



17-71
école polytechnique de thiès

PROJET
DE
FIN D'ETUDES

GM.0439

titre **conception d'un**
réfrigérateur à absorption

auteur : S.T. WANE

génie : MECANIQUE

date : 1979

Ecole Polytechnique de Thies

Conception d'un refrigerateur
solaire a absorption. Calcul des
differentes unites en particulier
l'insolateur

Auteur: Souleymane.T. Wane

Mai 1979

REMERCIEMENTS

Que tous ceux qui, de près ou de loin, ont contribué tant sur le plan matériel et moral à la rédaction de cet avant-projet, trouvent à travers ces quelques lignes, l'expression de ma profonde gratitude.

En particulier:

Mr Michel Patiteau mon directeur de projet pour ses conseils, sa disponibilité et sa compréhension.

Mr Sada Wane Professeur à la Faculté des Sciences de l'université de Dakar pour ses conseils et sa documentation qu'il a bien voulu mettre à ma disposition.

Les élèves-ingénieurs Mamoudou Dem et Amadou Fall pour l'aide matérielle et morale qu'ils m'ont apportée.

SOMMAIRE

La conception d'un prototype d'unité frigorifique périodique à système d'absorption ammoniac-eau utilisant la radiation solaire comme source d'énergie a été élaborée à partir d'une recherche bibliographique. Malheureusement la réalisation de cette unité et la vérification primaire de son fonctionnement n'ont pas été possibles dans le cadre du projet.

Le système ammoniac-eau a été préféré pour son bon COP, malgré certaines difficultés techniques dues à la nécessité d'un réflecteur pour un tel système.

Des simplifications importantes et des approximations faites sur la base de l'expérience, ont été nécessaires dans le calcul du système d'évaporation, du condenseur et des autres unités.

L'isolateur plan fixe a été préféré à l'emploi d'un dispositif mobile (concentrateur) qui rend l'utilisation problématique, car il capte en permanence le rayonnement global, donc une plus forte quantité de calories à un niveau énergétique inférieur. Son rendement est plus élevé que celui du miroir cylindro-parabolique. Il permet d'obtenir des températures élevées nécessaires au bon fonctionnement de la phase de régénération.

Les résultats théoriques obtenus paraissent acceptables. Mais la surface du capteur paraît à mon avis trop grande.

TABLE DES MATIERES

	Pages
Introduction	1
chapitre 1 : buts et Theorie	3
1.1 buts	3
1.2 Systeme de refrigeration a absorption	3
1.2.1 Systeme continu	4
1.2.2 Systeme periodique	4
1.2.3 Systemes d'absorption : choix	6
chapitre 2 : Cycle thermodynamique	8
2.1 Principe de base et orientation de l'etude	8
2.2 Cycle theorique de refrigeration par absorption intermittente de la vapeur	9
chapitre 3 : Calculs thermodynamiques.	14
3.1 Description sommaire de l' unite frigorifique - son fonctionnement	14
3.2 Considerations preliminaires	17
3.3 Nomenclature	18
3.4 Calcul du systeme de refrigeration a absorption.	19

	Pages
chapitre 4 : Calcul des diverses parties de l'unité	26
4.1 Volume utile et capacité frigorifique de la boîte	26
4.1.1 isolation	26
4.1.2 Frigories nécessaires pour la production de 10kg de glace	27
4.2 Calcul du Condenseur	29
4.2.1 détermination du Coefficient global d'échange	30
4.2.2 détermination de la surface d'échange	32
4.2.3 Quantité d'eau nécessaire pour le refroidissement	32
4.3. Calcul de l'évaporateur	33
4.3.1 description	33
4.3.2 Volume	34
4.3.3 Matériaux	34
4.4 Générateur et absorbeur	34

chapitre 5 : Etude théorique de l'isolateur solaire	37
5.1 Introduction	37
5.2. Structure et principe de fonctionnement	37
5.3 Aspect physique du problème	38
5.4 Données du problème	38
5.5 : Calculs préliminaires : détermination du rayonnement solaire absorbé par la tôle.	41
5.6 Bilan de la tôle nue	43
5.7 Bilan de la tôle surmontée de deux vitres	44

	Pages
5.8 Bilan thermique de la tôle	47
5.9 Sensibilité des courbes à différents facteurs	47
5.9.1 Ensoleillement et orientation du capteur	47
5.9.2 Température ambiante	50
5.9.3 Nature (λ) et épaisseur (e) de l'isolant	50
5.10 Exemple de calcul de la puissance du capteur	

conclusion 53

annexe 1 56

bibliographie 57

INTRODUCTION

Dans la plus grande partie des zones arides, au voisinage des tropiques règne en général un climat chaud et sec accompagné d'un ensoleillement le plus souvent intense et régulier. L'exploitation du soleil dans ces zones, pour la plupart encore actuellement privées d'énergie, revêt un intérêt exceptionnel. En effet, le soleil, source indispensable de lumière, de chaleur et de vie, est aussi pour celui qui est capable de l'utiliser, une inépuisable source d'énergie "propre", non polluante et peu coûteuse.

Notre planète connaît une crise énergétique sans précédent. Les sources d'énergie conventionnelles, telles que les combustibles fossiles l'énergie hydroélectrique et plus récemment l'énergie nucléaire utilisées jusqu'à ce jour, ne répondront pas, d'ici quelques décennies à la demande toujours croissante en énergie.

Certes, la terre possède encore certaines sources d'énergie comme l'énergie géothermique, la fusion nucléaire, le vent, les marées. Mais ces sources sont soit peu et difficilement exploitées, soit à un stade expérimental.

C'est pourquoi, des organismes internationaux et des grandes laboratoires de recherche, se sont tournés vers le soleil, source inépuisable d'énergie

Ainsi, depuis déjà quelques années, l'énergie solaire est utilisée

pour la production de l'électricité par l'intermédiaire de cellules photoélectriques, allant de la génération des hautes températures dans des fours solaires jusqu'à la simple production d'eau potable, en passant par le chauffage et la climatisation d'habitations.

Cette source d'énergie n'ayant pas encore connu sa révolution, comme c'est le cas des sources conventionnelles, la recherche d'applications pratiques pouvant combler les besoins inhérents à notre civilisation n'est donc pas à dédaigner.

L'énergie solaire jouera un rôle considérable, surtout dans les régions ensoleillées, mais dépourvues d'énergies conventionnelles.

La distillation d'eau de mer ou de marécage, peut s'avérer des plus utiles, de même que la production de vapeur pour l'industrie.

La production de froid, soit pour obtenir de la glace, soit pour une application à la conservation d'aliments, est des plus appréciable dans les régions chaudes et désertiques.

CHAPITRE 1

BUTS ET THEORIE

1.1 BUTS

Le but de ce travail est de concevoir une petite unité frigorifique à absorption, fonctionnant à l'aide de l'énergie solaire, et donc de faire le calcul des différents et en particulier de l'isolateur, ainsi que le choix de l'absorbant et du fluide frigorigène.

Le réfrigérateur solaire doit avoir un fonctionnement simple et entièrement automatique c'est à dire ne nécessitant aucune manœuvre de la part des utilisateurs.

Cet appareil est destiné aux régions jouissant d'un fort ensoleillement mais dépourvues de sources conventionnelles d'énergie, où son exploitation peut devenir intéressante et économique.

Le prix élevé de l'électricité dans certaines de ces régions justifie l'emploi de l'énergie solaire, comme source d'énergie pour la production du froid à bon marché.

1.2 système de réfrigération à absorption

Le système de réfrigération qui s'adapte le mieux à l'utilisation de l'énergie solaire est pour l'instant la réfrigération par absorption.

Ce système relativement simple peut fonctionner périodiquement ou de façon continue. D'autre part le système par absorption est un système purement thermique c'est à dire que la seule forme d'énergie nécessaire pour le fonctionnement est la chaleur.

1.2.1 système continu

La figure (2) représente schématiquement un système continu de réfrigération par absorption. Le système est constitué de deux fluides, un absorbant et l'autre frigorigène. En chauffant dans un générateur (bouilleur) une solution concentrée, le fluide frigorigène qui s'en dégage se rend dans un condenseur refroidi à l'air ou à l'eau, où il se liquéfie sous sa propre pression. Du condenseur il passe dans l'évaporateur où il se vaporise en empruntant de la chaleur soit au milieu à refroidir. Puis le gaz frigorigène est réabsorbé par le fluide absorbant venant du bouilleur, au niveau de l'absorbeur. Et le cycle se poursuit. Le fonctionnement continu nécessite un tiers composant : en général c'est une petite pompe de circulation. Dans le système d'électrolyse c'est l'hydrogène.

1.2.2 système périodique

La figure (3) représente schématiquement un système périodique. Pendant une première phase du cycle, le mélange des deux fluides contenus dans le Générateur-Absorbeur, est chauffé.

Systeme continu

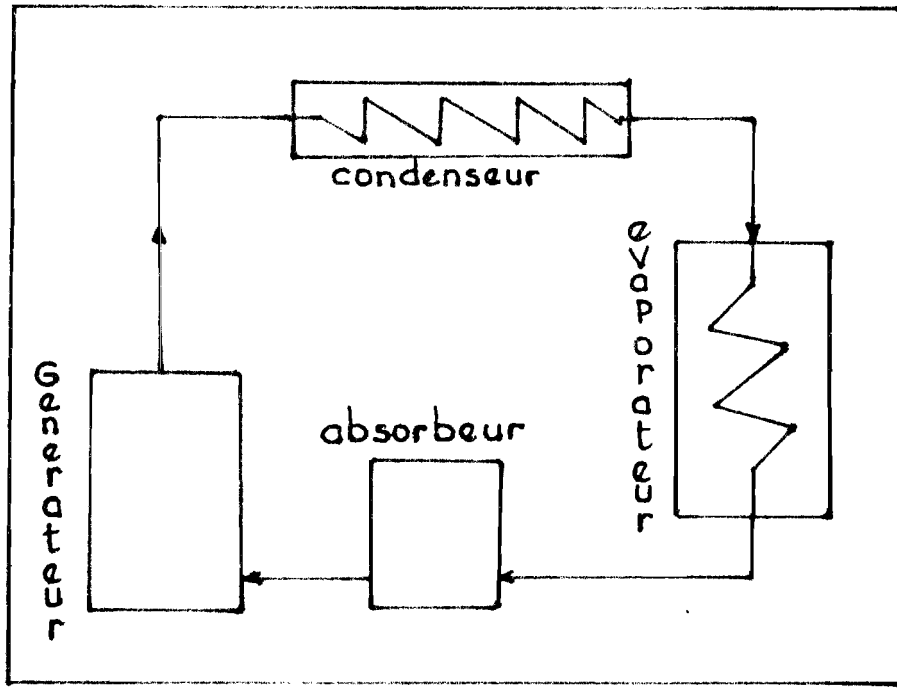


fig # 2

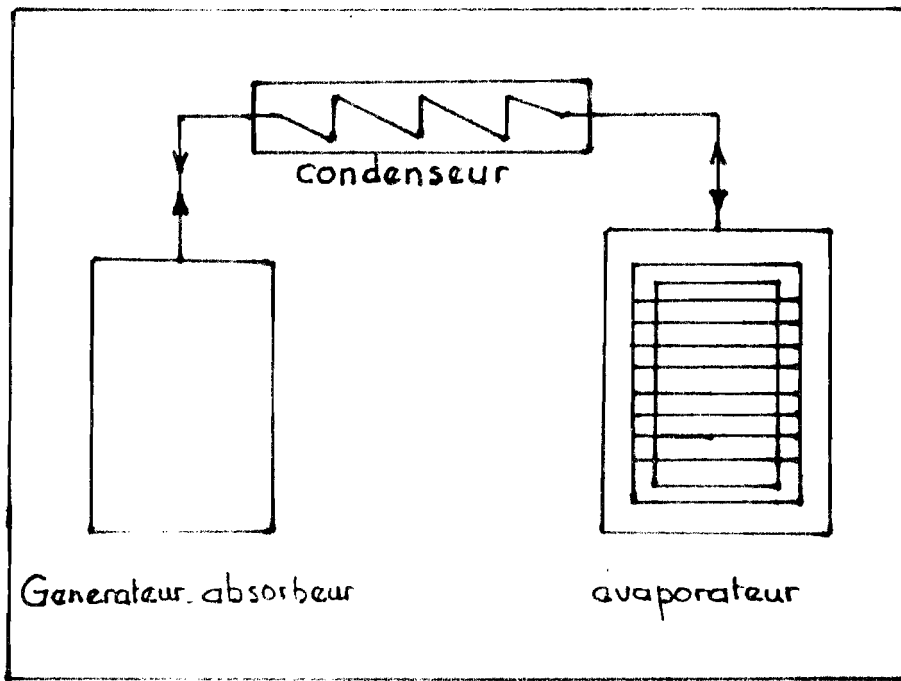


fig # 3

Systeme periodique

Ce chauffage du Générateur-Absorbant, libère le fluide frigorigène qui est condensé et ensuite accumulé dans l'évaporateur contenu dans l'espace à refroidir. Dans la deuxième phase du cycle, le fluide frigorigène s'évapore en refroidissant le milieu. Ensuite les vapeurs libérées se reabsorbent dans le générateur-absorbant, ce qui complète le cycle.

1.2.3 systèmes d'absorption - choix

Il existe plusieurs machines frigorifiques à absorption. Le principe de fonctionnement de ces machines repose sur la théorie et les propriétés des mélanges binaires. Ces mélanges comprennent un "solvant" et un "fluide frigorigène", qui au un point du cycle est "absorbé" par le solvant. Le "solvant" présente à froid une très grande affinité pour le fluide frigorigène. Lorsque la température du mélange s'élève, cette affinité diminuant libère le fluide frigorigène du solvant.

a) Machine frigorifique à absorption au bromure de lithium

Dans cette machine, le fluide frigorigène est l'eau et l'absorbant le bromure de lithium. Elle est largement utilisée pour résoudre des problèmes de conditionnement d'air, où il suffit d'avoir de l'eau à une température comprise entre $+5^{\circ}$ et $+8^{\circ}\text{C}$.

b) Machine frigorifique à absorption au thiocyanate de sodium

Dans cette machine, le fluide frigorigène est l'ammoniac et l'absorbant le thiocyanate de sodium. C'est un absorbant solide.

La combinaison $\text{NH}_3\text{-NaSCN}$ possède l'avantage de ne pas nécessiter un rectificateur pour prévenir le transfert de l'absorbant au condenseur.

c) Machine frigorifique à absorption au nitrate de lithium.

Pour cette machine, le fluide frigorigène est l'ammoniac et l'absorbant le nitrate de lithium. La combinaison $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$ a un COP légèrement meilleur que celui du système ammoniac-eau, surtout pour de petites charges.

d) Machine frigorifique à absorption au chlorure de calcium

Le chlorure de calcium est utilisé comme absorbant et l'ammoniac comme fluide frigorigène. Le système $\text{NH}_3\text{-CaCl}_2$ ne nécessite aucun dispositif de séparation pour palier au problème de l'entraînement de gouttelettes d'absorbant liquide (eau) lors de la génération des vapeurs d'ammoniac.

e) Machine frigorifique à absorption ammoniac-eau

Nous avons choisi ce système où l'eau est l'absorbant, car il possède un bon COP. L'ammoniac est peu coûteux. Il a une tension de vapeur élevée et s'absorbe facilement dans plusieurs substances. Dans l'eau l'ammoniac a une grande solubilité. Mais ce système nécessite un rectificateur pour retenir les gouttelettes d'eau qui s'évaporent lors de la génération des vapeurs d'ammoniac.

CHAPITRE 1

2.1 Principe de base et orientation de l'étude

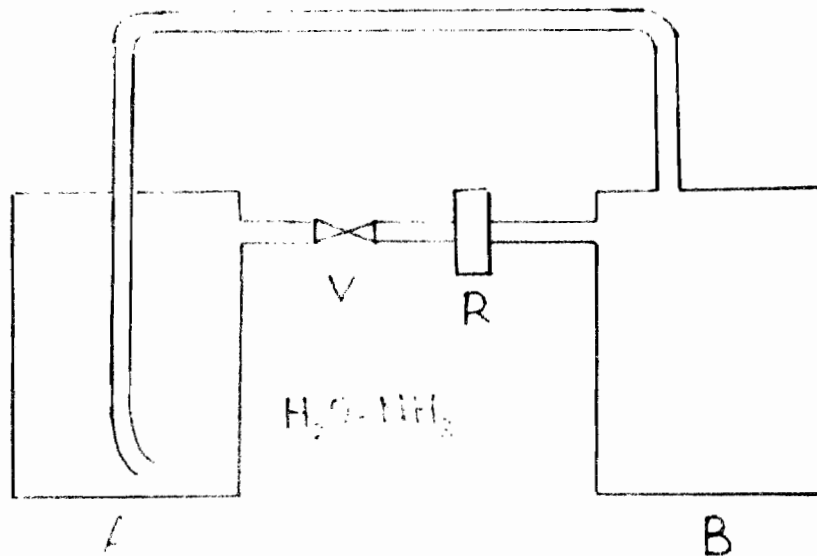
La machine à absorption est une machine purement thermique c'est à dire que l'énergie nécessaire à l'entretien du processus est fournie sous forme de chaleur. Le processus peut être continu ou périodique. Nous avons choisi le cycle de réfrigération par absorption intermittente, étant donné qu'il était susceptible de bien s'adapter à la périodicité du rayonnement solaire, sans recourir à des organes mobiles dans l'installation. En ce qui concerne le système thermodynamique, on a opté pour le système ammoniac-eau, car étant de ceux qui présentent le meilleur rendement frigorifique. En effet le fluide frigorigène le plus indiqué pour le cycle à absorption est l'ammoniac. Ceci pour les raisons suivantes :

- a) l'ammoniac est très soluble dans l'eau et facilement libérable par la chaleur
 - b) C'est une substance très commune et non toxique
 - c) la pression de vapeur est de tous les fluides communs, la plus élevée
 - d) l'absorption dans l'infrarouge est très bonne, tout comme celle de l'eau
- Les courbes pression-température en fonction de la concentration figurent dans presque tous les traités de thermodynamique et de réfrigération.

Comme éléments de chauffage, on a préféré les collecteurs plans étant donné qu'ils sont déjà fabriqués en série pour d'autres applications (chauffage de l'eau).

Pour améliorer le rendement, on utilisera un échangeur de pour récupérer une partie de la chaleur contenue dans la solution appauvrie

2.2 Cycle théorique de réfrigération par absorption intermittente de la vapeur



Principe d'absorption

Description du Cycle

Considérons le dispositif schématisé à la page précédente et constitué par deux récipients A et B, reliés par deux tuyaux ayant la forme indiquée. On incorpore une vanne (robinet) V et un rectificateur dans l'un des tuyaux comme indiqué sur le schéma.

Supposons qu'au début du cycle

a) le récipient A contient une solution ammoniac-eau dans les conditions correspondant au point 1 du diagramme d'équilibre température-pression-concentrations (Fig 1) à une température t_1 généralement voisine de la température ambiante.

b) que le récipient B contienne de la vapeur ammoniac à la température de réfrigération t'_1 . Dans ces conditions la vapeur ammoniac sera représentée par le point 1' du diagramme pression-température

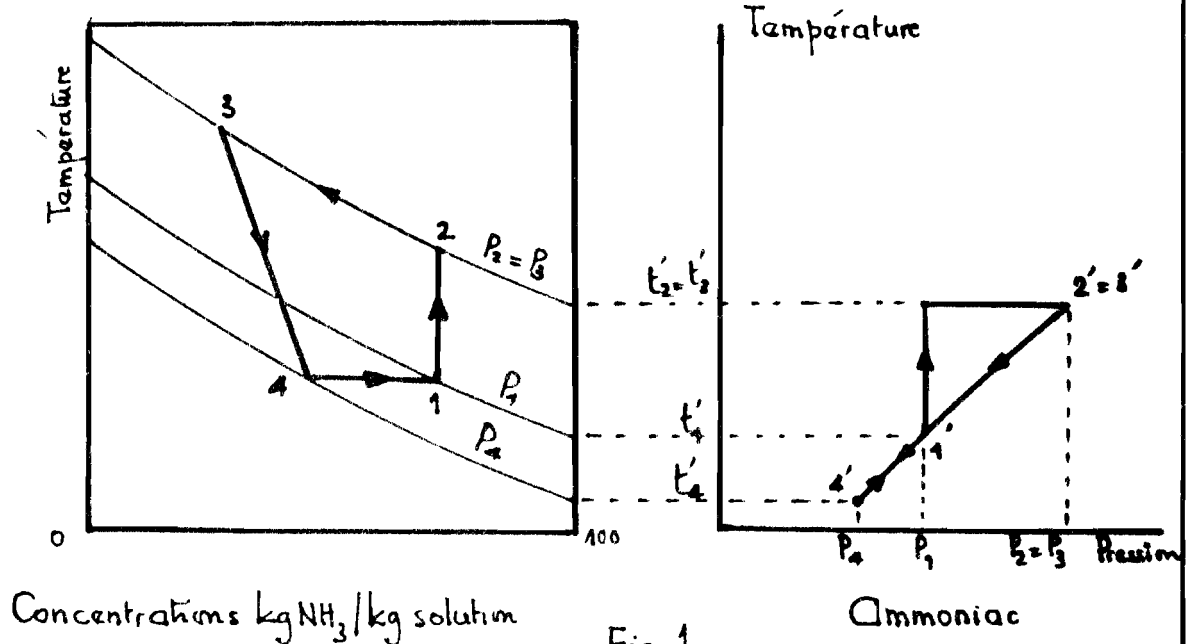


Fig 1

Supposons que : on ouvre la vanne (robinet) V

On chauffe le récipient A

On plonge le récipient B dans une grande masse d'eau à la température t'_2

Le récipient A va fonctionner alors comme bouilleur et le récipient B comme condenseur. La solution commence par subir un échauffement pendant lequel se produit une libération d'un mélange de vapeur d'ammoniac et eau et par la même, une élévation de la pression.

On suppose que le rectificateur sépare toute l'eau contenue dans le mélange. L'eau retourne alors au récipient A et seule la vapeur d'ammoniac parvient au récipient B.

Le point représentatif de la solution se déplace le long de la ligne quasi verticale qui part de 1 jusqu'à ce que la pression atteigne la valeur P_2 , correspondant à la température de condensation t'_2

Entre temps le point représentatif de la vapeur d'ammoniac contenue en B a parcouru la ligne 1' - 2' jusqu'à ce qu'on atteigne en 2' la pression de saturation P_2 correspondant à la température t'_2

A partir du point 2, alors que l'échauffement continue, la température de la solution s'élève, mais la pression reste constante, car la vapeur se condense en B au fur et à mesure de sa formation et le point représentatif de sa solution se déplace le long de l'isobarique P_2 jusqu'à atteindre le point 3

Le point représentatif de la vapeur saturée s'est maintenu en 2'

Supposons qu' - On cesse de chauffer A aussitôt la température t_3 atteinte
- On ferme en même temps la vanne V
- On retire B de la masse d'eau pour l'introduire ensuite dans une chambre froide à la température t_1

A partir de ce moment là, la solution appauvrie qui se trouve en A commencera à refroidir, à absorber la vapeur d'ammoniac et la pression régnante commencera à baisser. La vapeur d'ammoniac venant de B doit pénétrer à la partie inférieure de A (comme sur le schéma) car ce n'est que de cette manière que l'absorption se poursuit, étant donné que la densité de la solution diminue avec l'accroissement de la concentration.

Au fur et à mesure que la pression baisse, s'évapore l'ammoniac condensé au cours de la phase de chauffage, puisque la tension de vapeur sa vapeur, à la température t_2 devient plus élevée que la pression régnante. Le récipient A fonctionne maintenant comme absorbeur (régénérateur de la solution) et le récipient B comme évaporateur de la chambre frigorifique.

La forme prise par les cycles de la solution et de l'ammoniac condensés respectivement du point 3 au point 1 et du point 3' au point 1', dépend du taux de refroidissement de la solution appauvrie qui conditionne la vitesse initiale d'absorption de l'ammoniac.

Quand la solution appauvrie est refroidie rapidement jusqu'à la température $t_4 = t_1$, il se produit dans une première phase, une absorption rapide de vapeur d'ammoniac et par conséquent également une évaporation rapide de l'ammoniac condensé.

Ainsi la chaleur nécessaire à l'évaporation de l'ammoniac va être retirée de l'ammoniac liquide lui-même, lequel subit un refroidissement adiabatique, puisqu'il ne reçoit pas de chaleur de l'extérieur.

Cette première phase de refroidissement se termine quand la solution atteindra la température t_1 . Ce qui se produit au point 4.

Entre temps le point représentatif de la vapeur d'ammoniac a parcouru la ligne 3'-4'. On peut théoriquement admettre que 3'-4' appartient à la courbe de saturation de l'ammoniac.

Ce qui revient à admettre que tant ~~que~~ l'absorption que l'évaporation de l'ammoniac se produisent dans les conditions d'équilibre.

À partir du point 4 la température de la solution devient constante, l'absorption de l'ammoniac se poursuit et par conséquent le point représentatif de la solution parcourt l'isotherme 4-1.

De son côté le point représentatif de la vapeur d'ammoniac parcourt la ligne 4'-1' située sur la courbe de saturation de l'ammoniac.

Au cours de cette dernière phase, à mesure que l'ammoniac s'évapore sa pression et par conséquent aussi sa température s'élève. Ce qui montre que la chaleur nécessaire au chauffage et à l'évaporation est retirée du milieu extérieur contrairement à ce qui arrivait au cours de la première phase de refroidissement. C'est donc au cours de cette seconde phase que se produit l'effet réfrigérant utile.

CHAPITRE 3

calculs thermodynamiques

3.1. Description sommaire de l'unité frigorifique et de son fonctionnement

L'installation comprend essentiellement :

- un régénérateur (a) ou absorbeur
- un échangeur de chaleur (h) constitué de deux tuyaux concentriques
- un collecteur solaire plan (b) où la solution est chauffée
- un bouilleur (c) ou générateur. La solution chauffée provenant du collecteur solaire y libère un mélange de vapeur d'ammoniac et un peu de vapeur d'eau.
- un rectificateur (d) qui retient la plus grande partie de la vapeur d'eau existante dans ce mélange
- un condenseur (e). La vapeur rectifiée s'y condense
- un évaporateur (f). L'ammoniac condensé y est recueilli

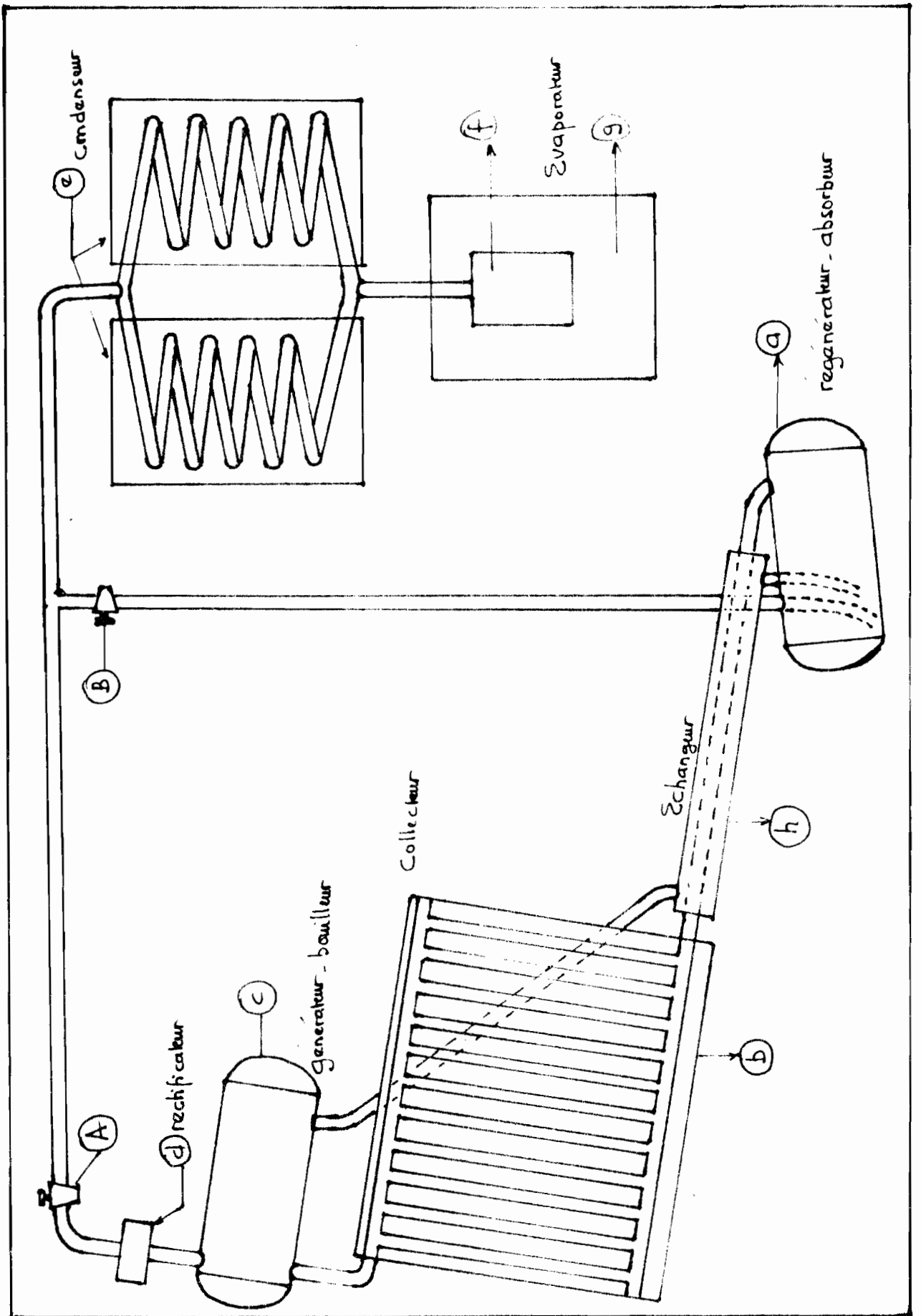
L'évaporateur est contenu dans la chambre froide (g) où se trouvent les produits qu'on désire réfrigérer.

Le jour la vanne A est ouverte et la vanne B fermée. La solution est chauffée. Le chauffage de la solution contenu dans le régénérateur (a) se fait parce que la solution du bouilleur libérant l'ammoniac devient plus dense et par conséquent descend dans le régénérateur à travers l'espace annulaire de l'échangeur obligeant la solution concen-

trée à monter à travers le tuyau intérieur de l'échangeur et du collecteur solaire jusqu'au bouilleur.

Avant la fin du jour, l'échauffement dû au collecteur solaire s'affaiblit. La distillation de l'ammoniac cesse. On ouvre alors la vanne B, en même temps qu'on ferme A. La solution appauvrie commence à refroidir. Par conséquent sa pression commence à baisser, alors que la pression exercée par la vapeur d'ammoniac se maintient. En effet elle est conditionnée par la température de la chambre frigorifique qui se maintient jusqu'au début de la phase de refrigeration. Il se crée ainsi une différence de pression entre l'évaporateur et le régénérateur. Cette différence de pression oblige, quand elle devient suffisamment élevée, la vapeur d'ammoniac à bouillonner dans le fond du régénérateur. Ensuite, elle est absorbée par la solution appauvrie. Commence alors la phase de régénération de la solution qui dure pratiquement toute la nuit.

Au fur et à mesure que l'absorption progresse, la pression baisse dans l'évaporateur et à un certain moment la tension de la vapeur d'ammoniac devient plus forte que la pression régnante. L'évaporation de l'ammoniac commence alors. Grâce à cette évaporation le refroidissement de l'ammoniac liquide lui-même commence à se produire et au bout d'un certain temps, celui de la chambre frigorifique et des produits qui s'y trouvent.



3.2 Considerations préliminaires

- détermination des pressions, températures et compositions.

Pour faire le design d'une machine frigorifique à absorption (ammoniac) il y'a trois données de base :

la température requise dans l'évaporateur

la pression de la vapeur saturée disponible

la température de l'eau de refroidissement disponible

On pourra alors déterminer les pressions et températures dans les différentes parties de l'unité, les concentrations des solutions riche et pauvre en NH_3 et les capacités calorifiques à l'aide du diagramme H-X

• La pression dans le générateur (bouilleur) et le condenseur est fixée par la température à laquelle NH_3 est condensé. Elle est donc déterminée par la température de l'eau de refroidissement (haute pression)

• La pression dans le régénérateur (absorbant) et dans l'évaporateur est fixée par la pression de vapeur de NH_3 à la température requise dans l'évaporateur. A cette température donnée nous connaissons la pression requise du côté basse pression.

En pratique on admet un léger gradient de température et de pression entre l'évaporateur et l'absorbant dû à la résistance des tubes.

• Connaissant la pression et la température dans le régénérateur, nous pouvons déterminer la concentration de la solution riche à partir du diagramme H-X.

• de la même façon, nous pouvons connaissant la température et la

pression au générateur (bouilleur) déterminer la concentration de la solution pauvre.

Pour rendre plus clair notre exposé nous allons fixer les températures qui nous estimons raisonnables au niveau des différentes unités de l'appareil et sur cette base déterminer les pressions, les concentrations de l'ammoniac dans ces unités ainsi que les capacités calorifiques. Rappelons que notre appareil est équipé d'un rectificateur et d'un échangeur de chaleur. Ce qui rend notre étude plus complexe.

3.3 Nomenclature

h_f : enthalpie du liquide dans les conditions spécifiées

h_g : enthalpie de vapeur dans les conditions spécifiées

Les notations (A), (C), (E) et (G) désignent respectivement, dans les conditions spécifiées, l'absorbeur, le condenseur, l'évaporateur et le générateur. Ainsi :

$h_f(A)$: l'enthalpie de la solution dans l'absorbeur

$h_f(X)$: l'enthalpie de la solution riche quittant l'échangeur de chaleur

$h_f(Y)$: l'enthalpie de la solution pauvre quittant l'échangeur de chaleur

n : poids en kg de la solution riche par kg de NH_3 fourni à l'évaporateur

p : poids de vapeur d'ammoniac quittant l'évaporateur par kg de NH_3 fourni

Q_A : Chaleur cédée par l'absorbeur.

Q_C : Chaleur cédée au Condenseur.

Q_G : Chaleur fournie au générateur.

R : poids de la solution pauvre retournant au générateur à partir du rectificateur.

X_f : Concentration de la solution, poids de NH_3 par kg de solution

X_g : Concentration de vapeur, poids de NH_3 par kg de vapeur.

3.4 Calcul du système de réfrigération à absorption

On considère que le rectificateur fonctionne sans pertes d'aucune sorte. La solution riche quitte l'échangeur de chaleur à 60°C et la solution pauvre est refroidie à 35°C

Température à l'évaporateur = -10°C

Température à l'absorbeur = 35°C

Température au générateur = 90°C

Température au Condenseur = 30°C

Base de calcul: 1 kg de NH_3 fourni à l'évaporateur

Ces données de base ne fixent la pression dans aucune unité du système. Il est alors nécessaire de déterminer la pression dans chaque unité

Généralement il est préférable d'avoir une solution riche dans le régénérateur (absorbeur) à la plus grande concentration possible. Ce qui requiert une plus (grande) petite quantité de chaleur dans le générateur (bouilleur)

- Pression dans l'évaporateur et l'absorbeur

La pression de l'évaporateur est la pression de saturation de l'ammo-

niac à la température qui prévaut dans l'évaporateur

$$T_e = -10^\circ\text{C} \rightarrow P_e = 2.96 \text{ atm abs.}$$

Ce qui fixe la pression dans l'absorbeur à $P_a = 2.96 \text{ atm}$

• Pression au niveau du générateur et du condenseur

La pression dans le condenseur correspond à la pression de saturation de l'ammoniac à la température prévaut dans le condenseur.

$$T_c = 30^\circ\text{C} \rightarrow P_c = 11.89 \text{ atm abs.}$$

Ce qui fixe à la même valeur la pression dans le générateur: $P_g = 11.89 \text{ atm}$

• Supposons que le rectificateur délivre une vapeur ayant une concentration de 0.990, il est prudent de prendre la pression dans l'évaporateur égale à $P_e = 2.9 \text{ atm}$. Ainsi $P_a = 2.9 \text{ atm}$

$$\text{Pour } \begin{cases} P_a = 2.9 \text{ atm} \\ T_a = 35^\circ\text{C} \end{cases} \quad \text{on a} \quad \begin{cases} X_f(A) = 0.420 \\ h_f(A) = 13.92 \text{ kcal/kg} \end{cases}$$

Valeurs lues sur le diagramme H-X

Le générateur (bouilleur) opérant à une température de 90°C et une pression $P_g = 11.89 \text{ atm}$ libérera une solution pauvre et chaude de concentration $X_f(G)$. Ainsi

$$\text{pour } \begin{cases} T_g = 90^\circ\text{C} \\ P_g = 11.89 \text{ atm} \end{cases} \quad \text{on a} \quad \begin{cases} X_f(G) = 0.376 \\ h_f(G) = 73.2 \text{ kcal/kg} \end{cases}$$

alors que la vapeur fournie au rectificateur est égale à 0.950 et

$$h_g(G) = 434.8 \text{ kcal/kg}$$

1) Les concentrations des solutions riches et pauvres étant connues,

ainsi que celle du liquide fourni à l'évaporateur, il est possible alors d'établir le bilan de masse de l'ammoniac, coté haute pression et de déterminer le poids de la solution riche qui circule par 1 kg de liquide déchargé au condenseur.

Soit n le poids de la solution riche quittant absorbeur (régénérateur), alors $(n-1)$ kg de la solution pauvre quittant le bouilleur et 1 kg de liquide sont déchargés. Ainsi on a

$$n X_f(A) = (n-1) X_f(G) + X_f(C)$$

$$n \times 0.420 = (n-1) 0.376 + 0.970$$

$$n = 13.5 \text{ kg} \Rightarrow n = 14 \text{ kg}$$

la concentration $X_f(C) = 0.970$ est une valeur moyenne entre 0.990 et 0.950

Il faut alors faire circuler 14 kg de solution riche pour mettre en jeu 1 kg de NH_3 dans le circuit frigorifique (i.e 14 kg de solution riche par kg de liquide NH_3 fourni à l'évaporateur)

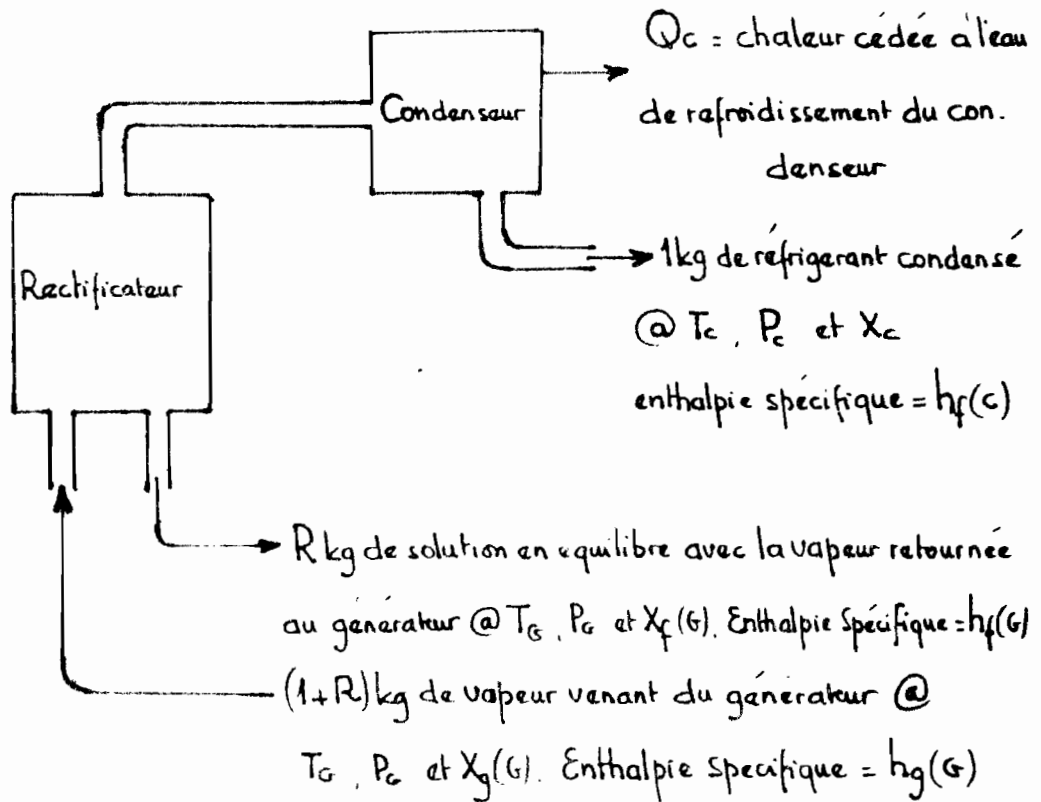
2) Le bilan de masse de l'ammoniac au niveau du rectificateur et du condenseur déterminera la vapeur à fournir au rectificateur.

Soit $(1+R)$ kg de vapeur chauffée fournie par le générateur, le rectificateur va retourner R kg de solution pauvre chauffée au générateur et le condenseur décharge 1 kg de NH_3 à l'évaporateur. d'où:

$$(1+R) X_g(G) = R X_f(G) + X_f(C)$$

$$(1+R) 0.950 = R \times 0.376 + 0.970$$

$$R = 0.034 \text{ kg}$$



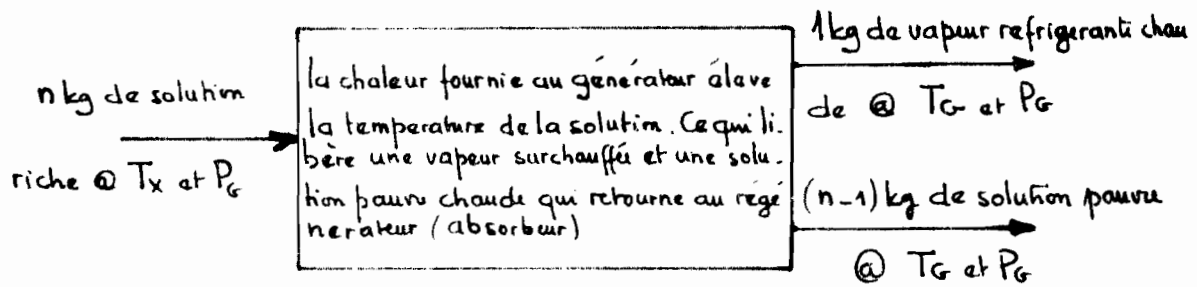
Schema d'un rectificateur : Bilan de masse.

Il y a donc $(1+R) = 1.034$ kg de vapeur fournie par le générateur par kg de liquide d'ammoniac délivré à l'évaporateur.

Bilan énergétique au niveau du générateur

Le générateur reçoit n kg de solution riche à 60° venant de l'échangeur de chaleur et R kg de solution pauvre à 90° venant du rectificateur.

Il décharge alors simultanément $(n-1)$ kg de solution pauvre et $(1+R)$ kg de vapeur à 90°



La chaleur fournie au générateur est la différence entre les enthalpies des "courants" entrant et des courants "sortant". Ainsi :

$$Q_G = (n-1) h_f(G) + (1+R) h_g(G) - n h_f(x) - R h_f(G)$$

$$Q_G = (n-1-R) h_f(G) + (1+R) h_g(G) - n h_f(x)$$

$$Q_G = (14-1-0.034) 73.2 + (1.034) 434.8 - 14 \times 39.44$$

$$Q_G = 846.53 \text{ kcal/kg} \approx 850 \text{ kcal/kg}$$

3) Calcul de l'effet réfrigérant : L'effet réfrigérant peut être évalué par un bilan de masse d'ammoniac et le bilan d'énergie autour de la vanne d'expansion et de l'évaporateur.

$$1 \text{ kg de NH}_3 \text{ à } P_c = 11.89 \text{ atm} \quad T_c = 30^\circ\text{C} \quad X_f(C) = 0.970$$

$$h_f(C) = 109.28 \text{ kcal/kg}$$

Si p est le poids de la vapeur de concentration $X_g(E) = 0.999$ quittant l'évaporateur par kg de NH_3 fourni, l'eau restante est sous forme de liquide saturée d'ammoniac à $P = 2.9 \text{ atm}$ $T = -10^\circ\text{C}$ et $X_f(E) = 0.960$

$$X_f(C) = p X_g(E)$$

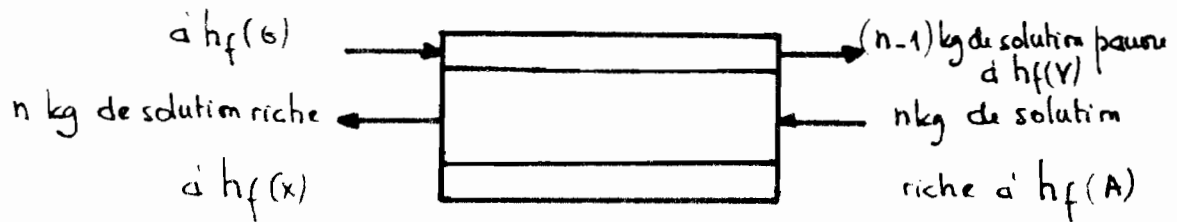
$$0.970 = 0.999 p \Rightarrow p = 0.970$$

$$\text{donc } Q_{\text{ref}} = p h_g(E) - h_f(C)$$

$$Q_{\text{ref}} = 0.97 \times 391.76 - 109.28 = 270.83 \text{ kcal/kg}$$

4) l'enthalpie de la solution pauvre déchargée dans l'échangeur de chaleur peut être déterminée par un bilan d'énergie autour de cette unité. On a n kg de solution riche à $h_f(A)$ et $(n-1)$ kg de solution pauvre à $h_f(G)$ qui entrent, et n kg de solution riche à $h_f(X)$ et $(n-1)$ kg de solution pauvre à $h_f(Y)$ qui sortent.

$(n-1)$ kg de solution pauvre



$$\text{d'où } nh_f(A) + (n-1)h_f(G) = nh_f(X) + (n-1)h_f(Y)$$

$$h_f(Y) = h_f(G) + \frac{n}{n-1} \cdot (h_f(A) - h_f(X))$$

$$h_f(Y) = 73.2 + \frac{14}{14-1} \cdot (13.92 - 39.44) = 45.71 \text{ kg}$$

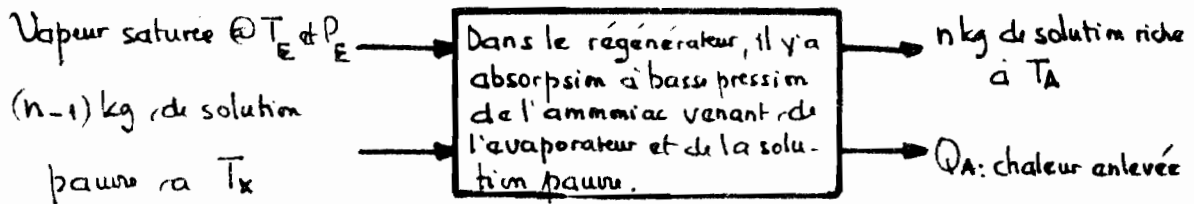
5) Dans l'absorbeur, la solution pauvre refroidie est mélangée avec les vapeurs froides de l'ammoniac venant de l'évaporateur (la nuit, au cours de la régénération). La chaleur enlevée est la différence des enthalpies

$$Q(A) = p h_g(E) + (n-1) h_f(X) - n h_f(A)$$

$$Q(A) = 0.97 \times 391.76 + (14-1) 39.44 - 14 \times 13.92$$

$$Q(A) = 697.84 \text{ kcal/kg}$$

(voir schéma page suivante)



6) le condenseur rectificateur reçoit $(1+R)$ kg de vapeur à $h_g(g) = 434.8 \text{ kcal/kg}$ et décharge 1 kg de vapeur NH_3 qui est condensé à $h_f(c) = 109.28 \text{ kcal/kg}$ et R kg de solution pauvre chaude à $h_f(g) = 73.2 \text{ kcal/kg}$
 La chaleur enlevée est la différence des enthalpies.

$$Q_c = (1+R)h_g(g) - h_f(c) - R h_f(g)$$

$$Q_c = (1+0.034) \times 434.8 - 109.28 - 0.034 \times 73.2$$

$$Q_c = 337.8 \text{ kcal/kg.}$$

bilan

Energie absorbée		Energie Cédée	
- au générateur	= 850	Par l'absorbuer	697.84
- à l'évaporateur (effet réfrigérant)	= $\frac{270.83}{1120.83}$	Par le condenseur	$\frac{337.8}{1035.64}$

À part le fait qu'on a arrondi la quantité de chaleur absorbée au générateur il y'a que tous les valeurs ont été lues dans un graphique. Ce qui n'est pas quand même très précis.

$$\text{COP} = \frac{Q_{\text{effet refr}}}{Q_{\text{fournie au generateur}}} = \frac{270.83}{850} = 0.318$$

Ce qui est acceptable pour une machine thermique à absorption.

CHAPITRE 4

calcul des diverses parties de l'unité

4.1 Volume utile et capacité frigorifique de la boîte froide

Le volume de l'encainte frigorifique de petite capacité a été choisie de manière à fournir l'espace nécessaire pour produire 10kg de glace par jour d'ensoleillement et d'autre part pour loger le système d'évaporation de l'ammoniac. Pour des dimensions intérieures de 50cm x 50cm x 100 cm on obtient un volume de 250 litres qui répond aux conditions imposées.

4.1.1 ISOLATION

$$Q = UA\Delta T$$

où U = Coefficient global de transmission de chaleur ($\text{kcal}/\text{hr.m}^2\text{ }^\circ\text{C}$)

Ce coefficient tient compte des coefficients de convection et de conduction

$$A = \text{Surface d'échange (m}^2\text{)}$$

$$\Delta T = (T_{\text{ext}} - T_{\text{int}})$$

Le taux d'échange de chaleur va dépendre de la nature des parois en regard.

Si on utilise une isolation de 8cm de liège contenu dans une paroi intérieure et extérieure de tôle galvanisée n'offrant aucune résistance notable au transfert de chaleur. Alors

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{h_e}}$$

où h_i = Coefficient de transmission de surface interne

h_e = Coefficient de transmission de surface externe

e = épaisseur de la paroi isolante

λ = Conductivité thermique de l'isolant

les caractéristiques du liège expansé pur sont les suivantes:

Masse volumique $\rho = 130 @ 140 \text{ kg/m}^3$

Coefficient de conductibilité $\lambda = 0.035 \text{ kcal/m/h}^\circ\text{C}$

Resistance à l'écrasement : 2.2 dan/cm^2

En négligeant les résistances thermiques de surface h

$$U = \frac{1}{\frac{e}{\lambda}} = \frac{\lambda}{e} = \frac{0.035}{0.08} = 0.438 \text{ kcal/h.m}^2\text{.}^\circ\text{C}$$

Surface d'échange : On considère la surface extérieure totale, soit

$$A = 4(100 \times 50) + 2(50 \times 50) = 25000 \text{ cm}^2 = 2.5 \text{ m}^2$$

Pour une température intérieure de -10°C et une température extérieure de 35°C (température moyenne) on obtient une perte globale de :

$$Q_1 = U A \Delta T = 0.438 \text{ kcal/h.m}^2\text{.}^\circ\text{C} \times 2.5 \text{ m}^2 \times (35 - (-10))^\circ\text{C}$$

$$Q_1 = 49.275 \text{ kcal/h}$$

Il s'en suit que la perte journalière est de :

$$Q_1 = 49.275 \text{ kcal/h} \times 24 \text{ h} = 1182.6 \text{ kcal/jour}$$

4.1.2 Frigories nécessaires pour la production de 10kg de glace

La chaleur qui devrait être enlevée pour la production de la glace dépend de :

1) la chaleur enlevée pour produire et refroidir l'eau à 0°C

2) la chaleur latente de fusion

3) la chaleur enlevée pour refroidir la glace à -10°C

4) les pertes de chaleur par radiation.

• chaleur nécessaire pour élever la température de la glace de -10°C à 0°C

= Poids de la glace \times chaleur spécifique \times variation de la température

= $m C_p \Delta T$ où C_p = chaleur spécifique de la glace = $0.504 \text{ kcal/kg}^{\circ}\text{C}$

$$= 10 \times 0.504 (0 - (-10)) = 50.4 \text{ kcal}$$

• chaleur nécessaire pour fondre la glace à 0°C

= Poids de la glace \times chaleur latente de fusion

$$= 10 \times 80 \text{ kcal/kg} = 800 \text{ kcal}$$

80 kcal/kg étant la chaleur latente de fusion de la glace.

• chaleur nécessaire pour chauffer l'eau de 0° à 25°C (température moyenne)

= Poids de l'eau \times chaleur spécifique \times variation de température

$$= m C_{p_{\text{eau}}} \Delta T$$

$$= 10 \text{ kg} \times 1 \text{ kcal/kg}^{\circ}\text{C} \times (25 - 0) = 250 \text{ kcal}$$

d'où une dépense journalière de :

$$1182.6 + 50.4 + 800 + 250 = 2283 \text{ kcal/jour} = 2283 \text{ frig/jour}$$

En y ajoutant 20% de pertes dues aux radiations (rayonnement)

La dépense journalière est alors de 2739.6 Frig/jour

Pour un effet réfrigérant utile de 270.83 kcal/kg, il faudra, pour faire

face à une dépense journalière de 2739.6 Frig/jour, véhiculer :

$$\frac{2739.6}{270.83} = 10.11 \text{ kg de NH}_3 / \text{jour} = 11 \text{ kg de NH}_3 / \text{jour}$$

Des concentrations initiale de la solution pauvre) riche 0.420 et finale de la

solution pauvre 0.376, on déduit la quantité totale de NH_3 et d'eau nécessaire. d'où

$$\frac{\text{NH}_3}{\text{NH}_3 + \text{H}_2\text{O}} = 0.420$$

$$\frac{\text{NH}_3 - 10.11}{\text{NH}_3 - 10.11 + \text{H}_2\text{O}} = 0.376$$

On trouve $\text{NH}_3 = 60.239$

$\text{H}_2\text{O} = \underline{83.187}$

Total: 143.37 kg de solution

On prend 150 kg de solution : 65 kg de NH_3 et 85 kg d'eau.

4.2 Calcul du Condenseur

La quantité de chaleur à éliminer au niveau du condenseur pour 1 kg de NH_3 fourni à l'évaporateur est de : $Q_c = 337.8 \text{ kcal/kg}$

La période de génération est prise comme égale à 4 heures soit lorsque le rayonnement solaire est à son maximum. Par conséquent la temps de condensation et de refroidissement est aussi de 4 heures

ainsi pour chaque heure on doit véhiculer :

$$11/4 = 2.75 \text{ kg/h de } \text{NH}_3$$

et la chaleur totale à éliminer au condenseur pour 1 heure est de

$$Q_c = 337.8 \text{ kcal/kg} \times 2.75 \text{ kg/h} = 928.95 \text{ kcal/h}$$

Etant donné la quantité de chaleur à éliminer au condenseur, on s'attend à une surface d'échange relativement importante. On a choisi un condenseur à eau avec une convection naturelle.

Le condenseur est un échangeur de type contact destiné à transmettre

le maximum de chaleur de la vapeur surchauffée à l'eau de refroidissement. Les deux fluides sont séparés par une paroi métallique au travers de laquelle sont transportées les calories du fluide le plus chaud au fluide le plus froid.

On doit amener la température de la vapeur NH_3 à celle correspondant à la temp et pression de saturation. On admet que le changement d'état a lieu à pressim constante.

Le condenseur est refroidi par une réserve d'eau non renouvelable placée dans une cuve, contenant des tubes (serpentins) enroulés en spirale dans lesquels circule la vapeur ammoniacale. La cuve est protégée contre l'action du rayonnement solaire par un revêtement convenable. Ce revêtement devant permettre le refroidissement nocturne de l'eau. le gaz NH_3 se liquéfie dans le condenseur sous une pression égale à la tension de vapeur du NH_3 à la température régnant dans l'appareil les serpentins pour NH_3 sont en tube de cuivre de 20/24 soit 2 mm d'épaisseur.

la température de l'eau de refroidissement ne doit pas dépasser 35°C .

4.2.1 : détermination du coefficient d'échange global

$$Q = UA\Delta T$$

où Q = quantité de chaleur cédée à l'eau de refroidissement.

U = Coefficient d'échange global entre les deux fluides.

A = la surface totale d'échange entre les deux fluides.

ΔT_m = écart de température logarithmique moyen.

Le coefficient d'échange global U est donné par :

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h} + \frac{1}{h'} \frac{d_i}{d_e} + \frac{e}{\lambda} \quad \text{ou}$$

h = Coefficient de transmission de la vapeur à la paroi

h' = Coefficient de transmission de l'eau à la paroi

d_i et d_e : diamètres intérieure et extérieure des serpentins

e = épaisseur des serpentins

λ = Conductivité thermique du matériau dont sont constitués les serpentins

Mais U dépend de beaucoup de facteurs qui ne figurent pas parmi les données au nombre desquels on peut citer : le nombre de serpentins, les vitesses du gaz, le débit, la géométrie etc... Ce qui rend la détermination de U particulièrement difficile.

On fera donc des approximations pour trouver un ordre de grandeur de U raisonnable par analogie avec des appareils déjà construits et dont les performances ont été relevées et analysées.

- l'eau du condenseur étant stagnante (non agitée) et dans une cuve fermée, le coefficient de transmission de l'eau à la paroi sera faible.

Dans la littérature son ordre de grandeur est de $h' \cong 95 \text{ kcal/hr m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$.

- la vapeur ammoniacale se condensant dans les tubes immergés dans l'eau aura un coefficient de transmission à travers la paroi de l'ordre de : $h = 195 \text{ kcal/hr m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$.

- les tubes sont en cuivre. leur conductivité thermique est de l'ordre

$$\lambda = 330 \text{ kcal/h m } ^\circ\text{C}$$

$$\text{d'où } \frac{1}{U} = \frac{1}{195} + \frac{1}{95} \frac{20}{24} + \frac{2}{330} \Rightarrow U = 50 \text{ kcal/h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Cet ordre de grandeur de U est acceptable pour des condensateurs immergés, comme l'indiquent la littérature.

4.2.2 détermination de la surface d'échange

$$A = \frac{Q}{U \Delta T_m} \quad \text{avec } \Delta T_m = 25.34^\circ\text{C}$$

$$A = \frac{928.95 \text{ kcal/h}}{50 \text{ kcal/hr. m}^2 \text{ } ^\circ\text{C} \times 25.34^\circ\text{C}} = 0.733 \text{ m}^2$$

• longueur des serpentins : $A = \pi D L$

$$L = \frac{A}{\pi D} = \frac{0.733}{\pi \times 0.024} = 9.72 \text{ m soit } 10 \text{ m.}$$

4.2.3 Quantité d'eau nécessaire pour le refroidissement

La quantité de chaleur cédée à l'eau de refroidissement est donnée par

$$Q = m C_p \Delta T$$

où m = masse d'eau nécessaire

C_p = chaleur spécifique de l'eau = $1 \text{ kcal/kg } ^\circ\text{C}$

ΔT = écart de température = $(t_{\text{final}} - t_{\text{initial}})$

la température initiale de l'eau = 25°C (température moyenne)

On suppose les pires conditions. Ainsi comme qu'on avait dit que la température de l'eau de refroidissement ne doit pas dépasser 35°C , on prend

$$t_{\text{final}} = 35^{\circ}$$

Il faut noter que nous sommes en régime variable i.e la température de l'eau de refroidissement augmente au fur et à mesure que se poursuit la génération

$$m = \frac{Q}{c_p \Delta T}$$

$$m = \frac{928.95 \text{ kcal/h} \times 4 \text{ hr}}{1 \text{ kcal/kg}^{\circ}\text{C} (35 - 25)^{\circ}\text{C}} = 371.58 \text{ kg}$$

On prend $m = 400 \text{ kg}$ soit 400 litres d'eau de refroidissement

4.3 Calcul de l'évaporateur

4.3.1 description

Voulant rendre l'appareil le plus simple possible, on a envisagé la possibilité de substituer au système "réservoir accumulateur et serpentin", conventionnellement utilisé dans les unités frigorifiques domestiques, le système "accumulateur. évaporateur" combiné. C'est à dire que le réservoir servant à emmagasiner l'ammoniac pendant la phase de génération, servirait d'évaporateur pendant la deuxième phase. Ceci semble plausible étant donné le volume relativement important d'ammoniac que l'on veut accumuler à cause du fonctionnement périodique de l'appareil. Une partie de l'ammoniac chaud liquide est vaporisée à son entrée dans le réservoir évaporateur pendant la période de génération pour remédier partiellement à l'augmentation de la

température dans la boîte froide

4.3.2 Volume

La quantité d'ammoniac condensé est de 11 kg et le volume spécifique de l'ammoniac, à ces conditions est de :

$$V_{sp} = 1.68 \text{ litres/kg}$$

On obtient alors un volume minimum de l'évaporateur de

$$V_e = 1.68 \text{ litres/kg} \times 11 \text{ kg} = 18.48 \text{ litres.}$$

soit un volume de 19 litres.

4.3.3. Matériaux

Étant donné les pertes d'espace utile encourues par l'utilisation d'un seul réservoir de 19 litres, la meilleure solution s'est avérée être l'emploi de 2 réservoirs cylindriques. Des réservoirs à fond plats, fabriqués à partir de tuyau d'acier "schedule 40" et d'un diamètre nominal de 18 cm était la façon la plus économique de réaliser l'évaporation.

Un petit réservoir accumulateur a été prévu pour la vaporisation partielle mentionnée plus haut. (Voir Fig # 4)

4.4. Générateur et absorbeur

Le générateur et l'absorbeur sont des récipients qui contiennent la solution. La forme cylindrique s'est révélée la plus appropriée par sa construction, sa disponibilité et sa surface de transfert de chaleur.

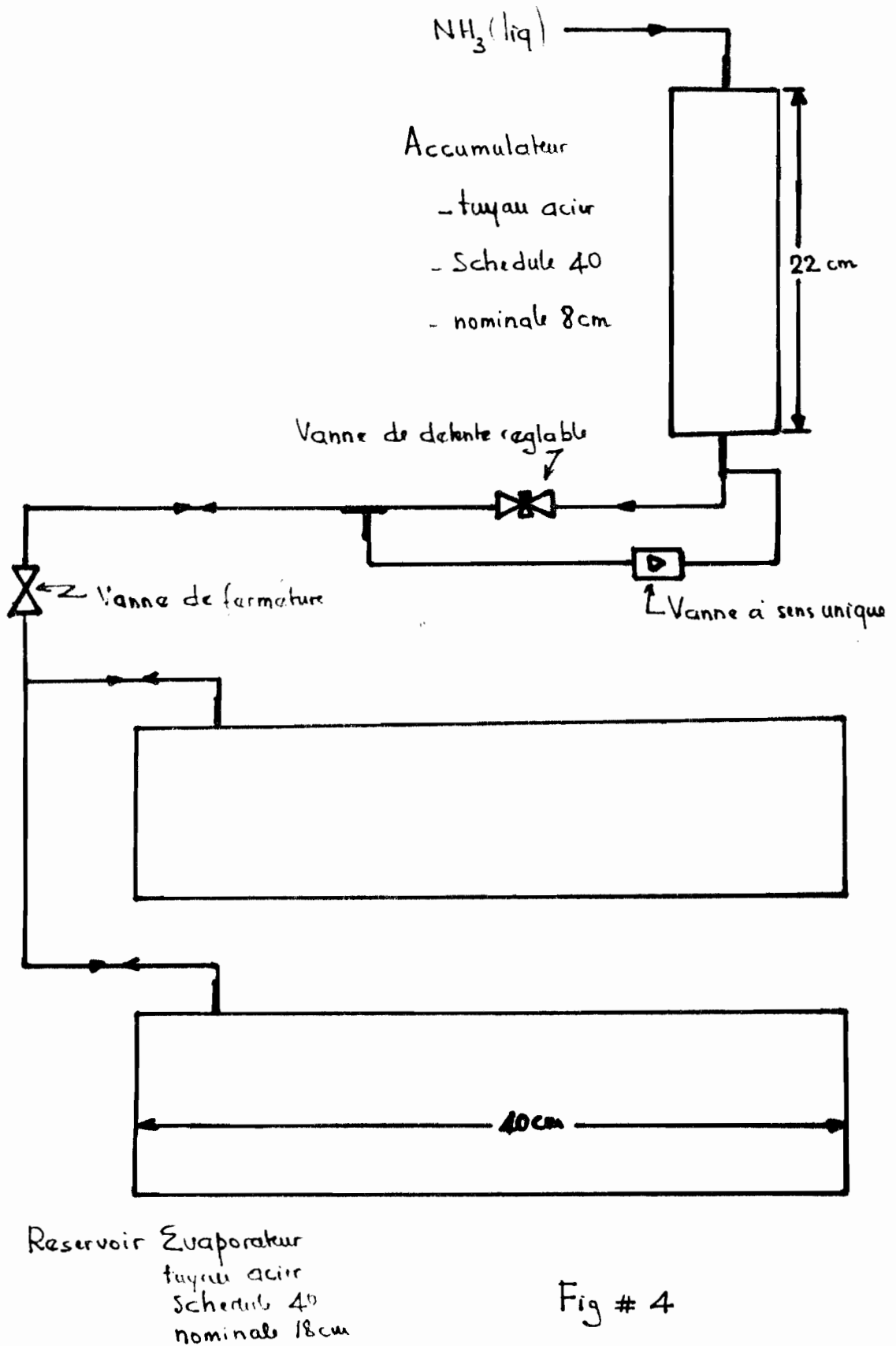


Fig # 4

Capacité du générateur : 75 litres

Capacité du bouilleur : 75 litres

CHAPITRE 5

étude théorique de l'isolateur solaire : capteur plan

5.1 Introduction Les capteurs solaires plans du rayonnement solaire sont couramment utilisés aujourd'hui dans différentes installations fonctionnant à l'énergie solaire. Ils constituent la source chaude, élément essentiel des appareils les plus divers : chauffe-eau, moteurs thermiques, ou machines frigorifiques, réchauffeurs d'air. Les capteurs plans présentent l'avantage de collecter le rayonnement solaire, qu'il soit direct ou diffus, mais aussi l'inconvénient de ne pouvoir permettre en régime de fonctionnement, l'obtention de hautes températures.

Cette étude a pour ambition de guider le choix d'un capteur en fonction du niveau de température et de la période de fonctionnement et d'aider à prévoir l'incidence de divers facteurs sur les performances de celui-ci. On étudiera le bilan global d'échanges thermiques du capteur-plan dans des conditions particulières (température ambiante, ensoleillement) correspondant d'aussi près que possible aux conditions réelles du Sénégal.

5.2 Structure et principe de fonctionnement

Il s'agit d'une boîte comportant une couverture de un ou deux vitrages et un fond garni d'une matière isolante qui supporte une plaque absorbante

ou absorbeur. Cet absorbeur capte le rayonnement solaire transmis ϕ_t qu'il convertit en chaleur. La chaleur se communique par conduction au fluide à chauffer, qui circule dans une tubulure en étroit contact avec l'absorbeur.

5.3 Aspects physiques du problème

Deux principes de physique sont à la base de la conception des capteurs solaires : l'effet de serre

l'effet de corps noir

La serre est une enceinte close par une matière transparente au flux ϕ_i du rayonnement solaire incident. L'absorbeur est un corps noir (bon absorbeur et bon émetteur du rayonnement). Les rayons solaires traversent le verre et chauffent la plaque noire. Celle-ci renvoie un rayonnement de grande longueur d'onde qui ne traverse pas le verre et revient frapper la plaque noire. Ainsi la quantité de chaleur rayonnée reste piégée dans l'enceinte parce que le verre est transparent au rayonnement visible ($0.25\mu < \lambda < 3.5\mu$) mais opaque aux rayons de grande longueur d'onde émis par les corps chauds.

5.4 Données du problème

1) On considère une tôle recouverte d'une peinture noire mat. Elle se comporte vis à vis du rayonnement comme un corps gris c'est à dire qu'elle a la même facteur d'absorption et d'émission pour toutes les longueurs d'onde $\alpha = \varepsilon \approx 0.93$ (facteur réflexion) $\rho = 1 - \alpha = 0.07$

2) Dans l'étude qui suit, on se place dans le cas où le ciel est clair

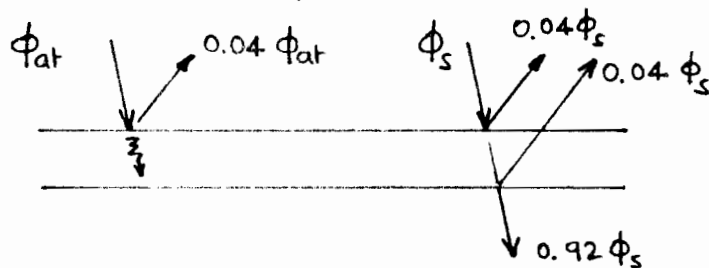
où le soleil est haut (de 50° à 90°) et où la tôle est orientée de façon à recevoir le rayonnement solaire sous une incidence de 30° à 90° .

L'atmosphère absorbe une partie du rayonnement solaire, réémet, cette absorption et cette émission étant liées à la quantité de vapeur d'eau de gaz carbonique et d'aérosols présents dans l'atmosphère.

Dans les conditions moyennes, sous les tropiques, par temps clair, pour une température ambiante $\theta_a = 27^\circ\text{C}$ (soit $T_a = 300^\circ\text{K}$), avec une constante solaire de $2 \text{ cal/cm}^2 \text{ min} = 1200 \text{ kcal/m}^2 \text{ h}$ et une transparence moyenne de l'atmosphère de 0.75, on peut escompter qu'entre 10^{h} et 14^{h} , le capteur reçoit du soleil un flux $\phi_s \cong 900 \text{ kcal/h m}^2$ et de l'atmosphère $\phi_{at} \cong 294 \text{ kcal/h m}^2$.

Le soleil émet dans des longueurs d'onde de l'ordre de 0.3 à 2μ alors que l'atmosphère étant donnée sa température, émet des longueurs d'onde de l'ordre de 5 à 40μ .

3) Le verre ordinaire a un facteur de réflexion $\rho_v \cong 0.04$ pour des rayonnements d'incidence voisine de la normale. Il est "sélectif" étant donné qu'il transmet les rayonnements d'ondes courtes (rayonnement solaire direct ou diffus), absorbe et émet des rayonnements ondes longues (Corps à températures ordinaires = atmosphère, tôle, autres vitres etc...)



De sorte qu'une vitre recevant du soleil un flux ϕ_s réfléchit $0.08 \phi_s$ et transmet $0.92 \phi_s$.

Une vitre de quelques mm d'épaisseur recevant un flux ondes longues ϕ_{at} réfléchit $0.04 \phi_{at}$ et absorbe $0.96 \phi_{at}$.

4) Pour réduire à leur minimum les pertes par conduction à travers les parois de l'enceinte, celle-ci doit être soigneusement calorifugée. Pour ce faire il faut choisir une matière isolante en fonction certes de ses bonnes qualités protectrices (faible conductivité thermique), mais aussi en fonction de son coût compl. tenu des conditions d'utilisation du capteur et des performances qu'on en attend. Soit T la température de la tôle et T_a la température ambiante. Choisissons comme isolant une couche d'épaisseur $e = 4$ cm de laine de verre, dont les caractéristiques sont :

PI 156 : masse volumique : 22 kg/m^3

Coefficient de conductibilité $\lambda = 0.030 \text{ kcal/hr.m}^\circ\text{C}$

Les pertes thermiques par le fond valent à peu près : $\frac{\lambda}{e}(T - T_a) = \frac{3}{4}(T - T_a)$

En y ajoutant les pertes par les côtés, on obtient approximativement :

$P_i = 1(T - T_a) \text{ kcal/h m}^2$ pertes au travers de l'isolant rapporté à un m^2 du capteur.

Remarque : Il n'est pas nécessaire de calculer P_i avec une grande précision car il est petit devant les pertes par convection et rayonnement de la face supérieure du capteur.

5) Soient 2 surfaces en regard (tôle-verre) aux températures T_1 et T_2

Elles échangent par convection naturelle un flux :

$$\phi = h (T_1 - T_2)$$

Dans le cas d'échanges, tôle plane - vitre, la distance des 2 surfaces étant de l'ordre 2-3 cm, h vaut environ $3.5 \text{ kcal/h m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$

(Tableau 2. XIV: Cours Vent 412)

Il est légèrement supérieur si la tôle a une forme complexe (tôle ondulée, tubes, etc.)

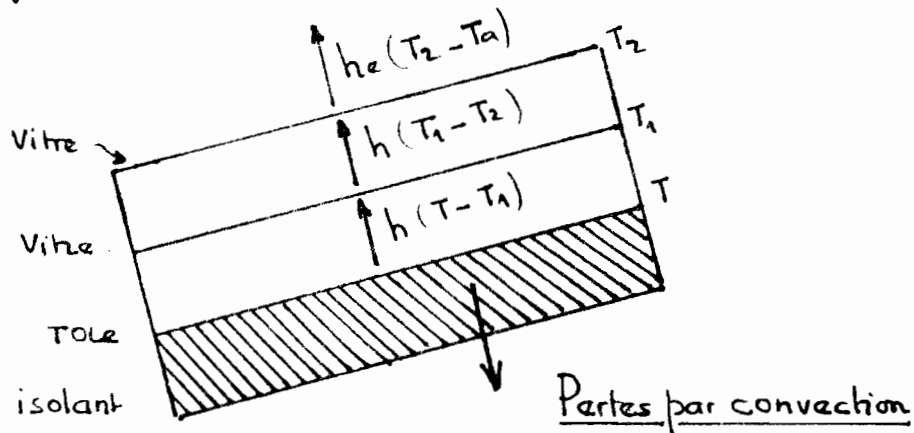
Les échanges convectifs de la dernière vitre ou de la tôle nue avec l'air ambiant s'inscrivent: $\phi = h_e (T - T_a)$

h_e est donné par $h_e^* = 5.7 + 3.8 V$ ($\text{W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$)

où V = vitesse du vent en m/s

Ainsi s'il y'a peu de vent (convection naturelle) h_e vaut environ $5 \text{ kcal/h m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$. h_e croît très vite avec la vitesse du vent. Pour un vent de 4 m/s (convection forcée) $h_e \approx 16 \text{ kcal/h m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$.

*(la formule est tirée de "Solar Energie Thermal Processes" de John A. Duffie)



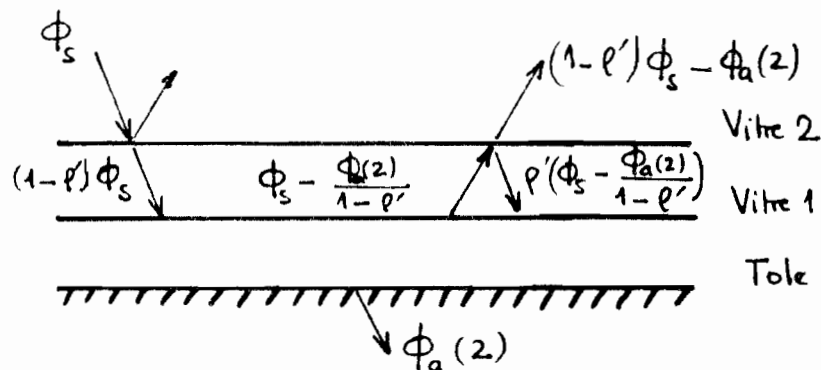
5-5 Calculs préliminaires: détermination du rayonnement solaire absorbé par la tôle

Nous allons surmonter la tôle de 2 vitres car les vitres font "écran" aux

aux échanges convectifs et radiatifs du capteur avec l'extérieur et limitent ainsi les pertes. La tôle n'échange plus directement avec l'atmosphère mais avec la 1^{re} vitre à température plus élevée. Cette diminution des pertes permet d'obtenir des températures plus élevées.

- la tôle nue ne peut élever la température de l'eau que de quelques dizaines de degrés et est très sensible au vent. Il est alors souhaitable d'utiliser au moins une vitre, qui est essentielle pour créer l'effet de serre et qui rend le capteur étanche et évite ainsi la détérioration à la pluie de l'isolant. Lorsque on veut obtenir des températures environ égales à 100°C il est souhaitable d'obtenir d'utiliser 2 vitres.

La tôle absorbe ϕ_a lorsqu'elle est surmontée de 2 vitres. Posons $\rho' = 2\rho_v = 0.08$ facteur global de réflexion d'une vitre.



L'indice 2 se rapporte au nombre de vitres.

La vitre 2 reçoit ϕ_s , transmet $(1-\rho')\phi_s$ vers la vitre 1. Elle transmet de l'intérieur vers l'extérieur tout le rayonnement solaire qui a pénétré le système et n'a pas été absorbé soit $(1-\rho')\phi_s - \phi(2)$

C'est donc que sa face inférieure a reçu :

$$\frac{(1 - \rho') \phi_s - \phi_a(2)}{1 - \rho'} = \phi_s - \frac{\phi_a(2)}{1 - \rho'}$$

et réfléchit vers la vitre 1 : $\rho' \left[\phi_s - \frac{\phi_a(2)}{1 - \rho'} \right]$

la face supérieure de la vitre 1 reçoit donc : $(1 - \rho') \phi_s + \rho' \left[\phi_s - \frac{\phi_a(2)}{1 - \rho'} \right]$
somme des rayonnements transmis et réfléchi par la vitre 2, soit

$$\phi_s - \frac{\rho'}{1 - \rho'} \phi_a(2)$$

Tout se passe comme si le système comportant 2 vitres, la 2^{ème} vitre recevait le flux solaire $\phi_s - \frac{\rho'}{1 - \rho'} \phi_a(2)$ au lieu de ϕ_s

Le flux absorbé par la tôle sera donc réduit dans le même rapport.

$$\phi_a(2) = \frac{\phi_s - \frac{\rho'}{1 - \rho'} \phi_a(2)}{\phi_s} \cdot \phi_a(1) = \frac{\phi_a(1)(1 - \rho')}{1 + \rho' + (\rho' \phi_a(1) / \phi_s)}$$

la tôle nue reçoit ϕ_s et absorbe $a \phi_s \rightarrow \phi_a(0) = a \phi_s$

Si on pose $\phi_a(1) = \frac{a \phi_s (1 - \rho')}{1 + \rho' + a \rho'}$ alors

$$\phi_a(2) = \frac{a \phi_s (1 - \rho')^2}{(1 - \rho')(1 - \rho' + a \rho') + \rho' a (1 - \rho')} = \frac{a \phi_s (1 - \rho')}{1 - \rho' + 2 a \rho'}$$

5.6 Bilan de la tôle nue

On se propose de déterminer la puissance utile P que le capteur peut fournir pour le chauffage de la solution, en fonction de la température de la tôle.

- au point de vue du rayonnement :

la tôle reçoit $\phi_s + \phi_{at}$ et absorbe $a (\phi_s + \phi_{at}) = 0.93(400 + 294)$

$$\alpha(\phi_s + \phi_{at}) = 0.93(900 + 294) \cong 1110.5 \text{ kcal/h.m}^2$$

Elle émet vers l'atmosphère $\varepsilon C_0 T^4 = 0.93 \times 4.882 \left(\frac{T}{100}\right)^4$

Elle perd $P_i = 1(T - T_a)$ à travers l'isolation et $P_c = h_c(T - T_a)$ par convection avec l'air ambiant ($T_a = 300^\circ \text{K}$)

$$\text{d'où } P = \alpha(\phi_s + \phi_{at}) - \varepsilon C_0 T^4 - P_i - P_c$$

$$P = 1110.5 \text{ kcal/h.m}^2 - 4.54 \left(\frac{T}{100}\right)^4 - (T - 300) - 5 \text{ kcal/h.m}^2 \cdot ^\circ \text{C} (T - 300)$$

$$P = 2910.5 - 4.54 \left(\frac{T}{100}\right)^4 - 6T \text{ en l'absence du vent}$$

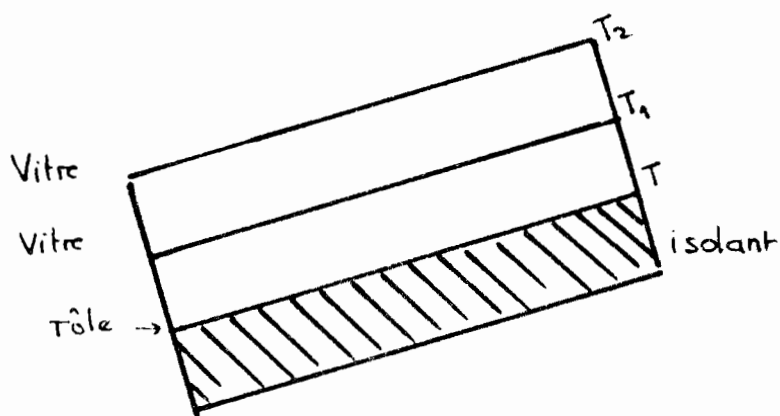
Pour un vent de 4 m/s $h \cong 16 \text{ kcal/h.m}^2 \cdot ^\circ \text{C}$

$$P = 1110.5 - 0.93 \times 4.882 \left(\frac{T}{100}\right)^4 - (T - 300) - 16(T - 300)$$

$$P = 6210.5 - 4.54 \left(\frac{T}{100}\right)^4 - 17T \text{ pour un vent de 4 m/s}$$

5.7 Bilan de la tôle surmontée de 2 vitres

Soit T_1 la température de la vitre placée au dessus de la tôle, T_2 celle de la vitre en contact avec l'atmosphère.



La vitre n° 1 gagne par échanges radiatifs avec la tôle:

$$q = \frac{\varepsilon \varepsilon_v}{\varepsilon + \varepsilon_v - \varepsilon \varepsilon_v} \times 4.882 \left[\left(\frac{T}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_1}{100}\right)^4 \right] = 4.37 \left[\left(\frac{T}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_1}{100}\right)^4 \right]$$

$$\varepsilon = 0.93 \quad \varepsilon_v = 0.96$$

Elle perd par échanges radiatifs avec la vitre 2

$$q' = \frac{\epsilon_v}{2 - \epsilon_v} 4.882 \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right] = 4.5 \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right]$$

Elle reçoit de la tôle le flux convectif $h(T - T_1)$ et fournit à la vitre n° 2 le flux convectif $h(T_1 - T_2)$

On suppose qu'entre la vitre et la tôle, d'une part et les 2 vitres de l'autre le h est le même: $h = 3.5 \text{ kcal/h.m}^2\text{°C}$

d'où le bilan thermique de la vitre n° 1

$$q - q' + h(T - T_1) - h(T_1 - T_2) = 0 \text{ soit}$$

$$(1) \quad 8.87 \left(\frac{T_1}{100} \right)^4 + 7T_1 = 4.37 \left(\frac{T_1}{100} \right)^4 + 4.50 \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 + 3.5(T_1 + T_2)$$

la vitre 2 échange q' avec la vitre n° 1, émet vers l'atmosphère

$\epsilon_v C_0 T_2^4$, absorbe $\epsilon_v \phi_{at}$, reçoit de la vitre n° 1 le flux convectif $h(T_1 - T_2)$ et perd vers l'extérieur le flux convectif $h_e(T_2 - T_a)$

d'où le bilan thermique de la vitre 2

$$q' + \epsilon_v(\phi_{at} - C_0 T_2^4) + h(T_1 - T_2) - h_e(T_2 - T_a) = 0 \text{ soit}$$

$$(2) \quad 9.193 \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 + 8.5 T_2 = 4.50 \left(\frac{T_1}{100} \right)^4 + 3.5 T_1 + 1782$$

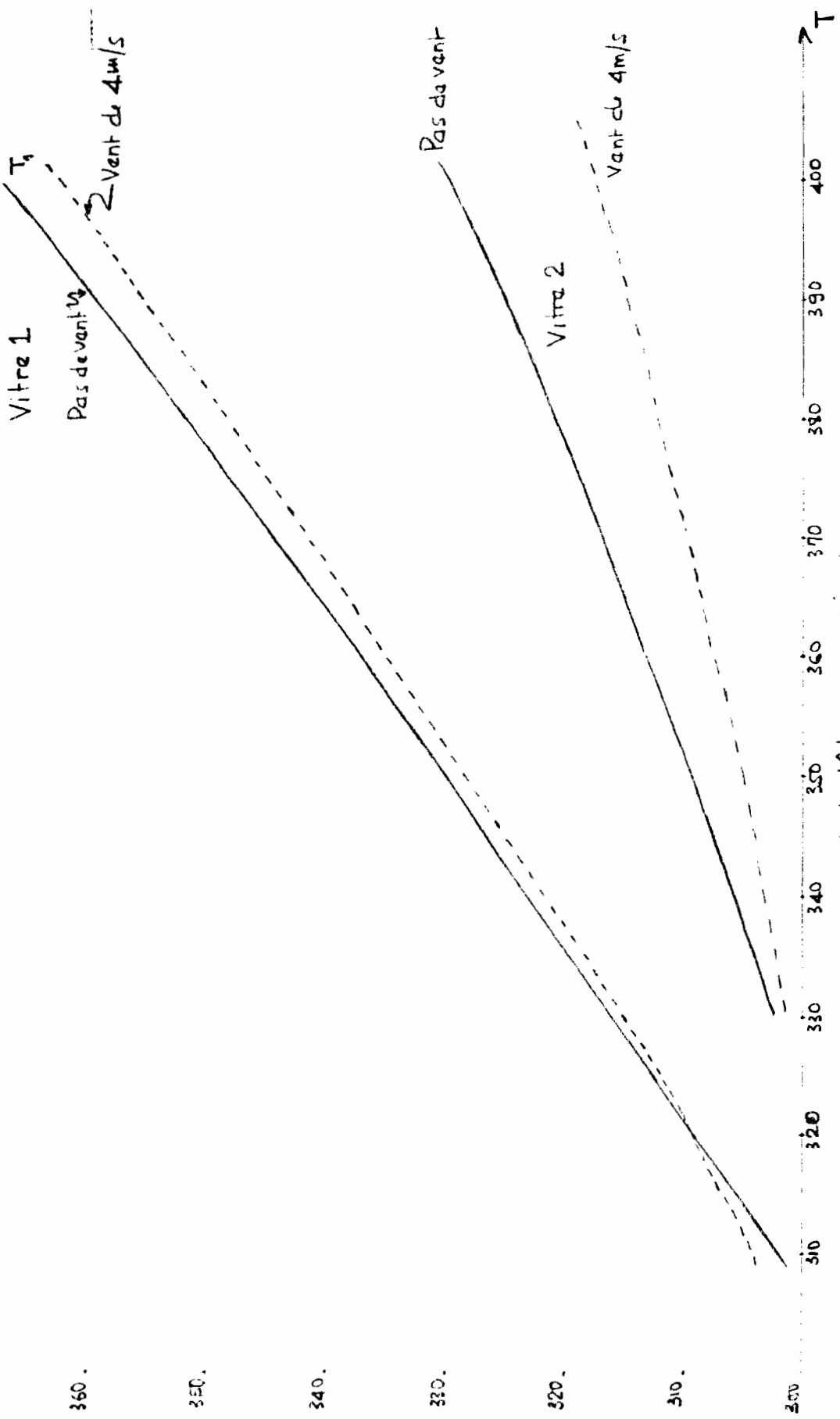
(en l'absence du vent)

$$\text{ou } 9.193 \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 + 19.5 T_2 = 4.50 \left(\frac{T_1}{100} \right)^4 + 3.5 T_1 + 5082 \text{ pour un vent de } 4 \text{ m/s.}$$

En combinant les équations (1) et (2) On peut déterminer les fonctions

$T_1(T)$ et $T_2(T)$ et tracer ainsi les courbes.

370. T_1 , T_2 températures des vitres



Temperature de la tôle surmontée de 2 vitres

5.8 Bilan thermique de la tôle

La tôle absorbe $\phi_a(2)$, fournit $q + h(T - T_1)$ à la vitre n° 1 perd P_i à travers l'isolant.

d'où la puissance utile $P = \phi_a(2) - P_i - q - h(T - T_1)$

$$P = 1020.5 - 4.37 \left[\left(\frac{T}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_1}{100} \right)^4 \right] - 4.5T + 3.5T_1$$

5.9 Sensibilité des courbes à différents facteurs

5.9.1 Ensoleillement et orientation du capteur

Nous avons calculé la proportion ϕ_a absorbée par la tôle du flux solaire

ϕ_s reçu par le capteur :

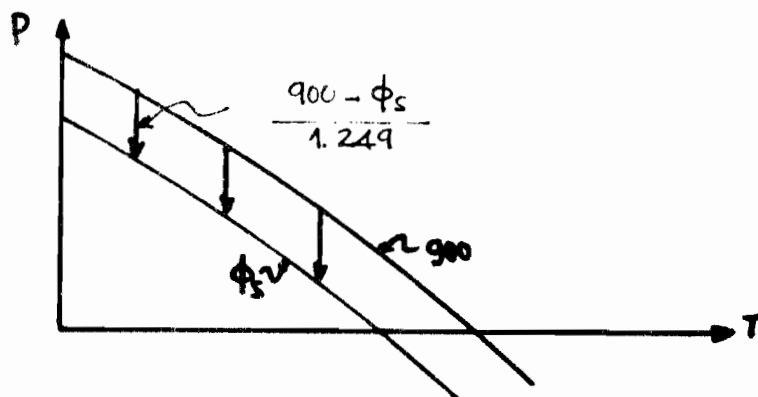
$$\phi_a = \frac{\phi_s \alpha (1 - \rho')}{1 - \rho' + 2\alpha \rho'} = \frac{\phi_s 0.93 (1 - 0.08)}{1 - 0.08 + 2 \times 0.93 \times 0.08} = \frac{\phi_s}{1.249}$$

Supposons qu'en raison de la nébulosité, de la hauteur du soleil et de la position du capteur, celui-ci reçoit du soleil un flux $\phi_s \neq 900 \text{ kcal/h.m}^2$

la tôle n'absorbe plus $\frac{900}{1.249}$ mais $\frac{\phi_s}{1.249}$

On translatera donc la courbe correspondant à $\phi = 900 \text{ kcal/h.m}^2$ de

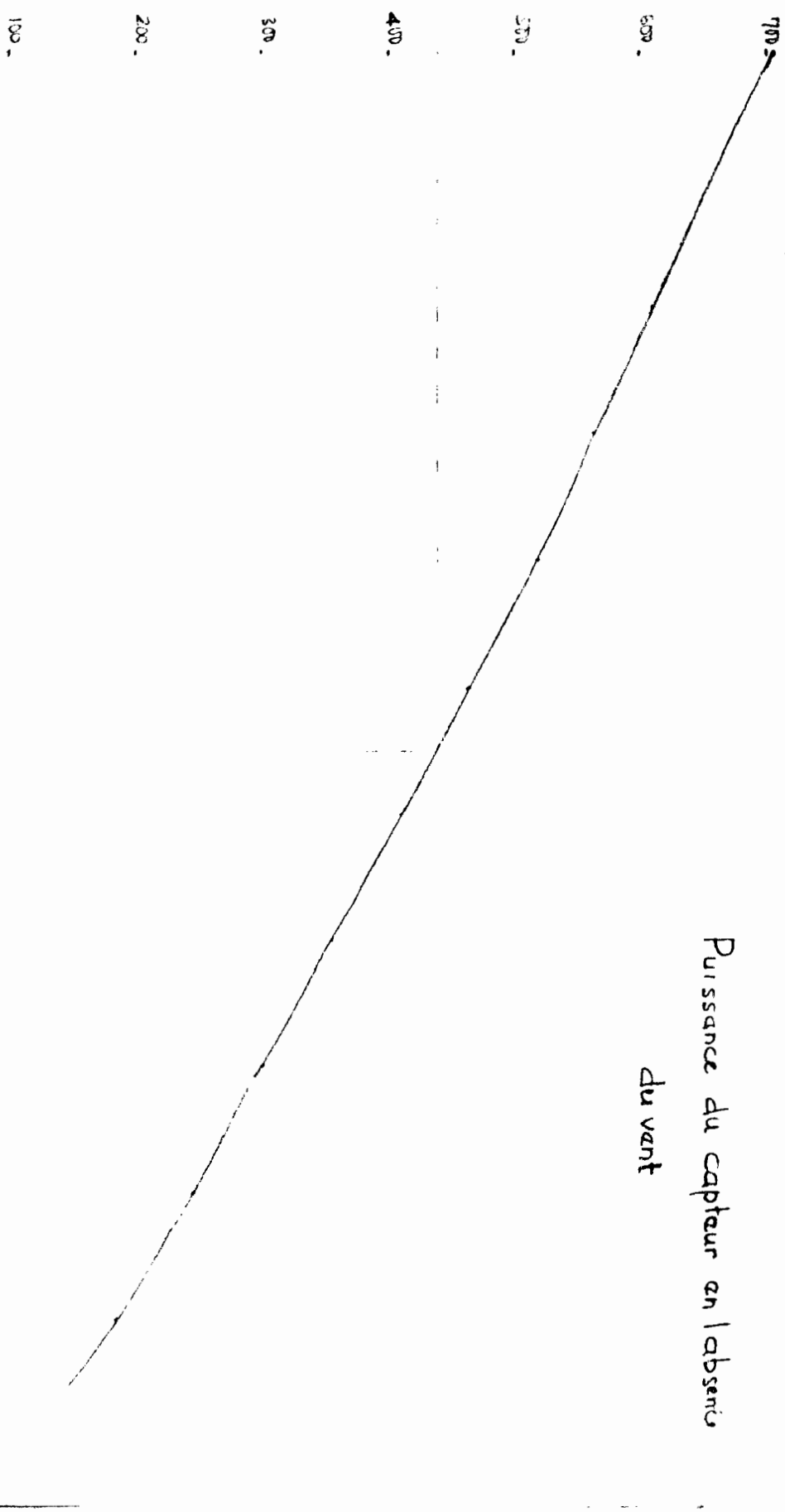
$\frac{900 - \phi_s}{1.249}$ vers le bas.



P (kcal/h m²)

Puissance du capteur en l'absence

du vent

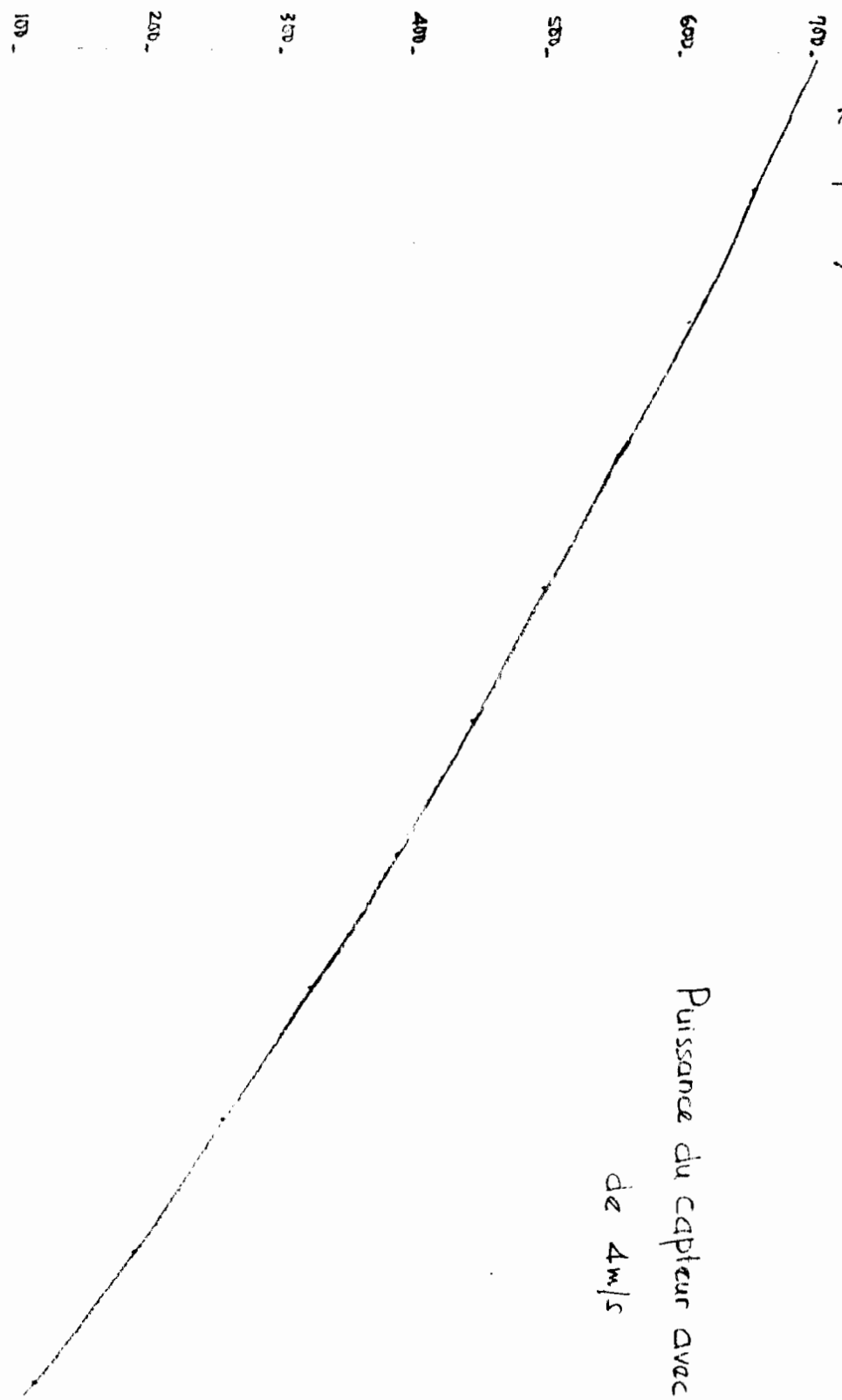


Temperature de la tige surmontée de 2 vitres

310 320 330 340 350 360 370 380 390 400 410 420 430 440 450 (°K)

ΔP (kcal/hr m²)

Puissance du capteur avec un vent
de 4m/s



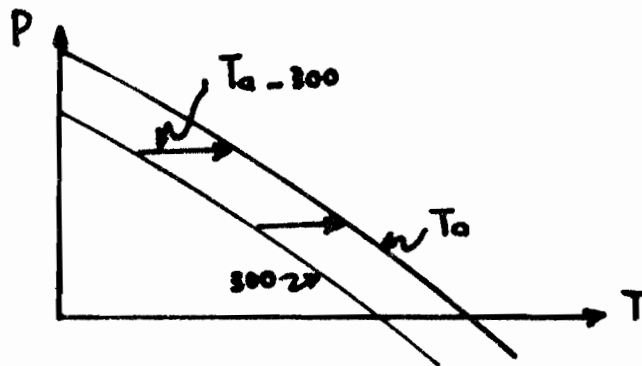
Temperature de la tôle surmontée de 2 vitres

310 320 330 340 350 360 370 380 390 400 T (°C)

5.9.2 Température ambiante

On admet que les pertes par convection et rayonnement du capteur ne sont fonction que de l'écart de température $T - T_a$ entre la tige et l'air ambiant.

Si donc la température ambiante est $T_a \neq 300^\circ\text{K}$, on translatera la courbe correspondant à $T = 300^\circ\text{K}$ de $(T_a - 300)^\circ\text{K}$ vers la droite



5.9.3 Nature (λ) et épaisseur (e) de l'isolant

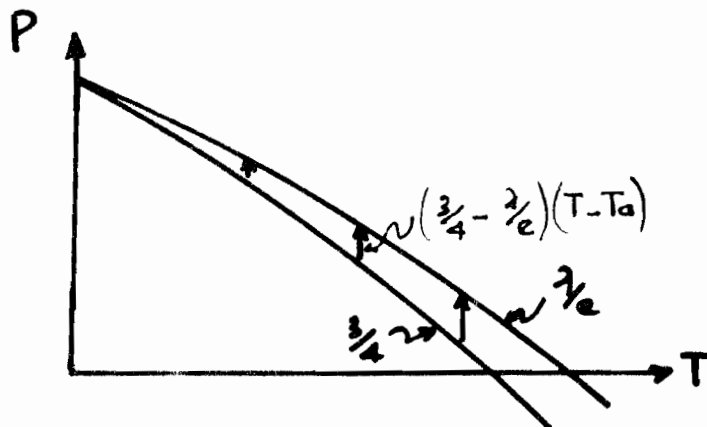
On a vu que les pertes à travers l'isolation étaient de l'ordre $P_i \simeq$

$P_i \simeq \frac{4}{3} \frac{\lambda}{e} (T - T_a)$. Ce qui donne pour 4 cm de laine de verre :

$$P_i = \frac{4}{3} \cdot \frac{0.03}{0.04} (T - T_a) \simeq 1 (T - T_a) \quad \text{car } \left(\frac{\lambda}{e} = \frac{3}{4} \right)$$

Si $\frac{\lambda}{e} \neq \frac{3}{4}$, on relèvera le point donné par la courbe correspondant à

$$\frac{\lambda}{e} = \frac{3}{4} \quad \text{de } \left(\frac{3}{4} - \frac{\lambda}{e} \right) (T - T_a)$$



5.10 Exemple de calcul de la puissance du capteur. Calcul de la surface

Le capteur fonctionne en position inclinée face au soleil. L'angle de pente est égal à la latitude du lieu. Nous allons prendre la latitude de Dabar = 14.42°N (Note de cours de Vent 412. Table 2)

On va déterminer la puissance du capteur à 90°C avec 2 vitres, isolé par une couche de 15cm de polystyrène expansé moulé. $\lambda = 0.028 \text{ kcal/h.m}^\circ \text{C}$ (Ref. Guide pratique de l'isolation frigorifique. G. Ballot: Fig 14 Page 28)

Le temps est clair, le soleil est haut de 70° et l'angle d'incidence des rayons solaires sur le capteur est de 85° . La température ambiante est de 35°C . le vent est faible (absence du vent)

Utilisons la courbe de puissance du capteur en l'absence du vent:

$T - T_a = 90 - 35 = 55^\circ \text{K}$. On prendra sur la courbe le point correspondant à $300 + 55 = 355^\circ \text{K}$.

On lit $P = 440 \text{ kcal/h.m}^2$

Pour une hauteur du soleil de 70° , on peut admettre qu'une surface perpendiculaire au rayonnement reçoit 900 kcal/h.m^2

le capteur reçoit donc $\phi_s = 900 \sin 85 = 896.57 \text{ kcal/h.m}^2$

On va donc effectuer une translation vers le bas de $\frac{900 - 896.57}{1.249} = 2.75$

Soit $P = 440 - 2.75 = 437.25 \text{ kcal/h.m}^2$

Le rapport $\frac{\lambda}{e}$ de l'isolation vaut $\frac{0.028}{0.15} = 0.18$

On va effectuer une translation vers le haut de :

$$\left(\frac{3}{4} - 0.18\right)(90 - 35) = 31.35 \text{ kcal/h.m}^2$$

Soit $P = 437.25 + 31.35 = 468.6 \text{ kcal/h.m}^2$

or on a vu qu'il faut fournir 850 kcal/kg au générateur pour libérer un kg de NH_3 . Donc en une heure, pour libérer 2.75 kg/h de NH_3 , la quantité de chaleur nécessaire au générateur est de :

$$850 \text{ kcal/kg} \times 2.75 \text{ kg/h} = 2337.5 \text{ kcal/h}$$

donc la surface du capteur est de :

$$S = \frac{2337.5 \text{ kcal/h}}{468.6 \text{ kcal/h.m}^2} = 4.98 \text{ m}^2 \approx 5 \text{ m}^2$$

Ce qui est quand même assez important.

On peut utiliser 2 capteurs en série de 2.5 m^2 chacun, avec comme dimensions (1.25 m x 2 m).

La surface de captation est une tôle ordinaire (ondulée) que l'on trouve partout peinte en noir mat. Les tubes en cuivre galvanisés sont encastrés dans les ondulations au moyen d'une tôle plane de façon à faciliter le passage de la chaleur dans les tubes.

l'isolation est faite par du polystyrène moulé. L'étanchéité est obtenue par un mastic au silicone vulcanisation à froid. Le cadre doit être protégé par une couverture galvanisée

La circulation de la solution va se faire par thermosiphon car le générateur est placé plus haut que le capteur

CONCLUSION

La réfrigération solaire en vue de produire la glace offre beaucoup d'intérêt en raison de la grande utilité qui présente la réfrigération dans les climats ensoleillés et de la corrélation qui existe entre la charge de réfrigération et l'intensité solaire.

Parmi les modèles d'appareils de réfrigération utilisant la chaleur, les plus satisfaisants sont les appareils à cycle d'absorption fermé qui doivent être des modèles classiques adaptés aux sources de chaleur solaire.

L'étude théorique de notre système d'absorption le confirme. En effet on a trouvé un COP acceptable. Malheureusement la réalisation du prototype et sa mise en fonctionnement n'ont pas été possibles dans le cadre du projet. Ce qui ne nous permet pas de discuter les résultats à la lumière de l'expérience.

Cependant on peut discuter sur le choix de certaines unités notamment le condenseur, et le capteur plan.

Le CONDENSEUR

Le condenseur utilisé pouvait être du type à refroidissement par convection naturelle dans l'air. Dans ce cas la surface de transfert de chaleur serait fort importante eu égard à la quantité de chaleur qu'il faut éliminer à ce niveau. C'est pour réduire les dimensions qu'on a opté pour un système dans lequel l'échangeur est entouré d'un liquide, qui est

l'eau. L'eau est stagnante et contenue dans un récipient conçu pour la refroidir par radiation pendant la période de reabsorption du cycle de refroidissement. Ce qui donne un système hermétique, ne nécessitant aucune manipulation tout comme le condenseur à air, mais occupant beaucoup d'espace. Mais ce système de refroidissement n'est pas sans inconvénient. En effet la quantité d'eau de refroidissement nécessaire est grande. Ce qui pose un problème, même si elle n'est pas renouvelable si on sait qu'un tel appareil est destiné aux régions ensoleillées où généralement l'eau est rare.

INSOLATEUR SOLAIRE :

On a choisi l'insolateur plan pour les avantages certains qu'il présente par rapport au miroir cylindre parabolique. D'abord parce qu'il a un meilleur rendement pour certaines gammes de températures, ensuite parce qu'il ne présente aucun problème de maniabilité.

Mais si les insolateurs plans ont un rendement satisfaisant pour les températures allant jusqu'à environ 70 ou 80°C dans de bonnes conditions climatiques, comme le prouve l'expérience acquise dans ce domaine leur efficacité diminue pour des températures plus élevées. En effet le rendement du captage des insolateurs diminue en fonction de l'élévation de la température produite.

Le rendement quotidien du captage Σ a été calculé comme suit :

$$\Sigma = 0.71 - 0.0054 \Delta T^{\circ}\text{C}$$

ou ΔT° représente l'élévation de la température par rapport à la température ambiante.

(Formule tirée de: Emploi de l'énergie solaire pour la production du froid Harry Tabor, Page 10)

Ainsi dans notre cas pour une température ambiante de 35°C et une température atteinte de 90°C le rendement du capteur serait de:

$$\Sigma = 0.71 - 0.0054(90 - 35) = 41.3\%$$

Donc si notre solution était portée à une température variant entre 70°C et 80°C , le capteur aurait un rendement nettement plus important.

Ce qui permettrait même de réduire la surface de captage qui est ici très grande. En effet pour une telle gamme de température, la puissance du capteur au m^2 est plus grande (voir graphe).

On pourrait envisager d'utiliser deux collecteurs: l'un noir (comme dans notre cas) l'autre sélectif. Ce qui donnerait pour une même puissance une surface de captage moindre.

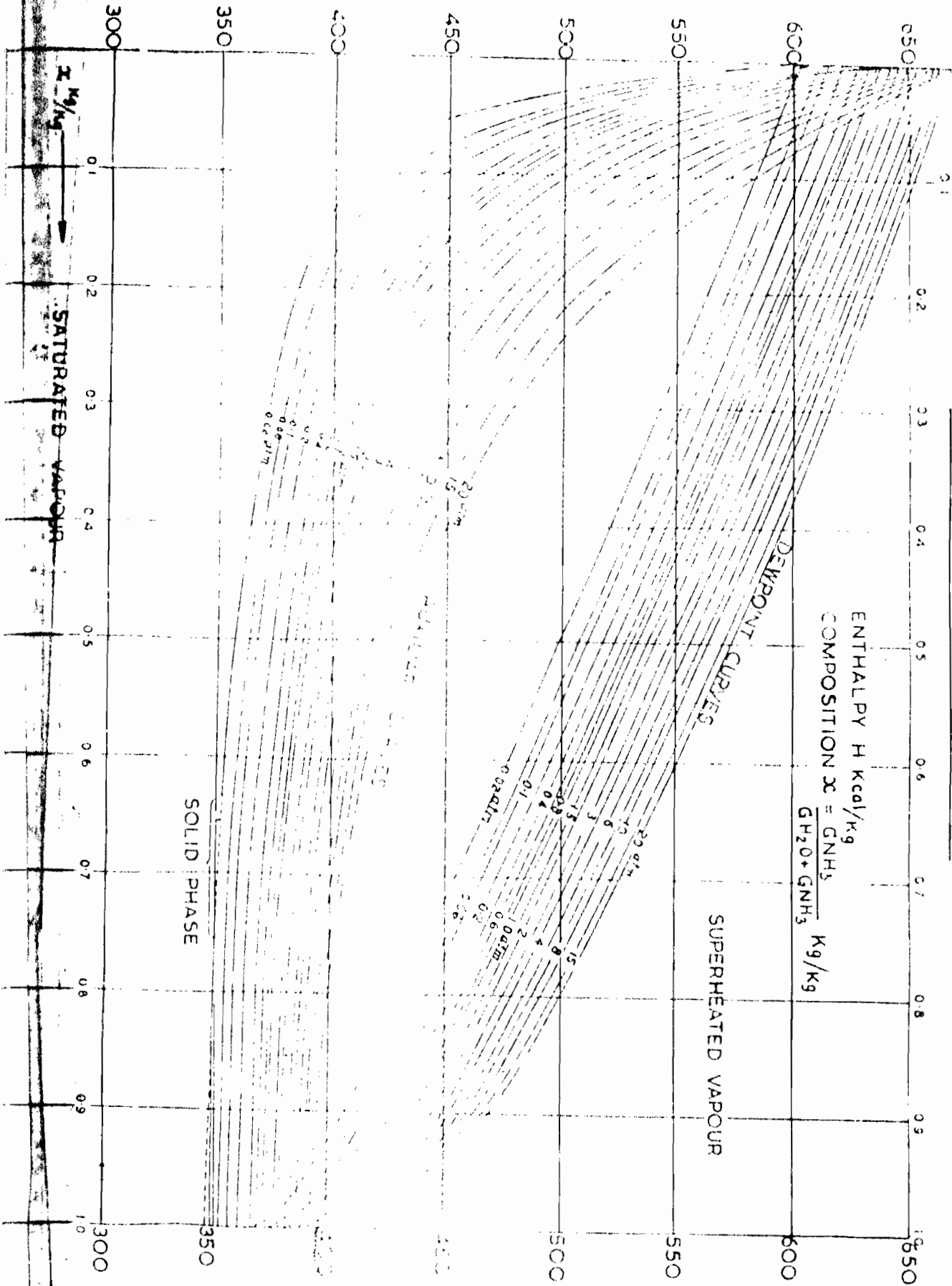
Soulignons que les valeurs (températures au niveau des différents unités) qui ont servi de base aux calculs thermodynamiques, ont été choisies pour seulement éclairer notre démarche. Dans la pratique, elles peuvent être différentes.

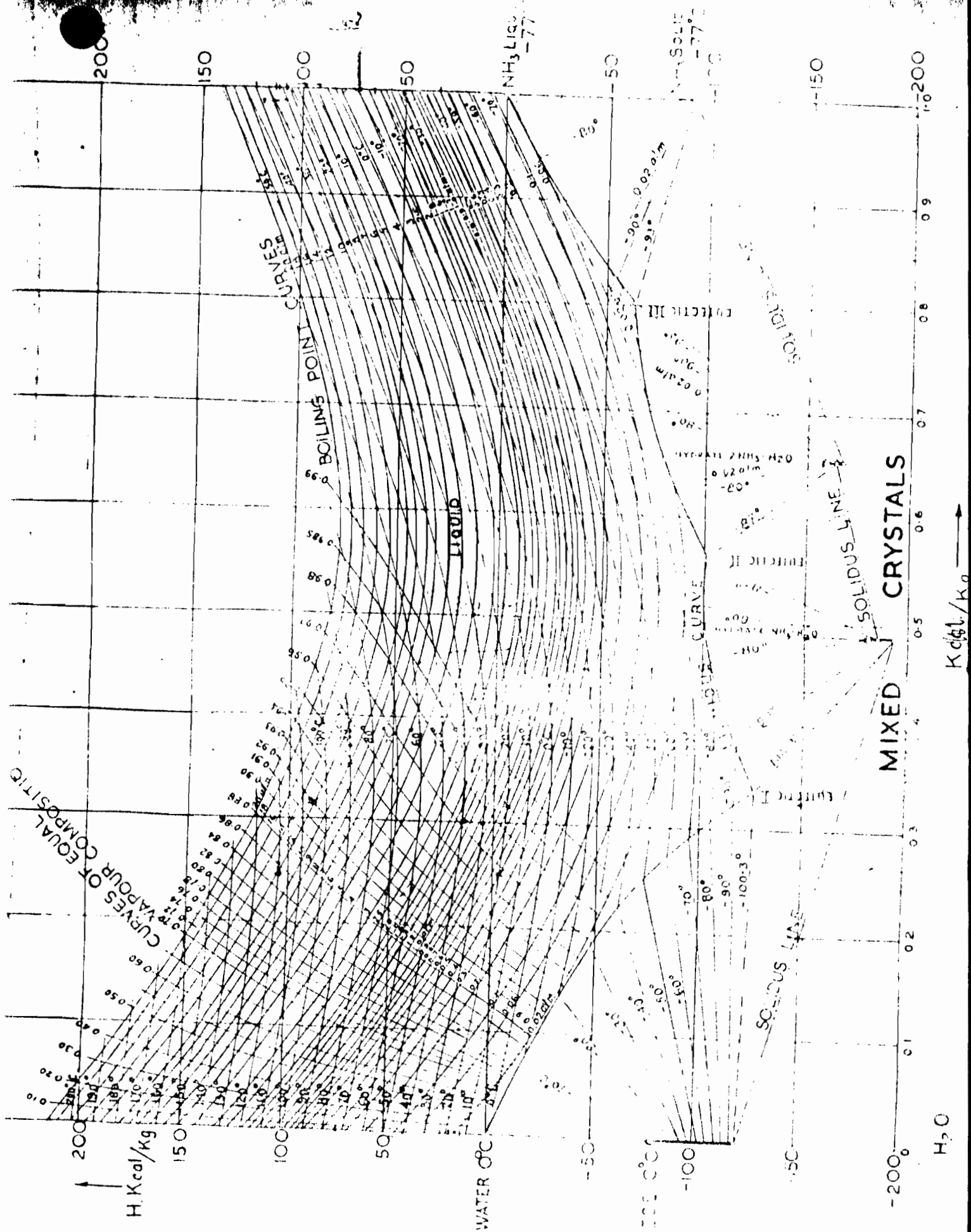
Enfin nous estimons qu'il serait très intéressant de réaliser une unité de procéder à des essais et sur la base des résultats obtenus, d'apporter des modifications à la conception.

WATER AMMONIA MIXTURES

ENTHALPY COMPOSITION (H-x) - DIAGRAM

ACCORDING TO MERKEL-BOŠNJAČIĆ





bibliographie

- (1) Unité frigorifique à absorption sèche utilisant la radiation solaire comme source d'énergie. Projet de fin d'études. EPH. par Yves Parent
- (2) Teodoro Oniga: Unité frigorifique à absorption avec réflecteur conoidal
- (3) Harry Tabor: Emploi de l'énergie solaire pour la production du froid.
- (4) Bilan économique de la fabrication de glace avec un appareil à absorption utilisant le soleil comme moyen de chauffage. F. Trombe et M. Focx.
- (5) "Experimental Study of the intermittent vapour absorption refrigeration cycle employing the refrigerant-absorbent systems of ammonia-water and ammonia Lithium Nitrate" By J. C. V. Chinnappa.
- (6) The ammonia absorption Machine By H. Ruhemann. Ph.D
- (7) Technical Committee on solar Energy utilisation of the ASHRAE inc "Low temperature Engineering Application of Solar Energy"
- (8) Énergie Solaire par J. Lamadier. T. Verhaege
- (9) Solar Energy Volume 18. N° 4. 1974
- (10) Solar Energy Thermal Process Par Duffie and Beckmann
- (11) Handbook of refrigerating Engineering - Vol 1 & 2 Woolrich
- (12) Thermodynamique appliquée aux machines Par R. Vichnievsky
- (14) Thermodynamique technique 2b M. Bailly
- (15) Manuel du Frigoriste: I Production du Froid. L. Mironneau
- (16) Cours de Transmission de chaleur Chal 311
- (17) Cours Vent 421 Air climatisé et réfrigération.

(18) Installations frigorifiques Tome 1 et 2 . P. J. Rapin

(19) Refrigeration Notes de referance (1) Par R. Loiseau