

DEDICACES

À mon père

À ma mère

À mes soeurs

Madjiguène DIOP,

Khady SEYE,

Khady DIOP

REMERCIEMENTS

Ce rapport ne saurait être exhaustif sans une note de remerciement à l'endroit du Directeur de projet **Mr Banda NDOYE** et du Codirecteur de projet **Mr Ndiaye Diouf NDIAYE**.

Je remercie particulièrement **Mlle Arame NDIAYE** et **Mlle Mame Coumba DIAGNE** qui n'ont ménagé aucun effort pour la réussite de ce travail.

Qu'elles trouvent en ces lignes l'expression de ma profonde gratitude.

Puisse DIEU nous accorder sa grâce et sa miséricorde.

SOMMAIRE

Ce présent rapport sanctionne le travail accompli dans le cadre du projet de fin d'études qui a pour titre :
"DIAGNOSTIC DES SYSTEMES DE CLIMATISATION EXISTANT ET ETUDE DE FAISABILITÉ DE LA CLIMATISATION SOLAIRE PAR MACHINE À ABSORPTION"

Ce projet vise à évaluer le potentiel installé dans le secteur du froid et à effectuer la comparaison des systèmes de production de froid par machine à compression à ceux utilisant des machines à absorption et fonctionnant avec de l'énergie solaire.

Dans le premier chapitre, nous passons en revue le secteur froid au Sénégal en présentant les équipements rencontrés selon le secteur d'activité.

Une description détaillée des systèmes de production de froid par machine à compression et une classification des équipements, selon la gamme de puissance et l'utilisation, est faite dans le chapitre suivant.

Par la description des machines à absorption nous évaluerons les performances de ces systèmes comparativement à la traditionnelle machine à compression.

Enfin, une introduction à la climatisation solaire est faite à travers l'étude des différents éléments constitutifs de ces systèmes.

LISTE DES FIGURES

Figure II-1 Schéma de principe d'une machine frigorifique à compression

Figure II-2 Cycle frigorifique de CARNOT

Figure II-3 Schéma de principe du circuit du fluide thermodynamique dans la machine frigorifique

Figure II-4 Diagramme (T.C) et (log P, h) du fluide frigorigène

Figure II-5 Evolution des températures des différents fluides

Figure II-6 Fluides frigorigènes

Figure III-1 Coupe schématique de la machine frigorifique à absorption continue eau-bromure de lithium

Figure III-2 Diagramme d'OLDHAM du couple ammoniac-eau

Figure III-3 Diagramme d'OLDHAM du couple eau-bromure de lithium

Figure III-4 Schéma d'une machine à absorption continue à simple effet

Figure III-5 Représentation dans le diagramme d'OLDHAM du cycle idéal

Figure III-6 Paramètres thermodynamiques d'une machine à absorption continue simple effet

Figure III-7 Représentation dans le diagramme d'OLDHAM de l'évolution réelle des solutions

Figure III-8 Schéma d'une machine à absorption continue à deux étages de générateur

Figure III-9 Cycle idéal décrit par la machine à absorption à double effet

Figure IV-1 Organigramme des filières de production de froid par voie solaire

Figure IV-2 Schéma de principe d'une installation solaire à absorption

Figure IV-3 Énergies lumineuses émises par le soleil et le corps noir

Figure IV-4 Transmission d'une glace

Figure IV-5 Courbe de rendement d'un capteur

TABLE DES MATIERES

| | |
|-------------------|-----|
| DEDICACES | i |
| REMERCIEMENTS | ii |
| SOMMAIRE | iii |
| LISTE DES FIGURES | iv |
| INTRODUCTION | 1 |

CHAPITRE I : ÉTUDE DU SECTEUR FROID AU SÉNÉGAL

| | |
|---|----|
| I-1 ENTREPRISES ABRITANT DES INSTALLATIONS | 2 |
| I-1-1 Secteur de la pêche | 4 |
| Installations frigorifiques de AFRICAMER - SENEMER | |
| 1- Descriptif | |
| a- Objet | |
| b- Fonctionnement | |
| 2- Observations | |
| I-1-2 Secteur de l'industrie alimentaire et de l'agroindustrie | 9 |
| I-1-2-1 La SOBOA | 9 |
| Installations frigorifiques de la SOBOA | |
| 1 Descriptif | |
| a- Objet | |
| b- Fonctionnement | |
| 2- Observations | |
| I-1-2-3 SAFINA - AGROCAP | 13 |
| Installations de SAFINA - AGROCAP | |
| 1 Descriptif | vi |

a- Objet

b- Fonctionnement

2 Observations

| | |
|--|----|
| I-1-3 Secteur tertiaire | 15 |
| I-2 ENTREPRISES AYANT DES BESOINS DE FROID NON SATISFAITS | 16 |
| I-3 ENTREPRISES APPORTANT LE SOUTIEN TECHNIQUE | 17 |

CHAPITRE II : DESCRIPTION DES MACHINES À COMPRESSION

| | |
|--|----|
| II-1 GÉNÉRALITÉS | 19 |
| II-2 PRINCIPES DE BASE DE LA RÉFRIGÉRATION | 19 |
| II-3 CYCLE THERMODYNAMIQUE | 20 |
| II-4 FLUIDES FRIGORIGENES | 27 |
| II-5 CALCUL D'UNE MACHINE À COMPRESSION | 29 |
| II-6 CLASSIFICATION DES COMPOSANTES DE LA MACHINE | 32 |
| II-6-1 Les Compresseurs | 32 |
| II-6-1-1 Compresseurs volumétriques | 32 |
| a- Compresseurs à piston | |
| b- compresseurs à vis | |
| II-6-1-2 Compresseurs centrifuges | 35 |
| II-6-2 Condenseurs | 36 |
| II-6-2-1 Condenseurs à air | 36 |
| II-6-2-2 Condenseurs à eau | 37 |
| a- Condenseurs à eau perdue ou recyclée | |
| b- Condenseurs à évaporation ou évapo- condenseurs | |
| II-6-3 Evaporateurs | 38 |

| | | |
|-------------|--|-----------|
| II-6-3-1 | Evaporateurs à refroidissement d'air | 38 |
| II-6-3-2 | Evaporateurs à refroidissement de liquide | 39 |
| II-6-4 | Organes de détente | 40 |
| II-7 | CRITIQUE DES MACHINES À COMPRESSION | 41 |
| II-7-1 | Avantages | 41 |
| II-7-2 | Inconvénients | 42 |

CHAPITRE III : DESCRIPTION DES MACHINES FRIGORIFIQUES A ABSORPTION

| | | |
|--------------|--|-----------|
| III-1 | PRINCIPE DU CYCLE D'ABSORPTION | 44 |
| III-1-1 | Evaporation | 44 |
| III-1-2 | Processus d'absorption | 45 |
| III-1-3 | Condenseur | 45 |
| III-1-4 | Echangeur thermique | 47 |
| III-2 | CYCLE THERMODYNAMIQUE DE LA MACHINE À ABSORPTION | 47 |
| III-3 | CHOIX DU FLUIDE DE TRAVAIL | 52 |
| III-4 | MACHINE À ABSORPTION CONTINUE "SIMPLE EFFET" | 54 |
| III-5 | MACHINE À ABSORPTION CONTINUE "DOUBLE EFFET" | 58 |
| III-6 | COEFFICIENT DE PERFORMANCE FRIGORIFIQUE D'UNE MACHINE À ABSORPTION CONTINUE | 59 |
| III-6-1 | Machine à simple effet | 59 |
| III-6-2 | Machine à double effet | 60 |
| III-7 | CRITIQUE DES SYSTEMES A ABSORPTION | 60 |
| III-7-1 | Avantages | 60 |
| III-7-2 | Inconvénients | 62 |

CHAPITRE IV : LA CLIMATISATION SOLAIRE

| | | |
|-------------|--|-----------|
| IV-1 | SYSTÈME DE COLLECTE DE L'ÉNERGIE SOLAIRE | 67 |
| | IV-1-1 Principes physiques, bases de la captation | 67 |
| IV-2 | BALLON DE STOCKAGE D'EAU CHAUDE | 71 |
| IV-3 | APPOINT ÉNERGÉTIQUE | 72 |
| IV-4 | ADAPTATION DU CYCLE D'ABSORPTION À LA PRODUCTION DE FROID SOLAIRE | 72 |
| IV-5 | ETUDE DE LA DISTRIBUTION | 74 |
| | SYNTHESE ET CONCLUSIONS | 76 |

Annexe 1 : Liste des entreprises répertoriées

Annexe 2 : Machine à absorption proposée par les
fabricants

Annexe 3 : Les filières de production de froid solaire

Annexe 4 : Application du froid solaire au CTRCE

RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES

RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- **Commercial and-industrial réfrigération**, C.WESLEY NELSON

- **Principles of réfrigération Second edition**, ROY, J. DOSSAT, John Wiley & Sons, Inc, 1978

- **Modern réfrigération and air conditionning**, ALTHOUSE, TURNQUIST et BRACCIANO, The good heart - Willcox CO, Inc, 1975

- **Application de l'électricité dans les procédés industrielles** : Recueil d'études et de projets préparés pour l'imprimerie par AMPERE 82, DOPEE 85, 1987

- **Note de cours Thermo 321**, Ecole Polytechnique de Thiès, 1994

- **Thermodynamique appliquée 2e édition** : VAN WYLEN, SONNTHG, DESROCHERS, Edition du renouveau pédagogique Inc, 1992

- **La climatisation solaire**, Thèse du docteur ingénieur de DOMINIQUE BEGUIN

- **Réfrigération solaire**, J. BONNIN, P.J WILBUR, S. KARAKI

- **Installation à capteurs plans**, Jean-Marc RADIGOIS,
Techniques de l'ingénieurs

INTRODUCTION

Le froid prend de nos jours de plus en plus d'importance dans la vie de l'homme. Que ce soit pour la conservation des aliments, dans les processus industriels ou pour le confort des personnes, l'homme a aujourd'hui développé des techniques très variées pour satisfaire ses besoins en froid. Les procédés de production de froid sont très nombreux mais ont une importance relative très inégale.

Nous nous intéressons, dans cette étude, aux procédés à compression qui, du point de vue économique et pratique, sont incontestablement de loin les plus utilisés et aux machines frigorifiques à absorption, qui malgré leurs attraits, n'ont pas encore atteint à ce jour un développement comparable aux machines à compression et détente.

Au Sénégal, le secteur du froid est d'une grande importance du fait du développement de la pêche et de l'industrie agro-alimentaire. Néanmoins une méconnaissance totale du potentiel installé rend difficile la proposition de nouveaux systèmes qui peuvent s'avérer plus performants ou plus adaptés. Par conséquent il est nécessaire d'effectuer une évaluation et un diagnostic des systèmes de production de froid existants qui sont généralement à compression. Cela permettra, par la suite, de juger de manière objective de l'opportunité de développer les systèmes de réfrigération solaire par machine à absorption.

En outre, une autre dimension intéressante du projet est l'utilisation de l'énergie solaire lorsqu'on sait qu'au

Sénégal nous disposons de 6000 w/m² et qu'avec l'enclavement et le faible taux d'électrification de la majeure partie des régions, les énergies renouvelables constituent parfois le seul recours envisageable.

Cette étude a également un intérêt environnemental lorsqu'on sait que la destruction de la couche d'ozone est en grande partie liée à l'utilisation des composées chloro-fluoré. Inconvénient que ne présente pas le couple eau-bromure de lithium utilisé par les machines à absorption dans le cas de la réfrigération positive.

CHAPITRE I : ÉTUDE DU SECTEUR AU SÉNÉGAL

L'étude de faisabilité de la climatisation solaire par machine à absorption passe nécessairement par l'évaluation du secteur froid au Sénégal. Nous avons alors, dans un premier temps, essayé d'identifier les entreprises concernées afin de pouvoir procéder à un diagnostic du potentiel installé qui est essentiellement constitué de machines frigorifiques à compression. Ce travail nous permettra d'avoir une idée sur la typologie des installations et les gammes de puissances en fonction du secteur d'activité.

Cette tâche qui semble à priori facile comporte une difficulté particulière tenant au fait que ce secteur relève quasiment de l'informel au Sénégal. Ceci est d'autant plus vrai qu'il n'existe aucune politique en matière de froid et qu'il est pratiquement impossible d'en identifier tous les acteurs.

Nous nous sommes, pour notre part, intéressés à trois types d'entreprises :

- les entreprises abritant des installations frigorifiques,
- les entreprises ayant des besoins de froid non satisfaits,
- les entreprises apportant le soutien technique.

I-1 ENTREPRISES ABRITANT DES INSTALLATIONS

Ces entreprises peuvent être classifiées selon leur secteur d'activité et par conséquent selon le type d'installation frigorifique et la gamme de puissance. Le type de réfrigération va, dans ce cas, de la congélation à la climatisation de confort.

On distingue principalement trois secteurs d'activités qui constituent une frange représentative selon le type d'installation et la gamme de puissance :

- le secteur de la pêche,
- le secteur de l'industrie alimentaire et de l'agro-industrie,
- le secteur tertiaire.

I-1-1 Secteur de la pêche

Ce secteur englobe une des parts les plus importantes des besoins de froid qui sont, du reste, dans une large mesure insatisfaits.

Ces entreprises disposent en général d'entrepôts frigorifiques qui servent à la congélation des produits de mer. La production de glace, généralement destinée aux marayeurs, est répertoriée dans ce secteur d'activité. Les puissances sont généralement élevées, la gamme peut être située entre 1 000 et 3 000 kW

Notons également qu'outre les chambres positives de stockage provisoire des produits, il s'agit généralement de réfrigération négative (température inférieure à 0° C).

Nous avons concernant cette rubrique, effectué la visite de l'entreprise la plus représentative en terme de puissance installée : il s'agit du groupe AFRICAMER SENEMER.

Rappelons tout d'abord que la Société AFRIKAMER est l'une des plus grandes entreprises de conditionnement des produits de pêche en vue de leur exploitation vers l'Europe et la sous-région africaine. Société anonyme au capital de (CINQUANTE MILLIONS DE FRANCS CFA) 50 000 000 F CFA sise au port de pêche (mole 10), elle constitue, de par l'envergure de ses installations, la plus grande entreprise ciblée. La visite nous a permis de recueillir un certain nombre d'informations sur les groupes frigorifiques de grande puissance. Cependant, l'absence de plans des installations et d'un système d'acquisition de données rend impossible la caractérisation exhaustive des équipements.

Installations frigorifiques de AFRICAMER SENEMER

1) Descriptif

a - Objet

Installation frigorifique de production de froid pour le conditionnement et la congélation des produits de mer et la production de glace :

- trois chambres négatives à -20°C pour le stockage des produits finis congelés. La dimension moyenne de ces chambres est d'environ 600 m³ ;

- deux chambres positives à 4°C pour le stockage provisoire des produits débarqués en attente de leur traitement dans les différentes salles ;
- 4 tunnels de congélation d'une capacité de 9 balancelles d'une capacité d'environ 4 m³ chacune ;
- une armoire continue de congélation des céphalopodes. cette machine d'une technologie très récente permet d'aller jusqu'à -45°C et congèle les tablettes de produits finis en chaîne continue avec des temps de séjour de moins de 30 minutes ;
- l'installation frigorifique fonctionne avec le fluide frigorigène ammoniac (NH₃)

b - Fonctionnement

Le froid est produit à partir d'une machine frigorifique à compression biétagé. La machine est équipée de cinq (05) compresseurs à vis : deux (02) compresseurs H.P. et deux (02) compresseurs B.P., le cinquième compresseur est en secours et peut fonctionner aussi bien en H.P. qu'en B.P. Les quatre compresseurs sont entraînés par des moteurs électriques de 415 kW tandis que le cinquième est attelé à un moteur diesel.

Les compresseurs H.P. refoulent dans un condenseur multitubulaire d'ammoniac à eau recyclée. L'eau se refroidit à travers cinq (05) tours de refroidissement installés au toit. Le fluide frigorigène NH₃ à la sortie du condenseur

traverse une première vanne de détente qui le ramène à la pression intermédiaire pour aller, dans le séparateur. La partie vapeur est acheminée vers l'aspiration du compresseur H.P. où elle se mélange avec la vapeur refoulée par l'étage B.P..

L'ammoniac liquide est quant à lui distribué sur les lieux où le besoin de froid est présent. Il est à nouveau détendue avant de s'évaporer dans des échangeurs à refroidissement d'air avec circulation forcée pour la production de froid dans les chambres ou dans des évaporateurs de refroidissement de liquide immergés dans une saumure de sel de mer pour la production de glace et les tunnels de congélation. La saumure est maintenue en circulation par des agitateurs à hélice.

Notons que la saumure de sel de mer a été expérimentée avec succès suite au coût élevé du chlorure de calcium.

2) Observations

L'installation frigorifique date de 1971, les compresseurs initialement à pistons ont été remplacés en 1981. Les compresseurs à vis requièrent moins d'entretien par rapport aux compresseurs à pistons. Ceci est dû au fait qu'ils ne comportent que des pièces rotatives. Ils sont également moins sensibles au coup de liquide. Au moment de la visite le moteur diesel du compresseur de secours était en panne. Les autres éléments du circuit n'impliquent pas beaucoup d'entretien. Cependant il est aisé de voir que la puissance électrique absorbée est colossale si on considère les compresseurs, les pompes de solutions, les ventilateurs des

tours de refroidissement et des évaporateurs etc. En considérant une puissance des moteurs électriques entraînant les compresseurs de 415 kW, nous pourrions approcher la puissance frigorifique de la manière suivante :

- les rendements électriques sont en général compris entre 0,92 et 0,96 ;

- le rendement mécanique du compresseur peut être approché à 0,90 et son rendement volumétrique à 0,70 ;

- ce qui nous donne un travail de compression de l'ordre de :
: $(4 \times 415) \times (0,92 \times 0,90 \times 0,70) = 960 \text{ kW}$.

- les coefficients de performances des machines frigorifiques à compression biétagée étant de l'ordre de 3, nous pouvons avancer que l'ordre de grandeur de la puissance frigorifique est :

$$\text{COP} = Q_f/W_c \quad Q_f = W_c \times \text{COP} \quad Q_f = 960 \times 3 = 2880 \text{ kW}$$

La puissance frigorifique se situe par conséquent entre 2500 et 3000 kW.

Il est également à noter que l'absence de plans ne nous a pas permis d'avoir des données chiffrées telle que la puissance globale et d'apprécier les performances et le rendement global de l'installation.

1-1-2 Secteur de l'industrie alimentaire et l'agro-alimentaire

Il regroupe les brasseries, les industries laitières, les producteurs maraîchers, les producteurs de fruits, les grandes entreprises commerciales etc..

Dans ce secteur, la production de froid est essentielle pour assurer une bonne qualité des produits finis qui sont souvent destinés à l'exportation.

On retrouve dans ce secteur aussi bien le froid négatif que le froid positif.

Les entreprises répertoriées, dans la liste fournie en annexe, couvrent une large gamme de puissance qui va de 20 à 1000 kW.

Dans ce secteur d'activité, nous donnons l'exemple de la SOBOA et de SAFINA-AGROCAP.

1-1-2-1 La SOBOA

La SOBOA est une société anonyme au capital de 819 750 000 F (HUIT CENT DIX NEUF MILLIONS SEPT CENT CINQUANTE MILLE FRANCS CFA), est sise sur la Route des brasseries à Bel-air. Elle constitue la plus grande brasserie du Sénégal et a pour activités, la fabrication de bière, boissons gazeuses, sirop, glace alimentaire.

Installation frigorifique de la SOBOA

1) Descriptif

a - Objet :

Les installations frigorifiques de la SOBOA comportent :

- deux centrales de production d'eau glycolée à 0°C et à -12°C pour le refroidissement dans une brasserie ;

- du moût ;

- des cuves de fermentation ;

- des sirops ;

- des caves de garde ;

- des caves de fermentation ;

- des chambres : filtre, schilling, levure, extraits, Moussy.

Ces installations fonctionnent avec le fluide frigorigène : ammoniac (NH₃).

- Une centrale frigorifique de liquéfaction de gaz carbonique CO₂ récupéré dans le processus de fabrication de la bière.

Cette dernière unité fonctionne au fluide frigorigène R22.

b - Fonctionnement

Centrale de production d'eau glycolée à 0°C :

L'eau alcoolisée est produite à partir d'un monobloc composé de deux échangeurs évaporateurs NH₃-eau alcoolisée et deux compresseurs à une étage de compression dissipant 400 000

Fg/h chacun à -5°C , $+40^{\circ}\text{C}$ (condition de fonctionnement) pour une vitesse de 855 tr/mn.

Les compresseurs qui sont à pistons refoulent dans un circuit commun jusqu'au condenseur évaporatif dans lequel les vapeurs NH_3 se condensent grâce au refroidissement de l'action combinée de la ventilation et la circulation d'eau. L'ammoniac liquide est recueilli dans le réservoir placé sous le condenseur et est envoyé ensuite dans les échangeurs évaporateurs par l'intermédiaire de deux électrovannes pilotées par les régulateurs qui contrôlent le niveau d'ammoniac.

la détente du fluide frigorigène est assurée par des robinets régleurs. Les compresseurs aspirent les gaz évaporés dans l'évaporateur. Une électrovanne et un robinet régleur permettent sur chaque compresseur une injection de liquide à l'aspiration, afin de limiter la température de surchauffe au refoulement contrôlé par le thermostat.

La circulation de l'eau alcoolisée entre le bac tampon de 25 m^3 et les échangeurs s'effectue par l'intermédiaire de trois (03) pompes centrifuges dont un en secours, de $80 \text{ m}^3/\text{h}$ de débit chacune. La distribution de l'eau alcoolisée vers les frigorifères des chambres s'effectue par trois pompes centrifuges. La température à l'intérieur du réservoir à 0°C par des thermostats placés à la sortie qui commande le système électrique de régulation de puissance qui agissant sur le démarrage ou l'arrêt des compresseurs et sur les variateurs de puissance des compresseurs commandés par les électrovannes.

Centrale de production d'eau alcoolisée à -12°C

L'eau alcoolisée est produite à partir d'un monobloc composé d'un échangeur évaporateur et de deux compresseurs à deux étages de compression dissipant 190 000 fg/h chacun à -17,5°C, +40°C (condition de fonctionnement) pour une vitesse de 960 tr/mn.

Le fonctionnement est identique à celui de la centrale 0°C.

Cycle de dégivrage

a- La vanne 3 voies qui dans la position réfrigération, conduit l'eau sur le circuit principal, s'inverse et recycle l'eau sur la pompe (70) et l'échangeur.

b- la vanne qui contrôle la température de l'eau pendant le dégivrage envoie la vapeur dans l'échangeur qui réchauffe l'eau envoyée ensuite sur les batteries des frigorifères.

c- A la fin du dégivrage, la vanne se ferme et la vanne 3 voies reprend sa position "réfrigération" et l'on envoie de l'eau alcoolisée à -12°C sur les frigorifères

Centrale de liquéfaction du CO₂

Cette unité est de moindre puissance par rapport aux deux dernières. Elle sert à la liquéfaction du dioxyde de carbone gazeux récupéré des cuves de fermentation de bière. Elle peut fonctionner à un débit de 100 m³/h de CO₂.

L'unité fonctionne au fluide frigorigène R22, elle est équipée d'un petit compresseur à pistons aspirant à 3 bars et refoulant à 17 bars. Le gaz carbonique se liquéfie dans un échangeur évaporateur CO₂ - R22. Le condenseur est refroidi par l'eau glycolée provenant de la centrale 0°C.

2) Observations

D'après le responsable de l'entretien des groupes frigorifiques, les principales opérations d'entretien concernent les compresseurs. Il faut, par exemple, surveiller les clapets afin qu'elles ne causent pas, en se brisant, des dommages très importants.

Il arrive aussi que les compresseurs soient rechemisés. Les autres éléments de l'installation ne posent pas beaucoup de problèmes si ce n'est les coups de liquides qu'on peut éviter par un bon entretien des instruments de régulation et de contrôle.

Lors de notre visite l'échangeur-évaporateur de la centrale -12° C avait été démonté en vue de son remplacement car des fuites d'ammoniac polluaient l'eau glycolée et occasionnaient la corrosion des frigorigères en cuivre.

En effet l'ammoniac a une action très corrosive sur le cuivre.

Nous joignons en annexe les caractéristiques générales des installations tirées de la notice d'instruction et de fonctionnement.

I-1-2-2 SAFINA AGROCAP

AGROCAP est une exploitation agricole moderne. Société anonyme au capital de 400 000 000 F CFA, elle est installée à Sébikotane sur deux sites dont l'une est une charcuterie et l'autre est réservée au maraîchage. Ce dernier site qui s'étend sur plusieurs dizaines d'hectares est équipé d'une station de pompage, de divers matériels agricoles et d'une station de conditionnement de près de 1000 tonnes qui permet

de tirer un meilleur profit de la spéculation sur les marchés des produits maraîchers.

Installations frigorifiques de AGROCAP

1) Descriptif

a - Objet

Les installations frigorifiques de AGROCAP comportent :

- cinq chambres positives de conditionnement opérant à des températures de 4°C à 10°C et d'un volume totale de 2600 m³,
- une chambre de réfrigération à 2°C de 150 m³.

b- Fonctionnement

Chacune des chambres est équipée d'une unité indépendante de production de froid fonctionnant au fluide frigorigène R22. Ces unités sont équipées de compresseurs à pistons de 15 chevaux pour les chambres de 200 m³ et de 25 chevaux pour les chambres de 1000 m³. Les niveaux de pression à l'admission impliquent une température d'évaporation de -20°C et une température de condensation de 30°C.

Le fluide se condense dans des condenseurs COP à air refroidis par des groupes de quatre (04) ventilateurs de 430 W chacun.

Nous avons au niveau des chambres des évaporateurs à ventilation forcée Friga Bohn constitués de tubes ailettes dans lequel circule le fluide frigorigène. La portée des ventilateurs est de 25 m

2) Observations

Ces petites unités sont d'un encombrement réduit et d'un entretien facile.

Les trois chambres de 1000 m³ permettent de stocker jusqu'à 250 tonnes chacun de produits maraîchers dont les températures de stockage varient entre 4°C et 12°C.

Ces chambres sont de type préfabriqué avec isolation de 20 cm de polyuréthane entre des panneaux en tôle galvanisée laquée conformément à la norme internationale.

D'après les renseignements de la division commerciale de MATFORCE, une telle chambre de 200 m³ et permettant une conservation jusqu'à 2°C coûterait 55 000 000 F CFA en T.T.C. et avec tous les équipements compris. Il existe cependant des chambres classiques améliorées, fabriquées localement et dont le prix est de 25% à 30% moins cher. Le prix d'une chambre de congélation de même volume à -20°C serait de 90 000 000 F CFA T.T.C..

1-1-3 Le secteur tertiaire

Dans ce secteur, nous avons ciblé les institutions ayant des centrales de climatisation de confort. L'enquête que nous avons effectué auprès des entreprises apportant le soutien technique révèle que la tendance actuelle est à l'utilisation de climatiseurs individuels notamment les split system dont la capacité frigorifique varie entre 1,5

kW et 9 kW. Il existe également les options multi-split qui permettent de connecter sur un seul condenseur plusieurs évaporateurs.

Les split-pressions peuvent être connectés à une gaine de soufflage et alimenté plusieurs locaux.

Au delà de cette gamme de puissance il y a la gamme dite industrielle qui peut être installée. Ces unités sont généralement composées d'une armoire de climatisation connectée à des bouches de soufflage. Cette gamme peut aller jusqu'à 55 kW.

I-2 ENTREPRISES AYANT DES BESOINS DE FROID NON SATISFAITS

Ces entreprises sont nombreuses. Au Sénégal les besoins de froid sont dans une large mesure insatisfaits. Ce constat peut s'opérer en considérant tous les secteurs d'activités précités. Cette situation est fort déplorable lorsqu'on sait que la température ambiante peut aller de 30°C à 40°C.

- Concernant le secteur-pêche, un grand nombre de producteurs qui ne dispose pas d'installations frigorifiques recourt à la glace concassée ou en barre pour conditionner les produits de pêche jusqu'à leur vente. Des études de marchés effectuées dans le cadre d'un projet de fin d'étude portant sur l'implantation d'une unité de production de glace à Thiès ont montré que la couverture de la demande se chiffrait à moins de 60 %.

Les producteurs agricoles sont également touchés par cette situation qui est due au coût des installations frigorifiques et à celui de l'énergie. En outre pour bon nombre de producteurs, la disponibilité du réseau SENELEC

dans leur lieu d'implantation, généralement situé en zone rurale ou semi-urbaine, rend difficile l'installation de chambres froides. La visite d'une exploitation agricole nouvellement installée à Gorom nous révèle des renseignements qui étayent la situation décrite.

Cette exploitation agricole a pour objet le maraîchage et la collecte des produits maraîchers dans les Niayes en passant des contrats avec les agriculteurs.

Cependant, pour pouvoir intéresser les armateurs en vue de l'exportation de sa production, il lui faut pouvoir fournir 6 à 8 tonnes par semaine. Cela nécessite une station de conditionnement de 400 m³ avec une chambre positive de 40 tonnes 4°C à 12°C et une chambre de pré réfrigération de 20 tonnes à 2°C.

L'entreprise s'étant installée dans une zone semi-urbaine, il lui est impossible de se connecter directement sur le réseau SENELEC. Il lui faudra au préalable acheter son propre transformateur pour un coût global de 12 000 000 F CFA avant de pouvoir installer un groupe frigorifique.

Ce cas met en lumière une situation qui avec le développement de la production maraîchère et fruitière devient une véritable problématique qu'il convient de résoudre.

I-3 ENTREPRISES APPORTANT LE SOUTIEN TECHNIQUE

Ces entreprises sont les représentants des constructeurs de matériels de froid au Sénégal. Elles se chargent de la commercialisation, de l'installation, du service après vente, de l'entretien et de la fourniture en pièces

détachées. La connaissance de ces entreprises nous a permis d'avoir certaines données sur les secteurs d'activité précédents et d'avoir les caractéristiques des machines à absorption proposées par le constructeur.

Les installations frigorifiques des entreprises données ci-dessous en exemple représentent un échantillon représentatif du secteur froid.

Nous présentons en annexe la liste des entreprises de Dakar concernées par cette rubrique. Cette liste a été établie sur la base des renseignements disponibles à la Chambre de Commerce de Dakar. Il est à noter que l'enquête sur le terrain a révélé que certaines de ces entreprises ont fait faillite ou ont été rachetées par d'autres groupes.

CHAPITRE II : DESCRIPTION DES MACHINES A COMPRESSION

II-1 GÉNÉRALITÉS

Les machines frigorifiques sont des systèmes qui doivent transférer de l'énergie calorifique d'un niveau de température inférieur vers un niveau thermique supérieur. Conformément au second principe de la thermodynamique, ils doivent nécessairement consommer de l'énergie pour effectuer cette opération antinaturelle. Lorsque le système est ditherme, n'utilisant donc que deux sources de chaleur, une source de chaleur froide à T_0 et une source chaude à T_k , il doit obligatoirement consommer de l'énergie sous la forme mécanique, ou équivalente, c'est-à-dire de la pure exergie.

II-2 PRINCIPES DE BASE DE LA RÉFRIGÉRATION

Tout système de réfrigération repose sur cinq lois thermiques :

- les fluides absorbent la chaleur quand ils changent de l'état liquide à l'état vapeur et cèdent de la chaleur en changeant de l'état vapeur à l'état liquide ;
- la température à laquelle le changement d'état se produit est constante si la pression reste constante ;
- le transfert de chaleur se fait seulement du corps de plus grande température vers un corps de plus faible température;

- les surfaces d'échanges thermiques des unités de condensation et d'évaporation sont en métal de grande conductivité thermique (bronze, aluminium...) ;

- l'énergie calorifique et les autres formes d'énergie sont interchangeables. Par exemple, l'électricité peut être convertie en chaleur, la chaleur en énergie thermique et la chaleur en énergie mécanique.

II-3 CYCLE THERMODYNAMIQUE

La machine frigorifique à compression est, du point de vue thermodynamique, une machine thermique à deux sources de chaleur et dont le fluide actif décrit un cycle fermé dans le sens indirect.

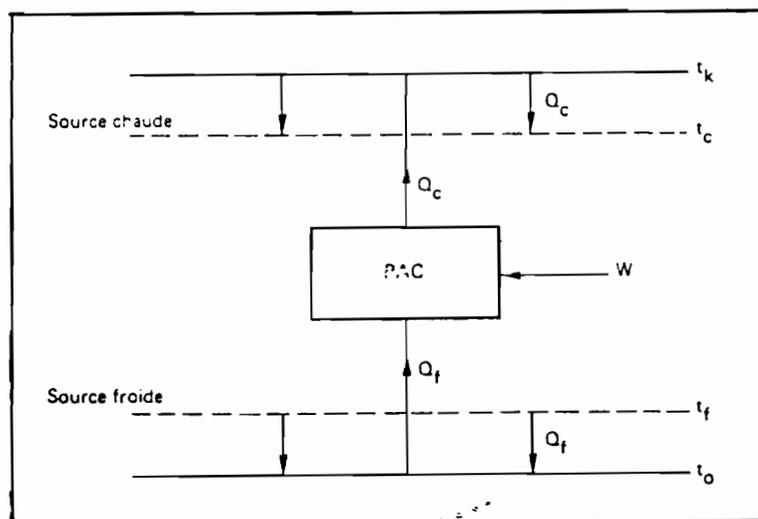


Figure II-1: Schéma de principe d'une machine frigorifique à compression

La figure II-1 représente le schéma de principe du fonctionnement de la machine frigorifique à compression. Les notations figurant sur ce schéma sont les suivantes.

$Q_c = Q_{cd}$ = puissance thermique cédée par le condenseur à la source chaude.

$Q_f = Q_{ev}$ = puissance thermique cédée par l'évaporateur à la source froide.

t_f = température de la source froide.

t_c = température de la source chaude.

t_k = température à laquelle la machine frigorifique absorbe de l'énergie thermique à la source froide.

t_o = température à laquelle la machine frigorifique cède de l'énergie thermique à la source chaude.

Pour effectuer le transfert de chaleur de la source froide vers la source chaude, la machine frigorifique utilise la vaporisation d'un fluide frigorigène à la source froide, et sa condensation à la source chaude dans des conditions de température et de pression appropriées.

Au cours de son cycle fermé dans la machine frigorifique, le fluide thermodynamique traverse successivement les principaux éléments suivants :

- **l'évaporateur**: C'est l'échangeur dans lequel s'effectue des transferts thermiques de la source froide vers le fluide frigorigène; ceci a pour effet de vaporiser ce fluide liquide à la température t_o sous la pression p_o et de

refroidir le fluide primaire constituant la source froide de t_{fe} à t_{fs} .

- **le compresseur mécanique** : Il a pour rôle d'élever la pression du fluide frigorigène de p_o à p_k ; il peut être à piston, à vis ou centrifuge.

- **Le condenseur** : C'est l'échangeur dans lequel s'effectue des transferts thermiques du fluide frigorigène vers la source chaude ; ceci a pour effet de condenser ce fluide à t_k sous la pression p_k et de réchauffer le fluide constituant la source chaude de t_{ce} à t_{cs} .

- **le détendeur** : Il a pour rôle l'abaissement de la pression du fluide thermodynamique liquide se rendant à l'évaporateur.

Le cycle théorique idéal décrit par une telle machine est le cycle de CARNOT parcouru dans le sens indirect.

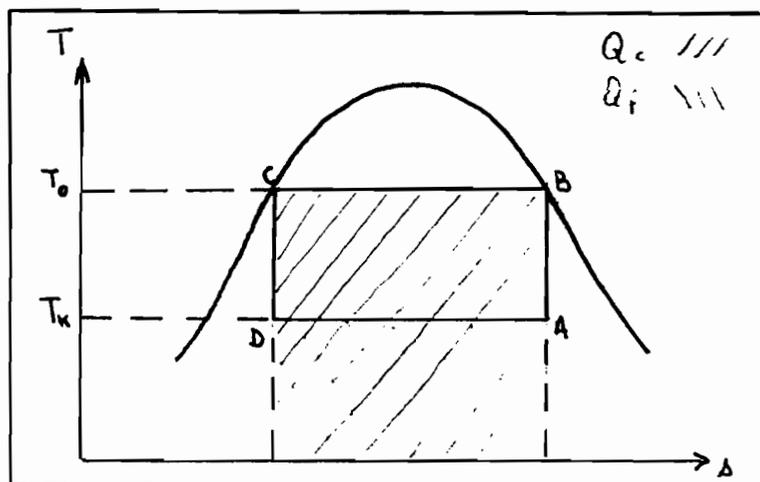


Figure II-2 : Cycle frigorifique de CARNOT

La figure II-2 représente le cycle frigorifique de CARNOT. Dans ce cas la détente et la compression sont isentropiques et la condensation et l'évaporation isothermes.

Pour une machine qui fonctionnerait selon le cycle idéal de CARNOT ; le coefficient de performance, qui se définit comme le rapport de quantité de chaleur prélevé à la source froide sur le travail fourni à la machine, est maximal.

D'après le premier principe de la thermodynamique, les puissances mises en jeu sont telles que :

$$W = Q_F + Q_C$$

$$\text{or } Q_f = t_o(S_a - S_d)$$

$$Q_c = t_k(S_c - S_b) = t_k(S_d - S_a)$$

$$\Rightarrow \text{COP max} = \frac{Q_f}{W} = t_o \frac{(S_a - S_d)}{t_k(S_a - S_d) - t_o(S_a - S_d)}$$

$$\Rightarrow \text{COP max} = \frac{t_o}{t_k - t_o}$$

Pour toute autre machine le COP sera inférieur à COPmax.

En pratique le cycle théorique décrit par le fluide dans une machine thermique présente plusieurs modifications pour être fonctionnel. Les figures II-4-a et II-4-b en sont des représentations.

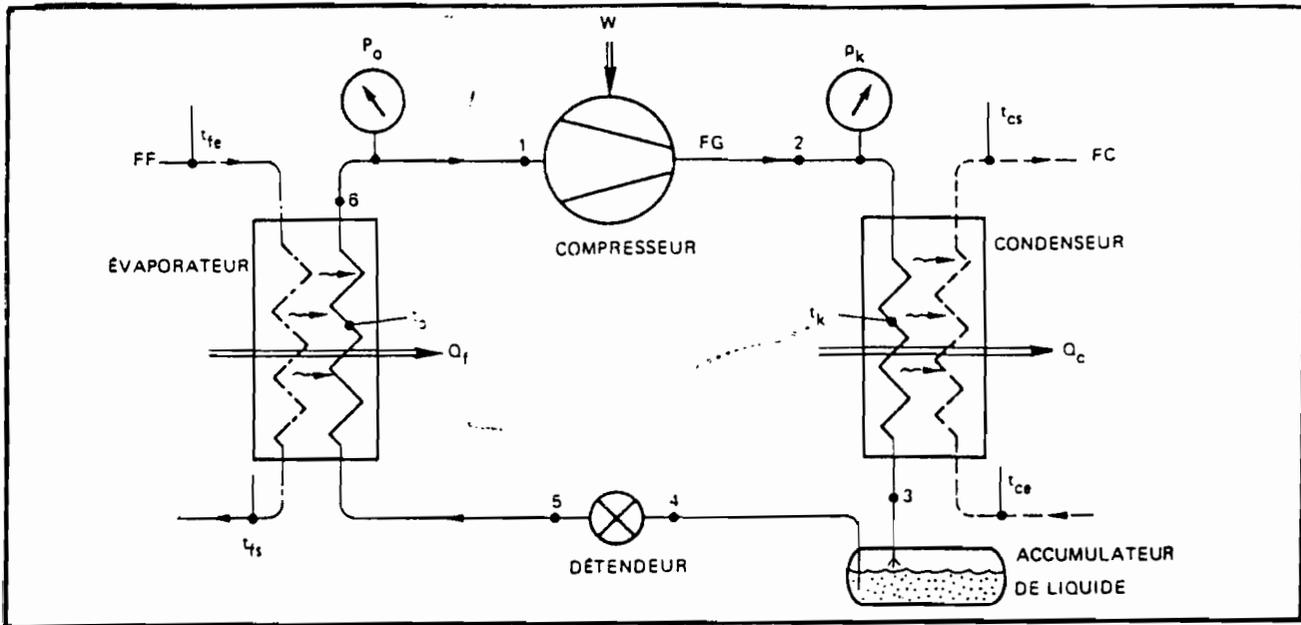


Figure II-3 : Schéma de principe du circuit de fluide thermodynamique dans la machine frigorifique à compression

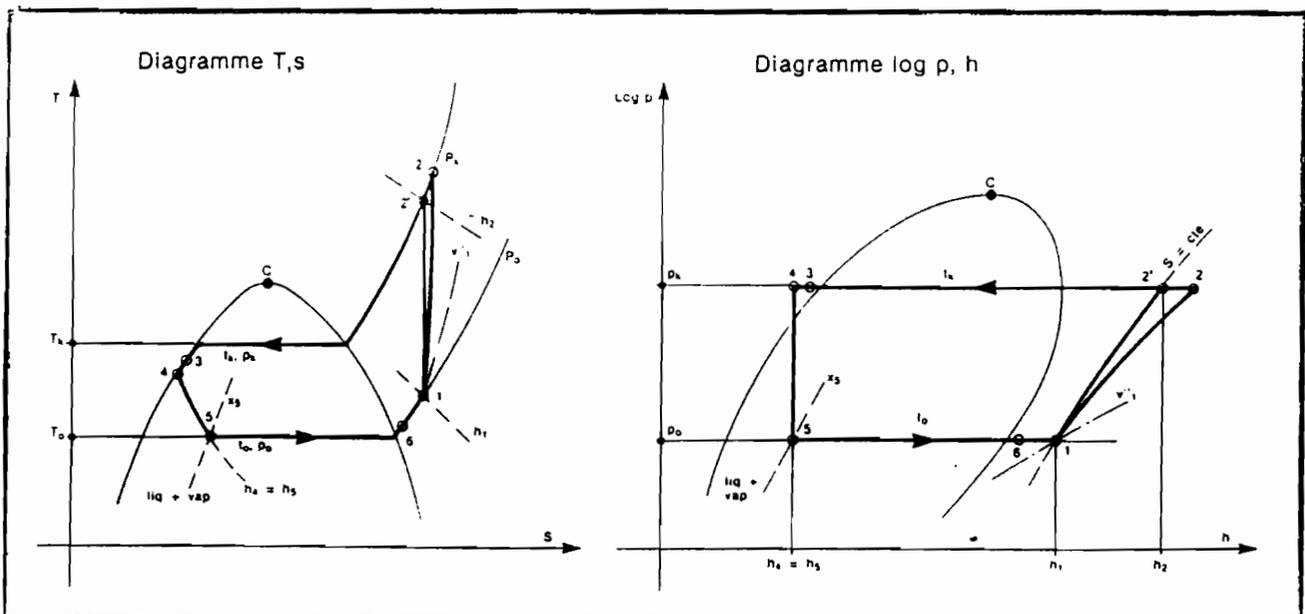


Figure II-4 : Diagrammes (T,s) et (Log p,h) du fluide frigorigène dans le circuit fermé d'une machine frigorifique

La figure II-5 représente la courbe d'évolution de température du fluide frigorigène et du fluide à refroidir ou à réchauffer respectivement à l'évaporateur et au condensateur.

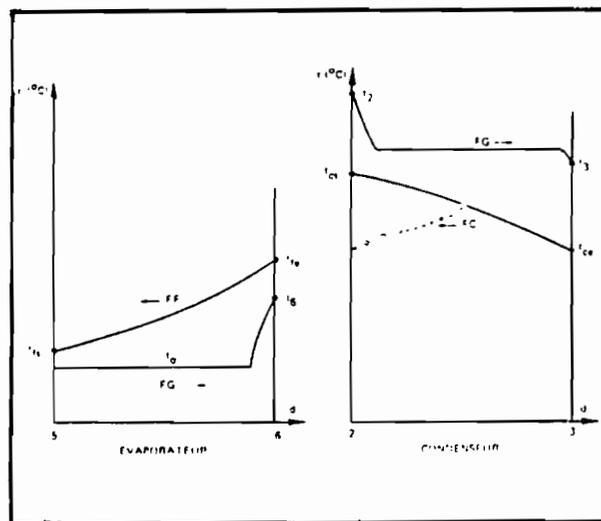


Figure II-5 : évolution de température des différents fluides

- Pour éviter au compresseur de travailler en régime humide, c'est à dire qu'il ait des gouttelettes liquides préjudiciables au bon fonctionnement du compresseur qui apparaissent dans le fluide, on effectue la compression sur de la vapeur sèche qui est par ailleurs légèrement surchauffée par rapport au fluide extrait de l'évaporateur en 6.

- On simplifie l'installation en remplaçant l'organe de détente isentropique par une simple vanne de laminage (détente de Joule-Thomson). De ce fait la détente n'est plus isentropique mais isenthalpique.

- la surchauffe de 6 à 1 peut être obtenu par échange thermique entre la vapeur extraite de l'évaporateur et le liquide chaud extrait du condenseur.

- La surchauffe au point 6 de la vapeur extraite d'un évaporateur, alimentée par une détente direct, est ajustée par le fonctionnement du détendeur thermostatique situé en amont.

- On prolonge le refroidissement au delà de la courbe de saturation. Le liquide est dit sous refroidi. Ceci permet d'augmenter la quantité de chaleur soutirée à la source froide. Pour cela, avant l'accumulateur de liquide, on dispose un échangeur supplémentaire ou sous-refroidisseur ; dans cet échangeur, le liquide peut se refroidir au mieux jusqu'à une température voisine de t_0 , par échange à contre courant avec un fluide externe à réchauffer.

- La compression du fluide gazeux n'est pas en réalité une compression isentropique ; le rendement de compression isentropique η_{is} est tel que :

$$\eta_{is} = \frac{h_2' - h_1}{h_2 - h_1}$$

II-4 FLUIDES FRIGORIGÈNES

Le fluide frigorigène est l'élément fondamental des systèmes de réfrigération. Il constitue le fluide de travail qui se vaporise et se condense alternativement, en absorbant et cédant de la chaleur à l'évaporateur et au condenseur, respectivement. Pour être adapté à l'usage des machines frigorifiques à compression de vapeur, le fluide doit posséder un certain nombre de caractéristiques chimiques, physique et thermodynamique qui en font un fluide de travail sûr et économique. Une liste de qualités requises pour un fluide frigorigène est présentée ci-dessous :

1- **Point d'ébullition** : un fluide frigorigène doit avoir une température d'évaporation très basse. Cela évite au compresseur de travailler à une pression très inférieure à la pression atmosphérique, ce qui diminue sa capacité et son efficacité. Cependant une température d'évaporation extrêmement basse n'est pas nécessaire si la réfrigération n'est pas à très basse température.

2- **Pression de condensation** : la pression à laquelle la vapeur du fluide frigorigène se condense au température ordinaire d'air et d'eau doit être basse pour permettre de plus faible rapport de compression.

3- **Faible volume massique** de la vapeur saturée : cela réduit la taille des équipements et augmente le rendement des compresseurs.

4- **Chaleur latente** : une chaleur latente très élevée est appréciée mais pas essentielle, un plus faible débit circule si la chaleur latente est élevée mais des fluides frigorigènes à chaleur latente moins élevée peuvent être utilisés si les autres propriétés sont satisfaisantes et augmentent la vitesse, la taille ou le nombre de cylindres du compresseur.

5- **Température critique** : elle se définit comme la température au-delà de laquelle la vapeur ne peut se condenser aussi grande que la pression puisse être ; elle doit être élevée. La température critique de tous les réfrigérants, excepté le CO₂, est suffisamment élevée ; il n'y a donc pas de problème à ce niveau.

6- **Non corrosif** : un fluide frigorigène ne doit pas avoir d'action sur les métaux composant le circuit et les joints que ce soit à l'état pur ou en combinaison avec des impuretés, de l'huile ou de l'humidité. (exemple : l'ammoniac attaque le cuivre).

7- **Stabilité** : la composition chimique doit être stable dans les conditions de fonctionnement de la machine frigorifique.

8- **Non inflammable et non explosif** en mélange avec l'air.

9- **Pas d'action avec le lubrifiant** utilisé conjointement avec le fluide.

10- **Fuites** faciles à détecter et à localiser par méthode visuelle.

11- **Non toxique** : le fluide ne doit pas être toxique ou irritant surtout dans les systèmes de réfrigération commerciaux.

II-5 CALCUL D'UNE MACHINE À COMPRESSION

En général lorsqu'on calcule une machine frigorifique, les données de base sont la puissance thermique Q_f à prélever par l'évaporateur et la température t_{fs} à atteindre par le milieu à refroidir.

On connaît également la température initiale t_{ce} de la source chaude. On se fixe alors la température de sortie t_{cs} du fluide de refroidissement au condenseur de sorte que la puissance thermique cédée au condenseur soit compatible avec la puissance absorbée à l'évaporateur.

Les températures de condensation t_k et d'évaporation t_o du fluide frigorigène se déduisent de t_{cs} et t_{fs} de la façon suivante :

$$t_k = t_{cs} + \delta_{tk} \quad (3^\circ\text{C} < \delta_{tk} < 7^\circ\text{C})$$

$$t_o = t_{fs} - \delta_{to} \quad (3^\circ\text{C} < \delta_{to} < 7^\circ\text{C})$$

La connaissance de t_0 et t_k permet de tracer le cycle du fluide thermodynamique (cf. fig.II-4). Les différents points du cycle permettent les calculs suivants :

- débit massique m_{fg} du fluide thermodynamique :

$$m_{fg} = \frac{Q_f}{h_6 - h_5}$$

- débit volumique aspiré par le compresseur

Le débit volumique à aspirer est un paramètre important car c'est lui qui conditionne le type, la taille et donc le coût du compresseur à installer. Ce débit est calculé à partir du volume massique v_1 de la vapeur surchauffée en 1, à l'aspiration du compresseur. La surchauffe est de l'ordre de 2°C à 5°C (NH_3 , R12, R22) et 15°C à 25°C (R114). La valeur de v_1 est lue directement sur le diagramme enthalpique ou dans les tables de vapeur surchauffée du fluide véhicule.

$$V_{fg} = m_{fg} \cdot v_1$$

- puissance absorbée W sur l'arbre du compresseur :

Soient :

η_m le rendement mécanique du compresseur

η_{is} le rendement isentropique de compression ou rendement indiqué

$$W = mfg \frac{h_2' - h_1}{\eta_m \cdot \eta_{is}} = mfg \frac{h_2 - h_1}{\eta_m}$$

- **Puissance absorbée W_{el} par le moteur électrique :**
le rendement d'un moteur électrique η_{el} est défini de la façon suivante :

$$\eta_{el} = \frac{\text{puissance délivrée sur l'arbre}}{\text{puissance absorbée aux bornes}}$$

η_{el} est compris entre 0,92 et 0,96

$$W_{el} = \frac{W}{\eta_{el}}$$

- **puissance thermique prélevée à l'évaporateur :**

$$Q_f = mfg(h_6 - h_5)$$

Connaissant le débit de fluide de refroidissement au condenseur ainsi que sa température initiale t_{ce} et Q_c , on peut calculer t_{cs} . La valeur trouvée pour t_{cs} doit correspondre à celle prise en compte initialement ; dans le cas contraire, on doit recommencer le calcul avec une nouvelle valeur de t_{cs} et procéder par approches successives.

- coefficient de performance pratique

$$\text{COP} = \frac{Q_f}{W}$$

$$\text{COP} = \frac{h_6 - h_5}{h_2' - h_1} \cdot \eta_m \cdot \eta_{is}$$

- coefficient de performance idéal (celui du cycle de CARNOT)

$$\text{COP max} = \frac{t_o}{t_k - t_o}$$

- rendement du cycle thermodynamique :

$$\eta_c = \frac{\text{COP}}{\text{COP max}}$$

η_c est fonction des caractéristiques de l'installation. Sa valeur moyenne est souvent voisine de 0,55.

II-6 CLASSIFICATION DES COMPOSANTES DE LA MACHINE

II-6-1 Compresseurs

Le compresseur sert à augmenter le niveau de pression et de température du fluide frigorigène à la sortie de l'évaporateur. Les principaux types de compresseurs utilisables dans les machines frigorifiques se classent généralement en deux catégories :

- les compresseurs volumétriques à piston ou à vis ;

- les compresseurs à impulsion, centrifuges ou axiaux

II-6-1-1 Compresseurs volumétriques

a- Compresseur à piston :

Les compresseurs à piston sont utilisés dans les machines frigorifiques de faible et moyenne puissance : leur principe de fonctionnement est basé sur le mouvement alternatif d'un piston dans un cylindre. Ce mouvement permet au niveau du cylindre, le déroulement des différentes phases de la compression :

- admission des gaz froids dans le cylindre, par l'intermédiaire de la soupape d'aspiration, grâce à la dépression créée par l'éloignement du piston au fond du cylindre ;
- compression des gaz par remontée partielle du piston;
- refoulement des gaz comprimés par remontée complète du piston par l'intermédiaire de la soupape de refoulement ;
- détente des vapeurs résiduelles restant dans l'espace mort du cylindre ;
- admission etc.

Des compresseurs hermétiques, semi-hermétiques et ouverts sont mis en oeuvre dans les machines frigorifiques. Les compresseurs à pistons, dont les vitesses de rotation ne

dépassent rarement 1800 tpm, sont entraînés directement par leur moteur électrique ou thermique.

b- Compresseurs à vis :

Les compresseurs à vis sont utilisés dans le domaine des machines frigorifiques industrielles de moyenne et forte puissance : ils sont généralement de type ouvert, à une ou deux vis lubrifiées. Les compresseurs monovis sont constitués par une vis entraînant deux pignons. La pénétration de chaque dent des pignons dans un creux de la vis provoque successivement l'aspiration, la compression et le refoulement du fluide.

Les compresseurs à deux vis lubrifiées sont constitués par deux rotors à profils conjugués, décalés le long des axes suivant une hélice. Le rotor mâle entraîne le rotor femelle. Le fluide emprisonné entre les filets circule axialement. Son volume est réduit progressivement jusqu'à la lumière de refoulement. La vitesse de rotation des compresseurs à vis est généralement supérieure à 3000 tpm ; ils sont donc livrés avec un multiplicateur de vitesse intégré.

Les compresseurs à vis, sans soupapes et comportant uniquement des organes tournants, ont une durée de vie plus importante que les compresseurs à pistons. Ils sont insensibles au coup de liquide et peuvent être équipé d'un dispositif de réglage continu de débit. En revanche, ils nécessitent un système coûteux permettant d'atteindre des taux de compression, de l'ordre de 4,5, un peu inférieur à ceux des compresseurs à pistons qui sont très compétitifs par rapport aux compresseurs à vis. Au delà d'une puissance

de 200 kW, on préfère installer des compresseurs à vis dont les puissances à l'arbre peuvent s'échelonner entre 100 kW et 1000 kW.

II-6-1-2 Compresseurs centrifuges

Les compresseurs centrifuges équipent les installations les plus puissantes. Les caractéristiques principales de ce type de compresseur sont les suivantes :

- les rendements sont nettement supérieurs à ceux des machines volumétriques ;
- les fuites internes sont très faibles au regard des débits comprimés ;
- l'élévation de pression par étage de compression est plus faible que pour les machines volumétriques ;
- une zone d'instabilité aérodynamique (pompage) peut imposer l'installation d'un système de protection (lorsque le point de fonctionnement risque d'atteindre cette zone) ;
- ils nécessitent pratiquement dans tous les cas l'emploi de multiplicateur de vitesse.

Outre cette classification anatomique on peut classer les compresseurs analytiques selon leur destination :

a- **Les compresseurs ménagers** destinés aux meubles frigorifiques domestiques et dont la limite de puissance est de l'ordre de 400 à 500 fg/h ; ils sont soit à piston ou rotatif.

b- **Les compresseurs commerciaux** constituent la gamme de 0,58 à 11,6 ou 17,4 kW (500 à 1000 ou 1500 fg/h) ce qui correspond à une limite de puissance mécanique de l'ordre de 6 kW. Ces compresseurs sont également des machines à piston et des machines rotatives.

c- **Les compresseurs industriels** : il n'y a pas en dehors de considérations d'ordre pratique, de limite supérieure à la puissance des compresseurs industriels qui peuvent être à pistons rotatifs ou encore centrifuges.

II-6-2 Condenseurs

Il sert à assurer le passage de l'état vapeur à l'état liquide du fluide frigorigène refoulé par le compresseur. Les fluides utilisés à cet effet sont l'air, l'eau ou une combinaison des deux.

II-6-2-1 Condenseurs à air

Dans les installations frigorifiques de petite puissance c'est à dire les installations domestiques et bon nombre des installations commerciales, les condenseurs sont refroidis à l'air. Ces condenseurs sont composés de tubes garnis d'ailettes qui peuvent avoir des formes variées. Le modèle de condenseur à serpentins et à fils constitués d'un

serpentin en tube d'acier sur lequel est soudé un réseau de fil d'acier disposé suivant un entraxe de 6 à 12 mm équipe les armoires ménagères du fait de leur faible coût de revient.

Les compresseurs commerciaux sont souvent équipés de condenseur à air à circulation forcée. La pénurie croissante de l'eau favorise l'utilisation de condenseurs à refroidissement à air dans le domaine de la réfrigération industrielle. La technologie de base reste toujours la même; dans le cas des fluides frigorigènes halogènes, on utilise des tubes en cuivre avec ailettes en aluminium.

Les condenseurs à air sont normalement livrés sous forme d'ensemble compact avec un caisson en tôle qui abrite outre la batterie de tubes à ailettes le système de ventilation; les ventilateurs sont soit de type hélicoïdal à axe horizontal ou axe vertical, soit de type centrifuge.

II-6-2-2 Condenseurs à eau

Pour avoir de meilleurs coefficients de transmission par rapport aux condenseurs à air, les installations frigorifiques industrielles sont équipées de condenseurs à eau. On distingue les condenseurs à eau perdue ou recyclée qui n'utilisent que la chaleur sensible et les évapo-condenseurs où la chaleur latente est surtout utilisée.

a- condenseurs à eau perdue ou recyclée

Dans la gamme des puissances relativement faibles, on utilise les condenseurs à double tubes coaxiaux pour leur facilité de fabrication et leur prix de revient modéré.

Cependant le type de condenseurs le plus utilisé est le condenseur multitubulaire à calandre.

b- Condenseurs à évaporation ou évapo-condenseur

On n'utilise plus seulement la chaleur sensible de l'agent de refroidissement mais la chaleur latente de l'eau par évaporation partielle dans l'air atmosphérique.

La quantité d'eau est très inférieure à celle qui est nécessaire dans un appareil à eau perdue.

Les systèmes de régulation utilisés sont les mêmes que dans le cas des condenseurs à air: variation du débit d'air et contrôle de la sortie du condensât.

II-6-3 Évaporateurs

Un évaporateur est un appareil qui sert à transmettre le froid recherché à l'agent secondaire de transmission car il est très rare que les produits à réfrigérer le soient par le fluide en ébullition. l'agent secondaire en question est généralement soit de l'air soit un fluide quelconque qui est souvent de l'eau pour les températures supérieures à 0° C ou des saumures de chlorure de calcium pour les températures inférieures à 0°C, d'autres saumures comme les chlorures de sodium, de magnésium, divers glycol etc. peuvent également être utilisés.

II-6-3-1 Évaporateurs de refroidissement d'air

Ils peuvent fonctionner avec une circulation naturelle de l'air à refroidir ou avec une circulation forcée. Ils sont généralement constitués de tubes garnis d'ailettes.

Les coefficients d'échange de chaleur, pour des vitesses frontales de l'air qu'on limite le plus souvent de 2,5 à 3 m/s, dans le cas des appareils soumis à givrage, varient de 17,5 à 29 w/m²_k selon la vitesse de l'air et la géométrie des ailettes, et de 23 à 35 w/m²_k lorsque la condensation se produit.

Lorsque les installations sont destinées à refroidir de l'air, les évaporateurs doivent être obligatoirement dégivrés.

Les principales méthodes sont les suivantes :

- circulation d'air chaud sur la surface givrée ;
- ruissellement d'eau perdue ;
- chauffage par résistance électrique ;
- admission de gaz chauds ;

II-6-3-2 Évaporateur de refroidissement de liquide

Il existe une multiplicité de formes très diverses mais toutes mettent en oeuvre des tubes de section circulaire. Selon le cas, le fluide à refroidir circule à l'extérieur des tubes ou dans les tubes.

Les différents types d'évaporateurs sont les suivants :

- **Évaporateurs immergés** : il s'agit d'assemblages de tubes plongeant dans le liquide à refroidir.

- **Évaporateurs à double tubes** : dans la gamme des puissances frigorifiques modérées, ou lorsque les débits de fluides à refroidir sont faibles, on utilise les

évaporateurs à double tubes. Le liquide à refroidir circule le plus souvent à l'intérieur de tubes intérieurs et le fluide frigorigène s'évapore dans l'espace annulaire.

- **Évaporateurs multitubulaires** : La technologie générale des évaporateurs multitubulaires est la même que celle des condenseurs multitubulaires. Dans les compresseurs multitubulaires horizontaux il y'a risque de primage (entraînement de liquide par les vapeurs dégagées et donc de coup de liquide au compresseur). On lutte contre le primage par la conception de la sortie des vapeurs.

- **Évaporateurs horizontaux noyés** : le liquide à refroidir circule dans les tubes et le refroidissement se fait par ébullition en masse de fluide frigorigène qui noie les tubes contenues dans la calandre.

La puissance thermique Q_{ev} échangée à l'évaporation s'exprime de la façon suivante :

$$Q_{ev} = K_{ev} \cdot S_{ev} \cdot \Delta t_{ev}$$

K_{ev} : coefficient de transfert thermique moyen de l'évaporateur ;

S_{ev} : surface d'échange de l'évaporateur ;

Δt_{ev} : écart moyen logarithmique de température entre fluide externe et fluide thermodynamique. Cet écart est généralement compris entre 5°C et 15°C.

II-6-3 Organes de détente

Ils sont généralement de deux types selon le mode d'alimentation de l'évaporateur :

- détenteur à flotteur haute pression dans le cas d'un évaporateur de type noyé.
- détenteur thermostatique à égalisation externe de pression dans le cas d'un évaporateur à surchauffe.

II-7 CRITIQUE DES MACHINES À COMPRESSION

Au terme de la description précédente nous donnons les avantages et inconvénients des machines à compression comparativement aux machines à absorption qui seront décrites ultérieurement.

II-7-1 Avantages

- La simplification du cycle de la machine, les différentes étapes du cycle étant constituées de transformations thermodynamiques classiques ;
- de très bons coefficients de performance ;
- le refroidissement direct (détente directe) est possible ;
- le rapport de l'encombrement sur la puissance est très limité ;
- une grande promptitude de réponse est possible ;

- la variation de puissance frigorifique est facile à mettre en oeuvre par une régulation en puissance du compresseur ;
- les principes de conduite sont simples et bien connus ;
- la production de froid est continue avec ce cycle ;
- la puissance thermique à évacuer vers l'extérieur est limitée, ce qui autorise l'utilisation de condenseur à air pour les faibles et moyennes puissances ;
- ces systèmes peuvent servir aussi de pompe à chaleur ou de thermofrigopompe ;
- ces systèmes ont une bonne sécurité d'emploi si on omet l'accusation portée actuellement sur les fluides frigorigènes ;
- l'appareillage est bien connu ; ce qui rend plus évident la maintenance des installations ;
- les prix et caractéristiques des composants sont parfaitement connus ;
- le matériel est disponible partout et pour toutes les tailles ;

II-7-2 Inconvénients

- le système à compression consomme une énergie de haute qualité et donc coûteuse ;
- l'accumulation de chaleur ou de froid difficile, (pratiquement seulement possible qu'en dehors du circuit frigorifique) ;
- l'utilisation d'une machine tournante entraîne des problèmes de bruits, de vibrations, de maintenance, d'usures, etc.
- d'assez nombreux composants de ce système peuvent poser des problèmes. Même si ceux-ci sont bien connus et jamais insolubles, ils sont irritants ;
- les actuels problèmes environnementaux posés par les fluides frigorigènes qu'ils mettent en oeuvre sont inquiétants pour la préservation de la nature.

L'énumération précédente des avantages et inconvénients des systèmes à compression, montre que leurs avantages résident surtout sur une grande maturité technologique et l'utilisation d'une énergie de haute qualité.

Leurs performances du point de vue de la production de froid n'est plus à démontrer.

Cependant des inconvénients de taille tels que les coûts d'exploitation élevés et les problèmes environnementaux montrent qu'il est temps de développer d'autres systèmes de

production de froid qui peuvent avoir une grande incidence sur l'économie de l'énergie et la préservation de la couche d'ozone.

CHAPITRE III : DESCRIPTION DES MACHINES FRIGORIFIQUES À ABSORPTION

III-1 PRINCIPE DU CYCLE D'ABSORPTION

Les éléments principaux de la machine frigorifique à absorption sont : l'évaporateur, l'absorbeur, le concentrateur et le condenseur.

L'évaporateur et l'absorbeur constituent l'étage basse pression de l'unité tandis que le concentrateur et le condenseur forment l'étage haute pression.

La pression régnant à l'étage haute pression est de l'ordre de dix fois plus élevée qu'à l'étage basse pression.

III-1-1 Évaporation

Le cycle de réfrigération de l'unité à absorption est semblable en son début à celui d'un système classique de conditionnement d'air et commence par l'évaporation du réfrigérant dans l'évaporateur. A pression relativement élevée le réfrigérant passe par l'orifice du condenseur dans la région basse pression de l'évaporateur et subit de ce fait, une diminution de pression qui occasionne la vaporisation partielle et provoque une baisse de température du réfrigérant non vaporisé jusqu'à la température de saturation correspondant à la basse pression qui règne dans l'évaporateur. Refroidi à basse température et entraîné par gravitation, le réfrigérant est pompé pour être de nouveau pulvérisé dans l'évaporateur par la conduite d'aspersion sur

le faisceau de tubes dans lequel circule le fluide à refroidir.

III-1-2 Processus d'absorption

Le réfrigérant, alors sous forme de vapeur, passe dans l'absorbeur où règne la plus basse pression de l'unité. Là, il est absorbé par une solution concentrée qui se dilue avant d'être pompée dans la région à haute pression et haute température : c'est-à-dire dans le concentrateur où la solution concentrée est chauffée et entre en ébullition. Le processus d'absorption dans l'absorbeur puis son ébullition dans le concentrateur, auquel le réfrigérant est soumis, servent à augmenter sa pression. Ceci peut être comparé au rôle du compresseur dans un système classique de réfrigération mécanique.

III-1-3 Condenseur

Le réfrigérant, en phase vapeur à haute pression, passe dans le condenseur au fond duquel il change d'état après avoir cédé sa chaleur de vaporisation au contact de l'eau de la tour de refroidissement circulant dans le faisceau de tube. Le cycle se répète lorsque le réfrigérant, repassant par l'orifice du condenseur, s'écoule à nouveau dans l'évaporateur.

Tel est sommairement décrit, le processus de fonctionnement du refroidisseur d'eau à absorption. Cependant des perfectionnements sont nécessaires pour assurer dans la pratique un rendement maximum. Ceux-ci sont mis en évidence dans le schéma de la figure III-1 à la page suivante.

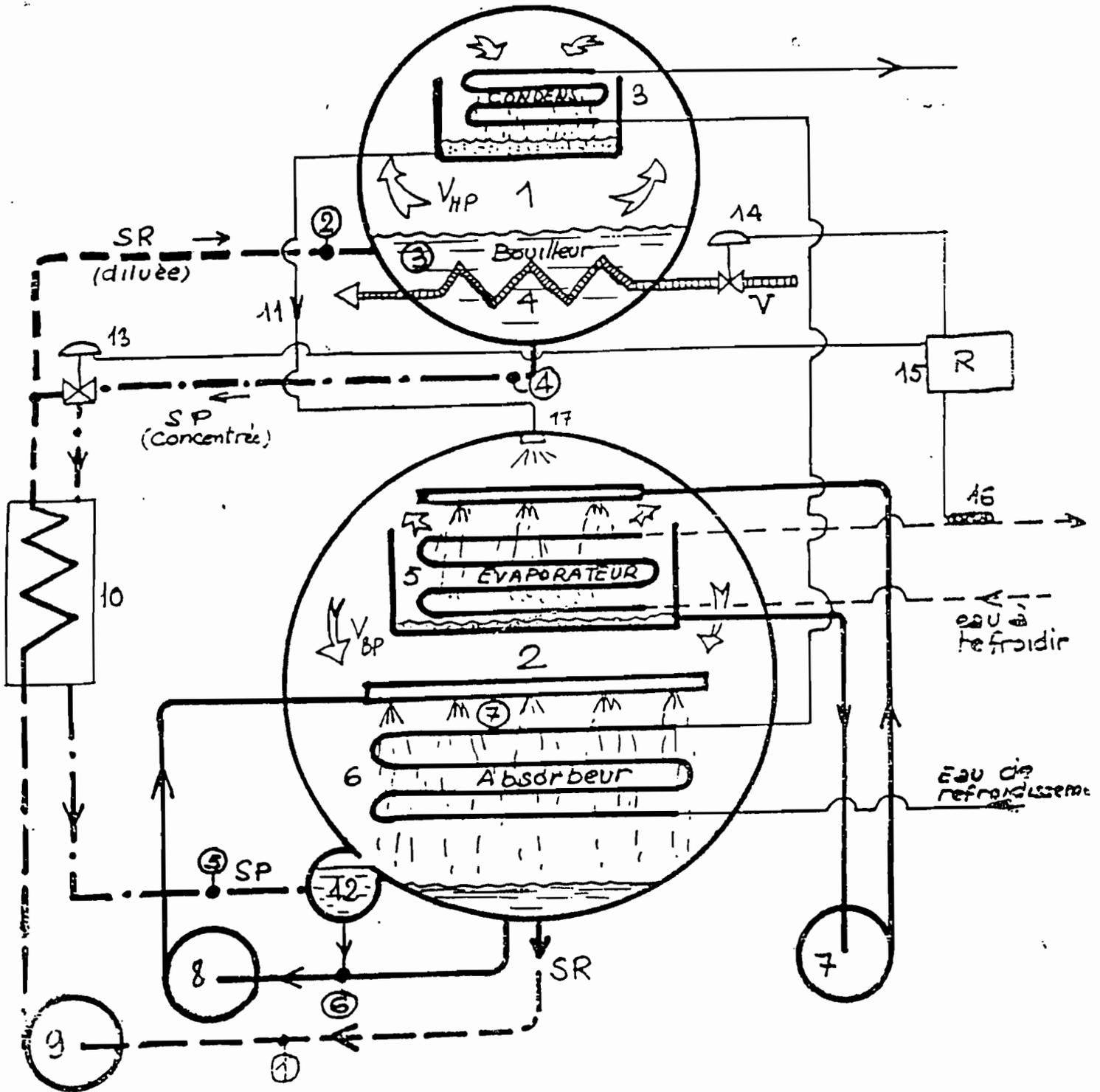


Figure III-1: Schéma de principe de la machine à absorption continue eau-bromure de lithium

III-1-4 Échangeur thermique

Afin d'améliorer la rentabilité de l'unité, on a placé un échangeur thermique entre l'absorbeur et le concentrateur. La solution riche, froide de l'absorbeur et la solution pauvre, chaude du concentrateur se croisent dans l'échangeur thermique. Par conséquent, la solution riche absorbe de la chaleur et ainsi en exige moins dans le concentrateur pour atteindre son point d'ébullition. D'autre part, la solution pauvre, perdant une partie de sa chaleur et se mélangeant à la solution relativement froide en provenance de l'absorbeur, forme une solution intermédiaire qui exige moins d'eau de refroidissement quand elle est pulvérisée à nouveau sur le faisceau de tube de l'absorbeur.

III-2 CYCLE THERMODYNAMIQUE DE LA MACHINE À ABSORPTION

Les machines frigorifiques 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. L'absorption est un phénomène de sorption qui intéresse la totalité de la masse de l'absorbant (ou du volume) du liquide absorbant.

L'absorbant liquide peut être :

- un corps pur, le frigorigène et ce corps formant alors des mélanges binaires zéotropes (mélanges non azéotropiques). Comme seul le frigorigène doit parcourir la partie du circuit où le froid est produit, il importe de pouvoir séparer aussi complètement que possible, quand il le faut, le frigorigène et l'absorbant. Ceci implique que l'absorbant

ait une pression de vapeur beaucoup plus basse que celle du frigorigène. Voici quelques exemples :

| Frigorigènes | Absorbants |
|---------------------|--|
| Ammoniac | Eau |
| Méthylamine | Eau |
| R22 | Diméthyléther du tétraéthylène Glycol (etc.) |

- un mélange liquide du frigorigène et d'un solide absorbant. La vapeur en équilibre avec ces solutions est alors constituée par les molécules du seul frigorigène. Voici deux exemples :

| Frigorigènes | Absorbants |
|---------------------|-------------------|
| Eau | LiBr |
| Méthanol | LiBr |

L'application des deux premiers principes de la thermodynamique conduit à la relation de CLAPEYRON dans le cas du système monovariant constitué par le liquide pur en équilibre avec sa vapeur, cette relation donne l'expression de la variation d'enthalpie de vaporisation :

$$\Delta h_v = T(v_1 - v_i) \frac{dP}{dT}$$

v_1 = volume massique de la vapeur

v_i = volume massique du liquide

En admettant ces hypothèses simplificatrices :

- v_l est négligeable devant V_i :
- la vapeur se comporte comme un gaz parfait,
- la variation d'enthalpie de vaporisation Δh_v est une constante.

L'intégration de l'équation précédente donne l'équation de CLAPEYRON :

$$\text{Log}P = A - \frac{B}{T} \quad (*)$$

Le liquide binaire frigorigène-absorbant est généralement caractérisé par son titre massique en frigorigène x :

$$x = \frac{m_f}{m_f + m_a}$$

m_f : masse de frigorigène dans la solution

m_a : la masse d'absorbant qui l'accompagne

Remarques : lorsque l'absorbant est un solide dissout, comme c'est le cas pour le couple eau-Bromure de lithium, il est plus habituellement représenté par la teneur de ces solutions en sel absorbant et non en frigorigène.

Une solution liquide, de composition donnée x_0 sous une pression donnée P_0 présente une température d'équilibre avec

sa vapeur, T_0 , qui dépend de x_0 et de P_0 . Celle-ci représente la solution sous P_0 . A une composition donnée, la température d'équilibre est liée à la pression par une relation du type (*). A et B ne sont plus alors des constantes mais des fonctions de la composition x de la phase liquide. Le diagramme de OLDHAM (appelé par certains diagramme de DUHRING ou encore de CLAPEYRON) représente les courbes d'équilibre des solutions liquides, caractérisées par leur titre massique x (en frigorigène ou en absorbant) dans un système de coordonnées $(\log P, -1/T)$.

Dans ce diagramme d'OLDHAM, les courbes "de bulle" des solutions liquides sont approximativement des droites.

La figure III-2 montre ainsi un diagramme du couple ammoniac - eau (x est ici la concentration massique en ammoniac).

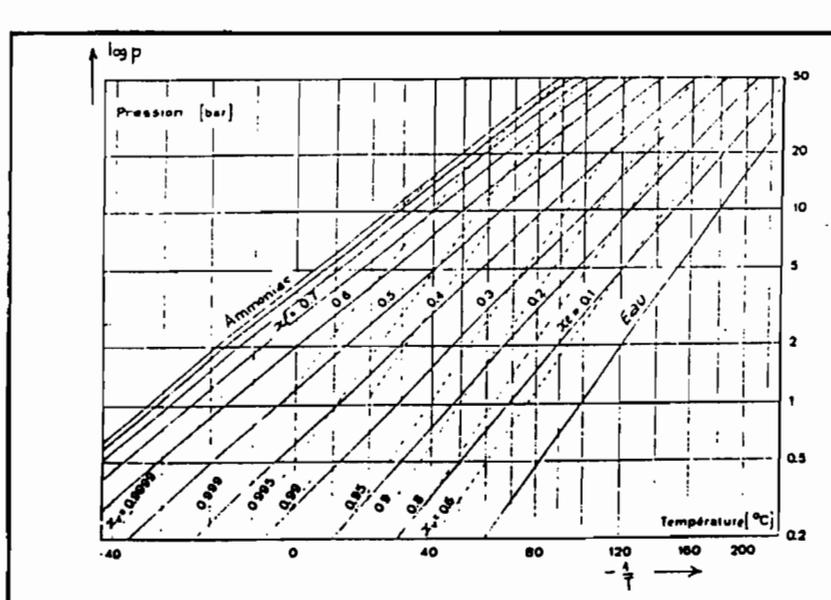


Figure III-2 : diagramme d'OLDHAM du couple ammoniac-eau

La figure III-3 montre un diagramme du couple eau-bromure de lithium (x est ici la composition massique en LiBr).

Ce dernier diagramme est limité vers la droite par la courbe de cristallisation des hydrates de LiBr. Les solutions qui évoluent dans les machines utilisant ce couple ne doivent évidemment jamais atteindre cette limite sous peine de voir apparaître la phase solide entraînant le bouchage du circuit.

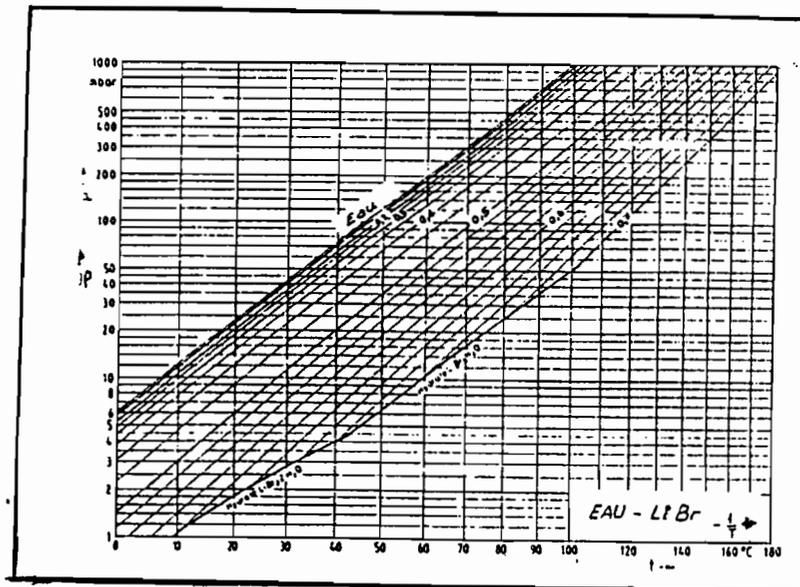


Figure III-3 : Diagramme d'OLDHAM du couple eau-bromure de lithium

Connaissant les principes de fonctionnement de l'unité à absorption, il est possible, grâce aux courbes d'équilibre, d'examiner les variations possibles de pression et de température qui interviennent dans le cycle.

Point de cristallisation

Dans le cas du couple eau- bromure de lithium, le diagramme indique seulement à quelles températures et pressions de vapeur commencent la cristallisation. La ligne épaisse ou aboutissent toutes les lignes de concentration de la

solution est appelée ligne de saturation de la solution. Si le point d'équilibre de la solution tombe sur cette ligne, la solution est saturée. Si l'on retirait de l'eau d'une telle solution, des cristaux de sels se formeraient alors immédiatement.

Les risques de cristallisation sont particulièrement grands lorsque le courant est coupé et que l'unité ne peut maintenir son processus normal de dilution. La solution concentrée de bromure de lithium se refroidit et se cristallise si le point d'équilibre tombe en-dessous de la ligne, occasionnant ainsi le bouchage du circuit.

III-3 CHOIX DU FLUIDE DE TRAVAIL

Comme dans les machines à compression vu précédemment, les fluides de travail représentent les éléments fondamentaux du système. Les caractéristiques désirées dans les systèmes à absorption sont les suivantes :

1- le rapport de la chaleur latente de vaporisation du réfrigérant à la chaleur nécessaire pour séparer le réfrigérant de l'absorbant doit être voisin de 1. Les valeurs courantes de ce rapport sont comprises entre 0,7 et 0,9 ;

2- la solubilité du réfrigérant dans l'absorbant doit être anormalement élevée à la température de l'absorbeur et à la pression correspondant à la température de l'évaporateur. Ceci évite de faire circuler des débits excessifs de

solution, entre le générateur et l'absorbeur, qui occasionnent des pertes thermiques importantes ;

3- la viscosité de la solution doit être faible afin de faciliter l'absorption rapide et de diminuer la puissance de pompage ;

4- les caractéristiques de diffusion, de mélange et de transfert thermique de la solution doivent faciliter une absorption rapide du réfrigérant à travers la couche limite de la solution ;

5- la distillation doit permettre de récupérer une proportion importante de la teneur en réfrigérant dans la solution riche, afin de diminuer le débit de solution nécessaire ;

6- l'absorbant doit être beaucoup moins volatil que le réfrigérant, afin de minimiser son entraînement dans le condenseur. Un entraînement appréciable nécessiterait la présence d'une installation de rectification entre le générateur et le condenseur ;

7- les températures de congélation de toutes les solutions liquides doivent être inférieures à toutes les températures de fonctionnement. Ce critère pose un problème réel dans les systèmes utilisant un sel comme absorbant surtout pendant les fonctionnements transitoires ;

8- pour les températures du rejet de chaleur et de celle désirée à l'évaporateur, la température nécessaire pour le générateur doit être suffisamment basse pour permettre le fonctionnement des capteurs plans avec des rendements de captation suffisants.

Deux combinaisons absorbant-réfrigérant, eau-bromure de lithium et eau-ammoniac, ont déjà trouvé un emploi étendu.

III-4 MACHINE À ABSORPTION CONTINUE "SIMPLE EFFET"

La figure III-4 représente schématiquement une machine à absorption simple tritherme (3 températures, si l'on admet que l'absorbeur et le condenseur sont à la même température), dibare (2 pressions), fonctionnant suivant le cycle de CARRÉ

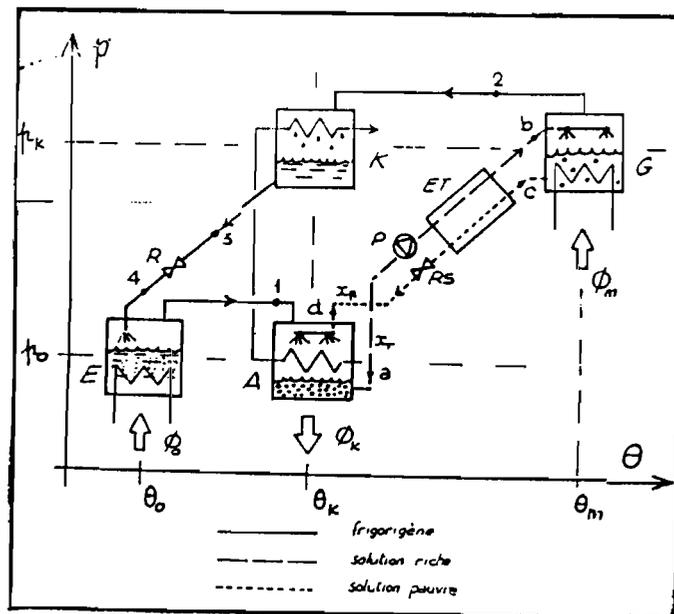


Figure III-4 : Schéma d'une machine à absorption continue à simple effet

Le frigorigène est vaporisé dans l'évaporateur E en produisant du froid à t_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 générateur Q en traversant l'échangeur thermique ET où elle s'échauffe. Dans le générateur Q elle dégage par chauffage, à la température t_m , sous la haute pression P_v , la vapeur de frigorigène qui pénètre dans le condenseur K ou elle se liquéfie à la température t_k sous la pression P_k . La solution appauvrie retourne vers l'absorbeur en se refroidissant dans ET et en traversant le régleur Rs.

On a représenté dans le diagramme d'OLDHAM de la figure III-5 le cycle idéal suivi par les solutions dans cette machine ainsi que l'évolution du frigorigène.

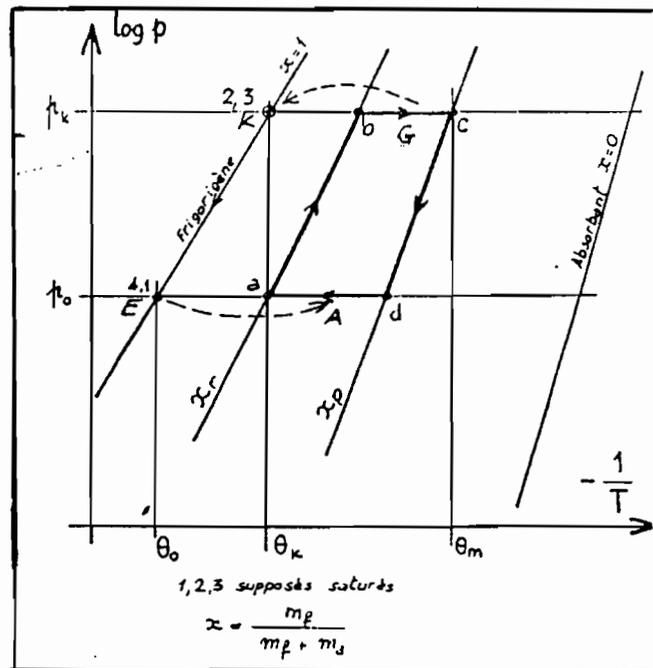


Figure III-5 : Représentations dans le diagramme d'OLDHAM des évolutions du frigorigène et des solutions

Les notations correspondant à celle de la figure III-4.

La figure III-6 représente la coupe schématique d'une machine à absorption continue, simple effet, destinée à la production d'eau glacée pour installation de climatisation et utilisant le couple eau-bromure de lithium. Les différents niveaux de température sont mentionnés sur la figure. (reportée à la page suivante).

La partie supérieure du corps cylindrique unique de la machine est occupée par l'ensemble générateur de vapeur-condenseur. Il y règne la plus haute pression du cycle, soit environ 9890 Pa abs. Pour une température de condensation de la vapeur d'eau de 45°C, la partie inférieure du corps, beaucoup plus importante, est occupée par l'ensemble évaporateur-absorbeur. Il y règne la basse pression du cycle, soit environ 760 Pa abs. Pour une température de vaporisation de l'eau frigorigène de +3° C, la température du bouilleur est, par exemple 110° C, valeur courante.

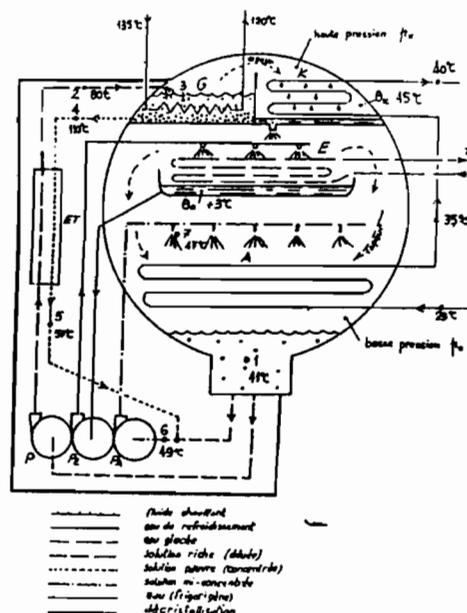


Figure III-6 : Paramètres thermodynamiques d'une machine à absorption continue simple effet

La figure III-7 représente le cycle suivi par les solutions dans le diagramme d'OLDHAM.

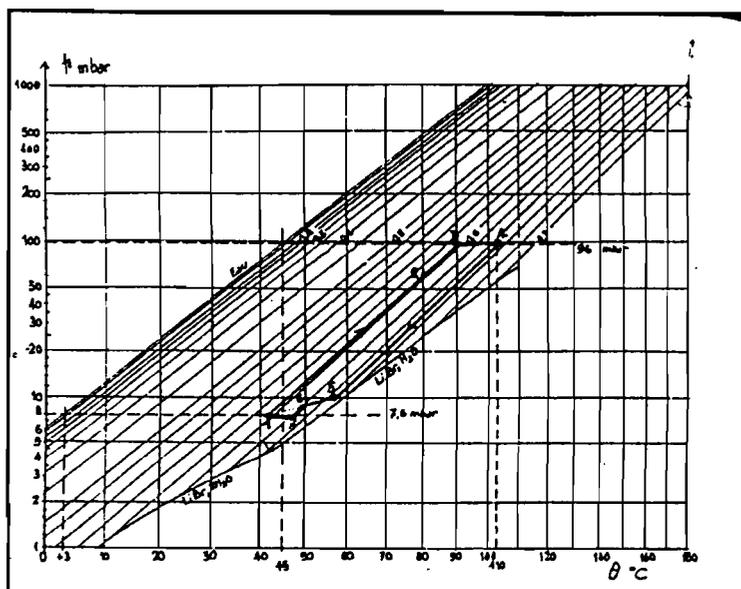


Figure III-7 : Représentation dans le diagramme d'OLDHAM de l'évolution réelle des solutions.

On remarque combien le point 5 (sortie de la solution pauvre en eau, ou concentrée de l'échangeur inter-solutions) est proche de la ligne de cristallisation.

Pour éviter que, par refroidissement sur l'échangeur de l'absorbeur, la solution ne dépose une phase solide sur la surface de cet échangeur, on la mélange avec la solution diluée avant d'en arroser la surface d'échange (point 6), Les performances d'une telle machine sont données ci-dessous.

III-5 MACHINE À ABSORPTION CONTINUE À DOUBLE EFFET

La machine à absorption à double effet consiste en la génération de la vapeur de frigorigène en deux étages de bouilleurs.

L'addition d'un échangeur de chaleur améliore la séparation de l'eau et du bromure de lithium. Il en résulte une augmentation considérable du rendement global du refroidisseur de l'ordre de 50% approximativement.

La figure III-8 montre un système d'absorption à double effet.

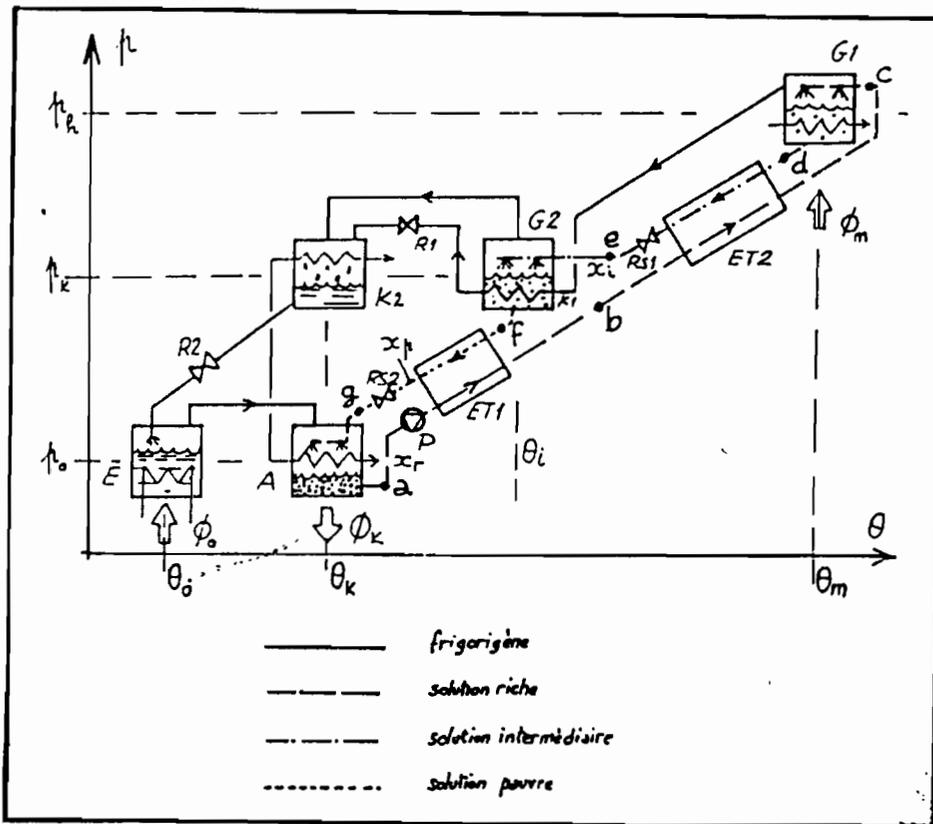


Figure III-8 : Schéma d'une machine à absorption continue double effet

La source de chaleur à T_m , chauffe le générateur haute température $G1$. La vapeur de frigorigène issue de $G1$ se

refroidir l'eau glacée d'une installation de climatisation à refroidissement indirect. Ce système est conforme à celui décrit précédemment. Les caractéristiques de fonctionnement de la machine sont les suivantes :

| | |
|--|---------|
| - entrée d'eau glacée dans la machine | 12,2° C |
| - sortie d'eau glacée | 6,7° C |
| - température d'évaporation | 3 ° C |
| - entrée d'eau au condenseur | 29,4° C |
| - sortie d'eau du condenseur | 35 ° C |
| - température de condensation | 45 ° C |
| - température du bouilleur | 110 ° C |
| - Coefficient de performance frigorifique réel dans ces conditions | 0,6 |

Le coefficient de performance frigorifique d'une machine tritherme idéale fonctionnant dans ces conditions serait :

$$\text{COPf (id)} = \frac{276}{(318-276)} \times \frac{(423 - 318)^{\circ\text{C}}}{423} = 1,12$$

le rendement global (rapport des COP, réel et idéal) est :

$$\eta = \frac{0,6}{1,12} = 0,536 \approx 0,5$$

III-6-2 Machine à double effet

Admettons maintenant une température de bouilleur de 150° C, les autres grandeurs restant identiques, la machine idéale

aurait un COP de :

$$\text{COPf (id)} = \frac{276}{(318-276)} \times \frac{(423 - 318)}{423} = 1,63$$

En admettant le même rapport COP(réel)/COP(id), on aura :

$$\text{COP(réel)} = 0,87.$$

III-7 CRITIQUE DES SYSTÈMES À ABSORPTION

Nous nous référons aux machines à absorption continue utilisant le couple eau-bromure de lithium.

II-7-1 Avantages

- Les machines à absorption consomment essentiellement de l'énergie calorifique plus facile à se procurer et moins chère.
- Elles peuvent utiliser de la chaleur gratuite : l'énergie solaire ou de la chaleur perdue par une machine ou un processus industriel à condition que le niveau de température soit suffisant (pratiquement pas moins de 80°C à 90°C),
- elles peuvent permettre, dans certaines conditions, la climatisation solaire,
- la production de froid est naturellement continue,

- elles comportent peu d'éléments tournants. Ces éléments se limitent aux pompes de solution,
- le fluide frigorigène mis en oeuvre ne pose aucun problème environnemental,
- la variation continue de puissance frigorifique est possible dans un large domaine,
- La conduite est assez simple et la maintenance réduite. Ceci est du au fait qu'il n'y a pas de pièces en mouvement à l'intérieur de la machine,
- L'encombrement et le poids sont limités pour la puissance frigorifique produite,
- Le prix et les caractéristiques techniques des machines à absorption sont connus,
- Le matériel est disponible (mais uniquement en assez grandes puissances frigorifiques),
- les machines à absorption ont potentiellement une grande longévité.

III-7-2 Inconvénients

- Il est impossible de produire du froid à des températures inférieures à 0° C,

- Les coefficients de performance des machines frigorifiques sont modestes,
- L'architecture actuelle de ces machines ne se prête pas à l'accumulation de froid bien que l'accumulation exergetique soit possible avec les systèmes à absorption,
- La forte puissance thermique à évacuer à l'extérieur au niveau du condenseur et de l'absorbeur est également un inconvénient de taille compte tenu des températures ambiantes élevées au Sénégal. Cela contraint à l'utilisation de tour de refroidissement à eau,
- La promptitude de réponse est plus faible que pour les systèmes à compression,
- la très basse pression régnant dans la machine rend sa construction délicate, l'étanchéité devant rester totale pour éviter l'intrusion de gaz condensables perturbant fortement le fonctionnement du système : une pompe à vide s'impose,
- Ces machines fonctionnant avec un absorbant solide : le bromure de lithium présente une "pathologie" particulière : la cristallisation, qui occasionne le bouchage du circuit.

CHAPITRE IV : LA CLIMATISATION SOLAIRE

L'utilisation de la climatisation solaire a été envisagée pour deux buts différents. La première est la production de froid pour la conservation des aliments et la seconde pour la climatisation de confort. La climatisation solaire est une idée attrayante du fait de la coïncidence approximative des deux phénomènes d'insolation (donc de fourniture énergétique), et de besoin de froid pour la climatisation ou la conservation de produits périssables.

Diverses filières de production de froid par voie solaire ont été expérimentées.

La figure IV-1 présente un organigramme de ces différentes filières. Nous présentons également en annexe leur fonctionnement, leurs particularités ainsi que leurs avantages et inconvénients.

Pour notre part, nous étudions en particulier la climatisation solaire par machine à absorption qui présente une plus grande maturité technologique. Il est aujourd'hui possible d'acheter des machines à absorption spécialement conçues pour des applications solaires et des progrès très significatifs peuvent être espérés dans le développement de ces machines. La filière de production de froid solaire par machine à absorption à cycle continu est constituée des ensembles suivants :

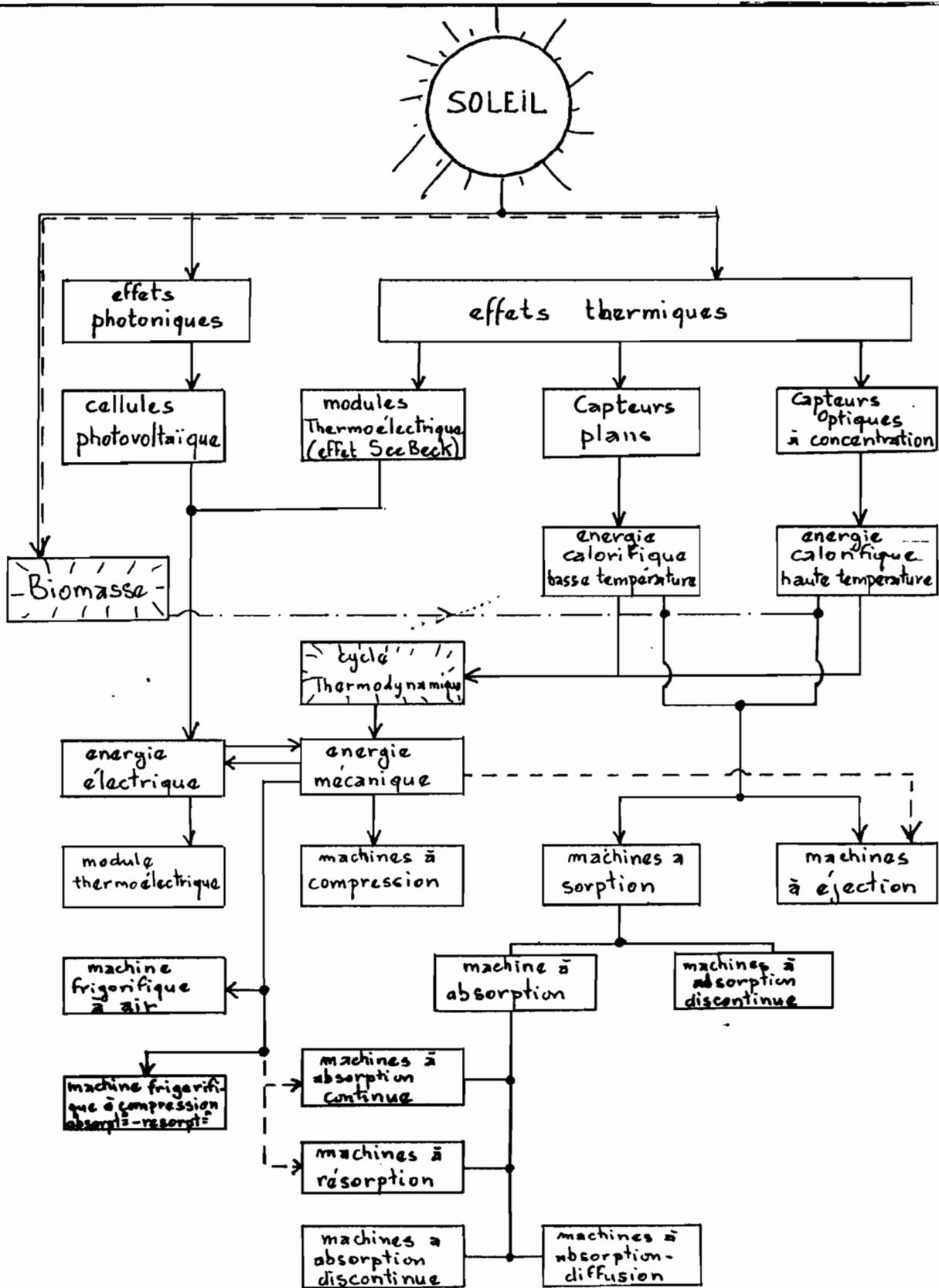


Figure IV-1: Organigramme des filières de production de froid par voie solaire

- champs de capteurs,
- ballon de stockage d'eau chaude
- appoint énergétique
- groupe frigorifique à absorption refroidi par une tour atmosphérique,
- système de distribution du froid dans les locaux.

La figure IV-2 montre le schéma de principe d'une installation solaire à absorption

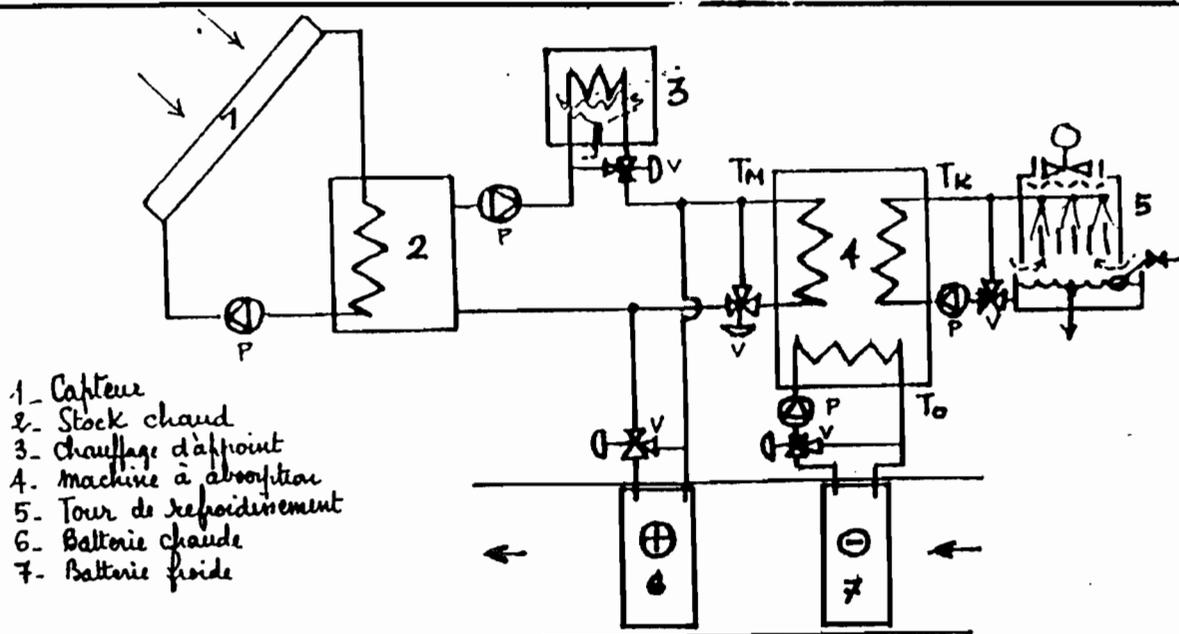


Figure IV-2 : Schéma de principe d'une installation solaire à absorption

IV-1 SYSTÈME DE COLLECTE DE L'ÉNERGIE SOLAIRE

Le principe de la captation solaire étant l'absorption des rayons lumineux, l'élément fondamental est le capteur qui est une surface constituée d'un corps noir.

IV-1-1 Principes physiques, bases de la captation

La matière émet ou absorbe de la lumière suivant deux lois fondamentales :

- loi d'émission : plus un corps est chaud plus la lumière qu'il émet est de courte longueur d'onde.

- loi d'absorption : un corps absorbe la lumière dans les mêmes proportions qu'il l'émet.

corps noir : On appelle corps noir toute matière qui absorbe de façon idéale la totalité de la lumière qu'il reçoit. Le corps noir, absorbant tout le rayonnement, est choisi pour capter la lumière solaire.

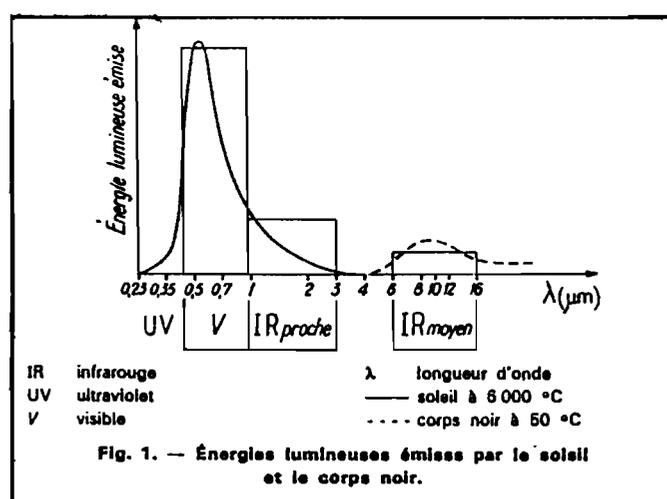


Figure IV-3 : Énergies lumineuses émises par le soleil et le corps noir

Effet de serre : le verre n'étant transparent qu'au rayonnement visible et au proche infrarouge, on peut, en entourant le corps noir d'une cage en verre, piéger le rayonnement solaire qui se situe dans le visible. Cette lumière traversant le verre échauffe le corps noir. Ce corps noir faiblement chauffé va émettre dans l'infrarouge pour lequel le verre est opaque, l'infrarouge emprisonné dans la cage va retourner au corps noir, contribuant ainsi à son échauffement : c'est l'effet de serre.

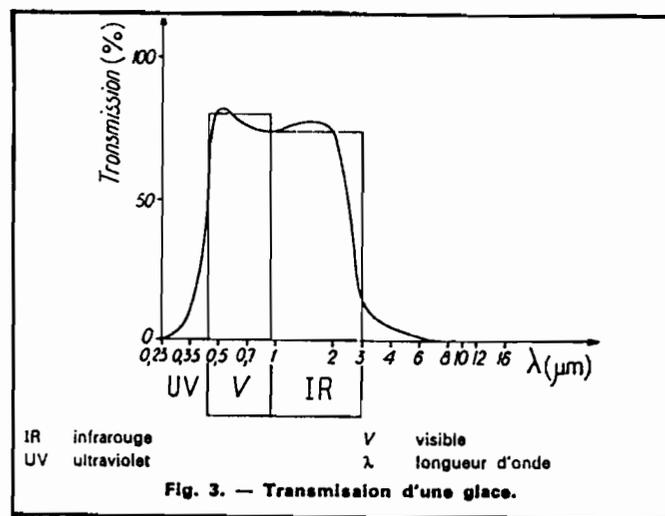


Figure IV-4 : Transmission d'une glace

Dans les capteurs plans utilisés pour la climatisation, on a également recours à des surfaces sélectives qui présentent des capacités d'émission-absorption dans le visible et la particularité d'être au contraire de mauvais absorbeur ou émetteur dans l'infrarouge pour réduire le plus possible les déperditions radioactives. Un intérêt particulier est aussi réservé au capteur à tube sous vide qui sont très performantes.

Les études faites sur l'installation pilote de climatisation solaire du Centre Technique Régional des Caisses d'Epargnes révèle que ces capteurs ont une productivité de 800 kwh/m² dès la première année et peuvent atteindre 1000 kwh/m² par an.

IV-1-2 Rendement des capteurs

Ce dernier est le rapport de l'accroissement de la puissance thermique E_C en moyenne par le fluide caloporteur sur la puissance incidente E_V

$$\eta = \frac{E_C}{E_V}$$

avec E_C et E_V exprimées en puissance par unité de surface. Un capteur idéal stockerait dans l'eau toute la puissance reçue sous forme de rayonnement, soit : $E_V = E_C$

Dans la pratique la fonction rendement dépend du rendement optique du capteur ν et du coefficient surfacique de perte thermique θ

$$\eta = \nu - \theta \frac{t_c - t_a}{E_V}$$

t_c : température du capteur

t_a : température ambiante

ν et θ sont les caractéristiques du capteur, fournis par le constructeur.

La variable $(T_c - T_a)/E_v$ précise les conditions dans lesquelles est utilisé le capteur. C'est à l'utilisateur d'en fixer la valeur en mesurant à chaque instant de l'utilisation les trois paramètres.

La Figure IV-5 montre la courbe de rendement des capteurs sous vide CORTEC, une brochure contenant les caractéristiques de ces capteurs est également joint en annexe.

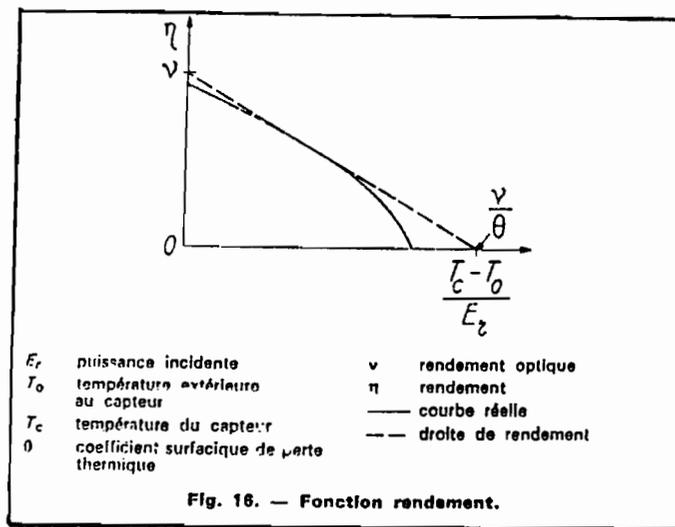


Figure IV-5 : Courbe de rendement d'un capteur

Il faut remarquer que la fonction rendement donnée par les constructeurs est incomplète et qu'en réalité, il faudrait tenir compte de l'angle d'incidence i qui est l'angle que fait le rayon lumineux avec la normale du capteur. On introduit de ce fait un coefficient d'incidence

$$\alpha(i) = 1 \quad \text{si} \quad \cos(i) \geq 0,8$$

$$\alpha(i) = 2,5 \cos i \left(1 - \frac{\cos i}{1,6}\right) \quad \text{si} \quad 0 \leq \cos i \leq 0,8$$

La nouvelle fonction rendement est :

$$\eta(i) = \nu \cdot \alpha(i) - \theta \frac{t_c - t_a}{E_d}$$

La nouvelle fonction rendement convient tout à fait au rayonnement direct. Par contre, lorsque le ciel est couvert, tout le rayonnement est diffus. On peut alors définir un coefficient qui s'applique à l'ensemble du rayonnement diffus. L'expérience fournit.

$$\alpha_d \approx 0,9$$

Une journée réelle étant faite de rayonnement direct E_D et diffus E_d , le capteur récupère la puissance

$$E_c = \nu \cdot \alpha(i) E_D + 0,9 \nu E_d - \theta(t_c - t_a)$$

c'est l'équation du capteur.

IV-2 BALLON DE STOCKAGE D'EAU CHAUDE

Cette réserve a un rôle important sur tous les systèmes solaires, les temps prolongés de chauffe et l'intermittence des passages nuageux empêchent une utilisation directe de l'eau passée dans les capteurs, en contraignant à l'utilisation de cuves de stockage qui permettent d'emmagasiner l'énergie pendant les périodes de non-utilisation. Il convient de déterminer le volume de stockage optimal par rapport à la surface de captation.

IV-3 APPOINT ÉNERGÉTIQUE

Il est souvent considéré que dans les systèmes solaires l'appareil ne chauffe pas le fluide mais il lui apporte la chaleur prise au soleil. C'est l'énergie d'appoint sous forme traditionnelle qui amène la température à sa valeur d'utilisation.

La boucle thermique du système de captation solaire est étudiée de manière plus spécifique dans le projet de fin d'étude qui a pour titre "Modélisation de la boucle thermique du capteur".

IV-4 ADAPTATION DU CYCLE D'ABSORPTION À LA PRODUCTION DE FROID SOLAIRE

Des modifications ont été apportées par les constructeurs aux machines à absorption pour favoriser leur fonctionnement avec une eau chaude et donc à des températures de générateur plus basses (90° C à 102° C).

- La solution initialement introduite dans le groupe est moins concentrée en sel que celle injectée dans une machine classique (55° C à 60° C). cela permet de faciliter la séparation des produits.

- La quantité de réfrigérant produite au générateur est moindre. La température limitée au générateur donne des écarts moindres, des titres de solutions riches et pauvres en frigorigènes. L'amélioration de la puissance nécessite un plus grand taux de circulation et cela se fait au détriment

du coefficient de performance car les pertes thermiques sont plus importantes.

- L'utilisation d'un système de refroidissement à eau et la redéfinition des surfaces d'échange au condenseur et à l'évaporateur permet une diminution de la température de refroidissement et par conséquent l'amélioration du coefficient de performance.

- En relevant la température d'évaporation du fluide frigorigène à l'évaporateur, on améliore le coefficient de performance. Une telle modification porte sur une conception nouvelle de l'échangeur correspondant.

- Un autre souci des fabricants est d'encadrer les valeurs nominales des températures et débits de fluide par des fourchettes de tolérance assez grandes qui autorisent des fluctuations de l'apport énergétique. Cette possibilité facilite le fonctionnement avec une source de chaleur dont la disponibilité est fortement aléatoire.

Le comportement du système est chiffré grâce à un coefficient de performance frigorifique solaire défini par:

$$\varepsilon_g = \text{COP}_f \cdot \eta_{\text{cap}}$$

COP_f étant le coefficient de performance frigorifique et η_{cap} le rendement de captation

Nous donnerons en annexe les caractéristiques techniques des machines à absorption commercialisées par CARRIER.

IV-5 SYSTÈME DE DISTRIBUTION

La taille des locaux et l'utilisation du froid détermine le système de distribution à choisir. Dans un local de grande taille équipé d'une centrale de traitement d'air, le groupe frigorifique à absorption sera couplé à la batterie d'eau glacée. Les appareils mis en place sont des ventilo-convecteurs répartis dans les différents locaux. Ces convecteurs sont le siège de transferts thermiques entre l'air de la pièce et le fluide caloporteur dans les conduits. La majeure partie de cet échange met en jeu une chaleur sensible.

Les surfaces d'échanges prévues doivent être assez importantes, car l'écart de température entre le fluide du circuit d'eau glacée et le local est relativement faible, elle est inférieure à 20°C. Parmi ceux-ci on évitera autant que possible :

- ceux pour lesquels la puissance mécanique nécessaire à la ventilation et à la circulation de l'air dans les locaux est importante. Il s'agit généralement des systèmes à "haute pression" (ou grande vitesse) qui font usage de boîtes de mélange ou de détente où la puissance mécanique est malheureusement perdue. On évitera également les systèmes utilisant des ventilo-convecteurs équipés de moteurs à rendements insuffisants à haut ou bas régime et de batteries mécaniquement trop résistantes, notamment du côté air ;

- ceux pour lesquels les pertes frigorifiques des réseaux aérauliques et hydrauliques sont élevées ;

- ceux qui entraînent systématiquement des irréversibilités thermodynamiques (par exemple mélange de fluide à des températures différentes)

- ceux qui règlent la puissance du système frigorifique sur la demande du local qui requiert le plus de froid, la température réclamée par les autres locaux étant obtenue par chauffage terminal.

SYNTHÈSE ET CONCLUSIONS

De manière générale, la production de froid représente l'un des postes les plus importants du point de vue de la consommation énergétique pour bon nombre d'entreprises. Aussi avec le coût de plus en plus élevé de l'électricité et les problèmes environnementaux liés à l'utilisation des composés chloro-fluoré (CFC), il convient de repenser les systèmes de production de froid jusque là constitués de la traditionnelle machine frigorifique à compression.

L'étude entreprise a, dans un premier temps, permis de répertorier les entreprises concernées, d'évaluer le potentiel installé en dressant une typologie des installations en fonction de l'utilisation et d'avoir une idée des gammes de puissance de chaque domaine d'activité.

Au terme de cette étude, les constats suivants s'imposent :

- les installations rencontrées sont généralement vétustes si elles ne sont pas hors d'usage,
- elles sont très dépensières en énergie électrique,
- elles engendrent des coûts d'entretien élevés.

En outre, une large part des besoins de froid reste insatisfaite.

Cette première partie est complétée par une description détaillée des systèmes frigorifiques à compression avec leurs avantages et inconvénients.

La description des machines frigorifiques à absorption dans la deuxième partie montre qu'il est possible de régler avec ce type de machine la plupart des problèmes posés par les machines frigorifiques à compression.

Les machines à absorption qui ont des cycles entièrement thermiques permettent d'utiliser une énergie sous une forme plus dégradée : la chaleur. Cette énergie est par conséquent moins coûteuse ou même gratuite dans le cas de l'utilisation de l'énergie solaire.

Elles engendrent des coûts d'exploitation moins importants du fait de l'inexistence d'éléments mobiles si l'on fait fi des pompes de solution : en plus, les fluides frigorifiques qu'ils mettent en oeuvre n'ont aucune incidence sur l'environnement.

Enfin la climatisation solaire par machine à absorption a été abordée à travers les différents éléments constitutifs de son installation : les champs de capteurs , le stockage chaud, l'appoint énergétique, les adaptations nécessitées par la machine à absorption et l'étude de la distribution.

La climatisation solaire peut permettre des économies substantielles d'énergie, dans le cas de la conservation des aliments et la climatisation de confort, surtout dans nos pays tropicaux où l'énergie incidente provenant du soleil est importante.

En définitive nous pouvons conclure que la filière de production du froid par voie solaire est très prometteuse car elle peut constituer une voie de solution des problèmes de climatisation. Rappelons néanmoins que les investissements initiaux pour de tels systèmes sont de

l'ordre de deux fois plus élevés que ceux des systèmes à compression.

Mais l'installation de système pilote de climatisation à l'instar du CTRCE, qui est présentée en annexe, a montré que cet investissement avait un délai de récupération de loin inférieur à la durée de vie des capteurs. L'énergie solaire récupérée par les capteurs sous vide peut aller jusqu'à 1000 kwh par m² de capteur par an.

Ce qui représente une économie considérable d'énergie en plus des autres avantages de la machine à absorption dont les plus grands sont l'absence d'entretien et le fait d'être totalement propre.

ANNEXES

ANNEXE 1 :
LISTE DES ENTREPRISES
RÉPERTORIÉES

Rèpertoire des entreprises

PECHE

| ENTREPRISES | FOR JURI | CAPITAL | ACTIVITE | ADRESSE | TEL | FAX |
|--|-------------|-------------|------------------------|---|----------------------|----------|
| AFRIDAC | SA | 40 000 000 | Congelation | Km 2.5 route de rufisque; Dakar | 21-67-73 22-03-33 | |
| AFRICAMER-SENEREMER | SA | 50 000 000 | Congelation | Nouveau quai de pêche môle 10, BP8214 Dakar | 21-68-93 | 22-15-14 |
| ETS N.LIMA * | EI | 20 000 000 | Congelation | 24 rue Victor Hugo, BP1239, Dakar | 22-36-66 | |
| ALLIED CONTONENTIAL SHIPLNG SENEGAL - AFRICAMER | SA | | Congelation | Nouveau quai de pêche , avenue Félix Eboué, Dakar | 32-12-34 | 32-16-15 |
| SENEGAL-PECHE | SA | 100 000 000 | Congelation | Nouveau quai de pêche môle 10, BP317 Dakar | | |
| GIE MAREYEUR (ex SOFRIGAL) | GIE | | Congelation | Nouveau quai de pêche môle 10, BP245 et 1419 , Dakar | | |
| (SPAC) CONGELES | SA | 279 000 000 | Congelation | RUE 3, route du poutou Bel air, BP 1821, Dakar | | |
| SOCIETE SENEGALAISE DES PRODUITS ALIMENTAIRES | | | | | | |
| COMPAGNIE MANUFACTURONNAIRE FRIGOCAP # | SARL | 500 000 | Congelation | Nouveau quai de pêche môle 10, BP3681 Dakar | 21-04-86 | |
| SOCIETE INTERCONTINENTALE DE CONSERVERIE(ex SAPAL) | SA | 300 000 000 | conserves-poisson s | Km 2,5 route de rufisque, BP 2395, Dakar Hann | 22-01-80 32-08-95 | 32-04-06 |
| SOCIETE NOUVELLE DE CONSERVERIE DU SENEGAL | SA | 253 200 000 | conserves-poisson s | Nouveau quai de pêche môle 10, BP782, Dakar | 23-21-66 | |
| SAIB CONSERVERIES | SA | 200 000 000 | conserves-poisson s | route de colobane, BP 2036, Dakar | 32-36-08 | |
| CONSERVERIES DE DAKAR (CONDAK) | sa | | conserves-poisson s | Nouveau quai de pêche môle 10, BP782, Dakar | 23-27-31 22-11-66 | |
| SOCIETE DE PECHE DE L'AFRIQUE OCCIDENTALE | SA | 50 000 000 | Pêche-congelation | Nouveau quai de pêche môle 10, BP2063, Dakar | 21-43-76 | |

| | | | | | | |
|---|----|-------------|--------------------------------|---|----------|----------------------|
| SOCIETE SENEVISA | SA | 100 000 000 | Pêche-congelation | Nouveau quai de pêche môle 10,Dakar | 21-64-49 | |
| SARDINAFRIC | SA | 250 000 000 | Pêche-congelation | Km 6,5, route de Rufisque, Dakar | 32-65-35 | |
| SEA FOOD TRADING COMPANY | SA | | Pêche-congelation | Nouveau quai de pêche môle 10, BP3681, Dakar | 23-48-42 | |
| (SISPA SA) | SA | | Pêche-congelation | zone franche industrielle, 19, rue vincent | 34-01-25 | 34-09-60 |
| SOCIETE IBERO SENEGALAISE POUR LA PECHE ATLANTIQUE | | | | | 22-25-02 | |
| DAKAR-PECHE | SA | 40 000 000 | Pêche-congelation | Nouveau quai de pêche môle 10,BP718, Dakar | 22-24-30 | 21-64-24 22-43-03 |
| SOCIETE HISPANO-SENEGALAISE DE PECHE (HISEPEC) | SA | 15 068 483 | Pêche-congelation | Nouveau quai de pêche môle 10, BP2316, Dakar | 23-58-98 | 23-58-98 |
| ARMEMENT FRIGORIFIQUE SENEGALAIS (AFRISEN) | SA | 50 000 000 | Pêche INDUSTRIELLE congelation | 3 Avenue Albert Sarraut, BP763, Dakar | 22-09-72 | 22-30-22 |
| SOCIETE SENEGALAISE DE COMMERCIALISATION DES PRODUITS DE LA PECHE (SOSECOPE) | SA | 60 000 000 | Pêche INDUSTRIELLE congelation | 18, rue de Thann, BP3911, Dakar | 22-30-95 | |
| SOCIETE SENEGALAISE POUR L' EXPANSION DE LA PECHE COTIERE SURGELATION TE CONDITIONNEMENT D'ALIMENTS (SENEPESCA) | SA | 60 000 000 | Pêche INDUSTRIELLE congelation | Km 6,5 route de rufisque, BP 48, Dakar Hann | 32-06-30 | 32-66-92 32-31-17 |
| SURGEL DAKAR | SA | 99 000 000 | conservation par la froid | Km 2,5 route de rufisque, BP 2395, Dakar Hann | 22-28-27 | 23-74-75 |

Répertoire des entreprises

PECHE

| ENTREPRISES | FOR JURI | CAPITAL | ACTIVITE | ADRESSE | TEL | FAX |
|--|-------------|-------------|------------------------|---|----------------------|----------|
| AFRIDAC | SA | 40 000 000 | Congelation | Km 2.5 route de rufisque; Dakar | 21-67-73 22-03-33 | |
| AFRICAMER-SENERMER | SA | 50 000 000 | Congelation | Nouveau quai de pêche môle 10, BP8214 Dakar | 21-68-93 | 22-15-14 |
| ETS N.LIMA * | EI | 20 000 000 | Congelation | 24 rue Victor Hugo, BP1239, Dakar | 22-36-66 | |
| ALLIED CONTONENTAL SHIPPLNG SENEGAL - AFRICAMER | SA | | Congelation | Nouveau quai de pêche , avenue Félix Eboué, Dakar | 32-12-34 | 32-16-15 |
| SENEGAL-PECHE | SA | 100 000 000 | Congelation | Nouveau quai de pêche môle 10, BP317 Dakar | | |
| GIE MAREYEUR (ex SOFRIGAL) | GIE | | Congelation | Nouveau quai de pêche môle 10, BP245 et 1419 , Dakar | | |
| (SPAC) CONGELES | SA | 279 000 000 | Congelation | RUE 3, route du poutou Bel air, BP 1821, Dakar | | |
| SOCIETE SENEGALAISE DES PRODUITS ALIMENTAIRES | | | | | | |
| COMPAGNIE MANUTENTIONNAIRE FRIGOCAP # | SARL | 500 000 | Congelation | Nouveau quai de pêche môle 10, BP3681 Dakar | 21-04-86 | |
| SOCIETE INTERCONTINENTALE DE CONSERVERIE(ex SAPAL) | SA | 300 000 000 | conserves-poisson s | Km 2,5 route de rufisque, BP 2395, Dakar Hann | 22-01-80 32-08-95 | 32-04-06 |
| SOCIETE NOUVELLE DE CONSERVERIE DU SENEGAL | SA | 253 200 000 | conserves-poisson s | Nouveau quai de pêche môle 10, BP782, Dakar | 23-21-66 | |
| SAIB CONSERVERIES | SA | 200 000 000 | conserves-poisson s | route de colobane, BP 2036, Dakar | 32-36-08 | |
| CONSEVERIES DE DAKAR (CONDAK) | sa | | conserves-poisson s | Nouveau quai de pêche môle 10, BP782, Dakar | 23-27-31 22-11-66 | |
| SOCIETE DE PECHE DE L'AFRIQUE OCCIDENTALE | SA | 50 000 000 | Pêche-congelation | Nouveau quai de pêche môle 10, BP2063, Dakar | 21-43-76 | |

| | | | | | | |
|--|----|-------------|--------------------------------------|--|----------|----------------------|
| SOCIETE SENEVISA | SA | 100 000 000 | Pêche-congelation | Nouveau quai de pêche môle 10,Dakar | 21-64-49 | |
| SARDINAFRIC | SA | 250 000 000 | Pêche-congelation | Km 6,5, route de Rufisque, Dakar | 32-65-35 | |
| SEA FOOD TRADING COMPANY | SA | | Pêche-congelation | Nouveau quai de pêche môle 10, BP3681, Dakar | 23-48-42 | |
| (SISPA SA) | SA | | Pêche-congelation | zone franche industrielle, 19, rue vincent | 34-01-25 | 34-09-60 |
| SOCIETE IBERO SENEGALAISE POUR LA PECHE ATLANTIQUE | | | | | 22-25-02 | |
| DAKAR-PECHE | SA | 40 000 000 | Pêche-congelation | Nouveau quai de pêche môle 10,BP718, Dakar | 22-24-30 | 21-64-24 22-43-03 |
| SOCIETE HISPANO-SENEGALAISE DE PECHE (HISEPEC) | SA | 15 068 483 | Pêche-congelation | Nouveau quai de pêche môle 10, BP2316, Dakar | 23-58-98 | 23-58-98 |
| ARMEMENT FRIGORIFIQUE SENEGALAIS (AFRISEN) | SA | 50 000 000 | Pêche INDUSTRIELLE congelation | 3 Avenue Albert Sarraut, BP763, Dakar | 22-09-72 | 22-30-22 |
| SOCIETE SENEGALAISE DE COMMERCIALISATION DES PRODUITS DE LA PECHE (SOSECOPE) | SA | 60 000 000 | Pêche INDUSTRIELLE congelation | 18, rue de Thann, BP3911, Dakar | 22-30-95 | |
| SOCIETE SENEGALAISE POUR L' EXPANSION DE LA PECHE COTIERE SURGELATION TE CONDITIONNEMENT D'ALIMENTS (SENEPESCA) | SA | 60 000 000 | Pêche INDUSTRIELLE congelation | Km 6,5 route de rufisque, BP 48, Dakar Hann | 32-06-30 | 32-66-92 32-31-17 |
| SURGEL DAKAR | SA | 99 000 000 | conservation par la froid | Km 2,5 route de rufisque, BP 2395, Dakar Hann | 22-28-27 | 23-74-75 |

Rèpertoire des entreprises

SECTEUR INDUSTRIE ALIMENTAIRE

| ENTREPRISES | FOR JURI | CAPITAL | ACTIVITE | ADRESSE | TEL | FAX |
|---|-------------|---------------|----------------------|--|----------|----------------------|
| SIPL Société de produits laitiers | SA | 400 000 000 | Produits laitiers | Km 2.5, Boulevard du centenaire de la commune, BP2099 | 32-51-26 | 32-48-26 |
| SOBOA Société des brasseries de l'ouest Africain | SA | 819 750 000 | Brasserie | Route de Brasseries, BP290, Dakar | 32-01-90 | 32-54-69 |
| PATISEN | SA | 200 000 000 | Chocolat | SODIDA, BP185, Dakar | 25-08-85 | 25-29-18 32-01-44 |
| UNISALI | SARL | 10 000 000 | Produits alimentaire | Km1,8, route de Rufisque, BP2547 Dakar | 21-69-96 | 22-52-42 |
| NBA Nouvelles Brasseries Africaine | SA | 160 000 000 | Brasserie | SODIDA, Avenue Bourguiba, Bat.37, Dakar | 24-49-15 | 25-52-65 |
| RIKO GLACE SOAG | SARL | 500 000 | Crème glacée | Rue 14 prolongée X Bourguiba, SODIDA BAT.37 | 25-29-13 | 21-66-97 |
| MIKO | SARL | 50 000 000 | Crème glacée | 14 Rue Blanchot X Faidherbe, BP 3190 Dakar | 21-38-37 | 32-22-21 34-03-47 |
| NESTLE SENEGAL | SA | 1 500 000 000 | Produits laitiers | Km 14, Route de Rufisque, BP796, Dakar | 34-05-75 | |
| SAPROLAIT SOCIETE AFRICAINE DE PRODUITS LAITIERS | SA | 175 000 000 | Produits laitiers | 39 Avenue Faidherbe , BP1177 Dakar | 23-11-83 | |
| SATREC SOCIETE AFRICAINE DE TRANSFORMATION RECONDITIONNEMENT ET COMMERCE | SARL | 65 000 000 | Produits laitiers | 3 Rue Tolbiac, BP 238 Dakar | 22-82-36 | 22-20-67 |
| SAFINA-AGROCAP Société agricole du CAP--VERT | SA | 400 000 000 | Produits laitiers | 31 RUE du Docteur Thèse, BP21061, Dakar-Ponty | 23-11-20 | 23-45-32 |
| SNTI Société nationale de tomate industrielles | SA | 150 000 000 | concentré de tomate | Km 4 route de rufisque , BP11064, Dakar/usine à Dagana | 32-38-48 | 32-12-55 32-21-28 |

| | | | | | | | |
|--|----|------------------|------------------------|---|----------------------|----------|----------|
| SOCAS Société nationale de conserverie alimentaire du SENEGAL | SA | 726 000 000 | concentré de tomate | 50 Avenue Lamine Guèye, BP451, Dakar | 23-94-04 61-17-53 | 21-80-69 | Savoigne |
| SOCA Société alimentaire | SA | 1 180 000 000 | Produits laitiers | 169 BD De Gaulle, BP8403 Dakar Yoff/Sébikotane | 36-02-35 23-47-31 | 36-02-37 | |
| SERAS Société d'exploitation des ressources animales du SENEGAL | SA | 619 240 000 | Viande | Km 2,5, route de Rufisque, BP14 Dakar | 32-31-78 32-35-28 | | |

AGROINDUSTRIE

| ENTREPRISES | FOR JURI | CAPITAL | ACTIVITE | ADRESSE | TEL | FAX | |
|--|-------------|-------------|---------------------------------|---|----------------------|----------|--|
| SOCIETE INDUSTRIELLE DES PRODUITS LAITIERS (SIPL) | SA | 400 000 000 | industrie laitière | Km 2,5 Boulevard du centenaire de la commune de Dakar, BP2099 | 32-51-26 | 32-48-26 | |
| SOCIETE DES BRASSERIE DE L'OUEST AFRICAIN (SOBOA) | SA | 819 750 000 | brasserie, glace alimentaire | Route de brasseries, BP290, Dakar | 32-01-90 | 32-54-69 | |
| NOUVELLES BRASSERIES AFRICAINES | SA | 160 000 000 | brasserie | SODIDA Avenue Bourguiba, Bat37, Dakar | 24-49-15 | 25-52-65 | |
| RIKO GLACE SOAG | SARL | 500 000 | crème glacée | Rue 14 prolongée x bourguiba , SODIDA Bat 37 | 25-29-13 | 21-66-97 | |
| MIKO | SARL | 50 000 000 | crème glacée | 14 rue Blanchot x Faidherbe, BP3190, Dakar | 21-38-37 34-03-47 | 34-22-21 | |

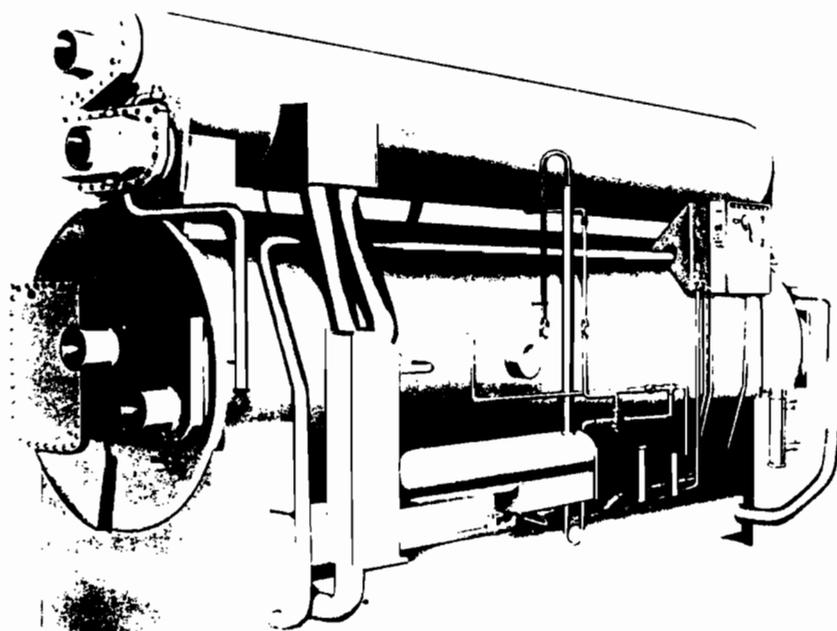
ANNEXE 2 :
MACHINE A ABSORPTION
PROPOSÉE PAR LES
FABRICANTS



16 Series/ RAW

Hermetic Absorption
Liquid Chillers

Nominal cooling capacity 317-5275 kW



Absorption chillers have application in large commercial, institutional and industrial buildings such as airport terminals, hospitals, hotels or virtually any process industry.

Wherever low cost heat such as steam or superheated water, for example from an industrial process, is available to drive the absorption process these chillers will surpass the operational economy of both reciprocating and open or hermetic centrifugal machines.

The absence of a rotating prime mover means that the absorption machine is vibration free; an important advantage in hospitals, research institutions and any lightweight structures.

The Carrier 16 Series range includes single effect and double effect machines with capacities ranging from 317 to 5275 kW. All use lithium bromide as the refrigerant to give very stable operating characteristics and high efficiency at partial load conditions.

Features

Single effect 16JB machines 351-2173 kW
Single effect 16JH machines 334-5135 kW
Double effect 16JS machines 317-5275 kW

Carrier computer analysis selects from among the 61 models available to ensure optimum operating efficiency

Automatic motorless purge continuously removes non-condensibles to an external storage chamber

Automatic concentration control with Cycle-Guard prevents crystallization and ensures safe pump suction level

Safe, economical operation with condenser water as low as 15°C

Diversity of possible heat sources - drying ovens, paint baking ovens, forges, solar systems, cogeneration systems, steam or hot water from exhaust gas heat recovery systems

Comfort cooling, direct process chilling or, with the 16JH, both cooling and heating

Use absorption for flexibility to balance your energy system

The installation of an absorption refrigeration unit in your plant can help significantly cut energy costs when compared to a mechanical chiller.

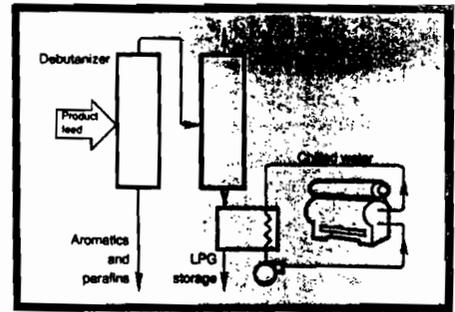
As a direct replacement for an electrically driven system cost savings can be as much as 67.4%, provided your plant generates sufficient waste heat required to operate an absorption machine.

Even with limited waste heat an absorption machine can economically complement or replace your existing refrigeration or cooling water system. This, too, can cut your dependency on electricity and show considerable savings.

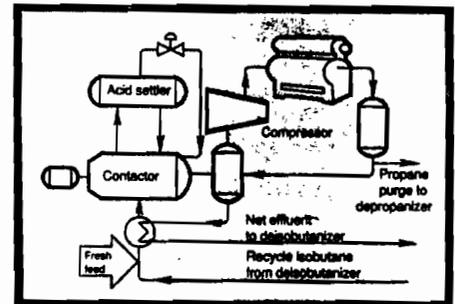
Finally even if you have no waste heat whatsoever, you can still reap the benefits of absorption refrigeration. Carrier offers a direct fired machine which produces its own heat and refrigeration capacity to meet your needs when oil or gas are economically available.

Use absorption to provide process refrigeration

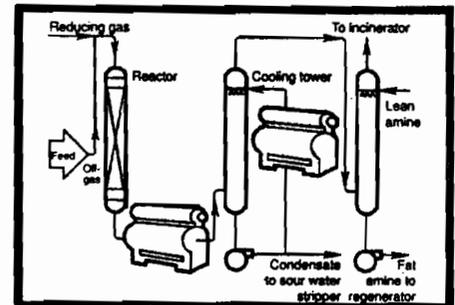
- A Carrier absorption unit can provide refrigeration for:
- Chilled water process cooling using heat sources as low as 65°C.
 - Direct chilling of process streams, liquid or vapour.
 - Replacement of cooling tower water at negligible energy cost.
 - As heat pumps, these units use a small amount of high temperature energy to produce a large amount of lower temperature energy and are more efficient than a hot water convector.
 - Comfort cooling for plant offices, control rooms, computer rooms or other facilities which require climate control.



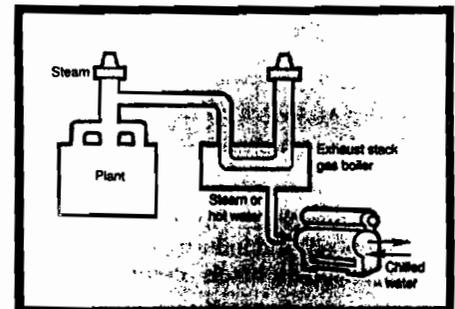
LPG condensing or cooling



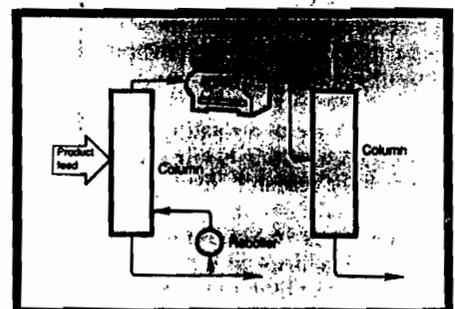
Sulfuric acid alkylation units



Off-gas treating



Exhaust gas utilization



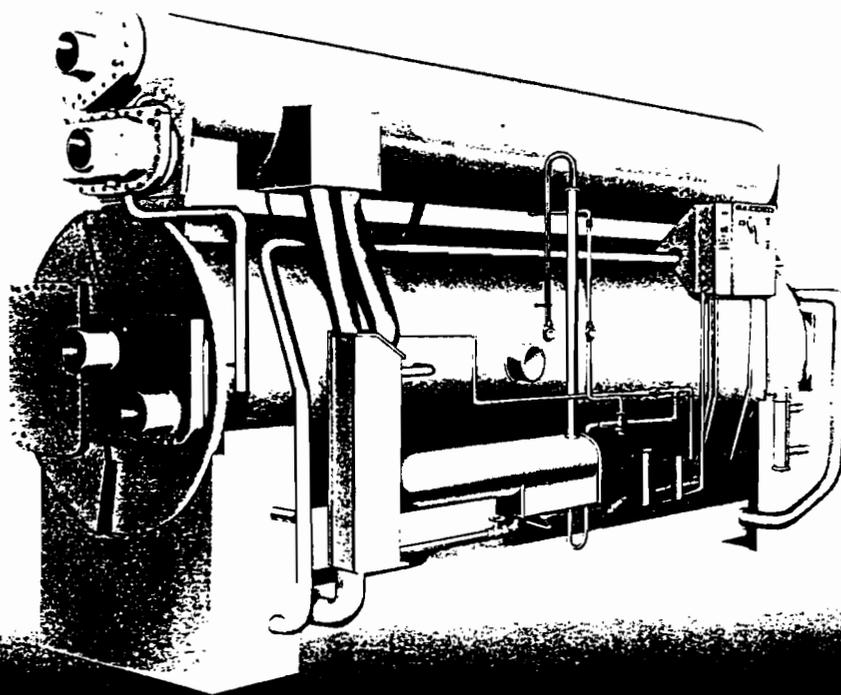
Overhead column condensers



16 Series

Hermetic Absorption Liquid Chillers and Chiller Heaters

Nominal cooling capacity 100-5275 kW



Absorption chillers are recognized as the ideal solution to the problems of higher cost electricity and, simply, its unavailability in many locations, both in the developed and developing world. They reduce, and in many cases eliminate completely, electrical demand and standing charges — payment for electricity made available to the user, but used only for brief periods or not at all.

Further cost savings result from the usage of direct gas-fired equipment, such as the Carrier model 16DF, as these models even avoid the necessity of having a boiler. They can easily and quickly be connected directly to the gas distribution network. They also double as heaters, using the same gas source to provide winter heating, through the same piping system used for cooling in the summer.

Traditional applications, such as hospitals and district heating/cooling plants, are served by single- and, now, double-effect equipment, with its 50% higher coefficient of performance. Carrier's reliable single-effect model 16JB, the workhorse of the industry, dating back to the 1960s, and the 16JH, a larger capacity single-effect machine, are joined by the modern, high-efficiency double-effect model 16JS for more energy-sensitive applications.

More and more Carrier single-effect absorption chillers are being integrated into waste heat applications, including cogeneration plants (combined electricity and heating and/or cooling production). Heat from industrial processes,

previously wasted, can now be used to provide air conditioning or process cooling. Both single- and double-effect units can be used as heat pumps for heat reclaim, with a wide range of application temperatures.

Carrier's modern manufacturing and testing technologies ensure leaktight absorption equipment production, enabling system specifiers and building owners to enjoy peace-of-mind in the selection and purchase of this energy-efficient approach to chilled water production.

All Carrier high-capacity absorption chillers use the time-proven lithium bromide/water refrigeration cycle, combined with proprietary cycle enhancers and materials corrosion inhibitors to provide long service life. Maintenance, too, is minimized with absorption equipment, and consists essentially of a six-monthly analysis of the chiller's LiBr solution and a check of the machine's airtightness. The integral hermetic refrigerant and solution pumps are lubricated and cooled by the fluids they pump, further reducing the need for maintenance and service intervention. No high-capacity electric motors, rotating or revolving mechanical equipment means not only higher reliability, but also less operating noise and vibration, making an absorption chiller the ideal choice for sensitive installation locations. With so many good reasons for selecting modern absorption chillers and chiller heaters, Carrier offers a wide range of suitable absorption products.

Product range and features

Single-effect steam and hot-water powered 16JB machines 350-2175 kW

Single-effect steam and hot-water powered 16JH machines 335-5135 kW

- ☑ Appropriate for air conditioning and heat pump duty
- ☑ Ideal for waste heat applications
- ☑ Type best suited for low-temperature hot-water energy source
- ☑ Mix-match exchanger capability for optimal capacity/cost
- ☑ Carrier computer selection programs for many application conditions
- ☑ Proven lithium bromide/water refrigeration cycle

Double-effect steam and hot-water powered 16JS machines 315-5275 kW

- ☑ Appropriate for air conditioning and heat pump duty
- ☑ Type best suited when high-pressure steam is available
- ☑ 50% higher coefficient of performance than single-effect machines
- ☑ Proven lithium bromide/water refrigeration cycle

Direct gas-fired 16DF machines 100-3515 kW

- ☑ Appropriate for air conditioning and heating duty
- ☑ Double-effect refrigeration cycle for higher coefficient of performance
- ☑ Avoid the necessity for a boiler
- ☑ Heating capability using same building piping system
- ☑ Proven lithium bromide/water refrigeration cycle

All models

- ☑ Suitable for a diversity of heat sources
- ☑ Lowest noise chiller type*
- ☑ Lowest vibration chiller type
- ☑ Very few low-power mechanical parts
- ☑ Proven lithium bromide/water refrigeration cycle
- ☑ Long-life self-cooled and lubricated hermetic pumps
- ☑ Continuous non-electric purge as standard
- ☑ Reduced maintenance requirements
- ☑ Zero ozone layer depletion coefficient

Contact your local Carrier Sales Office for a copy of the new promotional brochure "Why select an absorption chiller?"



| Capacity kW | Single-effect | Double-effect | Direct fired |
|-------------|---------------|---------------|--------------|
| 110 | | | 16DF 003 |
| 140 | | | 16DF 004 |
| 180 | | | 16DF 005 |
| 210 | | | 16DF 006 |
| 250 | | | 16DF 007 |
| 280 | | | 16DF 008 |
| 320 | | 16JS 810 | 16DF 009 |
| 330 | | 16JH 010 | |
| 350 | 16JB 010 | | 16DF 010 |
| 370 | | 16JS 812 | |
| 390 | | 16JH 012 | 16DF 011 |
| 410 | 16JB 012 | | |
| 420 | | 16JS 814 | 16DF 012 |
| 460 | 16JB 014 | 16JH 014 | |
| 480 | | 16JS 816 | 16DF 013 |
| 530 | | 16JH 016 | 16DF 015 |
| 550 | | | |
| 580 | | 16JH 018 | |
| 610 | 16JB 018 | | |
| 630 | | 16JS 821 | 16DF 018 |
| 690 | | 16JH 021 | |
| 700 | | | 16DF 020 |
| 710 | 16JB 021 | | |
| 740 | | 16JS 824 | |
| 790 | | 16JH 024 | |
| 810 | | | 16DF 023 |
| 820 | 16JB 024 | | |
| 840 | | 16JS 828 | |
| 880 | | | 16DF 025 |
| 910 | | 16JH 028 | |
| 950 | 16JB 028 | | |
| 980 | | 16JS 832 | |
| 990 | | | 16DF 023 |
| 1040 | | 16JH 032 | |
| 1100 | 16JB 032 | | |
| 1130 | | 16JS 836 | 16DF 032 |
| 1200 | | 16JH 036 | |
| 1230 | 16JB 036 | | |
| 1270 | | 16JS 841 | 16DF 036 |
| 1340 | | 16JH 041 | |
| 1400 | 16JB 041 | | |
| 1410 | | 16JS 847 | 16DF 040 |
| 1530 | | 16JH 047 | |
| 1540 | 16JB 057 | | |
| 1580 | | 16JS 854 | 16DF 045 |
| 1600 | 16JB 047 | | |
| 1720 | 16JB 054 | 16JH 054 | |
| 1760 | | | 16JS 857 |
| 1900 | | 16JH 057 | |
| 1930 | | | 16JS 865 |
| 1980 | 16JB 061 | | |
| 2110 | | 16JH 065 | 16DF 060 |
| 2170 | 16JB 068 | | |
| 2180 | | | 16JS 873 |
| 2370 | | 16JH 073 | |
| 2390 | | | 16JS 880 |
| 2460 | | | 16DF 070 |
| 2600 | | 16JH 080 | |
| 2810 | | 16JH 088 | 16JT 080 |
| 3170 | | | 16JT 090 |
| 3240 | | 16JH 106 | |
| 3430 | | 16JH 094 | |
| 3520 | | | 16JT 100 |
| 3590 | | 16JH 118 | 16DF 100 |
| 3870 | | | 16JT 110 |
| 4190 | | 16JH 129 | |
| 4220 | | | 16JT 120 |
| 4310 | | 16JH 141 | |
| 4750 | | | 16JT 135 |
| 5140 | | 16JH 159 | |
| 5280 | | | 16JT 150 |

Based on leaving chilled water temperature 7°C, entering cooling water temperature 32°C

Dimensions and weights

| Unit | Dimensions, mm | | | Weight, kg |
|-------------|----------------|--------|-------|------------|
| | Length | Height | Depth | |
| 16DF | | | | |
| 003-004 | 1195 | 1850 | 1945 | 2900 |
| 005 | 1305 | 1945 | 1945 | 3200 |
| 006 | 1450 | 1995 | 1945 | 3700 |
| 007-008 | 1355 | 1945 | 2730 | 4600 |
| 009-010 | 1500 | 1995 | 2730 | 5200 |
| 011-012 | 1640 | 2095 | 2730 | 6000 |
| 013 | 3600 | 2350 | 1995 | 7800 |
| 015 | 3600 | 2350 | 1995 | 7900 |
| 018 | 3600 | 2350 | 2330 | 9200 |
| 020 | 3600 | 2350 | 2330 | 9300 |
| 023 | 3600 | 2500 | 2520 | 11300 |
| 025 | 3600 | 2500 | 2520 | 11400 |
| 028 | 4660 | 2595 | 2850 | 14800 |
| 032 | 4660 | 2595 | 2850 | 15000 |
| 036 | 4660 | 2695 | 3000 | 16800 |
| 040 | 4660 | 2695 | 3000 | 17000 |
| 045 | 4660 | 2950 | 3200 | 19800 |
| 050 | 4660 | 2950 | 3200 | 20000 |
| 060 | 6000 | 2850 | 3550 | 30000 |
| 070 | 6000 | 3090 | 3700 | 34000 |
| 080 | 7200 | 3100 | 3750 | 38000 |
| 090 | 7200 | 3200 | 3950 | 42000 |
| 100 | 7300 | 3400 | 4200 | 48000 |
| 16JB | | | | |
| 010 | 5153 | 2222 | 1104 | 4640 |
| 012 | 5153 | 2222 | 1104 | 4735 |
| 014 | 5153 | 2222 | 1104 | 4845 |
| 018 | 5175 | 2384 | 1327 | 5655 |
| 021 | 5175 | 2384 | 1327 | 7325 |
| 024 | 5184 | 2679 | 1530 | 7985 |
| 028 | 5184 | 2679 | 1530 | 8310 |
| 032 | 5175 | 3079 | 1905 | 10445 |
| 036 | 5175 | 3079 | 1905 | 10675 |
| 041 | 5238 | 3508 | 2228 | 13265 |
| 047 | 5238 | 3508 | 2228 | 13660 |
| 054 | 6686 | 3606 | 1911 | 16030 |
| 057 | 6686 | 3606 | 1911 | 16505 |
| 061 | 6607 | 4020 | 2228 | 19340 |
| 068 | 6607 | 4020 | 2228 | 19820 |
| 16JH | | | | |
| 010 | 2975 | 2390 | 1430 | 4877 |
| 012 | 2975 | 2390 | 1430 | 4978 |
| 014 | 2975 | 2390 | 1430 | 5080 |
| 016 | 4035 | 2350 | 1410 | 7010 |
| 018 | 4035 | 2350 | 1410 | 7112 |
| 021 | 4035 | 2350 | 1410 | 7214 |
| 024 | 4030 | 2610 | 1570 | 8128 |
| 028 | 4030 | 2610 | 1570 | 8636 |
| 032 | 5250 | 2700 | 1900 | 11074 |
| 036 | 5250 | 2700 | 1900 | 11278 |
| 041 | 5380 | 3000 | 2020 | 14122 |
| 047 | 5380 | 3000 | 2020 | 14630 |
| 054 | 5340 | 3300 | 2130 | 15748 |
| 057 | 6915 | 3300 | 2060 | 19304 |
| 065 | 6915 | 3300 | 2060 | 19812 |
| 073 | 6915 | 3200 | 2160 | 21336 |
| 080 | 6915 | 3350 | 2240 | 21844 |
| 088 | 6800 | 3530 | 2160 | 32004 |
| 094 | 6800 | 3530 | 2160 | 33528 |
| 106 | 6800 | 3650 | 2280 | 34544 |
| 118 | 6900 | 3845 | 2410 | 39624 |
| 129 | 6900 | 4040 | 2540 | 40640 |
| 141 | 7000 | 4250 | 2680 | 45720 |
| 159 | 7000 | 4550 | 2880 | 49784 |

| Unit | Dimensions, mm | | | Weight, kg |
|-------------|----------------|--------|-------|------------|
| | Length | Height | Depth | |
| 16JS | | | | |
| 810 | 2990 | 2320 | 1795 | 7010 |
| 812 | 2990 | 2320 | 1795 | 7112 |
| 814 | 2990 | 2320 | 1795 | 7214 |
| 816 | 4040 | 2320 | 1755 | 9957 |
| 818 | 4040 | 2320 | 1755 | 10058 |
| 821 | 4040 | 2320 | 1755 | 10160 |
| 824 | 4110 | 2500 | 1890 | 10465 |
| 828 | 4110 | 2500 | 1890 | 10770 |
| 832 | 5250 | 2550 | 1900 | 12497 |
| 836 | 5250 | 2550 | 1900 | 12903 |
| 841 | 5300 | 2780 | 2020 | 14732 |
| 847 | 5300 | 2780 | 2020 | 15138 |
| 854 | 5340 | 2970 | 2130 | 16764 |
| 857 | 6915 | 2950 | 2060 | 20320 |
| 865 | 6915 | 2950 | 2060 | 20828 |
| 873 | 6915 | 2870 | 2160 | 22352 |
| 880 | 6915 | 3020 | 2240 | 23368 |
| 16JT | | | | |
| 080 | 7150 | 3000 | 2500 | 30175 |
| 090 | 7250 | 3200 | 2650 | 37289 |
| 100 | 7250 | 3360 | 2650 | 38100 |
| 110 | 7440 | 3535 | 3200 | 43383 |
| 120 | 7440 | 3740 | 3200 | 44196 |
| 135 | 7510 | 4050 | 3500 | 55270 |
| 150 | 7510 | 4170 | 3500 | 55270 |

The absorption principle

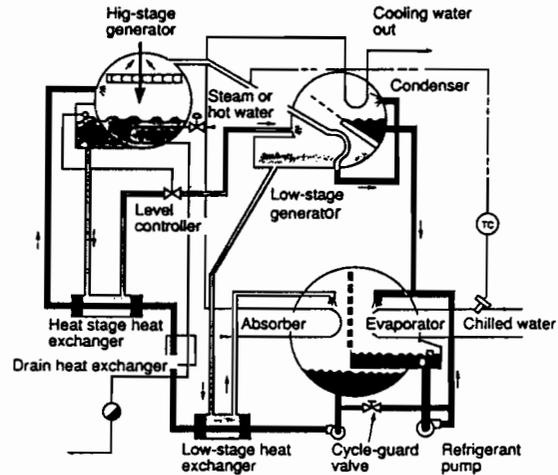
Absorption machines operate on the simple principle that under low absolute pressure, water will boil at a low temperature. The basic absorption refrigeration machine comprises an evaporator, absorber, condenser, generator, pumps and controls. Generally, the lower shell is divided into low-temperature, low-pressure absorber and evaporator sections and the upper shell contains the high-temperature, high-pressure generator and condenser sections. In the evaporator, the liquid refrigerant water vaporizes as it absorbs heat from the chilled water or other process steam to be cooled. This occurs because of the low pressure maintained in the evaporator. The remainder of the absorption process deals with reclaiming the refrigerant for reuse. The affinity of lithium bromide for water causes the refrigerant water vapour to be absorbed by the strong solution in the absorber. The diluted solution of water and lithium bromide is then pumped to the generator where the temperature is increased by heat energy such as steam or hot water. The refrigerant water is boiled out of the lithium bromide solution, and the re-concentrated lithium bromide solution then flows back to the absorber. Refrigerant vapour produced in the generator flows to the condenser where it is condensed to a liquid and flows back to the evaporator. In the evaporator and absorber, refrigerant water and strong lithium bromide solution respectively are sprayed on the tubes to increase heat transfer efficiency. This cycle is continuous for as long as the machine is in operation. The addition of a solution heat exchanger between the generator and absorber increases the efficiency of the process.

Double-effect absorption

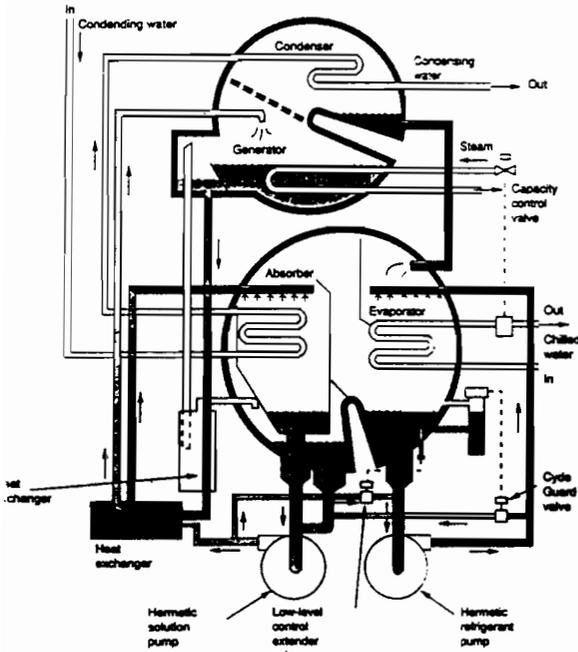
The addition of an extra heat exchanger improves the separation of water from the lithium bromide, resulting in a further increase in overall chiller efficiency of approximately 50%.

Direct-fired absorption

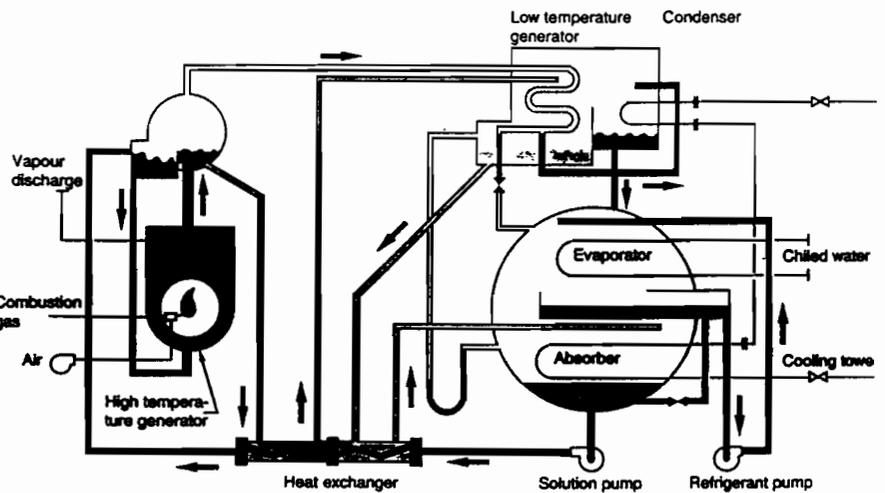
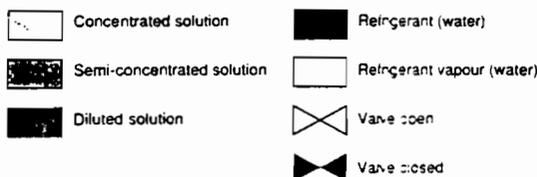
A direct-fired absorption unit is a double-effect absorption machine with an integral combustion chamber and burner. Instead of using steam or hot water, the unit burns fuel to provide the heat required for the separation of water and lithium bromide.



Typical 16JS absorption cycle



Typical 16JB absorption cycle



Direct-fired absorption chilling cycle flow



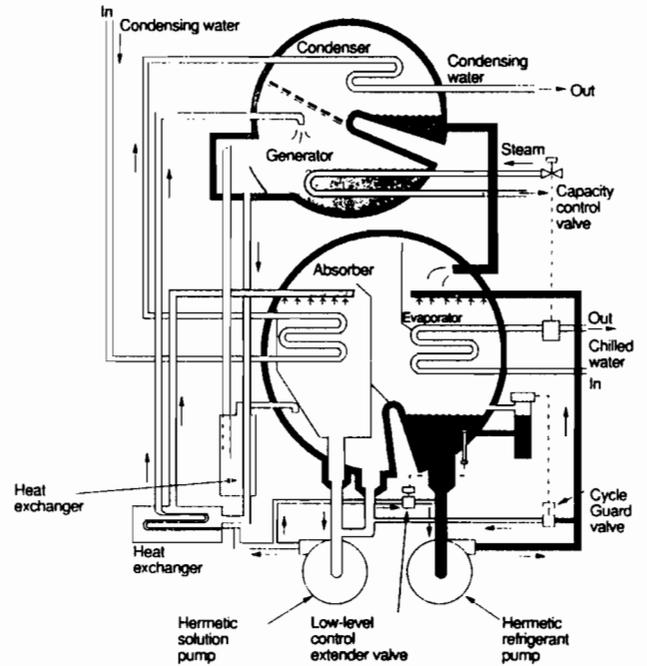
Order No. 11610-21, August 1993. Supersedes order No. 11610-21, August 1992. Manufacturer reserves the right to change any product specifications without notice.

Printed on Elemental Chlorine Free Paper. Printed in the Netherlands.

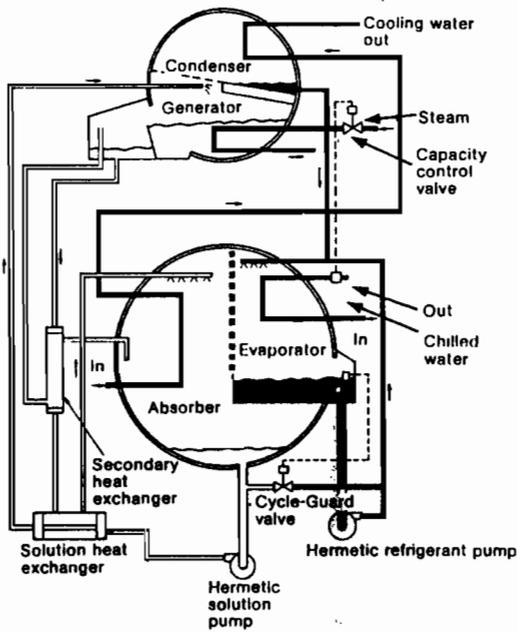
Nominal Capacity

| Model 16JB | Cap. kW* | Model 16JH | Cap. kW* | Model 16JS/RAW | Cap. kW* |
|------------|----------|------------|----------|----------------|----------|
| 010 | 351 | 010 | 334 | 810 | 317 |
| 012 | 408 | 012 | 387 | 812 | 369 |
| 014 | 464 | 014 | 457 | 814 | 422 |
| 018 | 612 | 016 | 527 | 816 | 475 |
| 021 | 707 | 018 | 580 | 818 | 545 |
| 024 | 819 | 021 | 686 | 821 | 633 |
| 028 | 949 | 024 | 791 | 824 | 739 |
| 032 | 1097 | 028 | 914 | 828 | 844 |
| 036 | 1227 | 032 | 1037 | 832 | 984 |
| 041 | 1396 | 036 | 1196 | 836 | 1125 |
| 047 | 1600 | 041 | 1336 | 841 | 1266 |
| 054 | 1723 | 047 | 1530 | 847 | 1407 |
| 057 | 1535 | 054 | 1723 | 854 | 1582 |
| 061 | 1976 | 057 | 1899 | 857 | 1758 |
| 068 | 2173 | 065 | 2110 | 865 | 1934 |
| | | 073 | 2373 | 873 | 2180 |
| | | 080 | 2602 | 880 | 2391 |
| | | 088 | 2813 | RAW 080 | 2813 |
| | | 094 | 3429 | RAW 090 | 3165 |
| | | 106 | 3235 | RAW 100 | 3516 |
| | | 118 | 3587 | RAW 110 | 3868 |
| | | 129 | 4185 | RAW 120 | 4220 |
| | | 141 | 4308 | RAW 135 | 4747 |
| | | 159 | 5135 | RAW 150 | 5275 |

* 7°C leaving chilled water temperature
 32°C entering cooling water temperature
 Cap = cooling capacity

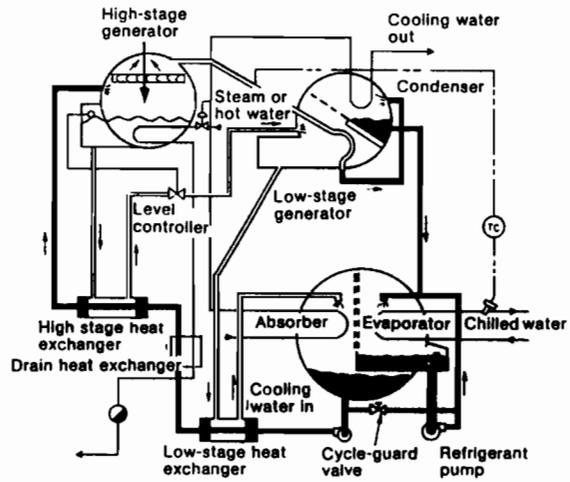


Typical 16JB absorption cycle



□ Diluted LiBr
 □ Concentrated liquid LiBr
 ■ Refrigerant

Typical 16JH absorption cycle



■ Diluted LiBr
 □ Partially concentrated LiBr
 □ Concentrated LiBr
 □ Refrigerant vapour
 ■ Refrigerant liquid

Typical 16JS absorption cycle



Order No. 11610-21, August 1990 Supersedes order No. 11610-21 August 1989
Manufacturer reserves the right to change any product specifications without notice.

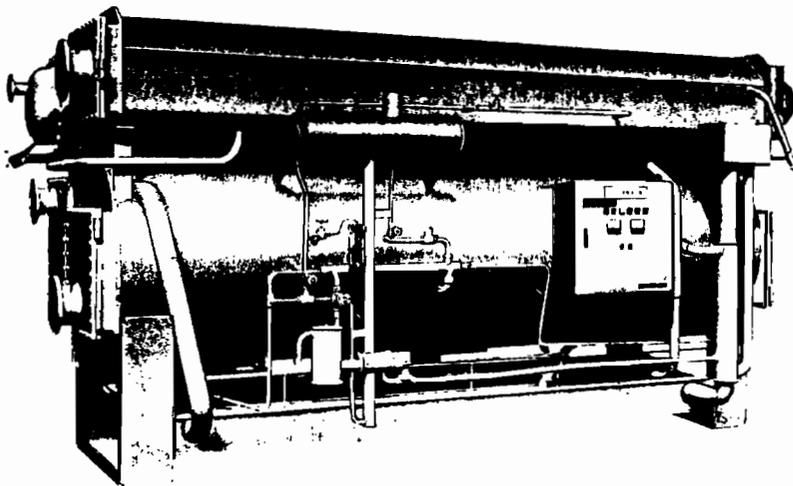
Printed in the Netherlands.



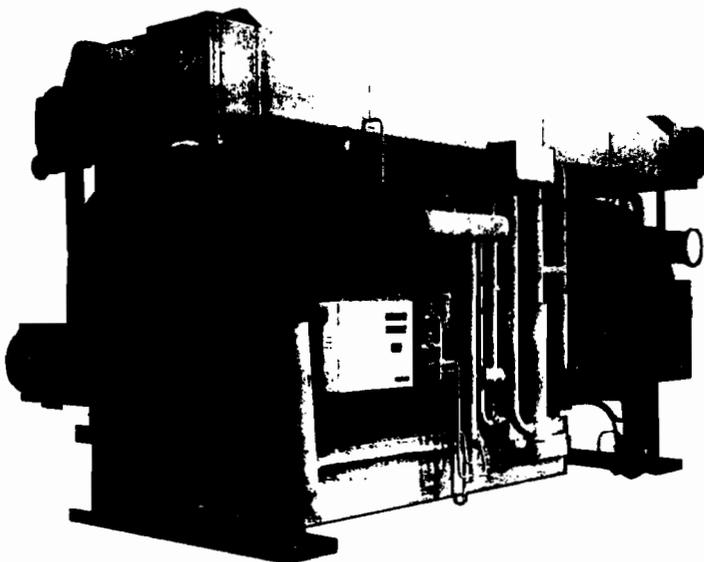
Advance Product Data

16JT Double-Effect Hermetic Absorption Liquid Chiller

Nominal 90 to 1500 Tons



16JT (SIZE 810-880)



16JT (SIZE 080-150, 080L-150L)

Carrier's 16JT Double-Effect Hermetic Absorption Liquid Chillers Provide an Alternative Means of Efficient, Cost-Effective Water Chilling. By Utilizing High-Pressure Steam, 16JT Chillers Avoid High-Cost Electricity and Quality for Utility Rebates and Incentives as a Gas Cooling Product.

- no CFC's; environmentally safe
- two-stage high-efficiency design reduces energy costs
- quiet, vibration-free operation
- few moving parts means high reliability

Features/Benefits

High-pressure steam, hot water, or waste heat source reduces energy costs, providing economical water chilling and/or process cooling.

Cost-effective cooling

Alternative-energy water chilling

— The 16JT offers an alternative to chillers driven by increasingly expensive electrical energy. The use of steam-powered absorption not only eliminates high electrical costs and demand charges, but also allows the owner to take advantage of gas cooling rebates and incentives programs offered by many utility companies. The 16JT is therefore economical to operate compared to other chillers.

Double-effect absorption cycle increases efficiency — The double-effect cycle utilizes both a high- and a low-stage generator, providing 2 stages of solution concentration which

reduces the energy consumption accordingly. The 16JT chiller offers typical full-load steam rates of less than 10 lb/hr-ton at nominal operating conditions.

Proven features provide optimum part-load performance —

Carrier's concentration control system allows stable operation at reduced cooling water temperatures, for greater improvement in part-load operation. The internal solution control valve, a standard feature, automatically restricts the flow of weak solution to the generator during part-load operation. This control valve system is completely internal to ensure the vacuum integrity of the machine. A bolt-on cover provides easy access to the control valve system.

Condensate drain heat exchanger saves energy — Carrier's condensate drain heat exchanger reduces steam consumption, resulting in further energy savings. Valuable energy (in the form of heat) in the condensate leaving the generator is transferred to the weak lithium bromide solution as it is pumped to the generator. This reduces the amount of energy required to operate the chiller at both full and part-load conditions.

Application versatility

The 16JT chiller is designed to suit a variety of applications

— From comfort cooling to providing chilled water for process applications, the 16JT double-effect chiller offers versatility for almost any job, whether steam, hot water, or waste heat is utilized as the heat source.

Available in 31 standard sizes, the 16JT chillers span a wide capacity range — Sizes 810-880 offer nominal capacities from 90 to 680 tons. Sizes 080-150 offer capacities from 800 to 1500 tons and are also available in high-efficiency models (sizes 080L-150L) which reduce energy consumption and operating cost even further. Carrier's computer analysis assists you in selecting the right machine, properly sized to meet your exact requirements.

An absorption chiller can be combined with an electric chiller to form a hybrid system —

Utilizing the 16JT in conjunction with an electric chiller creates a flexible system in which one machine can be used for the base load while the other handles the peak load. Hybrid chiller systems have proven to be an economical solution for many comfort cooling applications. Depending on

utility rate structures, this type of system may be a viable choice for your application.

Location and installation savings

The 16JT chillers are factory assembled and wired — Smaller size units are shipped as single-piece machines. Larger units are shipped in sections, for easier handling and rigging.

Standard condensate drain heat exchanger is factory installed

— This energy-saving feature, consisting of a shell-and-tube heat exchanger and a float/trap assembly, is completely factory mounted and piped. There is no need for an additional trap in the condensate piping, thus reducing piping costs.

Factory-installed electric controls reduce installation cost —

Electric controls are standard on all 16JT units. With competitive machines, it may be necessary to provide an accessory air compressor at additional installation and operating expense. A pneumatically operated steam valve

is available as an option, for those installations where compressor equipment is already available at the jobsite.

The 16JT offers flexibility in location selection — Low sound levels are characteristic of absorption chillers; this is primarily due to the fact that the refrigerant and solution pumps are the only rotating parts. The sound level of a 16JT is typically as low as 80 dbA, allowing the chiller to be installed in areas with strict sound requirements. In addition, the low vibration levels of a 16JT make it possible to install the chiller above grade or in the proximity of occupied spaces or areas that are sensitive to sound and vibration.

Low maintenance

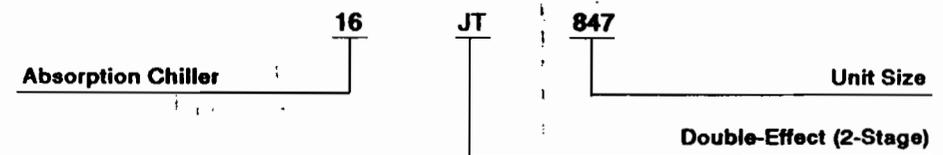
Convenient maintenance is an integral part of the Carrier design

— All moving parts are easily accessible. Hinged water box covers allow easy tube and water box inspection. Epoxy-painted tube sheets, water boxes, and covers protect surfaces against corrosion and extend machine life.

Table of contents

| | |
|-----------------------------------|-------|
| Model Number Nomenclature | 2 |
| Factory-Installed Options | 6 |
| Field-Installed Accessories | 6 |
| Machine Components | 7 |
| Physical Data | 8,9 |
| Dimensions | 10,11 |
| Performance Data | 12-14 |
| Electrical Data | 15 |
| Typical Control Sequence | 16 |
| Typical Piping and Wiring | 17 |
| Guide Specifications | 18-19 |

Model number nomenclature



Leakproof hermetic pumps cut maintenance costs —

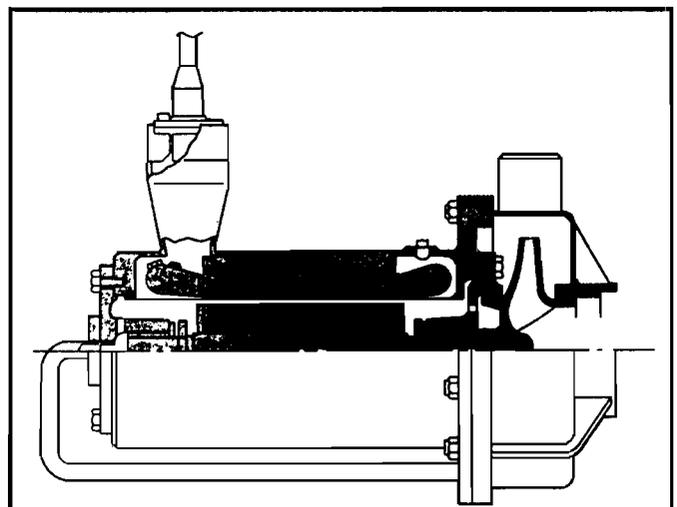
Carrier's unique solution and refrigerant motor/pump units are leakproof, totally enclosed and hermetically sealed. Hermetic design eliminates the need for a separate, complicated, and possibly leakprone seal water system and auxiliary city water piping, while providing leak tightness and longer machine life. There are no packing glands or seals to maintain — air cannot leak in; fluids cannot leak out. Specially designed bearings absorb both radial and axial thrusts to assure correct fit at all times. Bearings are lubricated by the fluid being pumped, so there is no possibility of contamination from oil, grease, or other lubricants in the system. The pumps are field serviceable, and inspection is recommended after either 5 years or 20,000 hours of operation, whichever is reached first.

Factory-Trained Service Organization — Carrier's extensive service organization offers trained and experienced service technicians in every major city. In addition to routine maintenance and repair services, Carrier also offers a wide array of preventative maintenance, full maintenance, and/or extended service contracts.

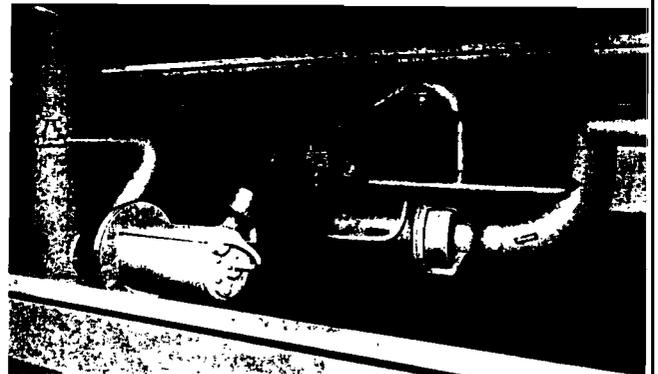
Reliable operation

Central control system permits monitoring of machine operation for prevention of operating problems — Carrier offers the control system that is most cost effective for your job needs — either electric (standard) or pneumatic (optional). Standard equipment with the control panel includes an elapsed-time indicator, multi-tap control voltage transformer, and ambient-temperature compensated overloads in the machine pump starters. The key-locked panel door provides protection against tampering.

A printed pattern board is used for the relay timer sequence lines, eliminating nuisance tripouts due to loose connections. Long life light-emitting diodes (LEDs) identify operating modes and the reason behind any safety shutdown.



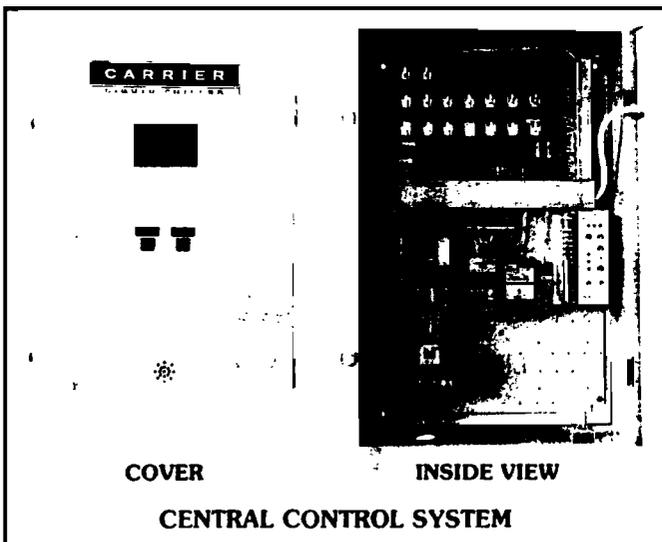
CUTAWAY VIEW OF HERMETIC PUMP



REAR VIEW DETAIL OF HERMETIC PUMP MOTOR

Lithium chromate inhibitor adds corrosion protection — Lithium chromate inhibitor added to the lithium bromide solution in 16JT absorption chillers provides an extra margin of protection against corrosive damage to internal machine surfaces. It assures reliable operation, and is easy to maintain with the accessory Solution Analysis Test Kit.

The 16JT is built for dependability — The steam side of the high-stage generator is designed, constructed, and stamped in accordance with Section VIII of the ASME code, for assured quality and reliability.



COVER INSIDE VIEW
CENTRAL CONTROL SYSTEM

Features/Benefits (cont)

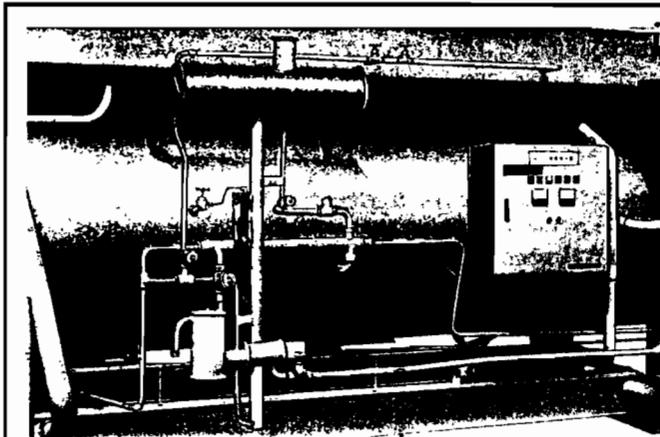
Automatic motorless purge extends machine life, ensures optimum efficiency and performance — The Carrier purge system automatically keeps the 16JT free of noncondensables, assuring efficient, full refrigeration capacity when needed. Vacuum tightness is assured — no external vacuum pump or other accessory equipment is needed. Continuous motorless purging helps prevent corrosive damage to internal surfaces and eliminates the risk of contaminating the lithium bromide solution with oil vapors. Carrier's motorless purge assures long machine life and offers maintenance-free operation — does not require external wiring or change of oil required by ordinary motor driven pumps.

How the motorless purge operates — During machine operation, lithium bromide solution from the discharge of the solution pump flows through eductor (A). The number of eductors varies with unit size to ensure complete purging. The suction created by the eductor draws the noncondensables from the absorber and mixes them with the solution flowing through the eductor. The eductor discharges the solution and noncondensables through a check valve (H) and into storage chamber (D), where some of the noncondensables are separated from the solution. The solution and remaining noncondensables flow to separation chamber (C) where the remaining noncondensables are separated and

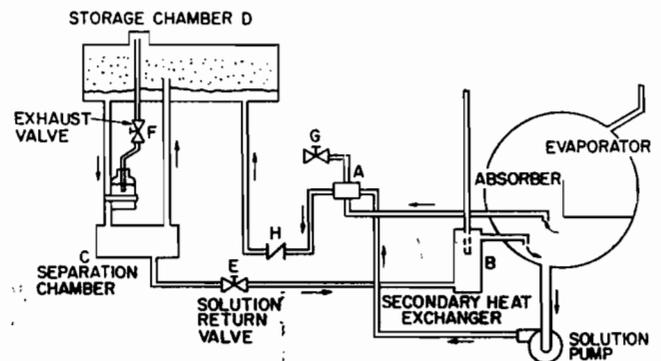
flow back to storage chamber (D), while the solution flows back to the absorber through the solution return line and secondary heat exchanger (B).

As the storage chamber fills with noncondensables, the solution level is depressed until a predetermined level is reached, indicating the need to discharge the noncondensables. The displaced solution flows back to the absorber. The noncondensables are trapped in the storage chamber and cannot re-enter the machine, even during shutdown. At this point, the purge is exhausted manually. Evacuation is a simple matter of closing solution return valve (E) to the absorber. Solution is forced into the storage chamber, compressing the noncondensables to a pressure higher than atmospheric. Exhaust valve (F) is opened to bleed the noncondensables through the water seal, then immediately closed. To return the purge to automatic operation, valve E is opened and the solution flows back to the absorber. The purge achieves continuous, automatic, and motorless operation. An optional vacuum pump can also be used for evacuation if desired.

Purging and exhausting of purge take place while machine is running. Operator can log purge exhaust intervals and monitor trends in purging operation.



MOTORLESS PURGE

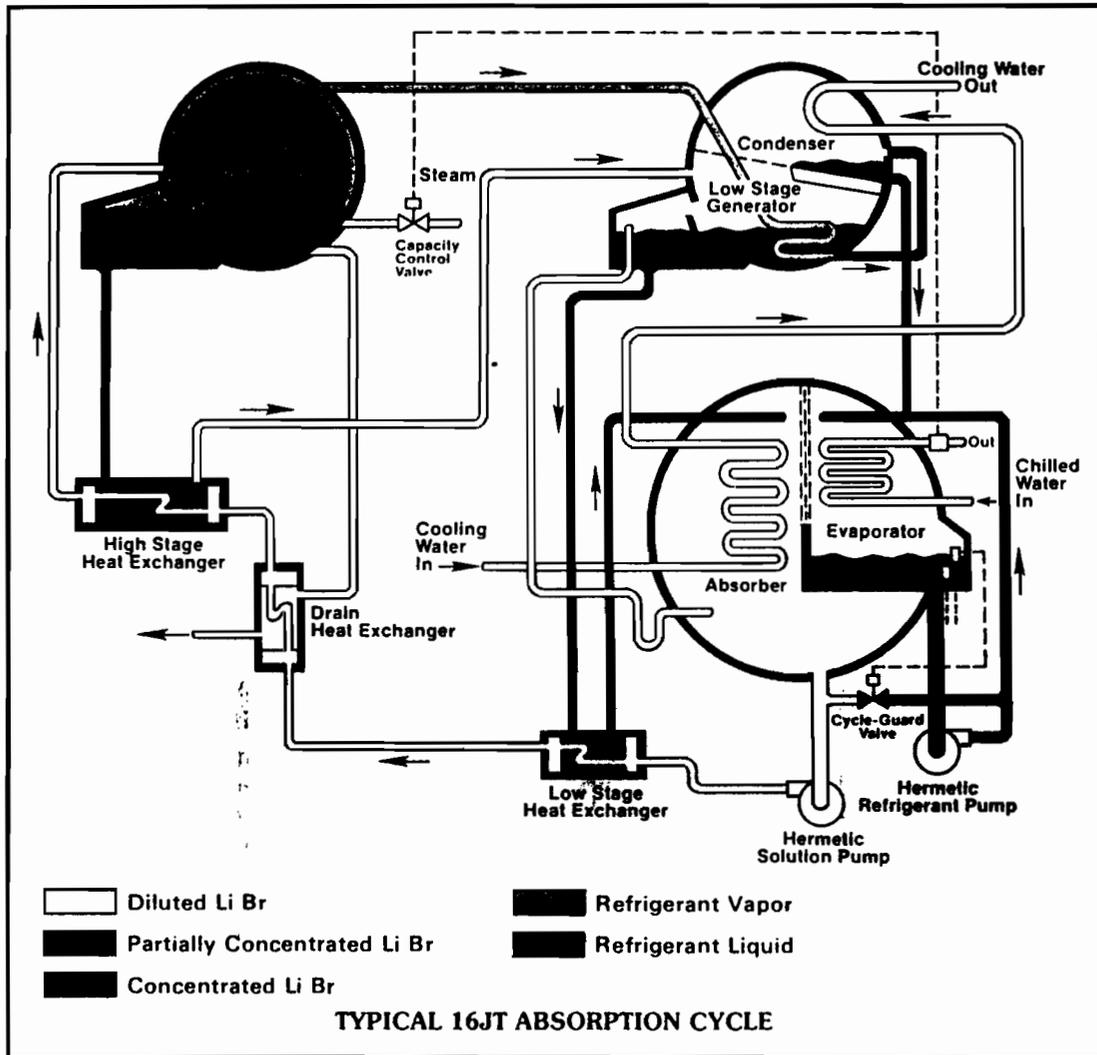


TYPICAL PURGE OPERATION SCHEMATIC

16JT double-effect absorption cooling cycle

A double-effect absorption refrigeration machine consists of an evaporator, absorber, condenser, low-stage generator, high-stage generator, heat exchangers, pumps, and auxiliaries. The refrigerant water, which cools the chilled water in the evaporator, is first vaporized and the vapor is then absorbed into the liquid lithium bromide solution in the absorber. The lithium bromide is pumped through the low-stage heat exchanger, drain heat exchanger, high-stage heat exchanger, and into the high-stage generator. In the high-stage generator, some of the refrigerant water is boiled out of the lithium bromide solution by steam. From the high-

stage generator, the intermediate concentrated lithium bromide is routed to the low-stage generator via the high-stage heat exchanger and is further concentrated by the hot refrigerant vapor produced by the high-stage generator. The refrigerant vapor condenses inside the tubes in the low-stage generator and flows to the condenser. The re-concentrated lithium bromide passes to the absorber through the low-stage heat exchanger, where the temperature is lowered. Refrigerant vapor produced in the low-stage generator will be condensed by cooling tower water in the condenser. This condensed refrigerant liquid is then returned to the evaporator along with the condensed refrigerant, which was used to heat the lithium bromide in the low-stage generator.



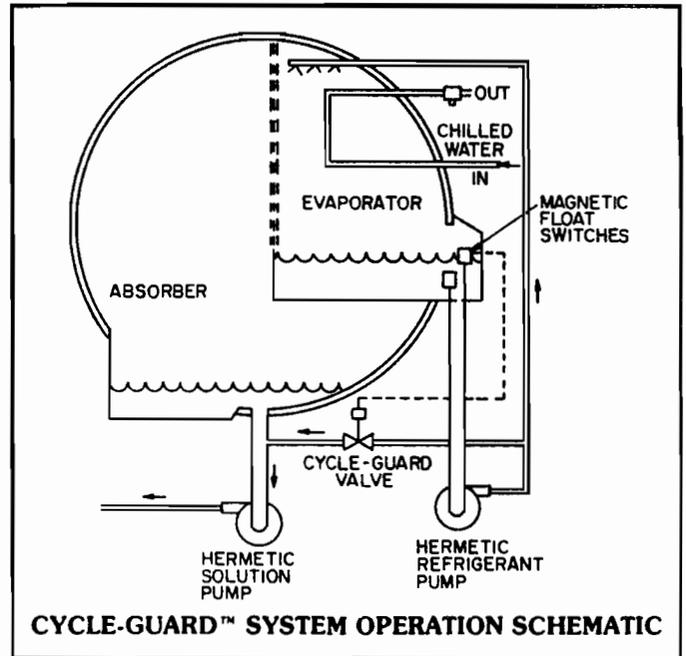
Features/Benefits (cont)

Cycle-Guard system automatically prevents solution overconcentration and crystallization

Carrier's control system prevents overconcentration by monitoring the level of refrigerant water in the evaporator. This ensures continuous, reliable operation and smooth handling of upset conditions that would crystallize other machines. When the refrigerant in the evaporator rises to a preset level, refrigerant water is pumped out of the evaporator to maintain proper system balance and prevent overconcentration.

The Cycle-Guard system also ensures safe pump suction level and prevents overdilution. A control device automatically senses the safe minimum refrigerant level in the evaporator and cycles the refrigerant pump as needed, to maintain proper system balance and protect the refrigerant pump. In a similar manner, overdilution during the shutdown dilution cycle is prevented, reducing energy consumption and pull-down time during subsequent machine start-up.

This reliable control system ensures stable leaving chilled water temperature and allows continuous operation at full load with entering condenser water as low as 59 F.



Factory-installed options

Additional control features — Indicating temperature controllers, fault indicating lights, and additional instrumentation are available to make troubleshooting and maintenance easier.

Special tubing — Tubing is available in various materials to meet your specific job requirements.

Marine-type water boxes — Marine-type water boxes with hinged cover plates facilitate water box and tube sheet inspection, thereby reducing maintenance costs.

Field-installed accessories

Thermometer package — Consists of 5 adjustable angle thermometers, 3 with 6-in. long stems and 2 with 3½-in. long stems.

Isolation package — Vibration isolation package consists of 4 steel soleplates and 4 rubber-in-shear pads.

Water flow switches — Available from the factory for installation according to job requirements.

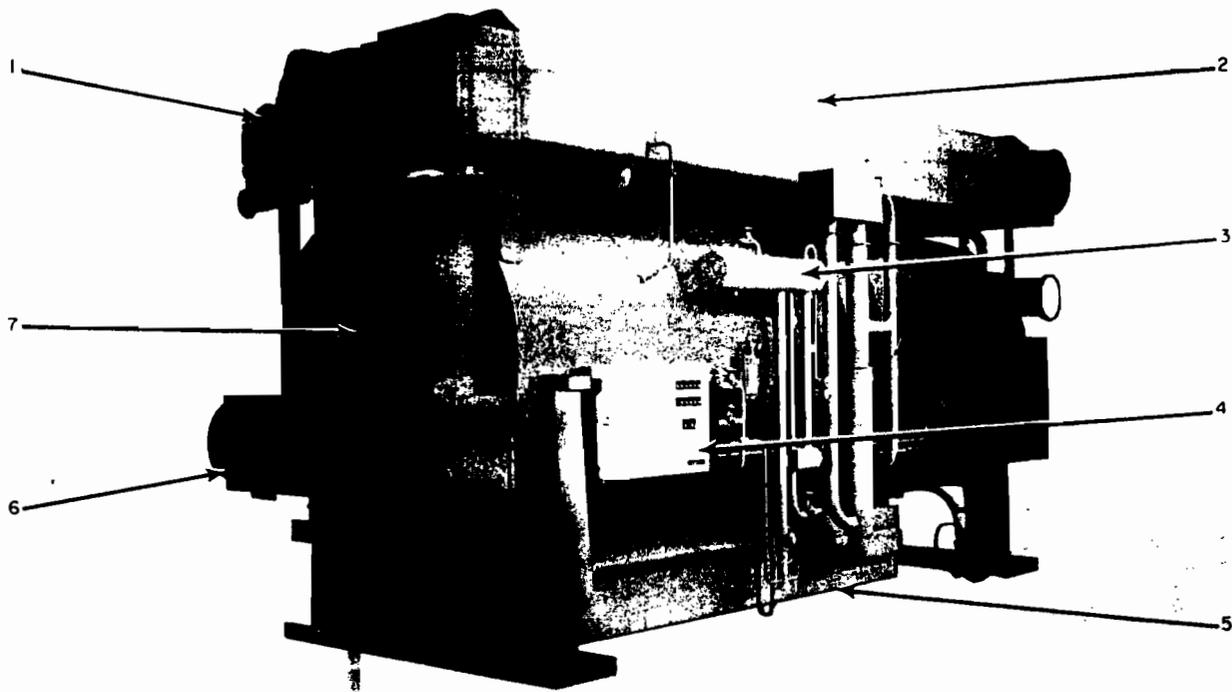
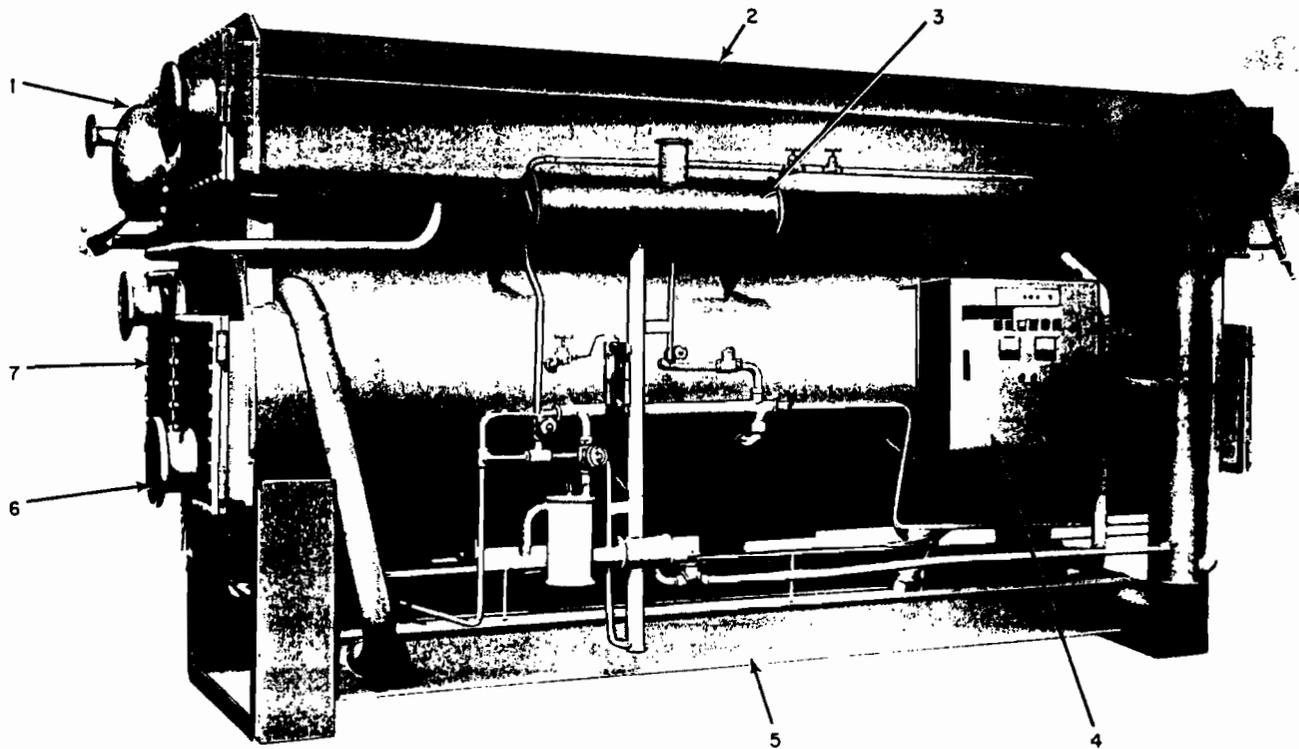
Second drain heat exchanger — A second energy-saving drain heat exchanger, factory mounted and piped, adds to the efficiency provided by the standard drain heat exchanger.

UL-listing — The control panel, its components, and devices can be UL (Underwriters' Laboratories) listed when required.

Solution analysis test kit — Enables analysis of solution chemistry in the field. The kit contains the components needed for quick evaluation of lithium chromate inhibitor concentration.

Machine components

16JT SIZES 810-880



LEGEND

- | | |
|---------------------------------------|------------------------------|
| 1 — High-Stage Generator | 5 — Solution Heat Exchangers |
| 2 — Condenser and Low-Stage Generator | 6 — Absorber |
| 3 — Purge Storage Chamber | 7 — Evaporator |
| 4 — Control Panel | |

Physical data

| MODEL 16JT | 810 | 812 | 814 | 816 | 818 | 821 |
|---|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| NOMINAL CAPACITY (ton) | 90 | 105 | 120 | 135 | 155 | 180 |
| RIGGING WEIGHT* (lb) | 11,680 | 11,900 | 12,120 | 16,090 | 16,310 | 16,530 |
| OPERATING WEIGHT (lb) | 15,210 | 15,430 | 15,650 | 21,600 | 21,820 | 22,040 |
| LITHIUM BROMIDE SOLUTION CHARGE (lb) | 1,850 | 1,850 | 1,850 | 2,700 | 2,700 | 2,700 |
| REFRIGERANT (WATER) CHARGE (lb) | 725 | 725 | 725 | 880 | 880 | 880 |
| CHILLED WATER Pipe Connection Size (In.) | 4 | 4 | 4 | 5 | 5 | 5 |
| No. of Passes | 4 | 4 | 4 | 3 | 3 | 3 |
| COOLING WATER Pipe Connection Size (In.) | 5 | 5 | 5 | 6 | 6 | 6 |
| No. of Passes Absorber | 4 | 4 | 4 | 3 | 3 | 3 |
| Condenser | 2 | 2 | 2 | 1 | 1 | 1 |
| STEAM Pipe Connection Size (In.) In | 2½ | 2½ | 2½ | 2½ | 2½ | 2½ |
| Out (NPT) | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 |

| MODEL 16JT | 824 | 828 | 832 | 836 | 841 | 847 |
|---|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| NOMINAL CAPACITY (ton) | 210 | 240 | 280 | 320 | 360 | 400 |
| RIGGING WEIGHT* (lb) | 16,970 | 17,410 | 20,275 | 20,940 | 23,360 | 24,025 |
| OPERATING WEIGHT (lb) | 22,700 | 23,360 | 27,110 | 27,990 | 31,960 | 32,840 |
| LITHIUM BROMIDE SOLUTION CHARGE (lb) | 3,320 | 3,470 | 4,165 | 4,245 | 4,935 | 5,400 |
| REFRIGERANT (WATER) CHARGE (lb) | 770 | 770 | 950 | 950 | 1,145 | 1,145 |
| CHILLED WATER Pipe Connection Size (In.) | 6 | 6 | 6 | 6 | 8 | 8 |
| No. of Passes | 3 | 3 | 2 | 2 | 2 | 2 |
| COOLING WATER Pipe Connection Size (In.) | 8 | 8 | 8 | 8 | 10 | 10 |
| No. of Passes Absorber | 3 | 3 | 2 | 2 | 2 | 2 |
| Condenser | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 |
| STEAM Pipe Connection Size (In.) In | 3 | 3 | 3 | 3 | 3 | 3 |
| Out (NPT) | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 |

*Sizes 810-854 are shipped in one section as standard.

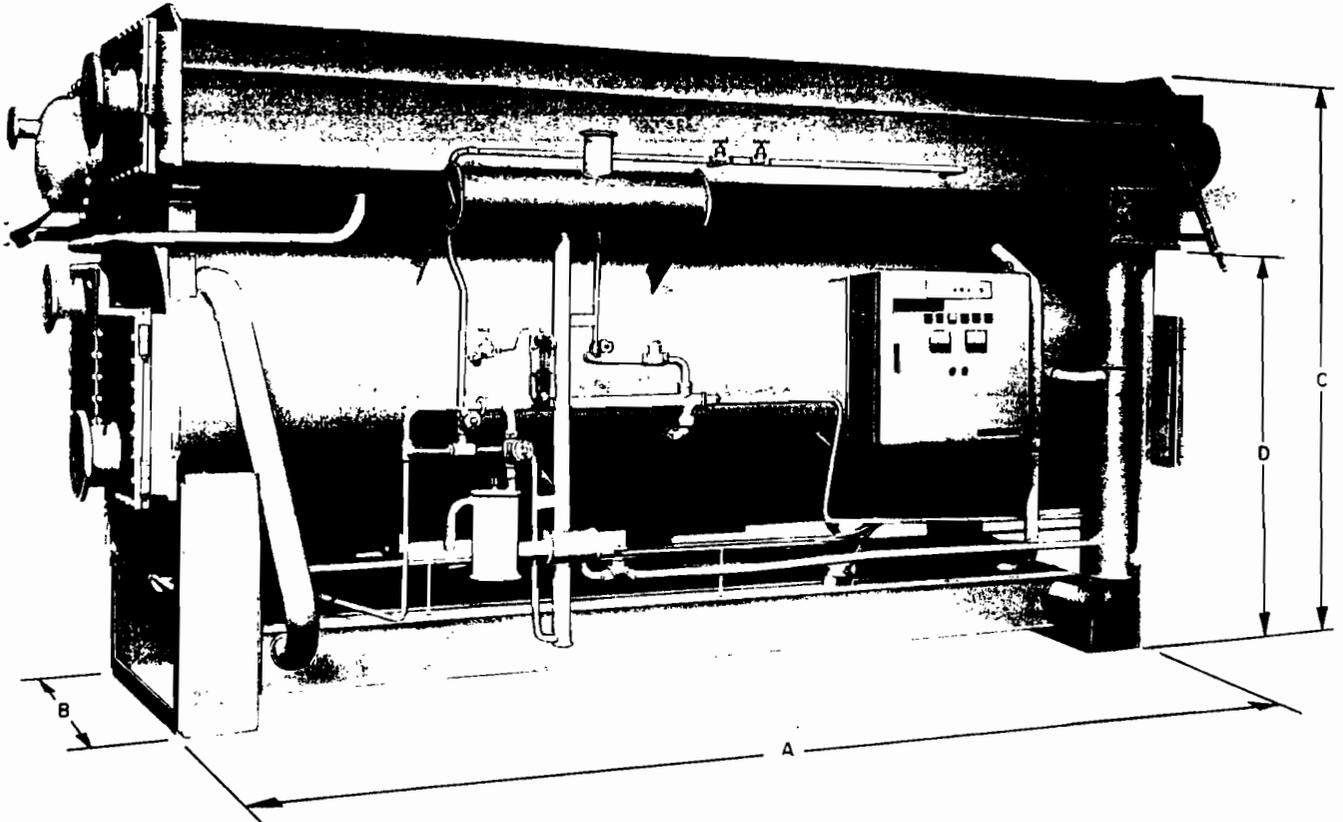
| | | | | | |
|---|---------------|---------------|---------------|---------------|---------------|
| MODEL 16JT | 854 | 857 | 865 | 873 | 880 |
| NOMINAL CAPACITY (ton) | 450 | 500 | 550 | 620 | 680 |
| RIGGING WEIGHT* (lb) | | | | | |
| Absorber/Evaporator | — | 22,040 | 22,480 | 23,800 | 26,010 |
| Generator/Condenser | — | 9,700 | 9,920 | 11,460 | 12,120 |
| Total | 26,450 | 31,740 | 32,400 | 35,260 | 38,130 |
| OPERATING WEIGHT (lb) | 36,365 | 44,080 | 45,180 | 48,490 | 50,690 |
| LITHIUM BROMIDE SOLUTION CHARGE (lb) | 5,940 | 6,250 | 6,945 | 7,560 | 8,410 |
| REFRIGERANT (WATER) CHARGE (lb) | 1,380 | 1,380 | 1,695 | 1,940 | 2,380 |
| CHILLED WATER | | | | | |
| Pipe Connection Size (in.) | 8 | 8 | 8 | 8 | 8 |
| No. of Passes | 2 | 2 | 2 | 2 | 2 |
| COOLING WATER | | | | | |
| Pipe Connection Size (in.) | 10 | 10 | 10 | 10 | 10 |
| No. of Passes | | | | | |
| Absorber | 2 | 2 | 2 | 2 | 2 |
| Condenser | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 |
| STEAM | | | | | |
| Pipe Connection Size (in.) | | | | | |
| In | 3 | 3 | 3 | 4 | 4 |
| Out (NPT) | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 |

| MODEL 16JT | 080 | 080L | 090 | 090L | 100 | 100L | 110 | 110L | 120 | 120L | 135 | 135L | 150 | 150L |
|---|---------------|---------------|---------------|---------------|---------------|---------------|---------------|---------------|---------------|----------------|----------------|----------------|----------------|----------------|
| NOMINAL CAPACITY (ton) | 800 | | 900 | | 1000 | | 1100 | | 1200 | | 1350 | | 1500 | |
| RIGGING WEIGHT* (lb) | | | | | | | | | | | | | | |
| Absorber/Evaporator | 29,755 | 36,365 | 31,960 | 40,775 | 37,470 | 42,980 | 44,080 | 45,180 | 47,385 | 50,690 | 50,690 | 59,510 | 55,100 | 66,120 |
| Generator/Condenser | 14,325 | 15,430 | 14,545 | 16,090 | 16,530 | 16,530 | 17,630 | 18,735 | 18,735 | 22,040 | 19,835 | 24,245 | 22,040 | 27,550 |
| Total | 44,080 | 51,795 | 46,505 | 56,865 | 54,000 | 59,510 | 61,710 | 63,915 | 66,120 | 72,730 | 70,525 | 83,755 | 77,140 | 93,670 |
| OPERATING WEIGHT (lb) | 61,710 | 70,530 | 66,120 | 79,345 | 79,345 | 85,955 | 88,160 | 94,770 | 94,770 | 105,790 | 104,690 | 116,810 | 114,810 | 131,140 |
| LITHIUM BROMIDE SOLUTION CHARGE (lb) | 10,185 | 11,110 | 11,415 | 12,450 | 12,190 | 13,575 | 13,730 | 15,040 | 14,810 | 16,200 | 17,060 | 18,825 | 18,590 | 20,300 |
| REFRIGERANT (WATER) CHARGE (lb) | 1,475 | 1,640 | 1,675 | 1,765 | 1,795 | 1,875 | 1,685 | 1,830 | 1,720 | 1,985 | 1,985 | 2,315 | 2,260 | 2,535 |
| CHILLED WATER | | | | | | | | | | | | | | |
| Pipe Connection Size (in.) | 10 | | 10 | | 10 | | 10 | | 12 | | 12 | | 12 | |
| No. of Passes | 2 | | 2 | | 2 | | 2 | | 2 | | 2 | | 2 | |
| COOLING WATER | | | | | | | | | | | | | | |
| Pipe Connection Size (in.) | 12 | | 12 | | 12 | | 14 | | 14 | | 16 | | 16 | |
| No. of Passes | | | | | | | | | | | | | | |
| Absorber | 2 | | 2 | | 2 | | 2 | | 2 | | 2 | | 2 | |
| Condenser | 1 | | 1 | | 1 | | 1 | | 1 | | 1 | | 1 | |
| STEAM | | | | | | | | | | | | | | |
| Pipe Connection Size (in.) | | | | | | | | | | | | | | |
| In | 4 | | 4 | | 5 | | 5 | | 5 | | 5 | | 5 | |
| Out (NPT) | 2 | | 2 | | 2 | | 2 | | 2 | | 2 | | 2 | |

*810-854 are shipped in one section as standard. Sizes 857 and 880, 080-150, and 080L-150L are shipped in 2 sections as standard.

Dimensions

SIZES 810-880



DIMENSIONS (ft.-in.)

| MODEL 16JT | 810 | 812 | 814 | 816 | 818 | 821 | 824 | 828 |
|------------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| Length A | 9-10 | 9-10 | 9-10 | 13-4 | 13-4 | 13-4 | 13-6 | 13-6 |
| Width B | 6-0 | 6-0 | 6-0 | 5-9 | 5-9 | 5-9 | 6-2 | 6-2 |
| Height C | 7-7 | 7-7 | 7-7 | 7-7 | 7-7 | 7-7 | 8-2 | 8-2 |

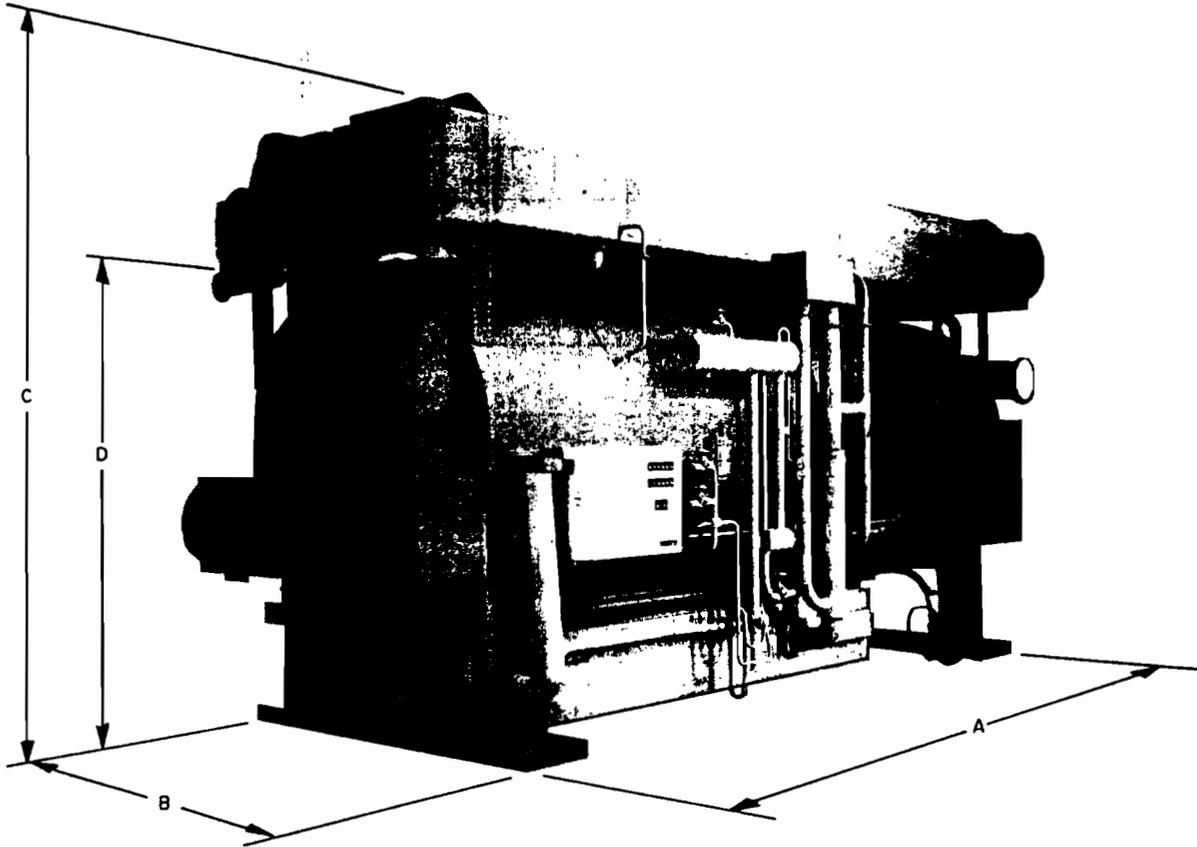
| MODEL 16JT | 832 | 836 | 841 | 847 | 854 | 857 | 865 | 873 | 880 |
|------------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| Length A | 17-3 | 17-3 | 17-5 | 17-5 | 17-5 | 22-8 | 22-8 | 22-8 | 22-8 |
| Width B | 6-3 | 6-3 | 6-9 | 6-9 | 6-11 | 6-8 | 6-8 | 7-0 | 7-3 |
| Height C | 8-4 | 8-4 | 9-1 | 9-1 | 9-9 | 9-8 | 9-8 | 9-5 | 9-11 |
| Height D* | — | — | — | — | — | 8-0 | 8-0 | 7-8 | 7-10 |

*Sizes 857-880 are shipped in 2 sections as standard.

NOTES:

1. All dimensions are approximate.
2. For routine maintenance, allow 3 ft clearance on all sides and 6 in. above chiller.
3. For service access, allow clearances as follows:
 - a. For tube removal, allow space equal to "A" dimension (length) at either end of the chiller.
 - b. For opening water box cover, allow space equal to half of "B" dimension (width) at end of chiller opposite nozzle.

SIZES 080-150, 080L-150L



DIMENSIONS (ft-in.)

| MODEL 16JT | 080 | 090 | 100 | 110 | 120 | 135 | 150 |
|------------|-------|-------|-------|------|-------|------|------|
| Length A | 22-11 | 22-11 | 22-11 | 23-2 | 23- 2 | 23-4 | 23-4 |
| Width B | 7- 7 | 8- 2 | 8- 6 | 9-3 | 9- 6 | 10-3 | 10-6 |
| Height C | 9-10 | 10- 6 | 11- 0 | 11-7 | 12- 3 | 13-0 | 13-8 |
| Height D* | 8- 1 | 8- 5 | 9- 0 | 9-6 | 9-10 | 10-6 | 11-2 |

| MODEL 16JT | 080L | 090L | 100L | 110L | 120L | 135L | 150L |
|------------|-------|-------|-------|------|-------|------|------|
| Length A | 25-10 | 25-10 | 25-10 | 26-0 | 26- 2 | 26-4 | 26-4 |
| Width B | 8- 2 | 8- 2 | 8- 6 | 9-3 | 9- 7 | 10-3 | 10-6 |
| Height C | 9-10 | 10- 6 | 11- 0 | 11-7 | 12- 3 | 13-0 | 13-8 |
| Height D* | 8- 1 | 8- 5 | 9- 0 | 9-6 | 9-10 | 10-6 | 11-2 |

*Sizes 080-150 and 080L-150L are shipped in 2 sections as standard.

NOTES:

1. All dimensions are approximate.
2. For routine maintenance, allow 3 ft clearance on all sides and 6 in. above chiller.
3. For service access, allow clearances as follows:
 - a. For tube removal, allow space equal to "A" dimension (length) at either end of the chiller.
 - b. For opening water box cover, allow space equal to half of "B" dimension (width) at end of chiller opposite nozzle.

Performance data

| | | | | | | |
|-------------------------------|------------|------------|------------|------------|------------|------------|
| MODEL 16JT | 810 | 812 | 814 | 816 | 818 | 821 |
| COOLING CAPACITY (ton) | 90 | 105 | 120 | 135 | 155 | 180 |
| CHILLED WATER | | | | | | |
| Flow Rate (gpm) | 216 | 252 | 288 | 324 | 372 | 432 |
| Pressure Drop (ft) | 16.0 | 16.2 | 16.1 | 20.2 | 19.7 | 20.0 |
| COOLING WATER | | | | | | |
| Flow Rate (gpm) | 351 | 409 | 467 | 511 | 586 | 679 |
| Pressure Drop (ft) | 22.0 | 24.4 | 24.8 | 19.1 | 19.6 | 20.3 |
| STEAM (lb/hr-ton) | 10.6 | 10.7 | 10.7 | 10.1 | 10.1 | 10.2 |
| (lb/hr) | 954 | 1120 | 1284 | 1364 | 1566 | 1836 |

| | | | | | | |
|-------------------------------|------------|------------|------------|------------|------------|------------|
| MODEL 16JT | 824 | 828 | 832 | 836 | 841 | 847 |
| COOLING CAPACITY (ton) | 210 | 240 | 280 | 320 | 360 | 400 |
| CHILLED WATER | | | | | | |
| Flow Rate (gpm) | 504 | 576 | 672 | 768 | 864 | 960 |
| Pressure Drop (ft) | 20.8 | 20.2 | 15.0 | 14.9 | 13.9 | 14.3 |
| COOLING WATER | | | | | | |
| Flow Rate (gpm) | 797 | 907 | 1035 | 1183 | 1330 | 1478 |
| Pressure Drop (ft) | 19.2 | 19.3 | 15.0 | 16.5 | 15.5 | 15.8 |
| STEAM (lb/hr-ton) | 10.2 | 10.2 | 9.7 | 9.8 | 9.7 | 9.8 |
| (lb/hr) | 2142 | 2448 | 2716 | 3136 | 3492 | 3920 |

| | | | | | |
|-------------------------------|------------|------------|------------|------------|------------|
| MODEL 16JT | 854 | 857 | 865 | 873 | 880 |
| COOLING CAPACITY (ton) | 450 | 500 | 550 | 620 | 680 |
| CHILLED WATER | | | | | |
| Flow Rate (gpm) | 1080 | 1200 | 1320 | 1488 | 1632 |
| Pressure Drop (ft) | 13.7 | 29.4 | 32.4 | 31.2 | 31.5 |
| COOLING WATER | | | | | |
| Flow Rate (gpm) | 1658 | 1852 | 2040 | 2293 | 2524 |
| Pressure Drop (ft) | 15.7 | 34.1 | 35.6 | 34.9 | 35.8 |
| STEAM (lb/hr-ton) | 9.8 | 9.9 | 10.0 | 10.0 | 9.9 |
| (lb/hr) | 4410 | 4950 | 5500 | 6200 | 6732 |

| MODEL 16JT | 080 | 090 | 100 | 110 | 120 | 135 | 150 |
|--|--------------|--------------|--------------|---------------|---------------|---------------|---------------|
| COOLING CAPACITY (ton) | 800 | 900 | 1000 | 1100 | 1200 | 1350 | 1500 |
| CHILLED WATER Flow Rate (gpm) Pressure Drop (ft) | 1920 30.0 | 2160 30.3 | 2400 30.8 | 2640 31.2 | 2880 30.1 | 3240 30.1 | 3600 30.7 |
| COOLING WATER Flow Rate (gpm) Pressure Drop (ft) | 2924 21.0 | 3300 21.5 | 3677 22.6 | 4040 20.6 | 4404 21.4 | 4950 20.2 | 5493 20.9 |
| STEAM (lb/hr-ton) (lb/hr) | 9.6 7680 | 9.7 8730 | 9.6 9600 | 9.7 10,670 | 9.7 11,640 | 9.7 13,095 | 9.8 14,700 |

| MODEL 16JT | 080L | 090L | 100L | 110L | 120L | 135L | 150L |
|--|--------------|--------------|--------------|---------------|---------------|---------------|---------------|
| COOLING CAPACITY (ton) | 800 | 900 | 1000 | 1100 | 1200 | 1350 | 1500 |
| CHILLED WATER Flow Rate (gpm) Pressure Drop (ft) | 1920 38.5 | 2160 39.0 | 2400 39.4 | 2640 39.9 | 2880 38.8 | 3240 38.7 | 3600 39.3 |
| COOLING WATER Flow Rate (gpm) Pressure Drop (ft) | 2920 25.6 | 3300 26.2 | 3676 27.3 | 4040 35.2 | 4404 38.0 | 4948 24.8 | 5492 25.6 |
| STEAM (lb/hr-ton) (lb/hr) | 9.4 7520 | 9.5 8590 | 9.5 9450 | 9.5 10,425 | 9.5 11,410 | 9.5 12,880 | 9.6 14,360 |

NOTE: Capacities are based on the latest edition of ARI Standard 560: 54 to 44 F chilled water temperature; 85 to 97 F cooling water temperature; and fouling factor of .0005 ft² • hr • °F/Btu for all heat exchangers. Steam pressure at generator inlet is 114 psig.

Performance data (cont)

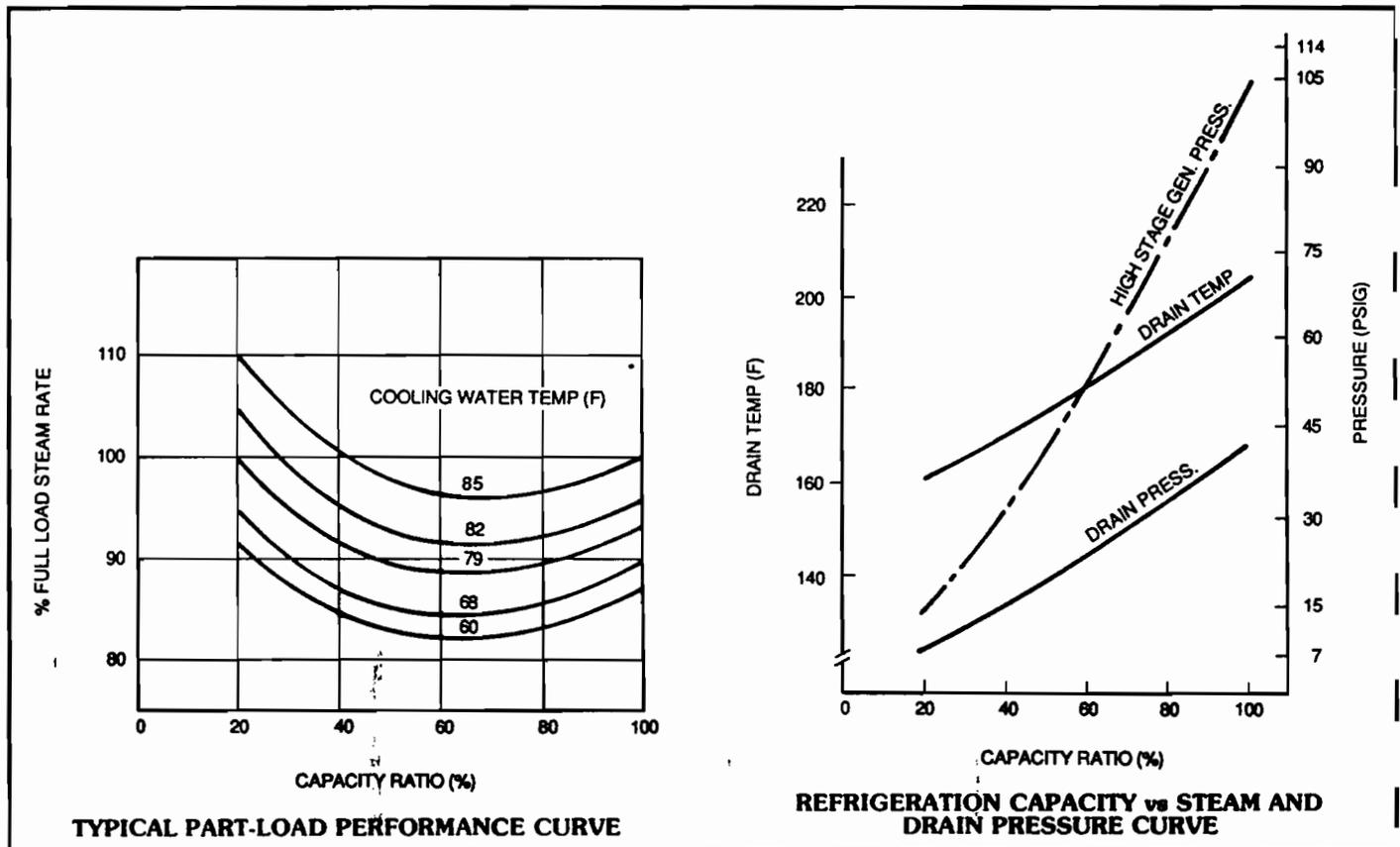
Part-load performance

To determine part-load performance, determine % design energy input from the Typical Part-Load Performance Curve. Enter at desired load and part-load cooling water temperature. Assume 40% part load and 82 F cooling water temperature for example; curve indicates 96% design energy input.

Calculate part-load steam flow:

$$\begin{aligned} &\text{Part-Load Steam (lb/hr)} \\ &= \text{Full Load Steam Rate (lb/hr/ton)} \\ &\quad \times \% \text{ Full Load Steam Rate} \\ &\quad \times \text{Part-Load Tons} \end{aligned}$$

The Refrigeration Capacity vs Steam and Drain Pressure Curve shows the effect of reduced inlet steam pressure on refrigeration capacity. Also note minimum drain pressure required and corresponding condensate drain temperature.



Electrical data

POWER REQUIREMENTS

| MODEL 16JT SIZE | PUMP MOTOR CAPACITY (kW) | | SOURCE ELECTRIC POWER CAPACITY (KVA) |
|----------------------|--------------------------|-------------|---|
| | Solution* | Refrigerant | |
| 810-821 | 2.2 | 0.4 | 11 |
| 824-836 | 3.7 | 0.75 | 13 |
| 841 | 3.7 | 0.75 | 13 |
| 847, 854 | 5.5 | 0.75 | 15 |
| 857, 865 | 5.5 | 1.5 | 15 |
| 873, 880 | 3.7 (each) | 1.5 | 22 |
| 080, 080L | 3.7 (each) | 0.75 | 20 |
| 090 | 4.8 (each) | 0.75 | 22 |
| 090L | 4.8 (each) | 1.5 | 22 |
| 100, 100L | 5.5 (each) | 1.5 | 22 |
| 110, 110L, 120, 120L | 5.5 (each) | 1.5 | 24 |
| 135, 150 | 5.5, 5.5, 1.5 | 1.5 | 28 |
| 135L, 150L | 5.5, 5.5, 1.5 | 1.5 | 28 |

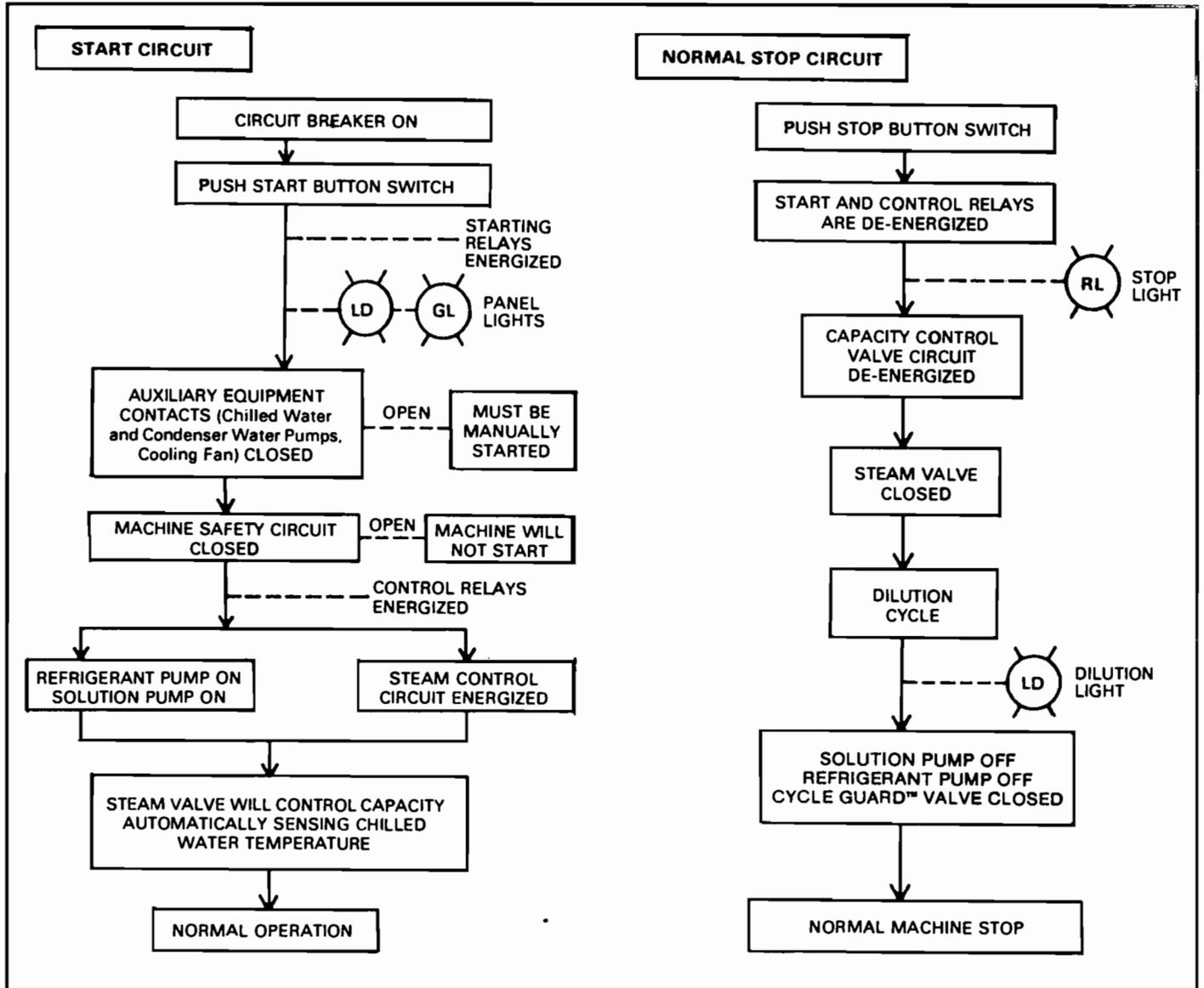
*Sizes 873 and 880, 080-120 and 080L-120L have 2 solution pumps.
 Sizes 135, 150, 135L, and 150L have 3 solution pumps.

SUPPLY POWER

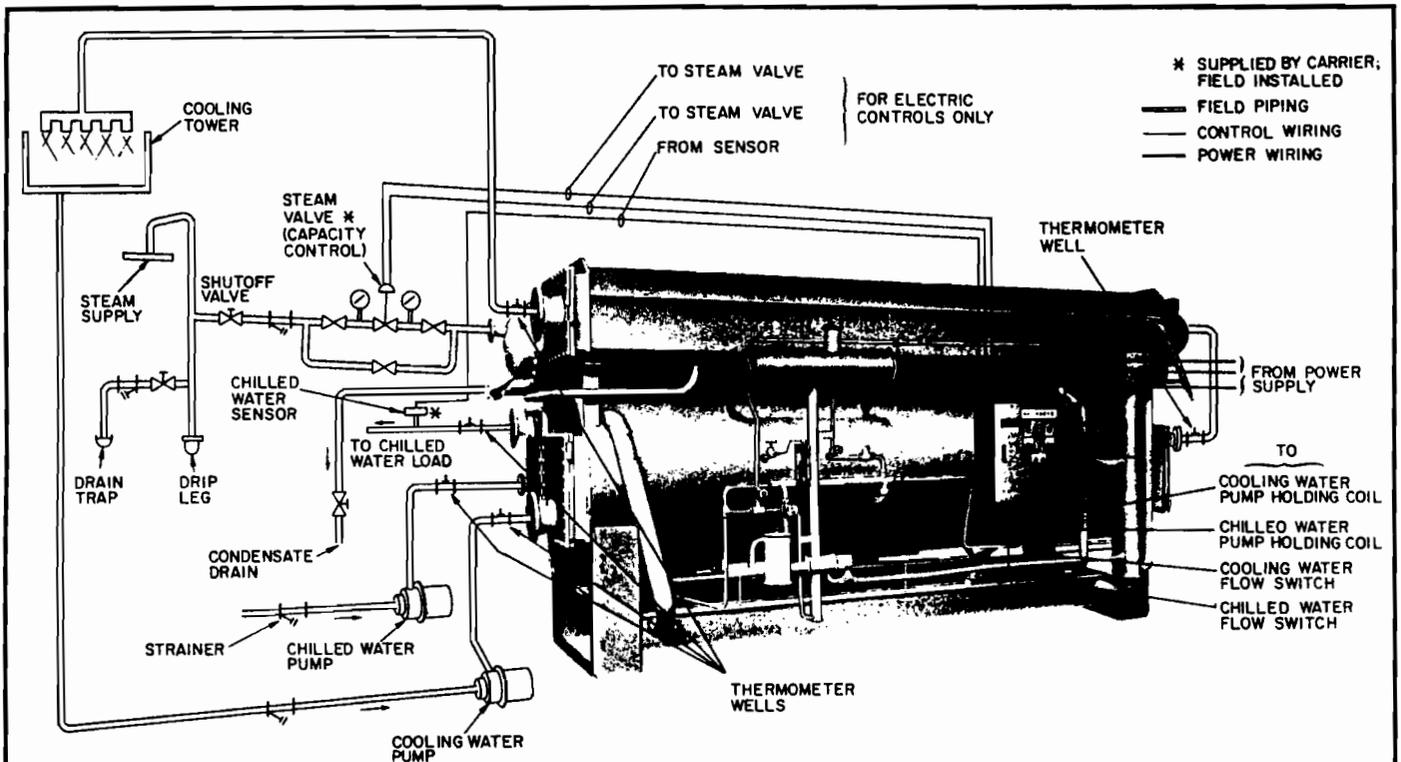
| HERTZ | POWER (3-PHASE) VOLTS | CONTROL (SINGLE PHASE) VOLTS |
|-------|--------------------------|---------------------------------|
| 60 | 208, 240, 416, 480, 575 | 110* |

*Multitap control transformer is provided as standard.

Typical control sequence



Typical piping and wiring



NOTES:

1. Model shown is 16JT sizes 810-880.
2. Wiring and piping shown are for general point-of-connection only and are not intended to show details for a specific installation. Certified field wiring and dimensional drawings are available on request.
3. All wiring must comply with applicable codes.
4. Refer to Carrier System Design Manual for details regarding piping techniques.
5. Install thermometers and pressure gages at locations convenient for servicing in the inlet and outlet water lines.
6. Location of the chilled water and cooling water pumps as well as the expansion tank must take into account the hydrostatic and water heads, to ensure that gage pressure of the refrigeration machine does not exceed water box design working pressure.
7. Flow rate of chilled water and cooling water should conform to the specifications. A flow meter may also be installed in the chilled water piping for convenient operating control.
8. If the inlet cooling water temperature tends to drop below 59 F, a bypass valve should be installed in order to keep the temperature above 59 F. Contact Carrier for assistance.
9. Since the high-stage generator is a high-pressure vessel, a safety relief valve must be installed ahead of the steam regulating valve to limit pressure to 128 psig.
10. A capacity control valve is to be installed ahead of the absorption machine. Two pressure gages with a pressure range of 0 to 200 psig should be installed before and after the capacity control valve. For inspection and maintenance, it is recommended that a bypass line having a manual valve be installed around the capacity control valve. Capacity control valve supplied by Carrier; all other items are field supplied.
11. Install steam drain piping so that back pressure from absorption equipment connection is less than 7 psig.

Guide specifications

Hermetic Absorption Liquid Chillers

HVAC Guide Specifications

Size Range: 90 to 1500 Tons, Nominal

Carrier Model Number: 16JT

Part 1 — General

1.01 SYSTEM DESCRIPTION

Electronically controlled, double-effect absorption-type liquid chiller utilizing hermetic-type pumps, lithium bromide solution as the absorbent, and water as the refrigerant. High-pressure steam or hot water shall be supplied to the generator as the heating medium.

1.02 QUALITY ASSURANCE

Chiller performance shall be rated in compliance with Japanese Industrial Standard (JIS) B8622 and ARI Standard 560 (latest edition), and manufactured in accordance with JIS.

The tube sides of the evaporator, absorber, and condenser shall be designed for a minimum working pressure of 150 psig and tested at 225 psig. The tube side of the high-stage generator shall be designed for 150 psig working pressure (steam) or 250 psig (hot water) and tested at 1½ times design working pressure. Design of the high-stage generator shall be in accordance with ASME Section VIII on the tube side. The unit shall be mass spectrometer-tested to a leak rate of .00002 cc/sec of air.

1.03 DELIVERY, STORAGE, AND HANDLING

Unit shall be stored and handled in accordance with the manufacturer's recommendations.

Part 2 — Products

2.01 EQUIPMENT

A. General:

Absorption liquid chiller shall include evaporator, absorber, condenser, high- and low-stage generator, solution heat exchangers, pumps, purge system, piping, wiring, control tubing, and controls. Shipment shall be in one or 2 pieces depending on size. Initial charge of lithium bromide shall be included. The high-stage generator shall be located on top of the evaporator/absorber to ensure lithium bromide drainage in case of power failure.

B. Mounting:

Unit shall be mounted on an isolation pad or concrete floor.

C. Heat Exchangers:

1. All heat exchangers shall be shell-and-tube type.
2. Evaporator, absorber, and condenser water box covers shall be hinged to permit access to all tubes from either end. The water boxes and tube sheets shall be epoxy-coated for corrosion protection.
3. Flanges (ANSI rated) shall be provided on the absorber, evaporator, condenser, and generator piping connections.
4. Generator tube bundle shall be secured to a tube sheet on one end only to allow for expansion and contraction.

5. Selection of unit shall allow for water-side fouling factor of .0005 ft² • hr • °F/Btu.
6. Evaporator tubes shall be finned copper, 22 gage, 19 fins per inch.
7. Absorber, condenser, and low-stage generator tubes shall be prime surface copper, 22 gage.
8. High-stage generator tubes shall be prime surface, 90/10 cupro-nickel, 21 gage, U-bend design.
9. All tubes shall be rolled into grooved tube sheets and expanded into support sheets, and shall be individually replaceable.

D. Pumps:

Refrigerant and solution pumps shall be self-contained, leakproof, hermetic type, without pump seals or external seal water system. Each pump casing shall be welded into suction and discharge lines and factory installed. Lubrication and cooling shall be accomplished by the fluid being pumped; auxiliary water piping for cooling and lubrication shall not be acceptable. Pump motor assemblies shall be designed for a minimum of 5 years (or 20,000 hours) normal operation between inspections.

E. Insulation:

Insulation of cold or hot surfaces shall be field supplied. Manufacturer shall provide recommendation for insulation material and the surface area to be insulated.

F. Purge System:

Automatic motorless purge system shall provide a continuous purging action whenever the main unit is in operation. Noncondensables shall be removed from the absorber by a liquid eductor, which shall use flow from the solution pump to create a suction. Noncondensables shall be stored external to the unit to prevent their diffusion back into the machine when the unit is not operating. Evacuation of the external storage chamber shall be accomplished either manually or by use of an optional vacuum pump.

G. Controls:

1. Control panel shall include an elapsed time indicator, control voltage transformer, pump starters, ambient-compensated 3-phase overload protection, circuit breaker, automatic demand limiter, necessary safeties, and key-locked panel door. The exterior of the control panel shall display LED's indicating the operational status of the machine.
2. Capacity controls shall be either pneumatic or electronic as specified on the equipment schedule to control leaving chilled water temperature by regulating the flow of steam or hot water. Steam capacity control valve shall be factory supplied and field installed; hot water valve shall be field supplied and installed.
3. Unit shall include an energy saving control system to reduce the flow of solution to the generator during part-load operation.

H. Safeties:

1. Unit shall include an automatic overconcentration control to prevent solidification of lithium bromide solution.
2. Automatic dilution control shall lower the concentration of lithium bromide solution to prevent crystallization in the heat exchanger. Control shall be turned off when refrigerant level rises to a preset level in the evaporator. Control shall be activated by chiller shutdown or loss of condenser water flow through the unit.
3. Disconnects and pump starters shall be provided with ambient-compensated, 3-ph overcurrent protection.
4. Low refrigerant level safety cutout shall protect refrigerant pump from dry sump operation.
5. Low refrigerant temperature switch shall prevent unit restart until switch circuit is reset.
6. Key-locked control door panel shall have disconnect switch which shall deenergize all power and control circuits when door is unlocked and opened.

I. Start-up:

Unit manufacturer shall provide a factory-trained representative to perform chiller pressure test, charge chiller with refrigerant (water) and lithium bromide solution, start unit, calibrate all controls, and instruct owner's personnel in operating and maintenance procedures. The manufacturer shall supply 2 bound copies of the instructions to owner before start-up.

J. Operating Characteristics:

1. Cooling tower and condenser water bypass valves shall not be required to provide continuous operation from 20 to 100 percent of capacity with entering condenser water temperature as low as 59 F. Thermostat On-Off control of the cooling tower fan is recommended when cooling water temperature falls below 59 F.
2. The absorption refrigeration cycle shall use water as the refrigerant and a lithium bromide solution as the absorbent. Lithium chromate shall be used as a corrosion inhibitor in the lithium bromide solution.

K. Electrical Requirements:

Power supply to the unit shall be 3-ph, 60 Hz with voltage of 208, 240, 416, 480, or 575 as specified on the equipment schedule. A multitap transformer shall provide 110 single-phase secondary power for the control panel.

L. Motors:

Solution and refrigerant pump motors shall be 208-240, 416-480, or 575 v, 3 ph, 60 Hz.

M. Special Features:

1. Thermometers:

A package of 5 adjustable angle thermometers shall be factory supplied for field installation. Each one shall have a 9-in. scale with a working range of 0°F to 120 F and shall be equipped with a 3/4-in. NPT brass well. Three of the instruments shall have 6-in. long stems, and two shall have 3 1/2-in. long stems.

2. Water Flow Switch:

Water flow switch(es) shall be factory supplied for field installation as shown on the equipment schedule.

3. Isolation Package:

A vibration isolation package consisting of 4 steel soleplates and 4 rubber-in-shear pads shall be factory supplied for field installation.

4. Second Drain Heat Exchanger:

A second condensate drain heat exchanger shall be factory installed. Drain heat exchanger shall consist of shell-and-tube type heat exchanger and float/trap assembly.

5. Marine-Type Water Boxes:

Marine-type water boxes, 150 lb, with hinged cover plates, shall be factory installed.

6. Control Features:

Special control features such as indicating temperature controllers, fault indicating lights, and additional instrumentation shall be provided.

7. Tubing:

Tubing in specified material shall be made available.

8. UL Listing:

Control panel, its components, and devices shall be UL listed.

9. Solution Analysis Kit:

Solution analysis kit shall be provided for field testing of lithium chromate inhibitor concentration.

Carrier Corporation • Syracuse, New York 13221

6-91



Manufacturer reserves the right to discontinue, or change at any time, specifications or designs without notice and without incurring obligations.

Book | 2
Tab | 5b

Page 20

Catalog No. 521-607

Printed in U.S.A.

PC 211

Form 16JT-1AP
Replaces: Ne

ANNEXE 3 :
LES FILIÈRES DE PRODUCTION
DE FROID SOLAIRE

1_ Les méthodes passives

- * Elles utilisent les moyens naturels de refroidissement
- * Elles ne sont que des palliatifs ou des appoints aux méthodes actives.

| Type | méthode | schéma |
|------|---|--------|
| A | * refroidissement nocturne par convection | |
| B | * refroidissement nocturne par rayonnement B1 - à masse d'eau et isolation mobile (maison SKYTHERM de HAY) B2 - à caloduc, diode thermique (caloduc gravitaire) (à surface extérieure émettrice de rayonnement) | |
| C | * refroidissement par évaporation d'eau C1 - système à refroidissement direct; l'air est refroidi et humidifié dans le laveur L C2 - système à refroidissement indirect; l'air refroidi dans le laveur L refroidit à son tour, dans l'échangeur E, l'air entrant. Celui-ci n'est pas humidifié. | |

de refroidissement

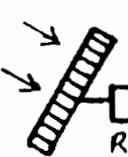
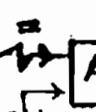
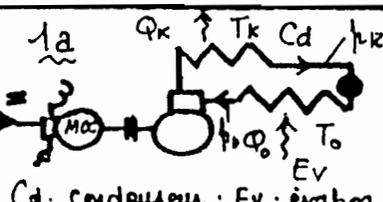
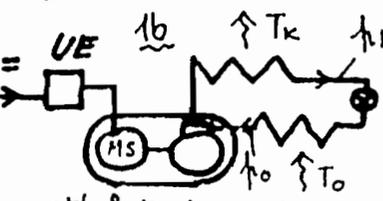
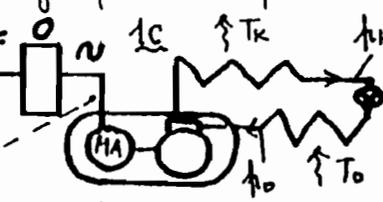
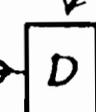
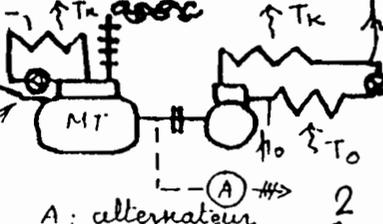
1

* Elles absorbent très peu d'énergie - Essentiellement pour le déplacement des fluides - Grâce à certaines dispositions cette consommation peut même être annulée.

| particularités | avantages | inconvenients |
|---|---|--|
| <ul style="list-style-type: none"> - Utilisable lorsque la température nocturne est très inférieure à la diurne - Accumulation de froid possible: <ul style="list-style-type: none"> + par les maçonneries même de la maison + par un stockage spécifique | <ul style="list-style-type: none"> - très économique - très simple - en mettant en jeu des ouvertures sur les faces du bâtiment une circulation gratuite d'air est possible (courant d'air) | <ul style="list-style-type: none"> - ne permet qu'un refroidissement nocturne très limité du local - totalement inefficace le jour - accumulation de froid modérée car coefficient d'échange air-paroi internes faible |
| <p>B1 - Système à isolation mobile</p> <ul style="list-style-type: none"> - par les nuits claires l'isolation est écartée; l'eau se refroidit intensément par rayonnement vers le ciel - le jour l'isolation est mise en place pour limiter le réchauffement de l'eau - circulation essentielle de l'eau refroidie <p>B2 - à caloduc permettant le passage de la chaleur dans le sens maison-air</p> | <p>B1 - protection thermique des terrasses</p> <ul style="list-style-type: none"> - l'évaporation de l'eau peut contribuer au refroidissement de celle-ci - peut être utilisé, dans une certaine mesure, pour le chauffage par rayonnement solaire l'hiver - effet utile de l'inertie thermique de l'eau <p>B2 - circuit thermique complètement clos</p> | <p>B1 - sujétion du déplacement de l'isolation</p> <ul style="list-style-type: none"> - utilisable seulement dans les pays à ciel dégagé (B2 également) - encrassement, étanchéité du bassin d'eau - sauf précautions particulières, problèmes en hiver en cas de neige - faible puissance frigorifique produite (B2 aussi) <p>B2 - absence de volant thermique en dehors de la maison</p> |
| <p>C1 - L'air est refroidi mais humidifié</p> <p>C2 - L'air est refroidi et non humidifié</p> <ul style="list-style-type: none"> - Ces systèmes ne conviennent qu'à des contrées au climat chaud et sec. sinon voir les systèmes 8a et 8b. - Le système C1 a été mis en œuvre sous des formes très diverses depuis les temps les plus anciens. | <ul style="list-style-type: none"> - refroidissement notable de l'air en raison de la forte chaleur de vaporisation de l'eau. - peut être utilisé de jour comme de nuit - le système C1 est assez simple. - C2 n'humidifie pas l'air | <ul style="list-style-type: none"> - consommation d'eau - sujétion de nettoyage des lavours d'air - C1 - Si l'humidification de l'air est trop poussée: inconfort - C2 - beaucoup plus complexe, il exige deux circuits de ventilation. L'échangeur E introduit une perte d'énergie |

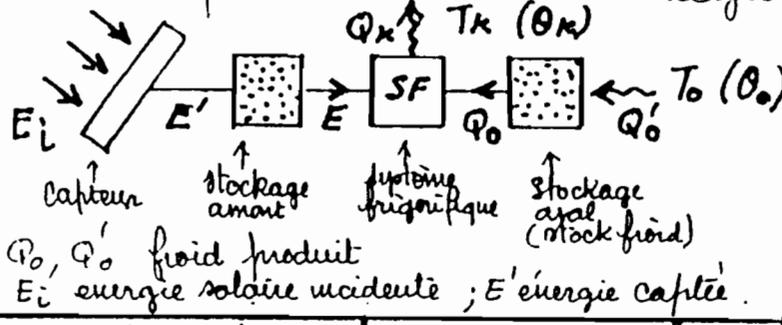
2 - Les méthodes actives

- * Elles mettent en œuvre un "système frigorifique"
- * L'énergie consommée par ce système est totalement ou partiellement fournie par le soleil (filière solaire)
- * Elles nécessitent toutes que l'on rejette de la chaleur dans le milieu ambiant à 0_K (ou T_K Kelvin)

| Type | filière | Captteur | Combinaison stockage amont | schéma du syst. frigor. | stockage aval |
|------|--|--|---|---|--|
| 1 | * Photovoltaïque + système à compression |  RS : régulateur de tension h_{cap} cellules photovolt. |  ap. point accumulateur h_{bat} accumulateur électrique | <p>1a  Cd : condenseur ; Ev : évapor. $h_{mot} \times \frac{T_0}{T_K - T_0} \cdot h_c$ moteur à courant continu à collecteur + groupe d'arrêt</p> <p>1b  UE unité électronique (UE) + moteur spécial + compres. groupe hermétique</p> <p>1c  O onduleur (O) + moteur asynchrone + compres. groupe hermétique</p> |  - eau glacée  - glace Les deux sont possibles |
| 2 | * Biomasse ↓ combustible liquide ou gaz ↓ moteur thermique ↓ cycle compres. |  TR bo |  ap. point (combustible) |  A : alternateur | |

de refroidissement

* On peut utiliser des stockages énergétiques



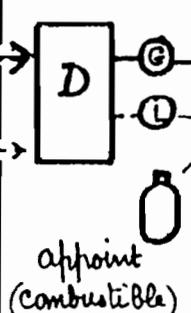
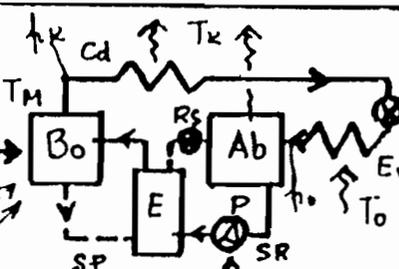
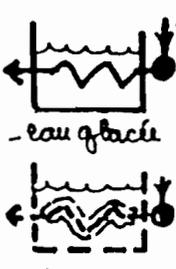
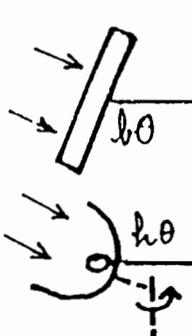
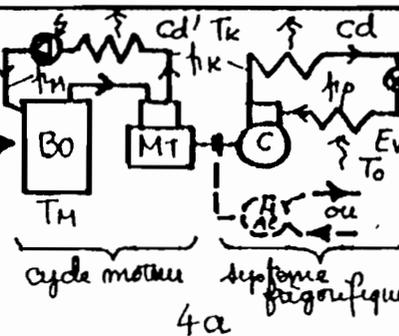
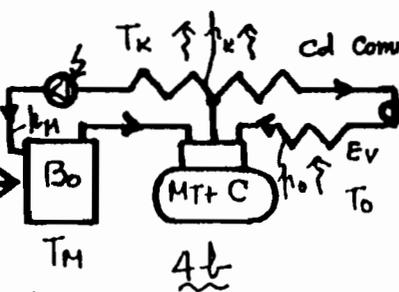
* Coefficient de performance frigorifique du système

$$E_f = \frac{Q_0}{E'} \quad (\text{ou } \frac{Q_0}{E_i} \text{ si l'on intègre les Stockages})$$
 * Coefficient de performance frigorifique solaire

$$E_f(S) = \frac{Q_0}{E_i}$$

| Particularités | Avantages de la filière | Inconvénients |
|---|---|--|
| <p>Avec 1a :</p> $E_f(S) = \frac{T_0}{T_K - T_0} \cdot \eta_c \cdot \eta_{mot} \cdot \eta_{bat} \cdot \eta_{capt.}$ <p>$\eta_c = \text{rendt cyclé frigorifique}$ Exemple pour $\Theta_0 = 10^\circ$ $\Theta_K = 40^\circ$ $\eta_c = 0,5$; $\eta_{mot} = 0,9$; $\eta_{bat} = 0,7$ $\eta_{capt} = 0,1$ $E_f = 0,30$</p> <ul style="list-style-type: none"> - Avec 1b, tenir compte en plus du rendement de l'unité électronique η_{ue} - Avec 1c, intégrer le rendement de l'onduleur η_o - L'appoint peut se faire à partir d'un réseau électrique, d'un groupe électrogène ou d'un générateur éolien - 1a exige un groupe ouvert : le moteur à collecteur ne peut être mis en enveloppe hermétique - 1c fait appel à des groupes hermétiques courants. | <ul style="list-style-type: none"> - filière assez simple - filière assez performante - On rejette peu de chaleur dans l'ambiance à T_K ce qui réduit le problème de cette évacuation. On peut faire appel à un condenseur à air - sauf 1b les groupes frigorifiques sont classiques et bien connus (pour 1a les moteurs à collecteurs peuvent se trouver aisément) - Les modes de stockage de froid (stockage aval) par chaleur sensible (eau glacée) ou chaleur latente (formation de glace) sont tous les deux possibles | <ul style="list-style-type: none"> - Capteur très cher - accumulateur amont de type électrique, singulièrement batterie au plomb avec toutes les sujétions que cela comporte - pour 1a, la présence d'un groupe ouvert exige une surveillance des fuites. - pour 1b le choix de ces groupes à moteurs spéciaux est extrêmement réduit et limité aux petites puissances - pour 1c l'onduleur doit permettre le courant de démarrage. Il est relativement conséquent. |
| <ul style="list-style-type: none"> - ici le coefficient $E_f(S)$ n'a guère de sens. - Il faut se préoccuper de la puissance frigorifique que l'air peut produire grâce à la biomasse disponible | <ul style="list-style-type: none"> - le matériel de production de froid : moteur thermique + compresseur est classique - une production complémentaire d'énergie électrique est possible - l'appoint est facile | <ul style="list-style-type: none"> - filière assez complexe - stockage amont indispensable - problèmes thermiques du fait de la mauvaise fonction des digesteurs - Capteur thermique solaire basse température souvent nécessaire |

2 - (suite 1)

| type | filière | capteur | Conversion stockage amont | schéma du syst. frig. | stockage aval |
|------|--|--|--|--|---|
| 3 | * Biomasse ↓ combustible liquide ou gaz ↓ cycle à absorbt. |  thermique hθ |  apport (combustible) |  Bo : bouilleur Ab : absorbeur E : échangeur solutions SP : solution pauvre SR : solution riche |  - eau glacée - glace : seulement si le frigori gène a un point triple inférieur à 0°C |
| 4 | * Capteur thermique ↓ moteur thermique ↓ compresseur (filie thermodynamique) 4a moteur therm. et comp. séparés (fluides actifs différents) 4b moteur et compresseur mono bloc - même fluide actif pour les circuits moteur et frigorifique |  hθ hθ h _{cap} × (h _s) × (eventuel rendt de stockage) | stockage chaud SC ↑ apport (combust.) |  cycle moteur système frigorifique 4a $h_{cap} \times (h_s) \times \frac{T_m - T_c}{T_m} \times h_c \times \frac{T_0}{T_c - T_0} \times h_c$  4b le condenseur est commun au circuit moteur et au circuit frigorifique le cycle moteur est du type RANKINE |  - eau glacée - glace |

| Particularités | Avantages de la filière | Inconvénients |
|---|---|--|
| <p>- Ep n'a qu'une de sens (S) - il faut se préoccuper de la puissance frigorifique à produire avec la biomasse disponible</p> <p>- le Ep est d'autant meilleur que T_H est élevé, T_K bas et T_0 haut. Toutes ces courbes sont publiées</p> | <p>- le matériel de production de froid par absorption est classique avec le couple eau - bromure de lithium</p> <p>- l'appoint (combustible) est facile</p> <p>- le stockage de froid par eau glacée est toujours possible</p> | <p>- stockage amont indisponible</p> <p>- problème thermique qui impose le fonctionnement des digesteurs (capteur solaire basse température 60°C, nécessaire)</p> <p>- gros rejet de chaleur à T_K qui doit être la plus basse possible (eau nécessaire)</p> <p>- stockage de froid par la glace impossible avec eau - LiBr.</p> <p>- nécessité de disposer d'un flux d'énergie mécanique pour les pompes</p> |
| <p>$E_p = \frac{T_H - T_K}{T_H} \frac{T_0}{T_K - T_0} \frac{h_c}{h_r} \frac{h_c}{F}$</p> <p>$h_c$ = rendement de cycle du moteur $\frac{h_r}{h_c}$ = rend. de cycle frigorifique</p> <p>Cette valeur passe par un maximum car $T_H - T_K \uparrow$ quand $T_H \uparrow$ et $h_{cap}^{T_H}$ quand $T_H \uparrow$</p> <p>- avec 4a les arbres du moteur et du compresseur étant accessibles, on peut y relier un alternateur pour une production d'énergie mécanique ou un moteur électrique de secours</p> <p>- avec 4a le cycle moteur peut être du type RANKINE (cycle à vapeur) ou du type à gaz chaud (Stirling, Ericsson etc...)</p> <p>- avec 4b les arbres sont généralement inaccessibles. Le cycle moteur est obligatoirement à vapeur.</p> <p>- le système est non seulement thermique mais tribaire</p> | <p>- Le moteur thermique n'existe pas encore dans le commerce</p> <p>- l'appoint (combustible) est facile</p> <p>- Les deux types de stockage de froid sont possibles</p> <p>- avec 4a de l'énergie mécanique supplémentaire est possible</p> <p>- avec 4a, on peut utiliser les fluides actifs les mieux adaptés aux régimes thermiques du moteur, d'une part, et du compresseur d'autre part</p> <p>- le système 4b, monobloc (ou intégré) peut être robuste et fiable</p> <p>- capteurs thermiques sans concentration fixes, fiables et peu coûteux.</p> | <p>4a - Le système est complexe. Les problèmes d'entretien vont se poser. Des fuites sont possibles au niveau des joints rotatifs du compresseur et du moteur</p> <p>4b - Le système renferme le même fluide dans les circuits moteur et frigorifique. Ce fluide actif est donc le résultat d'un compromis.</p> <p>4c - Il ya, pour les deux systèmes, un gros dégagement de chaleur vers l'ambiance. Le refroidissement par l'eau, du condenseur s'impose.</p> <p>- Les deux systèmes requièrent de l'énergie mécanique pour la pompe alimentaire du cycle moteur. Il faut chercher à ce que le moteur entraîne la pompe.</p> |

2_ (suite 2)

| type | filiera | capteur | Conversion stockage amont | schéma du syst. frigor | stockage aval |
|------|--|-------------------------------------|-------------------------------|---|---------------|
| 5 | * Capteur thermique + système frigorifique à éjection | | SC ↑ appoint (combust) | | |
| | | η_{cap} Capteurs thermiques | $\times (h_s)$ | $\times \frac{T_H - T_K}{T_H} \cdot \frac{T_o}{T_K - T_o} \times h_c$ COP d'une machine tri-therme parfaite Ej: Ejecteur rendent du cycle à éjection | |
| 6 | * Capteur thermique + système frigorifique absorption continue | | SC ↑ appoint (combust) | | |
| | | η_{cap} Capteurs thermiques | $\times (h_s)$ | $\times \frac{T_H - T_K}{T_H} \cdot \frac{T_o}{T_K - T_o} \times h_c$ COP d'une machine tri-therme parfaite rendent du cycle à absorp. | |
| 7 | * Capteur thermique + système à absorption (ou à adsorption) intermittent 7a intermittent de longue période (24h) | | ↑ appoint possible | | |
| | | capteur thermique | | phase ① - désorption-condensation phase ② - absorption-évaporation (froid) | |

2. (suite 2)

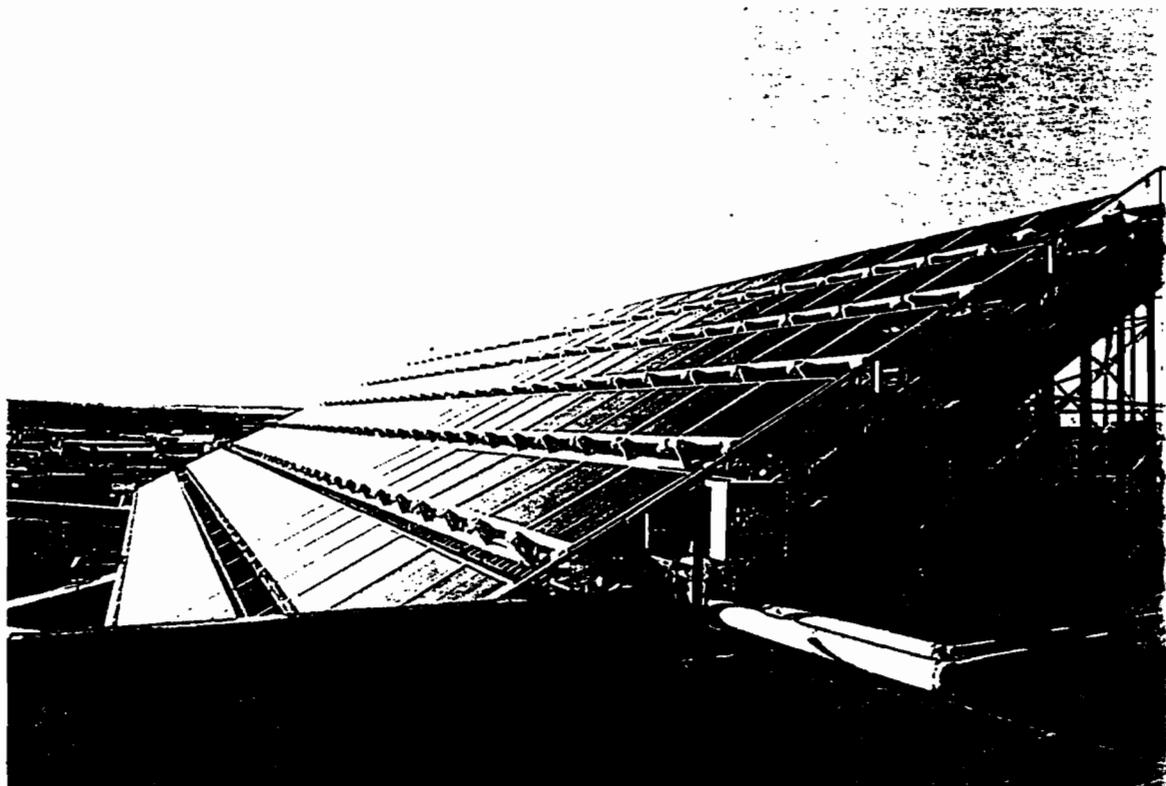
| Particularités | Avantages de la filière | Inconvénients |
|---|---|---|
| <ul style="list-style-type: none"> - le cycle à éjection est maintenant tri-therme maistré (3 pressions) - $\epsilon_p = \frac{T_H - T_K}{T_H} \cdot \frac{T_0}{T_K - T_0} \times \eta_c \times \eta_{cap.}$ - Ce coefficient est encore aujourd'hui inférieur à cause des systèmes à absorption à cause du rendement du cycle à éjection η_{cE} qui est modeste - avec l'eau comme frigorigène des cycles "ouverts" sont possibles - Les vrais problèmes de ce système sont d'ordre mécanique : mécanique de l'écoulement dans l'éjecteur. | <ul style="list-style-type: none"> - le système est assez simple et statique si l'on excepte la pompe alimentaire PA du Pouvillier B0 - l'entretien doit rester limité - l'appoint (combustible) est facile - le stockage de froid est possible | <ul style="list-style-type: none"> - faible coefficient de performance - très gros dégagement de chaleur à T_K qui doit d'ailleurs être la plus basse possible - système à un seul fluide actif qui doit donc résulter d'un compromis entre la partie motrice et la partie frigorifique du système - nécessite un peu d'énergie mécanique pour la pompe alimentaire |
| <ul style="list-style-type: none"> - le cycle à absorption est tri-therme et di-bare (2 pressions) - $\epsilon_p = \frac{T_H - T_K}{T_H} \cdot \frac{T_0}{T_K - T_0} \times \eta_c \times \eta_{cap.}$ - Il y a, la aussi, un optimum pour la température de la source T_H - avec certains couples frigorigènes - absorbant des températures T_H élevées sont requis ce qui peut compliquer le captage. | <ul style="list-style-type: none"> - le matériel de production de froid est industriellement disponible pour le couple eau - bromure de lithium - il n'en est pas de même pour les autres couples - entretien modéré - l'appoint (combustible) est facile - le stockage de froid est possible mais avec eau - LiBr uniquement par hydroaccumulation (eau glacée) | <ul style="list-style-type: none"> - gros rejet de chaleur à T_K qui doit rester suffisamment basse - Avec eau - BrLi le refroidissement par eau s'impose. - exige un peu d'énergie mécanique pour la ou les pompe(s) et le tour de refroidissement - avec eau - LiBr problèmes de cristallisation - avec NH_3 - eau toxicité de NH_3 - avec R22 plus gros débit de pompe |
| <ul style="list-style-type: none"> - peut mettre en œuvre un couple frigorigène - absorbant liquide ou un couple frigorigène - absorbant solide - Phase 1 (jour) : le chauffe de A, qui contient l'absorbant dégage le frigorigène qui se condense à T_K dans B : on ne produit pas de froid - Phase 2 (nuit) : le refroidissement (à T_K ou moins) de A reabsorbe le frigorigène qui s'évapore de B en produisant du froid | <ul style="list-style-type: none"> - système parfaitement simple et entièrement statique - appoint thermique possible - aucun besoin d'énergie mécanique | <ul style="list-style-type: none"> - Du fait de la discontinuité entre la production de froid, nocturne, et les besoins de froid diurnes, pour la climatisation, la filière, sous cette forme, n'est guère exploitable. - système qui est la somme de nombreuses irréversibilités thermodynamiques. - lorsque l'absorbant est solide, incertitudes sur sa tenue dans le temps - poids élevé d'absorbant nécessaire |

2. (suite 3)

| Particularités | Avantages de la filière | Inconvénients |
|--|---|--|
| <ul style="list-style-type: none"> - Le système (pseudo continu) vise à mieux adapter la production de froid aux besoins - On s'attache, au cours des phases de fonctionnement, à réduire les irréversibilités - ① A est chauffé (desorption) le frigorigène se condense dans B ; C absorbe D se refroidit - ② refroidissement de A avec cession de chaleur à C ; B se refroidit et chauffe D - ③ C est chauffé, le frigorigène extrait se condense dans D. A absorbe B produit du froid - ④ retour vers les conditions initiales : C chauffe A et D chauffe B. | <ul style="list-style-type: none"> - simplicité, pas de besoin énergétique extérieur réduit - peut fonctionner à temps naturel T_H pas élevée - meilleure synergie entre production de froid et besoins | <ul style="list-style-type: none"> - encore à l'état de prototype - problème de stockage de froid - encore des irréversibilités - système à séquence plus compliquée - froids élevés d'absorbant nécessaires |
| <ul style="list-style-type: none"> - L'ensemble de ces cycles se déroule à la pression atmosphérique. - L'air chaud et humide à traiter est d'abord déshumidifié, dans l'absorbant AB où la solution pauvre en eau (concentrée : SP) s'enrichit SR. (système 8a). Dans le système 8b, il est déshumidifié dans le régénérateur RRD (régénérateur rotatif de déshumidification) grâce à un absorbant solide. - L'air ainsi déshumidifié est refroidi à T_H. Il est ensuite refroidi jusqu'à T_0 dans le laveant. - L'énergie solaire sert à régénérer l'absorbant | <ul style="list-style-type: none"> - technologie simple adaptable aisément aux pays en développement (technologie "douce") - accumulation possible de froid dans la maçonnerie du local ou dans un stock adapté à la circulation d'air (roches) - bonne synergie entre besoin de froid et production | <ul style="list-style-type: none"> - nécessité de l'énergie mécanique : pompes, ventilateurs, échangeurs rotatifs etc... - consommation de l'eau - l'humidification excessive de l'air soufflé dans le local peut être source d'inconfort. Une solution possible : le refroidissement induct (système C2) - système encastrant - avec les solutions liquides possibilité de condenser. Conservation des sels à assurer - entretien assez important |

ANNEXE 4 :
APPLICATION DU FROID
SOLAIRE AU CTRCE

CHAUFFAGE ET CLIMATISATION SOLAIRE DU CTRCE



Champ de capteurs à tubes sous vide
Surface: 304 m² d'absorbeur répartis
sur 203 panneaux, "Héliotube" Mazda
l'inclinaison à 30° des capteurs est
donnée par la pente de la toiture.



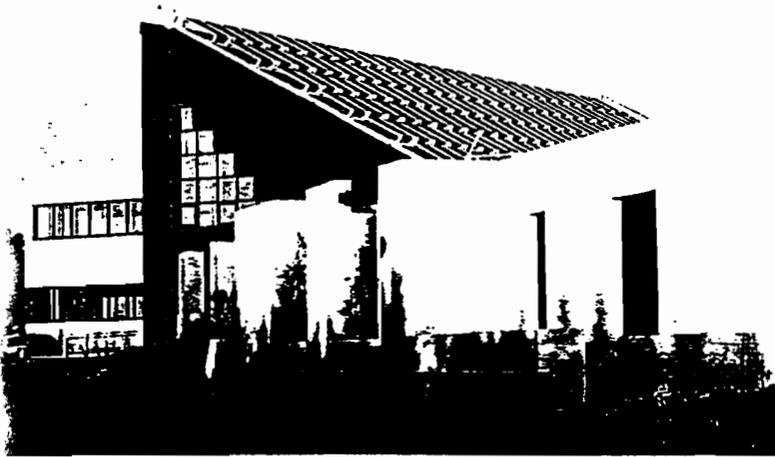
C'est une contribution des Caisses d'Épargne
des Bouches-du-Rhône, de la Corse et du Languedoc-Roussillon
au développement des énergies nouvelles.

Le CTRCE

Créé en 1973, le Centre Technique Régional des Caisses d'Épargne Midi 1, est un G.I.E. auquel adhèrent les Caisses d'Épargne des Bouches-du-Rhône et du Languedoc-Roussillon, soit vingt établissements.

À l'occasion de l'extension de ce centre, les Caisses d'Épargne ont manifesté leur souhait de faire construire un bâtiment fonctionnel mais faisant appel à des techniques économes en énergie.

Les conditions d'ensoleillement de la région rendaient particulièrement favorable une solution solaire pour la satisfaction partielle des besoins en chauffage et conditionnement du bâtiment.



Vue générale du CTRCE façade Ouest.

Le bâtiment

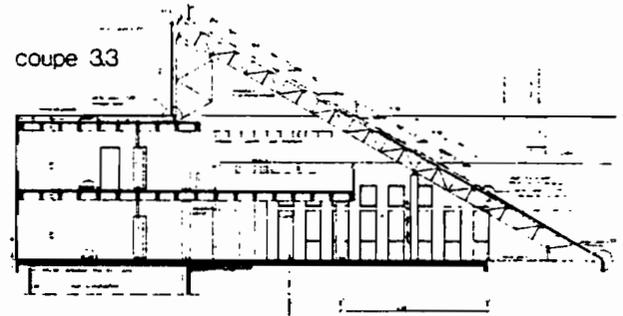
L'extension du CTRCE est une couronne de bureaux sur deux niveaux, desservie par un grand hall qui accueille la salle des ordinateurs de l'ancien bâtiment.

- bureaux: 750 m
- espace central: 670 m



Espace central.

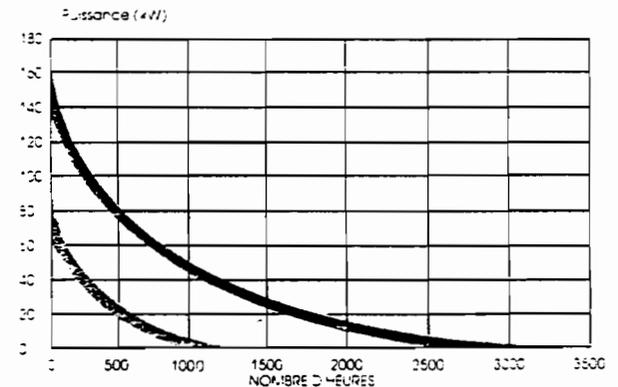
C'est la toiture de l'espace central qui supporte les capteurs regroupés sur un même plan incliné. Cette configuration, de même que l'inclinaison à 30 degrés vers le Sud de la structure tridimensionnelle du toit, correspond à l'optimum pour la captation de l'énergie solaire pour l'application envisagée.



Coupe Nord/Sud du bâtiment.

Elaboration du projet

L'intégration architecturale des contraintes techniques liées à l'utilisation de l'énergie solaire s'est faite par étapes successives, à partir des simulations informatiques du bâtiment et du système envisagé.



- Puissance maxi rafraîchissement 84,5 kW
Consommation annuelle 23 418 kWh
- Puissance maxi chauffage 171,5 kW
Consommation annuelle 130 702 kWh

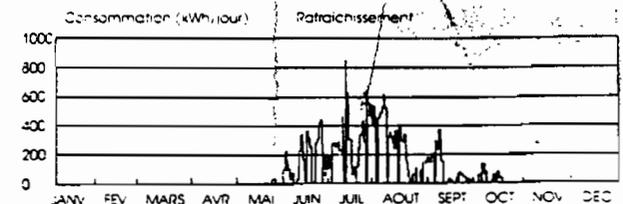
CTRCE-Aix-en-Provence : Bureaux - espace central

Fréquences horaires cumulées des puissances
Nombre d'heures pendant lesquelles la puissance est supérieure ou égale à la valeur en ordonnée.

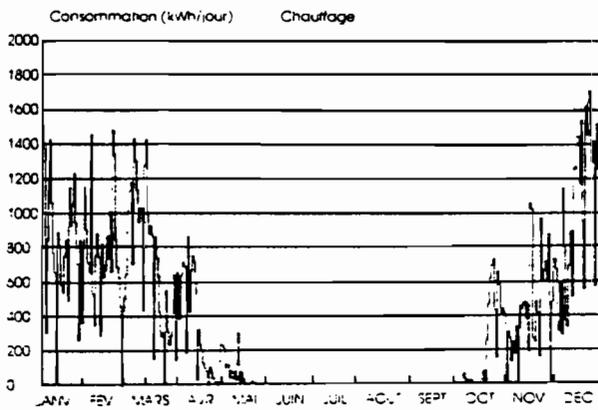
Ces études ont permis de fixer le dimensionnement optimal des différents composants pour obtenir le meilleur compromis investissement/exploitation, avec des temps de rentabilisation inférieurs à la durée de la garantie des capteurs solaires (10 ans).

Par rapport au projet initial, qui prévoyait seulement le traitement des bureaux, la possibilité de pouvoir absorber en permanence l'énergie frigorifique d'origine solaire sur la salle des ordinateurs, a encore amélioré la rentabilité du système.

CTRCE-Aix-en-Provence : Bureaux - espace central



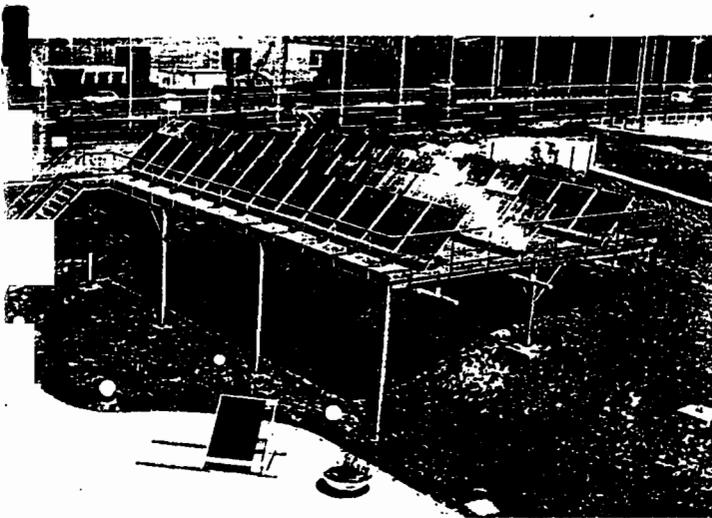
Consommation annuelle 23 418 kWh Puissance maximale 84,5 kW



Consommation annuelle : 130 000 kWh - Puissance maximale : 1110 kW

Compte tenu des résultats prévisionnels et de l'importance que pouvait représenter pour le développement de l'utilisation de l'énergie solaire la réalisation d'une telle installation, le COMES a financé à 50 % le surcoût des équipements solaires.

Parallèlement au projet du CTRCE, la Compagnie des Lampes, en collaboration avec le bureau d'ingénierie COMETEC, testait à la SMEH* un prototype à l'échelle 1/6^e de la future installation.



SMEH, champ de capteurs de l'installation prototype. Surface 53 m².

Ce laboratoire solaire, avec un équipement de mesure très complet, a permis :

- de mesurer de façon précise les performances de l'installation.
- de suivre les réactions des composants et du système.
- de tester différentes régulations et sécurités.
- de valider les modèles de simulations informatiques.

* SMEH : Station Méditerranéenne d'Essais Héliothermiques. Compagnie des Lampes Mazda. 305, bd Danielle-Casanova BP 67, Marseille 14^e 13307 Marseille Cedex 3. Tél. (91) 98.90.44 Telex 420615

Description du système

L'installation réalisée au CTRCE satisfait les besoins de chauffage et de climatisation des locaux du Centre informatique.

Le principe général du dispositif retenu est donné par le schéma ci-dessus.

- 1 Panneaux solaires
- 2 Stockage chaud
- 3 Groupe froid à absorption n°1
- 4 Groupe froid à absorption n°2
- 5 Aeroréfrigérant
- 6 Echangeur à plaques
- 7 Echangeur tubulaire
- 8 Bouteille de mélange
- 9 Groupe froid à compression
- 10 Stock froid
- 11 Stock froid.

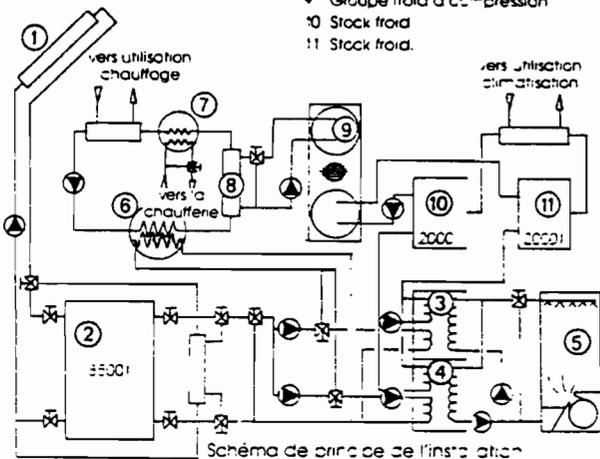


Schéma de principe de l'installation

Chauffage

L'énergie distribuée par le réseau de ventilo-convecteurs pour assurer le chauffage. L'hiver, des différents bureaux et locaux annexes est créée en cascade.

- sur le circuit solaire (échangeur à plaques 6),
- sur le condenseur à eau du groupe froid à compression CIAT, fonctionnant en pompe à chaleur (bouteille de mélange 8),
- en dernier ressort, sur l'ancienne chaufferie (échangeur tubulaire 7) dont la puissance n'a pas dû être augmentée.

Climatisation

Les besoins en énergie frigorifique des bureaux sont satisfaits par deux groupes à absorption Yazaki : un groupe froid à compression assurant un éventuel appoint en secours du solaire.

Le groupe à compression est à double condenseur :

- à air,
- à eau pour la récupération de chaleur en appoint de l'énergie solaire pour satisfaire les besoins de chauffage en hiver.

Les groupes à absorption (eau, bromure de lithium) alimentée en eau chaude solaire à 80-90°C produisent de l'eau glacée à 9-13°C. La puissance frigorifique de chaque unité est de 35.000 frg/h soit au total 70.000 frg/h pour une puissance absorbée d'environ 120.000 kcal/h fournie par le champ de capteurs.



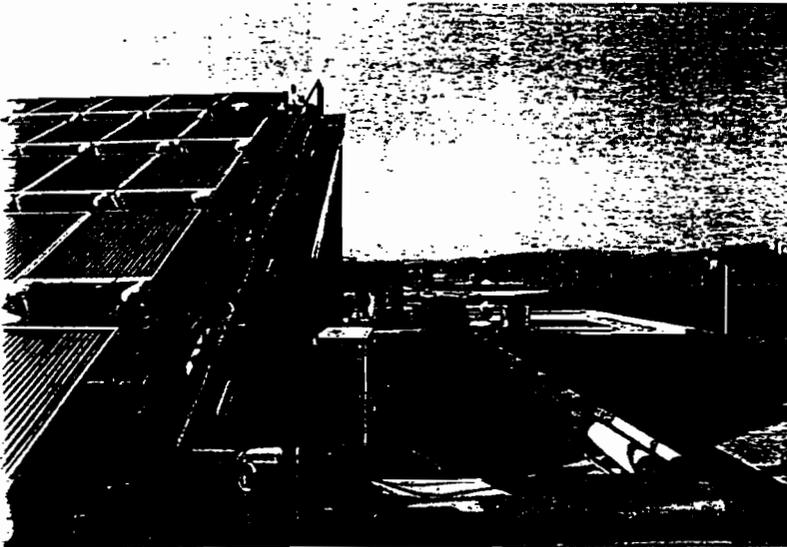
Le local technique installé au sous-sol du bâtiment avec, au premier plan, les groupes à absorption.

Le champ de capteurs

Compte tenu des températures (85-95°C) requises pour la bonne marche d'une machine à absorption, il a été choisi d'employer des capteurs à tubes sous vide qui ont la propriété de conserver des rendements élevés, à ces niveaux de température. D'autre part, les essais effectués à la SMEH avaient confirmé les bonnes performances de ces capteurs dans ce type d'application.

Le champ de capteur comprend 203 panneaux solaires à tubes sous vide "Héliotube Mazda" raccordés en parallèle à la bouche solaire.

- Surface d'absorbeur : 304 m².
- Inclinaison : 30 degrés, donnée par la pente de la toiture.
- Débit : 45 l/h par m² de capteur.
- Régulation et sécurité : stagnation par sondes de température différentielle.
- Protection antigel par remise en circulation du circuit solaire.
- Sécurité surchauffe par aérotherme pour limiter la température du stock à 110°C.



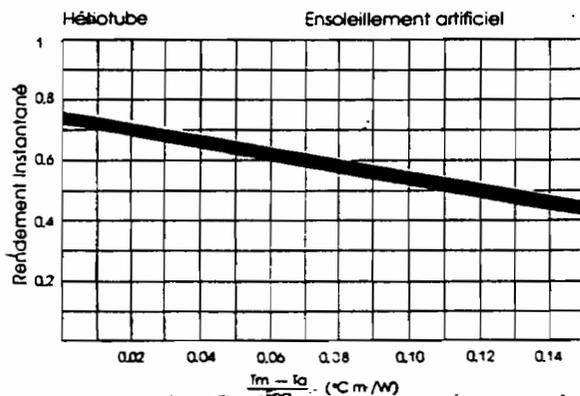
Champ de capteurs Héliotube Mazda.

Performances du système

Au niveau des simulations, le dimensionnement retenu permet les performances suivantes :

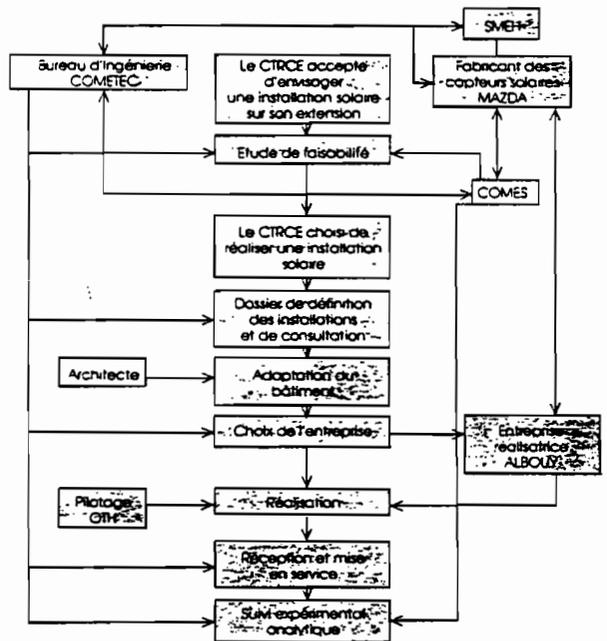
- Besoins chauffage des locaux : 130.702 kWh/an.
- Taux de couverture solaire des besoins de chauffage : 62,9 %.
- Besoins rafraîchissement : 23.418 kWh/an.
- Taux de couverture des besoins rafraîchissement : 97,7 %.
- Energie solaire disponible pour une utilisation en climatisation de la salle des ordinateurs : 129.057 kWh/an.

La courbe caractéristique des performances thermiques des capteurs est donnée ci-dessous :



Une campagne de mesure analytique permettant un examen très précis des performances et du comportement de chaque composant et de l'ensemble du système est en cours. Elle sera conduite sur une période d'au moins une année. Une station météorologique a été installée sur le site même afin d'établir les corrélations exactes existant entre la climatologie et le système.

Cette campagne de mesure, conduite par COMETEC, a été entièrement financée par le COMES.



Phases de réalisation du projet.

Renseignements

Maître d'ouvrage : CTRCE
66, av. Albert-Einstein, Z.I. Les Milles.
13200 Aix-en-Provence.

Bureau d'ingénierie : COMETEC
4, rue Léon-Paulet, 13295 Marseille Cedex 8.
Tél. (91) 76.19.09. Telex 400872 F

Capteurs solaires : CIE DES LAMPES MAZDA
Division Energie Solaire, 11, quai De-Dion-Bouton.
92800 Puteaux. Tél. (1) 772.00.63. Télex 630418 F

COMES : COMMISSARIAT A L'ÉNERGIE SOLAIRE
208, rue Raymond-Losserand, 75014 Paris.
Tél. 545.67.60. Télex 203712 F

Réalisation technique : ALBOUY
B.P. 66 - 13602 Aix-en-Provence.
Tél. (42) 20.08.63. Telex 410808.

Architecte : SUD ATELIERS
Ateliers d'architectes, d'urbanistes et designers
167, rue Paradis, 13006 Marseille. Tél. (91) 37.05.30.

SMEH
Station Méditerranéenne d'Essais Héliothermiques.
Compagnie des Lampes Mazda.
305, bd Danielle-Casanova, 13014 Marseille
Tél. (91) 98.90.44. Telex 420615.

CHAUFFAGE ET CLIMATISATION SOLAIRE
DU CENTRE TECHNIQUE REGIONAL DES CAISSES D'EPARGNE

Le Centre Technique Régional est un G.I.E. auquel adhèrent les Caisses d'Epargne des Bouches-du-Rhône et du Languedoc-Roussillon, soit vingt établissements.

Créé en 1973, il a pour but de fournir des services informatiques à l'ensemble de ses adhérents.

Opérationnel depuis 1976, l'automatisation des principales activités des Caisses d'Epargne est réalisée par l'utilisation du télétraitement : c'est ainsi que par un réseau de plus de 400 terminaux, la grande majorité des bureaux gère les 2.300.000 comptes ouverts par la clientèle des caisses de la région.

L'arrivée des chèques dans les Caisses d'Epargne a créé une activité nouvelle, se traduisant par des besoins nouveaux pris en charge partiellement par le C.T.R.C.R. ; un agrandissement des locaux a donc été décidé en accord avec tous les adhérents.

A cette occasion les Caisses d'Epargne ont manifesté leur souhait de faire construire un bâtiment fonctionnel, mais faisant appel à des techniques économes en énergie.

- Satisfaction partielle des besoins en chauffage et conditionnement par une installation solaire.
- Récupération des énergies dissipées dans la salle d'ordinateur par une pompe à chaleur. Cette machine frigorifique servant par ailleurs de secours aux installations de production d'eau glacée.
- Une régulation adaptée donne la priorité aux équipements solaires, la pompe à chaleur, puis les équipements classiques, ceux-ci n'étant successivement mis en service qu'en cas de nécessité.

INSTALLATION

PRESENTATION DE L'INSTALLATION SOLAIRE

(Schéma de principe en annexe).

Construite en 1981, l'extension du bâtiment du CTRCE dispose d'un équipement thermique solaire qui, couplé à des systèmes énergétiques d'appoint, a pour but d'assurer :

- la production frigorifique nécessaire à la climatisation des bureaux (1400 m²).
- la fourniture de l'énergie de chauffage des bureaux.

Champ de capteurs

Il comporte 203 panneaux solaires sous vide, type HELIOTUBE construits par la Compagnie des Lampes, représentant une surface absorbante totale de 304 m².

La structure de l'extension a été conçue de manière à recevoir l'ensemble des capteurs sur un même plan, incliné à 30°, assurant ainsi un arrangement très compact du champ de capteurs.

Il est disposé suivant 7 rangées de 29 panneaux, montées en boucle de tickelman, assurant une équirépartition du débit dans les capteurs.

Sécurité élévation de température sur le circuit primaire

Compte tenu des hautes performances des panneaux solaires, tout incident dans le circuit primaire ne permettant plus d'absorber la chaleur captée, risque de provoquer une élévation de température exagérée, soit une vaporisation de l'eau dans les panneaux.

L'ensemble est protégé par deux types de sécurité, agissant indépendamment l'un de l'autre suivant que la circulation de l'eau est assurée (manque d'absorption de chaleur) ou que la circulation de l'eau est arrêtée (risque de stagnation)

Sécurité antigel

Compte tenu des conditions climatiques du lieu d'implantation, il a été décidé d'alimenter le champ de capteurs en eau non glycolée.

Cette option permet la suppression de l'échangeur traditionnel circuit primaire (eau glycolée) circuit secondaire, et de réduire l'irréversibilité du système, conduisant ainsi à une amélioration de son rendement global.

L'installation est protégée contre le gel par un thermostat dont le bulbe est placé sur l'un des collecteurs du champ de capteurs. Ce thermostat commande la mise en service de la pompe primaire permettant la circulation d'eau en provenance du stock chaud.

Production de froid solaire

Les capteurs solaires alimentent les bouilleurs de deux machines à absorption fonctionnant en parallèle. La température d'alimentation est limitée à 85°C par une vanne mélangeuse. L'excédent d'énergie est stockée dans un réservoir de 8.500 litres.

Ce dispositif assure, d'une part un couplage rapide de l'énergie solaire sur les machines à absorption, et d'autre part un fonctionnement prolongé des machines en fin de journée, en épuisant l'excédent d'énergie solaire stockée.

La puissance de chaque unité frigorifique est de 35.000 fg/heure, soit une puissance totale de 70.000 fg/heure, utilisée en aval de deux réservoirs de stockage d'eau froide d'une capacité unitaire de 2.000 litres.

L'énergie frigorifique d'origine solaire est utilisée en base de la charge frigorifique, l'appoint étant fourni par un groupe à compression. Il est à noter que compte tenu de l'application (climatisation bureaux), si les besoins en froid s'avèrent inférieurs à la puissance frigorifique solaire, celle-ci peut être transférée pour la climatisation d'une salle informatique non comptabilisée dans les bilans suivants.

Production d'énergie de chauffage

Pour assurer le chauffage des bureaux et locaux annexes, une boucle dite "3 énergies" récupère l'énergie en cascade :

- sur le circuit solaire par l'intermédiaire d'un échangeur à plaques,
- sur le condenseur du groupe frigorifique à compression,
- et en dernier lieu sur la chaufferie gaz, par l'intermédiaire d'un échangeur multitubulaire.

Cette énergie est transférée à un circuit utilisateur qui alimente à température variable en fonction de l'extérieur, un réseau de ventilo-convecteurs.

Résultats prévisionnels

Au niveau des simulations, le dimensionnement retenu devrait permettre les performances suivantes :

- besoins chauffage des locaux : 130.702 kWh/an.
- taux de couverture solaire des besoins de chauffage : 0,63.
- besoins rafraichissement : 23.418 kWh/an.
- taux de couverture des besoins rafraichissement : 0,98.

- énergie solaire disponible pour une utilisation en climatisation de la salle des ordinateurs : 129.057 kWh/an.
- productivité annuelle des capteurs : 980 kWh/m²/an.

CAMPAGNE DE MESURES

PRESENTATION DE LA CAMPAGNE DE MESURES

Mise en oeuvre

La campagne de mesures a permis :

- un suivi global de l'installation à partir de 6 compteurs d'énergie,
- un suivi analytique des différents modes de fonctionnement à partir de 26 télémesures et de 24 états tout ou rien.

L'équipement assurant le relevé de ces deux types de mesures a été inséré dans le système de gestion technique centralisée destiné à l'ensemble du bâtiment, l'ensemble du matériel a été développé par la Compagnie Rhodanienne de Télématicque.

Toutes les mesures sont stockées sur support magnétique (disquette 8" suivant formatage IBM), assurant une autonomie d'archivage de l'ordre de 8 jours.

Le traitement des mesures a été réalisé par COMETEC sur ordinateur HP 98-45 dans les conditions suivantes :

- conversion des fichiers de données du format IBM au format HP,

- traitement des mesures permettant de dégager les résultats journaliers puis mensuels,
- tracé systématique de l'ensemble des mesures sur chaque journée facilitant aussi une analyse fine du fonctionnement de l'installation.

L'ensemble des mesures archivées regroupe :

- 8 comptages d'énergie et volume d'eau correspondant respectivement aux circuits suivants :
 - . circuit secondaire solaire, afin de déterminer l'énergie solaire ,
fournie au bouilleur des machines à absorption en été,
transférée à la boucle 3 énergies en hiver,
 - . circuit de production d'eau froide des machines à absorption
 - . circuit ventilo-convecteurs en mode climatisation,
 - . circuit ventilo-convecteurs en mode chauffage.
- 2 compteurs d'énergie électrique cumulant respectivement les consommations électriques :
 - . de l'ensemble de l'installation correspondant à l'extension (auxiliaire du système de production d'énergie solaire et de la distribution d'énergie),
 - . du groupe frigorifique à compression intervenant en appoint.

NOTA :

Les 10 valeurs de comptage citées ci-dessous sont archivées au rythme de l'heure.

- 26 télémesures et 24 états tout ou rien archivés au pas de 10 minutes.

Les mesures de températures sont effectuées à partir de sondes à résistance platine 100Ω à 0°C , en montage 3 fils, ayant une précision de 0,3 K.

Les résultats

Fonctionnement climatisation

Les mesures que nous avons effectuées au cours des saisons 82 et 83 font apparaître :

- rendement global du champ de capteur : 0,52
- rendement global des circuits primaires et secondaires (énergie fournie au bouilleur/énergie solaire incident) : 0,32
- rendement du groupe frigorifique à absorption : 0,50
- rendement global de l'installation (énergie frigorifique produite/énergie solaire incidente) : 0,16
- taux de couverture des besoins frigorifiques par le solaire : 0,55

Ces rendements ont été obtenues dans les conditions moyennes suivantes :

- température moyenne à l'entrée du générateur : 84°C.
- température moyenne à la sortie de l'évaporateur : 10,2°C
- température moyenne à l'entrée du condenseur : 26,3°C
- durée moyenne de fonctionnement journalier du groupe à absorption : 9,1 heures

Les valeurs enregistrées sur le champ de capteur paraissent satisfaisantes.

En ce qui concerne les rendements des machines à absorption, nous constatons une différence notable de l'ordre de 20 points, entre les rendements annoncés dans les notices constructeur et celui réellement mesuré.

Toutefois, il faut reconnaître qu'il est assez difficile de maintenir sur les groupes à absorption les conditions optimales de fonctionnement lorsque la source principale d'énergie est le soleil c'est-à-dire essentiellement variable.

Le rendement des groupes à absorption se trouve également dégradé aux inter-saisons, lorsque la demande en énergie frigorifique devient faible et occasionne des arrêts fréquents.

L'écart important qui existe entre les taux de couverture des besoins frigorifiques par le solaire, calculé et mesuré à trois origines hormis les questions de rendement :

- des besoins réels bien supérieurs aux prévisions,
- énergie solaire incidente mesurée plus faible que celle prise en compte lors des simulations informatiques,
- les périodes de non fonctionnement (réglage, mise au point).

Ces résultats pourraient être sensiblement améliorés par une meilleure gestion des groupes à absorption et en adoptant un couplage encore plus direct entre les capteurs et les groupes froids.

Fonctionnement chauffage :

Les mesures ont été effectuées au cours de l'hiver 82-83.

- rendement global du champ de capteur : 0,45
- rendement global du système solaire (énergie fournie au chauffage/énergie solaire incidente) : 0,28
- taux de couverture des besoins de chauffage par le solaire : 0,22
- Taux de couverture prévu : 0,63

Ces résultats ont été obtenus avec une température d'utilisation de l'énergie solaire qui n'est jamais descendue en-dessous de 50°C.

Cette indication explique en partie les résultats obtenus principalement au niveau du rendement global du système. (En effet, une utilisation à plus de 50°C implique des températures de stockage entre 60 et 80°, c'est-à-dire des pertes thermiques importantes et une dégradation des performances du champ de capteur (inertie, rendement).

Comme en climatisation, les besoins en chauffage du bâtiment se sont avérés plus importants que prévu et quelques petits incidents sont venus rompre le fonctionnement de l'installation.

Par ailleurs le dispositif de mise hors gel des capteurs représente un poste de consommation d'énergie gratuite important.

Toutes ces remarques donnent une explication au faible taux de couverture enregistré.

D'autre part l'inclinaison à 30° des capteurs n'est pas faite pour favoriser le fonctionnement de l'installation en mode chauffage.

Des résultats bien supérieurs devraient être mesurés lorsque les modifications sur la régulation de la boucle trois énergies et le dispositif antigel seront intervenus.

CONCLUSIONS

Etudiée au cours de l'année 1980, l'installation de froid solaire du CTRCE reflète en 1983 un bilan d'exploitation globalement positif.

Compte tenu de son caractère pilote, il semble difficile d'exiger d'une telle installation un parcours sans faute dès la première année d'exploitation.

Le suivi expérimental a permis d'en apprécier les points forts et les faiblesses et les installations futures, en cours d'études actuellement, en subissent déjà les effets bénéfiques.

Il nous a semblé important de souligner :

- l'intérêt des capteurs sous vide pour ce type d'application.

La productivité de 800 kWh/m² dès la première année d'exploitation peut à notre avis atteindre 1.000 kWh/m² par an.

- la nécessité pour l'installation d'avoir une capacité à pouvoir utiliser toute l'énergie solaire produite pendant toute l'année.

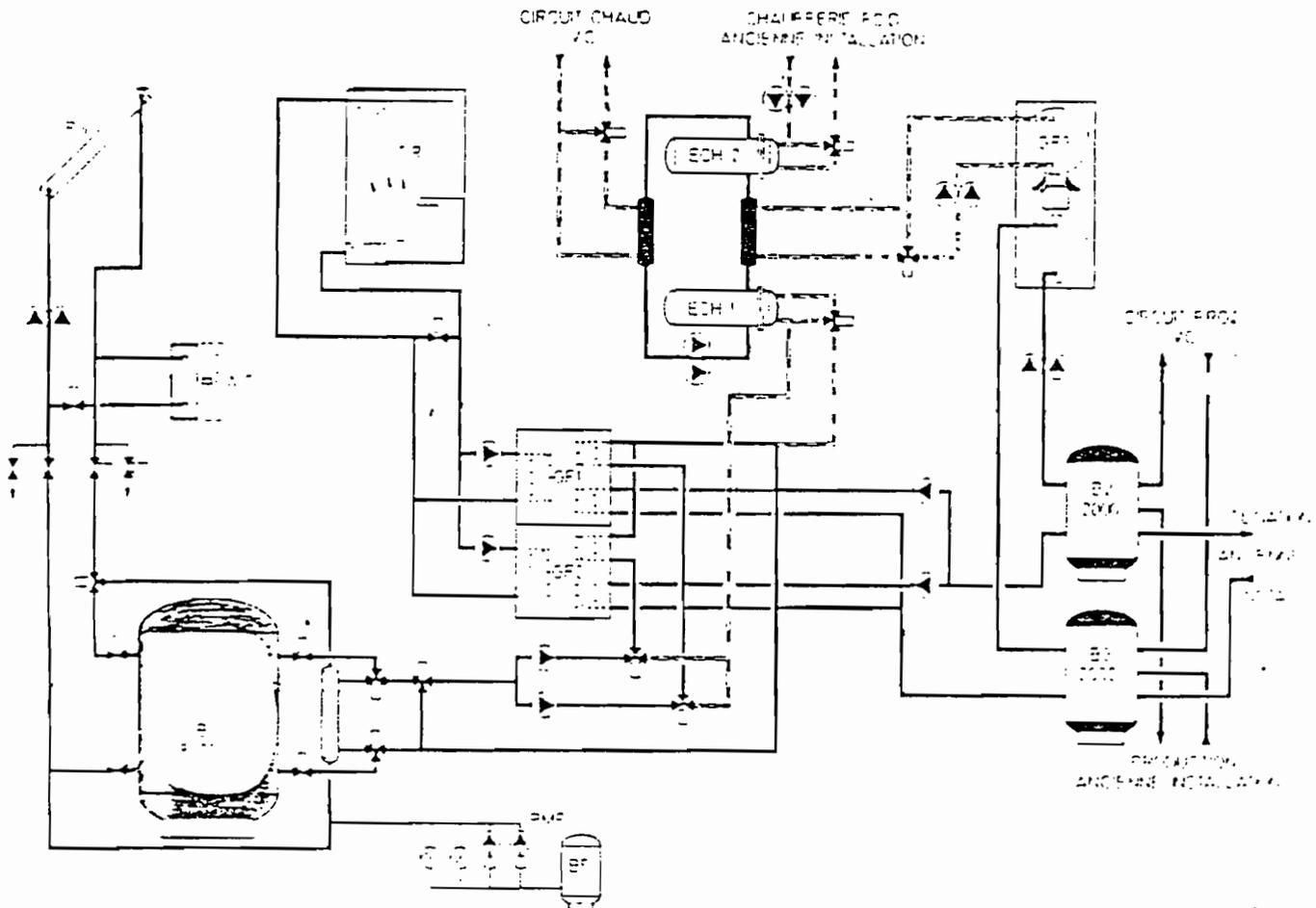
L'installation du CTRCE offre cet avantage grâce à la demande constante en froid de la salle informatique. Il faudra rechercher dans les installations futures des applications analogues quitte à sous-dimensionner le solaire de manière à le rendre compatible avec cet axiome.

- la notion de facteur d'échelle de l'installation qui seule peut minimiser l'influence de la consommation des auxiliaires et les pertes thermiques sur le bilan global. :

Pour conclure nous pouvons dire que le couplage capteur à tube sous vide - machine frigorifique à absorption est une voie tout à fait satisfaisante dans le domaine de la production d'eau glacée à 8 - 12°C.

A N N E X E

SCHEMA DE PRINCIPE DE L'INSTALLATION DU C.T.R.C.E.



NOMENCLATURE

| | |
|------|--------------------------------------|
| GF1 | Groupe d'eau glacée à absorption n°1 |
| GF2 | Groupe d'eau glacée à absorption n°2 |
| GF3 | Groupe d'eau glacée à compresseurs |
| B1 | Ballon de stockage solaire |
| B2 | Ballon tampon retour eau glacée |
| B3 | Ballon tampon retour eau glacée |
| ECH1 | Echangeur |
| ECH2 | Echangeur |
| TR | Tour de refroidissement |
| PS | Panneaux solaires "MAZDA" |
| AS | Aérotherme de sécurité |
| PMP | Pompes maintien de pression |

RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- **Commercial and-industrial réfrigération**, C.WESLEY NELSON

- **Principles of réfrigération Second edition**, ROY, J. DOSSAT, John Wiley & Sons, Inc, 1978

- **Modern réfrigération and air conditionning**, ALTHOUSE, TURNQUIST et BRACCIANO, The good heart - Willcox CO, Inc, 1975

- **Application de l'électricité dans les procédés industrielles** : Recueil d'études et de projets préparés pour l'imprimerie par AMPERE 82, DOPEE 85, 1987

- **Note de cours Thermo 321**, Ecole Polytechnique de Thiès, 1994

- **Thermodynamique appliquée 2e édition** : VAN WYLEN, SONNTHG, DESROCHERS, Edition du renouveau pédagogique Inc, 1992

- **La climatisation solaire**, Thèse du docteur ingénieur de DOMINIQUE BEGUIN

- **Réfrigération solaire**, J. BONNIN, P.J WILBUR, S. KARAKI

- **Installation à capteurs plans**, Jean-Marc RADIGOIS,
Techniques de l'ingénieurs