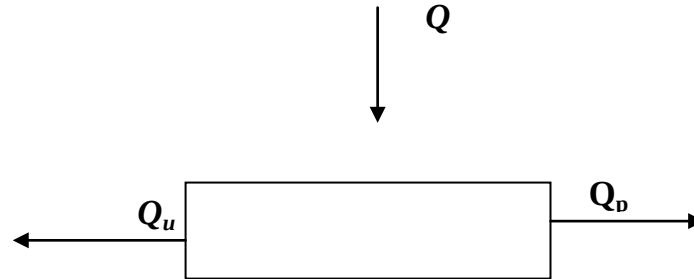


Fig IV-2 : Bilan thermique du capteur

Ainsi on évalue les quantités de chaleur mis en jeu

$$Q = Q_u + Q_p \quad (IV-8)$$

Q : quantité de chaleur absorbée par l'absorbeur.

Q_p : quantité de chaleur perdue vers l'extérieur.

Q_u : quantité de chaleur utile récupérée par le fluide caloporteur.

On établit :

$$Q = E_g \cdot (\tau\alpha) A_c \quad (IV-9)$$

De même

$$Q_p = A_c U (T_p - T_a) \quad (IV-10)$$

Avec

E_g : Flux incident sur une surface inclinée.

A_c : Surface de captation.

$(\tau\alpha)$: est un paramètre caractérisant la fraction d'énergie absorbée par la plaque de l'énergie solaire incidente.

T_p : Température de la plaque absorbante de rayonnement

T_a : Température ambiante

U : coefficient de transmission thermique local par convection

Ces données nous permettent ainsi d'évaluer Q_u

IV-2-3 Puissance thermique utile

Pour déterminer la puissance utile récupérée à la surface externe du tube, on suppose que l'absorbeur est suffisamment mince et un bon conducteur de chaleur pour que la température soit uniforme.

La figure IV-3 représente un schéma simplifié de la configuration d'absorbeurs de rayonnement, ces tubes ont un diamètre D et Δ est la distance entre deux tubes. Cette dernière grandeur joue un rôle très important pour la suite

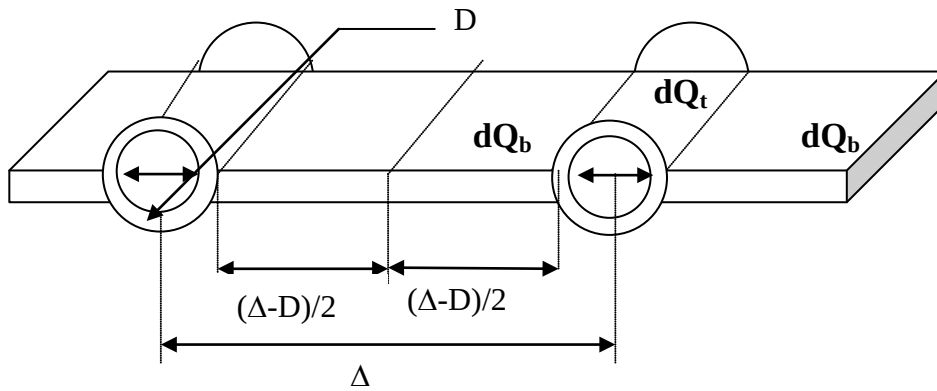


Fig IV-3 : Configuration de l'absorbeur

Le bilan thermique s'effectue sur un élément de l'absorbeur de longueur $0 \leq x \leq (\Delta - D)/2$ (fig IV-4) :

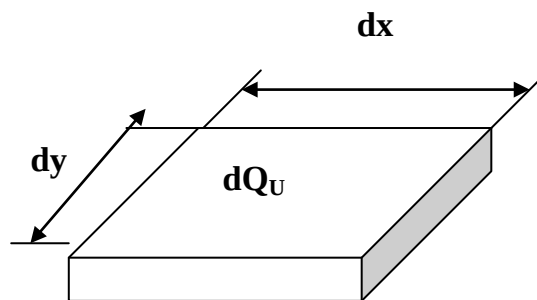


Fig IV- 4 : Élément de surface pris sur l'ailette du capteur

Le terme des accroissements finis fournit :

$$dQ_{x+dx} = dQ_x + dQ_u$$

Posons : $Q_a = (\tau\alpha)E_g$

$$\begin{aligned}
Q_a dx dy - U(T_p - T_a) dx dy - k \delta \left(\frac{dT_p}{dx} \right)_x dy &= -k \delta \left(\frac{dT_p}{dx} \right)_{x+dx} dy \\
Q_a dx dy - U(T_p - T_a) dx dy - k \delta \left(\frac{dT_p}{dx} \right)_x dy + k \delta \left(\frac{dT_p}{dx} \right)_x dy + k \delta \left(\frac{d^2 T_p}{dx^2} \right) dx dy &= 0 \\
Q_a dx dy - U(T_p - T_a) dx dy + k \delta \left(\frac{d^2 T_p}{dx^2} \right) dx dy &= 0 \\
Q_a - U(T_p - T_a) + k \delta \left(\frac{d^2 T_p}{dx^2} \right) &= 0
\end{aligned} \tag{IV-11}$$

Avec:

δ : épaisseur de l'ailette

k : coefficient de transfert thermique

On pose pour simplifier l'expression : $\frac{U}{k\delta} = b^2$

$$\frac{d^2 T_p}{dx^2} = \left[T_p - T_a - \frac{Q_a}{U} \right] \cdot b^2 \tag{IV-12}$$

La solution générale de cette équation différentielle du 2nd ordre en T est sous la forme :

$$T_p = C_1 e^{bx} + C_2 e^{-bx} + \left(T_a + \frac{Q_a}{U} \right)$$

Avec les conditions aux limites suivantes:

$$\frac{dT_p}{dx} = 0 \quad \text{pour } x = 0;$$

la température de la surface de l'ailette est supposée constante

$$T_p = T_b \quad \text{pour } x = \frac{\Delta - D}{2} ;$$

T_b : La température du lien entre l'absorbeur de rayonnement et l'ailette.

La solution générale de l'équation est :

$$T_p = T_b \left(\frac{\cosh(bx)}{\cosh(b \frac{\Delta - D}{2})} \right) + \left(T_a + \frac{Q_a}{U} \right) \left(1 - \frac{\cosh(bx)}{\cosh(b \frac{\Delta - D}{2})} \right)$$

vérifiant la variation :

$$dQ_u = dQ_t + dQ_b \quad (IV-13)$$

dQ_u : quantité de chaleur utile élémentaire récupérée par le fluide caloporteur.

dQ_t : quantité de chaleur élémentaire transmise directement par la paroi externe.

dQ_b : quantité de chaleur élémentaire transmise à travers l'ailette jusqu'à la paroi externe du tube.

Cette dernière peut s'écrire sous la forme

$$dQ_b = -2k\delta \left(\frac{dT_p}{dx} \right)_{x=(\frac{\Delta-D}{2})} dy$$

L'équation précédente devient :

$$dQ_b = \frac{\tanh b(\frac{\Delta-D}{2})}{b(\frac{\Delta-D}{2})} [Q_a - U(T_b - T_a)] (\Delta - D) dy$$

$$\text{avec} \quad F = \frac{\tanh b(\frac{\Delta-D}{2})}{b(\frac{\Delta-D}{2})} \quad (IV-14)$$

Où F est le rendement de l'ailette [21].

La puissance transmise directement par la paroi externe du tube est donnée par l'équation suivante [19] :

$$dQ_t = (Q_a - U(T_b - T_a)) . D . dy \quad (IV-15)$$

$$dQ_u = (F(\Delta - D) + D)(Q_a - U(T_b - T_a)) dy \quad (IV-16)$$

relation qui sera utilisée ultérieurement

IV-2-4 Puissance thermique récupérée

La quantité de chaleur élémentaire récupérée par la paroi externe du tube est ensuite transférée successivement au fluide caloporteur par conduction à travers la paroi du tube et par convection vers le fluide caloporteur [20].

$$dQ_t = (Q_a - U(T_b - T_a)).D.dy \quad (IV-17)$$

La quantité de chaleur élémentaire utile transférée au fluide est :

$$dQ_f = [F(\Delta - D) + D][Q_a - U(T_b - T_a)].dy \quad (IV-18)$$

Celle-ci est transférée à l'intérieur du tube, au fluide par convection, et est égale à :

$$dQ_f = h_c . \pi . D_i (T_b - T_f).dy$$

où: D_i est le diamètre interne du tube

h_c est le coefficient de transfert thermique par convection

T_f est la température du fluide caloporteur.

cette équation donne la température du lien entre l'ailette et le tube absorbeur :

$$T_b = T_f + \frac{dQ_f}{h_c . \pi . D_i . dy}$$

De cette expression on peut évaluer :

$$dQ_f = [F(\Delta - D) + D] \left[Q_a - U \left(T_f + \frac{dQ_f}{h_c . \pi . D_i . dy} - T_a \right) \right] dy$$

$$dQ_f + [(\Delta - D)F + D] \left[\left(U \frac{dQ_f}{h_c . \pi . D_i . dy} \right) \right] = [(\Delta - D)F + D][Q_a - U(T_f - T_a)]dy$$

$$\text{soit} \quad dQ_f = \frac{1}{\frac{1}{(\Delta - D)F + D} + \frac{U}{h_c . \pi . D_i . dy}} [Q_a - U(T_f - T_a)]dy$$

$$\text{ou encore} \quad dQ_f = \Delta F' [Q_a - U(T_f - T_a)]dy$$

$$\text{avec : } F' = \frac{1/U}{\frac{\Delta}{U[(\Delta - D)F + D]} + \frac{\Delta}{h_c \cdot \pi \cdot D_i}} \quad (\text{IV-19})$$

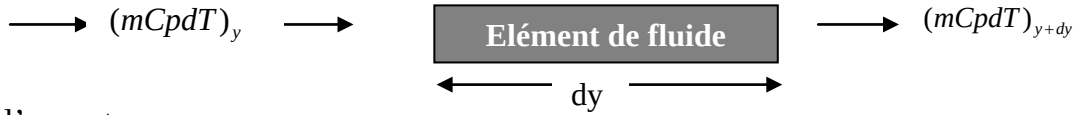
où F' identifie l'efficacité de l'absorbeur [19].

$$F' = \pi \frac{U^2}{\Delta} h_c D_i \cdot \frac{(\Delta - D)F + D}{\pi h_c D_i + U[(\Delta - D)F + D]}$$

IV-2-5 Puissance thermique en fonction de la température d'entrée du fluide

Pour cela on part de l'équation de la puissance thermique utile récupérée qui a été ramenée à la température d'entrée du fluide caloporteur T_e .

Le bilan d'énergie effectué sur un élément de fluide peut se schématiser comme suit :



Ou l'on note:

m : masse du fluide,

C_p : chaleur spécifique à pression constante

Dans ces conditions la conservation de l'énergie dans un élément de fluide de longueur dy s'écrit comme suit :

$$mC_p [T_f(y + dy) - T_f(y)] = dQ_u \quad (\text{IV-20})$$

Plus explicitement on a

$$T_f(y + dy) - T_f(y) = \frac{dT_f}{dy} dy$$

$$\text{d'où : } dQ_u = \Delta F' [Q_a - U(T_f - T_a)] dy$$

$$\text{soit : } mC_p \frac{dT_f}{dy} = \Delta F' [Q_a - U(T_f - T_a)]$$

On pose pour simplifier l'expression : $V = \left(T_f - T_a - \frac{Q_a}{U l} \right)$

$$\frac{dV}{dy} = -\frac{\Delta F'}{m C_p} \cdot U \cdot V$$

En intégrant l'équation, nous obtenons:

$$\frac{V}{V_0} = \exp \left(-\frac{\Delta F' U}{m C_p} \cdot y \right) \quad (\text{IV-21})$$

Où V_0 : est la valeur de V à l'entrée du tube pour $y = 0$ telle que

$$T_f = T_e \quad \text{pour } y = 0$$

A la sortie du tube $y = l$ (l : longueur du tube) on a $V = V_s$, on trouve

$$V_s = V_0 \cdot \exp \left(-\frac{\Delta F' U}{m C_p} \cdot L \right)$$

permettant de calculer la quantité de chaleur Q_u

$$Q_u = m C_p \left[\frac{dT_p}{dy} \right] = m C_p (V_s - V_0)$$

soit plus explicitement :

$$Q_u = m C_p \cdot V_0 \left[\exp \left(-\frac{\Delta F' U}{m C_p} \cdot L \right) - 1 \right] \quad (\text{IV-22})$$

En posant : $G = \frac{m}{\Delta l}$, on établit :

$$Q_u = G C_p \cdot \Delta l \cdot V_0 \left[\exp \left(-\frac{\Delta F' U}{m C_p} \cdot L \right) - 1 \right] \quad (\text{IV-23})$$

Pour un absorbeur à n tubes en parallèles, la chaleur totale extraite du capteur est :

$$Q_{uT} = n Q_u$$

$$\text{Avec} \quad A_c = n \cdot \Delta l$$

$$\text{De sorte que} \quad Q_{uT} = A_c F_c [Q_a - U(T_e - T_a)] \quad (\text{IV-24})$$

Où F_c : est le facteur de conductance donnée par la formule classique de Hottel, Whillier et Bliss [20] :

$$F_c = \frac{GC_p}{U} \left(1 - \exp \left(- \frac{F'U}{GC_p} \right) \right) \quad (\text{IV-25})$$

IV-2-6 Rendement instantané

Le rendement instantané η du capteur est défini comme étant le rapport entre la puissance thermique utile récupérée par le fluide caloporteur et la puissance solaire arrivant sur le plan incliné du capteur autrement dit on a :

$$\eta = \frac{Q_u}{A_c \cdot E_g} \quad (\text{IV-26})$$

Ou explicitement :

$$\eta = \frac{A_c F_r [Q_a - U(T_e - T_a)]}{A_c E_g} \quad (\text{IV-27})$$

$$Q_a = E_g (\tau \alpha) \quad (\text{IV-28})$$

Le rendement instantané η du capteur est égal aussi à la puissance instantanée collectée divisée par la puissance solaire reçue à la surface du capteur :

$$\eta = \frac{mc_p (T_s - T_e)}{E_g \Delta t} \quad (\text{IV-29})$$

Il devient alors [20]:

$$\eta = \frac{F' [U(T_s - T_e) / E_g]}{\log \left[1 + \frac{U(T_s - T_e) / E_g}{[\alpha \tau] - [U(T_s - T_e) / E_g]} \right]} \quad (\text{IV-30})$$

L'efficacité F' est un facteur multiplicateur.

Dans les conditions particulières suivantes : température de sortie T_0 très différente de la température d'équilibre, température très peu différente de la température d'entrée T_i , le rapport $(T_s - T_e)/(T_s - T_a)$ tend à devenir faible. On peut alors appliquer la relation $\log(1+x) \approx x$ si x est faible. Cette approximation entraîne la simplification suivante :

$$\eta = F' \alpha \tau - F' U (T_s - T_e) / E_g \quad (\text{IV-31})$$

telle que $\eta = \eta_0 F'$ (IV-32)

où : $\eta_0 = \alpha \tau - U (T_s - T_e) / E_g$ joue le rôle de rendement initial associé à l'efficacité

IV-3- ÉTUDE DU SYSTÈME DE RÉFRIGÉRATION A ABSORPTION

On rappelle qu'on est dans les conditions d'analyse du système de réfrigération envisagé au chapitre I (Fig IV-5)

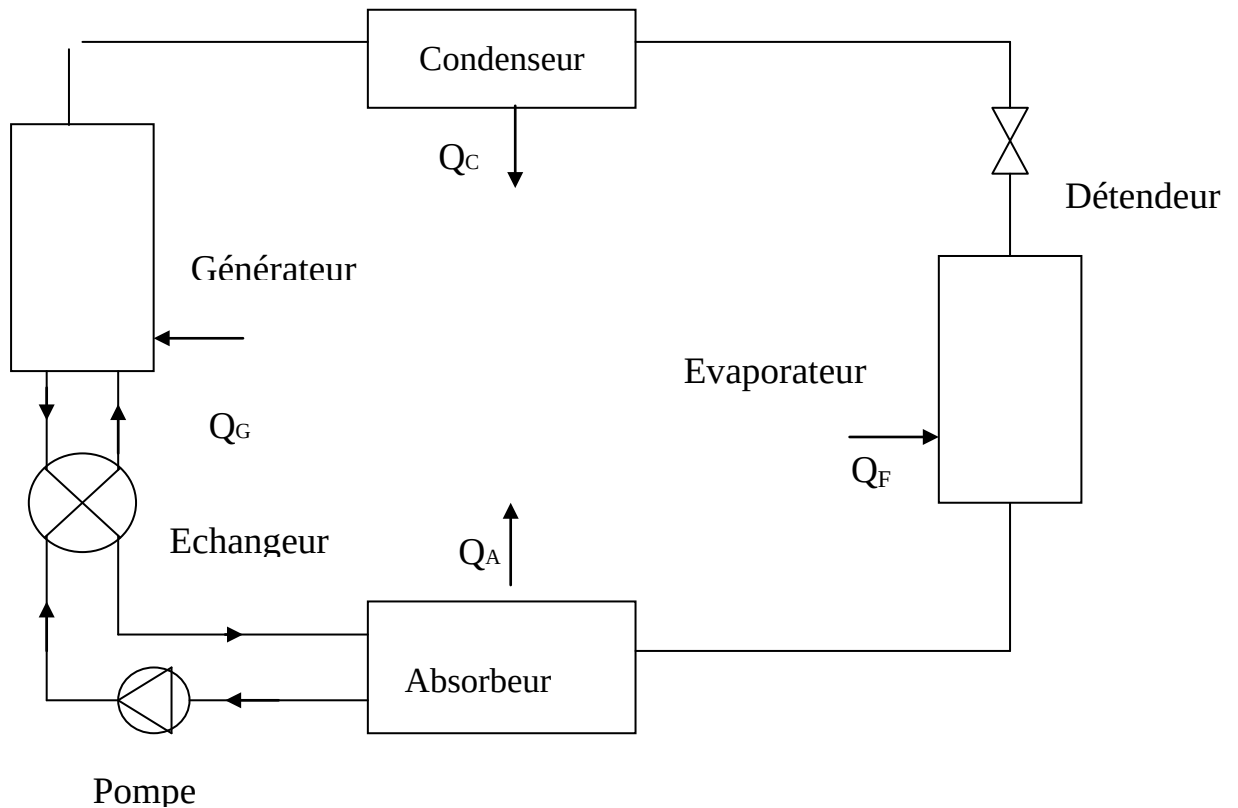


Fig IV-5 : Schéma fonctionnel de l'installation frigorifique à absorption

Pour plus de clarté on a reproduit le schéma fonctionnel d'une installation frigorifique à absorption et en mettant en évidence les contacts thermiques du fluide frigorigène interagissant avec quatre sources : le générateur Q_G , le condenseur Q_C , l'évaporateur Q_F et l'absorbeur Q_A .

Dans ces conditions on peut effectuer un bilan thermique qui fournit l'égalité suivante :

$$Q_G + Q_C + Q_A + Q_F = 0 \quad (\text{IV-33})$$

Le fluide frigorigène arrive au condenseur à l'état vapeur, il échange sa chaleur Q_C avec de l'eau ou de l'air en circulation. Le même processus se produit dans l'absorbeur où le fluide frigorigène se détend sous forme de vapeur et échange sa chaleur Q_A avec de l'eau ou de l'air en circulation, il s'agit donc de la source intermédiaire.

Les contacts thermiques se font avec cette source intermédiaire à la température T_m .

On peut considérer la quantité de chaleur échangée comme étant :

$$Q_M = Q_A + Q_C \quad (\text{IV-34})$$

Dès lors le bilan thermique permet d'écrire :

$$Q_G + Q_M + Q_F = 0 \quad (\text{IV-35})$$

On travaille donc avec une machine à trois sources : source chaude , source froide et source intermédiaire, l'application des principes de la thermodynamique à la machine à trois sources permet d'écrire :

$$\frac{Q_G}{T_{fG}} + \frac{Q_M}{T_{fM}} + \frac{Q_F}{T_{fF}} = 0 \quad (\text{IV-36})$$

où T_{fG} , T_{fM} et T_{fF} désignent respectivement, les températures du fluide frigorigène dans le générateur, la source intermédiaire (condenseur et absorbeur) et dans l'évaporateur respectivement.

Au passage du fluide frigorigène dans chaque source il y a échange de chaleur par conduction entre le fluide frigorigène et la source . Dans le générateur le fluide frigorigène s'échauffe en échangeant une quantité de chaleur Q_G avec celui – ci. L'expression des quantités de chaleur exprimées entre le générateur et le fluide frigorigène s'écrit comme suit :

$$Q_G = \varphi_G A_G (T_G - T_{fG}) \quad (\text{IV-37})$$

De la même façon on peut établir une relation analytique entre le condenseur et l'absorbeur (source intermédiaire) :

$$Q_M = \varphi_M A_M (T_M - T_{fM}) \quad (\text{IV-38})$$

Quant à la quantité de chaleur échangée avec l'évaporateur, on établit

$$Q_F = \varphi_F A_F (T_F - T_{fF}) \quad (\text{IV-39})$$

Les coefficients φ_G , φ_F , φ_M désignent les coefficients d'échange globaux supposés constants au niveau du générateur, l'évaporateur et la source intermédiaire.

Les grandeurs A_G , A_M et A_F indiquent les surfaces d'échange, au générateur, à la source intermédiaire et à l'évaporateur lors d'un cycle.

La surface d'échange totale des trois sources est

$$A = A_G + A_M + A_F \quad (\text{IV-40})$$

Le coefficient de performances de la machine (COP) est défini comme étant le rapport du froid produit sur la chaleur fournie au générateur :

$$\text{COP} = \frac{Q_F}{Q_G}$$

En fixant Q_F c'est à dire à un froid produit bien défini $Q_F = K$, on cherche à minimiser la quantité de chaleur au générateur Q_G pour augmenter le COP et ainsi parvenir aux performances de la machine. En général la gamme de valeur dans laquelle se situe le COP s'étend dans la plage [0.3 , 0.8]

On peut réduire le système en adimensionnant les variables. On rapporte les surfaces d'échange à la surface globale , les coefficients d'échange au paramètre d'échange de la source intermédiaire, les températures et variations correspondantes à la température de la source intermédiaire, on obtient :

$$\overline{A}_G = \frac{A_G}{A} \quad , \quad \overline{A}_M = \frac{A_M}{A} \quad , \quad \overline{A}_F = \frac{A_F}{A}$$

$$\overline{\varphi}_G = \frac{\varphi_G}{\varphi_M} \quad , \quad \overline{\varphi}_M = \frac{\varphi_M}{\varphi_M} \quad , \quad \overline{\varphi}_F = \frac{\varphi_F}{\varphi_M}$$

On pose $T_i - T_{fi} = \theta_i \quad i = G, M, F$

$$\overline{\theta}_G = \frac{T_G - T_{fG}}{T_M} \quad \overline{\theta}_M = \frac{T_M - T_{fM}}{T_M} \quad \overline{\theta}_F = \frac{T_F - T_{fF}}{T_M}$$

Le fonctionnement de la machine à trois sources est alors régi par le système d'équations algébriques sans dimensions suivant :

$$\overline{A}_G + \overline{A}_M + \overline{A}_F = 1 \quad (\text{IV-41})$$

$$\overline{\varphi}_G \overline{A}_G \overline{\theta}_G + \overline{\varphi}_M \overline{A}_M \overline{\theta}_M + \overline{\varphi}_F \overline{A}_F \overline{\theta}_F = 0 \quad (\text{IV-42})$$

$$\frac{\overline{\varphi}_G \overline{A}_G \overline{\theta}_G}{\overline{T}_G - \overline{\theta}_G} + \frac{\overline{\varphi}_M \overline{A}_M \overline{\theta}_M}{\overline{T}_M - \overline{\theta}_M} + \frac{\overline{\varphi}_F \overline{A}_F \overline{\theta}_F}{\overline{T}_F - \overline{\theta}_F} = 0 \quad (\text{IV-43})$$

$$\overline{\varphi}_F \overline{A}_F \overline{\theta}_F = Fr \quad (\text{IV-44})$$

La résolution de ce système d'équations non linéaire permet d'exprimer les quantités de chaleur au générateur et à l'évaporateur seulement en fonction des températures réduites $\overline{\theta}_G$, $\overline{\theta}_M$ et $\overline{\theta}_F$.

Les expressions des surfaces d'échange réduites au générateur et à l'évaporateur sont les suivantes

$$\overline{A}_G = \frac{\overline{\varphi}_M \overline{\theta}_M \overline{\varphi}_F \overline{\theta}_F \overline{X}}{\sigma} \quad (\text{IV-45})$$

$$\overline{A}_F = \frac{\overline{\varphi}_M \overline{\theta}_M \overline{\varphi}_G \overline{\theta}_G \overline{Z}}{\sigma} \quad (\text{IV-46})$$

D'où les expressions des quantités de chaleur au générateur et à l'évaporateur :

$$\overline{Q}_G = \frac{\overline{\varphi}_G \overline{\theta}_G \overline{\varphi}_M \overline{\theta}_M \overline{\varphi}_F \overline{\theta}_F \overline{X}}{\sigma} \quad (\text{IV-47})$$

$$\overline{Q}_F = \frac{\overline{\varphi}_G \overline{\theta}_G \overline{\varphi}_M \overline{\theta}_M \overline{\varphi}_F \overline{\theta}_F \overline{Z}}{\sigma} \quad (\text{IV-48})$$

avec :

$$\overline{X} = \frac{1}{\overline{T}_F - \overline{\theta}_F} - \frac{1}{\overline{T}_M - \overline{\theta}_M}$$

$$\overline{Y} = \frac{1}{\overline{T}_G - \overline{\theta}_G} - \frac{1}{\overline{T}_F - \overline{\theta}_F}$$

$$\overline{Z} = \frac{1}{\overline{T}_M - \overline{\theta}_M} - \frac{1}{\overline{T}_G - \overline{\theta}_G}$$

$$\sigma = \overline{\varphi}_M \overline{\theta}_M \overline{\varphi}_F \overline{\theta}_F \overline{X} + \overline{\varphi}_G \overline{\theta}_G \overline{\varphi}_F \overline{\theta}_F \overline{Y} + \overline{\varphi}_M \overline{\theta}_M \overline{\varphi}_G \overline{\theta}_G \overline{Z}$$

IV-3-1 OPTIMISATION DE L'INSTALLATION

IV -3 -1-1 Procédure de l'optimisation

Dans ce qui suit l'objectif consiste en la minimisation de la quantité de chaleur nécessaire à la désorption du fluide frigorigène lorsque l'effet frigorifique désiré à la source froide est fixé.

La méthode des multiplicateurs de Lagrange permet de minimiser Q_G pour $Q_F = Fr$. Le lagrangien s'exprime sous la forme [22] :

$$L(\overline{\theta}_G, \overline{\theta}_M, \overline{\theta}_F, \lambda) = Q_G + \lambda(Q_F - Fr) \quad (IV-49)$$

On aboutit par adimensionnalisation au lagrangien réduit :

$$\overline{L} = \frac{L}{\varphi_M T_M} \quad (IV-50)$$

$$\overline{L}(\overline{\theta}_G, \overline{\theta}_M, \overline{\theta}_F, \lambda) = \overline{Q}_G + \lambda(\overline{Q}_F - \overline{Fr}) \quad (IV-51)$$

L'optimum est recherché dans l'espace des phases $(\overline{\theta}_G, \overline{\theta}_M, \overline{\theta}_F, \lambda)$ [22]:

$$\frac{\partial \overline{L}}{\partial \overline{\theta}_G} = \frac{\partial \overline{L}}{\partial \overline{\theta}_M} = \frac{\partial \overline{L}}{\partial \overline{\theta}_F} = \frac{\partial \overline{L}}{\partial \lambda} \quad (IV-52)$$

En évitant d'adopter la solution triviale $\overline{\theta}_G = \overline{\theta}_M = \overline{\theta}_F = 0$, il vient le système d'équations liées suivant :

$$\overline{\varphi}_F \overline{\theta}_F^2 (\overline{T}_M - \overline{\theta}_M)^2 - \overline{\varphi}_M \overline{\theta}_M^2 (\overline{T}_F - \overline{\theta}_F)^2 = 0 \quad (IV-53)$$

$$\overline{\varphi}_G \overline{\theta}_G^2 (\overline{T}_F - \overline{\theta}_F)^2 - \overline{\varphi}_F \overline{\theta}_F^2 (\overline{T}_G - \overline{\theta}_G)^2 = 0 \quad (IV-54)$$

$$\overline{\varphi}_G \overline{\theta}_G^2 (\overline{T}_M - \overline{\theta}_M)^2 - \overline{\varphi}_M \overline{\theta}_M^2 (\overline{T}_G - \overline{\theta}_G)^2 = 0 \quad (IV-55)$$

$$\frac{\varphi_G \theta_G \varphi_M \theta_M \varphi_F \theta_F Z}{\sigma} - \overline{Fr} = 0 \quad (\text{IV-56})$$

IV-4- ETUDE DU SYSTÈME COUPLE :

On se propose maintenant d'analyser l'ensemble du système couplé machine frigorifique - capteur solaire.

On peut ainsi déterminer la relation qui lie le système de conversion de l'énergie solaire au système de réfrigération.

En partant d'une donnée qui est le froid produit , on peut déterminer la chaleur nécessaire que doit délivrer le capteur solaire.

Dans ce but on a déjà établi une relation analytique qui lie la distance entre les tubes du capteur et les paramètres de la machine frigorifique.

On a vu plus haut (§ IV-2-4) que la puissance thermique utile élémentaire captée est égale à

$$dQ_f = \Delta F' [Q_a - U(T_f - T_a)] dy$$

Où F est l'efficacité de l'absorbeur

Cette puissance thermique utile n'est autre que la chaleur Q_G fournie au générateur par le système de conversion de l'énergie qui est le capteur solaire, ainsi on obtient la relation suivante :

$$Q_G - \Delta F' (E_g (\tau \alpha) - U(T_f - T_a)) = 0 \quad (\text{IV-57})$$

Avec F et F' déjà données plus haut (IV-14) et (IV – 19).

La résolution de l'équation (IV – 57) fournit une relation entre Δ et D :

$$\Delta = D - \frac{2}{b} \log \left(\frac{\sqrt{-a.a'}}{a} \right) \quad (\text{IV-58})$$

où a , a' et f vérifient les expressions suivantes

$$a = Q_G.b.\pi.D_i.h_c + Q_G.U.D.b - 2.Q_G.U - \pi.D_i.h_c.f.D.b + 2.\pi.D_i.h_c.f$$

$$a' = Q_G.b.\pi.D_i.h_c + Q_G.U.D.b + 2.Q_G.U - \pi.D_i.h_c.f.D.b - 2.\pi.D_i.h_c.f$$

$$f = (E_g(\tau\alpha) - U(T_f - T_a))$$

La quantité de chaleur fournie au générateur est donnée par

$$Q_G = \frac{\varphi_G \theta_G \varphi_M \theta_M \varphi_F \theta_F X}{\sigma} \varphi_M T_M$$

Cette expression analytique nous permet d'évaluer les valeurs de Δ (distance entre les tubes absorbeurs) du capteur solaire qui correspondent aux résultats de l'optimisation du système frigorifique. En évaluant cette grandeur on détermine la configuration de celui ci.

On a pu déterminer donc la relation qui lie un paramètre du capteur solaire qui est la distance entre les tubes absorbeurs Δ avec les paramètres du système de réfrigération qui sont : la température au générateur T_G , la température à la source intermédiaire (condenseur –absorbeur) T_M et celle à l'évaporateur T_F et cela à partir de la quantité de chaleur au générateur du système de réfrigération Q_G .

On présentera dans le chapitre suivant les résultats de l'optimisation sous forme de courbes et de tables. Les hypothèses et la méthode de calcul sont présentées dans ce qui suit.

V-2 CONDITIONS PRATIQUES DE SIMULATION

L'optimisation du cycle par simulation consiste à faire varier certains paramètres et en fixer d'autres, puis d'observer le comportement du système. Dans

notre cas on fixe les températures réduites du générateur, et de l'évaporateur ainsi que la puissance frigorifique réduite. Pour amorcer convenablement la simulation on part des données obtenues par M . FEIDT qui sont :

$$\overline{T_G} = 2.8, \overline{T_F} = 0.05 \text{ et } \overline{Q_F} = 1.14 ;$$

Les résultats sont présentés sous forme de courbes caractérisant l'évolution des variables en fonction du coefficient d'échange du générateur. Ils sont donnés pour différentes valeurs du coefficient d'échange de l'évaporateur, c'est à dire que pour chaque changement du coefficient d'échange de l'évaporateur, le comportement est réétudié.

Les températures réduites doivent d'abord être préalablement déterminées car c'est le premier résultat de l'optimisation qui découle du système (IV-53-54-55-56)

Les surfaces d'échange sont déduits en remontant aux équations (IV-45) et (IV-46), et le coefficient de performance d'après les équations (IV-47) et (IV-48), il s'en suit la détermination de la distance entre les tubes absorbeurs du capteur solaire à partir de la relation (IV – 58).

La valeur du coefficient d'échange global de la source intermédiaire est de l'ordre de $\varphi_M = 2,5W / m^2 \text{ } ^\circ C$, la température de la source intermédiaire étant supposée égale à $T_M = 35^\circ C$. Ces résultats fournis par P . RECKNAGEL ainsi que M . FEIDT apparaissent compatibles aux conditions de fonctionnement de notre système.

La numérisation des paramètres fixes de conception du capteur solaire, sont également choisis dans les conditions d'essais standards : [20]

$$U = 8W / m^2 \text{ } ^\circ C ; \quad K = 390W / m^\circ C ; \quad \delta = 0.001m ; \quad h = 1500W / m^2 \text{ } ^\circ C ; \\ D = 0.01m ; \quad \tau\alpha = 0.95 ; \quad D_i = 0.009m ; \quad RL = 0.02m^{-1} ; E_g = 1000W / m^2$$

Ces dans ces conditions qu'on a pu réaliser nos calculs de performances du système étudié.

Ces calculs consistent à évaluer les températures réduites $\overline{\theta_G}$, $\overline{\theta_M}$, $\overline{\theta_F}$ qu'on considère comme variables de l'optimisation du cycle théorique caractérisant le système de réfrigération . La détermination de ces variables est obtenue par la résolution du système non linéaire (IV-53-54-55-56). La résolution analytique de

ce système algébrique n'est pas facile, dans la pratique, on a recours aux méthodes numériques. A cet effet on a utilisé un logiciel d'optimisation de type MATLAB [24] qui permet de résoudre les systèmes d'équations non linéaires par minimisation au sens des moindres carrés.

IV-5- CONCLUSION

Après avoir effectué l'étude et la modélisation du système de réfrigération on a abouti à des résultats d'optimisation de ce système qui donnent les valeurs les plus favorables pour une production de froid désirée. En outre, l'étude et la modélisation du capteur solaire, source d'énergie pour notre système, a conduit à des résultats qui peuvent servir à l'optimisation du système couplé (capteur – réfrigérateur).

Ces données permettent d'effectuer la prédiction des performances recherchées et d'examiner l'influence des caractéristiques de la conception.

CHAPITRE -V
RESOLUTION
PAR SIMULATION

V-1 INTRODUCTION

On présente ici nos résultats liés à l'optimisation décrite en détail au chapitre précédent. La résolution du système d'équations non linéaires a permis de trouver les températures et les surfaces d'échange réduites ainsi que la chaleur minimale de génération et le coefficient de performance.

L'étude du système couplé permet de déterminer la valeur minimale de l'écart entre tubes absorbeurs dans le capteur solaire. Dès lors on en déduit l'efficacité et le rendement instantané correspondant fournissant ainsi les résultats de base pour une conception optimisée donnant le meilleur rendement pour le minimum de puissance absorbée.

V-2 DÉPOUILLEMENT DES RÉSULTATS

V-2-1 Températures réduites

Les températures réduites au générateur, à la source intermédiaire et à l'évaporateur sont données sur les figures suivantes (V – 1 , V – 2 , V - 3). Celles-ci sont tracées en fonction du coefficient d'échange réduit au générateur $\overline{\varphi}_G$ pour différentes valeurs du coefficient d'échange réduit à l'évaporateur. On a posé $f = \frac{\overline{\varphi}_G}{\overline{\varphi}_F}$.

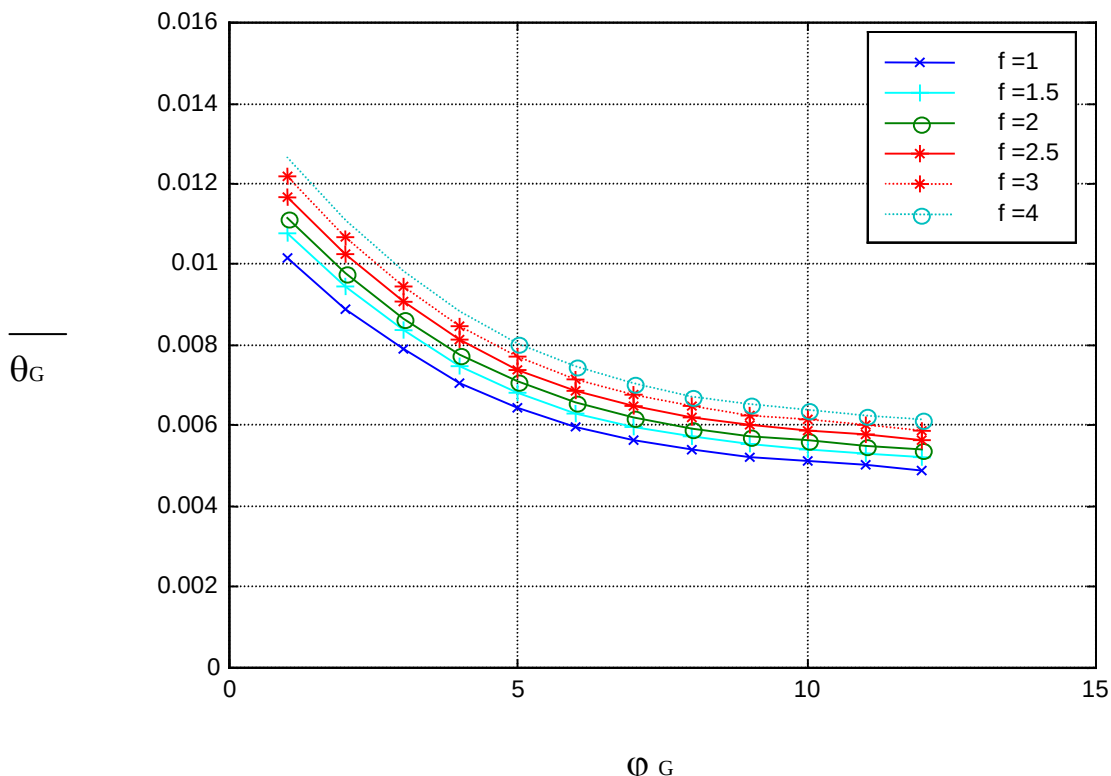


Fig V-1 : Température réduite du générateur en fonction de son coefficient d'échange réduit du générateur

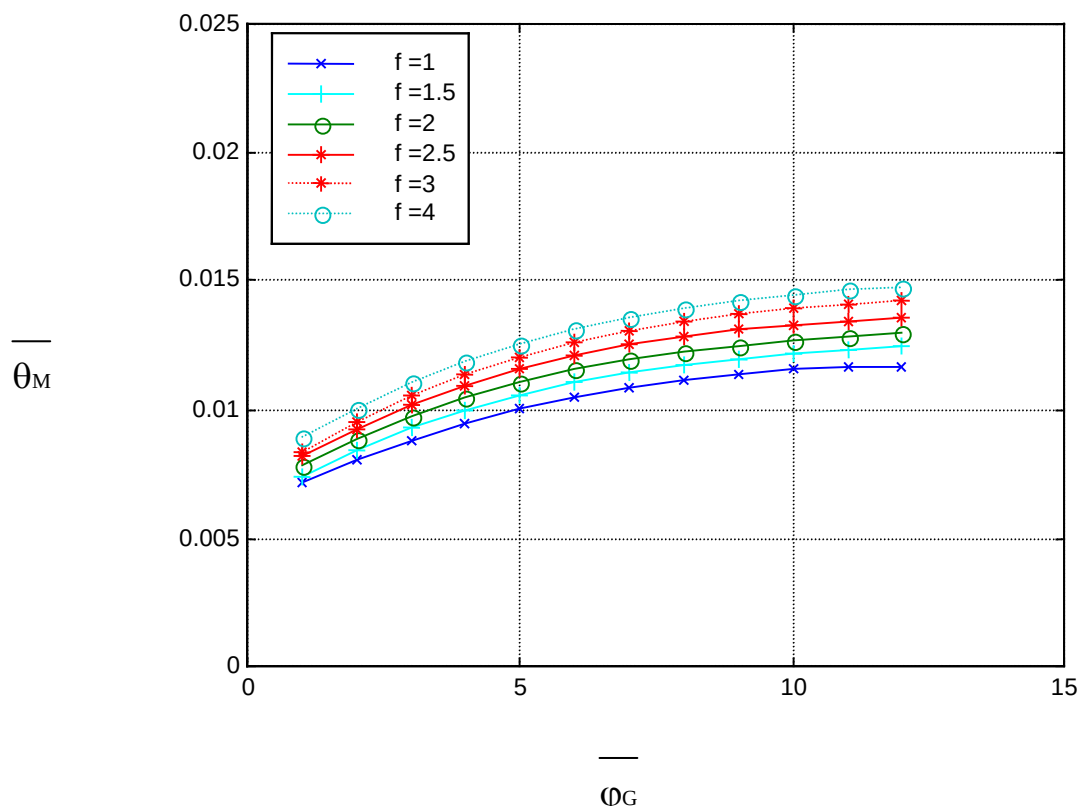


Fig V-2 : Température réduite de la source intermédiaire en fonction du coefficient d'échange réduit du générateur

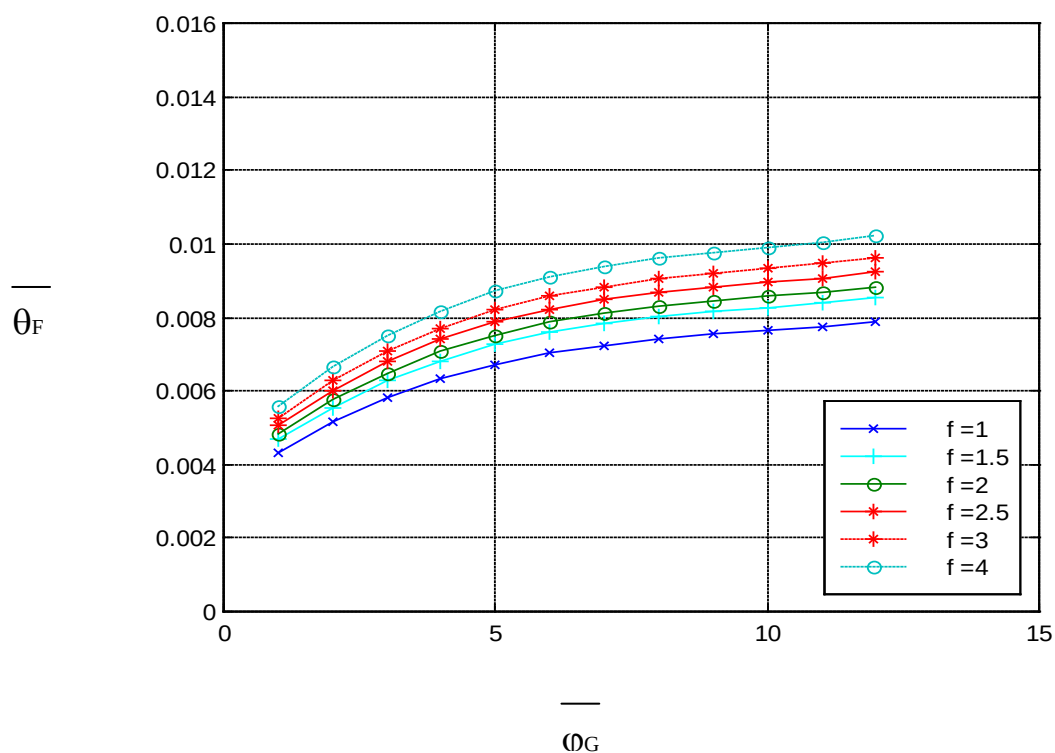


Fig V -3 : Température réduite de l'évaporateur en fonction du coefficient d'échange réduit du générateur

Les figures correspondantes traduisant les résultats de l'optimisation révèlent une évolution des températures réduites au générateur $\overline{\theta}_G$ relativement décroissante, par contre, les évolutions à la source intermédiaire $\overline{\theta}_M$ et à l'évaporateur $\overline{\theta}_F$ apparaissent croissantes en fonction des coefficients d'échange réduits au générateur pour différentes valeurs du coefficient d'échange réduit à l'évaporateur. La loi de croissance correspondante tend à devenir constante respectivement $1.2 \cdot 10^{-2}$ pour $\overline{\theta}_M$ et $0.9 \cdot 10^{-2}$ pour $\overline{\theta}_F$ si $\overline{\varphi}_G > 12$ quel que soit $f = \overline{\varphi}_F$

Pour des coefficients d'échange $\overline{\varphi}_F$ et $\overline{\varphi}_G$ minimums, la température à l'évaporateur est minimale mais celle du générateur tend vers ses valeurs maximales, ainsi pour un froid produit fixé, la valeur minimale de $\overline{\theta}_G$ est donnée pour le minimum de $\overline{\varphi}_F$ et le maximum de $\overline{\varphi}_G$, la température réduite à l'évaporateur est amenée à subir une augmentation, qui est en fait, une diminution de la température du fluide cyclé à l'évaporateur.

L'analyse des paramètres $\overline{\theta}_G, \overline{\theta}_F, \overline{\varphi}_F$ et $\overline{\varphi}_G$ montre que ceux ci sont étroitement liés. Par conséquent le choix des valeurs optimales se traduit comme suit :

Le coefficient d'échange à l'évaporateur doit être minimum et celui du générateur maximum, ainsi $\overline{\theta}_G$ s'approche de ses valeurs minimales, $\overline{\theta}_F$ et $\overline{\theta}_M$ sont à des valeurs optimums.

V-2-2 Températures du fluide en circulation

Les températures du fluide en circulation T_G, T_M et T_F qui assurent le transfert de chaleur sont déduites des équations adimensionnelles:

$$\overline{\theta}_G = \frac{T_G - T_{fG}}{T_M} \quad \overline{\theta}_M = \frac{T_M - T_{fM}}{T_M} \quad \overline{\theta}_F = \frac{T_F - T_{fF}}{T_M}$$

Compte tenu des hypothèses nous les présentons sur les tableaux (I , II et III) suivants (en °C) :

- Température du fluide au générateur

$\overline{\varphi}_G \backslash \overline{\varphi}_F$	1	1.5	2	2.5	3	4
1	99.615	99.591	99.576	99.557	99.538	99.518
2	99.667	99.647	99.634	99.617	99.601	99.584
3	99.737	99.721	99.711	99.702	99.685	99.671
4	99.741	99.725	99.715	99.710	99.689	99.676
5	99.748	99.732	99.722	99.712	99.697	99.685
6	99.749	99.734	99.724	99.758	99.699	99.737
7	99.790	99.777	99.769	99.778	99.748	99.759
8	99.807	99.796	99.788	99.786	99.769	99.768
9	99.814	99.803	99.796	99.798	99.777	99.781
10	99.825	99.814	99.807	99.802	99.790	99.803
11	99.840	99.830	99.825	99.820	99.810	99.882
12	99.914	99.910	99.905	99.902	99.890	99.887

Tableau V- I - Température du fluide au générateur

- **Température du fluide à l'évaporateur**

$\overline{\varphi}_F \backslash \overline{\varphi}_G$	1	1.5	2	2.5	3	4
1	1.849	1.837	1.831	1.823	1.816	1.805
2	1.825	1.811	1.804	1.795	1.786	1.773
3	1.790	1.773	1.764	1.754	1.743	1.728
4	1.772	1.754	1.745	1.733	1.722	1.705
5	1.765	1.746	1.737	1.725	1.713	1.696
6	1.758	1.739	1.729	1.717	1.705	1.687
7	1.755	1.735	1.725	1.713	1.701	1.682
8	1.739	1.719	1.708	1.695	1.682	1.663
9	1.737	1.716	1.706	1.692	1.679	1.660
10	1.730	1.708	1.698	1.684	1.671	1.651
11	1.727	1.705	1.694	1.680	1.666	1.646
12	1.720	1.697	1.686	1.672	1.658	1.637

Tableau V– II - Température du fluide à l'évaporateur

- **Température du fluide à la source intermédiaire**

$\overline{\varphi}_F \backslash \overline{\varphi}_G$	1	1.5	2	2.5	3	4
1	34.762	34.755	34.741	34.727	34.720	34.702
2	34.699	34.685	34.667	34.653	34.650	34.625
3	34.685	34.667	34.653	34.639	34.622	34.604
4	34.667	34.650	34.632	34.618	34.601	34.583
5	34.660	34.643	34.625	34.608	34.594	34.576
6	34.650	34.632	34.615	34.597	34.580	34.562
7	34.604	34.583	34.566	34.545	34.524	34.506
8	34.603	34.582	34.565	34.544	34.523	34.505
9	34.601	34.580	34.562	34.541	34.520	34.499
10	34.594	34.573	34.555	34.534	34.513	34.492
11	34.593	34.569	34.552	34.531	34.510	34.489
12	34.592	34.566	34.548	34.527	34.503	34.485

Tableau V– III - Température du fluide à la source intermédiaire

V-2-3 Surfaces d'échange réduites

Les surfaces d'échange réduites, en fonction du coefficient d'échange réduit, du générateur sont décrites par les figures suivantes : les résultats sont donnés pour différentes valeurs du coefficient d'échange réduit de l'évaporateur $\overline{\phi_F}$ désigné par : f
Sur les figures (V-4 et V-5).

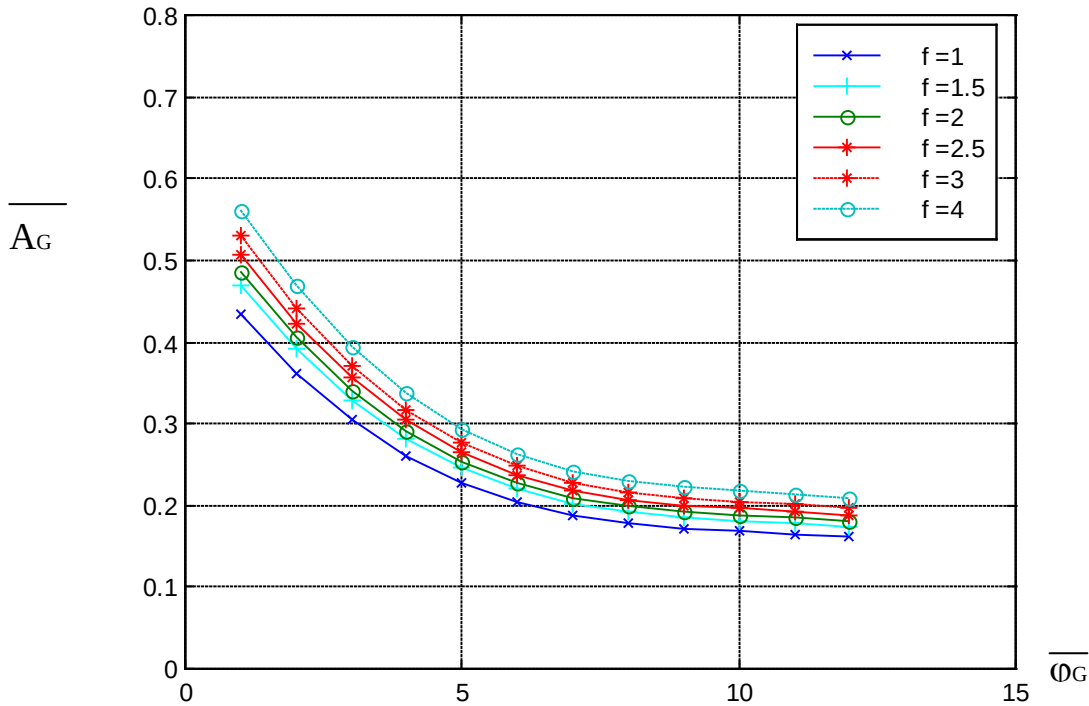


Fig V-4 : Surface d'échange réduite du générateur en fonction du coefficient d'échange réduit du générateur

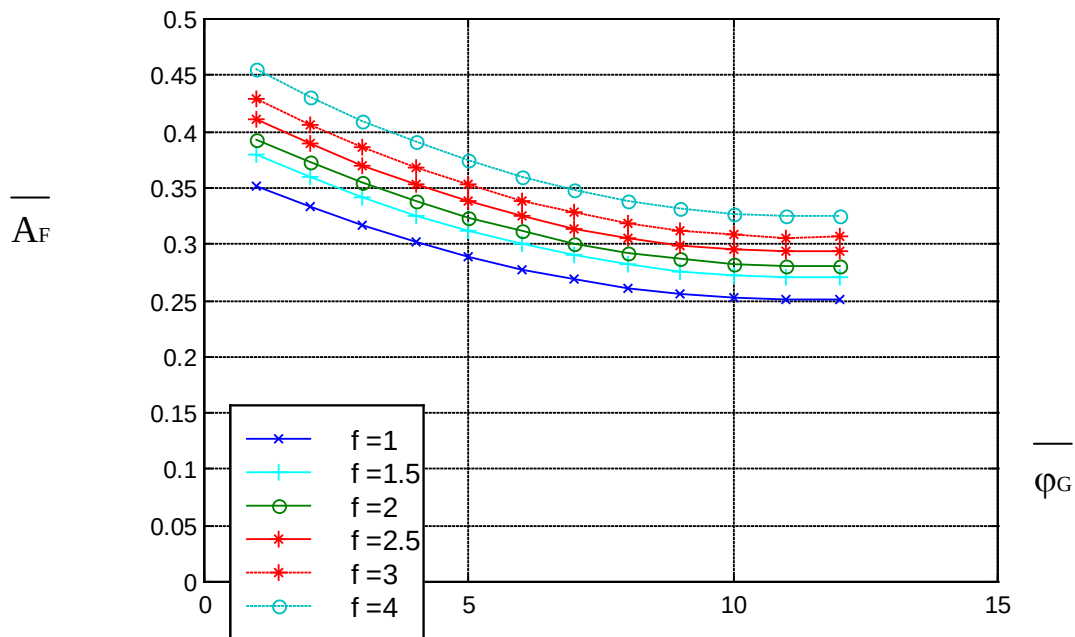


Fig V-5 : Surface d'échange réduite de l'évaporateur en fonction du coefficient d'échange réduit du générateur

On remarque sur ces graphes que dans l'intervalle où la température $\overline{\theta}_G$ est optimum, (c'est à dire $\overline{\varphi}_G$ supérieur à 5 et $\overline{\varphi}_F=1$), les surfaces d'échange au générateur et à l'évaporateur sont à leurs valeurs optimales.

Si l'on quantifie la surface d'échange totale à 100%, la surface du générateur varie entre 23% et 16%, celle de l'évaporateur entre 30% et 25%, ce qui laisse un taux de surface d'échange pour la source intermédiaire (c'est à dire le condenseur et l'absorbeur) entre 47% et 59%. Ceci nous permet donc de pouvoir dimensionner l'installation pour déterminer le meilleur rendement.

V-4-4 Coefficient de performance

Le coefficient de performance est donné par :
$$\text{COP} = \frac{\overline{Q}_F}{\overline{Q}_G}$$

Dans nos conditions de travail, il est évalué en utilisant les équations (IV-47) et (IV-48) du chapitre IV (§ IV-3). Ceci permet d'établir le graphe du COP du système en vue de mettre en lumière les résultats de l'optimisation. l'examen de la figure (V-6) révèle que si l'on choisit des valeurs minimales de $\overline{\varphi}_F$ et maximales de $\overline{\varphi}_G$, le COP tend à devenir maximal. Il peut atteindre la valeur 0.614, un coefficient de performance acceptable par rapport aux résultats des auteurs sur les installations frigorifiques à absorption.

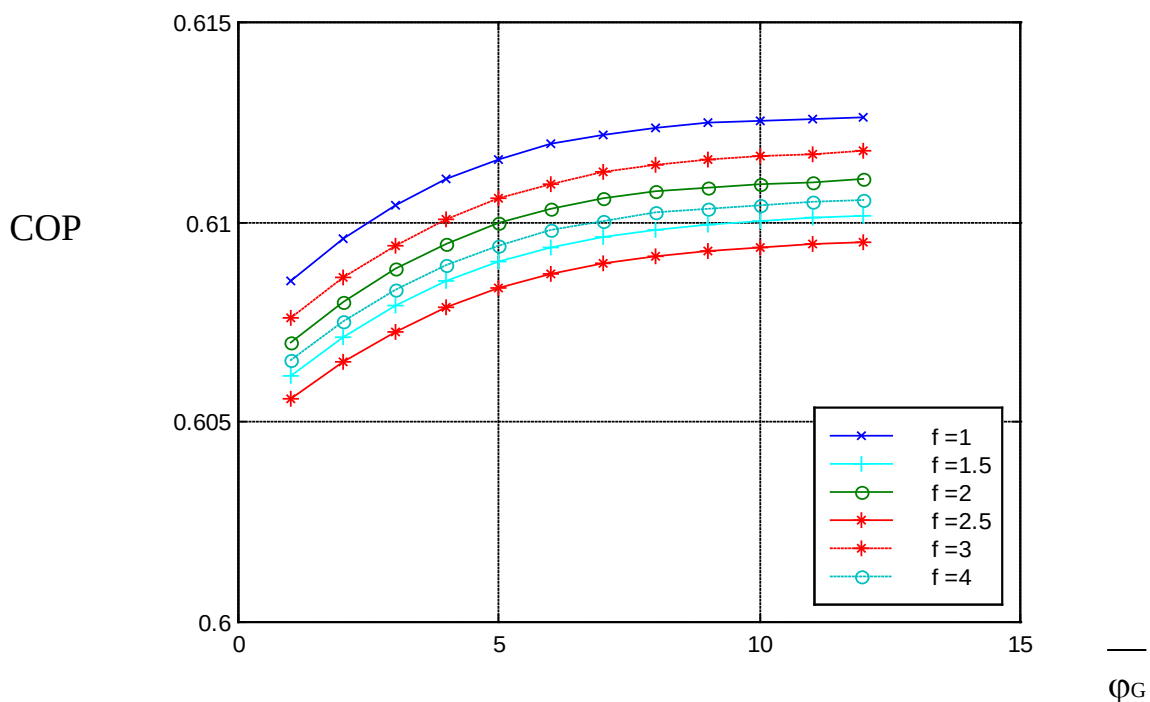


Fig V -6 : COP du système en fonction du coefficient d'échange réduit du générateur

V-4-5 Distance entre les tubes de l'absorbeur du capteur solaire :

En utilisant l'expression analytique (IV – 58) on peut déduire les valeurs optimales de la distance Δ entre les tubes de l'absorbeur du capteur solaire. Les évaluations de sont représentées sur la figure suivante :

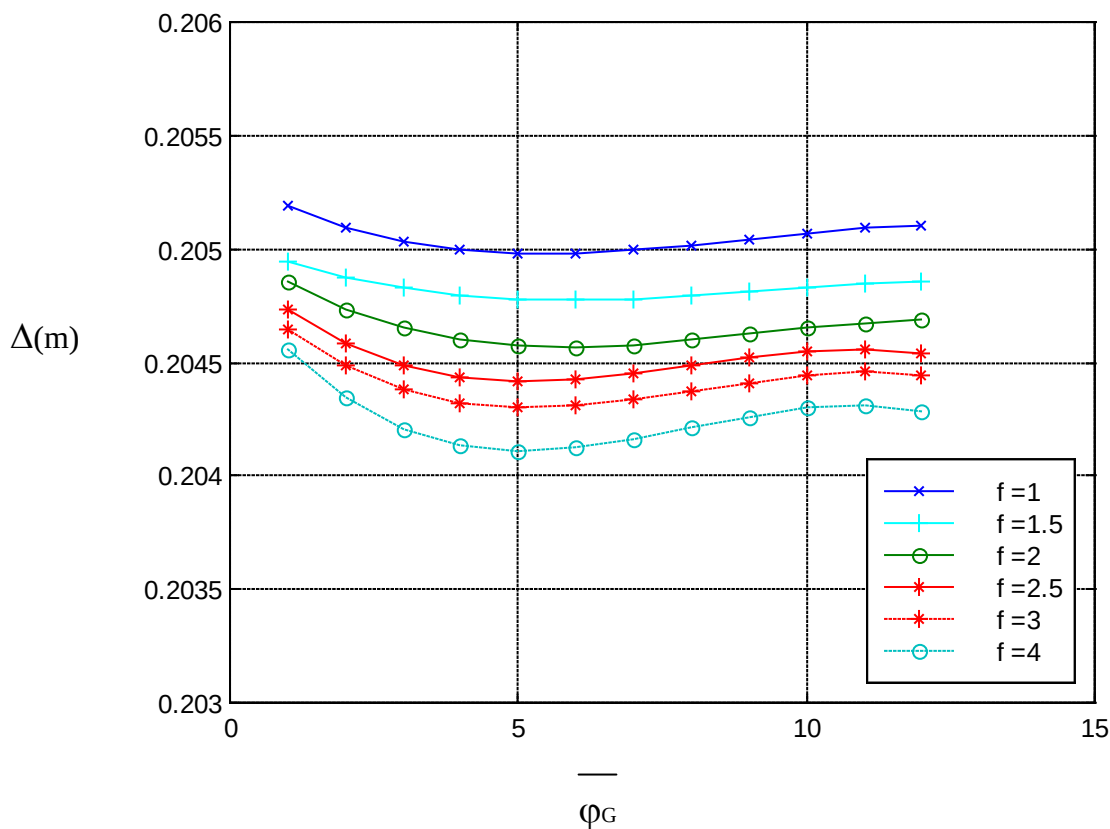


Fig V-7 : Distance entre les tubes de l'absorbeur du capteur solaire en fonction du coefficient d'échange réduit du générateur

Il apparaît que cette distance est plus ou moins stable pour un coefficient d'échange réduit du générateur et de l'évaporateur variables. Statistiquement la valeur optimale de Δ est de l'ordre de 0,2 m.

V-4-6 Efficacité de l'absorbeur du capteur solaire :

La relation (IV – 19) permet de tracer les graphes de l'efficacité de l'absorbeur F' (fig V-8) du capteur solaire en fonction de la distance Δ entre les tubes (toujours paramétré en coefficient d'échange réduit de l'évaporateur) puisque les valeurs de Δ le sont (les paramètres de l'installation complète étant liés). On note que l'efficacité de l'absorbeur atteint 0,60 à 0,75 pour un coefficient d'échange réduit de l'évaporateur variable.

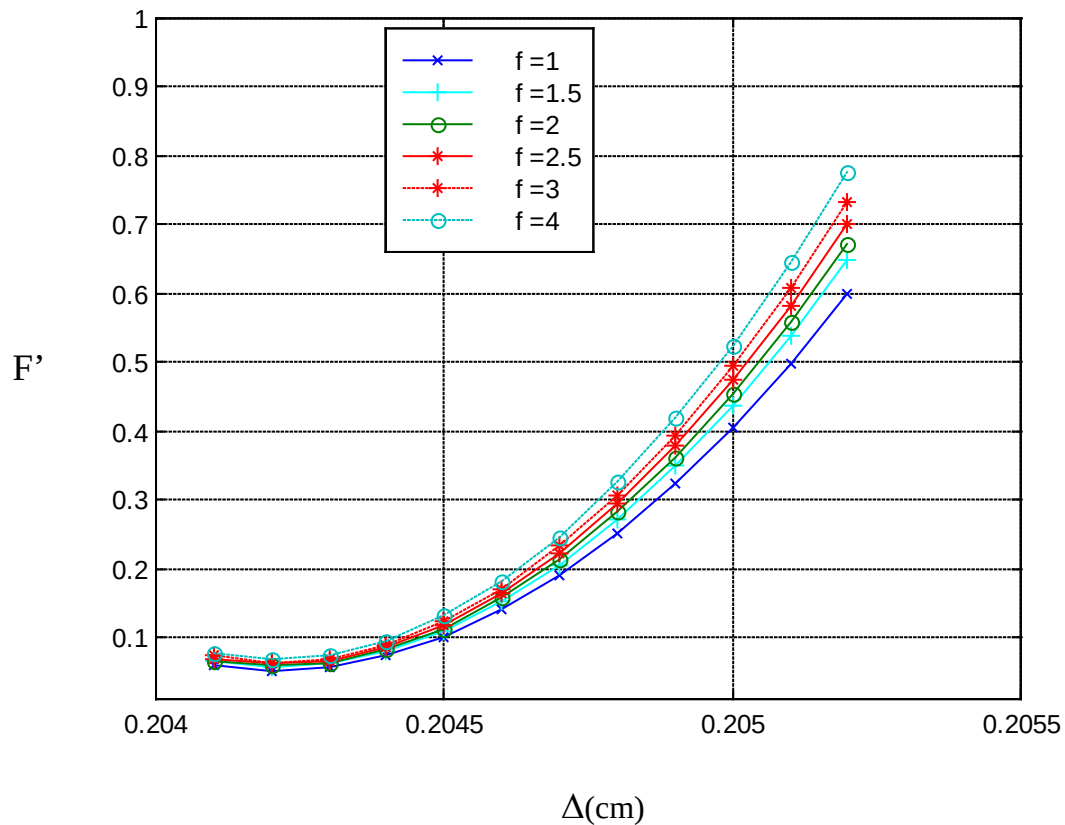


Fig V-8 : Efficacité de l'absorbeur du capteur solaire en fonction de l'épaisseur entre les tubes

V-4-7 Rendement instantané du capteur solaire :

Le rendement instantané du capteur solaire se déduit de la relation (IV – 31), les résultats sont présentés sous forme de graphes (fig. V-9) en fonction de l'écart de températures du fluide en entrée et en sortie du capteur ($T_s - T_e$).

Puisque le rendement instantané du capteur est fonction de l'efficacité de l'absorbeur, il est lié ainsi à tous les paramètres de l'installation frigorifique entière et il est donc paramétré en coefficient d'échange réduit de l'évaporateur.

Le rendement instantané augmente lorsque l'écart ($T_s - T_e$) et le coefficient d'échange réduit à l'évaporateur augmente aussi, il se situe dans l'intervalle de valeur : 0,65 à 0,82.

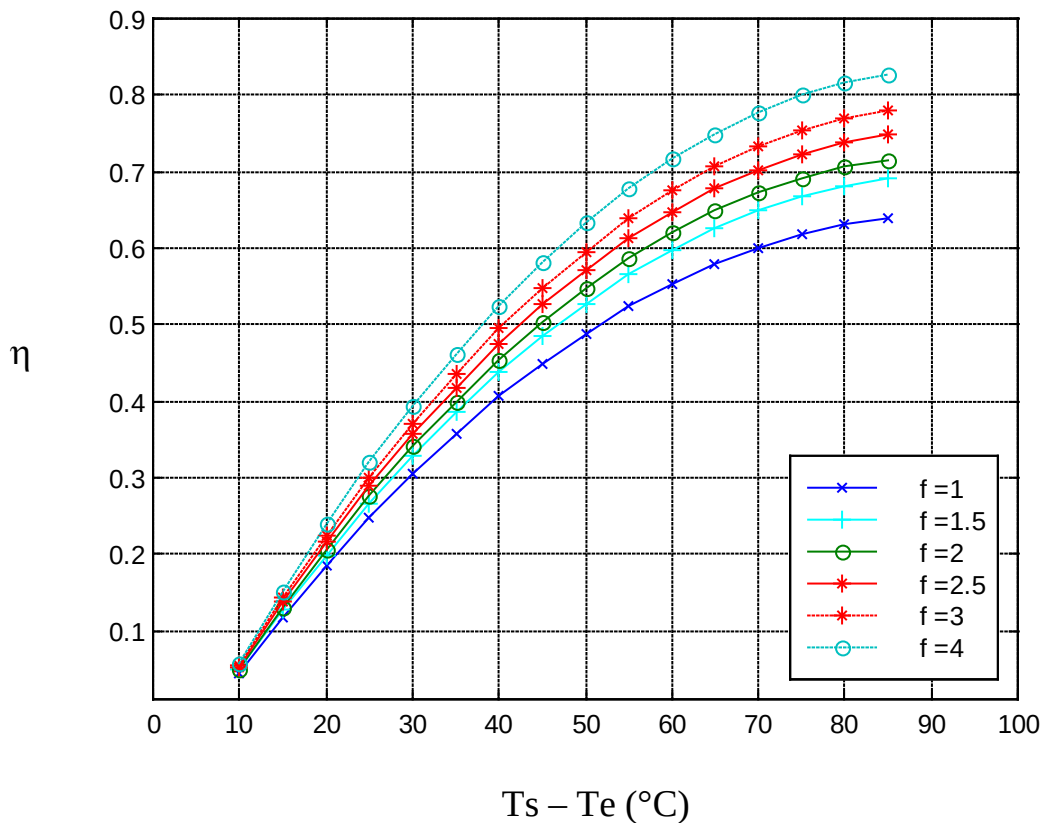


Fig V-9 : Rendement instantané du capteur solaire en fonction de la différence de température

V-5- EXEMPLE PRATIQUE

Pour traduire concrètement nos résultats, on effectue une application sur le dimensionnement d'une installation à absorption solide (chlorure de strontium - ammoniac), simplement en passant par des valeurs adimensionnelles vers des valeurs réelles.

V-5-1- DESCRIPTION DE L'UNITE DE REFRIGERATION

L'unité fonctionne en intermittence, la pompe de circulation est donc supprimée, on a alors besoin d'aucun appoint en puissance électrique pour son entraînement. L'installation se compose d'un générateur / absorbeur , d'un condenseur, d'un réservoir de stockage et d'un évaporateur. L'unité est munie éventuellement de deux vannes de contrôle et d'une vanne de sécurité qui s'ouvre automatiquement si la pression atteint 30 bars .

- Le volume de la chambre froide, prévu pour une première évaluation, est fixé à 100 litres .

- La température d'ambiance et d'introduction des produits à conserver est de 35°C.

- La masse des produits à introduire dans la chambre froide est de 50Kg .

- Leur chaleur massique à pression constante $C_p = 0,25 \text{ à } 0,95 \text{ Kcal / Kg}^\circ\text{K}$ [25].

- La conductivité thermique de l'acier composant la chambre froide est:

$$\lambda_a = 39,4 \text{ Kcal/h m}^\circ\text{k} .$$

- L'isolation est en polystyrène $\lambda_{\text{poly}} = 0,025 \text{ Kcal / h m}^\circ\text{k}$

- L'épaisseur de cette isolation est estimée à 5 cm

- Les dimensions de la chambre sont (0,6 x 0,6 x 0,5) à l'extérieur et (0,5 x 0,5 x 0,4) à l'intérieur .

Notre application est basée sur les températures trouvées à partir des résultats d'optimisation: la température d'évaporation du fluide frigorigène (l'ammoniac)

$T_F = 1,8^\circ\text{C}$, la température de condensation $T_M = 34,5^\circ\text{C}$ et la température de génération $T_G = 99,8^\circ\text{C}$

V-5-2- COMBINAISON CHOISIE "FLUIDE FRIGORIGENE-ABSORBANT "

Il s'agit d'une installation à absorption solide dont la combinaison choisie est le chlorure de strontium – ammoniac ($\text{SrCl}_2 - \text{NH}_3$). Il a été prouvé, en pratique, que le transfert de masse en utilisant le sel SrCl_2 sans additifs est moins bon et peut partiellement ou totalement bloquer la réaction après un certain nombre de cycles. Dès lors on utilise dans le réacteur, du sel préparé et traité avec du graphite. Ce matériau est un stabilisateur de température, il ne réagit pas chimiquement avec l'ammoniac et présente une grande conductivité thermique . En plus de ces propriétés, le graphite favorise le mouvement de la vapeur et ainsi le transfert de masse. D'autre part, le sel est condensé pour augmenter la capacité de stockage et le transfert de chaleur, et diminuer le volume spécifique de la réaction sans affecter le transfert de masse dans les limites spécifiques .

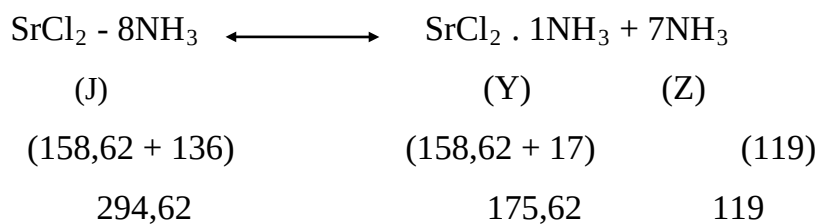
Ainsi, la conductivité thermique et le coefficient de transfert sont fixés à :

$K=4$ à 25 W/m.k et $h = 500$ à $1200 \text{ w/m}^2 \text{ k}$.

La combinaison $\text{NH}_3 - \text{SrCl}_2$ présente plus de fiabilité lorsque le chlorure de strontium est traité avec du graphite .

1 mole de SrCl_2 peut absorber 8 moles d' NH_3 , mais ne peut générer que 7 moles d' NH_3 , il reste donc toujours 1 mole d' NH_3 absorbée dans le SrCl_2 .

La réaction de la phase de désorption de l' NH_3 est donnée comme suit :



Le mélange du SrCl_2 et d' NH_3 est dit "ammoniacate" . Les fractions des différentes masses par rapport au SrCl_2 :

$$m_x = 294,62 / 158,62 = 1,857$$

est la fraction massique de l'ammoniacate avant la génération

$$m_y = 175,62 / 158,62 = 1,107$$

est la fraction massique de l'ammoniacate après génération

$$m_z = 119 / 158,62 = 0,75$$

est la fraction massique de l'ammoniacate desorbé .

La fraction de l'ammoniac / SrCl_2 dans le réacteur à la saturation est :

$$m_3 = 136 / 158,62 = 0,857$$

Le calcul des pressions et des températures qui règnent dans le circuit pendant le jour et pendant la nuit découle des relations suivantes [9] .

$$T_F = \frac{-2793,3}{\ln p - 11,676} \quad \text{---- (1)}$$

$$T_G = \frac{-4983,3}{\ln p - 16,018} \quad \text{---- (2)}$$

En prenant en compte la température d'évaporation trouvée par optimisation $T_F = 1,8^\circ\text{C}$ et en utilisant l'équation (1) on trouve une pression $P = 3,782 \text{ bar}$.

En utilisant les tables de vapeurs d'ammoniac (voir annexe), La chaleur latente d'évaporation du NH_3 à la pression et à la température d'évaporation qui règnent dans le circuit est : $h_{fg} = 1273,59 \text{ KJ / Kg}$.

La chaleur à extraire de la chambre froide Q_r est calculée comme suit :

$$Q_r = Q_m + Q_p + Q_s$$

Q_m : Chaleur apportée par la marchandise introduite .

Q_p : Chaleur pénétrant par les parois de la chambre .

Q_s : Chaleur due au service de la porte .

Avec $Q_m = m_{cp} \Delta T$ et ΔT est la différence de température entre l'ambiance et la chambre froide .

Si l'on fixe la masse à 50Kg , la chaleur massique c_p à 0,25Kcal / hm°k par heure.

Telle que $\Delta T = T_a - T_F$ avec T_a est la température ambiante. Prenons le cas fréquent où $T_a = 45^\circ\text{C}$, on fixe $\Delta T = 43^\circ\text{C}$ et donc $Q_m = 537 \text{ kcal}$

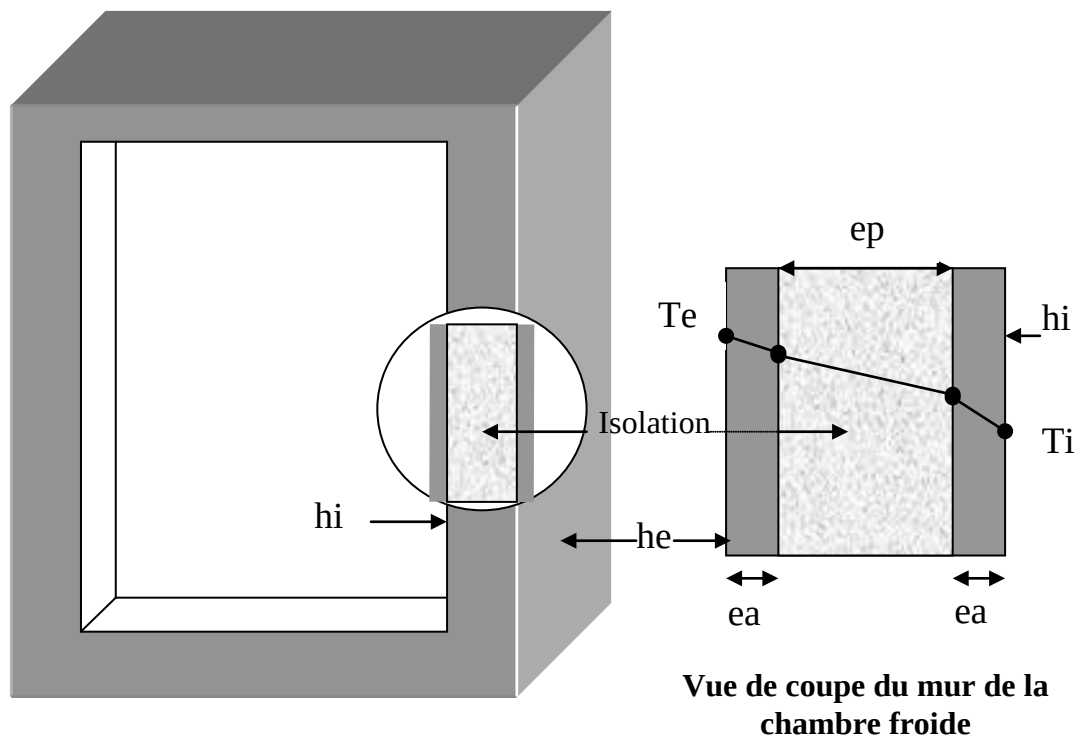
Quant à Q_p elle est donnée par :

$$* Q_p = K_t S \Delta T \cdot 24$$

le facteur 24 exprime la durée du cycle qui est 24 heures

S est la surface externe de la chambre $S = 1,92 \text{ m}^2$

K_t est le coefficient global de transfert de chaleur des parois de la chambre.



Chambre froide

$$K_t = 1 / (1/h_e + 1/h_i + 2e_a/\lambda_a + e_p/\lambda_p)$$

Avec h_e : coefficient de convection externe.

Et h_i : coefficient de convection interne.

e_a : épaisseur de l'acier λ_a : sa conductivité thermique

e_p : épaisseur du polystyrène λ_p : sa conductivité thermique

T_e : température extérieure T_i : température intérieure

Les parois de la chambre sont constituées comme suit :

une couche d'acier d'épaisseur $e_a = 2$ mm

une couche de polystyrène d'épaisseur $e_p = 5$ cm

une couche d'acier d'épaisseur $e_a = 2$ mm

Comme il n'y a pas d'écoulement d'air à l'intérieur de la chambre froide l'effet convectif interne est à négliger, le renouvellement d'air qui se fait lors de l'ouverture de la chambre est pris en compte dans le calcul de Q_s qui se chiffre à 25% de Q_p , ainsi :

$$K_t = 1 / (1/h_e + 2e_a/\lambda_a + e_p/\lambda_p)$$

Deux cas sont à considérer pour l'évaluation de ce coefficient :

1/ Si l'écoulement à l'extérieur de la chambre est laminaire l'évaluation de h_e s'établit à partir de la relation empirique suivante [21]:

$$h_e = a + b v^n$$

$a = 5,22$, $b = 3,94$ et $n = 1$ v est prise égale à 4 m/s

$h_e = 20,98 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{K}$ ou $h_e = 18,04 \text{ kcal / h m}^2 \text{ } ^\circ\text{K}$

Enfin $K_t = 0,487 \text{ kcal / h m}^2 \text{ }^\circ\text{K}$

Et ainsi $Q_p = 674,34 \text{ kcal}$

2/ Si la chambre est soumise à la convection naturelle [26]:

- Evaluation pour les parois verticales de la chambre :

$$h_v = 1,5 (\Delta T/x)^{0.25}$$

Si le ΔT est de 1°C

$$h_v = 1,46 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{K}$$

$$K_t = 0,37 \text{ kcal / h m}^2 \text{ }^\circ\text{K}$$

On trouve : $Q_p = 319,68 \text{ kcal}$

- Evaluation pour le plafond de la chambre :

$$h_p = 1,4 (\Delta T/x)^{0.25}$$

$$h_p = 1,36 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{K}$$

$$K_t = 0,36 \text{ kcal / h m}^2 \text{ }^\circ\text{K}$$

On détermine : $Q_p = 77,76 \text{ kcal}$

- Evaluation pour la base :

$$h_b = 0,7 (\Delta T/x)^{0.25}$$

$$h_b = 0,68 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{K}$$

$$K_t = 0,288 \text{ kcal / h m}^2 \text{ }^\circ\text{K}$$

On détermine : $Q_p = 60,48 \text{ kcal}$

La somme des trois quantités de chaleur pour les parois verticales, le plafond et la base donnera la chaleur pénétrant par les parois de la chambre :

$$Q_p = 457,92 \text{ kcal} = 1914.10 \text{ kJ}$$

Par conséquent les valeurs de Q_p varient donc, selon que l'on se trouve dans un cas de convection naturelle ou d'écoulement laminaire.

On considère pour le reste des calculs qui suivent, le cas laminaire. On dispose des données suivantes :

$$Q_s = 0,25 Q_p$$

$$Q_s = 168,58 \text{ kcal} = 704.66 \text{ kJ}$$

Finalement la chaleur à extraire de la chambre froide est :

$$Q_r = 1217,92 \text{ kcal} = 5090,90 \text{ kJ}$$

$$\text{On a } Q_r = M_{\text{NH}_3} h_{fg}$$

Où M_{NH_3} est la masse d'ammoniac à introduire dans l'évaporateur pour tirer la chaleur Q_r en s'évaporant et h_{fg} est la chaleur latente d'évaporation de l'ammoniac liquide .

$$M_{\text{NH}_3} = 3,99 \text{ kg}$$

Aux valeurs moyennes de la température et de l'enthalpie la masse de l'ammoniac désorbée est :

$$M_d = M_{\text{NH}_3} / \exp (h_e - h_c / h_{fgm}) [9]$$

Où

h_e : enthalpie à l'évaporateur $h_e = 391.89 \text{ kJ/kg}$

h_c : enthalpie au condenseur $h_c = 683.29 \text{ kJ/kg}$

h_{fgm} : enthalpie d'évaporation moyenne $h_{fgm} = 1158.3 \text{ kJ/kg}$

permettant d'évaluer M_d :

$$M_d = 4,02 \text{ kg}$$

La masse du SrCl_2 nécessaire pour le chargement de la machine est :

$$M_{\text{SrCl}_2} = M_d / m_z$$

$$M_{\text{SrCl}_2} = 5,36 \text{ kg}$$

La masse d'ammoniac nécessaire pour le chargement de la machine est :

$$M_s = m_s M_{\text{SrCl}_2}$$

Où m_s est la fraction massique de l'ammoniac à la saturation $m_s = 0,857$

$$M_s = 4,59 \text{ kg}$$

Les quantités des différents sels sont :

- $M_x = m_x M_{\text{SrCl}_2}$ est la masse totale du sel et du NH_3 absorbé

$$M_x = 9,91 \text{ kg}$$

- $M_y = m_y M_{\text{SrCl}_2}$ est la masse du sel après génération du NH_3

$$M_y = 5,89 \text{ kg}$$

- $M_{\text{gr}} = m_{\text{gr}} M_{\text{SrCl}_2}$ est la masse du graphite nécessaire pour le mélange , $m_{\text{gr}} = 0,25$

$$M_{\text{gr}} = 1,34 \text{ kg}$$

CALCUL DES SURFACES D'ÉCHANGE

La puissance frigorifique produite pendant 24 h est $Q_F = 5091 \text{ kJ}$

De l'équation (IV – 6) on calcule la surface d'échange de l'évaporateur.

$\phi_F = 2,8 \text{ W / m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$ [1] , et la différence de température de la réserve de glace (le fluide frigorigène) et l'ambiance de la chambre frigorifique est : 4°C [27]

$$A_F = 10,35 \text{ m}^2$$

Une surface qui correspondrait à 330 mètres linéaires d'un tube de 1cm de diamètre.

d'après les résultats de l'optimisation les différentes surfaces d'échange sont évaluées en pourcentages de la surface totale:

$$A_G = 0,1 \times A_{\text{totale}}$$

$$A_F = 0,2 \times A_{\text{totale}}$$

$$A_M = 0,7 \times A_{\text{totale}}$$

Connaissant A_F , on déduit la surface totale

$$A_{\text{totale}} = 51,75 \text{ m}^2$$

La surface d'échange du générateur est donc :

$$A_G = 5,17 \text{ m}^2$$

La surface d'échange de la source intermédiaire comprenant le condenseur et l'absorbeur est alors:

$$A_M = 36,22 \text{ m}^2$$

Comme dans la conception de l'installation que nous avons proposé, le générateur absorbeur forme le même organe, la surface d'échange du condenseur est donc

$$A_C = 31 \text{ m}^2$$

Ces données achevant de déterminer complètement le problème d'optimisation du système étudié.

V-5-3- COEFFICIENT DE PERFORMANCE DE L'INSTALLATION

On calcule d'abord l'énergie nécessaire à la génération du fluide frigorigène pour notre installation spécifique chlorure de strontium – ammoniac pour déduire le coefficient de performance. On compare ensuite, ces résultats avec le coefficient de performance des résultats de l'optimisation.

- Enthalpie de réfrigération :

$$h_r = (46,2251 - 0,0976 T_G) 16,3388 \text{ [9]}$$

Comme $T_G = 100 \text{ }^\circ\text{C}$, on a $h_r = 491,514 \text{ kJ/kg d'NH}_3$

- Energie nécessaire pour la génération :

$$Q_g = M_x C_x (T_d - T_a) + M_y C_y (T_G - T_d) + M_{gr} C_{gr} (T_G - T_a) + M_d h_r$$

T_a : température d'absorption $T_a = 35\text{ °C}$

T_G : température de génération $T_G = 100\text{ °C}$

T_d : température de désorption

$$T_d = T_G - 22\text{ [9]} \text{ donc } T_d = 78\text{°C}$$

D'après [9] on trouve :

$$C_x = 1,109\text{ J/kg °K}$$

$$C_y = 1,883\text{ J/kg °K}$$

$$C_{gr} = 0,224\text{ J/kg °K}$$

D'où l'on trouve les valeurs suivantes :

$$Q_g = 10642\text{ kJ}$$

$$\text{COP} = Q_F / Q_G$$

$\text{COP} = 0,58$ estimation qui apparaît en concordance avec les résultats de l'optimisation (0.62 en moyenne). L'écart d'incertitude ne dépasse guère les 6,5%

V-5-4- DIMENSIONNEMENT DU CAPTEUR SOLAIRE

D'après la relation (IV – 26) , le rendement instantané est :

$$\eta = \frac{Q_u}{A_c \cdot E_g}$$

L'énergie thermique utile récupérée est celle qui va servir à générer l'ammoniac, c'est donc l'énergie nécessaire à la génération Q_G .

Les résultats de l'optimisation ont donné un rendement instantané entre 0,65 et 0,82.

Afin d'avoir une marge de sécurité de la surface de captation, on prend raisonnablement en considération la valeur 0,65.

le flux incident quotidien, moyen, sur une surface de captation inclinée est

$$E_g = 6,36 \text{ kWh/m}^2.$$

La surface de captation nécessaire pour l'installation est évalué à:

$$A_c = 6 \text{ m}^2$$

Cette surface de captation correspondrait à un capteur de l'ordre de 3m x 2m , la longueur des tubes absorbeurs de rayonnement étant donc de deux mètres, le nombre de tubes est donné par la relation citée au paragraphe III – 4 – 5 :

$$A_c = n\Delta L$$

Soit $\Delta = 0,2 \text{ m}$ trouvée en optimisation, le nombre de tubes est donc évalué à

$n = 15$ tubes.

CONCLUSION

Après avoir procédé à la modélisation mathématique des deux systèmes : système frigorifique et système solaire, on a pu réaliser, l'optimisation de ces deux systèmes et ensuite du système couplé. On a pu établir les résultats indispensables correspondant à un dimensionnement d'une installation réelle.

A la lumière des résultats trouvés en optimisation:

- Les masses du fluide frigorigène et de l'absorbant nécessaires pour le chargement de la machine ont été calculés.
- Un bilan de chaleur pour déterminer les charges de la chambre frigorifique à été effectué.
- Les surfaces des différents organes de l'installation frigorifique ont été ensuite déduites.
- Le coefficient de performance de l'installation frigorifique a été déterminé.
- Et enfin un dimensionnement précis du capteur solaire "organe moteur de l'installation" est donné pour passer à l'étape de la conception.

CHAPITRE – VI

CONCLUSION

CONCLUSION

Les résultats de l'optimisation sont présentés sous forme de graphes et de tableaux en fonction du coefficient d'échange réduit du générateur paramétrés en coefficient d'échange réduit à l'évaporateur .

Les températures réduites du générateur, de l'évaporateur et de la source intermédiaire correspondent à des valeurs optimales pour $\overline{\varphi_F}$ minimum et $\overline{\varphi_G}$ maximum, les températures du fluide cyclé au niveau du générateur, la source intermédiaire et l'évaporateur sont respectivement de l'ordre de 99.6°C, 34.6°C et 1.7°C.

Les surfaces d'échange des différents organes de l'installation ont pu être déterminées. Ainsi on a obtenu 23% pour le générateur, 30% pour l'évaporateur et 47% pour l'absorbeur et le condenseur.

Dans l'étude du système couplé, on a considéré la distance entre les tubes de l'absorbeur du capteur solaire plan Δ comme paramètre en fixant les autres à des valeurs acceptables, du point de vue physique, la valeur optimale correspondante est de l'ordre de 0.2 m.

L'efficacité de l'absorbeur F' dépend de Δ , les paramètres de l'installation frigorifique entières étant tous liés, l'efficacité est donnée en fonction de Δ et paramétrée en coefficient d'échange réduit à l'évaporateur, l'efficacité peut atteindre : 0,60 jusqu'à 0,75 .

Enfin le rendement instantané du capteur solaire a été déduit en fonction de l'écart de température $T_s - T_e$ et paramétré en coefficient d'échange réduit à l'évaporateur, dans la gamme de valeurs (0,65 à 0,82).

Le coefficient de performance trouvé atteint une valeur maximum de l'ordre de 0,6 confirmant ainsi les résultats d'optimisation.

Les résultats ainsi obtenus permettent de réaliser un bilan global sur tous les organes de l'installation frigorifique solaire à absorption dans le cas général. Les résultats de l'optimisation s'appliquent aux deux modes de production de froid par absorption liquide ou solide.

Dans cet objectif d'optimisation on a pu élaborer un modèle réaliste pour optimiser les systèmes de réfrigération solaire et prédire leurs performances.

La qualification de ce modèle a été réalisée dans les conditions d'étude d'un système de réfrigération à absorption (système purement thermique). Ce type de système fonctionne suivant des cycles trithermes. On a vu apparaître trois sources de chaleur : la source chaude, la source intermédiaire, et la source froide.

Notre travail s'est axé sur la recherche d'une relation liant le cycle avec la source chaude qui est dans notre cas, le capteur solaire.

L'optimisation théorique du cycle de fonctionnement des machines frigorifiques a permis de concevoir le système de réfrigération.

La relation qui lie les paramètres du capteur et ceux du cycle a permis de déduire un dimensionnement convenable d'un capteur solaire, en vue de minimiser la puissance délivrée au bouilleur à effet frigorifique constant.

En effet l'exemple pratique que nous avons présenté a permis de confirmer les résultats de l'optimisation et les traduit à l'échelle réelle, ainsi nous avons pu valider théoriquement une installation frigorifique à absorption solide à énergie solaire et fixer les différents paramètres en vue de passer à la réalisation.

***CONCLUSION
GENERALE***

Partant de considérations générales sur les mécanismes et propriétés énergétiques des installations solaires actuellement disponibles pour la production de froid, on a pu dégager un choix judicieux visant à optimiser les performances de certains éléments tels que le système de génération – absorption afin d’augmenter le rendement et l’efficacité du prototype envisagé.

Notre approche qui a pour but la qualification de l’ensemble du modèle adopté a été réalisée dans les conditions d’analyse.

La qualification de ce modèle a été réalisée dans les conditions d’étude d’un système de réfrigération à absorption (système purement thermique). Ce type de système fonctionne suivant des cycles trithermes. On a vu apparaître trois sources de chaleur : la source chaude, la source intermédiaire, et la source froide.

Notre travail s'est axé sur la recherche d’une relation liant le cycle avec la source chaude qui est dans notre cas, le capteur solaire.

L’optimisation théorique du cycle de fonctionnement des machines frigorifiques a permis de concevoir le système de réfrigération.

Les températures réduites du générateur, de l’évaporateur et de la source intermédiaire correspondent à des valeurs optimales pour $\overline{\varphi_F}$ minimum et $\overline{\varphi_G}$ maximum, les températures du fluide cyclé au niveau du générateur, la source intermédiaire et l’évaporateur sont respectivement de l’ordre de 99.6°C, 34.6°C et 1.7°C.

Les surfaces d’échange des différents organes de l’installation ont pu être déterminées. Ainsi on a obtenu 23% pour le générateur, 30% pour l’évaporateur et 47% pour l’absorbeur et le condenseur.

Dans l’étude du système couplé, on a considéré la distance entre les tubes de l’absorbeur du capteur solaire plan Δ comme paramètre en fixant les autres à des valeurs acceptables, du point de vue physique, la valeur optimale correspondante est de l’ordre de 0.2 m.

L'efficacité de l'absorbeur ainsi identifié dépend sensiblement de Δ , les paramètres de l'installation frigorifique entière apparaissent tous liés : l'efficacité est donnée en fonction de Δ et paramétrée en coefficient d'échange réduit à l'évaporateur.

Dans ces conditions l'efficacité peut atteindre la valeur optimale : 0,60 et peut s'étendre jusqu'à 0,75 .

Enfin le rendement instantané du capteur solaire a été déduit en fonction de l'écart de température entrée sortie est paramétré en coefficient d'échange réduit à l'évaporateur, dans la gamme de valeurs (0,65 à 0,82).

Pour le modèle d'application que nous avons choisi, le coefficient de performance trouvé atteint une valeur maximale de l'ordre de 0,6 confirmant ainsi les résultats d'optimisation.

Les résultats ainsi obtenus permettent de réaliser un bilan global sur tous les organes de l'installation frigorifique solaire à absorption dans le cas général. En outre tenant compte du principe de fonctionnement, on considère que l'optimisation peut s'appliquer aux deux modes de production de froid par absorption liquide ou solide. Dans le cadre de cette étude d'optimisation on a pu élaborer un modèle réaliste pour optimiser les systèmes de réfrigération solaire et parvenir ainsi à la prédiction de leurs performances.

La formalisation liée à la résolution de chaque sous systèmes a pu être effectué, en toute rigueur, et l'on a pu mettre en lumière la solution optimale compatible avec les surfaces d'échange réduites.

En définitif la généralisation de la méthode des multiplicateurs de Lagrange proposée a permis d'ouvrir la voie à un calcul analytique directe du problème considéré, à savoir, l'évaluation du COP et des paramètres associés conduisant ainsi à un dimensionnement réaliste de l'installation. Comme on l'a pu mettre en évidence précédemment ce dernier résultat amorce une large perspective de modélisation et d'expérimentation du système fonctionnant dans toute sa complexité.

BIBLIOGRAPHIE

- [1] RECKNAGEL .R - SPRENGER . F– HÖNMANN . L. " Le Recknagel: Manuel pratique du génie climatique". 2^{ème} édition ; PYC édition .
- [2] GUENAUD . Y. " La climatisation et les pompes à chaleur ".
- [3] TROMBE . J. and FOEX. S. " Analysis and performance of ammonia water solar refrigeration system operated by CPC collector".
(Solar Energy) N° 30 pp 123-135; 1985.
- [4] CHINAPPA. J. C. V. " Performance of intermittent refrigerator operated by a flat plate collector". (Solar Energy) N° 4 pp 143-150; 1962
- [5] SWARTMAN. R. K. " Comparison of ammonia water and ammonia sodium thiocyanate as the refrigerant-absorbant in a solar refrigeration system".
(Solar Energy) N° 27 pp 123-127; 1975
- [6] FARBER . J. P. " Transient analysis and performance prediction of a solid absorption solar refrigerator ".
(Solar Energy) N° 61, vol (1)1987, pp 43-59.
- [7] PLANCH. G. S " Solar operated absorption coolers".
(Heating, Piping, Air conditioning) Nov 1990 pp 53-65.
- [8] EGGERS-LURA. A. " Analysis and dimensionning of solar powered solid absorption with flat plat collectors".
(Solar Energy) N° 42 pp 50-58; 1989
- [9] BANSAL. N. K. and BLUMENBERG. J. " Performance testing and evaluation of solid absorption solar cooling unit".
(Solar Energy) N° 61 Vol (2) pp 127-140; 1987
- [10] ENIBE . S. O. and ILOEJE. O. C. " Transient analysis and performance prediction of a solid absorption solar refrigerator".
(Solar Energy) N° 61 Vol (1) pp 43-59; 1987
- [11] FLECHON. J. " Procédé pour produire du froid par réaction solide gaz et dispositif s'y rapportant". (Patent Cooperation Treacy - PCT) PCT / FR 87 / 04587; 1987
- [12] TRIPANAGNOSTOPOULOS .Y." CPC solar collectors with multichannel absorber". (Solar Energy) Vol (58) pp 49-61; 1996
- [13] " LES FLUIDES FRIGORIGENES. INTRODUCTION HISTORIQUE "
<http://rome.cnam.fr/uv14254/cours/Chapitre%20IV.pdf>

- [14] FETTIH. M . et DOUMAZ . M. "Etude et réalisation d'un nouveau prototype de capteur plan solaire" (Mémoire de fin d'études) INES Mécanique , Université de BLIDA - 1995
- [15] DUFFIE . J. A. and BECKMAN . W. A. " Solar energy thermal process". Wiley interscience (1991)
- [16] CHASSERIAUX . J. M. "Conversion thermique des rayonnements solaires". Dunod (1984)
- [17] SACADURA . J. F. " Initiation aux Transferts Thermiques ".
- [18] WALSH . G. R. " Methods of optimisation".
- [19] FEIDT. M. " Thermodynamique et optimisation des systèmes énergétiques ". (1996)
- [20] Matlab users guide. " Mathematical optimisation toolbox: computation, visualisation, programming", version 5; 1998
- [21] ILOEJE. O. C " Parametric effects on the performance of solar powered solid absorption refrigerator". (Solar Energy) N° 40 Vol (3) pp 191-195; 1989
- [22] RAPIN . R. " Formulaire du froid". (1985) Dunod 9^{ème} édition
- [23] BENABES. B." Étude, dimensionnement et choix des équipements pour la réalisation d'une installation de réfrigération par absorption à énergie solaire ". Thèse de Magister (USTHB); 1984
- [24] NYHAVN. J. " A solar energy powered system for the production of cold ". (Patent Cooperation Treacy - PCT) PCT / DK84 / 00040; 1984
- [25] " Dimensionnement d'un réfrigérateur solaire". R. EL AYACHI JITH' 1993
- [26] " An autonomous solar ammonia-water refrigeration system". M. D. STAICOVICH, Solar Energy N° 36 - 1986

ANNEXE I

TABLES DE PRESSION TEMPERATURE **DE FLUIDES FRIGORIGENES**

Table de pression température des CFC

Température (°F)	R-11 Pression de vapeur	R-12 Pression de vapeur	R-113 Pression de vapeur	R-114 Pression de vapeur	R-500 Pression de vapeur	R-502 Pression de vapeur
-50	28.9	15.4		27.1	12.8	0.2
-45	28.7	13.3		26.6	10.3	1.9
-40	28.4	11.0		26.0	7.6	4.1
-35	28.1	8.4		25.4	4.6	6.5
-30	27.8	5.5	29.3	24.6	1.2	9.2
-25	27.4	2.3	29.2	23.8	1.2	12.1
-20	27.0	0.6	29.1	22.9	3.2	15.3
-15	26.5	2.4	28.9	21.8	5.4	18.8
-10	26.0	4.5	28.7	20.6	7.8	22.6
-5	25.4	6.7	28.5	19.3	10.4	26.7
0	24.7	9.1	28.2	17.8	13.3	31.1
5	23.9	11.8	27.9	16.2	16.4	35.9
10	23.1	14.6	27.6	14.4	19.7	41.0
15	22.1	17.7	27.2	12.4	23.3	46.5
20	21.1	21.0	26.8	10.2	27.2	52.5
25	19.9	24.6	26.3	7.8	31.5	58.8
30	18.6	28.4	25.8	5.2	36.0	65.6
35	17.2	32.5	25.2	2.3	40.8	72.8
40	15.6	36.9	24.5	0.4	46.0	80.5
45	13.9	41.6	23.8	2.0	51.6	88.7
50	12.0	46.7	22.9	3.8	57.5	97.4
55	10.0	52.0	22.2	5.8	63.9	106.6
60	7.8	57.7	21.0	7.9	70.6	116.4
65	5.4	63.7	19.9	10.1	77.8	126.7
70	2.7	70.2	18.7	12.6	85.4	137.6
75	0.0	76.9	17.3	15.2	93.4	149.1
80	1.5	84.1	15.8	18.0	101.9	161.2
85	3.2	91.7	14.3	20.9	111.0	174.0
90	4.9	99.7	12.5	24.1	120.5	187.4

Température (°F)	R-11 Pression de vapeur	R-12 Pression de vapeur	R-113 Pression de vapeur	R-114 Pression de vapeur	R-500 Pression de vapeur	R-502 Pression de vapeur
95	6.8	108.2	10.6	27.5	130.5	201.4
100	8.8	117.1	8.6	31.1	141.1	216.2
105	10.9	126.5	6.4	35.0	152.2	231.7
110	13.2	136.4	4.0	39.1	164.0	247.9
115	15.6	146.7	1.4	43.4	176.3	264.9
120	18.3	157.6	0.7	48.0	189.2	282.7
125	21.0	169.0	2.2	52.8	202.8	301.4
130	24.0	180.9	3.7	58.0	217.0	320.8
135	27.1	193.5	5.4	63.4	231.9	341.2
140	30.4	206.5	7.2	69.0	247.4	362.6
145	34.0	220.2	9.2	75.0	263.7	385.0
150	37.7	234.5	11.2	81.3	280.7	408.4

Table de pression température des HFC et HCFC

Temp (°F)	R-22 Pression de vapeur	R-123 Pression de vapeur	R-134a Pression de vapeur	R-408A (FX-10) Pression de liquide	R-404A (FX-70) Pression de liquide	R-409A (FX-56) Pression de liquide	R-409A (FX-56) Pression de vapeur	R-407C Pression de liquide	R-407C Pression de vapeur
-50	6.2	29.2	18.7	1.6	0.6	12.4	17.2	2.9	11.4
-45	2.7	29.0	16.9	1.1	2.7	9.7	15.2	0.4	8.5
-40	0.5	28.9	14.8	3.3	5.0	6.8	13.1	2.5	5.2
-35	2.6	28.7	12.5	5.6	7.6	3.5	10.7	4.8	1.5
-30	4.9	28.4	9.8	8.2	10.4	0.0	8.1	7.3	1.3
-25	7.4	28.1	6.9	11.0	13.4	2.0	5.1	10.1	3.6
-20	10.1	27.8	3.7	14.1	16.8	4.1	1.9	13.1	6.1
-15	13.2	27.4	0.1	17.5	20.5	6.5	0.8	16.5	8.8
-10	16.5	27.0	1.9	21.2	24.5	9.0	2.8	20.1	11.9
-5	20.0	26.5	4.1	25.2	28.8	11.8	4.9	24.0	15.2
0	23.9	25.9	6.5	29.5	33.5	14.8	7.2	28.3	18.9
5	28.2	25.3	9.1	34.2	38.6	18.1	9.7	33.0	22.9
10	32.8	24.6	11.9	39.3	44.0	21.7	12.5	38.0	27.3
15	37.7	23.7	15.0	44.8	49.9	25.5	15.4	43.5	32.0
20	43.0	22.8	18.4	50.7	56.2	29.6	18.7	49.3	37.2
25	48.7	21.8	22.1	57.0	63.0	34.0	22.2	55.7	42.7
30	54.9	20.7	26.0	63.7	70.3	38.7	26.0	62.5	48.7
35	61.5	19.5	30.3	71.0	78.1	43.8	30.1	69.8	55.2
40	68.5	18.1	35.0	78.7	86.4	49.2	34.5	77.6	62.1
45	76.0	16.6	40.0	87.0	95.2	54.9	39.2	86.0	69.5
50	84.0	15.0	45.4	95.8	104.7	61.0	44.3	94.9	77.5
55	92.5	13.1	51.1	105.1	114.7	67.6	49.8	104.5	86.0
60	101.6	11.2	57.3	115.1	125.3	74.5	55.6	114.6	95.1
65	111.2	9.0	63.9	125.6	136.6	81.8	61.9	125.4	104.8
70	121.4	6.6	71.0	136.8	148.6	89.5	68.6	136.9	115.2
75	132.2	4.0	78.6	148.7	161.2	97.7	75.8	149.1	126.2
80	143.6	1.2	86.6	161.2	174.6	106.4	83.4	162.1	137.8
85	155.7	0.9	95.1	174.4	188.8	115.5	91.5	175.8	150.2
90	168.4	2.5	104.2	188.4	203.7	125.2	100.2	190.2	163.4

Temp (°F)	R-22 Pression de vapeur	R-123 Pression de vapeur	R-134a Pression de vapeur	R-408A (FX-10) Pression de liquide	R-404A (FX-70) Pression de liquide	R-409A (FX-56) Pression de liquide	R-409A (FX-56) Pression de vapeur	R-407C Pression de liquide	R-407C Pression de vapeur
95	181.8	4.2	113.8	203.1	219.4	135.3	109.4	205.5	177.4
100	195.9	6.1	124.1	218.7	235.9	146.0	119.2	221.6	192.1
105	210.7	8.1	134.9	235.0	253.4	157.2	129.6	238.5	207.8
110	226.3	10.3	146.3	252.1	271.7	169.0	140.6	256.4	224.4
115	242.7	12.6	158.4	270.2	290.9	181.4	152.3	275.1	241.9
120	259.9	15.1	171.1	289.1	311.1	194.4	164.7	294.7	260.5
125	277.9	17.7	184.5	308.9	332.3	208.0	177.8	315.2	280.1
130	296.8	20.6	198.7	329.7	354.5	222.3	191.6	336.7	300.9
135	316.5	23.6	213.6	351.5	377.8	237.2	206.3	359.2	322.9
140	337.2	26.8	229.3	374.3	402.2	252.9	221.8	382.6	346.2
145	358.8	30.2	245.7	398.1	427.7	269.3	238.2	407.0	370.8
150	381.5	33.8	263.0	423.0	454.4	286.4	255.5	432.4	396.9

ANNEXE II

RESULTATS NUMERIQUES DE L'OPTIMISATION

Température réduite au générateur

$$\varphi_F = 4$$

$$\theta_G =$$

Columns 1 through 7

0.0102 0.0089 0.0079 0.0070 0.0064 0.0060 0.0056

Columns 8 through 12

0.0054 0.0052 0.0051 0.0050 0.0049

$$\varphi_{\underline{\mathbf{F}}} = \underline{\underline{3}}$$

$\theta_G =$

Columns 1 through 7

0.0108 0.0094 0.0083 0.0075 0.0068 0.0063 0.0060

Columns 8 through 12

0.0057 0.0055 0.0054 0.0053 0.0052

$$\underline{\varphi_F = 2.5}$$

$\theta_G =$

Columns 1 through 7

0.0112 0.0098 0.0086 0.0078 0.0071 0.0065 0.0062

Columns 8 through 12

0.0059 0.0057 0.0056 0.0055 0.0054

$$\underline{\varphi_F = 2}$$

$\theta_G =$

Columns 1 through 7

0.0117 0.0102 0.0090 0.0081 0.0074 0.0068 0.0065

Columns 8 through 12

0.0062 0.0060 0.0059 0.0058 0.0056

$$\underline{\underline{\varphi_F = 1.5}}$$

$$\theta_G =$$

Columns 1 through 7

0.0122 0.0107 0.0094 0.0085 0.0077 0.0071 0.0067

Columns 8 through 12

0.0065 0.0063 0.0061 0.0060 0.0059

$\varphi_F = 1$

$\theta_G =$

Columns 1 through 7

0.0127 0.0111 0.0098 0.0088 0.0080 0.0074 0.0070

Columns 8 through 12

0.0067 0.0065 0.0064 0.0063 0.0061

T  m  rature réduite    la source intermédiaire

$\varphi_F = 4$

$\theta_M =$

Columns 1 through 7

0.0072 0.0081 0.0088 0.0095 0.0100 0.0105 0.0109

Columns 8 through 12

0.0112 0.0114 0.0116 0.0116 0.0117

$\varphi_F = 3$

$\theta_M =$

Columns 1 through 7

0.0074 0.0084 0.0093 0.0100 0.0106 0.0111 0.0115

Columns 8 through 12

0.0118 0.0120 0.0122 0.0123 0.0124

$\varphi_F = 2.5$

$\theta_M =$

Columns 1 through 7

0.0078 0.0089 0.0097 0.0105 0.0111 0.0116 0.0120

Columns 8 through 12

0.0123 0.0125 0.0127 0.0128 0.0129

$$\underline{\varphi_F = 2}$$

$$\theta_M =$$

Columns 1 through 7

0.0082 0.0093 0.0102 0.0109 0.0116 0.0121 0.0125

Columns 8 through 12

0.0128 0.0131 0.0133 0.0134 0.0135

$$\underline{\varphi_F = 1.5}$$

$$\theta_M =$$

Columns 1 through 7

0.0084 0.0095 0.0105 0.0114 0.0121 0.0126 0.0131

Columns 8 through 12

0.0134 0.0137 0.0139 0.0141 0.0142

$$\underline{\varphi_F = 1}$$

$$\theta_M =$$

Columns 1 through 7

0.0090 0.0101 0.0110 0.0119 0.0126 0.0131 0.0136

Columns 8 through 12

0.0140 0.0143 0.0145 0.0146 0.0148

Température réduite à l'évaporateur

$$\underline{\varphi_F = 4}$$

$$\theta_F =$$

Columns 1 through 7

0.0043 0.0051 0.0058 0.0063 0.0067 0.0070 0.0072

Columns 8 through 12

0.0074 0.0075 0.0076 0.0078 0.0079

$$\underline{\varphi_F = 3}$$

$$\theta_F =$$

Columns 1 through 7

0.0047 0.0056 0.0063 0.0068 0.0073 0.0076 0.0078

Columns 8 through 12

0.0080 0.0081 0.0083 0.0084 0.0085

$\varphi_F = 2.5$

$\theta_F =$

Columns 1 through 7

0.0048 0.0058 0.0065 0.0071 0.0075 0.0079 0.0081

Columns 8 through 12

0.0083 0.0084 0.0086 0.0087 0.0088

$\varphi_F = 2$

$\theta_F =$

Columns 1 through 7

0.0051 0.0060 0.0068 0.0074 0.0079 0.0082 0.0085

Columns 8 through 12

0.0087 0.0088 0.0089 0.0091 0.0092

$\varphi_F = 1.5$

$\theta_F =$

Columns 1 through 7

0.0053 0.0063 0.0071 0.0077 0.0082 0.0086 0.0088

Columns 8 through 12

0.0090 0.0092 0.0093 0.0095 0.0096

$\varphi_F = 1$

$\theta_F =$

Columns 1 through 7

0.0056 0.0067 0.0075 0.0082 0.0087 0.0091 0.0094

Columns 8 through 12

0.0096 0.0098 0.0099 0.0100 0.0102

Surface d'échange réduite au générateur

$\varphi_F = 4$

$A_G =$

Columns 1 through 7

0.4338 0.3618 0.3045 0.2602 0.2270 0.2033 0.1873

Columns 8 through 12

0.1772 0.1713 0.1678 0.1649 0.1610

$\phi_F = 3$

$A_G =$

Columns 1 through 7

0.4685 0.3907 0.3289 0.2810 0.2452 0.2196 0.2023

Columns 8 through 12

0.1914 0.1850 0.1812 0.1781 0.1738

$\phi_F = 2.5$

$A_G =$

Columns 1 through 7

0.4858 0.4052 0.3410 0.2914 0.2543 0.2277 0.2098

Columns 8 through 12

0.1985 0.1918 0.1879 0.1847 0.1803

$\phi_F = 2$

$A_G =$

Columns 1 through 7

0.5075 0.4233 0.3563 0.3044 0.2656 0.2379 0.2191

Columns 8 through 12

0.2073 0.2004 0.1963 0.1929 0.1883

$\phi_F = 1.5$

$A_G =$

Columns 1 through 7

0.5292 0.4414 0.3715 0.3174 0.2770 0.2481 0.2285

Columns 8 through 12

0.2162 0.2090 0.2047 0.2012 0.1964

$\phi_F = 1$

$A_G =$

Columns 1 through 7

0.5617 0.4685 0.3943 0.3369 0.2940 0.2633 0.2426

Columns 8 through 12

0.2295 0.2218 0.2173 0.2136 0.2084

Surface d'échange réduite à l'évaporateur

$\phi_F = 4$

$A_F =$

Columns 1 through 7

0.3794 0.3596 0.3417 0.3258 0.3119 0.3000 0.2901

Columns 8 through 12

0.2822 0.2764 0.2726 0.2708 0.2711

$\phi_F = 3$

$A_F =$

Columns 1 through 7

0.3935 0.3729 0.3544 0.3379 0.3235 0.3111 0.3009

Columns 8 through 12

0.2927 0.2866 0.2826 0.2808 0.2811

$\phi_F = 2.5$

$A_F =$

Columns 1 through 7

0.4110 0.3896 0.3702 0.3530 0.3379 0.3250 0.3143

Columns 8 through 12

0.3058 0.2994 0.2953 0.2933 0.2936

$\phi_F = 2$

$A_F =$

Columns 1 through 7

0.4286 0.4062 0.3860 0.3681 0.3524 0.3389 0.3277

Columns 8 through 12

0.3188 0.3122 0.3079 0.3059 0.3062

$\phi_F = 1.5$

$A_F =$

Columns 1 through 7

0.4550 0.4312 0.4098 0.3907 0.3740 0.3598 0.3479

Columns 8 through 12

0.3384 0.3314 0.3268 0.3247 0.3250

COP

$\phi_F = 4$

COP=

Columns 1 through 7

0.6085 0.6096 0.6104 0.6111 0.6116 0.6119 0.6122

Columns 8 through 12

0.6124 0.6125 0.6125 0.6126 0.6126

$$\underline{\varphi_F = 3}$$

COP=

Columns 1 through 7

0.6062 0.6071 0.6079 0.6085 0.6090 0.6094 0.6096

Columns 8 through 12

0.6098 0.6099 0.6100 0.6101 0.6102

$$\underline{\varphi_F = 2.5}$$

COP=

Columns 1 through 7

0.6070 0.6080 0.6088 0.6095 0.6100 0.6103 0.6106

Columns 8 through 12

0.6108 0.6109 0.6110 0.6110 0.6111

$$\underline{\varphi_F = 2}$$

COP=

Columns 1 through 7

0.6056 0.6065 0.6073 0.6079 0.6084 0.6087 0.6090

Columns 8 through 12

0.6092 0.6093 0.6094 0.6094 0.6095

$$\underline{\varphi_F = 1.5}$$

COP=

Columns 1 through 7

0.6076 0.6086 0.6094 0.6101 0.6106 0.6110 0.6113

Columns 8 through 12

0.6114 0.6116 0.6117 0.6117 0.6118

$$\underline{\varphi_F = 1}$$

COP=

Columns 1 through 7

0.6066 0.6075 0.6083 0.6089 0.6094 0.6098 0.6100

Columns 8 through 12

0.6102 0.6103 0.6104 0.6105 0.6106

Distance entre les tubes absorbeurs du capteur solaire

$$\underline{\varphi_F = 4}$$

Δ =

Columns 1 through 7

0.2052 0.2051 0.2050 0.2050 0.2050 0.2050 0.2050

Columns 8 through 12

0.2050 0.2050 0.2051 0.2051 0.2051

$\varphi_F = 3$

$\Delta =$

Columns 1 through 7

0.2049 0.2049 0.2048 0.2048 0.2048 0.2048 0.2048

Columns 8 through 12

0.2048 0.2048 0.2048 0.2048 0.2049

$\varphi_F = 2.5$

$\Delta =$

Columns 1 through 7

0.2049 0.2047 0.2047 0.2046 0.2046 0.2046 0.2046

Columns 8 through 12

0.2046 0.2046 0.2047 0.2047 0.2047

$\varphi_F = 2$

$\Delta =$

Columns 1 through 7

0.2047 0.2046 0.2045 0.2044 0.2044 0.2044 0.2045

Columns 8 through 12

0.2045 0.2045 0.2045 0.2046 0.2045

$\varphi_F = 1.5$

$\Delta =$

Columns 1 through 7

0.2046 0.2045 0.2044 0.2043 0.2043 0.2043 0.2043

Columns 8 through 12

0.2044 0.2044 0.2044 0.2045 0.2044

$\varphi_F = 1$

$\Delta =$

Columns 1 through 7

0.2046 0.2043 0.2042 0.2041 0.2041 0.2041 0.2042

Columns 8 through 12

0.2042 0.2043 0.2043 0.2043 0.2043

ANNEXE II

RESULTATS NUMERIQUES DE L'OPTIMISATION

Température réduite au générateur

$$\varphi_F = 4$$

$$\theta_G =$$

Columns 1 through 7

0.0102 0.0089 0.0079 0.0070 0.0064 0.0060 0.0056

Columns 8 through 12

0.0054 0.0052 0.0051 0.0050 0.0049

$$\varphi_{\underline{\mathbf{F}}} = \underline{\underline{3}}$$

$$\theta_G =$$

Columns 1 through 7

0.0108 0.0094 0.0083 0.0075 0.0068 0.0063 0.0060

Columns 8 through 12

0.0057 0.0055 0.0054 0.0053 0.0052

$$\underline{\underline{\varphi_F = 2.5}}$$

$\theta_G =$

Columns 1 through 7

0.0112 0.0098 0.0086 0.0078 0.0071 0.0065 0.0062

Columns 8 through 12

0.0059 0.0057 0.0056 0.0055 0.0054

$$\varphi_{\underline{\mathbf{F}}} = 2$$

$\theta_G =$

Columns 1 through 7

0.0117 0.0102 0.0090 0.0081 0.0074 0.0068 0.0065

Columns 8 through 12

0.0062 0.0060 0.0059 0.0058 0.0056

$$\underline{\underline{\varphi_F = 1.5}}$$

$$\theta_G \equiv$$

Columns 1 through 7

0.0122 0.0107 0.0094 0.0085 0.0077 0.0071 0.0067

Columns 8 through 12

0.0065 0.0063 0.0061 0.0060 0.0059

$\varphi_F = 1$

$\theta_G =$

Columns 1 through 7

0.0127 0.0111 0.0098 0.0088 0.0080 0.0074 0.0070

Columns 8 through 12

0.0067 0.0065 0.0064 0.0063 0.0061

T  m  rature réduite    la source intermédiaire

$\varphi_F = 4$

$\theta_M =$

Columns 1 through 7

0.0072 0.0081 0.0088 0.0095 0.0100 0.0105 0.0109

Columns 8 through 12

0.0112 0.0114 0.0116 0.0116 0.0117

$\varphi_F = 3$

$\theta_M =$

Columns 1 through 7

0.0074 0.0084 0.0093 0.0100 0.0106 0.0111 0.0115

Columns 8 through 12

0.0118 0.0120 0.0122 0.0123 0.0124

$\varphi_F = 2.5$

$\theta_M =$

Columns 1 through 7

0.0078 0.0089 0.0097 0.0105 0.0111 0.0116 0.0120

Columns 8 through 12

0.0123 0.0125 0.0127 0.0128 0.0129

$$\underline{\varphi_F = 2}$$

$$\theta_M =$$

Columns 1 through 7

0.0082 0.0093 0.0102 0.0109 0.0116 0.0121 0.0125

Columns 8 through 12

0.0128 0.0131 0.0133 0.0134 0.0135

$$\underline{\varphi_F = 1.5}$$

$$\theta_M =$$

Columns 1 through 7

0.0084 0.0095 0.0105 0.0114 0.0121 0.0126 0.0131

Columns 8 through 12

0.0134 0.0137 0.0139 0.0141 0.0142

$$\underline{\varphi_F = 1}$$

$$\theta_M =$$

Columns 1 through 7

0.0090 0.0101 0.0110 0.0119 0.0126 0.0131 0.0136

Columns 8 through 12

0.0140 0.0143 0.0145 0.0146 0.0148

Température réduite à l'évaporateur

$$\underline{\varphi_F = 4}$$

$$\theta_F =$$

Columns 1 through 7

0.0043 0.0051 0.0058 0.0063 0.0067 0.0070 0.0072

Columns 8 through 12

0.0074 0.0075 0.0076 0.0078 0.0079

$$\underline{\varphi_F = 3}$$

$$\theta_F =$$

Columns 1 through 7

0.0047 0.0056 0.0063 0.0068 0.0073 0.0076 0.0078

Columns 8 through 12

0.0080 0.0081 0.0083 0.0084 0.0085

$\varphi_F = 2.5$

$\theta_F =$

Columns 1 through 7

0.0048 0.0058 0.0065 0.0071 0.0075 0.0079 0.0081

Columns 8 through 12

0.0083 0.0084 0.0086 0.0087 0.0088

$\varphi_F = 2$

$\theta_F =$

Columns 1 through 7

0.0051 0.0060 0.0068 0.0074 0.0079 0.0082 0.0085

Columns 8 through 12

0.0087 0.0088 0.0089 0.0091 0.0092

$\varphi_F = 1.5$

$\theta_F =$

Columns 1 through 7

0.0053 0.0063 0.0071 0.0077 0.0082 0.0086 0.0088

Columns 8 through 12

0.0090 0.0092 0.0093 0.0095 0.0096

$\varphi_F = 1$

$\theta_F =$

Columns 1 through 7

0.0056 0.0067 0.0075 0.0082 0.0087 0.0091 0.0094

Columns 8 through 12

0.0096 0.0098 0.0099 0.0100 0.0102

Surface d'échange réduite au générateur

$\varphi_F = 4$

$A_G =$

Columns 1 through 7

0.4338 0.3618 0.3045 0.2602 0.2270 0.2033 0.1873

Columns 8 through 12

0.1772 0.1713 0.1678 0.1649 0.1610

$\phi_F = 3$

$A_G =$

Columns 1 through 7

0.4685 0.3907 0.3289 0.2810 0.2452 0.2196 0.2023

Columns 8 through 12

0.1914 0.1850 0.1812 0.1781 0.1738

$\phi_F = 2.5$

$A_G =$

Columns 1 through 7

0.4858 0.4052 0.3410 0.2914 0.2543 0.2277 0.2098

Columns 8 through 12

0.1985 0.1918 0.1879 0.1847 0.1803

$\phi_F = 2$

$A_G =$

Columns 1 through 7

0.5075 0.4233 0.3563 0.3044 0.2656 0.2379 0.2191

Columns 8 through 12

0.2073 0.2004 0.1963 0.1929 0.1883

$\phi_F = 1.5$

$A_G =$

Columns 1 through 7

0.5292 0.4414 0.3715 0.3174 0.2770 0.2481 0.2285

Columns 8 through 12

0.2162 0.2090 0.2047 0.2012 0.1964

$\phi_F = 1$

$A_G =$

Columns 1 through 7

0.5617 0.4685 0.3943 0.3369 0.2940 0.2633 0.2426

Columns 8 through 12

0.2295 0.2218 0.2173 0.2136 0.2084

Surface d'échange réduite à l'évaporateur

$\phi_F = 4$

$A_F =$

Columns 1 through 7

0.3794 0.3596 0.3417 0.3258 0.3119 0.3000 0.2901

Columns 8 through 12

0.2822 0.2764 0.2726 0.2708 0.2711

$\phi_F = 3$

$A_F =$

Columns 1 through 7

0.3935 0.3729 0.3544 0.3379 0.3235 0.3111 0.3009

Columns 8 through 12

0.2927 0.2866 0.2826 0.2808 0.2811

$\phi_F = 2.5$

$A_F =$

Columns 1 through 7

0.4110 0.3896 0.3702 0.3530 0.3379 0.3250 0.3143

Columns 8 through 12

0.3058 0.2994 0.2953 0.2933 0.2936

$\phi_F = 2$

$A_F =$

Columns 1 through 7

0.4286 0.4062 0.3860 0.3681 0.3524 0.3389 0.3277

Columns 8 through 12

0.3188 0.3122 0.3079 0.3059 0.3062

$\phi_F = 1.5$

$A_F =$

Columns 1 through 7

0.4550 0.4312 0.4098 0.3907 0.3740 0.3598 0.3479

Columns 8 through 12

0.3384 0.3314 0.3268 0.3247 0.3250

COP

$\phi_F = 4$

COP =

Columns 1 through 7

0.6085 0.6096 0.6104 0.6111 0.6116 0.6119 0.6122

Columns 8 through 12

0.6124 0.6125 0.6125 0.6126 0.6126

$$\underline{\varphi_F = 3}$$

COP=

Columns 1 through 7

0.6062 0.6071 0.6079 0.6085 0.6090 0.6094 0.6096

Columns 8 through 12

0.6098 0.6099 0.6100 0.6101 0.6102

$$\underline{\varphi_F = 2.5}$$

COP=

Columns 1 through 7

0.6070 0.6080 0.6088 0.6095 0.6100 0.6103 0.6106

Columns 8 through 12

0.6108 0.6109 0.6110 0.6110 0.6111

$$\underline{\varphi_F = 2}$$

COP=

Columns 1 through 7

0.6056 0.6065 0.6073 0.6079 0.6084 0.6087 0.6090

Columns 8 through 12

0.6092 0.6093 0.6094 0.6094 0.6095

$$\underline{\varphi_F = 1.5}$$

COP=

Columns 1 through 7

0.6076 0.6086 0.6094 0.6101 0.6106 0.6110 0.6113

Columns 8 through 12

0.6114 0.6116 0.6117 0.6117 0.6118

$$\underline{\varphi_F = 1}$$

COP=

Columns 1 through 7

0.6066 0.6075 0.6083 0.6089 0.6094 0.6098 0.6100

Columns 8 through 12

0.6102 0.6103 0.6104 0.6105 0.6106

Distance entre les tubes absorbeurs du capteur solaire

$$\underline{\varphi_F = 4}$$

Δ =

Columns 1 through 7

0.2052 0.2051 0.2050 0.2050 0.2050 0.2050 0.2050

Columns 8 through 12

0.2050 0.2050 0.2051 0.2051 0.2051

$\phi_F = 3$

$\Delta =$

Columns 1 through 7

0.2049 0.2049 0.2048 0.2048 0.2048 0.2048 0.2048

Columns 8 through 12

0.2048 0.2048 0.2048 0.2048 0.2049

$\phi_F = 2.5$

$\Delta =$

Columns 1 through 7

0.2049 0.2047 0.2047 0.2046 0.2046 0.2046 0.2046

Columns 8 through 12

0.2046 0.2046 0.2047 0.2047 0.2047

$\phi_F = 2$

$\Delta =$

Columns 1 through 7

0.2047 0.2046 0.2045 0.2044 0.2044 0.2044 0.2045

Columns 8 through 12

0.2045 0.2045 0.2045 0.2046 0.2045

$\phi_F = 1.5$

$\Delta =$

Columns 1 through 7

0.2046 0.2045 0.2044 0.2043 0.2043 0.2043 0.2043

Columns 8 through 12

0.2044 0.2044 0.2044 0.2045 0.2044

$\phi_F = 1$

$\Delta =$

Columns 1 through 7

0.2046 0.2043 0.2042 0.2041 0.2041 0.2041 0.2042

Columns 8 through 12

0.2042 0.2043 0.2043 0.2043 0.2043