



ECOLE INTER-ETATS D'INGENIEURS DE

L'EQUIPEMENT RURAL

03 B.P. 7023 OUAGADOUGOU 03
BURKINA FASO

MEMOIRE DE FIN D'ETUDES

ANNEE 1995 - 1996

Présenté par :
DANIOKO Fadiala

VALORISATION ENERGETIQUE DE LA BIOMASSE
(PAR LE FROID PAR ABSORPTION)

E. I. E. R.

Enregistré à l'Arrivée

le 10 4 JUIL. 1996 s/N° 278/96

MENTION :

Professeur Responsable
Y. COULIBALY

Bénin - Burkina - Cameroun - Centrafrique - Congo - Côte d'Ivoire - Gabon
Guinée - Mali - Mauritanie - Niger - Sénégal - Tchad - Togo

S O M M A I R E

DEDICACE.....	1
REMERCIEMENT	2
RESUME.....	3
MESSAGE	4
Liste des abreviations	5
CHAPITRE I - Introduction, étude du principe et fonctionnement de la machine frigorifique à absorption.	6
I. INTRODUCTION	7
II. Contexte de l'étude	7
III. Présentation du système de la machine frigorifique à absorption.....	9
III.1. Le couple utilisé.....	9
III. 2. Description des éléments.....	10
IV. Principe de fonctionnement d'une machine frigorifique à absorption.....	13
V. Rectification du mélange.....	15
VI. Calcul des éléments du système	16
CHAPITRE II - Etude de la source de chaleur : chaudière	22
I. SOURCE DE CHALEUR.....	23
II. Les paramètres susceptibles d'influencer la combustion dans la chaudière	27
III. LES CARACTERISTIQUES DE L'ECHANGEUR THERMIQUE.....	28
CHAPITRE III - Commentaires sur les résultats et conclusions	29
I. COMMENTAIRE DES RESULTATS.....	30
CONCLUSION	40
BIBLIOGRAPHIE	41
A N N E X E S.....	42

RESUME

Ce projet dont le thème est "la valorisation énergétique de la Biomasse" nous a été proposé par l'Institut Burkinabè d'Energie (IBE). Il rentre dans le cadre de la politique de Gestion et de Développement des énergies nouvelles.

L'analyse du COP de la machine frigorifique à absorption nous a permis de constater la variation de la performance en fonction de la température d'évaporation ainsi pour une variation de la température entre -10°C et $+10^{\circ}\text{C}$, le COP du cycle thermo est compris entre 0,28 et 0,40 tandis que le COP du cycle effectif est compris entre 0,15 et 0,23.

De même nous nous sommes rendu compte de l'accroissement des COP avec la concentration de la solution riche et sa décroissance avec celle de la solution pauvre.

La consommation de Biomasse est inversement proportionnelle au pouvoir calorifique du combustible. Elle croît linéairement avec la puissance frigorifique. Pour une gamme de puissance considérée entre 5000 et 35 000 kcal/kg, nous avons obtenu une consommation comprise entre 5 et 35 kg/h et un coefficient de performance de l'ordre de 0,30.

DEDICACE

Je dédie ce mémoire :

A mon père et à ma mère qui ont guidé mes premiers pas vers l'école de la vie et du savoir.

Qu'ils trouvent à travers ces quelques lignes l'expression de ma profonde gratitude.

REMERCIEMENT

Je remercie :

- Mon Directeur de mémoire en la personne de Monsieur Yézouma COULIBALY , professeur à l'EIER, dont l'expérience et la disponibilité ne m'ont jamais fait défaut.
- Mon encadreur Monsieur Rigobert YAMEOGO, à l'Institut Burkinabé d'Energie (IBE) pour son assistance régulière à l'élaboration de cette étude.
- Tout le corps professoral de l'EIER pour qualité des connaissances que j'ai requises à leur endroit.
- Tout le personnel de l'Institut Burkinabé d'Energie (IBE) pour leur franche collaboration.
- Monsieur Abdoulaye OUEDRAOGO, Professeurs à la FAST pour son soutien

Mes remerciements vont aussi :

- A tous mes frères, soeurs, parents, amis (es) et camarades. Pour le soutien matériel et moral qu'ils ont toujours manifesté à mon égard chaque fois que le besoin s'est fait sentir au cours de mes études.
- A tous ceux ou celles qui de près ou de loin ont contribué à l'élaboration de cette étude.

Je voudrais que, tous trouve ici l'expression de ma profonde reconnaissance.

MESSAGE

Les peuples auront pitié de nous plus tard lorsqu'ils auront tiré parti de la lumière du soleil, pitié de nous qui extrayons. Si péniblement notre éclairage et notre combustible des entrailles du sol et qui gaspillons le charbon sans souci des générations à venir. Quand donc l'homme, industriellement économe, apprendra t-il à capter, à canaliser sur tous les points ardents du globe la chaleur intempestive ou superflue ?

On y viendra !

(A. GIDE - «les Nouvelles Nourritures»)

Source : Valorisation énergétique du Bois
et de la Biomasse "l'énergie verte" .

Ed Masson

LISTE DES ABREVIATIONS

COP : Performance

COP_{th} : Performance théorique

COP_{eff} ; Performance effective

CHAPITRE I

**Introduction, étude du principe et fonctionnement
de la machine frigorifique à absorption.**

I. INTRODUCTION

Aujourd'hui, l'augmentation des besoins d'énergies est devenue une condition sine qua non à toute croissance économique. L'accroissement démographique de la population urbaine augmente sans cesse les besoins d'énergies, Les faibles recettes en devise de nos pays en voies de développement souffrent énormément des importations d'énergies. L'insuffisance de l'énergie électrique dans les zones rurales, le coût excessif de distribution des zones les plus reculées et à faibles revenu rend aléatoire l'installation d'unité de production d'électricité, surtout que la consommation est faible. La solution classique de groupe électrogène est difficile compte tenu des risques inhérent à l'approvisionnement en carburant, à l'entretien et à son coût trop élevé .

La biomasse dont l'expansion ressort de la crise énergétique de 1970 qui a rappelé l'existence de ressources énergétiques indigènes non fossiles et non importées est la seule source d'énergie disponible en quantité suffisante et renouvelable. Elle pourrait jouer un rôle très important en assurant la couverture des besoins d'énergies.

La biomasse dans sa globalité est un ensemble constitué de la biomasse végétale (phytomasse) et de la biomasse animale (Zoomasse). L'étude intéresse la biomasse végétale qui englobe toute matière organique d'origine végétale (paille, biomasse herbacée, balle de riz, tige de coton, coque de coton et rejet ligneux).

Il s'agit essentiellement dans l'étude de produire du froid à partir de la biomasse (en passant par une machine frigorifique à absorption) et de déterminer le rapport entre la production frigorifique et la consommation de biomasse.

II. CONTEXTE DE L'ETUDE

Pour assurer une gestion convenable du secteur d'énergie, un effort important a été entamé par nos pays en voie de développement afin de promouvoir une véritable politique de gestion et de développement des énergies nouvelles .

L'Institut Burkinabé d'Energie (I B E) pour laquelle la valorisation énergétique de la biomasse est devenu une priorité, vise à orienter les spéculations agricoles pour produire des matières à des fins énergétiques .Les principaux objectifs sont :

- le maintien d'une activité dans les zones rurales
- la réduction de la dépendance énergétique en diminuant l'importation des énergies fossiles
- la protection de l'environnement contre les feux de brousses qui accentuent l'émission des gaz à effets de serre et des polluants acides
- l'octroi d'une valeur marchande à la biomasse .

III. PRESENTATION DU SYSTEME DE LA MACHINE FRIGORIFIQUE A ABSORPTION

Les système frigorifique à absorption utilisent l'affinité réciproque des molécules d'une substance volatile, **Le frigorigène**, l'agent producteur de froid dans l'évaporateur, et d'un liquide, **l'absorbant**. Le principe de fonctionnement de cette machine est basé sur le phénomène d'absorption. Ici, l'agent frigorigène est un mélange de deux composantes (solvant - soluté), l'une des composantes est appelé agent frigorifique proprement dit. Deux mélanges binaires sont très bien connus: le mélange eau-ammoniac où le solvant est l'eau, le soluté l'ammoniac; et le mélange bromure de lithium-eau où le solvant est bromure de lithium et le soluté est l'eau .

III.1. Le couple utilisé

La solubilité du fluide frigorigène dans l'agent d'absorption doit être aussi élevé que possible dans les conditions de température et de pression de l'absorbeur et aussi faible que possible dans celle du bouilleur.

Le solvant doit avoir une grande température d'ébullition par rapport au soluté.

Les performances d'une machine à absorption dépendent en premier lieu de la nature des fluides qu'elles utilisent. Les différents critères à considérer pour choisir le couple solvant - frigorigène dépendent des conditions d'utilisation de la machine. En premier lieu, intervient la température des sources thermiques sollicitées. celles-ci imposent les niveaux de pressions dans la machine par l'intermédiaire des températures de changement de phase du fluide frigorigène. Ces niveaux doivent restés dans une plage acceptable pour éviter :

- Les trop hautes pressions (sécurité de prix, des enveloppes et des raccords)
- Les fortes dépressions (problème d'entrée d'air)

Le fluide utilisé est le mélange binaire classique eau - ammoniac (celui que F. carré utilisait en 1859). Ce mélange possède une forte concentration de soluté . On peut l'utiliser jusqu'à des températures atteignant - 60° (d'après le nouveau POHLMAN). Les coefficients d'échanges de chaleurs sont convenables et pour les parois des appareils on peut utiliser des aciers normaux.

Le phénomène d'absorption est favorisé par le fait que l'eau est très avide de ce frigorigène. Elle dissout en effet près de 900 fois son propre volume de gaz ammoniac à 0° et 1 atmosphère (d'après la thèse de M. Pascal Velluet)

Par exemple le liquide qui contient 20% de masse d'ammoniac produit au début de son ébullition à 18 atmosphère une vapeur composée de plus de 70% d'ammoniac. Ce sont ces caractéristiques qui font que le couple eau ammoniac a été et reste le fluide le plus intéressant pour les machines frigorifiques à absorption .

Quelques propriétés des fluides utilisés

Le Frigorigène	L'absorbant
<ul style="list-style-type: none"> - les relations entre la pression, la vapeur et la température doivent être convenables - la chaleur latente de vaporisation élevée - manque de toxicité - Ininflammable - Inexplosif - non corrosif - bonne stabilité chimique - conductibilité thermique élevée . 	<ul style="list-style-type: none"> - chaleur massique faible pour éviter les pertes - conductivité thermique élevée - tension de vapeur à la température nécessaire dans le bouilleur doit être négligeable ou très faible . - l'agent absorbant doit rester liquide dans tous le cycle pour ne pas donner lieu à des possibilités de cristallisation - la stabilité chimique doit être bonne et le fluide ne doit pas être corrosif.

III. 2. Description des éléments

Une machine frigorifique à absorption comporte 4 éléments principaux (le bouilleur, le condenseur, l'évaporateur, l'absorbeur). Ces éléments permettent d'échanger de l'énergie thermique entre le couple solvant-frigorigène et les sources thermiques .

Le bouilleur

Chauffé par la source chaude il reçoit une puissance calorifique Q_b lui permettant de générer de la vapeur de réfrigérant .

Le condenseur

Il fonctionne en contact avec la source intermédiaire et y rejette la puissance Q_k .

L'évaporateur

Il soutire la puissance frigorifique Q_e à la source froide. Celui-ci doit être à une température supérieure à celle du fluide circulant dans l'évaporateur pour qu'il y ait transfert thermique.

L'absorbeur

Comme le condenseur il donne de l'énergie à la source de refroidissement.

Autres éléments du cycle

Le rectificateur

Placé au dessus du bouilleur son rôle est de rendre anhydre le fluide frigorigène qui se dirige vers le condenseur, il fonctionne sans échange thermique avec l'extérieur.

Le détenteur

Placé à la sortie du condenseur, il permet de détendre le frigorigène de la pression P_k (régnant dans le condenseur) à la pression P_o (régnant dans l'évaporateur).

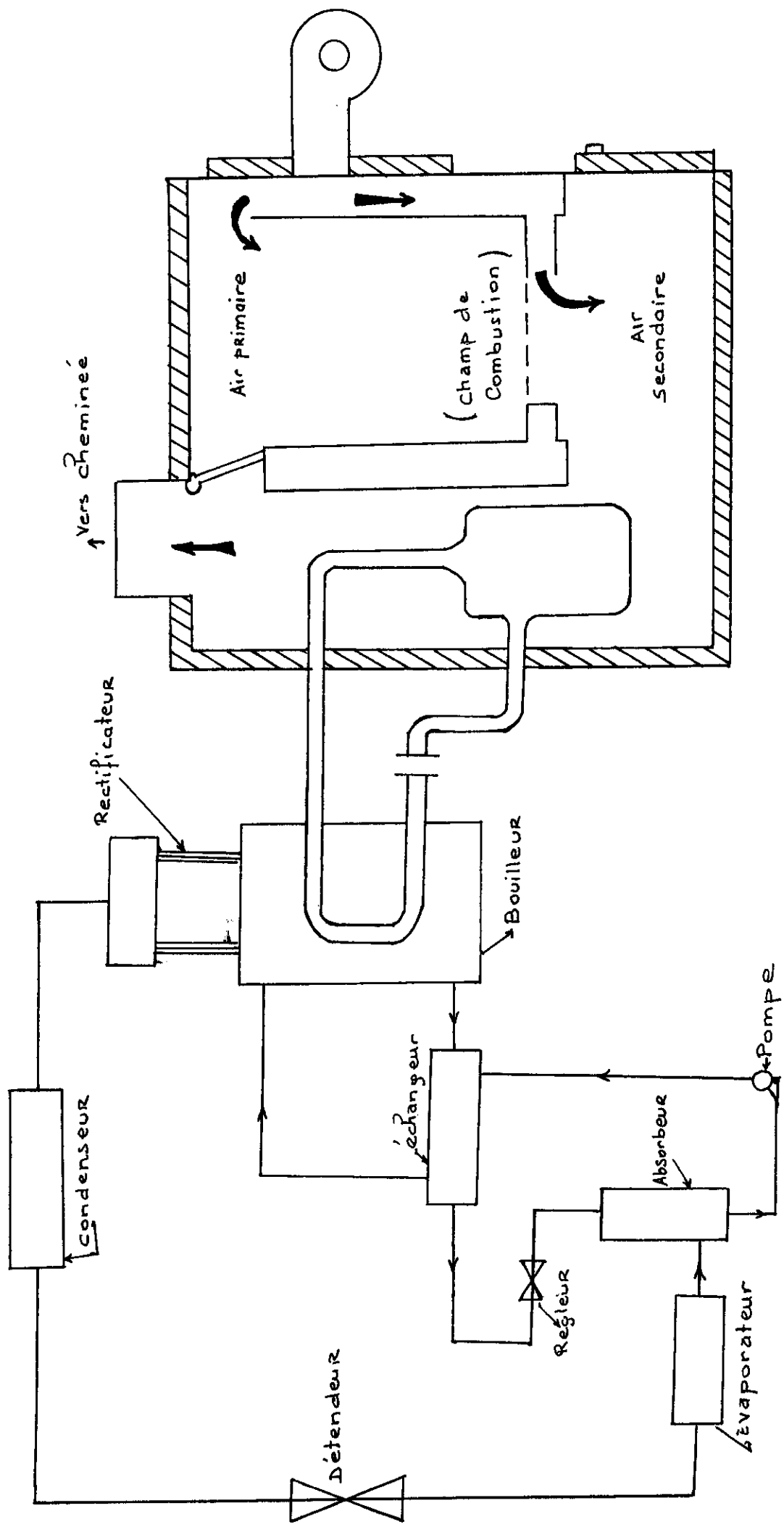
L'échangeur

Il permet de diminuer la puissance à fournir au bouilleur et celle à évacuer à l'absorbeur en préchauffant le liquide riche par contact thermique avec le liquide pauvre.

L'échange permet aussi de disposer un liquide pauvre froid à l'absorbeur. L'échangeur n'entraîne, ni surcoût, ni grande complication des circuits.

Le régleur

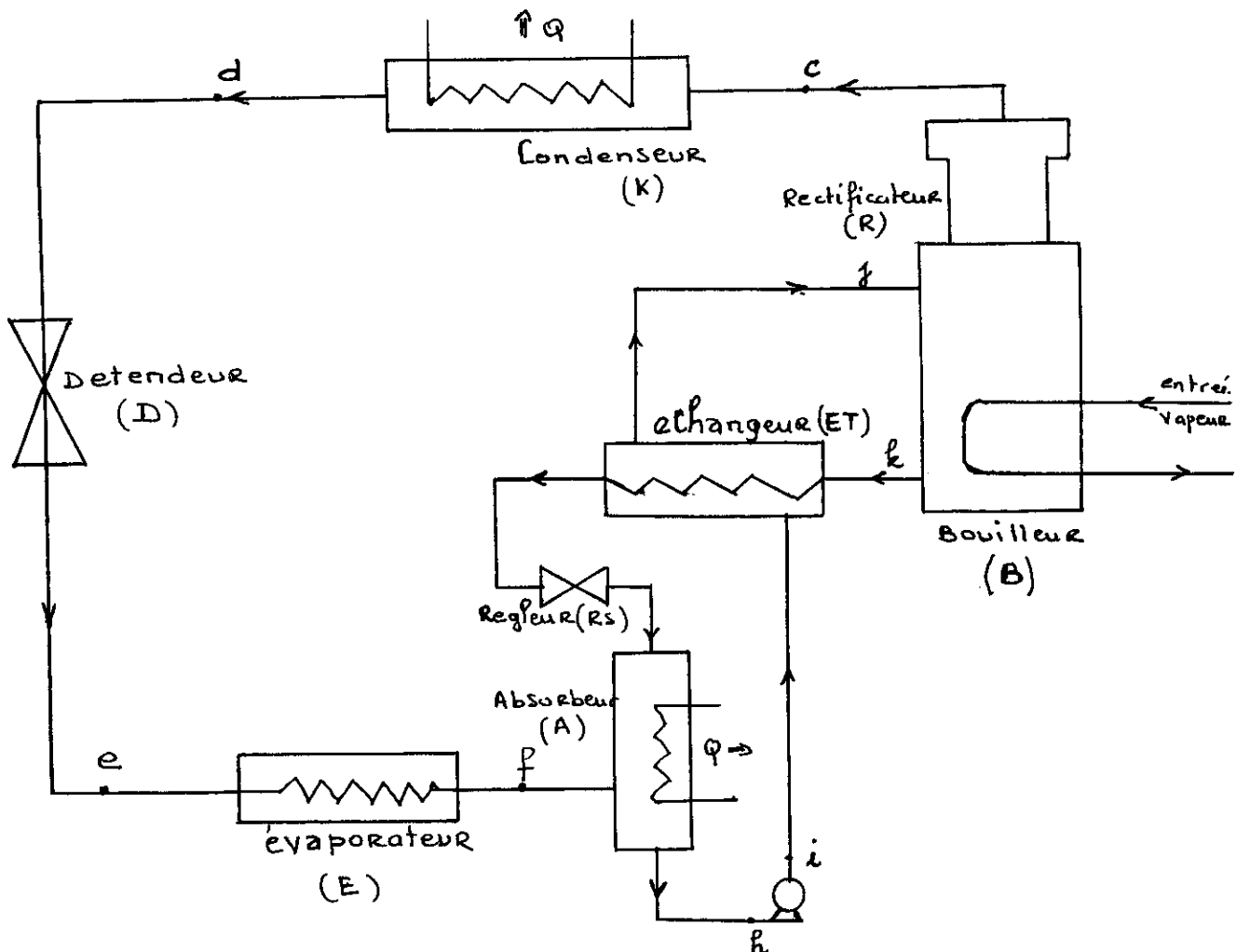
Il contrôle l'entrée de la solution pauvre dans l'absorbeur.



schema de Principe General du Système

IV. PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT D'UNE MACHINE FRIGORIFIQUE

A ABSORPTION

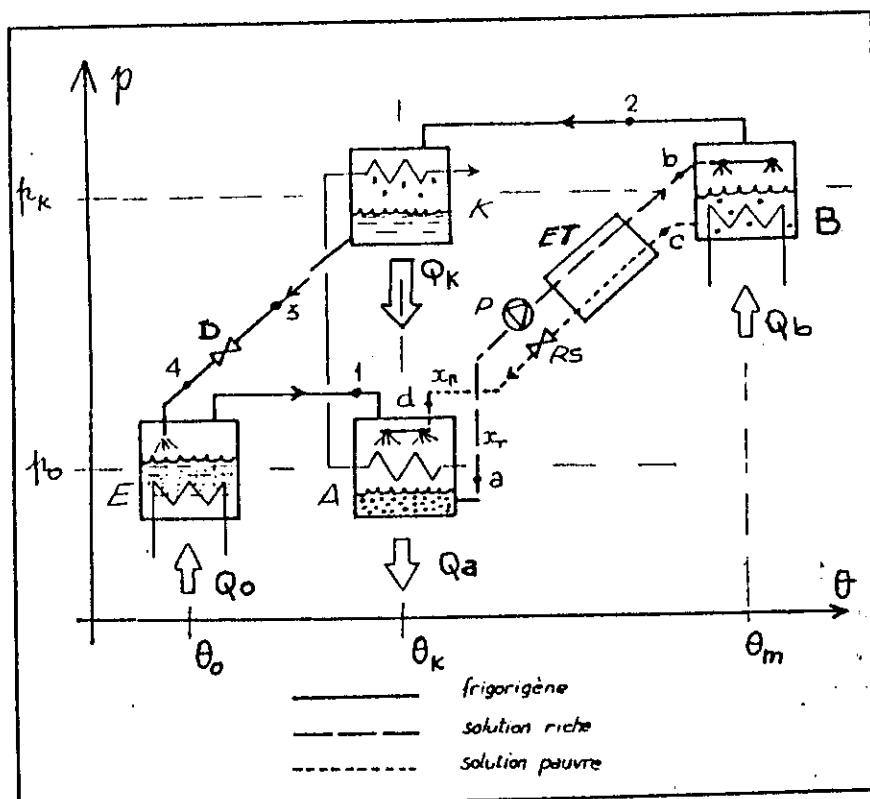


Il est illustré sur la figure ci-dessus.

A partir d'une source extérieure d'énergie, on chauffe le mélange se trouvant dans le bouilleur (B). De ce fait, le mélange fort s'évapore à la pression maintenue dans le bouilleur. L'ammoniac se sépare de la solution aqueuse, le mélange s'appauvrit alors en frigorigène et sa température d'ébullition augmente. La vapeur formée passe par un rectificateur (R) avant d'arriver dans le condenseur (K) où elle se condense à la pression de condensation du mélange. Le frigorigène liquide recueilli au niveau du condenseur sera détendu par un détendeur (D) de la pression de condensation P_k à la pression d'évaporation P_0 régnant dans l'évaporateur (E) puis injecté dans celui-

ci. Ensuite, le fluide s'évapore sous l'effet de la chaleur du milieu à refroidir. La vapeur formée se dirige vers l'absorbeur (A). Un échangeur de chaleur est placé entre l'absorbeur et le bouilleur, cet élément assure un inter-échange d'énergie entre la solution riche et la solution pauvre. Dans l'absorbeur le mélange pauvre s'enrichit en fluide frigorigène venant de l'évaporateur. A l'aide d'une pompe on renvoie le mélange ainsi formé dans le bouilleur. La concentration du mélange deviendra la même qu'au départ dans le bouilleur et le cycle se referme.

Exemple du principe de fonctionnement



Comme c'est le cas de la figure 3 ci-dessus, les installations frigorifiques à absorption présente un côté haute pression (HP) celui du condenseur-bouilleur et un côté basse pression (BP) celui de l'évaporateur-absorbeur. La pression régnant à l'étage haute pression est 10 fois plus élevée que celui de basse pression. L'absorbeur et le condenseur sont supposés être à la même température.

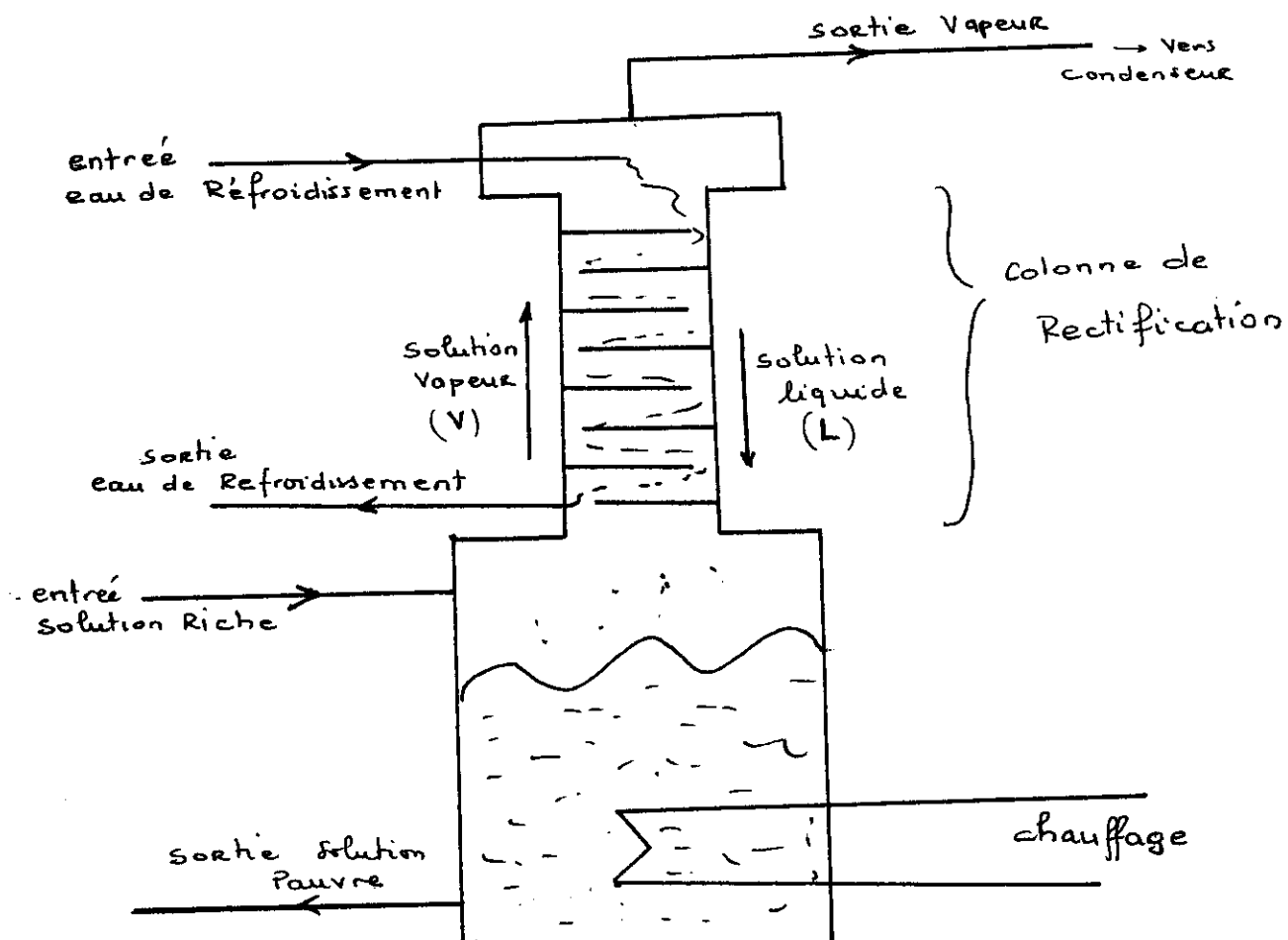
Suivant le schéma le frigorigène se vaporise dans l'évaporateur (E) en produisant du froid à la température θ_0 sous la basse pression P_0 . Sa vapeur est absorbée sous cette même pression P_0 par la solution pauvre de titre X_p qui se transforme en solution riche de titre X_r dans l'absorbeur (A). La solution riche est transportée par la pompe (P) vers le bouilleur (B) en traversant l'échangeur thermique (ET) où elle s'échauffe. Dans le bouilleur cette solution se dégage par chauffage à θ_m , sous la haute pression P_k , la vapeur de frigorigène qui pénètre dans le condenseur (K) où

elle se liquéfie à la température θ_k sous la pression P_k . La solution appauvrie retourne vers l'absorbeur en se refroidissant dans l'échangeur (ET).

V. RECTIFICATION DU MELANGE

Pour obtenir une bonne séparation du mélange de vapeur et de liquide, on introduit au niveau du bouilleur une colonne de rectification. Cette colonne comporte plusieurs plaques perforées. La solution vapeur (V) a un mouvement ascendant tandis que la solution liquide (L) a un mouvement descendant.

Le but des plaques est de permettre aux solutions liquide et vapeur un contact intime direct. La vapeur en se dirigeant vers le sommet de la tour produit du liquide, obtenu par condensation. Tandis que le liquide qui descend produit à son tour de la vapeur. Ainsi la vapeur ascendant développe une forte concentration progressive tandis que le liquide descendant diminue d'une concentration faiblement progressive.



VI. CALCUL DES ELEMENTS DU SYSTEME

Le calcul du cycle d'une installation frigorifique nécessite l'établissement des bilans thermiques et des bilans énergétiques. Le cycle est facile à comprendre quand on le représente dans un diagramme. En outre il est nécessaire de connaître les propriétés des mélanges tant en phase vapeur qu'en phase liquide.

Diagramme de Merkel ou Diagramme (ξ, h)

Pour les mélanges binaire, le diagramme permet de déterminer l'enthalpie massique, la concentration et la température. Ce mélange peut être un liquide, une vapeur saturée ou un mélange liquide-vapeur.

Le plan de coordonnées est isobare. En abscisse sont représentés la composition massique où concentration (ξ) et en ordonnée l'enthalpie massique (h).

Les compositions varient de 0 à 1. Ces deux valeurs correspondent aux deux corps pur:

$\xi = 1 \quad \Rightarrow$ frigorigène pur
 $\xi = 0 \quad \Rightarrow$ solvant

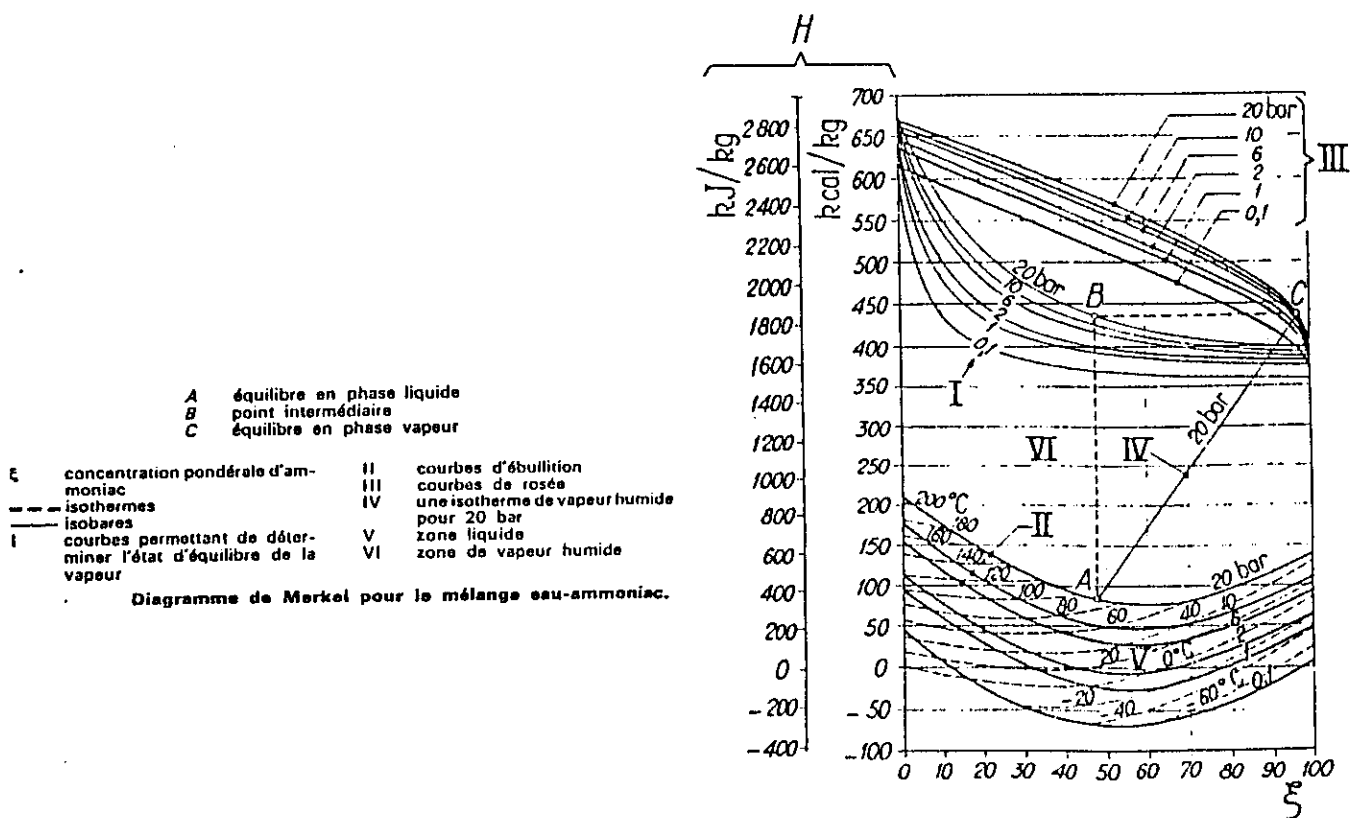
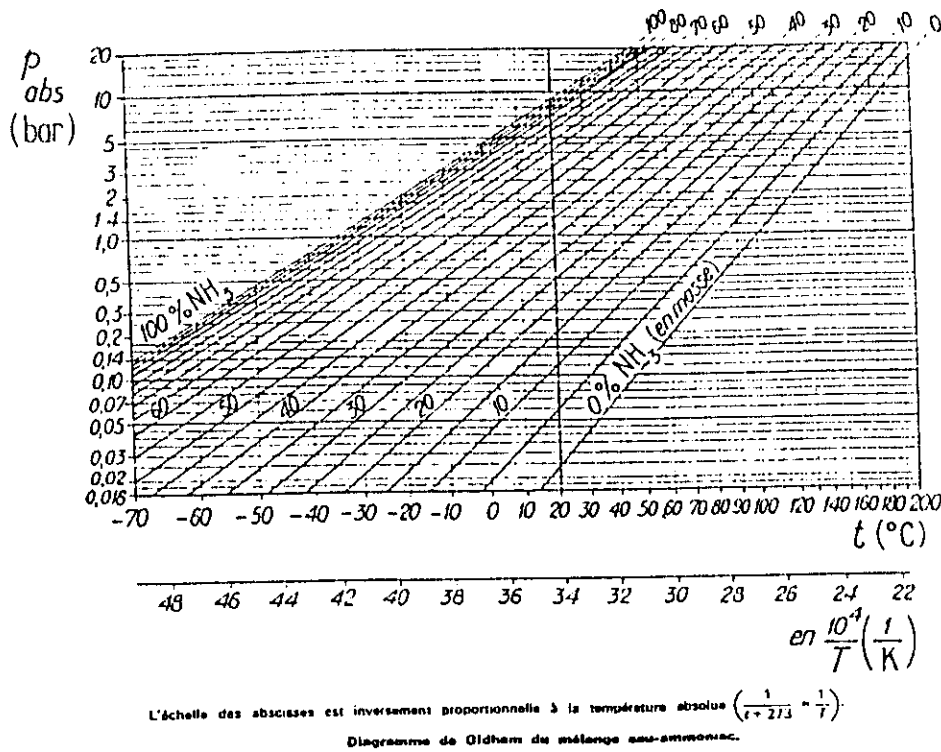
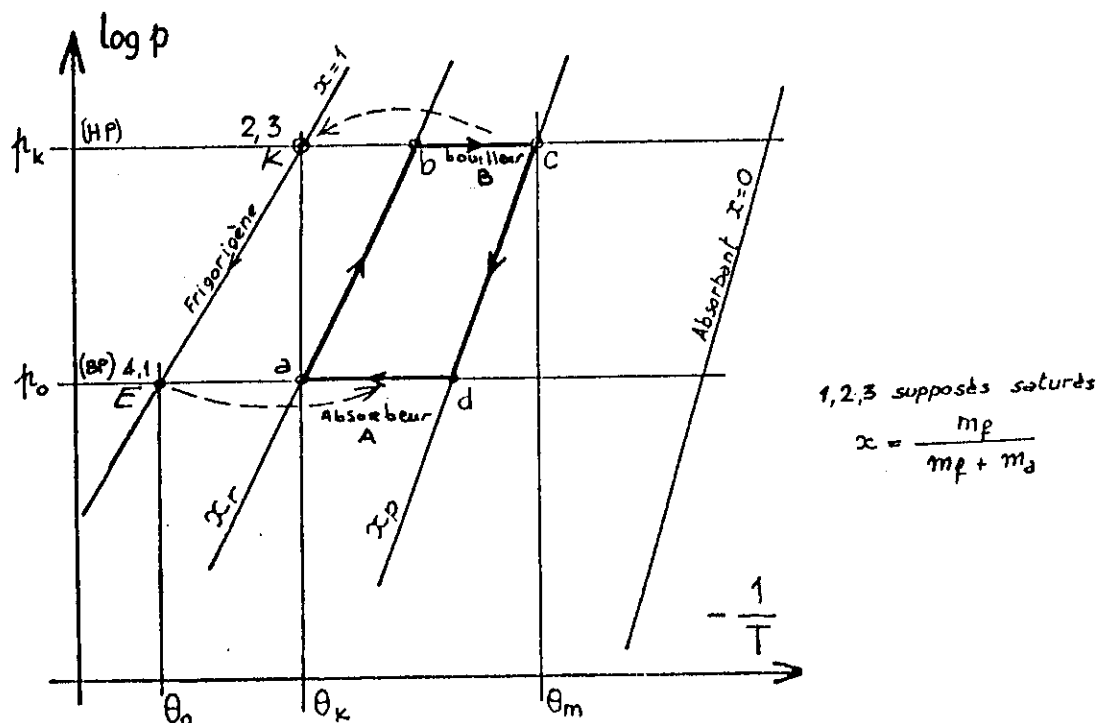


Diagramme d'Oldham



L'utilisation du diagramme d'Oldham permet de déterminer, la pression d'évaporation P_0 au niveau de l'évaporateur. L'axe des abscisse est gradué en $(1/T)$ et l'axe des ordonnées en $(\text{Log}P)$. Dans ce système de coordonnées, les courbes traduisant l'équilibre du système binaire entre les phases vapeur et liquide sont des droites.

A titre d'exemple nous représentons ci-dessous, l'évolution du frigorigène et des solutions dans la machine à absorption de la figure 3.



Les chiffres et les lettres correspondent à ceux de la figure 3.

Bilan thermique

Les puissances thermiques Q_o (évaporateur) et Q_b (bouilleur) fournies à la machine frigorifique doivent être égales aux puissances thermiques évacuées Q_k (condenseur) et Q_a (absorbeur). L'équivalent thermique Q_p de la puissance de la pompe et Q_l échangé avec l'extérieur est généralement négligeable.

$$Q_o + Q_b (+Q_p) = Q_k + Q_a (+Q_l)$$

Le coefficient de performance ($Cop=\xi$)

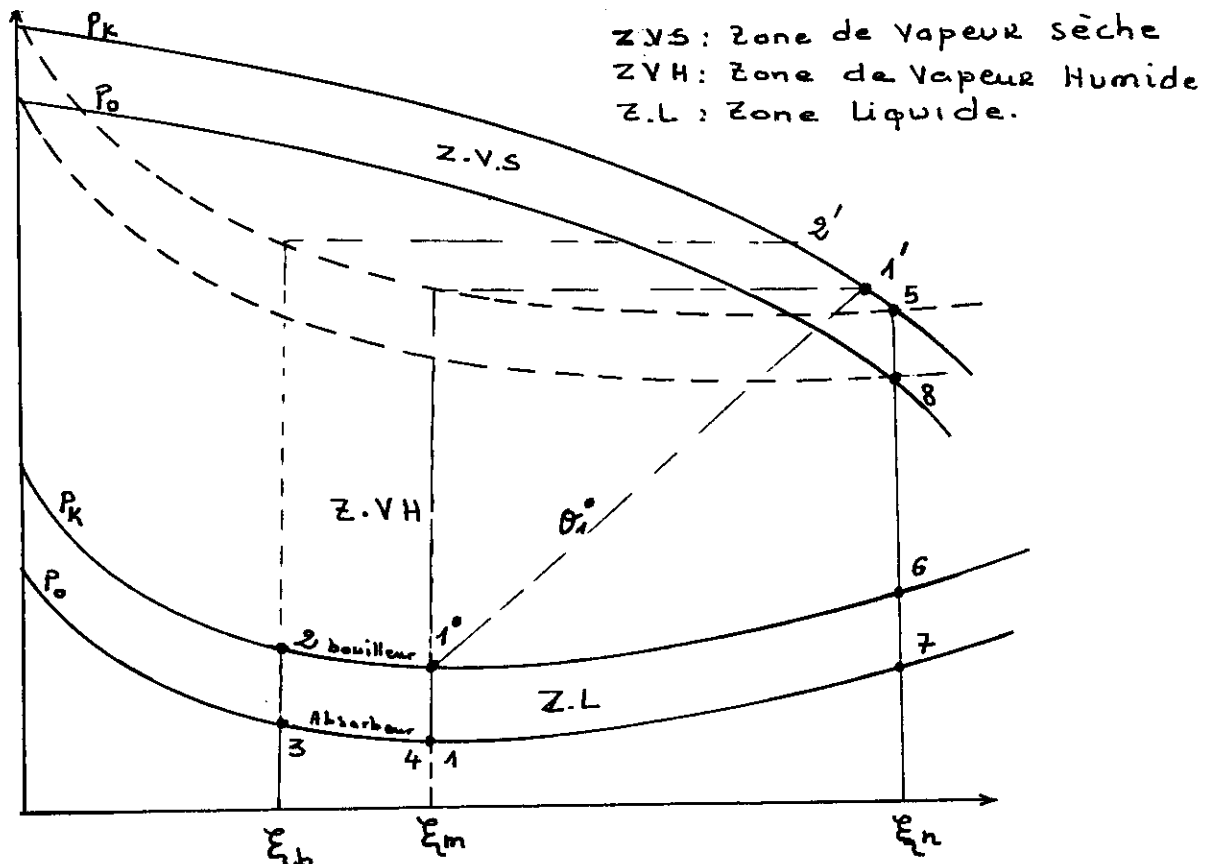
$$\xi = \frac{Q_o}{Q_b + Q_p} \approx \frac{Q_o}{Q_b}$$

Bilan énergétique

Pour effectuer le bilan énergétique d'une telle machine il faudrait au préalable déterminer les paramètres de l'état de la substance aux points particuliers du cycle. Il existe une multitude de diagramme thermodynamique pour cela, un des plus utilisés est celui de MERKEL (ξ, h) où :

ξ = concentration
 h = enthalpie

Exemple d'utilisation du diagramme de Merkel



Nous disposons de trois sources de chaleur donc, trois niveaux de température différents. La température de la source chaude au niveau du bouilleur, la température de condensation et la température d'évaporation.

L'étude du diagramme de Merkel est effectuée pour le système binaire eau-ammoniac. Nous avons donc, deux cycles différents (le cycle de soluté et le cycle du mélange binaire). De ce fait, nous disposerons de deux sortes de pression de condensation P_k et d'évaporation P_o (P_k, P_o pour l'Etat vapeur et P_k, P_o pour l'état mélange binaire).

Le fluide à la sortie de l'absorbeur (4) sera caractérisé par sa pression P_o , sa température θ_4 et sa concentration ξ_m . De l'absorber le fluide est admis au bouilleur par l'intermédiaire d'une pompe. En ne tenant pas compte de l'enthalpie du fluide à ce niveau, nous aurons à l'entrée du bouilleur un fluide caractérisé par les paramètres suivants: θ_4 , ξ_m , h_4 . Le fluide dans cet état s'échauffe d'abord dans le bouilleur (1,1°) puis il commence à bouillir à la pression P_k dans le bouilleur (processus 1°,2). Ce processus se caractérise par le changement des paramètres suivants: La concentration devient ξ_b , la température θ_2 et l'enthalpie h_2 . La vapeur de soluté qui s'échappe sera au point 1' (point de rencontre de l'isotherme θ_1° avec la pression P_k). Cette vapeur est en équilibre avec le fluide à l'état 2' du bouilleur. Le fluide essentiellement constitué de soluté en vapeur, caractérisé par sa concentration à l'état 5 se dirige vers le condenseur. Là il se condense à la concentration constante (5,6). Le fluide se détend au niveau du détendeur de la pression P_k à la pression P_o de l'évaporateur (6,7). Dans l'évaporateur, le fluide s'évapore sous l'effet de la chaleur du milieu avec la concentration ξ_n constante (processus 7,8). Le mélange restant dans le bouilleur (état 2) se détend jusqu'à la pression P_o de l'évaporateur. IL est ensuite admis à l'absorbeur (processus 2,3). Ainsi le mélange sera reconstitué dans l'absorbeur (processus 3,4) pour le cycle prochain.

Bilan thermodynamique des éléments du circuit

Au niveau des éléments nous avons:

Q_b = chaleur fournie au bouilleur

Q_a = chaleur cédée à l'absorbeur

Q_k = chaleur cédée au condenseur

Q_e = chaleur fournie à l'évaporateur

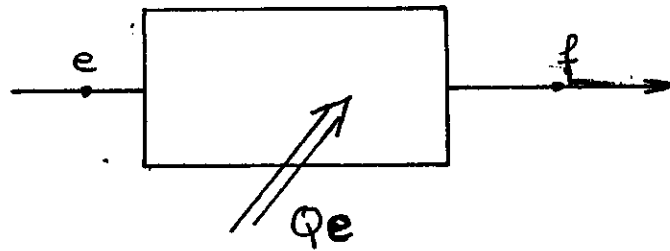
Q_p = équivalent travail de la pompe

A l'évaporateur

Soit ΔH la différence d'enthalpie du fluide frigorigène entre l'entrée et la sortie de l'évaporateur et soit M le débit massique du fluide frigorigène circulant dans l'évaporateur

$$\Delta H = H_f - H_e$$

$$Q_e = M \times (H_f - H_e)$$

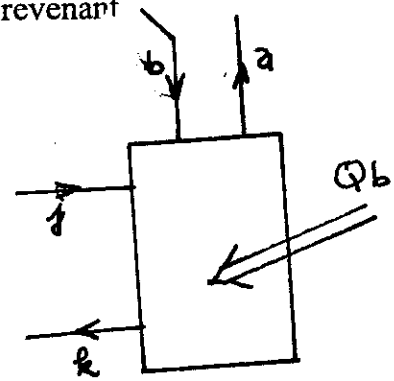


Au bouilleur

Soit : M_a le débit du mélange vapeur (eau-ammoniac) d'enthalpie H_a
 M_b le débit de la solution arrêtée par le rectificateur et revenant dans le bouilleur d'enthalpie H_b
 M_j le débit de la solution riche d'enthalpie H_j
 M_k le débit de la solution pauvre d'enthalpie H_k

$$M_b \times H_b + M_j \times H_j - M_a \times H_a + Q_b - M_k \times H_k = 0$$

$$Q_b = M_k \times H_k + M_a \times H_a - M_j \times H_j - M_b \times H_b$$

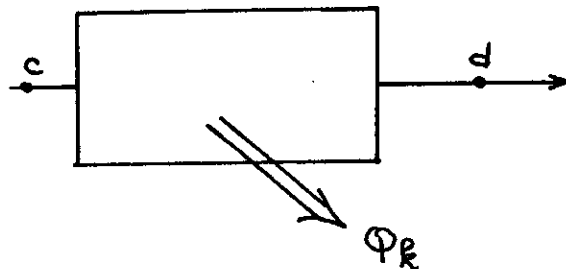


Au condenseur

Soit ΔH la différence d'enthalpie du fluide frigorigène entre l'entrée et la sortie du condenseur et M son débit massique.

$$Q_c = M \times \Delta H$$

$$Q_c = M \times (H_d - H_c)$$

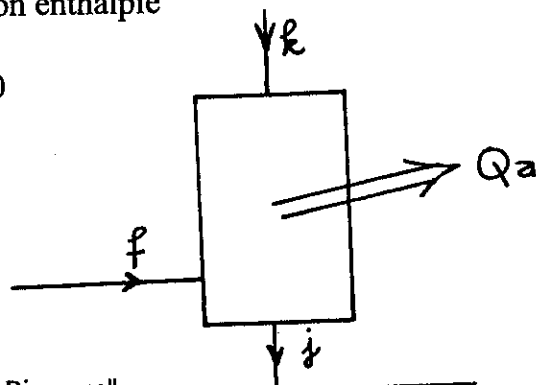


A l'absorbeur

Soit: M_k le débit de la solution pauvre et H_k son enthalpie
 M_f le débit de la solution d'ammoniaque circulant et H_f son enthalpie
 M_j le débit de la solution riche et H_j son enthalpie

$$M_k \times H_k + M_f \times H_f + Q_a - M_j \times H_j = 0$$

$$Q_a = M_j \times H_j - M_f \times H_f - M_k \times H_k$$



Les rendements de la machine

Rendement théorique

C'est le rapport de la quantité de chaleur fournie à l'évaporateur à la quantité de chaleur fournie au bouilleur.

$$\eta_{th} = \frac{Q_e}{Q_b}$$

Rendement pratique

$$\eta = \frac{Q_e}{Q_b}$$

Le rendement du cycle par rapport au cycle de Carnot est:

$$\Gamma = \frac{\eta}{\eta_{th}}$$

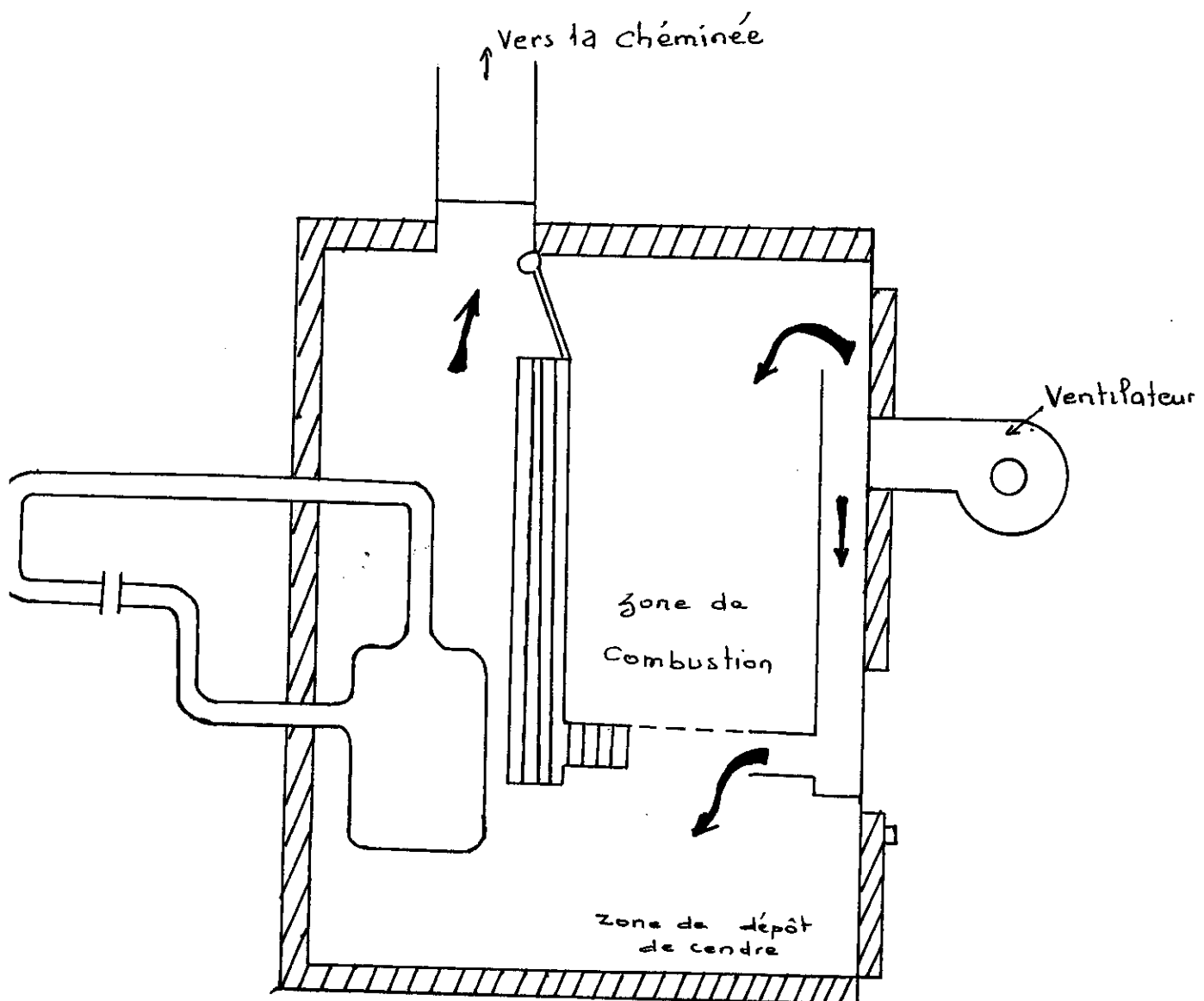
CHAPITRE II

Etude de la source de chaleur : chaudière

I. SOURCE DE CHALEUR

L'alimentation énergétique de la machine à absorption est assurée par une chaudière à vapeur dans laquelle nous utilisons de la biomasse comme combustible. La chaudière est caractérisée par son rendement et ses pertes .

Description et caractéristique du type de chaudière



schema du type de chaudière

Nous avons choisi les types de chaudières les plus récents. Ces chaudières souvent appelées "Turbo" sont équipées d'un ventilateur soufflant l'air de combustion ou d'un extracteur aspirant les fumées. Elles sont de types inversés.

La localisation précise de l'air amené ainsi que sa régulation améliore la combustion et permettent une plus importante récupération de chaleur compte tenu de l'étendue des surfaces d'échangeur.

L'amélioration du rendement de ces chaudières peut dépasser 30% par rapport à la chaudière à tirage naturel. La capacité de stockage de combustible de la chaudière est déterminé par la mesure de la charge maximale de combustible.

ces types de chaudières sont choisi en fonction de la puissance capable de satisfaire le besoin, mais aussi de la performance des machine.

Rendement d'une chaudière

Le rendement d'une chaudière est égale au rapport de l'énergie produite par la chaudière (quantité de chaleur) et celle disponible dans la combustible. Cette dernière est caractérisé par son pouvoir calorifique.

Les relations pour le calcul de rendement:

$$\text{Rendement} = \frac{\text{chaleur sortie chaudière}}{\text{chaleur disponible dans le combustible}}$$

$$\text{chaleur sortie chaudière} = \text{chaleur disponible dans le combustible} - \text{perte}$$

$$\text{Rendement} = \frac{\text{chaleur disponible dans le combustible} - \text{perte}}{\text{chaleur disponible dans le combustible}}$$

$$\text{d'où Rendement} = 1 - \frac{\text{perte}}{\text{chaleur disponible dans le combustible}}$$

Les pertes dans la chaudière

IL y aura lieu de considérer les pertes suivantes :

- par la cheminée
- par les parois extérieures de la chaudière
- par les purges

Les pertes par cheminée est la plus importante, elle se détermine par :

- l'analyse des fumées
- la mesure de leur température
- la mesure de la température de l'air comburant.

Toutes ces pertes sont mesurées en % de pouvoir calorifique inférieure (PCI).

Recommandation à l'entretien de la chaudière

Le bon fonctionnement d'une chaudière dépend de l'entretien. Il es recommandé une lecture attentive de la notice fournie avec la chaudière.

la fréquence des opérations d'entretien ne peut être formellement fixé car l'encrassement dans une chaudière varie suivant les conditions de fonctionnement ainsi que les caractéristiques du combustible. Il est cependant couramment conseillé de prendre en compte les points suivants :

- un décentrage quotidien ainsi qu'un dégrassage de la grille
- une vérification fréquente de l'état des joints qui assurent l'étanchéité des port, clapets e raccords divers car tout défaut d'étanchéité conduit à un fonctionnement anormal de la chaudière qui peut être dangereux lorsque le foyer est en pression
- le contrôle de la combustion doit être effectué régulièrement (aspect de la flamme, température, fumée).

Le débit d'alimentation en combustible de la chaudière

Soit R1 et R2 respectivement les rendement d'utilisation du bouilleur et de la chaudière, Qb la puissance fournie au bouilleur.

- La chaleur réelle disponible au bouilleur (Qd)

$$Q_d = \frac{Q_b}{R_1}$$

- La chaleur réelle disponible dans la chaudière (Qch)

$$Q_{ch} = \frac{Q_d}{R_2} = \frac{Q_b}{R_1 \times R_2} = \frac{C_{op} \times Q_{ev}}{R_1 \times R_2}$$

- Le coefficient de performance effective du cycle (COP_{eff})

$$\text{COP}_{\text{eff}} = \frac{Q_{\text{evapo}}}{Q_{\text{ch}}}$$

- Le débit d'alimentation de la chaudière (Q_{lim})

$$Q_{\text{a lim}} = \frac{Q_{\text{ch}}}{P}$$

avec P = Pouvoir calorifique inférieur de combustible (PCI)

$$Q_{\text{lim}} \times P = \frac{C_{\text{op}} \times Q_{\text{ev}}}{R_1 \times R_2}$$

La combustion d'un corps dégage une quantité de chaleur, nommée "pouvoir calorifique" propre à chaque combustible. On distingue :

- le PCS "pouvoir calorifique supérieur", tenant compte de la chaleur de condensation de la vapeur d'eau formée par la combustion
- le PCI "pouvoir calorifique inférieur", utilisé dans la plus part des cas. Il ne tient pas compte de la condensation de la vapeur d'eau.

II. LES PARAMETRES SUSCEPTIBLES D'INFLUENCER LA COMBUSTION DANS LA CHAUDIERE

Une bonne combustion dans la chaudière nécessite la prise en compte de certaines conditions relatives à la réalité :

- les impuretés incombustibles contenues dans les combustibles
- l'excès d'air de combustion
- le contrôle de la vitesse de combustion

Les impuretés incombustibles

L'eau

La plus part des combustibles contiennent une eau de constitution d'une quantité plus ou moins grande selon la nature du combustible. La vaporisation de cette eau absorbera une quantité de chaleur qui sera prélevée sur la quantité dégagée par la combustion

Le cendre

Il existe également dans la plus part des combustibles des matières solides (exemple: la terre) qui absorbent également une partie de la chaleur de combustion

L'excès d'air de combustion

Il est important d'introduire dans la chaudière plus d'air qu'il n'est théoriquement nécessaire pour assurer une combustion complète du combustible. L'importance de cet excès d'air dépend de la nature du combustible.

La vitesse de combustion

La vitesse de combustion dépend des trois éléments indispensables à la réalisation de la combustion

- combustible
- comburant
- température

- la température

La température de démarrage d'une combustion vive varie d'un combustible à un autre. L'élévation ou la baisse de cette température engendre le ralentissement ou l'accélération de la combustion.

- le comburant

La nature de l'air comburant (froide) peut ralentir la combustion jusqu'à l'extinction, de même que si la vitesse de l'air de soufflage est supérieur à la vitesse de combustion.

Par ailleurs si on diminue cette quantité d'air il y aura une accélération de la combustion qui pourrait être incomplète.

- le combustible

La nature du combustible joue un rôle très important dans la combustion. La quantité de chaleur nécessaire pour atteindre la température de combustion varie en fonction de la masse du combustible. En plus la diminution ou l'augmentation de la quantité de combustible dans la chaudière fait varier le débit d'air.

Remarque

Pour obtenir une bonne combustion dans la chaudière il faut assurer un équilibre satisfaisant entre les trois éléments cités ci-dessus. Ainsi pour limiter les pertes en utilisant un minimum d'air comburant, il est nécessaire de fractionner le combustible en particule le plus fine possible.

III. LES CARACTERISTIQUES DE L'ECHANGEUR THERMIQUE

Il est placé entre l'absorbeur et le bouilleur et permet d'améliorer la rentabilité de l'unité.

La solution riche de l'absorbeur passe dans un sens à travers l'échangeur thermique dans lequel circule également mais en sens inverse la solution pauvre issue du bouilleur.

L'avantage de l'échangeur est que la solution riche froide absorbe de la chaleur et en exige moins dans le bouilleur pour atteindre son point d'ébullition. De même la solution pauvre chaude se mélangeant à celle riche provenant de l'absorbeur perd une partie de sa chaleur et devient une solution intermédiaire qui exige moins d'eau de refroidissement.

CHAPITRE III

Commentaires sur les résultats et conclusions

I. COMMENTAIRE DES RESULTATS

Variation du Cop en fonction de la température d'évaporation

Nous sommes parti sur la base d'un débit de circulation de fluide frigorigène de 1 kg/h relative à une puissance frigorifique constante de 412,5 kcal/h. Cette valeur de débit a été prise comme référence fictive en vue de faciliter le calcul, tout en sachant que l'augmentation ou la diminution de ce débit n'aura aucune influence sur la performance de l'installation frigorifique à absorption. La température d'évaporation varie sur une plage de -10° à +10°c (qui est l'intervalle de température pour la conservation habituelle des produits alimentaires. L'allure de la figure 1 montre que la performance de la machine frigorifique croît avec l'augmentation de la température. Les valeurs des Cop du cycle thermo et effectif sont légèrement inférieures à celles habituellement admises sur le plan théorique. Ainsi un bon Cop théorique en froid par absorption se situe autour de 0,8 tandis que un Cop réel acceptable est autour de 0,3. Dans notre cas les Cop du cycle thermo (Coph) relative à la puissance du bouilleur est comprise entre 0,28 et 0,40 alors que les Cop du cycle effectif (Copeff) relatif à la puissance nécessaire dans la chaudière se situe entre 0,15 et 0,23. Nous remarquons à tout point de vue que le Cop du cycle thermo est inférieur au Cop du cycle effectif. Ceci est tout à fait raisonnable car la chaleur consommée par le bouilleur est inférieur à celle de la chaudière.

Quelques valeurs théoriques de variation du Cop en fonction de la température d'évaporation (source nouveau POHLMAN)

$$\theta_0 = 0^\circ\text{c} \text{ à } 10^\circ\text{c} \rightarrow \varepsilon_{\text{rf}} = 0,63 \text{ à } 0,58$$

$$\theta_0 = 20^\circ\text{c} \text{ à } 30^\circ\text{c} \rightarrow \varepsilon_{\text{rf}} = 0,53 \text{ à } 0,47$$

$$\theta_0 = 40^\circ\text{c} \text{ à } 50^\circ\text{c} \rightarrow \varepsilon_{\text{rf}} = 0,40 \text{ à } 0,33$$

Les valeurs données par les auteurs du nouveau POHLMAN sont plus optimistes que les nôtres. La légère différence constatée peut facilement se justifier par la valeur donnée à l'efficacité de l'échangeur de chaleur entre bouilleur et absorbeur. Dans notre cas nous avons pris une efficacité de 0,8.

Une efficacité de 0,9 ou voisine à 100% (valeur généralement prise dans les calculs théoriques) donnerait les mêmes résultats.

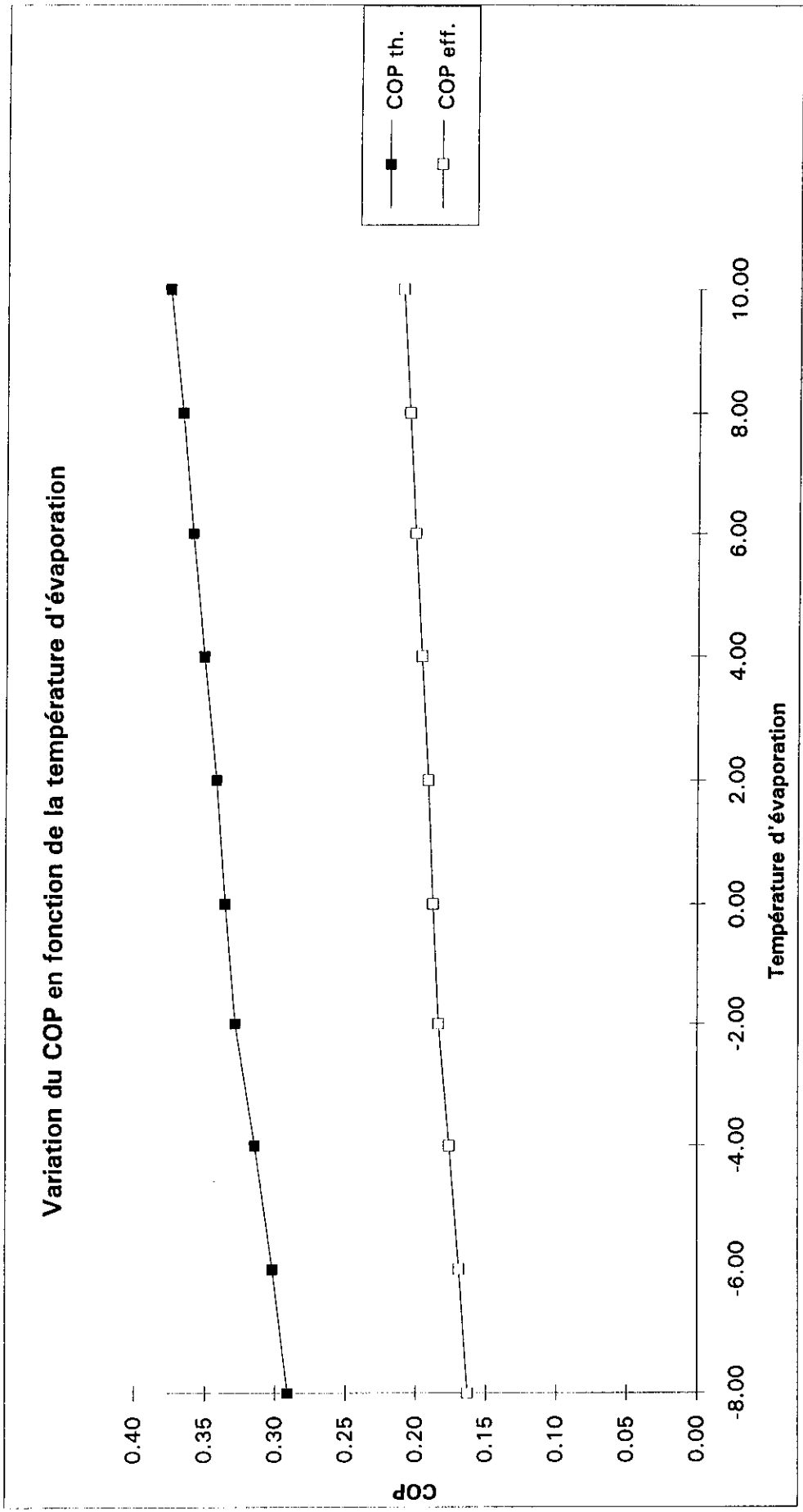


Figure 1

Variation des puissances en fonction de la température d'évaporation

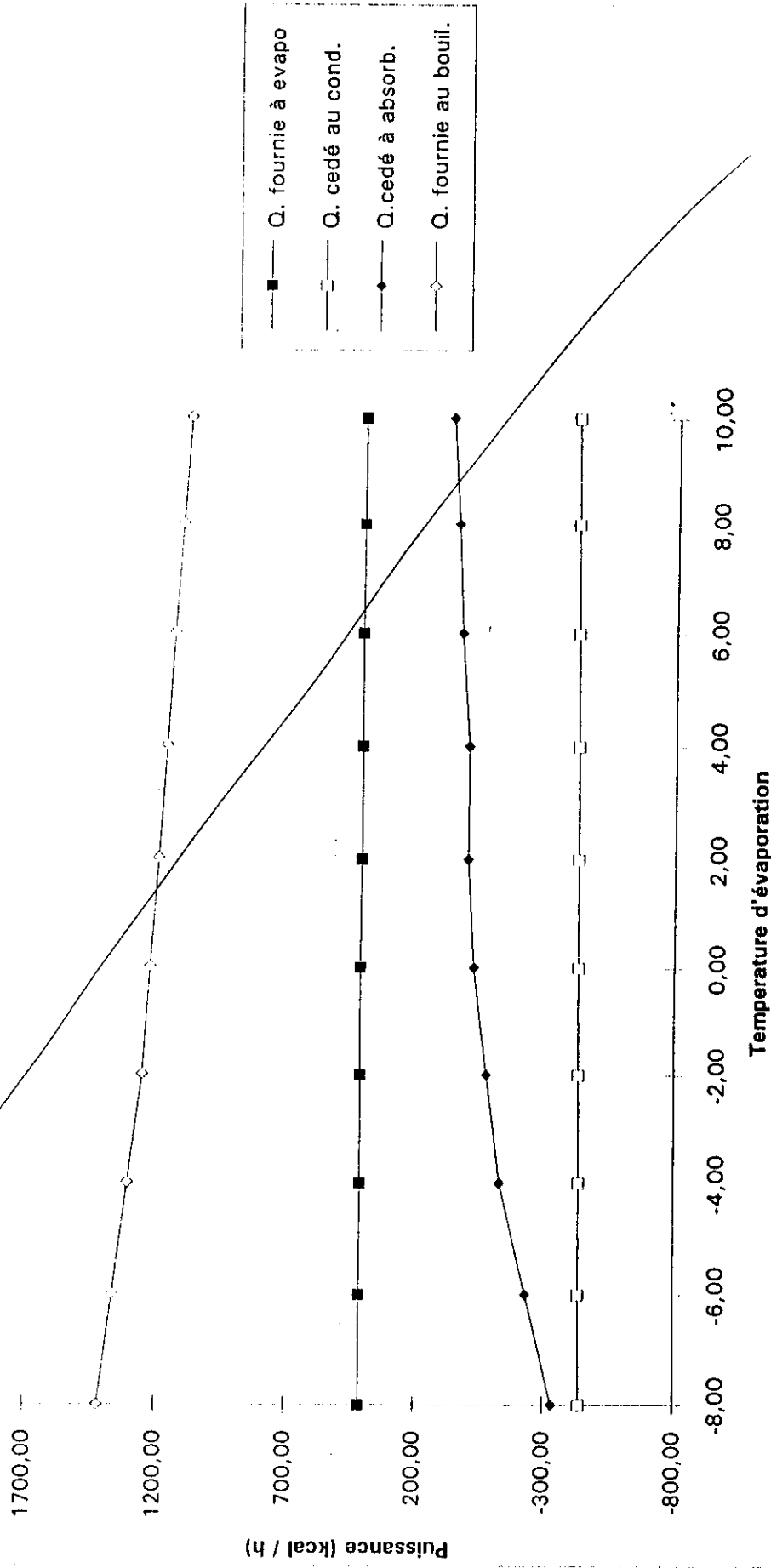


Figure 4

Variation des Cop en fonction de la concentration des solutions

Le coefficient de performance des installations frigorifiques à absorption dépend dans une large mesure de la plage de variation de la concentration et des températures de l'eau de refroidissement et d'évaporation.

Sur les figures (2) et (3) nous avons voulu montrer la dépendance d'un Cop avec la concentration de solution riche X_r et celle de solution pauvre X_p . Pour des raisons économiques on peut être tenté de réduire au strict minimum les valeurs de X_r , cette mesure réduisant le coût d'ammoniac. Cependant on perd dans la valeur de la puissance frigorifique.

Concentration de la solution riche X_r

La figure (2) montre que la performance d'une machine frigorifique à absorption croît avec la concentration de la solution riche pour une valeur fixe de consommation pour la solution pauvre. L'idéal pour une machine frigorifique à absorption est de disposer d'une forte concentration de solution riche dans les installations mais ceci est difficile compte tenu du coût élevé du produit.

Concentration de la solution pauvre X_p

Contrairement au cas précédent nous remarquons sur la figure (3) que la performance de la machine frigorifique à absorption et la concentration de la solution pauvre évoluent en sens inverses pour une valeur fixe de concentration pour la solution riche.

L'idéal serait bien sûr une concentration de la solution pauvre très différente de celle de la solution riche. Non seulement ceci dépend de la nature du fluide utilisé (ici $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$) mais aussi des performances calorifiques du bouilleur pour la séparation efficace de deux fluides.

Variation de COP en fonction de la concentration de solution riche X_r

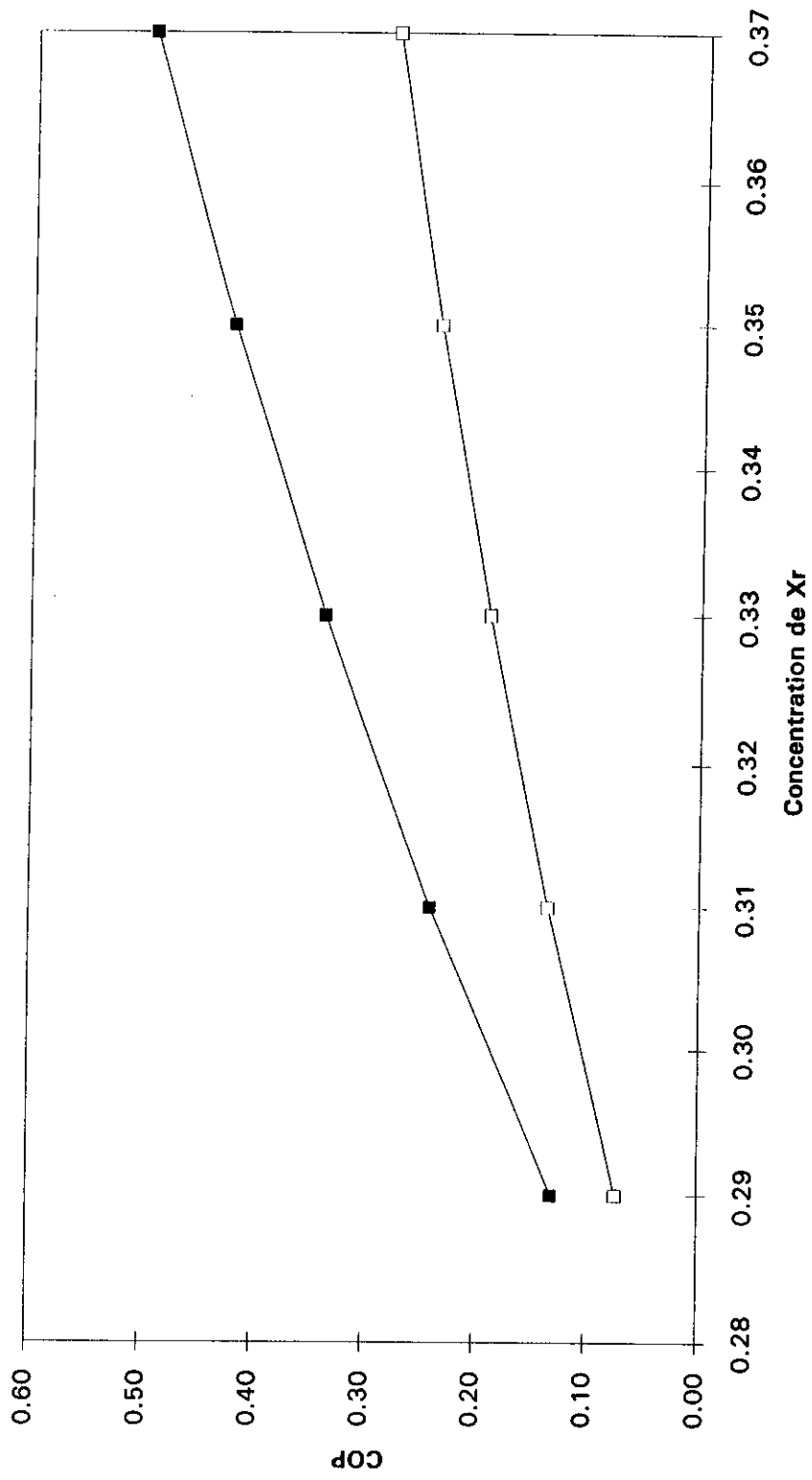


Figure 2

Variation de COP en fonction de la concentration de solution pauvre Xp

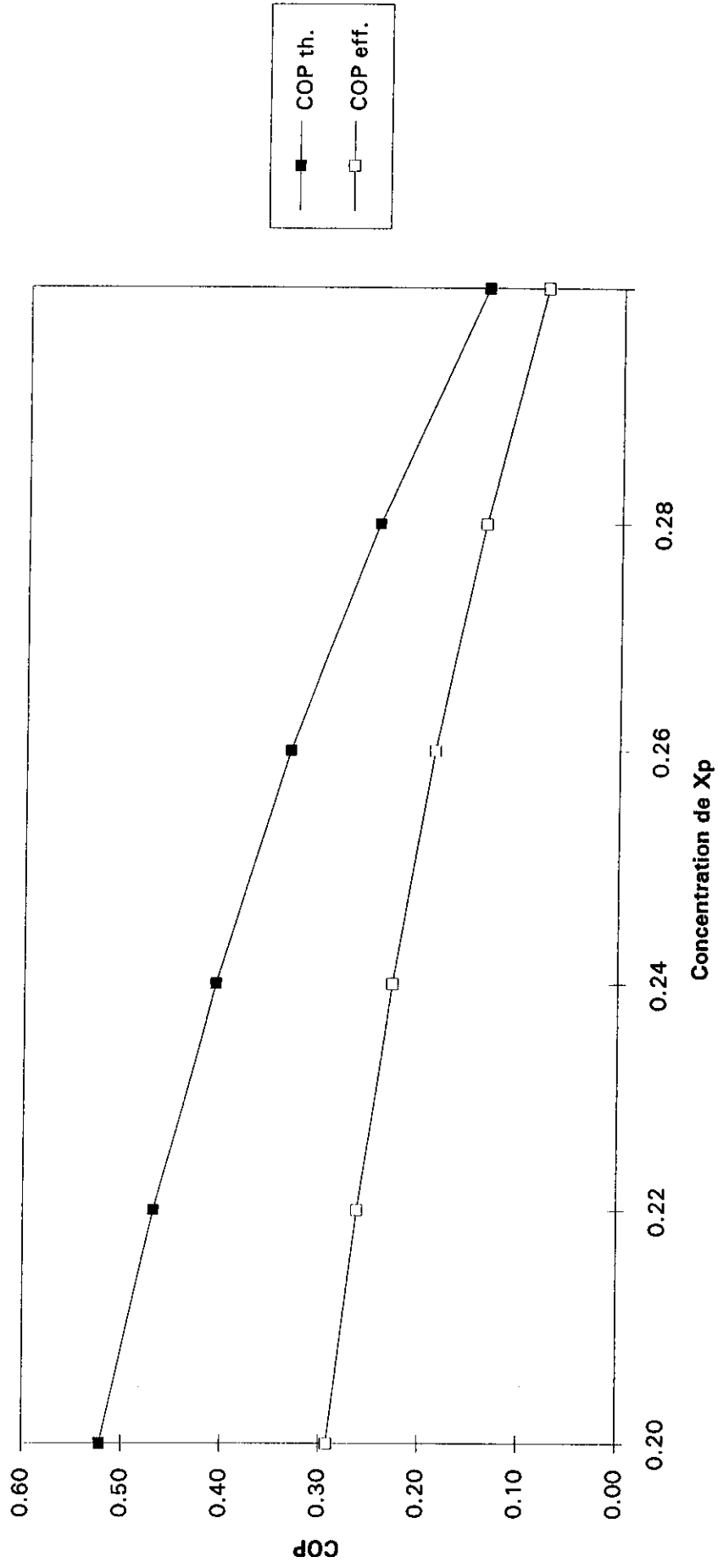


Figure 3

Variation des puissances en fonction de la température d'évaporation (Ref fig.4)

La puissance calorifique du bouilleur

La figure 4 montre une décroissance de la puissance au bouilleur avec l'élévation de la température d'évaporation entre -10°C et $+10^{\circ}\text{C}$. elle est normale du fait que plus la température d'évaporation est basse, plus la demande en énergie au bouilleur doit être importante. On remarque que la variation de la chaleur consommée au bouilleur est faible avec la température d'évaporation.

La puissance nécessaire au bouilleur pour avoir une température d'évaporation de -6°C est de 1304 kcal/h pendant que celle nécessaire pour avoir une température de $+6^{\circ}\text{C}$ est de 1106 kcal/h (voir tableau 4, annexe 1).

La puissance calorifique du condenseur

La même figure ci-dessus montre comment varie la chaleur évacuée par le condenseur quand varie la température d'évaporation.

Pour une température d'évaporation comprise entre -10°C à 10°C , nous remarquons une légère diminution de la puissance au condenseur. Cette variation est très faible. Elle se justifie par le fait que cette alimentation va de paire avec celle de la puissance à l'évaporation.

La puissance frigorifique de l'évaporateur

La puissance à l'évaporateur ne diminue pas d'une façon significative avec l'élévation de la température.

La puissance calorifique de l'absorbeur

La croissance de cette puissance est proportionnelle à la décroissance de celle du Bouilleur. Ceci s'explique par le circuit établi entre ces deux éléments.

Variation des puissances en fonction de la température d'évaporation

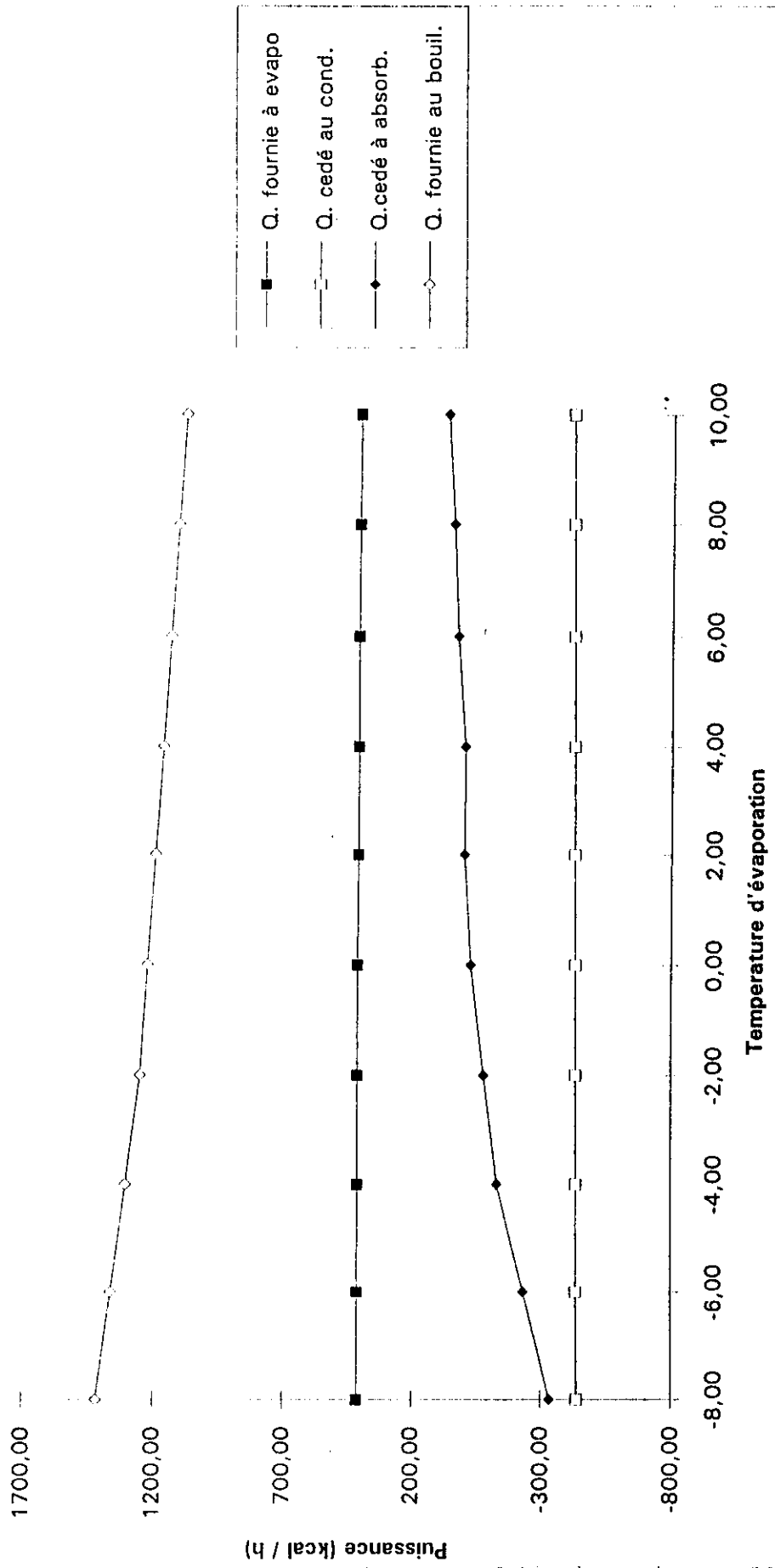


Figure 4

La puissance frigorifique en fonction de la consommation de Biomasse

Après avoir analysé les différentes variations des Cop avec divers paramètres, nous proposons de nous placer dans un cas particulier de fonctionnement de la machine frigorifique à absorption pour analyser les besoins en biomasse de cette machine. La production frigorifique, comme nous venons de voir dépend de nombreux paramètres tels que (les températures, les concentrations, les pressions etc.). Quand tous ces paramètres sont fixés on peut par le diagramme de Merkel et d'Oldham relier directement la production frigorifique à l'évaporateur et consommation de chaleur au bouilleur. Une représentation graphique que nous n'avons pas fait figurer ici montre que cette variation est linéaire. La production frigorifique croît assez fort avec la consommation de chaleur au bouilleur.

Partant de ce résultat nous avons effectué un calcul des besoins en chaleur d'une chaudière qui serait alimentée en biomasse et dont la vapeur serait la source calorifique du bouilleur.

Les hypothèses de calcul sont les suivantes :

- Rendement de construction de la chaudière : 0,70
- Rendement d'utilisation de chaleur au bouilleur : 0,80
- Efficacité de l'échangeur entre l'absorbeur et bouilleur : 0,80
- Puissance frigorifique à considérer = Puissance nécessaire pour une petite chambre froide de 25 m³ à une température de -10°C.

Pour la conservation $C_{opth} = 0,30$

Présentation des résultats

Nous avons considéré 5 types de biomasse de pouvoir calorifique différent. voir tableau ci - dessous

TYPES DE BIOMASSE	PCI	kcal/kg
Paille		3000*
Biomasse herbacée		3015
Balle de riz		3415
Tige de coton		3517
Rejet ligneux		4303

Source : Rapport de synthèse du séminaire de bobo du 10 - 14 Octobre 1995

* Conversion bioénergétique du rayonnement solaire et des technologies 1981).

Nous supposons une température d'évaporation constante et nous considérons une gamme de production frigorifique entre 5000 et 35000 kcal/kg dans laquelle varie dans la plupart du cas, le bilan frigorifique des installations de conservation de produit alimentaire.

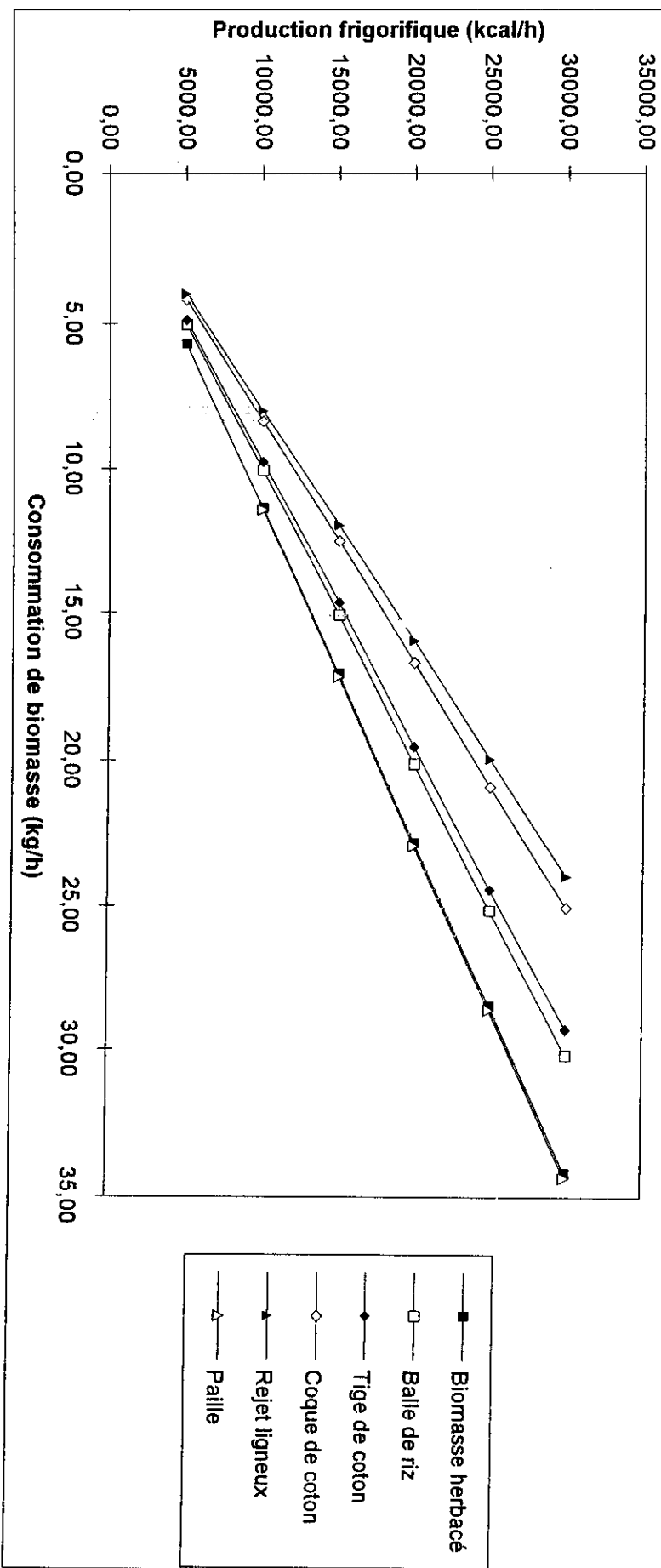
Nous avons déterminé à partir d'une simulation informatique, la consommation de biomasse relative à la production frigorifique. L'allure des courbes de la figure ci-dessous montre que la production frigorifique augmente avec la consommation de biomasse. Aussi comme nous le constatons la variation de la puissance frigorifique en fonction de la consommation de chaleur est linéaire.

Pour les gammes de puissances considérées la consommation de combustible varie de 5 à 35 kg/h selon le type de biomasse.

Dans le cas de la paille en particulier dont le pouvoir calorifique est très faible, pour une production frigorifique de 30000 kcal/h il faut une alimentation de la chaudière en biomasse de 34,35 kg/h ce qui est très élevé. Pour une même production frigorifique les coques de coton donneraient une consommation de 25,04 kg/h, les rejets ligneux dont le PCI est relativement élevé permettent de ramener la consommation de biomasse à la valeur de 23,95 kg/h pour la même production frigorifique.

De façon générale on voit que la consommation de biomasse nécessaire pour le fonctionnement d'une installation frigorifique à absorption est relativement élevée. Cette élévation est inversement proportionnelle au PCI (pouvoir calorifique inférieur) du combustible. Ceci est bien sûr dû en grande partie à la faible valeur du Cop obtenu par notre calcul. Mais on peut difficilement augmenter cette valeur de Cop qui reste en général faible, même si on faisait l'hypothèse d'une augmentation de 50% des Cop (pour une machine bien étudiée, ce qui est très optimiste) les consommations de biomasse indiquées ci-dessous resteraient quand même importantes. Dans tous les cas la figure (5) qui constitue l'aboutissement de notre travail permet de se rendre compte des difficultés qu'il pourraient y avoir au niveau des quantités de biomasse à rassembler pour une telle machine.

Production frigorifique en fonction de la consommation de biomasse



- Biomasse herbacée
- Balle de riz
- ◆ Tige de coton
- ◇ Coque de coton
- ▲ Rejet ligneux
- △ Paille

CONCLUSION

Cette étude nous a permis d'analyser le rapport entre la production frigorifique et la consommation de biomasse. Ainsi nous avons obtenu une consommation comprise entre 5 et 35 kg/h pour une puissance frigorifique variant entre 5000 et 35000 kcal/kg. Cette consommation assez élevée nous fait compter sur une source d'approvisionnement sûre pour initier un projet de valorisation énergétique.

L'efficacité du système de conversion énergétique dépend en partie de la qualité du combustible. Il est donc important de disposer d'un endroit adéquat et couvert pour entreposer le maximum de combustible.

BIBLIOGRAPHIE

- Roger DUMOND 1982
Valorisation énergétique du Bois et de la Biomasse - édition MASSON
- Institut de l'énergie des pays ayant en commun l'usage du Français IEPP 1994
Guide Biomasse-Energie - édition ACADEMIA
- A. DEMEYER, P. JACOB, M. JAY, G. MENGUY, J. PERRIER
Conversion Bioénergétique du rayonnement solaire et de la
Biotechnologie - édition Imprimerie Jouve.
- Le NOUVEAU POHLMAN
Manuel Technique du Froid
- Institut Burkinabè d'Energie (IBE)
programme National d'Etude et de Recherche Energétique
(Situation, potentialité, contrainte, acquise et perspective).
- HARRY A. SORENSEN 1983 - édition John Wiley & Sons
Energy Conversion Systems
- Annequin et Boutigny
Cours de physique thermodynamique 1976
- Institut Burkinabè d'Energie (IBE), Février 1995.
Bilan des travaux 'Séminaire de Bobo-Dioulasso 10-14 Octobre 1995)
Etude et technologie, expérience et contribution
Valorisation énergétique de la biomasse en zone subsaharienne
- Centre technique de l'épave du sud-ouest, Formation Professionnelle
Conduite des chaudières industrielles
Tome 1 : "La chaleur - les combustions"
- Agence Française pour la maîtrise de l'énergie
Les chaudières à bûches
- Yves JANNOT 1992
Echange thermique - Cours EIER .
- Thèse de M. Pascal Velluet, Université Pierre et Marie Curie, Paris 6
Système de réfrigération solaire par cycle à absorption
Possibilité d'autonomie mécanique.

A N N E X E S

ANNEXE 1 : Les tableaux

ANNEXE 2 : Les diagrammes

ANNEXE 1

- Tableau de la variation du COP en fonction de la température d'évaporation (Idem de la variation des puissances).
- Tableau de la variation du COP en fonction de la concentration de solution riche X_r .
- Tableau de variation du COP en fonction de la concentration de solution pauvre X_p .
- Tableau de production frigorifique en fonction de la consommation de Biomasse
- Tableau de performance des chaudière à tirage forcer à combustion inversée.

Temperature evapo	-10.00	-8.00	-6.00	-4.00	-2.00	0.00	2.00	4.00	6.00	8.00	10.00
Concent. SmeI.	0.87	0.87	0.87	0.87	0.87	0.87	0.87	0.87	0.87	0.87	0.87
Concent. Sr	0.30	0.30	0.30	0.30	0.30	0.30	0.30	0.30	0.30	0.30	0.30
Concent. Sp	0.25	0.25	0.25	0.25	0.25	0.25	0.25	0.25	0.25	0.25	0.25
Hlent. evapoI	37.50	40.00	41.25	43.25	45.00	47.50	48.75	51.00	54.00	57.00	60.00
HIsort. evapoI	450.00	451.00	451.50	453.25	454.50	455.00	457.00	458.75	460.00	462.50	465.00
Hlent. absorb. SpI	25.00	35.00	45.00	47.50	52.50	55.00	55.00	58.50	62.50	65.00	67.50
HIsort. absorb. SrI	12.50	22.50	32.50	37.50	42.50	45.00	45.00	48.00	50.00	52.50	55.00
Hlent. cond. I	476.00	476.00	476.00	476.00	476.00	476.00	476.00	476.00	476.00	476.00	476.00
Hlent. bouil. SpI	132.50	132.50	132.50	132.50	132.50	132.50	132.50	132.50	132.50	132.50	132.50
Temp. sort. bouil	142.00	142.00	142.00	142.00	142.00	142.00	142.00	142.00	142.00	142.00	142.00
Temp. sort. abs	39.00	45.00	56.00	59.00	62.00	63.00	65.00	66.00	68.00	72.00	74.00
Effic. echang	0.80	0.80	0.80	0.80	0.80	0.80	0.80	0.80	0.80	0.80	0.80
T. intermediaire	59.60	64.40	73.20	75.60	78.00	78.80	81.40	81.20	82.80	86.00	87.60
H de T. intermed. Sr	37.50	42.50	47.50	52.50	55.00	57.50	60.00	62.50	65.00	67.50	70.00
debit ammoniac	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
debit de Sr ent. bouil	11.30	11.30	11.30	11.30	11.30	11.30	11.30	11.30	11.30	11.30	11.30
debit de Sp sort. bouil.	10.30	10.30	10.30	10.30	10.30	10.30	10.30	10.30	10.30	10.30	10.30
Q. fournie à evapo	412.50	411.00	410.25	410.00	409.50	407.50	408.25	407.75	406.00	405.50	405.00
Q. cedé au cond.	-436.50	-436.00	-434.75	-432.75	-431.00	-428.50	-427.25	-425.00	-422.00	-419.00	-416.00
Q. cedé à absorb.	-333.75	-231.75	-129.25	-77.00	-26.75	-1.50	-3.50	25.15	42.50	65.75	89.00
Q. fournie au bouil.	1417.00	1360.50	1304.00	1247.50	1219.25	1191.00	1162.75	1134.50	1106.25	1078.00	1049.75
Rendement bouil.	0.80	0.80	0.80	0.80	0.80	0.80	0.80	0.80	0.80	0.80	0.80
Rendement chaudière.	0.70	0.70	0.70	0.70	0.70	0.70	0.70	0.70	0.70	0.70	0.70
Chal. réelle neces. bouil.	1771.25	1700.63	1630.00	1559.38	1524.06	1488.75	1453.44	1418.13	1382.81	1347.50	1312.19
Chal. réelle neces. chaud.	2530.36	2429.46	2328.57	2227.68	2177.23	2126.79	2076.34	2025.89	1975.45	1925.00	1874.55
PCI combustible	3015.00	3015.00	3015.00	3015.00	3015.00	3015.00	3015.00	3017.00	3018.00	3019.00	3020.00
Biomasse herbassé	0.47	0.45	0.43	0.41	0.40	0.40	0.39	0.38	0.37	0.36	0.35
Puissance frigorifique	412.50	411.00	410.25	410.00	409.50	407.50	408.25	407.75	406.00	405.50	405.00
COP th.	0.29	0.30	0.31	0.33	0.34	0.34	0.35	0.36	0.37	0.38	0.39
COP eff.	0.16	0.17	0.18	0.18	0.19	0.19	0.20	0.20	0.21	0.21	0.22
PCI combustible	3415.00	3415.00	3415.00	3415.00	3415.00	3415.00	3416.00	3417.00	3418.00	3419.00	3420.00
Balle de riz	0.41	0.40	0.38	0.37	0.36	0.35	0.34	0.33	0.32	0.32	0.31
Puissance frigorifique	412.50	411.00	410.25	410.00	409.50	407.50	408.25	407.75	406.00	405.50	405.00
PCI combustible	3517.00	3517.00	3517.00	3517.00	3517.00	3517.00	3518.00	3519.00	3520.00	3521.00	3522.00
Tige de coton	0.40	0.39	0.37	0.35	0.35	0.34	0.33	0.32	0.31	0.31	0.30
Puissance frigorifique	412.50	411.00	410.25	410.00	409.50	407.50	408.25	407.75	406.00	405.50	405.00
PCI combustible	4115.00	4115.00	4115.00	4115.00	4115.00	4115.00	4116.00	4117.00	4118.00	4119.00	4120.00
Cocue de coton	0.34	0.33	0.32	0.30	0.30	0.29	0.28	0.28	0.27	0.26	0.25
Puissance frigorifique	412.50	411.00	410.25	410.00	409.50	407.50	408.25	407.75	406.00	405.50	405.00
PCI combustible	4303.00	4303.00	4303.00	4303.00	4303.00	4303.00	4304.00	4305.00	4306.00	4307.00	4308.00
Faict ligneux	0.33	0.32	0.30	0.29	0.28	0.28	0.27	0.26	0.26	0.25	0.24
Puissance frigorifique	412.50	411.00	410.25	410.00	409.50	407.50	408.25	407.75	406.00	405.50	405.00
PCI combustible	3000.00	3000.00	3000.00	3000.00	3000.00	3000.00	3001.00	3002.00	3003.00	3004.00	3005.00
Paille	0.47	0.45	0.43	0.42	0.41	0.40	0.39	0.38	0.37	0.36	0.35
Puissance frigorifique	412.50	411.00	410.25	410.00	409.50	407.50	408.25	407.75	406.00	405.50	405.00

variation du COP en fonction de la temperature

	CF1	CF2	CF3	CF4	CF5	CF6
Concent. Smel.	0.87	0.87	0.87	0.87	0.87	0.87
Concent. Sr	0.27	0.29	0.31	0.33	0.35	0.37
Concent. Sp	0.25	0.25	0.25	0.25	0.25	0.25
H(ent. evapo)	37.50	37.50	37.50	37.50	37.50	37.50
H(sort. evapo)	450.00	450.00	450.00	450.00	450.00	450.00
H(ent. absorb. Sp)	25.00	25.00	25.00	25.00	25.00	25.00
H(sort. absorb. Sr)	15.00	15.00	15.00	15.00	15.00	15.00
H(ent. cond.)	476.00	476.00	476.00	476.00	476.00	476.00
H(ent. bouil. Sp)	132.50	132.50	132.50	132.50	132.50	132.50
Temp.sort. bouil	142.00	142.00	142.00	142.00	142.00	142.00
Temp. sort. abs	39.00	39.00	39.00	39.00	39.00	39.00
Effic. echang	0.80	0.80	0.80	0.80	0.80	0.80
T.intermediaire	59.60	59.60	59.60	59.60	59.60	59.60
H de T.intermed.Sr	37.50	37.50	37.50	37.50	37.50	37.50
debit ammoniac	12.12	24.24	36.36	48.48	60.61	72.73
debit de Sr ent. bouil	360.61	348.48	336.36	324.24	312.12	300.00
debit de Sp sort. bouil.	348.48	324.24	300.00	275.76	251.52	227.27
Q. fournie à evapo	5000.00	10000.00	15000.00	20000.00	25000.00	30000.00
Q. cedé au cond.	-5315.15	-10630.30	-15945.45	-21260.61	-26575.76	-31890.91
Q.cedé à absorb.	-70.45	-5706.82	-11343.18	-16979.55	-22615.91	-28252.27
Q. fournie au bouil.	38421.21	41433.33	44445.45	47457.58	50469.70	53481.82
Rendement bouil.	0.80	0.80	0.80	0.80	0.80	0.80
Rendement chaudière.	0.70	0.70	0.70	0.70	0.70	0.70
Chal. réelle neces. bouil.	48026.52	51791.67	55556.82	59321.97	63087.12	66852.27
Chal. réelle neces. chaud.	68609.31	73988.10	79366.88	84745.67	90124.46	95503.25
PCI combustible	3015.00	3015.00	3015.00	3015.00	3015.00	3015.00
Biomasse herbassé	12.74	13.74	14.74	15.74	16.74	17.74
Puissance frigorifique	5000.00	10000.00	15000.00	20000.00	25000.00	30000.00
COP th.	0.13	0.24	0.34	0.42	0.50	0.56
COP eff.	0.07	0.14	0.19	0.24	0.28	0.31
PCI combustible	3415.00	3415.00	3415.00	3415.00	3415.00	3415.00
Balle de riz	11.25	12.13	13.01	13.90	14.78	15.66
Puissance frigorifique	5000.00	10000.00	15000.00	20000.00	25000.00	30000.00
PCI combustible	3517.00	3517.00	3517.00	3517.00	3517.00	3517.00
Tige de coton	10.92	11.78	12.64	13.49	14.35	15.21
Puissance frigorifique	5000.00	10000.00	15000.00	20000.00	25000.00	30000.00
PCI combustible	4115.00	4115.00	4115.00	4115.00	4115.00	4115.00
Coque de coton	9.34	10.07	10.80	11.53	12.26	13.00
Puissance frigorifique	5000.00	10000.00	15000.00	20000.00	25000.00	30000.00
PCI combustible	4303.00	4303.00	4303.00	4303.00	4303.00	4303.00
Rejet ligneux	8.93	9.63	10.33	11.03	11.73	12.43
Puissance frigorifique	5000.00	10000.00	15000.00	20000.00	25000.00	30000.00
PCI combustible	3000.00	3000.00	3000.00	3000.00	3000.00	3000.00
Paille	12.81	13.81	14.82	15.82	16.82	17.83
Puissance frigorifique	5000.00	10000.00	15000.00	20000.00	25000.00	30000.00

. Tableau de Variation du COP en fonction de la Concentration de la solution Riche

	CF1	CF2	CF3	CF4	CF5	CF6
Concent. Sme!	0.87	0.87	0.87	0.87	0.87	0.87
Concent. Sr	0.30	0.30	0.30	0.30	0.30	0.30
Concent. Sp	0.18	0.20	0.22	0.24	0.26	0.28
H(ent. evapo)	37.50	37.50	37.50	37.50	37.50	37.50
H(sort. evapo)	450.00	450.00	450.00	450.00	450.00	450.00
H(ent. absorb. Sp)	25.00	25.00	25.00	25.00	25.00	25.00
H(sort. absorb. Sr)	15.00	15.00	15.00	15.00	15.00	15.00
H(ent. cond.)	476.00	476.00	476.00	476.00	476.00	476.00
H(ent. bouil. Sp)	132.50	132.50	132.50	132.50	132.50	132.50
Temp.sort. bouil	142.00	142.00	142.00	142.00	142.00	142.00
Temp. sort. abs	39.00	39.00	39.00	39.00	39.00	39.00
Effic. echang	0.80	0.80	0.80	0.80	0.80	0.80
T.intermediaire	59.60	59.60	59.60	59.60	59.60	59.60
H de T.intermed.Sr	37.50	37.50	37.50	37.50	37.50	37.50
debit ammoniac	12.12	24.24	36.36	48.48	60.61	72.73
debit de Sr ent. bouil	57.07	136.97	256.82	456.57	856.06	2054.55
debit de Sp sort. bouil.	44.95	112.73	220.45	408.08	795.45	1981.82
Q. fournie à evapo	5000.00	10000.00	15000.00	20000.00	25000.00	30000.00
Q. cedé au cond.	-5315.15	-10630.30	-15945.45	-21260.61	-26575.76	-31890.91
Q.cedé à absorb.	-4623.48	-8879.55	-12536.36	-14994.70	-14456.82	-1934.09
Q. fournie au bouil.	9585.35	21339.39	36888.64	60028.28	102143.94	220163.64
Rendement bouil.	0.80	0.80	0.80	0.80	0.80	0.80
Rendement chaudière.	0.70	0.70	0.70	0.70	0.70	0.70
Chal. réelle neces. bouil.	11981.69	26674.24	46110.80	75035.35	127679.92	275204.55
Chal. réelle neces. chaud.	17116.70	38106.06	65872.56	107193.36	182399.89	393149.35
PCI combustible	3015.00	3015.00	3015.00	3015.00	3015.00	3015.00
Biomasse herbassé	3.18	7.08	12.24	19.91	33.88	73.02
Puissance frigorifique	5000.00	10000.00	15000.00	20000.00	25000.00	30000.00
COP th.	0.52	0.47	0.41	0.33	0.24	0.14
COP eff.	0.29	0.26	0.23	0.19	0.14	0.08
PCI combustible	3415.00	3415.00	3415.00	3415.00	3415.00	3415.00
Balle de riz	2.81	6.25	10.80	17.58	29.91	64.47
Puissance frigorifique	5000.00	10000.00	15000.00	20000.00	25000.00	30000.00
PCI combustible	3517.00	3517.00	3517.00	3517.00	3517.00	3517.00
Tige de coton	2.73	6.07	10.49	17.07	29.04	62.60
Puissance frigorifique	5000.00	10000.00	15000.00	20000.00	25000.00	30000.00
PCI combustible	4115.00	4115.00	4115.00	4115.00	4115.00	4115.00
Coque de coton	2.33	5.19	8.96	14.59	24.82	53.50
Puissance frigorifique	5000.00	10000.00	15000.00	20000.00	25000.00	30000.00
PCI combustible	4303.00	4303.00	4303.00	4303.00	4303.00	4303.00
Rejet ligneux	2.23	4.96	8.57	13.95	23.74	51.17
Puissance frigorifique	5000.00	10000.00	15000.00	20000.00	25000.00	30000.00
PCI combustible	3000.00	3000.00	3000.00	3000.00	3000.00	3000.00
Paille	3.20	7.11	12.30	20.01	34.05	73.39
Puissance frigorifique	5000.00	10000.00	15000.00	20000.00	25000.00	30000.00

Tableau : de Variation du COP en fonction de la concentration de solution Pauvre

	CF1	CF2	CF3	CF4	CF5	CF6
Concent. Smel.	0.87	0.87	0.87	0.87	0.87	0.87
Concent. Sr	0.30	0.30	0.30	0.30	0.30	0.30
Concent. Sp	0.25	0.25	0.25	0.25	0.25	0.25
H(ent. evapo)	37.50	37.50	37.50	37.50	37.50	37.50
H(sort. evapo)	450.00	450.00	450.00	450.00	450.00	450.00
H(ent. absorb. Sp)	25.00	25.00	25.00	25.00	25.00	25.00
H(sort. absorb. Sr)	15.00	15.00	15.00	15.00	15.00	15.00
H(ent. cond.)	476.00	476.00	476.00	476.00	476.00	476.00
H(ent. bouil. Sp)	132.50	132.50	132.50	132.50	132.50	132.50
Temp. sort. bouil	142.00	142.00	142.00	142.00	142.00	142.00
Temp. sort. abs	39.00	39.00	39.00	39.00	39.00	39.00
Effic. echang	0.80	0.80	0.80	0.80	0.80	0.80
T.intermediaire	59.60	59.60	59.60	59.60	59.60	59.60
H de T.intermed.Sr	37.50	37.50	37.50	37.50	37.50	37.50
debit ammoniac	12.12	24.24	36.36	48.48	60.61	72.73
debit de Sr ent. bouil	136.97	273.94	410.91	547.88	684.85	821.82
debit de Sp sort. bouil.	124.85	249.70	374.55	499.39	624.24	749.09
Q. fournie à evapo	5000.00	10000.00	15000.00	20000.00	25000.00	30000.00
Q. cedé au cond.	-5315.15	-10630.30	-15945.45	-21260.61	-26575.76	-31890.91
Q.cedé à absorb.	-3425.00	-6825.00	-10225.00	-13625.00	-17025.00	-20425.00
Q. fournie au bouil.	17175.76	34351.52	51527.27	68703.03	85878.79	103054.55
Rendement bouil.	0.80	0.80	0.80	0.80	0.80	0.80
Rendement chaudière.	0.70	0.70	0.70	0.70	0.70	0.70
Chal. réelle neces. bouil.	21469.70	42939.39	64409.09	85878.79	107348.48	128818.18
Chal. réelle neces. chaud.	30671.00	61341.99	92012.99	122683.98	153354.98	184025.97
PCI combustible	3015.00	3015.00	3015.00	3015.00	3015.00	3015.00
Biomasse herbassé	5.70	11.39	17.09	22.79	28.48	34.18
Puissance frigorifique	5000.00	10000.00	15000.00	20000.00	25000.00	30000.00
PCI combustible	3415.00	3415.00	3415.00	3415.00	3415.00	3415.00
Balle de riz	5.03	10.06	15.09	20.12	25.15	30.18
Puissance frigorifique	5000.00	10000.00	15000.00	20000.00	25000.00	30000.00
PCI combustible	3517.00	3517.00	3517.00	3517.00	3517.00	3517.00
Tige de coton	4.88	9.77	14.65	19.53	24.42	29.30
Puissance frigorifique	5000.00	10000.00	15000.00	20000.00	25000.00	30000.00
PCI combustible	4115.00	4115.00	4115.00	4115.00	4115.00	4115.00
Coque de coton	4.17	8.35	12.52	16.70	20.87	25.04
Puissance frigorifique	5000.00	10000.00	15000.00	20000.00	25000.00	30000.00
PCI combustible	4303.00	4303.00	4303.00	4303.00	4303.00	4303.00
Rejet lignoux	3.99	7.98	11.97	15.97	19.96	23.95
Puissance frigorifique	5000.00	10000.00	15000.00	20000.00	25000.00	30000.00
PCI combustible	3000.00	3000.00	3000.00	3000.00	3000.00	3000.00
Paille	5.73	11.45	17.18	22.90	28.63	34.35
Puissance frigorifique	5000.00	10000.00	15000.00	20000.00	25000.00	30000.00

Tableau de production frigorifique en fonction de la consommation de Biomasse

TABLEAU DES PERFORMANCES

Constructeur type puissance indiquée	Puissance nominale mesurée (kW)	Rendement à la puissance nominale (%)	Plage de puissance testée mini/maxi (kW)	Tempé- rature des fumées	Qualité de combustion	Charge de bois maximale (kg)	Autonomie aux allures nominale/ récluite (heures)	Sécurité	Observations
Chaudières à tirage forcé à combustion inversée									
DE DIETRICH CF 145 EB	27	73	6/31	●	●	47	5 h 20 h		
ENERGIE SYSTEME ES25	21	73	6/24	●	●	80	10 h 32 h		
GEMINOX G.B. Turbo 20 (20 kW)	20	75	9/24	●	●	40	5 h 45 13 h		
GIANOLA HV 28 (28 kW)	30	77	11/35	●	●	60	6 h 17 h 30		
HS FRANCE SOLO PLUS (32,5 kW)	31	83	5,5/33	●	●	33	3 h 20 17 h		
JOANNES GASELLE 4	32	78	10/45	●	●	57	5 h 11 h 30		dégradation de la combustion en arrêt thermostatique
THERMOROSI SUPER FIRE (40 kW)	40	59	10,5/47,5	★	★	40	2 h 15 8 h		pertes par les parois 6,5%
UNICAL TURBO-BOIS (37 kW)	40	74	7,5/41,5	★	●	36	2 h 30 14 h		

Sécurités : 1 Absence de clapet anti-explosion, 2 Absence d'échangeur de sécurité, 3 Absence de volet de bypass foyer/cheminée

Températures des fumées (essais réalisés à la puissance nominale)

- très satisfaisant (inférieure à 250°C)
- ★ admissible (entre 250 et 300°C)
- ⊛ médiocre (entre 300 et 350°C)
- insuffisant (supérieure à 350°C)

Qualité de la combustion (essais réalisés à la puissance nominale)

- très satisfaisant (teneur en oxyde de carbone (CO) inférieure à 1%)
- ★ admissible (teneur en CO entre 1 et 1,5%)
- ⊛ médiocre (teneur en CO entre 1,5 et 2,5%)
- insuffisant (teneur en CO supérieure à 2,5%)

ANNEXE 2

- Diagramme d'Oldham du mélange eau - ammoniac
- Diagramme de Merkel du mélange eau - ammoniac..

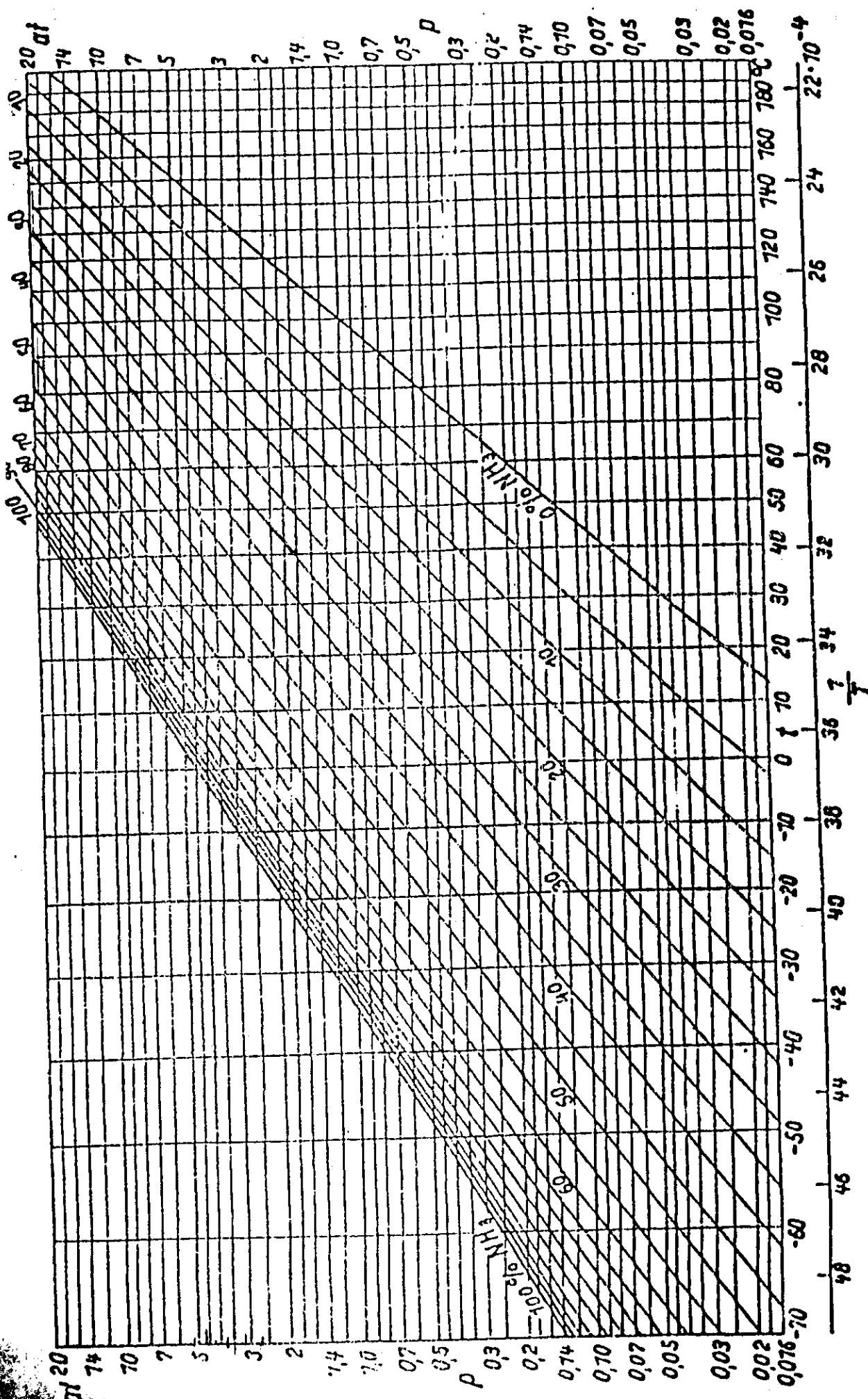


Diagramme $\frac{1}{T}$ - log. P pour le mélange Eau-Ambroisie (Eau-Ambroisie at Muehler)

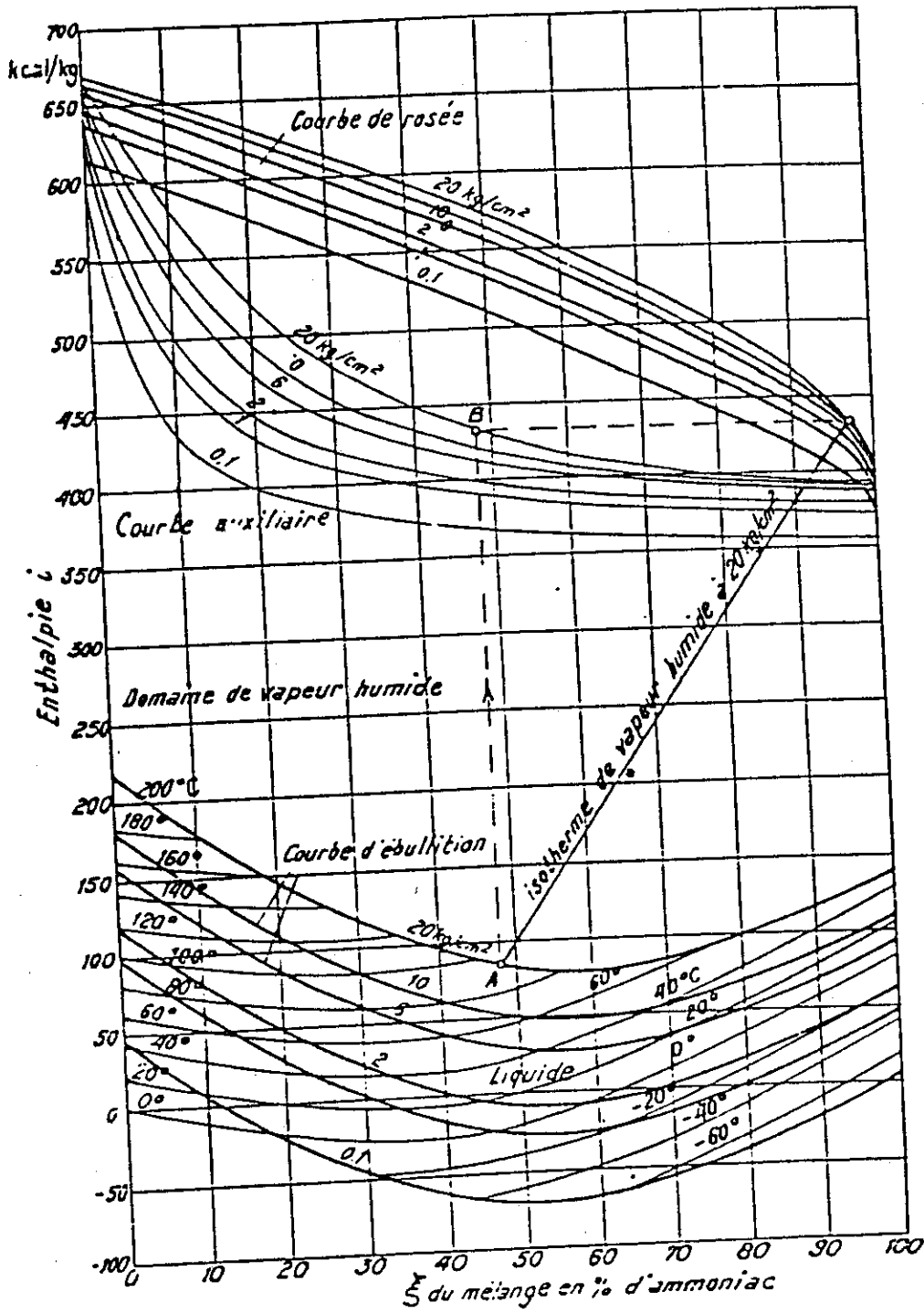
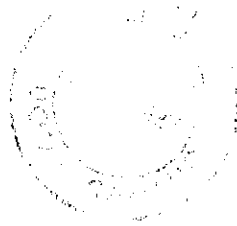


Diagramme Enthalpie concentration (i, ξ)
pour le mélange Eau-Ammoniac

Diagramme de Merkel



ERRATA

Page 3	§ : Ligne 2 3	lire au lieu de	"avec l'augmentation" "avec celle"...."
Page 4	§ : Ligne 2	lire au lieu	"il y a une virgule après ... qui extrayons..." "d'un point".
Page 9	§ : Ligne 1	lire au lieu de	"les systèmes frigorifiques" "les système frigorifique"
Page 15	§ : Ligne 1 2	lire au lieu de	"les mélanges binaires" "les mélanges binaire".
Page 16	§ : Ligne 2	lire au lieu de	"des abscisses" "des abscisse".
Page 18	§ : Ligne 2 2	lire au lieu de	"De absorbeur" "De l'absorber"...
Page 23	§ : Ligne 2 4	lire au lieu de	"des machines" "des machine".
Page 24	§ : Ligne 7	lire au lieu de	"Il est recommandé" "Il es recommandé".
Page 31	§ : Ligne 4 4	lire au lieu de	"solution riche" "solution pauvre"
Page 34	§ : Ligne 16 4	lire au lieu de	"Cette diminution" "Cette alimentation".