

وزارة الجامعات  
Ministère aux Universités

# ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT: Génie Mécanique

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات  
المكتبة - BIBLIOTHEQUE  
Ecole Nationale Polytechnique

## PROJET DE FIN D'ETUDES

20

### SUJET

ETUDE COMPARATIVE  
DE DEUX INSTALLATIONS  
DE PRODUCTION  
ET DE DISTRIBUTION  
DU FROID

Proposé par :

M. B. AHMED-ZAID

( ENAFROID )

Etudié par :

M. A. TOBBAL

M. H. ZEGHNOUN

Dirigé par :

M. N. YOUNSI

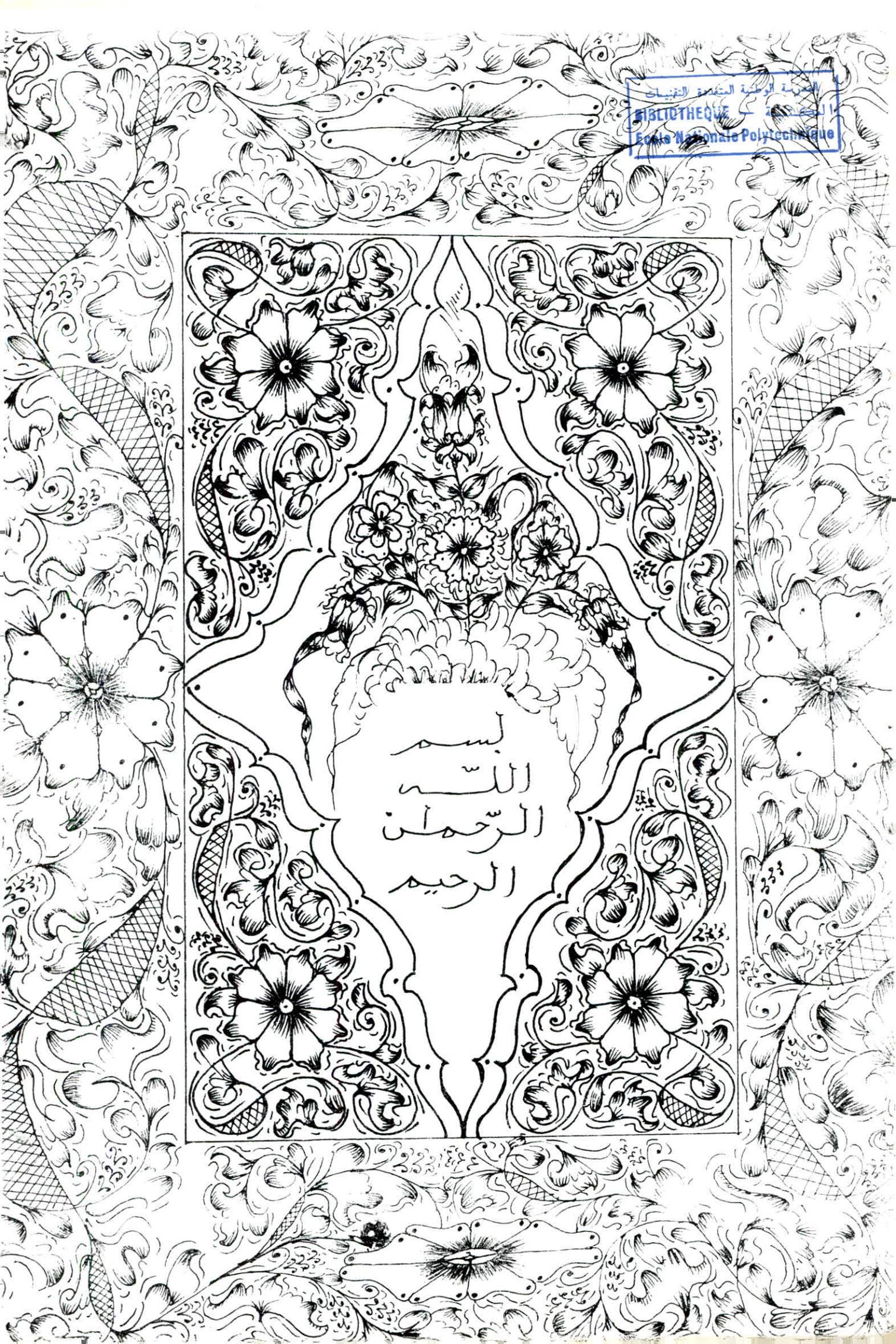
( E N P )

PROMOTION  
1991



المركز الوطني للتقنيات  
BIBLIOTHEQUE  
الكتابية  
Ecole Nationale Polytechnique

بِسْمِ  
اللَّهِ  
الرَّحْمَنِ  
الرَّحِيمِ



R E S U M E :

Le but du présent travail consiste en l'étude comparative entre deux installations de production et de distribution du froid, de manière à mettre en évidence les avantages et les inconvénients résultants des procédés technologiques adoptés par chacune d'elles .

A B S T R A C T :

The aim of this work is a comparative study between two equipments of production and distribution of cold in order to get out the advantages and inconveniences followed by the technological process used by this two equipments .

ملخص :

الهدف من هذه الأطروحة تبيين  
الفرق بين وحدتي التبريد، وهذا من خلال  
دراسة الطريقة التكنولوجية المستعملة  
من طرف كل واحدة منهما .

R E M E R C I E M E N T S

Nous tenons à remercier vivement :

Monsieur B. AHMED-ZAID qui a proposé ce sujet et bien voulu nous diriger tout le long de notre étude .

Monsieur N. YOUNSI pour son précieux patronage .

Monsieur M. BENBRAIKA de nous avoir fait l'honneur de presider le jury .

Messieurs B. BENKOUSSAS et H. BENNOUR qui ont bien voulu faire partie du jury et pour l'interêt qu'ils portent à notre travail .

Nous remercions également le personnel de la D.T.M. d'EL-HARRACH et de l'entrepôt de SKIKDA pour leur précieuse aide .

Nous ne pouvons pas oublier ceux qui sans eux les péines de la vie et les durs moments ne peuvent s'effacer, à tous nos amis nous disons : M E R C I !

Hakim

T. K. Selouch

A V A N T - P R O P O S .

L'étude de ce projet a été faite à la D.T.M. (Direction Technique et Maintenance) de l'ENAFROID sous l'encadrement de Monsieur B. AHMED-ZAID cadre responsable à la D.T.M.

Pour avoir plus d'informations, nous avons effectué des visites des entrepôts de CORSO (BOUMERDES) et de SKIKDA .

|  | Pages |
|--|-------|
| Introduction générale .....                                      | 1     |
| Chapitre I : Revue théorique                                     |       |
| I-1- Le froid .....  | 3     |
| I-2- Les cycles frigorifiques .....                              | 3     |
| I-2-1- Le cycle théorique .....                                  | 5     |
| I-2-2- Le cycle pratique .....                                   | 6     |
| I-2-3- Fluide frigogène .....                                    | 7     |
| Chapitre II : Installation Alfa-Laval                            |       |
| II-1- Introduction .....   | 10    |
| II-2- Principe de l'évolution du fluide frigorigène .....        | 11    |
| II-2-1-Cycle frigorigène en marche normale .....                 | 11    |
| II-2-2-Cycle frigorigène en pleine charge .....                  | 13    |
| II-3- Description des organes de l'installation .....            | 16    |
| II-3-1-Description des organes de production du froid .....      | 16    |
| II-3-1-1-Compresseurs .....                                      | 16    |
| II-3-1-2-Séparateur d'huile .....                                | 26    |
| II-3-1-3-Réservoir haute pression(bouteille accumulatrice) ..... | 29    |
| II-3-1-4-Condenseurs .....                                       | 29    |
| II-3-2-Description des organes de distribution du froid .....    | 33    |
| II-3-2-1-Séparateur de liquide .....                             | 33    |
| II-3-2-2-Système de réctification d'huile .....                  | 37    |
| II-3-2-3-Economiseur .....                                       | 39    |
| II-3-2-4-Pompes à fluide frigorigène .....                       | 39    |
| II-3-2-5-Organe de détente .....                                 | 41    |
| II-3-2-6-Evaporateurs .....                                      | 42    |
| II-3-2-7-Chambres froides .....                                  | 50    |
| II-4-Appareils de régulation frigorifique .....                  | 56    |
| II-5-Armoires électriques .....                                  | 59    |
| II-6-Bilan frigorifique de l'installation Alfa-Laval .....       | 59    |
| II-6-1-Bases de calcul .....                                     | 59    |
| II-6-2-Calcul des bilans frigorifiques .....                     | 62    |
| II-6-2-1-Calcul pour les chambres de type I .....                | 63    |

|   |    |
|---|----|
| II-6-2-2-Calcul pour les chambres de type II..... | 67 |
| II-6-2-3-Bilan des autres locaux .....            | 68 |
| II-6-2-4-Tableau récapitulatif des bilans .....   | 68 |
| II-6-3-Choix des compresseurs .....               | 69 |
| II-6-4-Choix des condenseurs .....                | 69 |
| II-6-5-Choix des évaporateurs.....                | 70 |

### Chapitre III : Installation Tokaï

|   |    |
|---|----|
| III-1-Introduction .....                                  | 72 |
| III-2-Principe de l'évolution du fluide frigorigène ..... | 72 |
| III-2-1-Circuit de réfrigération.....                     | 72 |
| III-2-2-Circuit de congélation .....                      | 74 |
| III-3-Déscription des organes de l'installation.....      | 77 |
| III-3-1-Organes de production du froid.....               | 77 |
| III-3-1-1-Compresseurs.....                               | 77 |
| III-3-1-2-Condenseurs .....                               | 81 |
| III-3-1-3-Réservoir haute pression .....                  | 83 |
| III-3-2-Organes de production du froid .....              | 83 |
| III-3-2-1-Organe de détente .....                         | 83 |
| III-3-2-2-Accumulateurs .....                             | 83 |
| III-3-2-3-Evaporateurs .....                              | 84 |
| III-3-2-4-Chambres froides .....                          | 86 |
| III-3-2-5-Puyauterie de l'installation .....              | 88 |
| III-4-Bilan frigorifique de l'installation Tokaï .....    | 89 |
| III-4-1-Bases de calcul .....                             | 89 |
| III-4-2-Bilan pour toutes les chambres à 0°C .....        | 91 |
| III-4-3-Bilan pour toutes les chambres à -20°C .....      | 96 |
| III-4-4-Bilans des autres locaux .....                    | 96 |
| III-4-5-Choix des compresseurs .....                      | 96 |
| III-4-6-Choix des condenseurs .....                       | 97 |
| III-4-7-Choix des évaporateurs .....                      | 98 |

### Chapitre IV : Etude comparative

|                                       | Pages |
|---------------------------------------|-------|
| IV-1- Comparaison Technologique ..... | 100   |
| IV-2- Comparaison Technique .....     | 104   |

CONCLUSION GENERALE .

BIBLIOGRAPHIE .

## INTRODUCTION GENERALE

Le but de la réfrigération et de la congélation est de prolonger la durée de conservation des aliments, qui est pour la plupart limitée. De nos jours, il est de plus en plus indispensable à l'économie du pays, de maîtriser cette technologie .

Ce présent projet consiste à faire une étude comparative entre deux installation frigorifiques de l'ENAFROID de capacité 30000 m<sup>3</sup> chacune .

Ces installations, de même principe de base qui est le cycle frigorifique à compression, ne diffèrent que du point de vue technologique .

L'une a été adaptée par la Société Japonaise " TOKAI " et l'autre par la Société Suedoise " ALFA-LAVAL " .

Donc, le problème revient à mettre en évidence la différence entre ces deux technologies et leurs commodités dans l'application industrielle .

Pour une comparaison rigoureuse et objective, chaque procédé est étudié séparément .

CHAPITRE I :

REVUE THEORIQUE

### I.1- LE FROID :

Produire du froid à un corps, à un milieu c'est lui soustraire de la chaleur .

- Par abaissement de température : on dit que l'on extrait de la chaleur sensible .

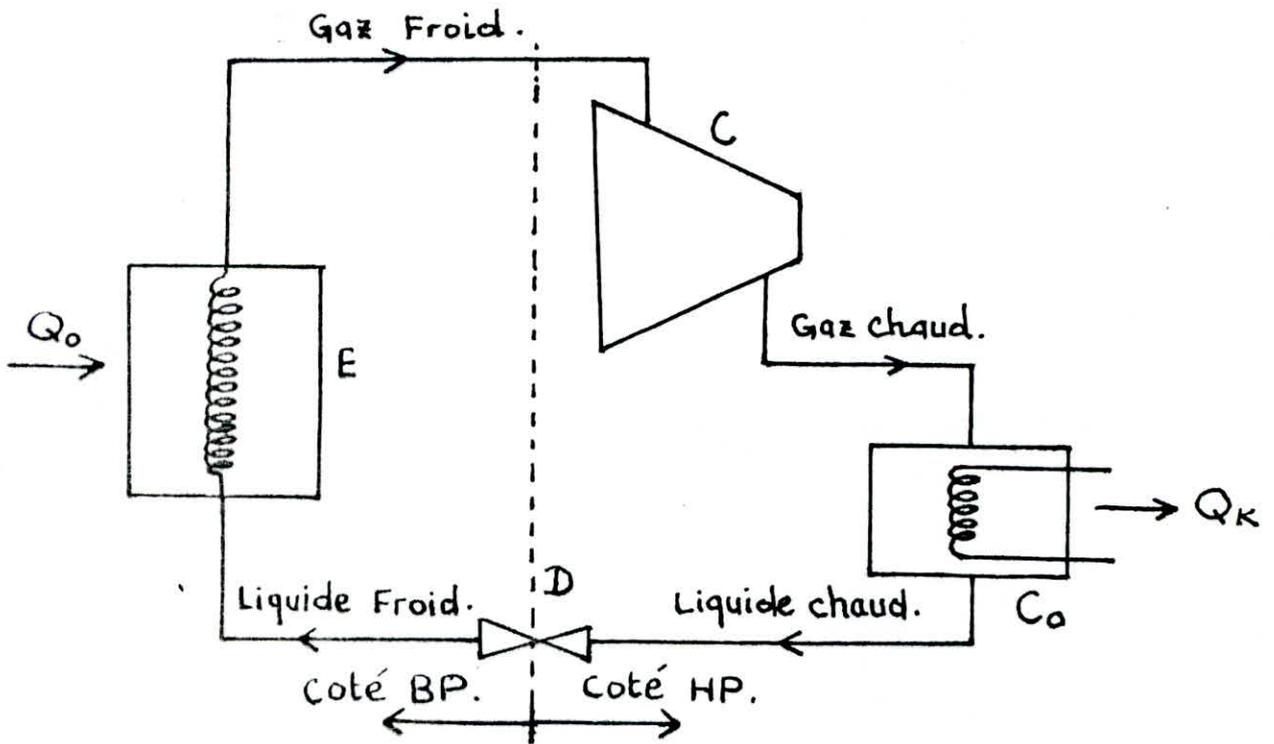
- Par un changement d'état : qui s'effectue à température constante et qui met en oeuvre un phénomène exothermique, on dit alors que l'on extrait de la chaleur latente.

On rencontre ces phénomènes lorsque le corps à refroidir est à température supérieure à celle des milieux dont on dispose .

### I.2-CYCLES FRIGORIFIQUES :

Les systèmes industriels, les plus répandus, à production du froid sont des installations frigorifiques à compression de vapeur. Un cycle à compression comprend essentiellement :

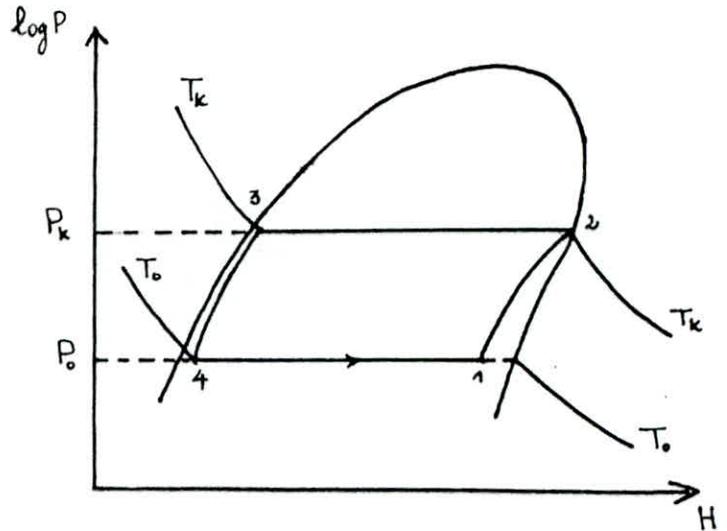
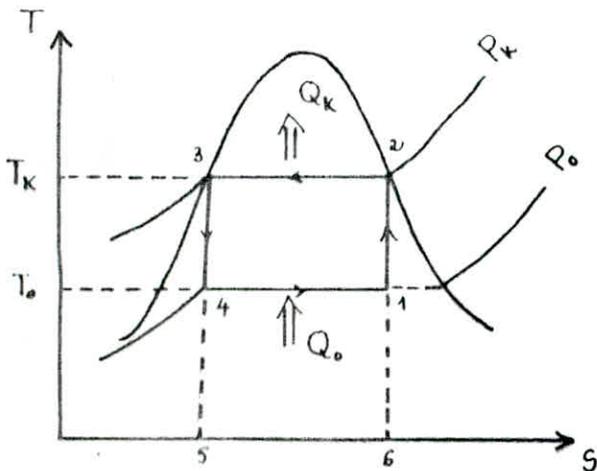
- Un évaporateur : dans le quel le fluide frigorigène se vaporise à la température  $T_0$  sous la pression  $P_0$  en absorbant la chaleur  $Q_0$  aux milieux extérieurs.
- Un compresseur : qui aspire les vapeurs formées dans l'évaporateur à la pression  $P_0$ , les comprime et les refoule à haute pression  $P_k$ , en absorbant une énergie mécanique  $W$ .
- Un condenseur : dans le quel le fluide frigorigène se liquéfie à la température  $T_k$  et une pression  $P_k$ , en cédant une certaine quantité de chaleur  $Q_k$  au milieu extérieur .
- Un détendeur : qui laisse passer le fluide frigorigène liquide du condenseur vers l'évaporateur en abaissant sa pression de  $P_k$  à  $P_0$  .



- C : Compresseur
- Co : Condenseur
- D : Détendeur
- E : Evaporateur

Schéma de principe d'un cycle frigorifique à  
compression.

I.2.1- CYCLE THEORIQUE :



Le cycle théorique se décompose en quatre phases :

- 4→1 - Vaporisation du fluide : à la pression  $P_o$  et la température  $T_o$  constantes dans l'évaporateur, avec absorption d'une quantité de chaleur  $Q_o$  du milieu extérieur qui est à la température  $T_{ex} > T_o$ , qui constitue la production du froid .
- 1→2- Compression adiabatique : de la vapeur humide dans un compresseur à une pression  $P_k$  et une température de condensation  $T_k$ , avec absorption d'un certain travail fourni par une source d'énergie extérieure.
- 2→3- Condensation du fluide : dans le condenseur à  $P_k$  et  $T_k$  constantes. la chaleur de condensation  $Q_k$  cédée aux milieux extérieurs à la température  $T_{ex}$ , dépend de la construction du condenseur, cet écoulement suppose  $T_k > T_{ex}$  .
- 3→4- Détente adiabatique : du fluide frigorigène liquéfié dans un détendeur de la pression  $P_k$  jusqu'à  $P_o$ .

Bilans énergétiques :

L'énergie absorbée par le compresseur est donnée par :

$$W = h_2 - h_1 . \quad ( \text{Kj/Kg} )$$

La chaleur de condensation évacuée :

$$Q_k = h_2 - h_3 \quad (\text{KJ/KG})$$

La chaleur absorbée :

$$Q_0 = h_1 - h_4 \quad (\text{KJ/KG})$$

D'où le coefficient de performance du cycle :

$$\varepsilon = \frac{Q_0}{W} = \frac{T_0}{T_K - T_0}$$

I.2.2- Cycle pratique :

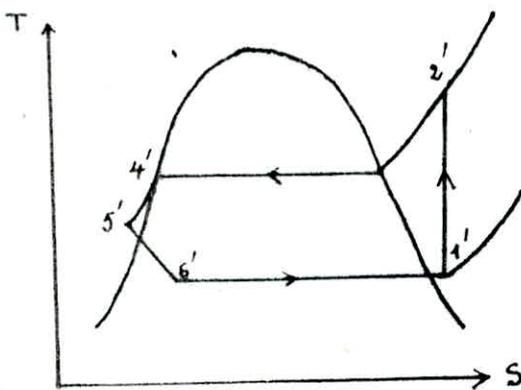


Diagramme ( T - S )

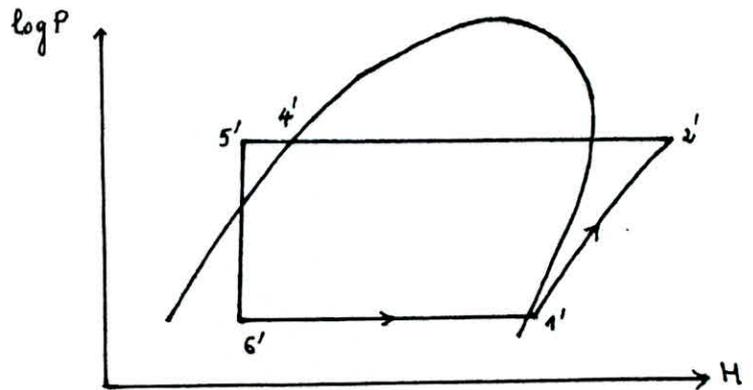


Diagramme ( LogP - H )

En pratique, le cycle théorique est modifié pour des raisons économiques et d'autres techniques.

Ces modifications se resument comme suit :

- Supression du détendeur : vu les complications de la conception d'un détendeur de faibles dimensions; alors à la place d'une détente isentropique on aura une détente isenthalpique ( 5' - 6' ).
- Un sous-refroidissement : ( 4' - 5' ) provoqué par les dernières spires du condenseur, ce qui permet l'augmentation de l'effet frigorifique venant compenser la suppression du détendeur .
- Dans un but de sécurité: le début de l'aspiration s'effectue dans la zone de surchauffe ( 1' ) car en régime humide on risque des coups de liquide au compresseur ; c'est l'aspiration des gouttelettes de liquide incompressibles qui provoque la détérioration du compresseur.

Les bilans énergétiques du cycle pratique sont comme suit :

- Travail du compresseur :  $W = h_{2'} - h_{1'}$

- Chaleur absorbée ( effet frigorifique ) :  $Q_0 = h_{1'} - h_{6'}$

- Coefficient de performance du cycle :

$$\mathcal{E} = \frac{Q_0}{W} = \frac{h_{1'} - h_{6'}}{h_{2'} - h_{1'}} = \frac{h_{1'} - h_{5'}}{h_{2'} - h_{1'}}$$

### I.2.3- Fluides Frigorigènes :

Le fluide frigorigène est un composé chimique facilement liquéfiable et dont on utilise les changements d'états physiques comme source de production du froid ( libération de la chaleur latente de vaporisation ).

Il existe un très grand nombre de fluides frigorigènes, mais ceux qui sont les plus utilisés dans les installations frigorifiques actuellement sont :

- l'ammoniac :  $\text{NH}_3$ .
- Les fréons :
  - . Le Dichlorodifluorométhane ( R 12 ) :  $\text{CF}_2 \text{Cl}_2$
  - . Le Monochlorodifluorométhane ( R22 ) :  $\text{CHF}_2 \text{Cl}$

Le fluide frigorigène évoluant dans les installations étudiées dans ce projet est le R22.

C'est un liquide incolore, très stable aux températures usuelles d'utilisation, non toxique, non corrosif vis-à-vis des huiles minérales, il présente la particularité d'être soluble à haute température et partiellement à basse température .

- Caractéristiques :

- Formule chimique :  $\text{CHF}_2 \text{Cl}$ .
- Température d'ébullition normale à 1 bar est de  $-40,8^\circ\text{C}$ .
- Température de solidification normale à 1 bar est de  $-160^\circ\text{C}$ .
- Masse molaire 86,48g/mole .
- Pression critique 49,8 bar .

- Domaine d'Activité :

- Cryologie et ses applications industrielles.
- Thermodynamique et transfert de chaleur .
- Machines frigorifiques.
- Sciences et technologie alimentaire.
- Conditionnement d'air .
- Pompes à chaleur et récupération d'énergie.
- etc.....

CHAPITRE II :

INSTALLATION ALFA-LAVAL

II-4- INTRODUCTION :

L'entreprise Algérienne du froid, ENAFROID, a établi un contrat avec l'entreprise Suédoise Alfa-Laval, avec pour objectif la réalisation de huit entrepôts frigorifiques de types différents (capacités de stockage différentes), avec leurs groupes de batiments, annexes, et deux centres d'entretien localisés à Béchar et Mostaganem.

Les entrepôts frigorifiques sont de 4 types:

- Type I (3000 m<sup>3</sup>) : situés à Adrar - Béchar - Laghouat et Tamanrasset.  
Type II (6000 m<sup>3</sup>) : situés à Ghazaouet (Oran).  
Type III (30.000m<sup>3</sup>) : situés à Alger (Corso)- Oran et Mostaganem.

Les entrepôts du type III avec en plus un tunnel de congélation sont considérés comme type IV, d'ailleurs ils sont les plus importants, vu leur grande capacité. Ils comprennent également une station de découpage et de désossage pour la manutention et l'emballage des viandes, un laboratoire vétérinaire, une buanderie et une cantine.

Dans la présente étude on s'intéresse à l'installation frigorifique du type IV.

Les chambres froides peuvent être utilisées à différentes températures variant de  $\pm 0^{\circ}\text{C}$  à  $- 20^{\circ}\text{C}$  et  $- 33^{\circ}\text{C}$  (pour le tunnel de congélation), dans ce cas l'entrepôt est dit du type polyvalant.

Il comprend :

- Deux sas pour la manutention (arrivée et départ des denrées), et couloirs d'accès aux chambres froides.
- 14 chambres froides, et un tunnel de congélation.
- Salle des machines.
- Locaux pour les transformateurs d'électricité et groupe électrogènes.
- Magasin pour emballage.
- Salle de contrôle des opérations.
- Atelier, cantine et vestiaires.
- Bureaux administratifs.

L'étude de l'installation se rapporte à l'étude de la salle des machines, des chambres froides et du tunnel de congélation du point de vue technologique.

## 11.2- PRINCIPE DE L'EVOLUTION DU FLUIDE FRIGORIGENE :

L'installation Alfa-Laval est une installation à 3 niveaux de températures d'évaporation respectives  $-7^{\circ}\text{C}$ ,  $-27^{\circ}\text{C}$  et  $-40^{\circ}\text{C}$ . Chaque niveau possède son propre compresseur à vis, avec son séparateur d'huile, et une bouteille de surchauffe.

Les condenseurs à air (9 au total) sont reliés à un réservoir haute pression, commun à toute l'installation, afin de stocker le fluide frigorigène condensé, et de recueillir sa totalité durant les opérations de maintenance.

A partir du réservoir H.P, le liquide réfrigérant est transféré dans des bouteilles de surchauffe (dites aussi séparateurs de liquide) via un déshydrateur, et un économiseur. Le niveau des bouteilles est maintenu correct à l'aide d'un contrôleur de débit et une électrovanne pour chaque niveau.

Des bouteilles, le fluide est refoulé en direction des évaporateurs par des pompes. Le fluide frigorigène évaporé (partiellement) est réintégré dans les bouteilles séparatrices où le liquide est séparé de la phase vapeur.

La vapeur est aspirée par le compresseur, où elle subit une compression avant d'être transférée aux condenseurs via un séparateur d'huile. Et le cycle se referme.

Le fonctionnement de chaque organe cité, est détaillé par la suite.

### 11.2.1- Cycle frigorifique en marche normale:

Selon le besoin de l'installation, qu'on veuille alimenter le tunnel de congélation, ou bien les chambres à températures négatives, ou les chambres positives, on sélectionne le niveau dans le quel le fluide frigorigène évoluera, soit :

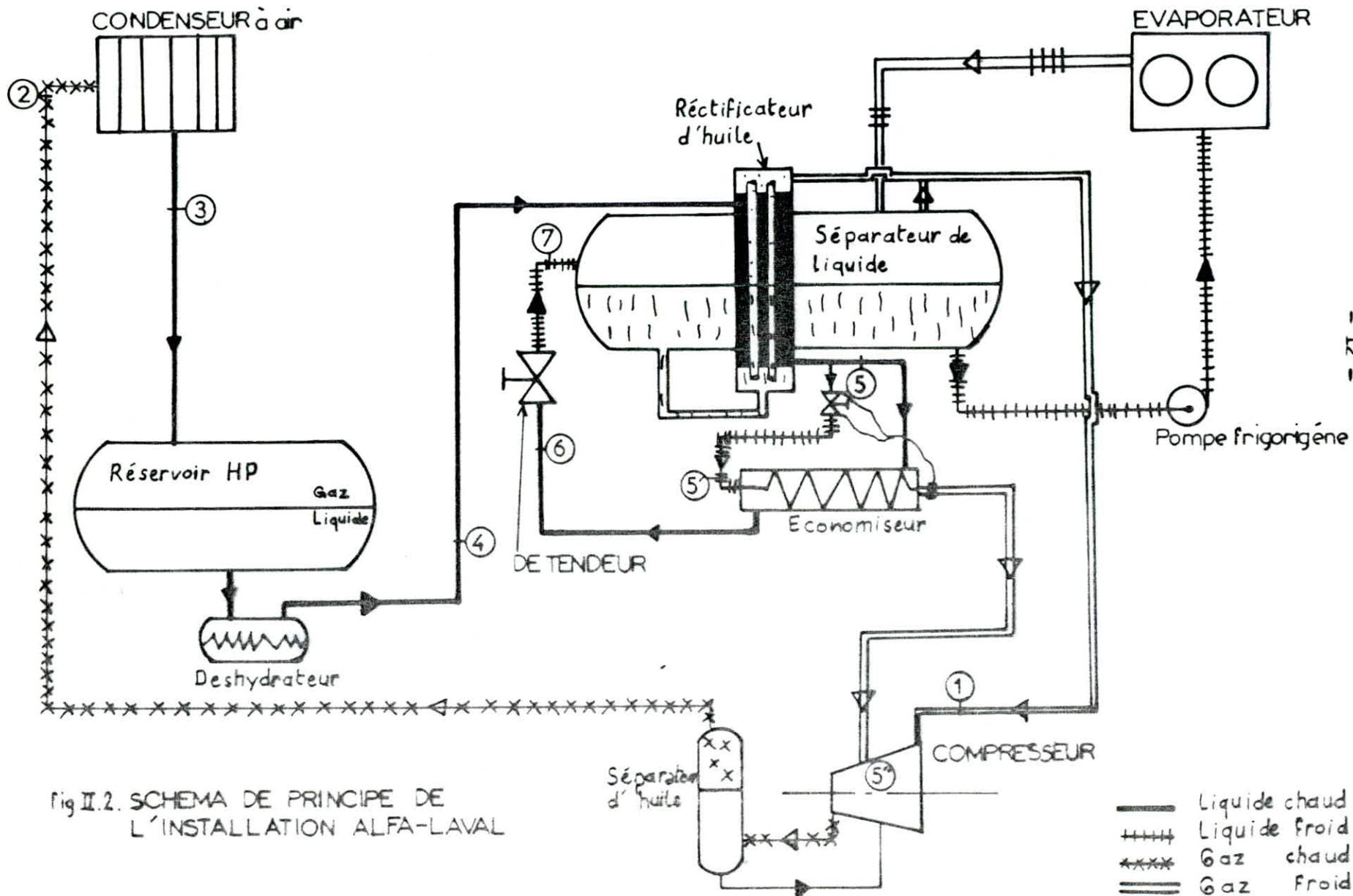


Fig II.2. SCHEMA DE PRINCIPE DE L'INSTALLATION ALFA-LAVAL

- Le niveau  $-40^{\circ}\text{C}$  pour le tunnel de congélation .
- Le niveau  $-27^{\circ}\text{C}$  pour le froid négatif.
- Le niveau  $-7^{\circ}\text{C}$  pour le froid positif.

On a autant de cycles que de températures d'évaporation, mais la forme du cycle est la même ainsi que la température de condensation. Les condenseurs sont conçus pour une température de condensations maximale de  $+55^{\circ}\text{C}$ .

Le travail des compresseurs change selon le besoin frigorifique et le taux de remplissage des entrepôts. En marche normale, la puissance des compresseurs est comprise entre 10 et 80% de la puissance maximale. Le cycle en marche normale est représenté par les points (1, 1', 5, 6') sur le graphe II-2.

#### II.2.2- Cycle frigorifique en pleine charge:

Lorsque la puissance du compresseur est supérieure à 80 % de sa puissance maximale, une certaine augmentation de la capacité est obtenue à l'aide d'un arrangement d'économie appelé économiseur

Le principe de cet arrangement consiste à :

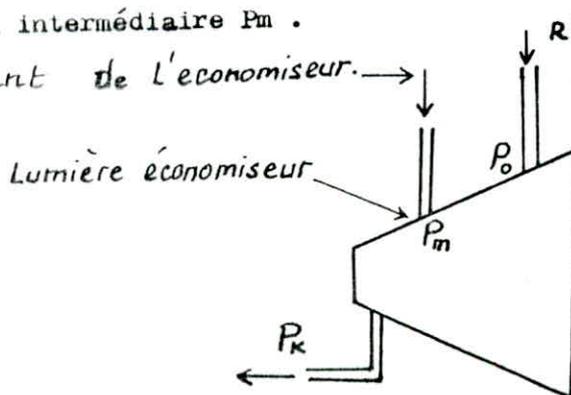
Un sous-refroidissement du liquide réfrigérant s'effectuant par échange de chaleur dans l'économiseur en contre - courant avec une partie du liquide soutiré du débit principal.

Le débit principal subit une détente directe de la pression  $P_k$  à la pression  $P_o$  .

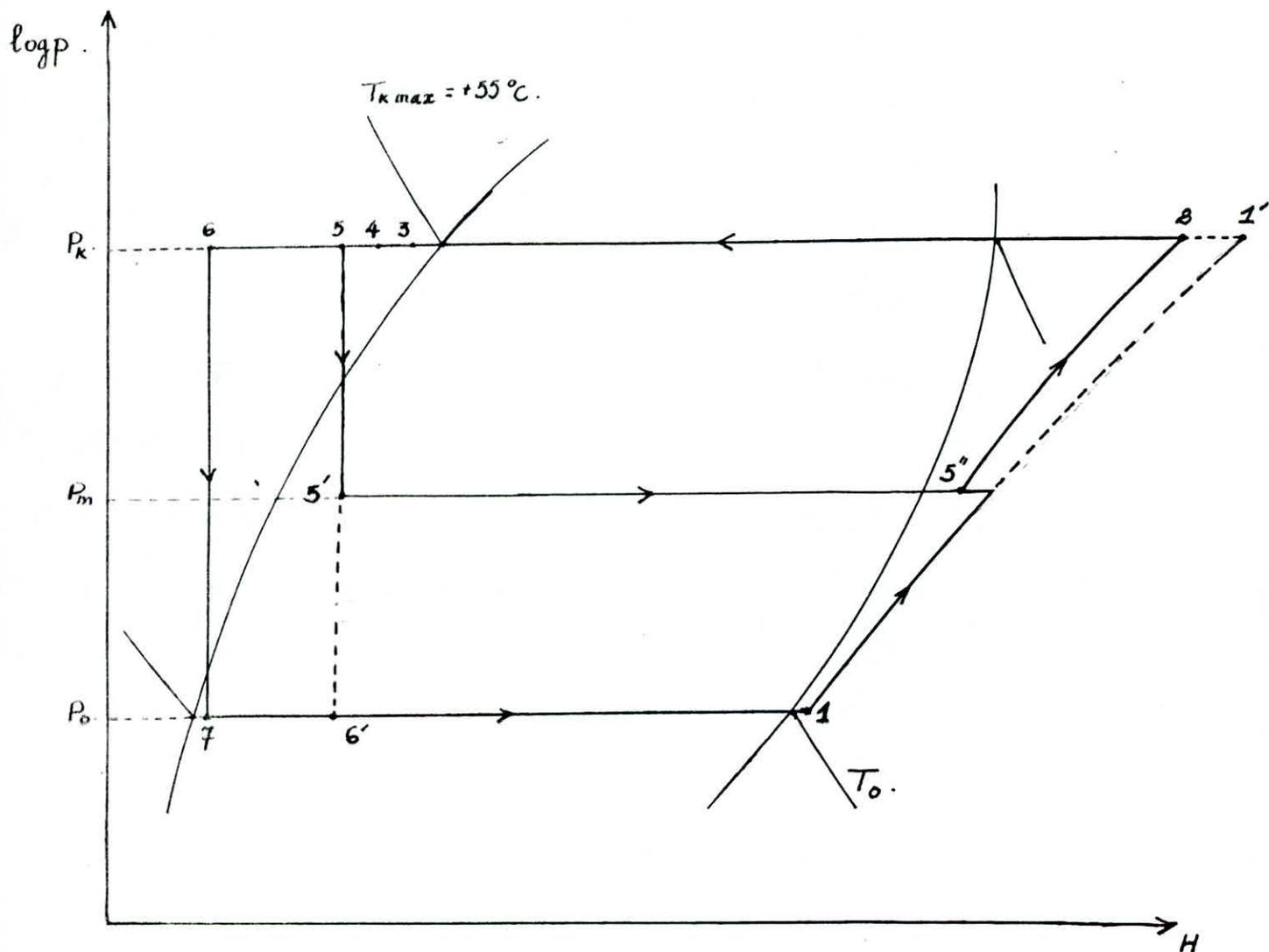
Le fluide soutiré est détendu à l'aide d'un détendeur thermostatique puis vaporisé et ensuite vidé dans la lumière économiseur du compresseur à la pression intermédiaire  $P_m$  .

*R22 venant de l'économiseur.* →

*R22 venant de la bouteille B.P.*



Le cycle est représenté sur le graphe II-2 par les points ( 1, 5'', 2, 3, 4, 5', ( 5', 5'' ), 6, 7, 1 ) .



Graphe II.2 : Cycle frigorifique de l'installation

Les différentes phases d'évolution du R22 sont expliquées, plus en détail ultérieurement, lors de la description des organes de l'installation.

Evolution du R22 sur le graphe II.2 .

a) En marche normale :

Le R22 évolue suivant le cycle (1,1',3,4,5,6) .

1 → 1' : Compression des vapeurs surchauffées .

1' → 3 : Dégourdi-chauffe-condensation puis sous-refroidissement .

3 → 4 : sous-refroidissement dans le réservoir HP .

4 → 5 : sous-refroidissement dans le rectificateur d'huile .

5 → 6' : détente directe dans le séparateur de liquide BP.

6' → 1 : évaporation .

b) A pleine charge (avec économiseur):

Le compresseur travaille comme un compresseur biétagé .

1 → 5'' : première compression suivie d'une déssurchauffe .

5'' → 2 : deuxième compression .

2 → 3 : évolution du R22 dans les condenseurs .

3 → 4 : sous-refroidissement dans le réservoir HP .

4 → 5 : sous-refroidissement dans le rectificateur .

5 → 5' : détente thermostatique .

5' → 5'' : évaporation du R22 dans l'économiseur à la moyenne pression Pm.

5 → 6 : sous-refroidissement du R22 liquide dans l'économiseur à la pression de condensation Pk .

6 → 7 : détente dans la bouteille BP .

7 → 1 : évaporation .

- Avantages de la marche avec économiseur :

- La puissance frigorifique est augmentée de  $\Delta H = H_6 - H_7$

- Diminution du travail du compresseur de  $\Delta H' = H_1 - H_2$

## II.3- DESCRIPTION DES ORGANES DE L'INSTALLATION :

Dans l'installation "Alfa-Laval", on distingue deux types d'organes :

- Les organes de production du froid : Ce sont essentiellement les organes du circuit haute pression. Ils comprennent :

- 3 Compresseurs à vis.
- 3 Séparateurs d'huile.
- 1 Réservoir HP appelé "Receveur".
- 9 Condenseurs à air .

- Les organes de distribution du froid : Ce sont les organes du côté basse pression, ils comprennent :

- 3 Séparateurs de liquide.
- Les pompes du fluide frigorigène .
- Les évaporateurs .
- Les chambres froides.
- Le tunnel de congélation .
- Les conduites du fluide frigorigène.

En plus de ces organes, il y a les appareils de régulation.

### II.3.4- Description des organes de production du froid :

#### II.3.4.1- Compresseurs :

Le compresseur à vis est un appareil du type volumétrique au même titre que le compresseur à piston, son débit est pratiquement déterminé par sa vitesse de rotation. Le flux de gaz est axial et le profil des 2 rotors est tel que la compression du fluide véhiculé se fait d'une manière continue jusqu'à ce que le fluide comprimé s'échappe par un orifice fixe.

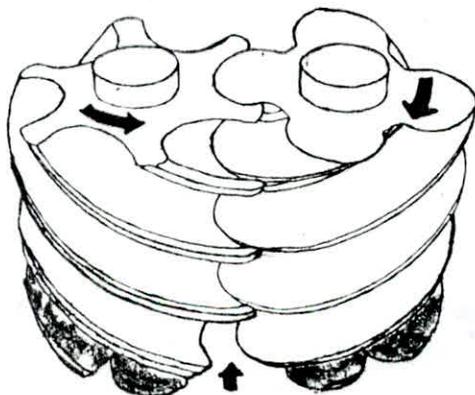
En 1 seul étage, il permet d'atteindre une pression de refoulement absolue de 4,5 à 5 bars pour 1 bar à l'aspiration .  
Les débits vont de 300 m<sup>3</sup>/h à 17000 m<sup>3</sup>/h .

a) Principe de fonctionnement du compresseur à vis :

Le rotor primaire a 4 lobes et le rotor secondaire a 6 lobes.  
Le tiroir de régulation est placé sous les rotors . Les cycles de fonctionnement sont : aspiration, compression et refoulement.  
Dans les trois figures suivantes, les rotors sont vus de dessous .

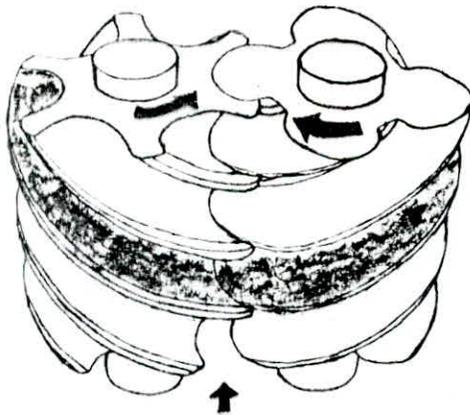
- Aspiration :

Du fait de la rotation des rotors, le gaz est aspiré à travers l'orifice d'admission et remplit les espaces interlobaires. Ces espaces augmentent au fur et à mesure de la rotation jusqu'à leur développement complet. En fin de remplissage des espaces interlobaires, l'admission est fermée et la phase d'aspiration se termine avec une quantité de gaz enfermée dans le compresseur .



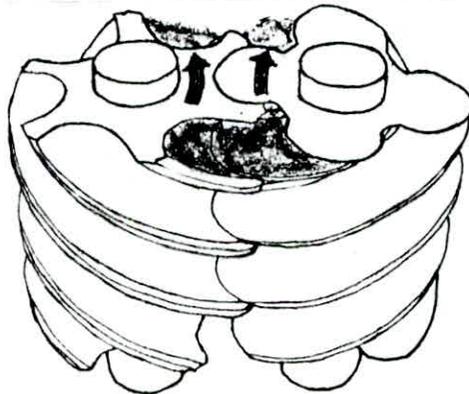
- Compression :

La rotation continue, l'espace entre les lobes se réduit et le volume de gaz emmagasiné diminue, d'où augmentation de la pression .



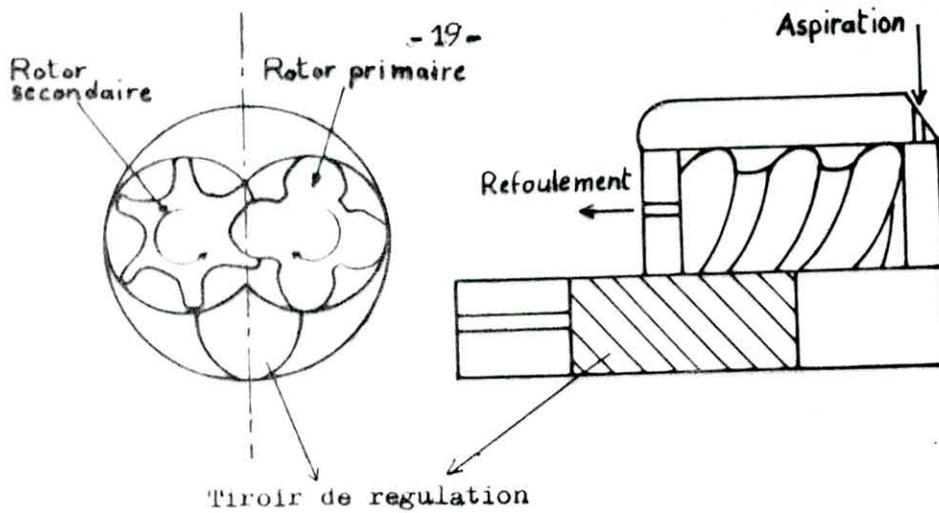
- Refoulement :

A une certaine position des rotors le gaz comprimé atteint l'orifice de sortie et la phase de refoulement commence . Elle continue jusqu'à la complète évacuation du gaz.



b)- Description générale :

Le Compresseur à vis est une machine à déplacement comportant deux rotors à vis, le rotor primaire à filet convexe et le rotor secondaire à filet concave.



Les rotors sont montés dans un carter en fonte. Ils tournent dans des chemises cylindriques.

Entre les alésages des rotors, se trouve le distributeur à tiroir dont la configuration extérieure est telle qu'il constitue une partie du logement des rotors. Le tiroir est susceptible de se déplacer longitudinalement.

La régulation de puissance du compresseur à vis s'effectue au moyen de ce tiroir de régulation. Quand celui-ci est fermé, le compresseur travaille à pleine charge. Au fur et à mesure de son ouverture, la longueur effective de travail des rotors diminue de même que la puissance frigorifique.

L'excès de gaz retourne à l'aspiration. Le tiroir est commandé hydroliquement à l'aide du circuit d'huile du compresseur.

A l'arrêt de la machine un ressort de rappel ouvre le tiroir ce qui assure un démarrage à vide en toute circonstance,

La régulation du débit est progressive; ce qui permet une régulation de puissance de 100 à 10 %.

Le gaz pénètre dans le carter du rotor par la chambre d'admission, dans le sens axial par rapport aux rotors. Après que le gaz ait été successivement comprimé entre les filets, il s'échappe du carter des rotors aussi bien en direction axial que radiale. La forme de l'orifice est déterminante pour le taux volumétrique intérieur du compresseur.

La force motrice est transmise à partir du moteur électrique directement au rotor primaire, sans engrenages de synchronisation. Pour l'observateur regardant le bout d'arbre le compresseur tourne en sens d'horloge.

Pour refroidir les gaz et réduire les fuites internes dans le compresseur ainsi que pour abaisser le niveau acoustique, de l'huile est injectée dans la chambre de compression.

Cette huile est séparée du gaz dans un séparateur d'huile disposé en aval du compresseur.

Les forces axiales agissant sur les rotors sont absorbées par des roulements à billes. Chaque rotor est monté axialement dans deux roulements disposés face à face. Les rotors sont supportés verticalement par des paliers lisses lubrifiés sous pression.

c) - Système de graissage :

Le compresseur est doté d'un circuit de graissage sous pression qui est alimenté par une pompe à l'huile à dentures intérieures directement accouplée au rotor secondaire.

L'huile collectée dans le séparateur d'huile est renvoyée au compresseur par la pompe à l'huile. En amont de la pompe, est disposé un filtre à huile d'aspiration pour empêcher que des impuretés contenues dans l'huile ne puissent endommager la pompe. En suite l'huile est renvoyée dans le compresseur via un refroidisseur d'huile et un filtre à l'huile de refoulement.

Dans le refroidisseur d'huile, qui refroidi avec le liquide réfrigérant HP parvenant de la bouteille HP, est évacuée une partie de la chaleur de compression que l'huile a absorbé lors de son passage dans le compresseur.

Le filtre à huile de refoulement a pour mission de filtrer finement l'huile de manière à empêcher des endommagements des paliers. une valve de décharge est raccordée entre les côtés de refoulement et d'aspiration de la pompe à huile. Cette valve est réglée pour s'ouvrir si la contrepression de la pompe dépasse 800 K Pa ( $8 \text{ kg/cm}^2$ ).

Enfin, l'huile débitée dans le compresseur est prévue pour la lubrification des paliers, le refroidissement du joint d'arbre, la commande de la régulation de capacité et le refroidissement de la chambre de compression.

L'huile est distribuée dans le compresseur par le distributeur d'huile, avec lequel est raccordé le régulateur de pression d'huile qui a pour mission de régler automatiquement la pression d'huile en amont des paliers, de manière qu'elle soit toujours plus élevée que la pression de sortie du compresseur.

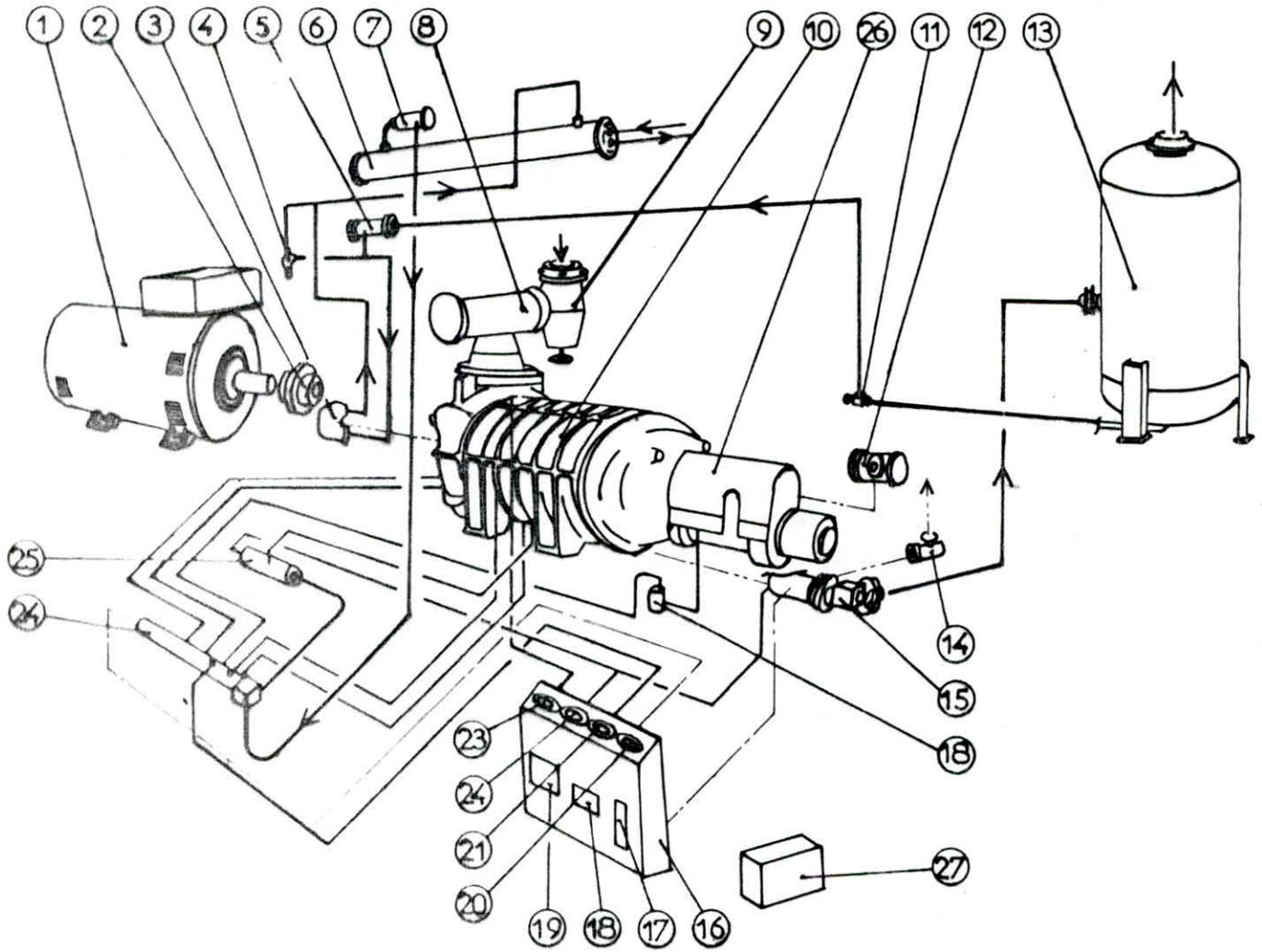


Fig II.3.11 — CIRCUIT D'HUILE DU COMPRESSEUR  
A VIS

- Légende de la fig-II-3.1.1

| i No. i | Désignation.   |
|---------|--|
| 1       | Moteur électrique .  |
| 2       | Accouplement d'arbre .                                     |
| 3       | Pompe à huile .  |
| 4       | Valve de décharge .  |
| 5       | Filtre à huile d'aspiration .                              |
| 6       | Refroidisseur d'huile .                                    |
| 7       | Filtre à huile de refoulement .                            |
| 8       | Filtre aspirant .  |
| 9       | Valve combinée de retenue et de fermeture .                |
| 10      | Compresseur .  |
| 11      | Robinet .  |
| 12      | Crepine aspirante (service STALOMIZER seulement) .         |
| 13      | Séparateur d'huile (n'entre pas dans le groupe) .          |
| 14      | Valve de securite (raccordée à la conduite d'evacuation) . |
| 15      | Robinet .  |
| 16      | Tableau d'instruments .                                    |
| 17      | Thermostat .   |
| 18      | Témoin de pression d'huile .                               |
| 19      | Préssostat BP et HP .                                      |
| 20      | Thermomètre d'huile .                                      |
| 21      | Manomètre d'huile .  |
| 22      | Manomètre HP .   |
| 23      | Manomètre BP .   |
| 24      | Distributeur d'huile .                                     |
| 25      | Régulateur de pression d'huile .                           |
| 26      | Régulation de capacité (organe de commande) .              |
| 27      | Bornier .  |
| 28      | Filtre à huile de régulation de capacité .                 |

d) - Specification des compresseurs Alfa - Laval :

Compresseur :

|  |          |           |           |
|--|----------|-----------|-----------|
| - Régime . . . . .                       | -7/+55°C | -27/+55°C | -40/+55°C |
| - Type . . . . .                         | svr 51 E | svr 57 E  | svr 51 E  |
| - Puissance frigorifique fg /h.. . .     | 622000   | 378000    | 139000    |
| - Puissance absorbée sur l'arbre Kw. . . | 270      | 332       | 196       |
| - Vitesse tr/mn . . . . .                | 2950     | 2950      | 2950      |

Moteurs :

|                           |         |         |         |
|---------------------------|---------|---------|---------|
| - Type . . . . .          | Schorch | Schorch | Schorch |
| - Puissance Kw . . . . .  | 315     | 400     | 315     |
| - Vitesse tr/mn . . . . . | 2950    | 2950    | 2950    |
| - Tension V . . . . .     | 380     | 380     | 380     |
| - Fréquence Hz . . . . .  | 50      | 50      | 50      |
| - Phases . . . . .        | 3       | 3       | 3       |

e)- Régulation Stalelectronic 300 :

1- Généralités:

Stalelectronic 300 est un système électronique de régulation prévu pour la commande du motocompresseur à vis STAL .

Les trois principaux composants électroniques de régulation du compresseur sont :- L'unité de contrôle du compresseur.

- Le régulateur de température .
- Le régulateur de séquences.

2- Fonctionnement des unités :

- L'unité de commande du compresseur , "KE " :montée dans un blindage ( armoire de commande ), a pour rôle de :

- Commander directement la position du tiroir du compresseur à vis au moyen d'une impulsion du régulateur de pression ou de température ou bien par une impulsion provenant d'un dispositif manuel de réglage.
- Détecter la position du tiroir du compresseur et l'indiquer visuellement
- Empêcher une surcharge du moteur d'entraînement électrique du compresseur .
- Empêcher les démarrages trop fréquents des compresseurs.

- Le régulateur de température , "TR " :Il est monté mécaniquement dans le blindage de la même manière que le " KE " ( système de glissière ), et ses fonctions sont de :

- Détecter un signal provenant d'un transducteur de température ou de pression .
- Régler la position du tiroir du compresseur via " KE ", de manière à obtenir dans l'installation la température ou la pression désirée.

- Le régulateur de séquence "SR" ; C'est un régulateur de température pour la commande optimale de un à trois compresseurs branchés en parallèle et dont les fonctions principales sont de :

- Détecter un signal d'un transducteur de température ou de pression.
- De commander les trois compresseurs en parallèle dans le système afin d'obtenir la température ou la pression désirée .

f)- Sécurité du compresseur :

Afin d'assurer une bonne marche des compresseurs et leur sécurité, on a prévu :

- Un pressostat d'huile.
- Un pressostat haute pression ( pour le refoulement).
- Un pressostat basse pression ( côté aspiration ).
- Un thermostat de refoulement .
- Un thermostat d'huile .
- Un manomètre HP et BP .
- Un manomètre pour indiquer la pression d'huile.
- Thermomètre pour mesurer la température d'huile .

g)- Circuit de secours:

L'unité de compresseur fonctionnant au régime de  $-40^{\circ}\text{C}$  peut être utilisée comme unité de secours pour les circuits  $-7^{\circ}\text{C}$  et  $-27^{\circ}\text{C}$  , mais elle ne devra pas être utilisée pour les deux circuits simultanément .

- Les vannes seront positionnées manuellement pour le compresseur de secours sur le circuit désiré ( bouteille séparatrice, économiseur, aspiration sur le compresseur de secours ).
- Le compresseur hors service devra être isolé, à l'aide des vannes d'arrêt du reste du circuit.
- Le contact électrique et la température désirée sera affichée sur le régulateur de température " TR " .
- Le compresseur de secours ne fonctionnera pas comme un compresseur normal à charge partielle, mais en surcharge.

### II.3.1.2- Séparateur d'huile :

a)- Afin d'être certain que la quantité minimum d'huile est acheminée vers les points à lubrifier, on assure la lubrification des compresseurs frigorifiques (il en est d'ailleurs de même pour tous les mécanismes) ~~sur~~abondamment. Cette sur abondance qui, dans certains cas, ne provoque aucune difficulté pour le retour d'huile au carter de la machine (moteurs à combustion interne par exemple), implique par contre dans les compresseurs frigorifiques un entrainement d'huile en dehors du compresseur, entrainement qui dépend de 2 facteurs :

- L'huile est entraînée par les gaz comprimés sous forme de gouttelettes extrêmement ténues, provenant soit d'un entrainement capillaire, soit d'un dégazage rapide de l'huile contenue dans le carter du compresseur lorsque l'huile et le fluide frigorigène sont miscibles.

- Elle peut également être entraînée à l'état de vapeur, mais la tension de vapeur d'huile étant faible, l'huile entraînée sous cette forme ne présente qu'une infime partie de celle migrant hors du compresseur, et devra parcourir tout le circuit frigorifique avant de retourner au carter du compresseur .

b)- Inconvénient de la circulation d'huile dans le circuit frigorifique :

Nous avons intérêt à arrêter le phénomène d'entrainement dès la sortie du compresseur des gaz comprimés par l'adjonction sur le circuit d'un séparateur d'huile, et cela pour les trois raisons principales suivantes :

- Maintien d'un niveau d'huile convenable dans le carter du compresseur afin d'assurer une lubrification abondante des organes mobiles.

- Suppression de l'accumulation intempestive d'huile en certains endroits de l'installation (accumulation dans les points les plus froids ).

- Maintien aussi bas que possible de la concentration de l'huile dans le fluide frigorigène avec pour conséquences d'une part, la quasi suppression du dépôt de pellicules d'huile sur les parois du condenseur et de l'évaporateur, d'autre part, réduction de l'effet d'isolation du film d'huile déposé .

c) Technologie du séparateur d'huile :

Les séparateurs d'huile sont en général constitués par des capacités cylindriques en tôle (quelque fois en fonte dont la section est telle que la vitesse des gaz ne dépasse pas 0,4 à 0,5m/s).

L'huile décantée se rassemble à la partie inférieure du séparateur et est ensuite acheminée périodiquement au carter du compresseur automatiquement par un robinet à flotteur, l'écoulement de l'huile à travers le siège du pointeau étant facilité par différence de pression qui régné entre le refoulement et le carter du compresseur. Ce retour automatique est toujours doublé d'un robinet de retour manuel sur les séparateurs d'huile destinés aux machines industrielles.

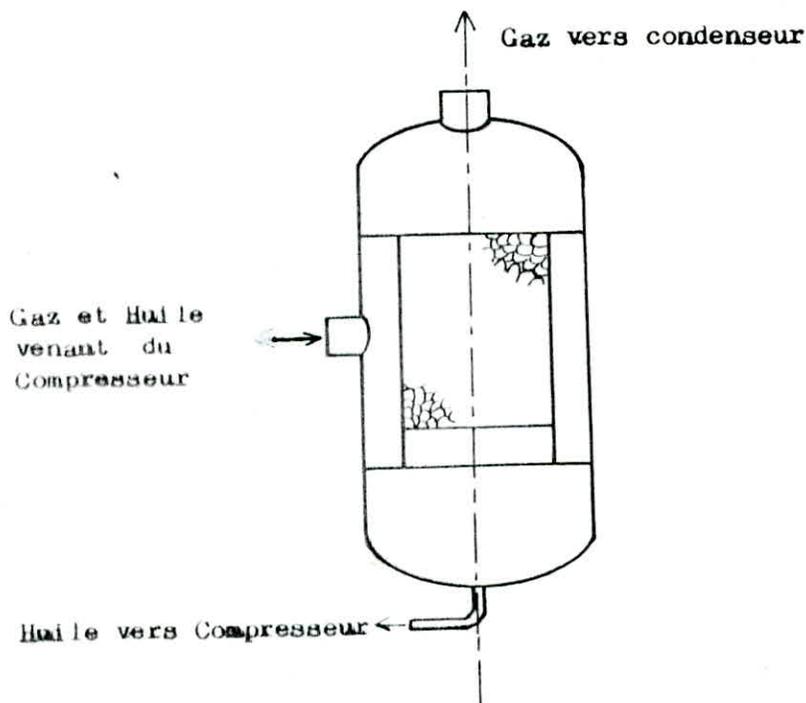
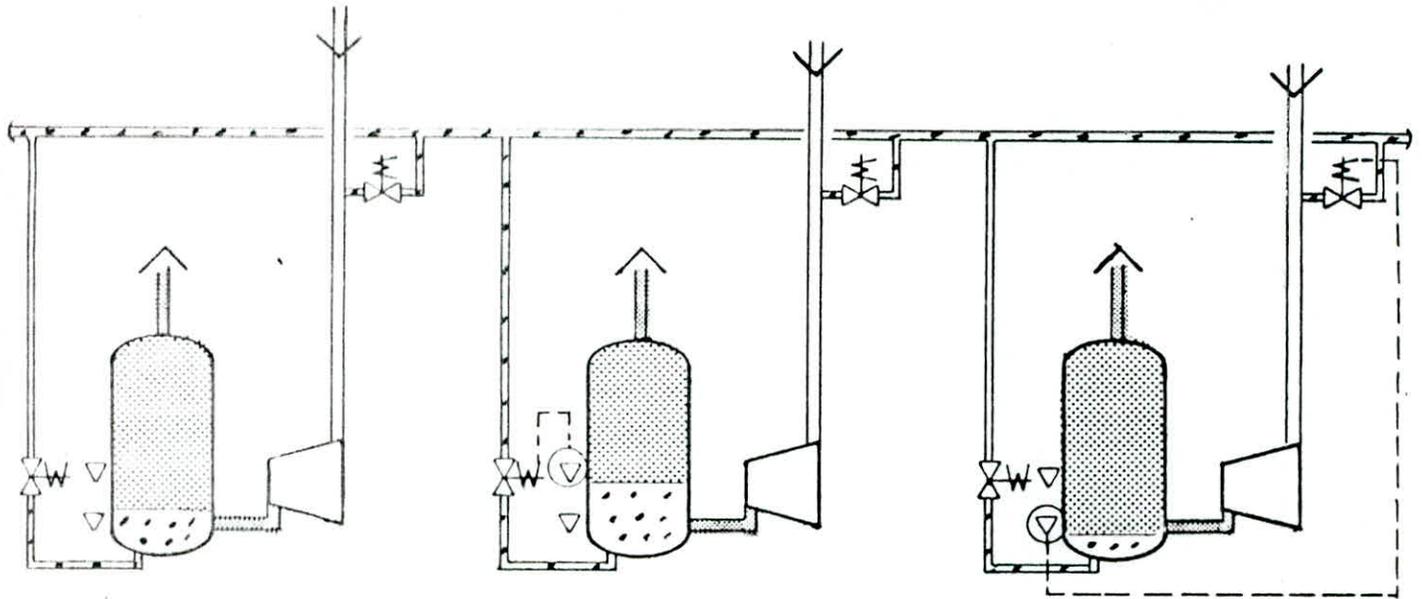


Fig II.3.1.2 - Séparateur d'huile .

d)- Equilibrage d'huile :

Un déséquilibre d'huile peut surgir entre les différents compresseurs, cela est dû à un certain régime de fonctionnement, aussi il se peut qu'il y ait trop d'huile dans un séparateur et manque dans un autre. Chaque séparateur est équipé de deux contrôleurs de niveau (niveau max. et niveau min), lesquels agissant sur les électrovannes qui relient chaque séparateur. Si le niveau d'huile augmente dans un des séparateurs et s'il baisse dans un autre, les contrôleurs de niveau commandent l'ouverture des électrovannes; rétablissant ainsi le niveau d'huile dans chaque séparateur.



Niveau Normal .

Niveau Haut .

Niveau Bas .

□ Gaz froid. -    ▨ Gaz chaud. -    ▩ Huile.

e)- Spécification des séparateurs d'huile "Alfa-Laval":

|                              |                       |
|------------------------------|-----------------------|
| Nombre . . . . .             | 3.                    |
| Volume . . . . .             | 880 dm <sup>3</sup> . |
| Puissance maximale . . . . . | 3,1 Mpa.              |

II.3.1.3- reservoir haute pression ( bouteille accumulatrice ):

a)- Appelé aussi "bouteille receveur ", c'est un réservoir de liquide, qui sousrefroidit le liquide condensé et constitue une réserve suffisante de R22 liquide, pour permettre une alimentation correcte des évaporateurs, la bouteille est dimensionnée pour accumuler la variation de charge de puissance différentes. Le réservoir H.P Comporte;

- Un niveau visible.
- Une tubulure d'entrée du R22 condensé.
- Un orifice de départ du réfrigérant liquide sous-refroidi.
- Une tubulure raccordée à un déshydrateur .
- Deux tubulures entrée et sortie servant à l'alimentation du système de refroidissement de l'huile lubrifiante.
- Une soupape de sécurité .

b)- Filtre déshydrateur : Un filtre déshydrateur est monté sur la tuyauterie de liquide HP, du réservoir au séparateur de liquide.

Il est composé des organes suivants :-

Un tamis qui retient les particules étrangères ( exemple: les residus de soudures ...) qui peuvent circuler dans l'installation durant la premiere mise-en-route de l'installation.

Un agent special deshydratant, lequel peut absorber l'humidité présente dans le liquide refrigerant.

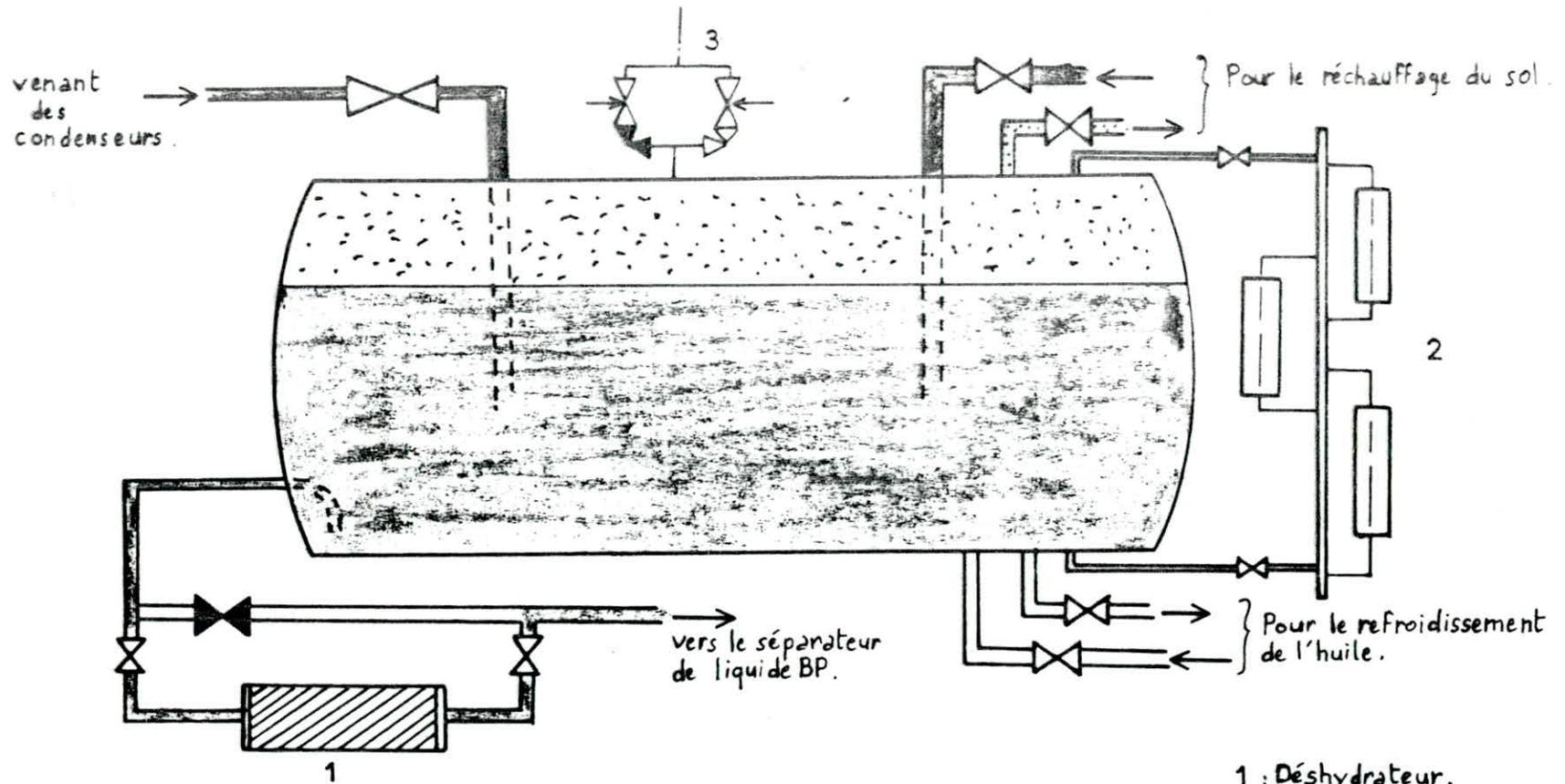
Le filtre deshydrateur est équipé de vannes d'arret et d'une conduite de by-pass; pour que le filtre puisse être changé durant le fonctionnement de l'installation.

c)- Specification du reservoir HP " ALFA-LAVAL":

- Capacité . . . . . 10 tonnes (R22)
- Puissance max. . . . . 3,1 Mpa
- Volume . . . . . 4,975 m<sup>3</sup>.

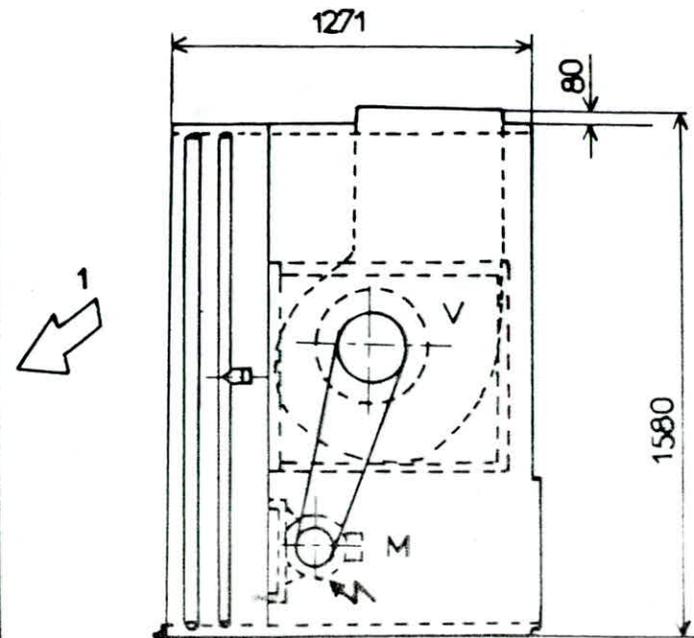
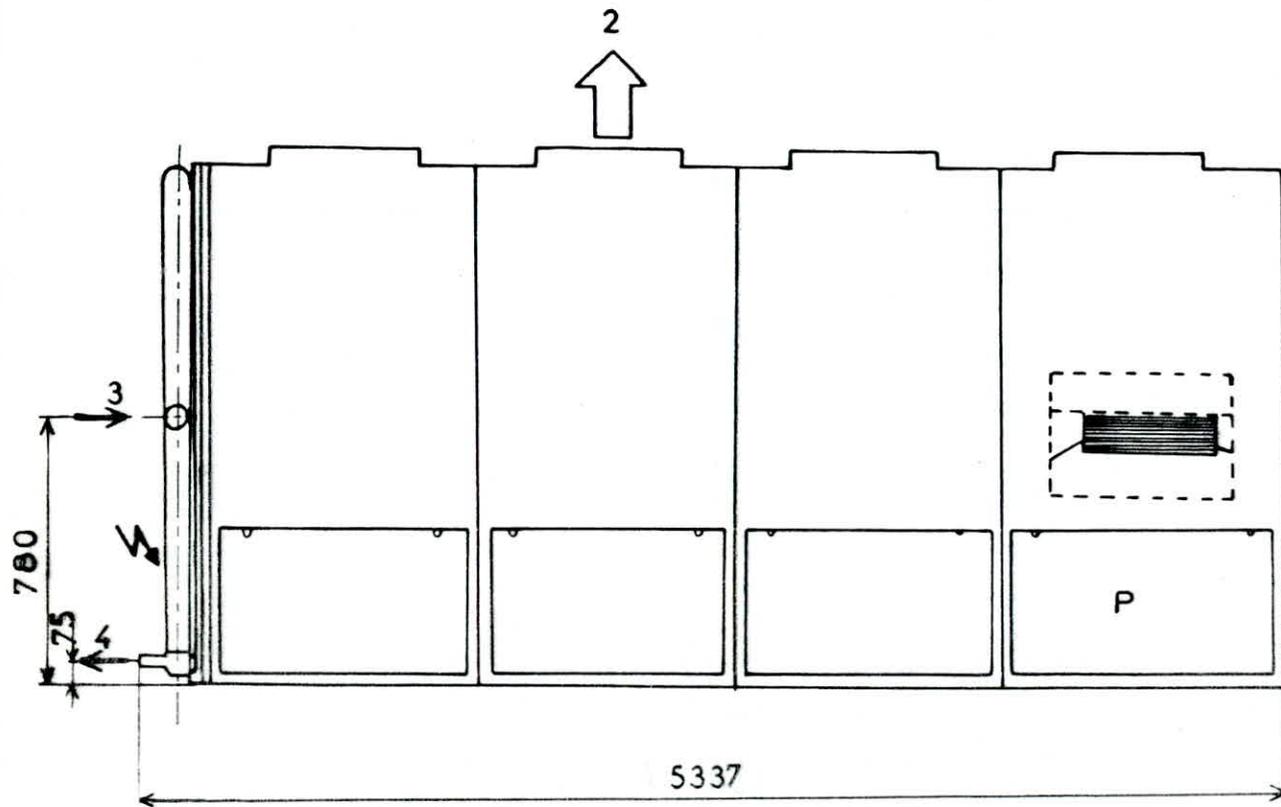
II.3.1.4- Condenseurs:

a)- Le condenseur est essentiellement un échangeur de chaleur il assure le transfert de chaleur du fluide frigorigene vers le milieu ambiant, extérieur, par échange thermique entre les vapeurs du R22 et L'air.



- 1 : Déshydrateur.
- 2 : Niveau visuel.
- 3 : Soupape de sécurité.
- ⊗ : Vanne ouverte.
- ⊠ : Vanne fermée.

Fig.II.313 — RESERVOIR HAUTE PRESSION



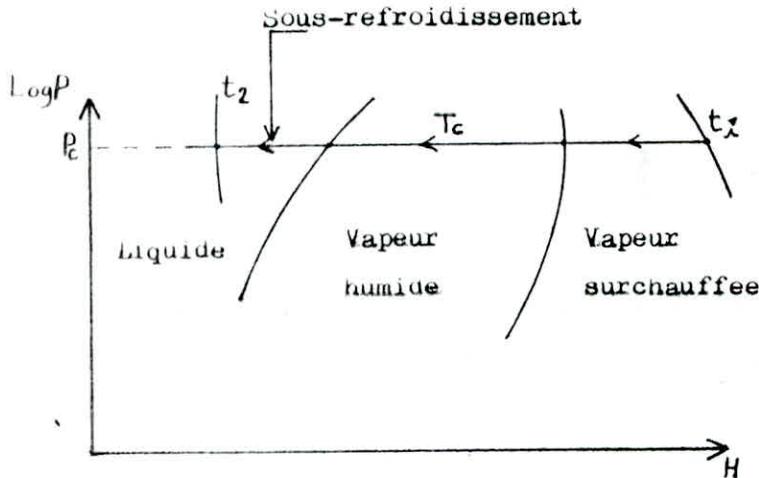
M : moteur électrique.  
 V : ventilateur centrifuge.  
 P : panneau d'accès aux pannes.

1 - Aspiration d'air horizontale .  
 2 - Refoulement d'air vertical .  
 3 - Entrée de R22 gazeux .  
 4 - Sortie de R22 liquide .

Fig.II3.14 - CONDENSEUR 'ALFA-LAVAL'

Son rôle se décompose en 3 phases :

- Désurchauffe des vapeurs sèches sortant du compresseur à PK et à la température  $T_i$  .
- Condensation des vapeurs saturantes à PK et TK .
- Sous-refroidissement du liquide à PK jusqu'à  $T_2$  , comme il est illustré sur le diagramme ci-dessous.

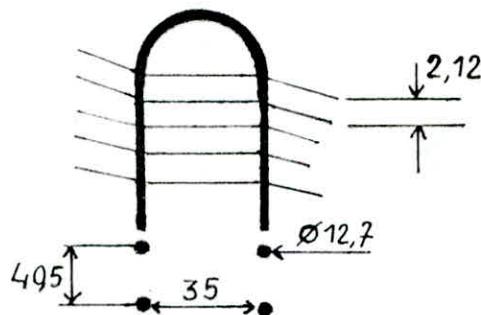


Les condenseurs sont installés à l'intérieur de l'entrepôt, au dessus de la salle des machines.

b)- Etude technologique :

Les Condenseurs employés sont des condenseurs à air à flux forcé avec ventilateurs centrifuges .

L'aspiration d'air se fait horizontalement, et le refoulement verticalement. Les condenseurs sont constitués de batteries d'échange, ces batteries sont en tubes cuivreux à ailettes en aluminium gaufrées.



Les condenseurs sont communs pour les 3 circuits : positif, négatif et tunnel de congélation .

Ils sont dimensionnés pour un écart de température de 8°C, et la température de condensation, en marche normale, est de l'ordre de 45 à 40°C .

C/Spécification des condenseurs " Alfa-Laval " :

Condenseurs :

Marque . . . . . FRICABOHN.  
Type . . . . . CAPM 3800-7,5 HV  
Nombre . . . . . 9  
Température maximale de condensation . . . . . 55°C  
Surface d'échange . . . . . 1141 m<sup>2</sup>  
Puissance unitaire . . . . . 167265 Kcal/h

Ventilateurs :

Vitesse du moteur . . . . . 1500 tr/mn  
Perte de charge . . . . . 10 mm d'air  
Nombre des ventilateurs . . . . . 4.

11.3.2- Description des organes de distribution du froid :

11.3.2.1- Séparateur de liquide :

a)- Rôle :

Le séparateur de liquide ou bouteille " Basse Pression" a deux fonctions à assurer sur le circuit frigorifique:



Légende de la figure II.3.2.1.

- 1: Tubulure de retour des évaporateurs.
- 2: Tubulure d'injection du R22 détendu provenant du réservoir HP.
- 3: Tubulure d'alimentation du rectificateur d'huile .
- 4: Tubulures d'alimentation des pompes en fluide frigorigène.
- 5: Tubulure d'aspiration du compresseur .
- 6: Tubulure provenant du réservoir HP vers le rectificateur d'huile.
- 7: Tubulure du liquide sortant du rectificateur .
- 8: Niveau visuel à réfraction.
- 9: Système de régulation de niveau.
  - Niveau bas : arrêt d'alimentation des pompes.
  - Niveau moyen : fonctionnement normal.
  - Niveau haut : sécurité anti-coup de liquide
- 10: Deux soupapes de sécurité.

- Séparer les gouttelettes de liquide non évaporées des vapeurs, les entraînant par perte de vitesse, afin que seules les vapeurs sèches parviennent au compresseur .
- Assurer l'alimentation par gravité ou par pompes des évaporateurs.

b)- Conception :

La décantation des gouttelettes liquides ne peut être obtenue que si la vitesse des gaz à l'intérieur du séparateur n'excède pas 0,4 à 0,5 m/s. De plus la distance entre la tubulure d'arrivée des vapeurs humides et celle de départ des vapeurs sèches doit être suffisamment grande pour que les gouttelettes aient le temps de retomber dans le séparateur et ne soient pas entraînées . Le séparateur est posé horizontalement dans la salle des machines, et l'alimentation des évaporateurs se fait par pompes.

c)- Avantages du séparateur:

- Il permet un sous refroidissement suffisant du liquide pour éviter la formation de vapeurs en amont de l'évaporateur, ce qui permet un meilleur fonctionnement de ce dernier.
- Il évite tout risque de coup de liquide pour le compresseur, puisqu'il provoque l'évaporation du liquide en excédent .
- Donc l'augmentation du rendement du compresseur.

d)- Spécifications :

Les séparateurs de liquide sont conçus pour une pression maximum de 1,8 Mpa .

Les dimensions approximatives des séparateurs :

|                |        |       |       |
|----------------|--------|-------|-------|
| Circuit        | : -7°C | -27°C | -40°C |
| Longueur (mm): | 5000   | 5000  | 4000  |
| Diamètre (mm): | 900    | 900   | 900   |

11.3.2.2- Système de rectification d'huile:

a)- En dépit du séparateur d'huile, un peu d'huile sera véhiculée dans le système réfrigérant. Cette huile, mélangée avec le R22 doit être récupérée pour les compresseurs à travers un rectificateur d'huile placé sur le séparateur de liquide .

b)- Conception:

Le R22, provenant des évaporateurs, retourne au séparateur de liquide par la tubulure notée A sur la figure II.3.2.2. Il est versé dans l'entonnoir relié avec la tuyauterie E, où le maximum d'huile est décantée. La fonction de la conduite E est de fournir suffisamment de R22 mélangé avec de l'huile au rectificateur d'huile R.

Le passage du R22 chaud, provenant du réservoir HP, dans le rectificateur ( entrée B, sortie C ), provoque l'évaporation du R22 liquide. La vitesse des gaz augmente dans les tubes du rectificateur et l'huile est amenée au sommet sous forme de gouttelettes. L'huile est ensuite drainée continuellement par le R22 gaz via la connection D vers la conduite d'aspiration du compresseur.

c)- Contrôle du rectificateur d'huile :

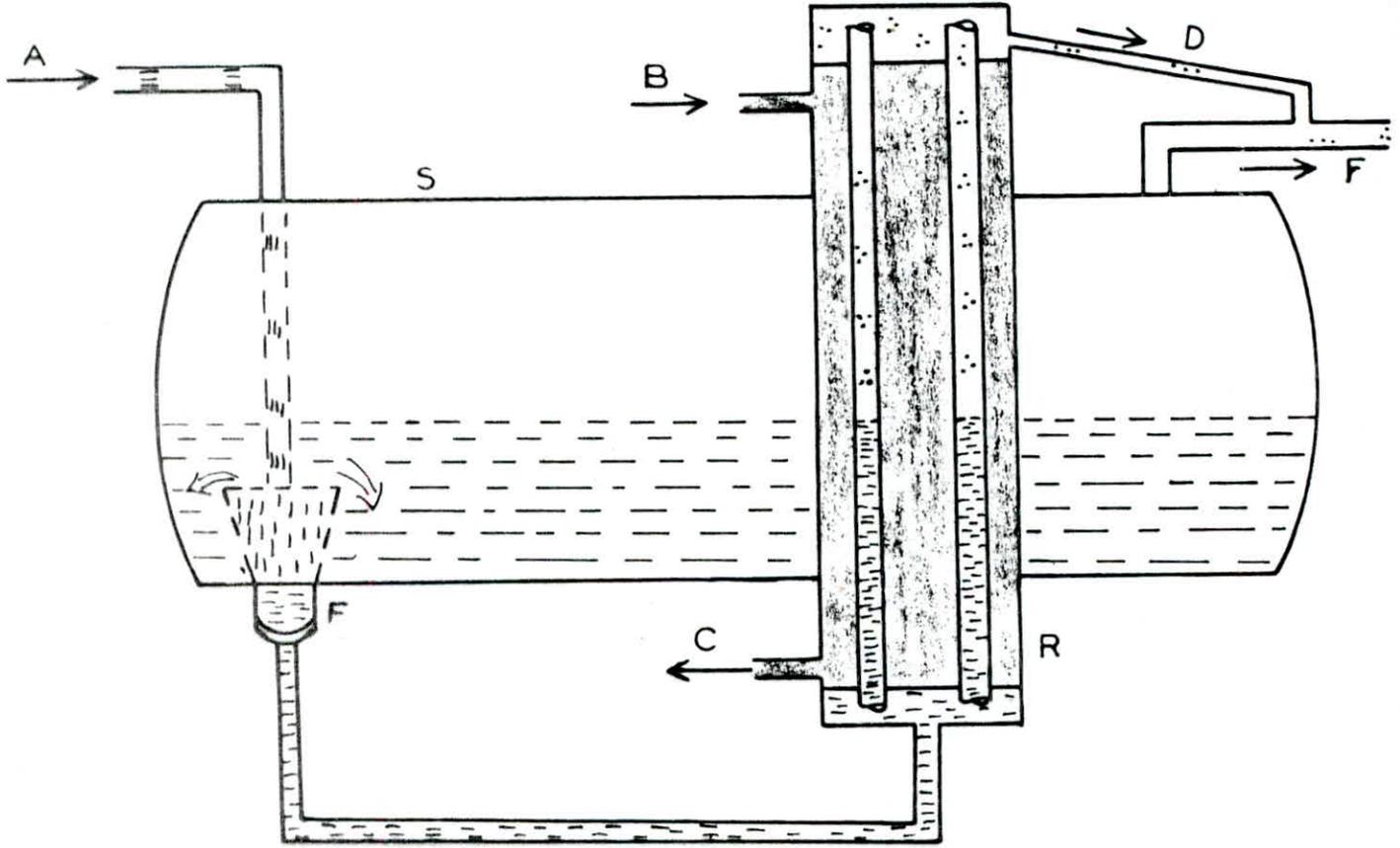
- Selon la température dans l'installation le sommet du rectificateur peut être couvert de glace ou de condensats .
- Une différence de température de 3 à 4°C peut être mesurée entre l'entrée B et la sortie C.

d)- Spécification des rectificateurs d'huile "ALFA-LAVAL":

Type : Echangeur de chaleur tubulaire à contre-courant disposé verticalement sur le séparateur de liquide .

Nombre : 3 .

Pression maximum : 5,1 Mpa.



A : en provenance des évaporateurs .

B : en provenance du réservoir HP .

C : vers l'économiseur .

D : collecteur relié à l'aspiration principal F .

E : collecteur reliant le séparateur de liquide S  
et le rectificateur d'huile R .

-  Liquide chaud .
-  Liquide froid .
-  Gaz froid .
-  Gouttelettes d'huile .
-  Vapeurs humides .

Fig II 322 SYSTEME DE RECTIFICATION D'HUILE

11.3.2.3- Economiseur:

a)- Chaque compresseur est équipé d'un économiseur dans le but d'augmenter la capacité frigorifique du compresseur, en sous-refroidissant le réfrigérant liquide avant les vannes d'expansion des bouteilles séparatrices, pour un rendement optimum, l'économiseur est utilisé pour une puissance du compresseur supérieure à 80% de sa puissance maximale (voir figure II.3.2.3); dans ce cas l'électrovanne sera ouverte et le détendeur thermostatique contrôlera le débit du fluide à travers l'économiseur. En sens contraire, le liquide haute pression, traversant l'économiseur subira un sous-refroidissement de A à B.

L'ouverture de l'électrovanne est ordonnée par un signal provenant d'un micro-contact inséré dans l'unité de commande "KE" dès que la puissance du compresseur dépasse les 80 % de sa puissance maximale.

b)- Spécification des économiseurs " Alfa-Laval " :

Ce sont des échangeurs tubulaires à circulation contre-courant.

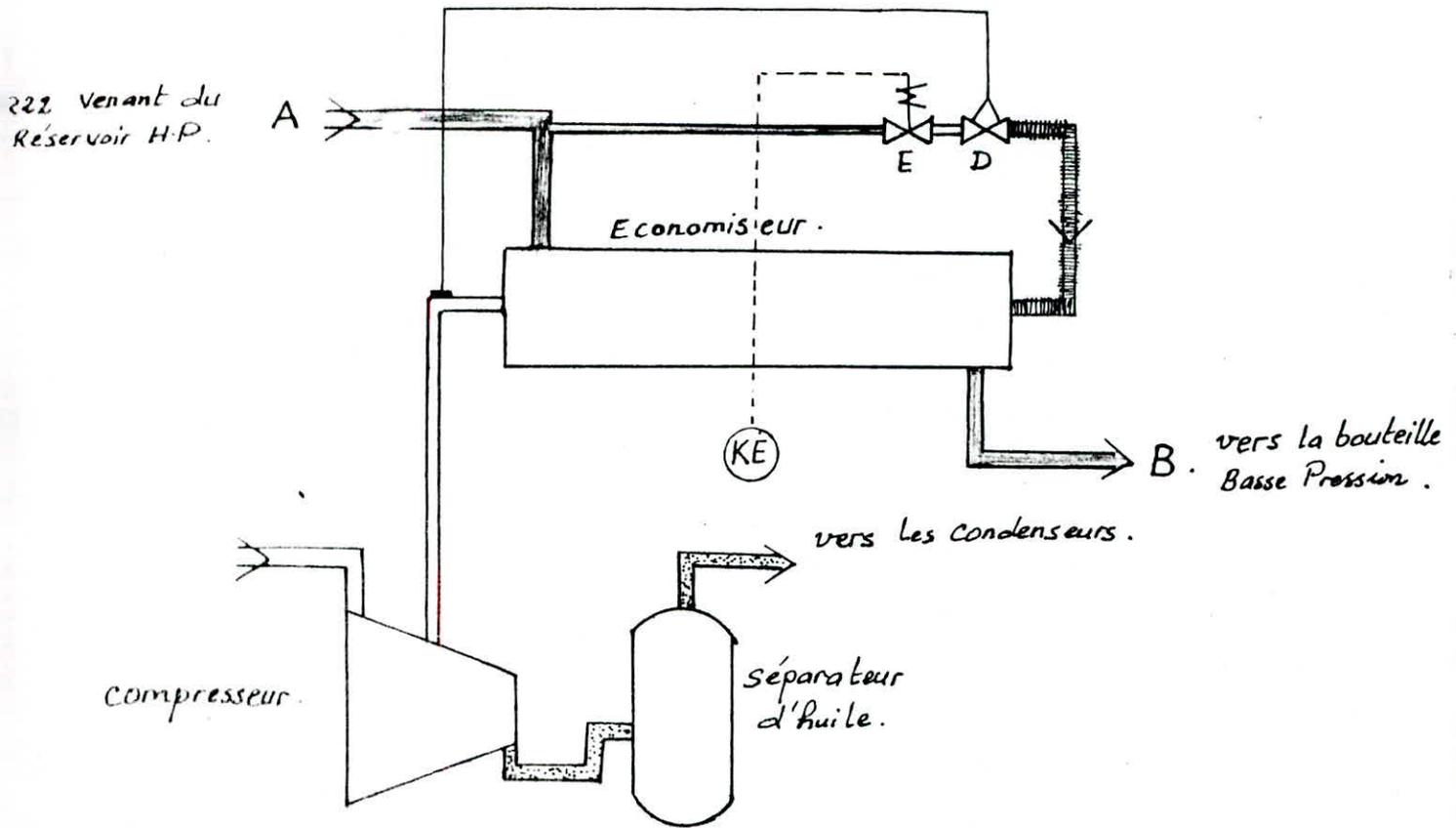
| Economiseur       | Circuit(-7°C et -27°C) | Circuit(-40°C)     |
|-------------------|------------------------|--------------------|
| Nombre            | 2                      | 1                  |
| Volume côté paroi | 41 dm <sup>3</sup>     | 16 dm <sup>3</sup> |
| Volume côté tubes | 28 dm <sup>3</sup>     | 11 dm <sup>3</sup> |
| Pression maximale | 3,1 Mpa                | 3,1 Mpa            |

11.3.2.4- Pompes à fluide frigorigène :

Les installations à pompes sont devenues courantes.

Le principe de ces installations est que le fluide frigorigène détendu dans le séparateur de liquide s'écoule à la température de vaporisation dans une pompe qui le refoule dans les évaporateurs .

Dans l'installation Alfa-Laval, on utilise des pompes centrifuges du type "ouvert" c'est à dire que la pompe est entraînée par un accouplement direct avec un moteur électrique.



E: électrovanne.  
D: Détendeur thermostatique.

-  Gaz froid.
-  Gaz chaud.
-  Liquide chaud.
-  Liquide froid.

Fig II-3-2.3 : opération de L'économiseur.

a)- Description technique :

Les groupes moto-pompes "NOVAMETIC" utilisés dans l'installation sont des pompes centrifuges compactes qui utilisent les variations de vitesse pour obtenir des variations de pression.

La pompe est munie d'un moteur d'entraînement qui constitue une unité entièrement fermée et exempte d'entretien .

- Ces groupes moto-pompes sont étanches au vide. Une fuite imprévue de fluide frigorigène ou une entrée d'air dans le système est exclue.
- Les pompes sont montées en charge avec le séparateur de liquide.
- L'alimentation des pompes est prévue par un niveau suffisant dans le séparateur .
- Les pompes sont munies de clapets anti-retour,
- Pour chaque circuit, on a prévu une pompe de secours.

b)- Specification des pompes :

Les pompes utilisées dans l'installation "Alfa-Laval" sont de marque "NOVAMETIC" .

|                              |            |             |            |
|------------------------------|------------|-------------|------------|
| Circuit                      | -40°C      | -27°C       | -7°C       |
| Type                         | K251/DN 90 | K254/DN 112 | K253/DN 90 |
| Debit max(m <sup>3</sup> /h) | 6,7        | 10,5        | 8          |
| Nombre                       | 2          | 2           | 3          |
| Puissance du<br>moteur(KW)   | 5          | 6,5         | 3          |

11.5.2.5)- Organes de détente :

Ce sont des robinets spécifiques aux installations industrielles, de dimensions assez importantes.

Ils ne diffèrent des robinets d'arrêt que par leurs dimensions et par le remplacement du clapet par un cône permettant une variation progressive de la section de passage afin de régler le débit de fluide frigorigène injecté.

Dans l'installation Alfa-Laval, la détente se fait juste avant l'entrée du R22 dans le séparateur (voir figure II.3.2.1) à l'aide d'un détendeur de type ASB 65.

### II.3.2.6- Évaporateurs :

L'évaporateur doit assurer le passage du flux calorifique du milieu à refroidir au fluide frigorigène.

#### a)- Conception :

L'installation Alfa-Laval est conçue de telle manière à ce que chaque chambre puisse fonctionner sur le circuit  $-7^{\circ}\text{C}$  et aussi sur le circuit  $-27^{\circ}\text{C}$ , en réglant les vannes manuellement, et ceci dans le but d'obtenir un maximum de souplesse en ce qui concerne les températures des chambres.

La température désirée de la chambre est réglée manuellement sur le thermostat d'ambiance "TC".

Les batteries de réfrigération de chaque évaporateur sont couplées par deux à l'aide de vannes d'arrêt permettant soit un fonctionnement normal soit une opération de dégivrage.

Les vannes de chaque chambre sont réunies dans un caisson isolé, accessible et démontable.

Lors d'un fonctionnement normal, le parcours du fluide frigorigène et la position des vannes sont représentés sur les schémas A et B (reliés au circuit  $-7^{\circ}\text{C}$  et  $-27^{\circ}\text{C}$  respectivement).

Le thermostat d'ambiance contrôle les vannes du groupe 1 et 2 en parallèle, les ventilateurs fonctionnant en permanence pour les opérations de réfrigération. En plus des modes d'opération mentionnés ci-dessus, il ya un autre ou; pendant les conditions d'opération normale (pas de dégivrage), le régulateur de pression "PC" maintient une température d'évaporation constante de  $-7^{\circ}\text{C}$  des deux batteries frigorifiques, bien qu'elles soient raccordées à  $-27^{\circ}\text{C}$ .

L'opération de dégivrage est commandée par un signal provenant de la minuterie ou par une impulsion manuelle.

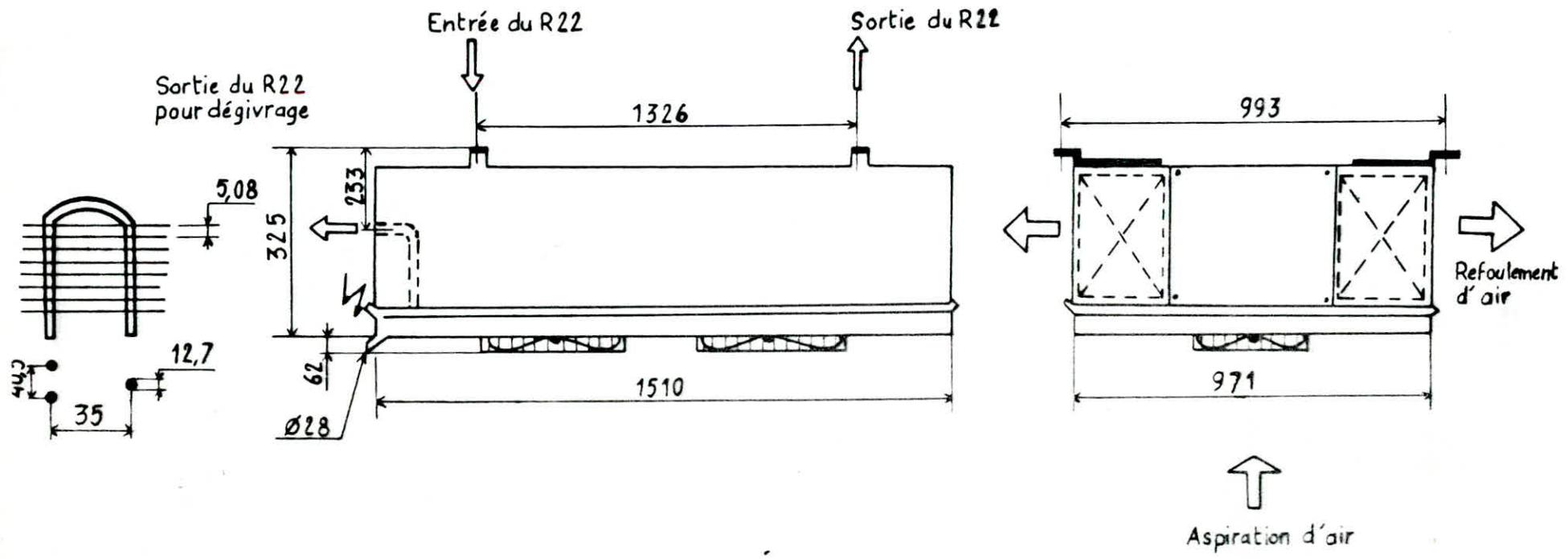


Fig II.326 \_ Evaporateur Plafonnier Du Type EPCC 920

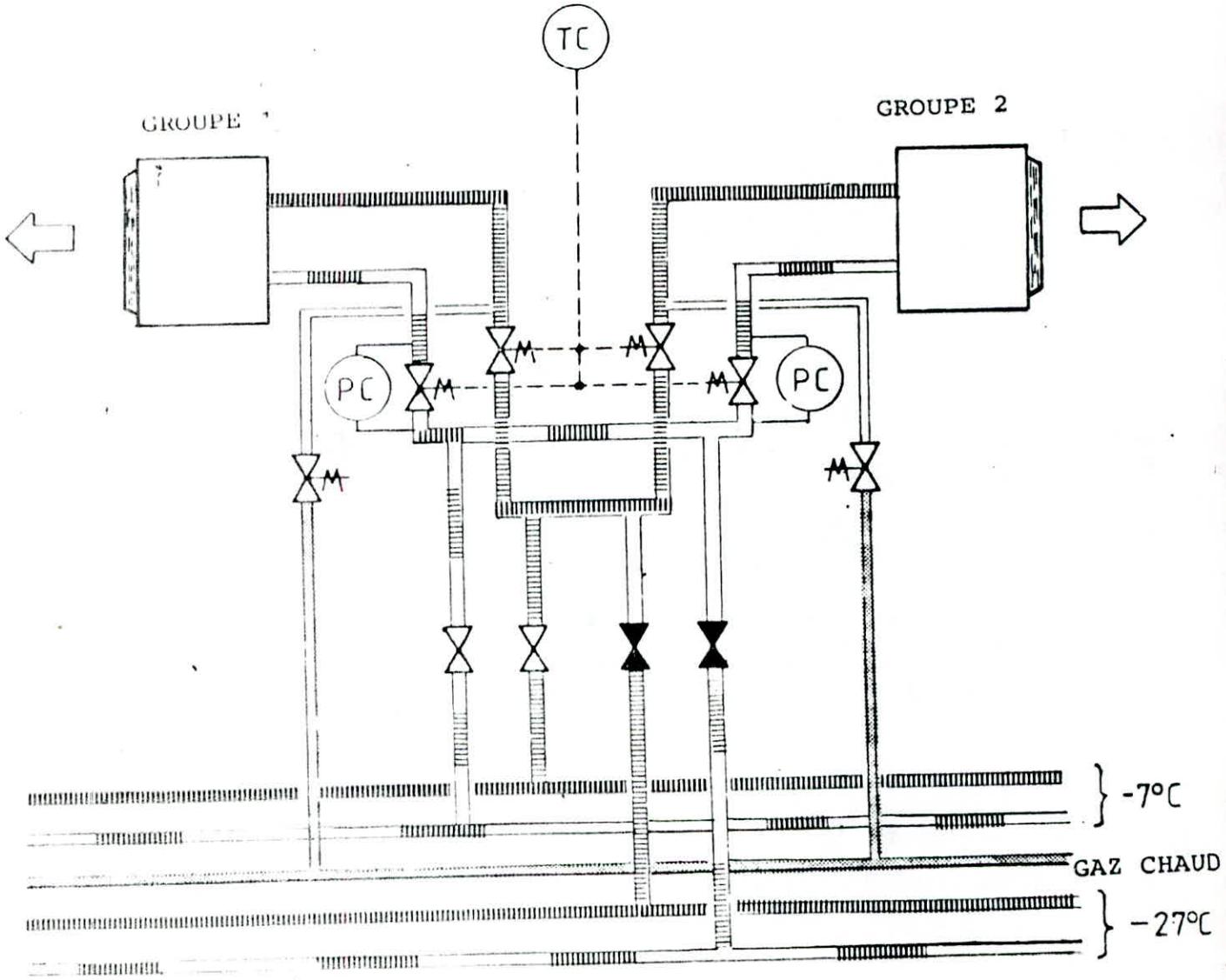


FIG A - OPERATION NORMALE DE  $-7^{\circ}\text{C}$

-  GAZ FROID
-  LIQUIDE FROID
-  GAZ CHAUD

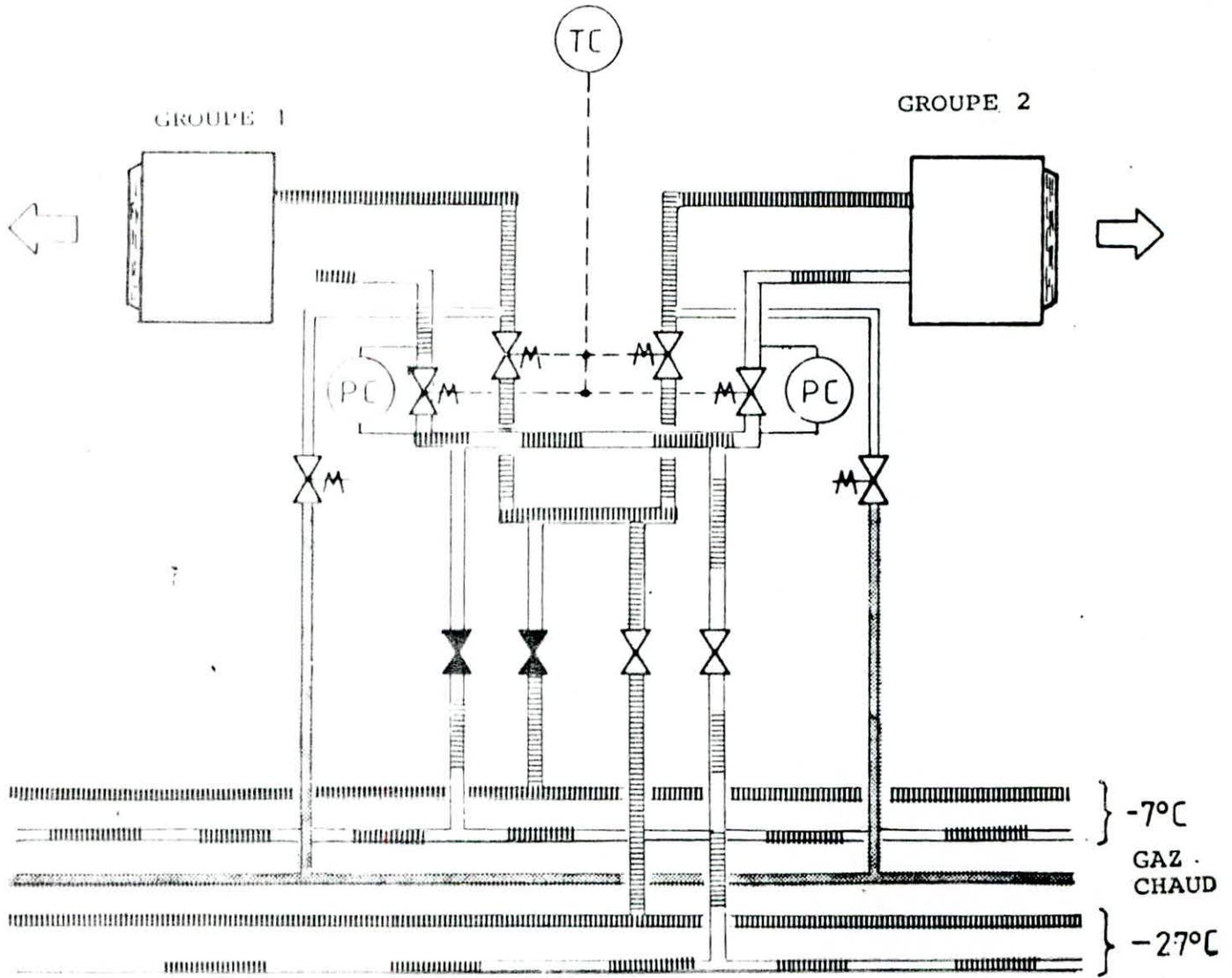


FIG B - OPERATION NORMALE DE  $-27^{\circ}\text{C}$

-  GAZ FROID
-  LIQUIDE FROID
-  GAZ CHAUD

La vanne de réglage "PC" contrôle l'écoulement du fluide frigorigène à travers la batterie de telle sorte que la pression, dans la batterie correspond à une température de  $+5^{\circ}\text{C}$  à  $+10^{\circ}\text{C}$ .

Le dégivrage par gaz chauds sera interrompu après la période déterminée (réglée sur la minuterie), ou par un signal provenant du thermostat "TC" lorsque la température de mélange liquide-vapeur sortant de la batterie atteint la valeur réglée.

dans la salle des machines, sur l'armoire électrique sont fixés une alarme et un voyant indiquant l'opération de dégivrage,

Immédiatement après la fin du dégivrage du groupe I, débutera le dégivrage du groupe 2 automatiquement (figure C).

Les ventilateurs des batteries fonctionneront à nouveau quelques minutes après la fin du dégivrage.

b)- Givrage :

L'humidité atmosphérique et la vapeur d'eau provenant de la déshydratation des denrées se condensent et se solidifient au contact des parois extérieures de l'enveloppe métallique des évaporateurs sous forme de givre.

Ce givre formé de cristaux de glace enchevêtrés, en prisonne de l'air et constitue ainsi un bon isolant, d'où :

- abaissement de la température du fluide frigorigène en ébullition d'où diminution de la production frigorifique de la machine et augmentation du temps de marche .

- Elevation de la valeur du degré hygrométrique moyen de la chambre; l'écart de température entre la chambre froide et la couche extérieure du givre diminuant au fur et à mesure de l'augmentation de l'épaisseur du givre, ce qui peut avoir pour effet de modifier défavorablement les conditions de conservation des denrées entreposées.

c)- technologie des évaporateurs :

Les évaporateurs sont dimensionnés pour un écart de température :  $T = 8^{\circ}\text{C}$ , et sont équipés d'un caisson métallique extérieur et de ventilateurs hélicoidaux de soufflage.

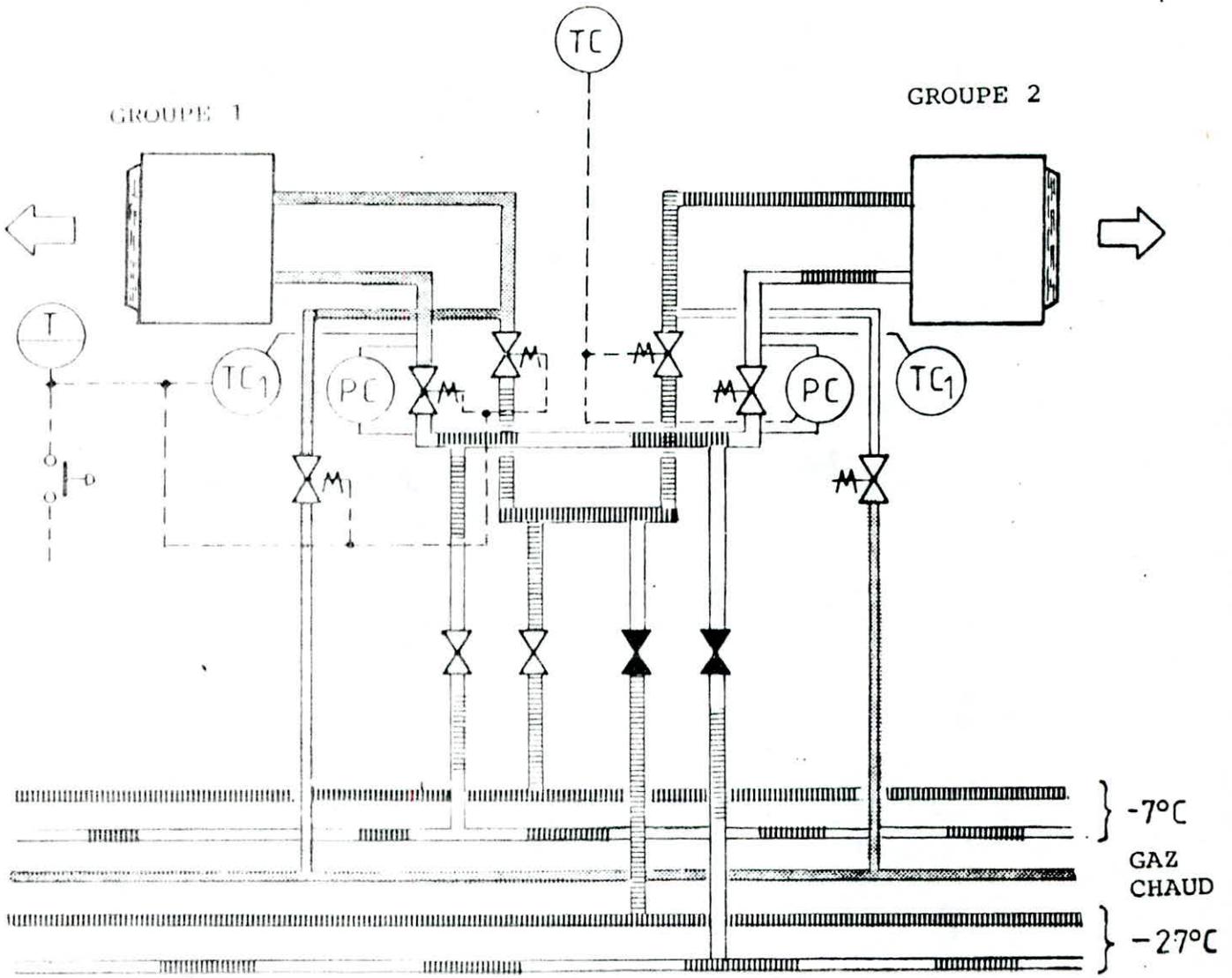


FIG C - DEGIVRAGE

 GAZ FROID  
 LIQUIDE FROID  
 GAZ CHAUD

d)- Spécification des évaporateurs " Alfa-Laval " :

1- Evaporateurs plafonniers:

- Modèle : EPCC 920
- Température d'évaporation  $T_0 = -7^{\circ}\text{C}$
- Ecart de température  $\Delta T = 8^{\circ}\text{C}$
- Puissance frigorifique unitaire: 8820 fg/h
- Surface d'échange:  $A = 42,3 \text{ m}^2$
- Nombre : 12 pour le sas maintenu à  $10^{\circ}\text{C}$   
05 pour la salle de découpage de température  $10^{\circ}\text{C}$
- Ventilateurs :- hélicoïdaux
  - nombre : 2
  - puissance du moteur : 560 w
  - débit d'air :  $q = 5800 \text{ m}^3/\text{h}$

2- Evaporateurs muraux :

a)- modèle KB 7650 - 4,5

- $T_0 = -7^{\circ}\text{C}$
- Ecart de température  $\Delta T = 6^{\circ}\text{C}$
- Puissance frigorifique unitaire : 52300 fg/h
- Surface d'échange :  $A = 306 \text{ m}^2$
- Ventilateurs :- centrifuges
  - nombre (4)
  - Puissance du moteur : 1200 w
  - débit :  $44200 \text{ m}^3/\text{h}$
  - Vitesse :  $N = 950 \text{ tr}/\text{mn}$
- Nombre : 4 pour la chambre de prérefroidissement à  $10^{\circ}\text{C}$

b)-Modèle KB 4720 -7

- $T_0 = -27^{\circ}\text{C}$
- $\Delta T = 6^{\circ}\text{C}$
- $A = 127 \text{ m}^2$
- Ventilateurs :- centrifuges
  - nombre 4
  - puissance du moteur : 700 w
  - débit :  $29300 \text{ m}^3/\text{h}$

Selon la température de fonctionnement on distingue; des évaporateurs muraux pour les chambres à température négative, et plafonniers pour les chambres à température positive.

- Evaporateurs muraux de type KB 7650-4,5 et KB 4720-7:

. Designation : KB 7650-4,5  
                  modèle                    écartement d'ailette.

Ces évaporateurs sont formés de 4 batteries chacun.

Chaque batterie comporte un ventilateur de soufflage.

. Application : pour réfrigération et conservation des produits frais.

. Caractéristiques:- batterie de tube de cuivre de 12,7 mm de diamètre

- Ailettes planes, en aluminium écartement 7mm ou 4,5mm

( Applications avec dépôt important de givre ).

- Faible volume de réfrigérant mis en jeu .

- Valve de contrôle de pression .

- Distributeur de liquide avec diaphragme interchangeable choisi selon le fluide utilisé.

- Ventilateurs entraînés par des moteurs triphasés, avec thermostat interne de protection , sa vitesse  $N=1430\text{tr/mn}$

- Evaporateurs EPCC 920 :

Ce sont des évaporateurs plafonniers avec deux ventilateurs helicoidaux conçus pour la réfrigération des produits à température positive.

. Caractéristiques :- Tubes en cuivre disposés en quinconce .

- Ailettes, en aluminium, planes écartement 5 à 8 mm .

- Circulation d'air type "double flux".

- Enveloppe métallique très esthétique en aluminium granite, avec égouttoir double évitant la condensation d'eau sous l'égouttoir principal lors du dégivrage.

- Systeme de dégivrage des évaporateurs :

Le dégivrage des surfaces réfrigérantes se fait par gaz chaud ; pour cela les évaporateurs sont équipés de :

- Un distributeur de liquide avec un orifice lateral estu défini en fonction de l'application (injection de gaz chaud ou évacuation du liquide condensé)

- Eégouttoir réchauffé par résistances blindées, servant à évacuer l'eau dégivrée .

- nombre d'évaporateurs : 44
  - 56 pour les chambres de type I , puissance unitaire : 24600fg
  - 08 pour les chambres de type II, puissance unitaire : 21200fg/h
- 3- Evaporateurs pour le tunnel de congélation :
  - surface d'échange :  $A = 520 \text{ m}^2$
  - Largeur : 4 m
  - Hauteur : 1,5m
  - Profondeur : 1,6m
  - $q = 65000 \text{ m}^3/\text{h}$
  - $T_0 = -40^\circ\text{C}$
  - Nombre : 3

#### 11.5.2.7- Chambres froides :

a)- L'isolant thermique utilisé est de la mousse rigide de polyuréthane ( P.U.K ).

Le polyuréthane est obtenue par la réaction (polycondensation) de deux composants liquides : isocyanate et polyol en présence de catalyseurs .

Cet isolant possède deux caractéristiques particulières :

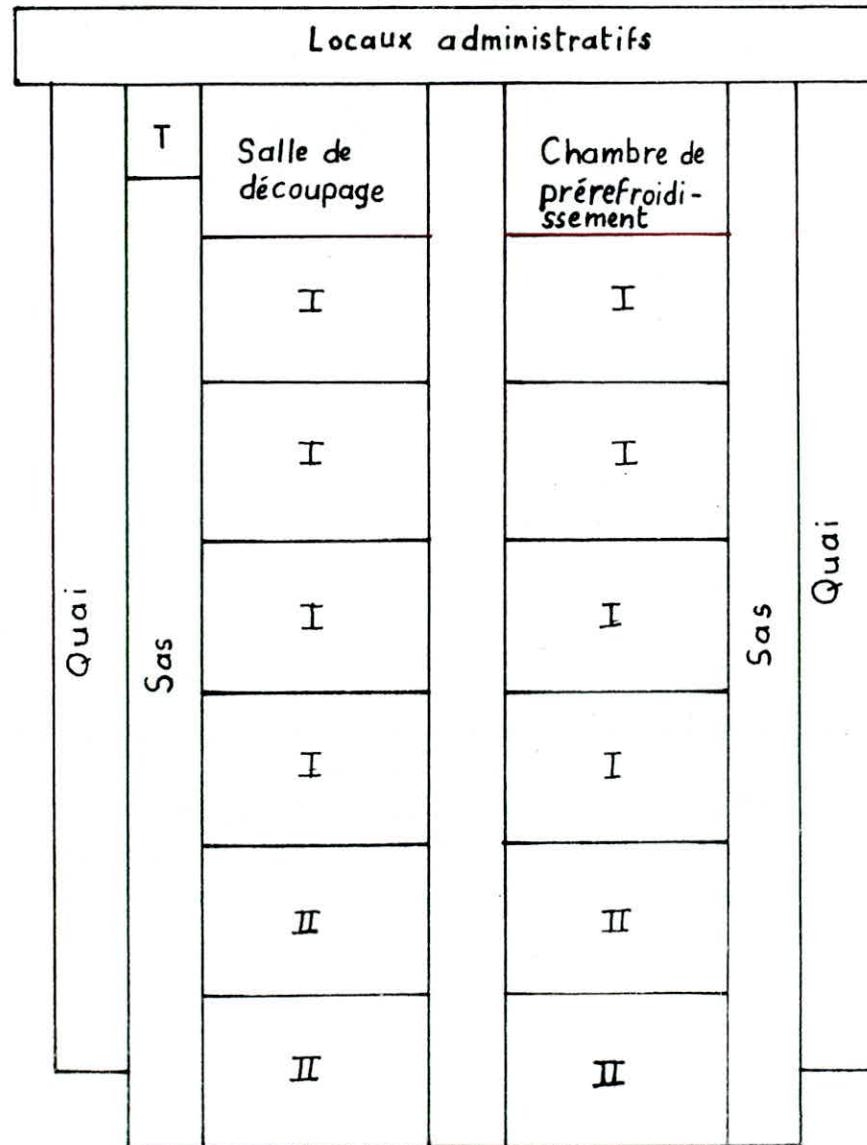
- Très faible coefficient de transfert de chaleur, de l'ordre de  $0,020$  à  $0,025 \text{ w/m}^\circ\text{C}$  . Ce très grand pouvoir isolant est du essentiellement au remplacement de l'air contenu dans les cellules par un autre gaz moins conducteur .

- possibilité de fabrication sur place dite " in situ ", permettant une mise en oeuvre rapide et continue. Ceci, grâce à sa faible densité de l'ordre de  $55 \text{ Kg/m}^3$  ( léger ) .

Le polyuréthane est employé soit sous forme de panneaux soit par injection sous pression " in situ " .

b)- Elements muraux (pour toitures et parois): les éléments muraux sont réalisés en panneaux préfabriqués . Un panneau est constitué d'une couche de polyuréthane entre deux parements en tôle galvanisée à onde trapezoidale .

Les joints, entre les panneaux, sont rendus étanches sur place, lors du montage, par injection du polyuréthane. Lorsque la chambre froide a une paroi donnant sur l'extérieur, celle-ci est recouverte de tôle trapezoidale pour éviter le rayonnement solaire direct ( même principe pour les toitures)



I : chambre de volume  
2851 m<sup>3</sup>

II : chambre de volume  
1425,6 m<sup>3</sup>

T : tunnel de congélation

Fig II.3.2.7. bis - Disposition des chambres de l'entrepôt Alfa-Laval .

c)- Clapets de décompression :

Sur la partie haute des murs des chambres froides, sont disposés des clapets de décompression, c'est un genre de papillon qui s'ouvre et se ferme, faisant entrer l'air dans la chambre, pour maintenir la pression intérieure proche de la pression ambiante qui régné à l'extérieur. Sans ces clapets, il y'aurait risque d'effondrement du plafond à cause de la dépression crée dans la chambre par rapport à l'extérieur, lors de la marche des évaporateurs .

d)- Isolation du sol :

1)- Conséquences de la congélation du sol :

La congélation du sol sous les chambres à basses températures a causé d'importants désordres dans des entrepôts anciens, dans la construction des quels aucune disposition n'avait été prise; d'où grosses dépenses d'arrêt d'exploitation .

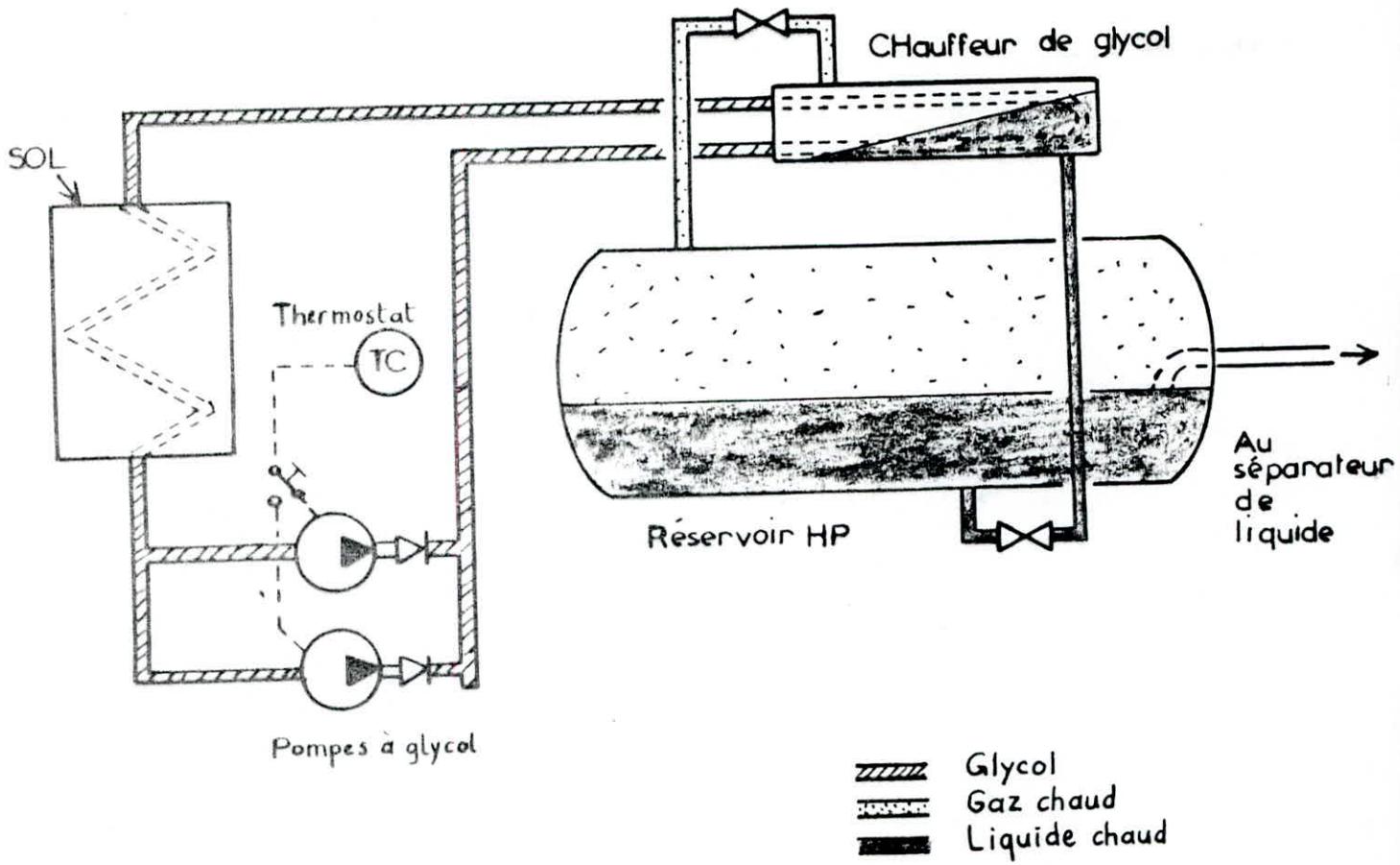
Les frigories traversant, même en quantité très réduite, une paroi isolante se dissipe sans inconvénient. Il n'en est pas de même lorsque la chambre froide est placée sur le terrain, l'isolation du sol ne constitue qu'une partie d'une paroi d'épaisseur " infinie " dans la quelle les frigories s'accumulent petit à petit . Un état d'équilibre est pratiquement atteint au bout d'un temps très long, et à une profondeur moyenne, le sol peut être à une température au dessous de  $0^{\circ}\text{C}$  , donc il gèle et ce gel du sol humide provoque une augmentation du volume donc un soulèvement beaucoup plus important du fait que l'humidité est " pompée " vers les parties froides avec formation de lentilles de glaces qui aggravent les dommages .

2)- Remède :

Il faut donc prévoir, lorsqu'une chambre de congélation est placée directement sur le sol, un système de chauffage éliminant ces risques. Il suffit de compenser les frigories traversant l'isolation par un apport de chaleur .

3)- Système d'eau glycolée :

Le système employé pour les entrepôts frigorifiques "Alfa-Laval est une circulation d'eau glycolée .



FigII32.7 \_ SYSTEME D'EAU GLYCOLEE

Dans le but de supprimer le gel du sol des chambres à température négative, on a prévu un système de réchauffage par eau glycolée (voir figure II.3.2.7). La chaleur est apportée par l'intermédiaire d'une solution glycolée envoyée à l'intérieur d'un réseau de tuyaux placés sous le sol.

La solution glycolée est réchauffée grâce à l'échangeur de chaleur qui est connecté au réservoir HP, et où la chaleur est produite par condensation, à haute pression des vapeurs de diéne.

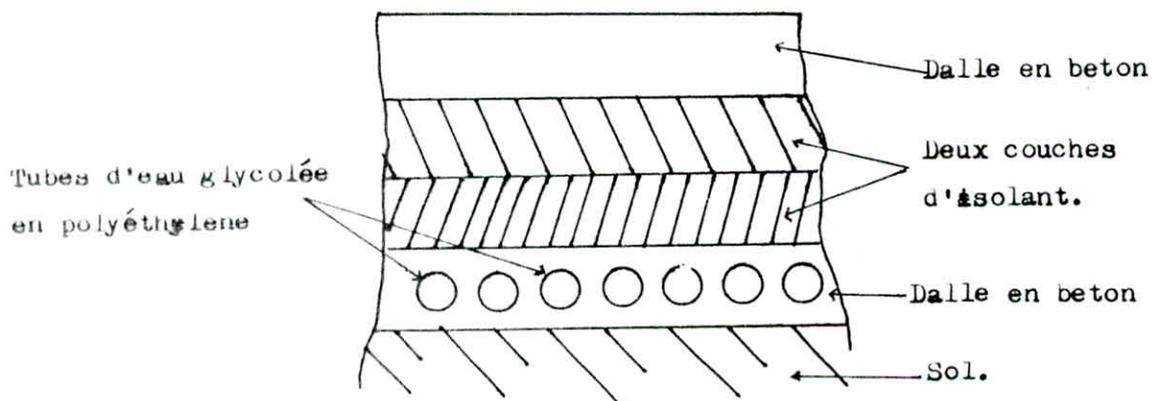
Une température correcte est maintenue par l'intermédiaire du thermostat "TC" qui stoppe la pompe à la température désirée, et qui est généralement aux environs de 15°C.

Un équipement de relais temporisé enclenche la pompe pendant une marche forcée de 30 mn toutes les 3 heures.

Si la température du glycole descend à une valeur inférieure du seuil, le thermostat "TC" prend la suite des opérations jusqu'à ce que la température soit de nouveau atteinte.

#### 4)- Schéma du sol des chambres :

Coupe du sol pour montrer l'implantation des tuyaux.



#### e)- Les portes isolantes :

Les portes constituent la partie "dynamique" d'une installation. Elle est donc soumise à des contraintes beaucoup plus fréquentes et importantes que les parties fixes.

De par ses fonctions même, une bonne porte doit être :

- Isolante; le polyuréthane est de plus en plus employé parcequ'il permet en raison de son coefficient de transfert très faible, de réduire l'épaisseur

donc le poids et l'encombrement des parties mobiles . Compte tenu de l'ossature en particulier, le K moyen d'une porte est généralement un peu moins bon que celui de la paroi .

-Étanche à la vapeur d'eau ; à l'aide de parois pratiquement imperméables entre lesquelles du polyuréthane est injecté, qui lui même est très peu perméable .

- Étanche à l'air ; à sa jonction avec la partie fixe , aussi bien pour éviter les pertes de froid que les entrées d'humidité, donc de chaleur.

- Robuste ; en raison des manoeuvres fréquentes, et souvent brutales.

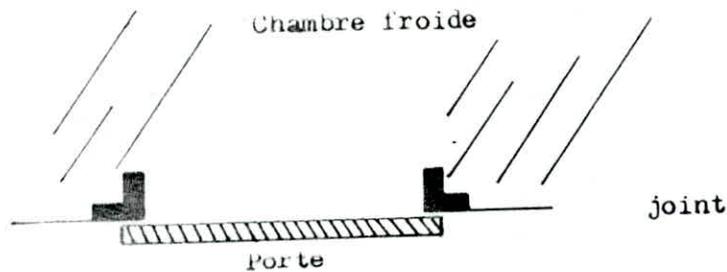
- Légère ; pour faciliter la manoeuvre manuelle ou mécanique .

- Indéformable ; sous l'action des différences de températures sur les 2 faces .

- Type de portes :

Coussantes, nécessaires pour les grandes dimensions .

Elle coussissent parallèlement à la façade (horizontalement).



Les joints entre les parties fixes et les parties mobiles, assurent l'étanchéité, empêchant les sorties d'air donc de froid et les entrées d'air chaud avec la vapeur d'eau dont il est chargé, donc de chaleur . Comme tout joint, le système doit par la pression réalisée par le dispositif de fermeture, s'écraser suffisamment pour qu'il n'y ait aucun passage d'air . Le réchauffage électrique des joints est maintenant généralisé pour les basses températures , on l'obtient par un cordon chauffant sous 240 ou 220 V ( la tension donnant une meilleure sécurité) suivant le type de conducteur placé dans le bâti de la porte , à l'endroit du joint, pour éviter le gel des condensations. Le réchauffage du seuil et des parties voisines peut faire partie du circuit de réchauffage de la porte .

### II.3.2.8- Tunnel de congélation :

Le tunnel de congélation est relié au poste de froid à  $-40^{\circ}\text{C}$  et constitue une seule unité . Le fonctionnement du tunnel est totalement manuel, et son contrôle s'effectue à partir de l'armoire électrique située dans la salle des machines .

Les batteries de réfrigération du tunnel sont équipées d'un système de dégivrage par gaz chaud .

### II.3.2.9- Tuyauterie de l'installation :

Seules les conduites " basse pression " sont isolées . On emploie un calorifugeage en polyuréthane injecté enveloppé d'une couche de plastique qui constitue un écran par-vapeur, le tout entouré d'une tôle galvanisée.

L'isolation des conduites " haute pression " n'est pas nécessaire, au contraire, le transfert de chaleur du R22 chaud est souhaité puisqu'il s'agit de le refroidir (sinon de le sous-refroidir).

Les tubes en aluminium sont dimensionnés pour une pression maximale d'utilisation de 3,1 MPa du côté Haute Pression et de 1,8 MPa du côté Basse Pression .

Les tubes en aluminium sont dimensionnés pour une pression maximale d'utilisation de 3,1 MPa du côté Haute Pression et de 1,8 MPa du côté Basse Pression .

## II.4- APPAREILS DE REGULATION FRIGORIFIQUE:

### 1- Thermostat :

Le thermostat est un régulateur de température qu'on utilise dans les installations frigorifiques .

Il permet de régler la température d'une surface froide ou d'une ambiance froide entre 2 limites prédéterminées et aussi voisine que possible de la température réelle que l'on désire obtenir .

Les dispositifs de rupture brusque et de différentiel impliquent donc " l'encadrement " de température désirée entre deux limites, l'une supérieure, l'autre inférieure .

Dans l'installation "Alfa-Laval" , on utilise deux types de thermostat, le thermostat à bilame et le thermostat à bulbe.

2- Robinet à pression constante :

Il permet de maintenir la pression d'évaporation au dessus d'une pression limite minimum, prédéterminée par le réglage du robinet.

3- Détendeur thermostatique à égalisation de pression interne :

Il assure l'admission automatique du R22 à l'évaporateur afin d'obtenir un remplissage maximum de celui-ci en fonction des apports calorifiques extérieurs à l'évaporateur, en assurant une constance de la surchauffe des vapeurs quittent l'évaporateur .

Lorsque ce dernier a une perte de charge non négligeable , il sera donc nécessaire , pour sa bonne alimentation, de faire appel à un détendeur dit à " égalisation de pression externe " .

Dans l'installation Alfa-Laval , les détendeurs thermostatiques sont prévus uniquement pour les économiseurs .

4- Prèssostat :

Le prèssostat est aussi un régulateur, mais, il est classé dans la catégorie : appareil de protection . son rôle est de protéger l'installation contre un fonctionnement anormal.

Les prèssostats doivent remplir deux fonctions différentes, à savoir :

- Fonction de conduite : prèssostats basse pression
- Fonction de protection : prèssostats haute pression .

Pour une fonction de conduite et protection en même temps : prèssostats combinés haute et basse pression .

a)- Prèssostat basse pression :

- En tant qu'un appareil de conduite, il doit assurer la marche automatique de l'installation en fonction de <sup>la</sup> pression d'évaporation du fluide frigorigène et régler ainsi directement la température de l'enceinte refroidie

- En tant qu'appareil de protection, son rôle est de mettre à l'arrêt le compresseur en cas de baisse anormale de la pression d'aspiration et de le remettre en service lorsque les conditions normales de marche sont rétablies ( appareil de sécurité ) .

b)- Pressostat haute pression :

Il provoque l'arrêt du compresseur en agissant sur le contacteur de commande du moteur en cas de hausse anormale de la pression de refoulement, et remettre le compresseur en service lorsque les conditions normales de fonctionnement sont rétablies.

5- Clapet de retenue :

Sur certaines installations industrielles, une circulation intempestive à contre courant du flux normal risque de se produire, Pour remédier à cet inconvénient, il suffit de placer sur les tuyauteries intéressées un clapet de retenue.

6)- Régleur automatique de débit:

Le régleur automatique module un débit constant quelque soit la fluctuation des pressions en amont ou en aval. Il élimine le surdimensionnement des pompes et les réglages répétés et empiriques des régulateurs manuels. Il permet aussi une évaporation optimale. Lors d'une injection de gaz chauds dans l'évaporateur, pour le dégivrage, le régulateur s'ouvre automatiquement et impérativement, ce qui permet de récupérer les condensats et contrôler les " retours des gaz chauds " de plusieurs évaporateurs.

7- Soupapes de sécurité:

Ce sont des robinets sans commande d'ouverture extérieurs. Le clapet de la soupape est appliqué sur son siège par un ressort taré réglable. Si la pression du fluide qui s'exerce sous le clapet devient accidentellement supérieure au tarage du ressort, le clapet est soulevé de son siège et le fluide en excès s'échappe jusqu'à ce que la pression sous le clapet redevienne inférieure au tarage du ressort. Le fluide ainsi libéré, peut être, soit évacué à l'extérieur du bâtiment, soit renvoyé à la partie basse pression de l'installation.

Sur les bouteilles séparatrices : les soupapes sont montées par deux, afin de pouvoir intervenir sur l'une d'elles sans éliminer la protection de l'installation contre les surpression accidentelles.

## II.5- ARMOIRES ELECTRIQUES :

Une armoire électrique est prévue pour chaque poste de froid et dont les fonctions sont les suivantes:

- Le démarrage de tous les moteurs électriques de l'installation.
- La supervision de l'installation.
- Signalisation des défauts .
- Enregistrement des températures dans les chambres ( sas et tunnel exclus).
- Automatisation en général telle que :

régulation des températures.

Dégivrage automatique.

Limitation d'intensité.

Les armoires sont signalétiques.

Certaines fonctions sont décentralisées ( commande des chambres, dégivrage, etc...) aux sous-stations montées dans les galeries de service.

Les compresseurs à vis sont en plus équipés d'armoires de régulation, de supervision et de sécurité de type STAELECTRONIC 300.

## II.6- Bilan frigorifique de l'installation Alfa-Laval :

L'établissement du bilan thermique d'une installation a pour objet de déterminer la puissance frigorifique  $\dot{Q}_0$  des compresseurs nécessaire pour assurer un bon fonctionnement de l'installation .

Le bilan thermique a été établi en tenant compte des différents apports de chaleur aux-quels les chambres froides sont soumises .

### II.6.1- Bases de calcul :

Le bilan thermique est établi pour chaque chambre, en calculant les différents apports de chaleur .

#### 1)- Calcul des déperditions :

a)- A travers les murs :

$$Q_m = K_m \cdot S_m \cdot (T_e - T_c) \quad (\text{Kcal/h})$$

où :

$K_m$  : Coefficient de transfert global du mur ( Kcal/m<sup>2</sup>.°C.h)

$S_m$  : Surface du mur ( m<sup>2</sup>)

$T_e$  : Température extérieure au mur ( $^{\circ}\text{C}$ ).

$T_c$  : Température intérieure (de la chambre).

Pour les 4 parois :

$$Q_m = \sum_1^4 K_m \cdot S_m \cdot (T_e - T_c) \quad (\text{Kcal/h})$$

Le besoin frigorifique pour 24 heures de fonctionnement :

$$\boxed{\Phi_m = 24 \cdot \sum_1^4 K_m \cdot S_m \cdot (T_e - T_c)} \quad (\text{fg/24h}) \quad (\text{II.1})$$

b)- a travers le plafond :

$$Q_p = K_p \cdot S_p \cdot (T_a - T_c) \quad (\text{kcal/h})$$

$K_p$  ( $\text{Kcal/m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C} \cdot \text{h}$ ) : Coefficient de transfert du plafond

$S_p$  ( $\text{m}^2$ ) : Surface du plafond

$T_a$  ( $^{\circ}\text{C}$ ) : Température ambiante à l'extérieur

$T_c$  ( $^{\circ}\text{C}$ ) : Température de la chambre

Le besoin frigorifique pour 24 heures de fonctionnement :

$$\boxed{\Phi_p = 24 \cdot K_p \cdot S_p \cdot (T_a - T_c)} \quad (\text{fg/24h}) \quad (\text{II.2})$$

c)- à travers le sol :

$$Q_s = K_s \cdot S_s \cdot (T_s - T_c) \quad (\text{Kcal/h})$$

$K_s$  ( $\text{Kcal/m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C} \cdot \text{h}$ ) : coefficient de transfert du sol

$S_s$  ( $\text{M}$ ) : surface du sol

$T_s$  ( $^{\circ}\text{C}$ ) : Température du sol

$T_c$  ( $^{\circ}\text{C}$ ) : Température de la chambre

Le besoin frigorifique pour 24 heures de fonctionnement :

$$\boxed{\Phi_s = 24 \cdot K_s \cdot S_s \cdot (T_s - T_c)} \quad (\text{Kcal/h}) \quad (\text{II.3})$$

Le besoin frigorifique dû aux déperditions :

$$\boxed{\Phi_1 = \Phi_m + \Phi_p + \Phi_s} \quad (\text{fg}/24\text{h}) \quad (\text{II-4})$$

2)- Apport de chaleur dû au rayonnement :

Il est estimé à 10 % sur les déperditions, d'où le besoin frigorifique est :  $\boxed{\Phi_2 = 0,1 \cdot \Phi_1}$  (fg/24h) (II-5)

3)- Apport de chaleur dû à l'éclairage :

Il est supposé réparti sur la surface du plafond par :

$q_E = 10 \text{ w/m}^2$  pour un fonctionnement de 10 h sur 24 h.

Alors :  $Q_E = 10 \cdot \frac{10}{24} \cdot S_p = 100 \cdot S_p$  (Wh/24h)

Or : 1 kWh = 860 Kcal/h.

D'où :  $Q_E = 86 \cdot S_p$  (Kcal/24h)

Le besoin frigorifique est :

$$\boxed{\Phi_3 = 86 \cdot S_p} \quad (\text{fg}/24\text{h}) \quad (\text{II-6})$$

4)- Apport calorifique dû au renouvellement d'air :

-Evalue par l'estimation :

$$Q_a = 90 \cdot \sqrt{V} \cdot (h_a - h_c) \quad (\text{Kcal}/24\text{h})$$

Où :  $V(\text{m}^3)$  : Volume de la chambre,

$h_a$  (Kcal/kg) : Enthalpie de l'air extérieur, à la température  $T_a$  et une humidité relative  $\varphi_a$ .

$h_c$  (Kcal/kg) : Enthalpie de l'air intérieur à  $T_c$  et  $\varphi_c$ .

Le besoin frigorifique est alors :

$$\boxed{\Phi_4 = 90 \cdot \sqrt{V} \cdot \Delta h} \quad (\text{fg}/24\text{h}) \quad (\text{II-7}) \quad (2)$$

5)- Apport de chaleur dû aux machines :

$$Q_{ma} = 8600 \cdot P \quad (\text{Kcal}/24\text{h})$$

Où : P (kw) : Puissance des machines pour un fonctionnement de 10 h sur 24 h.

Le besoin frigorifique est :  $\Phi_8 = 8600.P$  (fg/24h) (II-8)

6)- Apport calorifique dû à la marchandise :

$$Q_1 = C \cdot \frac{V}{t} \cdot (h_i - h_c) \quad (\text{Kcal/h}) \quad (2)$$

Où : C (kg/m<sup>3</sup>) : Capacité de stockage,

V (m<sup>3</sup>) : Volume maximum occupé,

t (h) : Temps d'entreposage,

h<sub>i</sub> (Kcal/kg) : Enthalpie du produit à la température d'introduction T<sub>i</sub>,

h<sub>c</sub> (Kcal/kg) : Enthalpie du produit à la température de la chambre T<sub>c</sub>.

Le besoin frigorifique  $\Phi_6 = 24.C \cdot \frac{V}{t} \cdot \Delta h$  (fg/24h) (II-9).

7)- Apport de chaleur dû au personnel :

Evalue a 300Kcal/personne pour 10 h sur 24 h. D'où le besoin frigorifique est :  $\Phi_7 = 3000.N$  (fg/24h) (II-10)

Où : N est le nombre de personnes.

Le temps d'utilisation de la chambre est de 20 h sur sur 24 h, d'où :

$$\Phi = \frac{\sum \Phi_i}{20}, \quad i = \overline{1,7} \quad (\text{fg/h}) \quad (\text{II-11})$$

L'apport de chaleur dû aux ventilateurs des évaporateurs est estimé à 5% sur  $\Phi$ , d'où le besoin frigorifique final de la chambre :

$$\begin{aligned} \Phi_c &= \Phi + 0,05.\Phi \\ \Phi_c &= 1,05.\Phi \end{aligned} \quad (\text{fg/h}) \quad (\text{II-12})$$

II-6.2- Calcul des bilans frigorifiques :

- Parametres fixes pour toutes les chambres :

$$K_n = K_s = K_p = 0,12 \text{ Kcal/m}^2 \cdot \text{C} \cdot \text{h}.$$

Température d'ambiance maximale à l'extérieur:  $T_{ex} = 45^{\circ}\text{C}$ .

Température du sol:  $T_s = 15^{\circ}\text{C}$ .

Hygrométrie intérieure:  $\varphi_c = 80\%$ .

Hygrométrie extérieure:  $\varphi_a = 50\%$ .

- Le bilan de l'installation "Alfa-Laval" est établi en considérant que certaines chambres (5) marchent à  $0^{\circ}\text{C}$ , et d'autres (8) travaillent à  $-20^{\circ}\text{C}$ , de plus la chambre de prérefroidissement travaille à  $10^{\circ}\text{C}$ , le sas à  $10^{\circ}\text{C}$ , et le tunnel de congélation à  $-35^{\circ}\text{C}$ .

#### II.6.2.1- Calcul pour les chambres de type I :

Avec : Longueur :  $L_1 = 22 \text{ m}$ ,

Largeur :  $L_2 = 18 \text{ m}$ ,

Hauteur :  $H = 7,2 \text{ m}$ ,

$S_p = S_s = L_1 \cdot L_2 = 396 \text{ m}^2$ ,

$V = 2851,2 \text{ m}^3$ .

#### A)- Chambre de prérefroidissement :

Température de la chambre:  $T_c = 10^{\circ}\text{C}$ .

Température à laquelle le produit est introduit:  $T_i = 25^{\circ}\text{C}$ .

##### 1)- Déperditions :

- A travers les murs : D'après la formule (II-1), on a :

$$\dot{\Phi}_{m} = 24 \cdot 0,12 \cdot (22 \cdot 7,2 \cdot (20 - 10) + 18 \cdot 7,2 \cdot (20 - 10) + 22 \cdot 7,2 \cdot (0 - 10) + 18 \cdot 7,2 \cdot (10 - 10)).$$

$$\dot{\Phi}_{m} = 3732,5 \text{ fg}/24\text{h}.$$

- A travers le plafond : D'après la formule (II-2), on a :

$$\dot{\Phi}_{p} = 24 \cdot 396 \cdot (45 - 10)$$

$$\dot{\Phi}_{p} = 39917 \text{ fg}/24\text{h}.$$

- A travers le sol : D'après la formule (II-3), on a :

$$\dot{\Phi}_{s} = 24 \cdot 396 \cdot (15 - 10)$$

$$\dot{\Phi}_{s} = 5702,4 \text{ fg}/24\text{h}.$$

A partir de la formule (II-4), on a :  $\dot{\Phi}_1 = 49352 \text{ fg}/24\text{h}$ .

##### 2)- Apport dû au rayonnement :

A partir de la formule (II-5):  $\dot{\Phi}_2 = 0,1 \cdot 49352 = 4935,2 \text{ fg}/24\text{h}$ .

##### 3)- Apport dû à l'éclairage :

A partir de la formule (II-6):  $\dot{\Phi}_3 = 860 \cdot 396 = 34056 \text{ fg}/24\text{h}$ .

4)- Apport dû au renouvellement d'air :

Comme :  $\varphi_c = 80 \%$        $T_c = +10^\circ\text{C}$ .  
 $\varphi_a = 80 \%$        $T_a(\text{Sas}) = 10^\circ\text{C}$ .

D'où :  $\Delta h = 0$ .

D'après la relation (II-7),  $\dot{\Phi}_4 = 0$ .

5)- Apport dû aux machines :

D'après la formule (II-8),  $\dot{\Phi}_5 = 8600.6 = 51600 \text{ fg}/24\text{h}$ .

b)- Apport dû à la marchandise :

$$C = 250 \text{ kg}/\text{m}^3.$$

$$V = V = 2051,2 \text{ m}^3.$$

$$t = 60 \text{ h}.$$

$$T_c = 10^\circ\text{C}, T_1 = +25^\circ\text{C}; \text{ d'où : } \Delta h = 12 \text{ Kcal}/\text{kg}.$$

D'après la formule (II-9),  $\dot{\Phi}_6 = 250. \frac{2051,2}{60}. 12 = 3421440 \text{ fg}/24\text{h}$ .

7)- Apport dû au personnel :

D'après la formule (II-10),  $\dot{\Phi}_7 = 3000.4 = 12\ 000 \text{ fg}/24\text{h}$ .

D'après la formule (II-11),  $\dot{\Phi} = 178669,1 \text{ fg}/\text{h}$ .

Le besoin frigorifique de la chambre calculé à partir de la formule (II-12)

est :  $\dot{\Phi}_c = 187602,5 \text{ fg}/\text{h}$ .

B)- Chambres fonctionnant à  $0^\circ\text{C}$  :

Nombre : 0 5.

$$T_c = 0^\circ\text{C}.$$

1)- Déperditions :

A partir de l'équation (II-1) :

$$\dot{\Phi}_{in} = 24.0,12.(22.7,2(45 - 0) + 18.7,2(45 - 0) + 22.18.(0 - 0) + 18.7,2(20 - 0) + 18.7,2(20 - 0)).$$

$$\dot{\Phi}_{in} = 44789,76. \text{ fg}/24\text{h}.$$

A partir de l'équation (II-2), on a :  $\dot{\Phi}_p = 51521,6 \text{ fg}/24\text{h}$ .

A partir de l'équation (II-3), on a :  $\dot{\Phi}_a = 17107,2 \text{ fg}/24\text{h}$ .

A partir de l'équation (II-4), on a :  $\dot{\Phi}_1 = 115218,5 \text{ fg}/24\text{h}$ .

2)- Apport dû au rayonnement :

A partir de l'équation (II-5) :  $\dot{\Phi}_2 = 11521,5 \text{ fg}/24\text{h}$

5)- Apport dû à l'éclairage :

D'après l'équation (II-6), on a :  $\Phi_3 = 34056 \text{ fg/24h}$ .

4)- Apport dû au renouvellement d'air :

$\varphi_c = 80 \%$ ,  $T_c = 0^\circ\text{C}$  et  $\varphi_a = 80 \%$ ,  $T_a = 10^\circ\text{C}$  d'où :  $\Delta h = 4 \text{ Kcal/Kg}$ .

De l'équation (II-7) on a :  $\Phi_4 = 90 \sqrt{2851,2} \cdot 4 = 19222,8 \text{ fg/24h}$ .

5)- Apport dû aux machines :

De l'équation (II-8), on a :  $\Phi_5 = 8600 \cdot 6 = 51600 \text{ fg/24h}$ .

6)- Apport dû à la marchandise :

$C = 250 \text{ Kg/m}^3$ .

$V_0 = \frac{1}{3} V = 950,4 \text{ m}^3$ .

$t = 36 \text{ heures}$ .

$T_1 = +10^\circ\text{C}$  et  $T_c = 0^\circ\text{C}$  d'où :  $\Delta h = 7,7 \text{ Kcal/Kg}$ .

De l'équation (II-9), on a :

$\Phi_6 = 24 \cdot \frac{250 \cdot 950,4}{36} \cdot 7,7 = 1219680 \text{ fg/24h}$ .

7)- Apport dû au personnel :

D'après (II-10), on a :  $\Phi_7 = 3000 \cdot 4 = 120000 \text{ fg/24h}$ .

De l'équation (II-11), on a :  $\Phi = 75054,96 \text{ fg/24h}$ .

Le besoin frigorifique de la chambre est d'après (II-12) :

$\Phi_c = 76707,5 \text{ fg/h}$ .

Mais ce type de chambre n'est pas exploité à 100 % suivant ce bilan, elle est exploitée avec un facteur de foisonnement de 57 % d'où le besoin réel de la chambre :

$\Phi_c = 43723 \text{ fg/h}$ .

Besoin frigorifique des 5 chambres :  $\Phi_{\text{tot}} = 218615 \text{ fg/h}$ .

C)- Chambres à  $-20^\circ\text{C}$  :

Nombre de chambres : 04.

$T_c = -20^\circ\text{C}$ .

$$T_1 = -10^{\circ}\text{C}.$$

1)- Déperditions :

De l'équation (II-1), on a :

$$\Phi_m = 24.0,12.(22.18.(45 + 20) + 18.7,2.(45 + 20) + 22.7,2.(-20 + 20) + 18.7,2.(20 + -20))$$

$$\Phi_m = 68843,5 \text{ fg}/24\text{h}.$$

De l'équation (II-2) :

$$\Phi_p = 24.0,12.396.(45 - (-20))$$

$$\Phi_p = 74131,2 \text{ fg}/24\text{h}.$$

De l'équation (II-3) :

$$\Phi_b = 24.0,12.(15 - (-20))$$

$$\Phi_b = 39916,8 \text{ fg}/24\text{h}.$$

$$\text{D'où : } \Phi_1 = 182891,5 \text{ fg}/24\text{h}.$$

2)- Rayonnement :

De l'équation (II-4) :

$$\Phi_2 = 18298,15 \text{ fg}/24\text{h}.$$

3)- Eclairage :

De l'équation (II-5) :

$$\Phi_3 = 34056, \text{ fg}/24\text{h}.$$

4)- Renouvellement d'air :

$$\varphi_c = 80 \% , T_c = -20^{\circ}\text{C}.$$

$$\varphi_a = 80 \% , T_a = +10^{\circ}\text{C}.$$

$$\Delta h = 10,5 \text{ Kcal}/\text{kg}.$$

De l'équation (II-7) :

$$\Phi_4 = 90 \cdot \sqrt{2851,2} \cdot 10,5 = 50459,8 \text{ fg}/24\text{h}.$$

11.6.2.2- Calcul pour les chambres de type II :

Avec : Longueur :  $L_1 = 22 \text{ m}$  .

Largeur :  $L_2 = 9 \text{ m}$  .

Hauteur :  $H = 7,2 \text{ m}$  .

Surfaces :  $S_p = S_s = S = 198 \text{ m}^2$  .

Nombre : 04 .

1)- Déperditions :

D'après l'équation (II-1) :  $\Phi_m = 24 \cdot 0,12 \cdot (22 \cdot 7,2 \cdot (20 - (-20)) +$   
 $+ 9 \cdot 7,2 \cdot (20 - (-20)) + 9 \cdot 7,2 \cdot (45 - (-20)) + 22 \cdot 7,2 \cdot (-20 - (-20)))$   
 $\Phi_m = 37843,2 \text{ fg/24h}$  .

D'après (II-2) :  $\Phi_p = 24 \cdot 0,12 \cdot 198 \cdot (45 - (-20)) = 37065,6 \text{ fg/24h}$  .

D'après (II-3) :  $\Phi_s = 24 \cdot 0,12 \cdot 198 \cdot (15 - (-20)) = 19958,4 \text{ fg/24h}$  .

D'après (II-4) :  $\Phi_1 = \Phi_m + \Phi_p + \Phi_s = 94867,2 \text{ fg/24h}$  .

2)- Rayonnement :

D'après (II-5) :  $\Phi_2 = 10 \% \cdot 94867,2 = 9486,7 \text{ fg/24h}$  .

3)- Éclairage :

D'après (II-6) :  $\Phi_3 = 86 \cdot 198 = 17028 \text{ fg/24h}$  .

4)- Renouvellement d'air :

D'après (II-7) :  $\Phi_4 = 90 \cdot \sqrt{1425,6} \cdot 10 = 35680,5 \text{ fg/24h}$  .

5)- Apport dû aux machines :

D'après (II-8) :  $\Phi_5 = 8600,3 = 25800 \text{ fg/24h}$  .

6)- Apport dû à la marchandise :

$$C = 250 \text{ kg/m}^3 \text{ .}$$

$$V_0 = \frac{1}{3} V = 475,2 \text{ m}^3 \text{ .}$$

$$t = 36 \text{ h} \text{ .}$$

$$T_a = -10^\circ\text{C}, T_c = -20^\circ\text{C}; \text{ d'ou } \Delta h = 7,2 \text{ kcal/kg} \text{ .}$$

$$\Phi_6 = 24 \cdot \frac{250 \cdot 475,2}{36} \cdot 7,2 = 570240 \text{ fg/24h} \text{ .}$$

7)- Apport dû au personnel :

D'après (II-10) :  $\Phi_0 = 3000 \cdot 2 = 6000 \text{ fg/24h.}$

D'après (II-11) :  $\Phi = \frac{\sum \Phi_i}{20} = 37955,12 \text{ fg/h.}$

D'après (II-12) :  $\Phi_c = 1,05 \cdot \Phi = 39853 \text{ fg/h.}$

En multipliant  $\Phi_c$  par un facteur de foisonnement égal à : 57,5 %,

on a :  $\Phi_c = 22955,18 \text{ fg/h.}$

Le bilan total des 4 chambres de type II a - 20 °C est :

$\Phi = 91980,7 \text{ fg/h.}$

II.6.2.3- Bilan des autres locaux :

De même que précédemment, on a établi les bilans suivants :

- Bilan de la salle de découpage :  $\Phi_d = 80000 \text{ fg/h.}$
- Bilan du sas à 10°C :  $\Phi_s = 111280 \text{ fg/h.}$
- Bilan du tunnel de congélation (-35°C) :  $\Phi_t = 120000 \text{ fg/h.}$

II.6.2.4- Tableaux récapitulatifs des bilans :

1)- Locaux à températures positives :

| Local                            | T <sub>c</sub> (°C) | V (m <sup>3</sup> ) | Nb | Bilan (fg/h) |
|----------------------------------|---------------------|---------------------|----|--------------|
| sas                              | + 10                | 5564                | 2  | 111280       |
| Salle de découpage               | + 10                | 2851,2              | 1  | 80000        |
| chambre de<br>prérefroidissement | + 10                | 2851,2              | 1  | 187602,5     |
| chambre à 0°C                    | 0                   | 2851,2              | 5  | 218615       |

Le bilan total des locaux à températures positives est alors : 597497,5 (fg/h) .

2)- Locaux à températures négatives :

| Local             | T <sub>c</sub> (°C) | V (m <sup>3</sup> ) | Nb | Bilan (fg/h) |
|-------------------|---------------------|---------------------|----|--------------|
| chambres à - 20°C | - 20                | 2851,2              | 4  | 179890,5     |
| chambres à - 20°C | - 20                | 1425,6              | 4  | 91980,7      |

Le bilan total des chambres négatives est alors : 271871,2 fg/h .

5)- Bilan du tunnel de congélation : 120000 fg/h .

### II.6.3- Choix des compresseurs :

Pour le choix des compresseurs, le constructeur s'est basé sur ces bilans frigorifiques. Pour assurer un bon fonctionnement de l'installation, les compresseurs sont légèrement surdimensionnés :

- Compresseur pour le froid positif :

Besoin frigorifique : 597497,5 fg/h .

Puissance frigorifique maximale produite :  $\Phi_0 = 622000$  fg/h .

Surdimensionnement : 4 % .

- Compresseurs pour le froid négatif :

Besoin frigorifique : 271871,2 fg/h .

Puissance frigorifique maximale produite :  $\Phi_0 = 378000$  fg/h .

Surdimensionnement : 28 % .

- Compresseur pour le tunnel de congélation :

Besoin frigorifique : 120000 fg/h .

Puissance frigorifique maximale produite :  $\Phi_0 = 139000$  fg/h .

Surdimensionnement : 13,7 % .

### II.6.4- Choix des condenseurs :

La chaleur à évacuer par les condenseurs est calculée par :

$$Q_k = \Phi_0 + 860.P \quad (\text{kcal/h}) \quad (5)$$

avec :  $\Phi_0$  (fg/h) : puissance frigorifique maximale produite .  
 P (kW) : puissance de compression .

$$Q_k = (622000 + 578000 + 139000) + 860 \cdot (270 + 332 + 196)$$

$$Q_k = 1825280 \text{ kcal/h.}$$

Les condenseurs sont utilisés avec un facteur de foisonnement de 80 % .

D'où la chaleur à évacuer :  $Q_k = 1460224 \text{ kcal/h.}$

Le choix s'est porté sur 9 condenseurs de type " FRIGABOHN " de puissance unitaire : 167265 fg/h , qui permettent d'évacuer la puissance maximale suivante :  $Q_{\text{max}} = 1505385 \text{ kcal/h.}$

#### II.6.5- Choix des évaporateurs :

La puissance des évaporateurs est déterminée à partir du bilan de chaque chambre froide (voir spécifications II.3.2.6) .

CHAPITRE III :

INSTALLATION TOKAI

### III.1-INTRODUCTION :

L'entreprise japonaise " TOKAI " a mis en place Cinq (5) entrepôts frigorifiques de capacités différentes, repartis à l'est du pays comme suit:

- 3 entrepôts frigorifiques de 30000 m<sup>3</sup> à Annaba , Skikda, et Bejaia.

- 2 entrepôts frigorifiques de 3000 m<sup>3</sup> à Jijel et Ouargla .

Pour chaque site sont prévus en plus de l'entrepôt frigorifique les équipements suivants :

- poste de transformation avec équipements de réception, de transformation et groupe électrogène de secours.

- 4 logements .

- Atelier d'entretien des véhicules .

- Loge de gardien .

- Pour les sites de 30000 m<sup>3</sup>, on a prévu un centre de traitement de la viande. Dans la présente étude on s'intéresse à l'installation frigorifique de capacité 30000 m<sup>3</sup> .

L'étude technologique de l'installation se fera de la même manière que pour l'installation " Alfa-Laval " .

### III.2-PRINCIPE DE L'ÉVOLUTION DU FLUIDE FRIGORIGÈNE :

L'installation " TOKAI " comprend deux systèmes qui fonctionnent séparément :

- Le système de réfrigération : il comprend Cinq compresseurs à vis, utilisés pour la production du froid positif et négatif pour les chambres froides.

- Le système de congélation : il comprend (3) trois compresseurs à vis utilisés uniquement pour la congélation , ils alimentent le tunnel de congélation seulement, à -35°C .

Chaque système comprend ses propres organes .

Le système de congélation est une unité à part dans l'installation .

#### III.2.1- Circuit de réfrigération :

Le fluide frigorigène gazeux sortant du compresseur à vis est amené dans les condenseurs tout en passant par un séparateur d'huile ou l'huile destinée au graissage du compresseur est séparée du gaz HP .

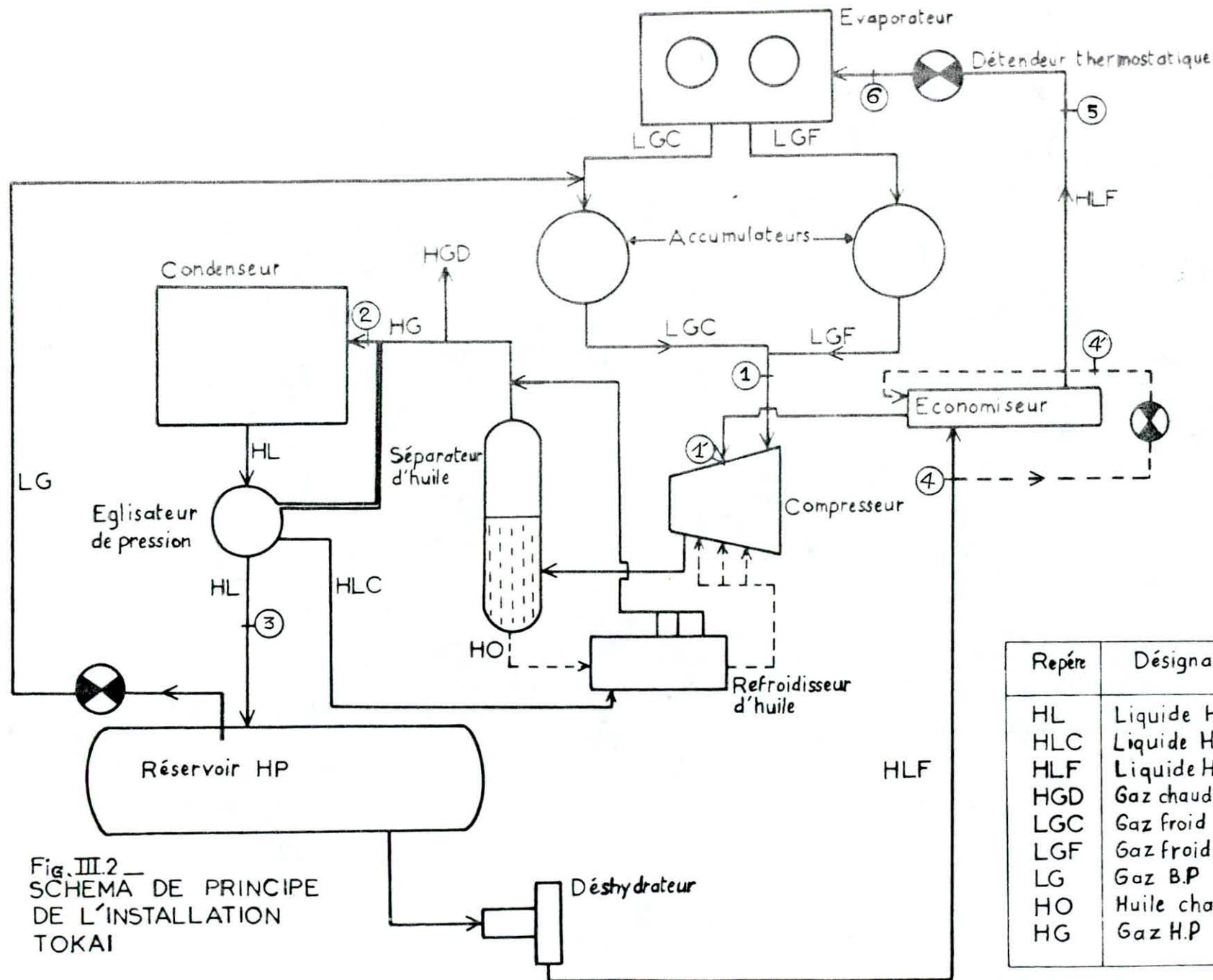


Fig. III.2 —  
SCHEMA DE PRINCIPE  
DE L'INSTALLATION  
TOKAI

| Repère | Désignation              |
|--------|--------------------------|
| HL     | Liquide H.P              |
| HLC    | Liquide HP chaud         |
| HLF    | Liquide HP froid         |
| HGD    | Gaz chaud pour dégivrage |
| LGC    | Gaz froid positif        |
| LGF    | Gaz froid négatif        |
| LG     | Gaz B.P                  |
| HO     | Huile chaude             |
| HG     | Gaz H.P                  |

Le R22 Condensé passe dans le réservoir HP, où il est stocké, via un égalisateur de pression qui maintient la pression constante entre l'entrée et la sortie des condenseurs .

A partir de cet égalisateur de pression, une tubulure amène du liquide condensé dans le refroidisseur d'huile pour refroidir l'huile de graissage du compresseur . Le R22 condensé retourne ensuite aux condenseurs . Le gaz condensé dans le réservoir sera détendu dans un détendeur thermostatique puis retournera dans l'accumulateur côté froid positif pour être réaspiré de nouveau .

A partir du réservoir, le liquide réfrigérant est transféré dans les évaporateurs via un déshydrateur, un économiseur et un détendeur thermostatique .

L'économiseur fonctionne lorsque la puissance du compresseur dépasse les 60 % de la puissance maximale.

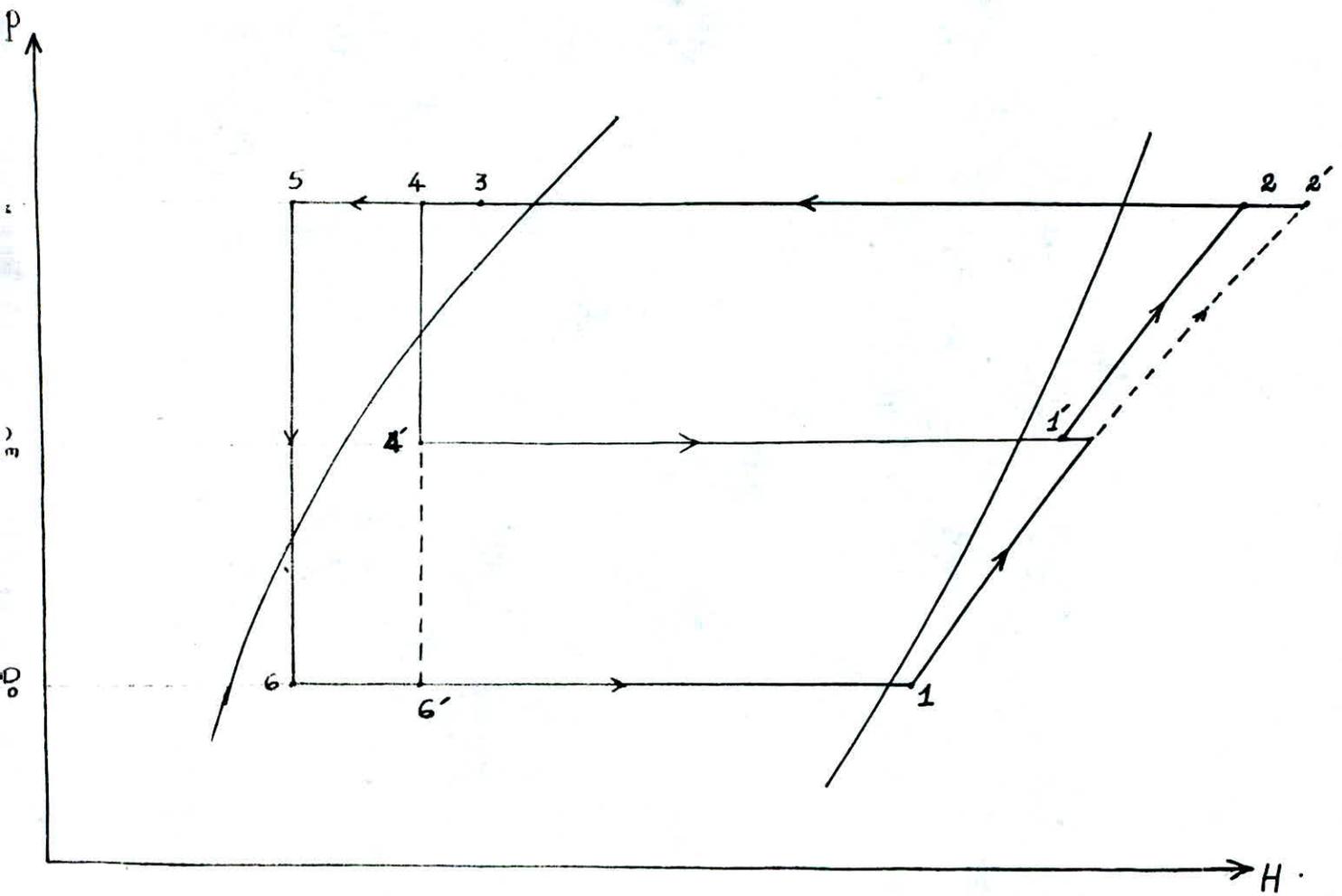
Le fluide vaporisé est transféré dans l'accumulateur côté froid négatif si la chambre froide est à température négative ou dans l'accumulateur côté froid positif si la température de la chambre froide est positive. Des accumulateurs, la vapeur est aspirée par le compresseur où elle subit une compression avant d'être transférée dans les condenseurs .

### III.2.2- Circuit de congélation :-

Le principe général d'évolution du fluide frigorigène est pratiquement le même dans les 2 circuits sauf que dans le système de congélation, le compresseur à vis est à 2 étages, où le fluide subit une double compression, ce gaz est ensuite séparé de l'huile dans le séparateur d'huile primaire incorporé dans le corps du compresseur . L'huile ainsi séparée est accumulée dans le réservoir d'huile prévu en bas du compresseur .

Le gaz sortant du compresseur entre dans un séparateur d'huile secondaire où toute trace d'huile résiduelle dans le gaz est éliminée.

Le gaz à haute pureté ainsi obtenu est amené aux condenseurs . Le R22 liquide HP condensé est en partie détendu et évaporé jusqu'à la moyenne pression dans l'économiseur le reste du R22 étant soumis au sous-refroidissement . le gaz flash de l'économiseur est aspiré dans l'orifice d'aspiration du deuxième étage.



Graph 111.2 : Cycle frigorifique de l'installation "TOKAI"

Evolution du R22 sur le graphe III.2

- En marche normale (1-2'-3-4-6'-1 )

1 → 2' : compression

2' → 3 : dessurchauffe - condensation puis sous-refroidissement

3 → 4 : sous-refroidissement dans le réservoir HP

4 → 6' : détente thermostatique

6' → 1 : évaporation du R22

- Marche en pleine charge (avec économiseur): (1-1'-2-3-4-(4'-1') 5-6-1 )

1 → 1' : première compression avec une dessurchauffe .

1' → 2 : deuxième compression

2 → 3 : évolution du R22 dans les condenseurs

3 → 4 : sous-refroidissement dans le réservoir HP

4 → 4' : détente thermostatique du R22 dans l'économiseur

4' → 1' : évaporation du R22 dans l'économiseur à la moyenne pression Pm

4 → 5 : sous-refroidissement du R22 dans l'économiseur

5 → 6 : détente thermostatique avant les évaporateurs

6 → 1 : évaporation du R22 dans les évaporateurs

### III.3- Description des organes de l'installation TOKAI :

#### III.3.1- Organes de production du froid :

##### III.3.1.1- Les compresseurs :

Dans l'installation " Tokai ", les compresseurs utilisés sont des compresseurs à vis de même principe de fonctionnement que les compresseurs " Alfa-Laval ".

Les 5 Compresseurs destinés à la réfrigération sont à un seul étage , pour le système de congélation les 3 compresseurs à vis sont à 2 étages.

En plus du tiroir de régulation de puissance équipé sur chaque compresseur, l'ensemble des compresseurs constitue une régulation en cascade ( étagée ) de la puissance frigorifique totale pour chaque système ( de réfrigération ou congélation ) .

Exemple :

- Si la puissance frigorifique du système de réfrigération est de 100 % alors les 5 compresseurs travaillent à 100 % .
- Si elle est de 40 % , deux compresseurs suffisent à la maintenir , les 3 autres seront au repos , etc ...

##### a)- Système de réfrigération :

Chaque compresseur est équipé de :

- Séparateur d'huile
- Refroidisseur d'huile
- Pompe à l'huile
- Economiseur

Le principe de fonctionnement a déjà été étudié au chapitre précédent .

##### b)- Système de congélation :

Les compresseur du tunnel de congélation sont des compresseurs à vis à 2 étages . Chaque étage possède 2 rotors, pareil à un compresseur à vis à un étage .

Après la compression du gaz dans le premier étage, le gaz à la pression  $P_m$  passe par un orifice dans le 2<sup>ème</sup> étage . Le gaz est mélangé avec le gaz flash venant de l'économiseur, d'où diminution de la température avant l'entrée au 2<sup>ème</sup> étage .

Les rotors du deuxième étage sont disposés dans le même plan que ceux du premier étage .

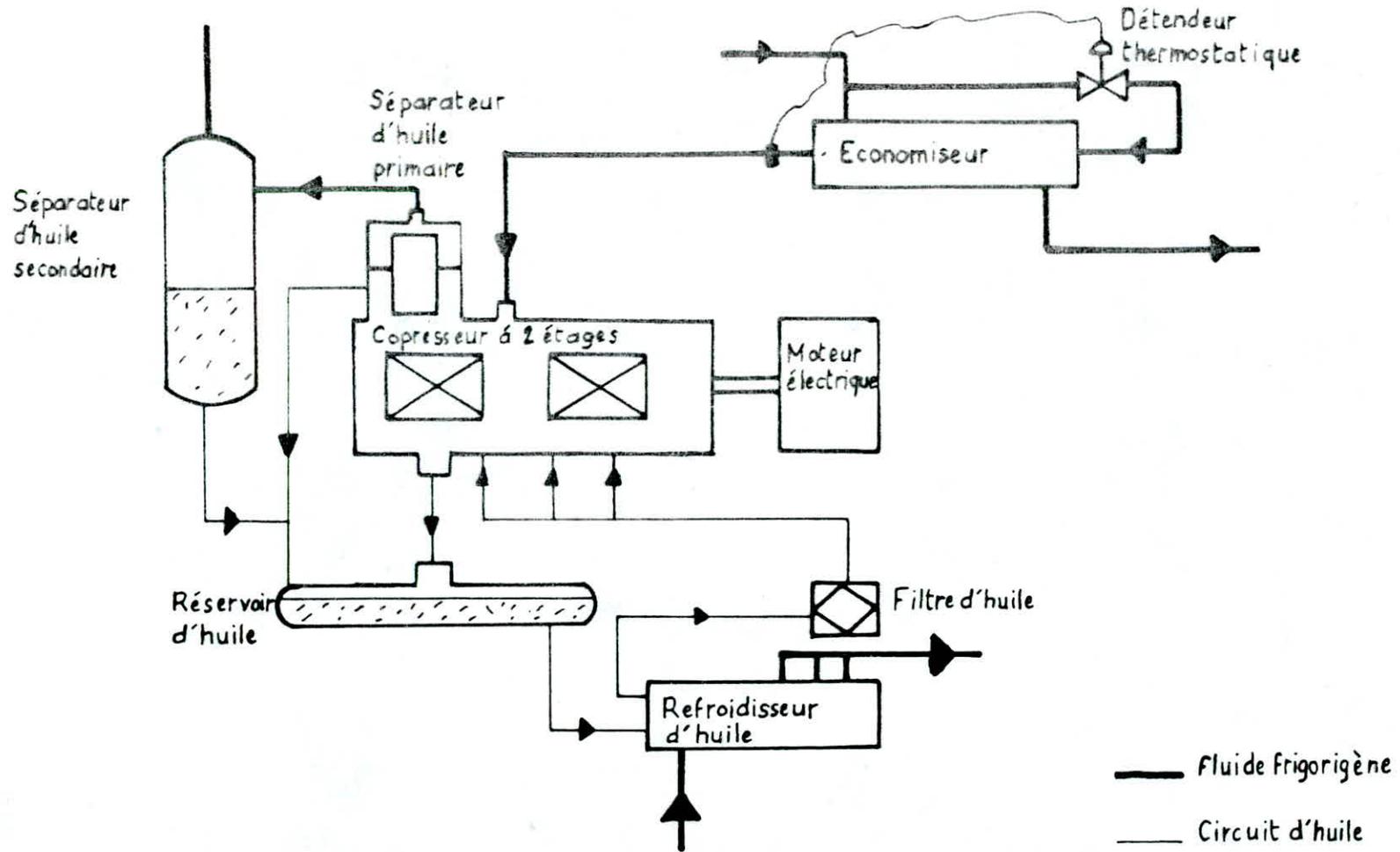


Fig.III.3.1.1.b - CIRCUIT D'HUILE DU COMPRESSEUR A DEUX ETAGES

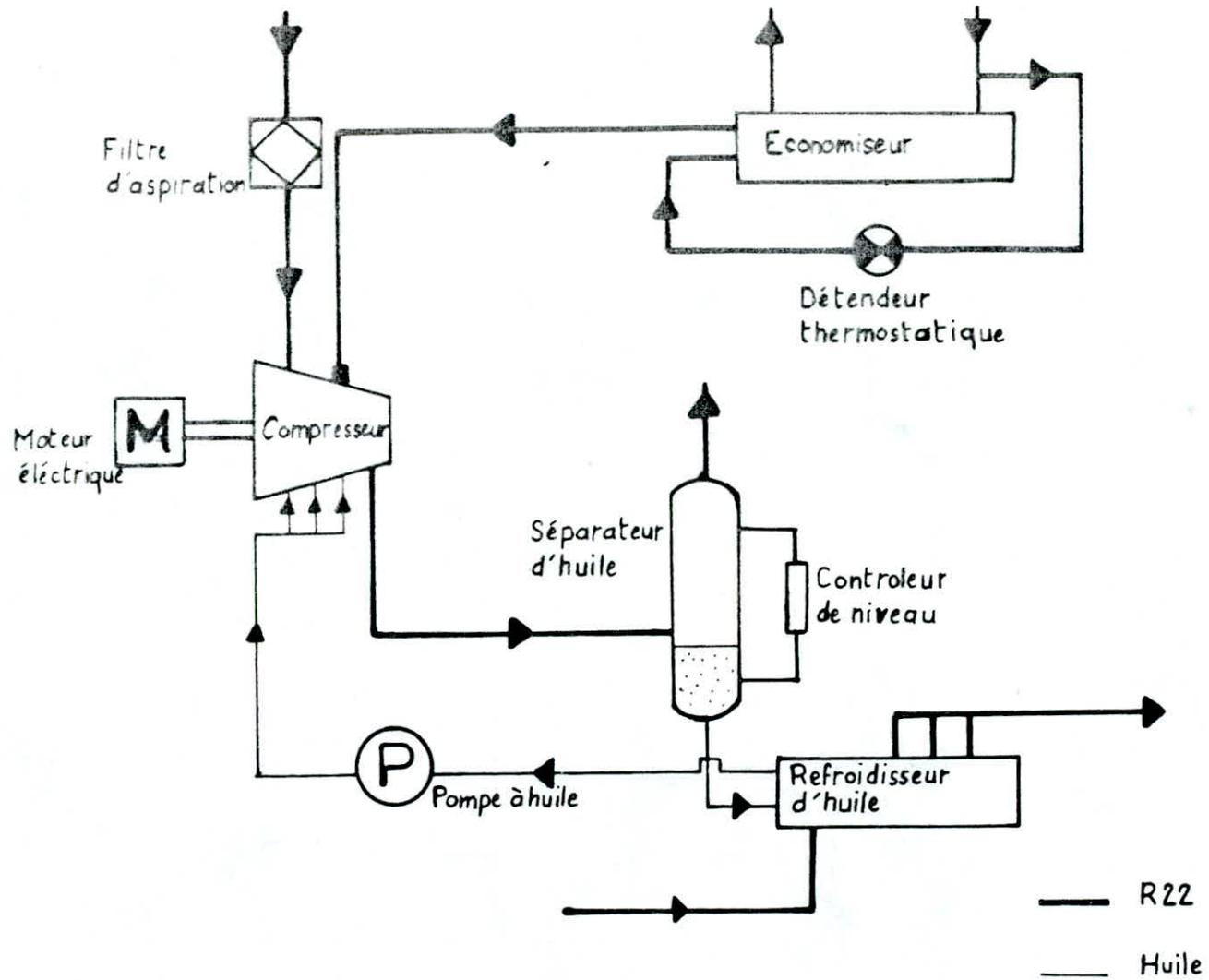


Fig. III.3.11a - CIRCUIT D'HUILE DU COMPRESSEUR A UN ETAGE

Entre le compresseur et le sol, il est intercalé un socle également réservoir à huile .

Toute l'huile séparée du gaz refoulé est collectée dans ce réservoir . Elle est refroidie dans un refroidisseur à huile et ensuite épurée par un filtre. Grâce à sa propre pression, elle est refoulée aux points à graisser où la pression BP règne.

Dans le compresseur à vis à deux étages, un séparateur d'huile (appelé "séparateur d'huile primaire ") est disposé en aval du deuxième étage dans le corps du compresseur avant l'orifice de refoulement .

Ainsi, toute trace d'huile résiduelle dans le gaz est éliminée, afin de permettre un bon fonctionnement des batteries de congélation et une grande puissance frigorifique et diminution du temps de marche des compresseurs.

C) Spécification des compresseurs " Tokai " :

1- Pour le système de réfrigération :

|                                  |             |              |
|----------------------------------|-------------|--------------|
| Marque . . . . .                 | KOBELCO.    |              |
| Type . . . . .                   | KS-16 LX-E  |              |
| Puissance du moteur(KW). . . . . | 250         |              |
| Vitesse (tr/mn). . . . .         | 4300        |              |
| Régime.. . . . .                 | -10°C/+50°C | -30°C/+50°C. |
| Puissance absorbée . . . . .     | 219         | 190          |
| sur l'arbre (KW)                 |             |              |
| Puissance frigorifique . . . . . | 394000      | 188000       |
| produite (fg/h)                  |             |              |
| Nombre . . . . .                 | 5           |              |

2- Pour le système de congélation :

|                                     |            |  |
|-------------------------------------|------------|--|
| Marque . . . . .                    | KOBELCO    |  |
| Type . . . . .                      | KS-12 TG-0 |  |
| Puissance du moteur ( KW ). . . . . | 75         |  |
| Vitesse (tr/mn ) . . . . .          | 2950       |  |

|  |             |
|--|-------------|
| Régime . . . . .                                 | -40°C/+50°C |
| Puissance absorbée . . . . .                     | 46          |
| sur l'arbre (KW)                                 |             |
| Puissance frigorifique produite (fg/h) . . . . . | 42000       |
| Nombre . . . . .                                 | 3           |

d)- Régulation des compresseurs :

De l'armoire électrique, on sélectionne la chambre à refroidir, la température désirée et le compresseur qu'on veut faire fonctionner. La mise en marche et l'arrêt de ce dernier se font directement à partir d'un séquenceur (ordinateur) placé dans la salle des machines .

III.3.1.2- Condenseurs :

Ce sont des condenseurs à refroidissement à air .  
Ils sont dimensionnés pour un écart de température de 7°C et une température de condensation maximale de +50°C .

Ils sont au nombre de 8, placés à l'extérieur de l'entrepôt :  
Six (6) pour le circuit de réfrigération  
Deux (2) pour le circuit de congélation

- Spécification des condenseurs " Tokai " :

1- Pour le circuit de réfrigération :

|   |                         |
|---|-------------------------|
| Marque . . . . .                                      | Nissin - Refrigerating. |
| Surface d'échange unitaire (m <sup>2</sup> ). . . . . | 5200                    |
| Chaleur maximale à évacuer (kcal/h) . . . . .         | 485380                  |

Ventilateurs :

Axial de 950 mm de diamètre

Débit d'air : q = 32000 m<sup>3</sup>/mn

Nombre : (6)

2- Pour le circuit de congélation :

|                  |                       |
|------------------|-----------------------|
| Marque . . . . . | Takagi- refrigerating |
|------------------|-----------------------|

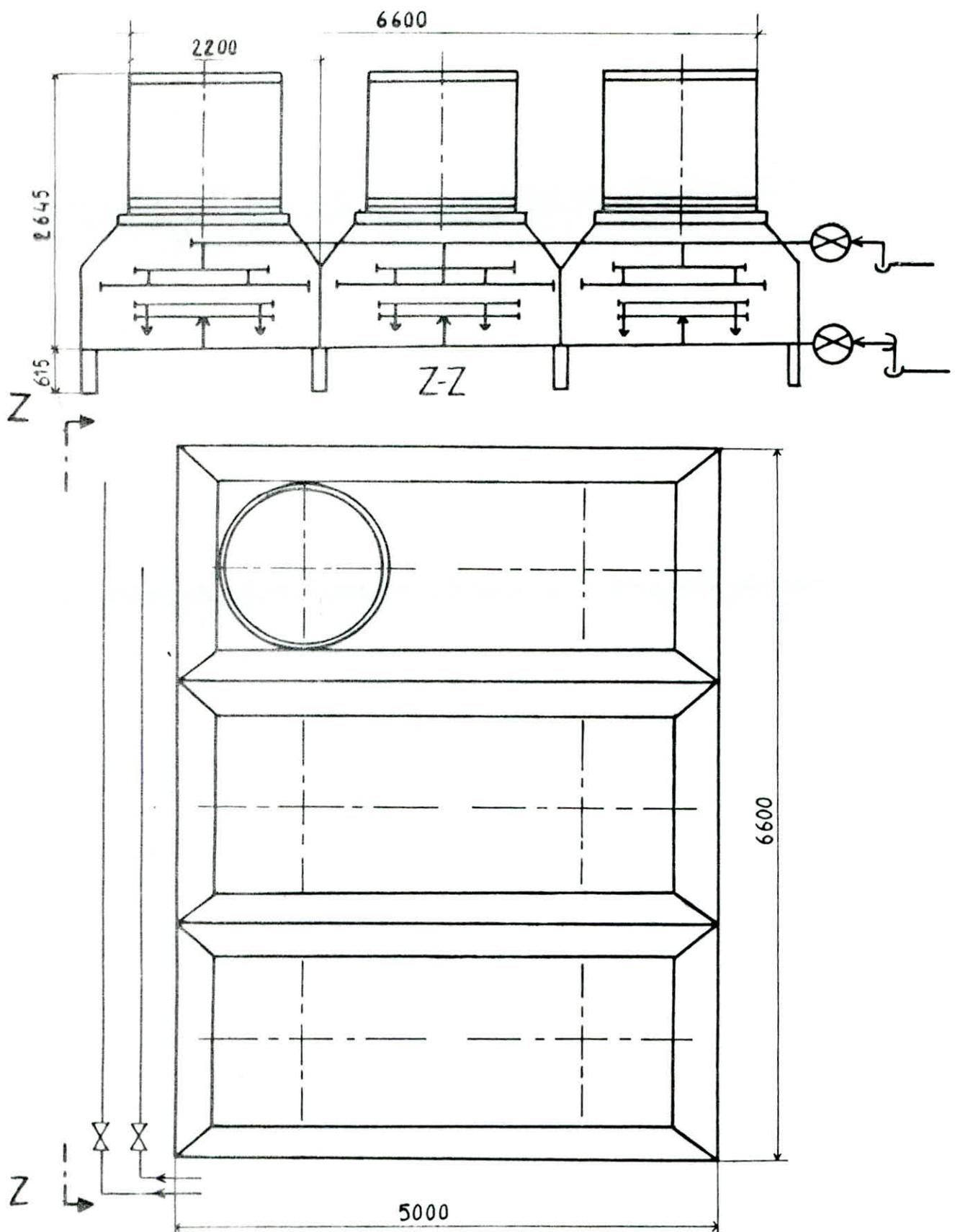


Fig.III.3.2.1 — Condenseurs ( TOKAI ) du circuit de réfrigération

Surface d'échange ( $m^2$ ) . . . . . 880  
Chaleur maximale à évacuer (kcal/h). . . . . 123200

Ventilateur :

Axial de 750 mm de diamètre .

Débit d'air :  $q = 2640 m^3/mn$

Nombre : 4

III.3.1.3- Réservoir haute pression :

C'est une bouteille servant de réserve pour le R22 condensé (voir chapitre II) . La masse de R22 utilisé dans le circuit de Tokai est de 12 tonnes .

- Spécification :

| Circuit       | Réfrigération | Congélation |
|---------------|---------------|-------------|
| Nombre        | 1             | 1           |
| Longueur (mm) | 4000          | 2600        |
| Diamètre (mm) | 1028          | 508         |

III.3.2 - Organes de distribution du froid :

III.3.2.1 - Organe de détente :

La détente du R22 liquide HP venant du réservoir s'effectue dans un détendeur thermostatique avant l'entrée des évaporateurs (voir §-II-4 pour le principe de fonctionnement).

III.3.2.2.- Accumulateurs :

Ce sont des réservoirs cylindriques placés verticalement au plafond de la salle des machines .

Ils ont pour rôle d'accumuler les vapeurs provenant des évaporateurs pour être réaspirées par les compresseurs .

- Ils sont au nombre de trois :
- 1- Pour le froid positif
  - 1- Pour le froid négatif
  - 1- Pour le tunnel de congélation

- Spécification des accumulateurs :

| Circuit       | -10°C | -30°C | -40°C |
|---------------|-------|-------|-------|
| Hauteur (mm)  | 750   | 650   | 550   |
| Diamètre (mm) | 660,4 | 508   | 485   |

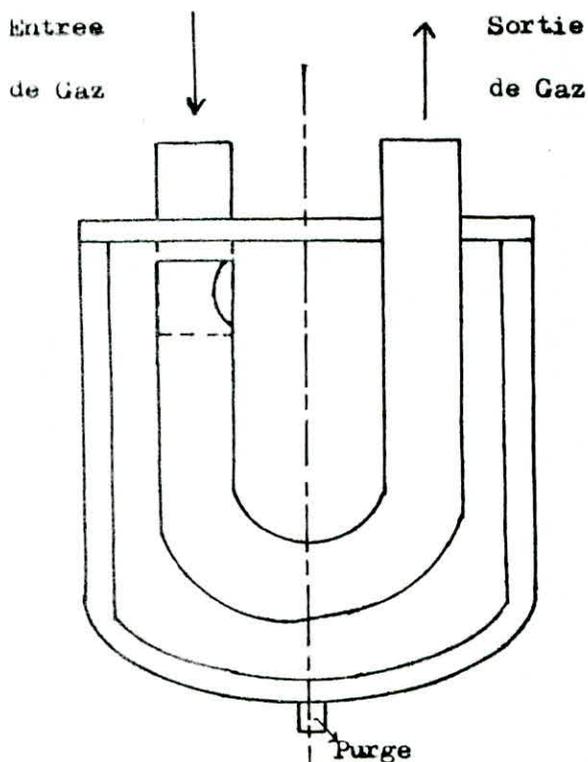


Fig:III.3.2.2- Accumulateur .

III.3.2.3- Evaporateurs :

Ce sont des évaporateurs à air à flux force avec des ventilateurs axiaux .

Ils sont dimensionnés suivant le bilan frigorifique des chambres .

Le dégivrage des évaporateurs se fait par gaz chaud .

- Spécification des évaporateurs :

1)- Pour les chambres de type A (deux chambres)

Surface d'échange .....538m<sup>2</sup>

Puissance unitaire .....67780 Kcal/h

Débit d'air .....q = 20400 m<sup>3</sup>/h

Nombre .....4

2)- Pour la chambre de prérefroidissement (type A)

Surface d'échange .....656 m<sup>2</sup>

Puissance unitaire ....129880 Kcal/h

Débit d'air : q = 20400 m<sup>3</sup>/h

Nombre ..... 2

3)- Pour les chambres de type B .

Surface d'échange .... 574 m<sup>2</sup>

Puissance unitaire ... 72320 Kcal/h

Débit d'air ..... q = 20400 m<sup>3</sup>/h

Nombre ..... 16

4)- Pour la chambre de type C :

Surface d'échange ..... 463 m<sup>2</sup>

Puissance unitaire ..... 58330 Kcal/h

Débit d'air ..... q = 19200 m<sup>3</sup>/h

Nombre ..... 2

5)- Pour le sas :

Type 1 :

Surface d'échange ..... 42 m<sup>2</sup>

Puissance unitaire ..... 8660 m<sup>3</sup>/h

Débit d'air ..... q = 36000 m<sup>3</sup>/h

Nombre ..... 4

Type 2 :

Surface d'échange .....120 m<sup>2</sup>

Puissance unitaire .....23040 Kcal/h

Débit d'air .....7200 m<sup>3</sup>/h

Nombre .....4

6)- Pour le tunnel de congélation :

surface d'échange .....680 m<sup>2</sup>

Puissance unitaire ..... 57120 Kcal/h

débit d'air .....q = 61200 m<sup>3</sup>/h

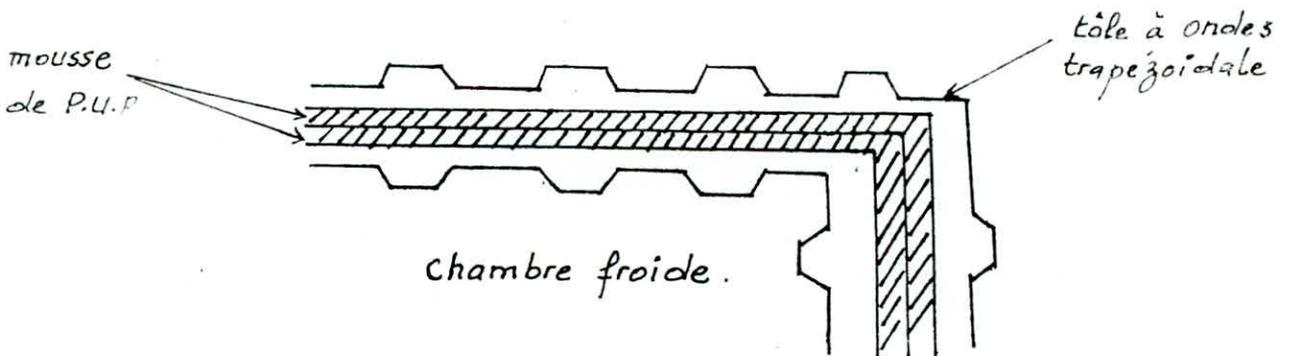
Nombre ..... 2

### III.3.2.4 - Chambres froides :

Les chambres froides sont construites à partir de panneaux isothermes à base de la mousse de polyuréthane entre deux tôles métalliques ondulées à ondes trapézoïdales .

On a prévu des clapets de décompression sur la base inférieure des murs .

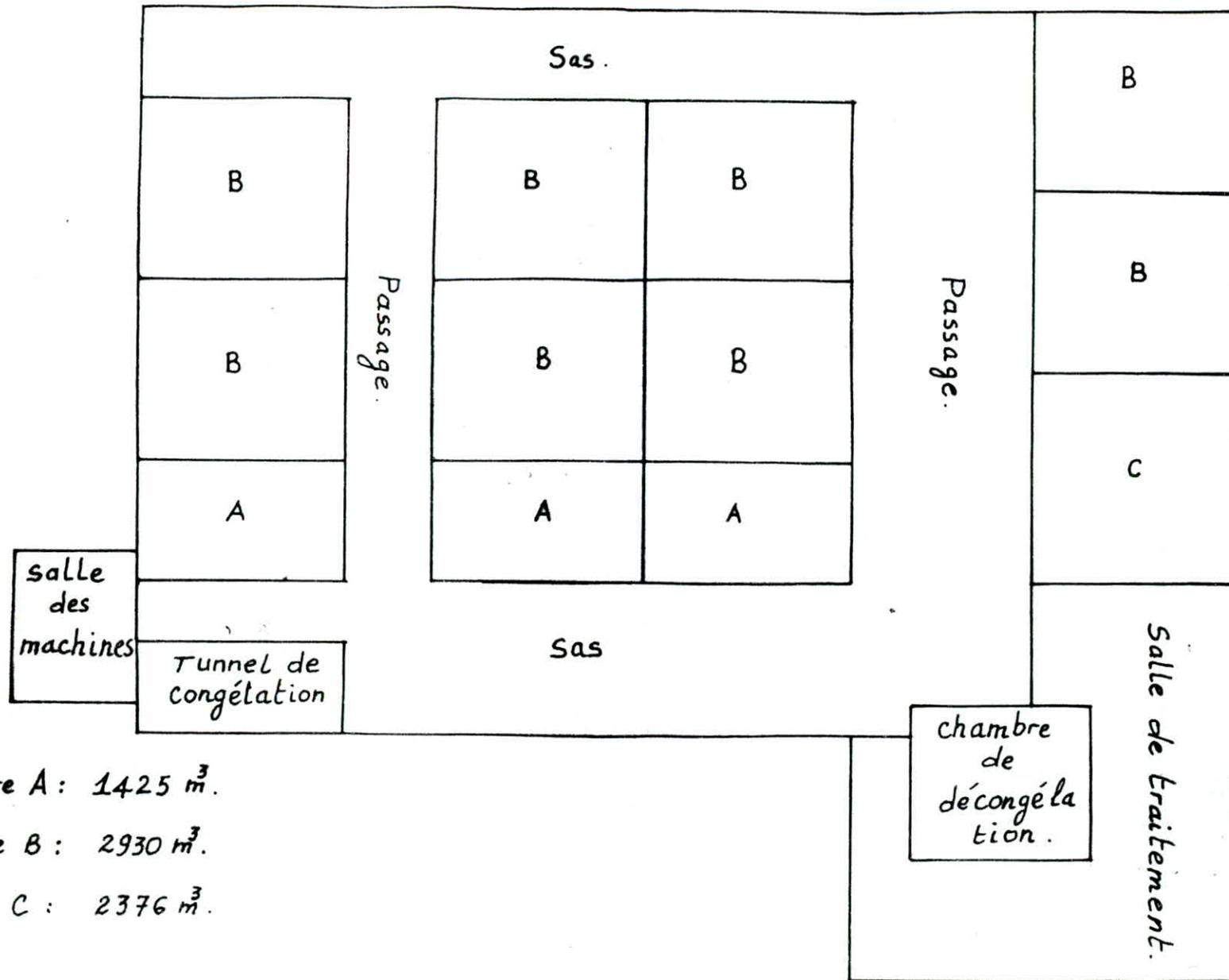
Les chambres froides sont du type polyvalent, elles peuvent fonctionner pour le froid positif comme pour le froid négatif. La température est sélectionnée à partir de l'armoire électrique située dans la salle des machines .



- Isolation du sol :

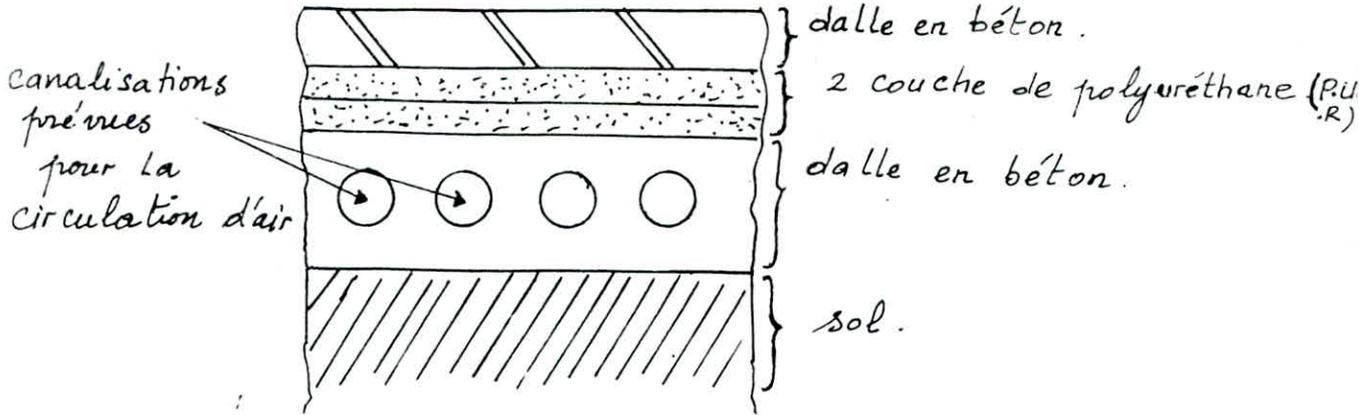
De l'air est injecté dans des canalisations , prévues dans le béton du plancher de l'entrepôt ; ainsi grâce à la convection forcée de l'air, on évite la gélation du sol des chambres froides.

Des ventilateurs disposés à l'extérieur de l'entrepôt assurent la circulation de l'air dans les tuyaux à cet effet.



- Chambre A :  $1425 \text{ m}^3$ .
- Chambre B :  $2930 \text{ m}^3$ .
- Chambre C :  $2376 \text{ m}^3$ .

Fig III.3.2.4 : Disposition des chambres dans l'entrepôt Tokaï

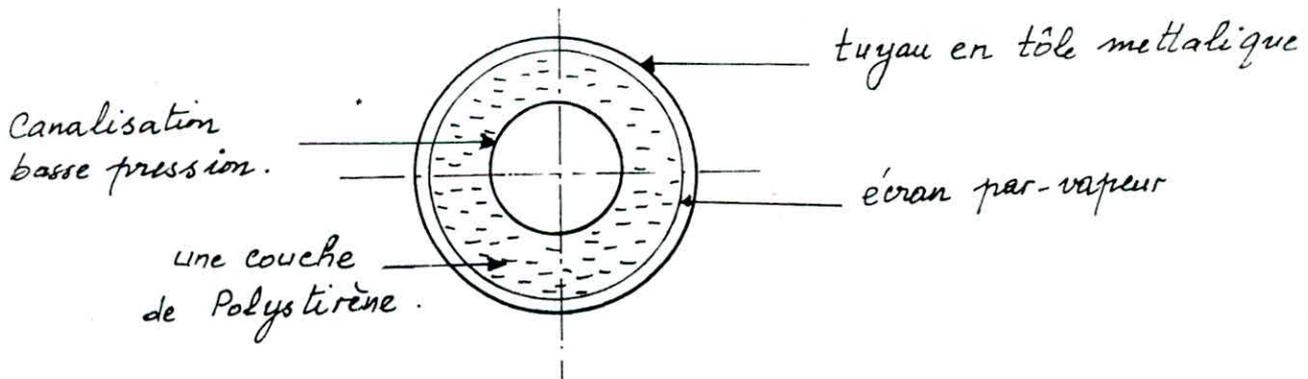


-Portes isolantes :

On utilise des portes coulissantes horizontalement.  
Pour l'isolation des portes, le même principe que "Alfa-Laval" est appliqué .

III.3.2.5 - Tuyauterie de l'installation :

Dans l'installation, la tuyauterie basse pression est protégée pour éviter les pertes thermiques.  
L'isolant utilisé à cet effet est le polystyrène, entouré d'un écran par-vapeur et une tôle métallique imperméable .



### III.4-Bilan frigorifique de l'installation " TOKAI " :

Le bilan frigorifique pour cette installation a été établi différemment .

Le constructeur a fait deux bilans :

- un bilan thermique pour une exploitation de toutes les chambres à 0°C .
- un bilan thermique pour l'exploitation de toutes les chambres à -20°C, sauf pour la chambre de prérefroidissement .

#### III.4.1- Bases de calcul :

##### 1)- Calcul des déperditions :

$$\text{A travers le plafond : } Q_p = K_p \cdot S_p \cdot \Delta T \quad (\text{kcal/h}) \quad (\text{III.1})$$

$$\text{A travers le sol : } Q_s = K_s \cdot S_s \cdot \Delta T \quad (\text{kcal/h}) \quad (\text{III.2})$$

$$\text{A travers les parois : } Q_m = K_m \cdot S_m \cdot \Delta T \quad (\text{kcal/h}) \quad (\text{III.3})$$

Le besoin frigorifique pour 24 heures est :

$$\Phi_1 = 24 \cdot (Q_p + Q_s + Q_m) \quad (\text{fg/24h}) \quad (\text{III.4})$$

##### 2)- Apport dû au renouvellement d'air :

$$Q_a = n \cdot V \cdot q_a \quad (\text{kcal/h})$$

avec : n : nombre de renouvellements par 24 heures .

V (m<sup>3</sup>) : volume de la chambre .

q<sub>a</sub> (kcal/m<sup>3</sup>) : chaleur apportée par 1 m<sup>3</sup> d'air renouvelé .

$$\text{d'ou : } \Phi_2 = 24 \cdot n \cdot V \cdot q_a \quad (\text{fg/24h}) \quad (\text{III.5}) \quad (4)$$

##### 3)- Apport dû aux machines :

$$\text{- ventilateurs : } Q_v = 860 \cdot P_v \cdot t \quad (\text{kcal/h}) \quad (\text{III.6})$$

$$\text{- éclairage : } Q_e = 860 \cdot P_e \cdot t \quad (\text{kcal/h}) \quad (\text{III.7})$$

$$\text{- chariots : } Q_c = 860 \cdot P_c \cdot t \quad (\text{kcal/h}) \quad (\text{III.8})$$

$$\text{- personnel : } Q_p = N \cdot P_p \cdot t \quad (\text{kcal/h}) \quad (\text{III.9})$$

avec :  $P_v$  (kW) : puissance des ventilateurs .  
 $P_e$  (kW) : puissance des lampes .  
 $P_c$  (kW) : puissance des chariots .  
 $P_p$  (kcal/h) : puissance calorifique apportée par une personne .  
 $t$  (h) : temps de marche par 24 h .

$$\text{d'où : } \Phi_3 = 24 \cdot (Q_v + Q_e + Q_c + Q_p) \quad (\text{fg}/24\text{h}) \quad (\text{III.10})$$

4)- Apport de chaleur dû à la marchandise :

- chaleur dû à la réfrigération :

$$Q_r = \dot{m} \cdot C_p \cdot (T_i - T_c) \quad (\text{kcal}/\text{h}) \quad (\text{III.11}) \quad (4)$$

avec :  $\dot{m}$  (kg/h) : débit journalier de marchandise rentrant dans une chambre .

$T_i$  (°C) : température d'entrée de la marchandise .

$T_c$  (°C) : température de la chambre .

- chaleur dû à la respiration du produit introduit :

$$Q_i = m \cdot L_i \quad (\text{kcal}/\text{h}) \quad (\text{III.12}) \quad (4)$$

avec :  $m$  (kg) : masse de marchandise introduite .

$L_i$  (kcal/kg) : chaleur de respiration du produit .

- chaleur dû à la respiration du produit déjà stocké :

$$Q_s = m_s \cdot L_s \quad (\text{kcal}/\text{h}) \quad (\text{III.13}) \quad (4)$$

avec :  $m_s$  (kg) : masse de la marchandise se trouvant déjà dans la chambre .

$L_s$  (kcal/kg) : chaleur de respiration de cette marchandise .

$$\text{d'où : } \Phi_4 = 24 \cdot (Q_r + Q_i + Q_s) \quad (\text{fg}/\text{h}) \quad (\text{III.14})$$

Le besoin frigorifique de la chambre pour une marche de 18 h par 24h

est alors :

$$\Phi_c = \frac{\Phi_1 + \Phi_2 + \Phi_3 + \Phi_4}{18} \quad (\text{fg}/\text{h}) \quad (\text{III.15})$$

III 4.2- Bilan pour toutes les chambres à 0°C :

a)- Chambres de type A : (nombre = 2)

Longueur :  $L = 22$  m ;

Largeur :  $l = 9$  m ;

Hauteur :  $H = 7,2$  m ;

Température ambiante à l'extérieur :  $T_a = 45^\circ\text{C}$  ;

Température d'entrée de la marchandise :  $T_i$  .

1)- Déperditions :

A travers le sol :  $Q_s = 0,14.198.25 = 693$  (kcal/h) .

A travers le plafond :  $Q_p = 0,12.198.55 = 1307$  (kcal/h) .

A travers la paroi 1 :  $Q_{m1} = 0,12.(22.7,2).7 = 133$  (kcal/h) .

paroi 2 :  $Q_{m2} = 0,12.(9.7,2).7 = 54$  (kcal/h) .

paroi 3 :  $Q_{m3} = 0,12.(22.7,2).0 = 0$  .

paroi 4 :  $Q_{m4} = 0,12.(9.7,2).0 = 0$  .

d'où :  $Q_m = 187$  kcal/h .

et  $\Phi_1 = 52488$  fg/24h .

2)- Renouvellement d'air :

$Q_a = 0,04.1425,6.3 = 171$  kcal/h .

$\Phi_2 = 4104$  fg/24h .

3)- Apport dû aux machines :

- Ventilateurs :  $Q_v = 860.4,4.\frac{18}{24} = 2838$  kcal/h .

- Eclairage :  $Q_e = 860.0,8.\frac{3}{24} = 86$  kcal/h .

- Chariots :  $Q_c = 860.3,7.\frac{3}{24} = 398$  kcal/h .

- Personnel :  $Q_p = 4.300.\frac{3}{24} = 150$  kcal/h .

d'où ;  $\Phi_3 = 24.(2838.+ 86 + 398 + 150) = 83328$  fg/24h .

4)- Apport dû à la marchandise :

avec  $T_i = 10^\circ\text{C}$  et  $C_p = 0,8$  kcal/h. $^\circ\text{C}$

On a à entreposer  $m = 120000$  kg de marchandise pendant 18 heures, donc :

$$\dot{m} = \frac{120000}{18} = 6667 \text{ kg/h.}$$

d'où :  $Q_r = 6667 \cdot 0,8 \cdot (10 - 0) = 53336 \text{ kcal/h.}$

$$Q_i = 120000 \cdot 0,015 = 1800 \text{ kcal/h.}$$

$$Q_g = 230000 \cdot 0,01 = 2300 \text{ kcal/h.}$$

et  $\Phi_4 = 24 \cdot (53336 + 1800 + 2300) = 1378464 \text{ fg/24h.}$

D'où le besoin frigorifique de la chambre de type A :

$$\Phi_c = \frac{\sum \Phi_i}{18} = 66576 \text{ fg/h.}$$

et  $\Phi_{\text{tot}} = 2 \cdot 66576 = 133152 \text{ fg/h.}$

b)- Chambre de préréfroidissement (type A) :

1)- Déperditions :

$$Q_g = 0,14 \cdot 198 \cdot 25 = 693 \text{ kcal/h.}$$

$$Q_p = 0,12 \cdot 198 \cdot 55 = 1307 \text{ kcal/h.}$$

paroi 1 :  $Q_{m1} = 0,16 \cdot (22,7,2) \cdot 0 = 0.$

paroi 2 :  $Q_{m2} = 0,12 \cdot (9,7,2) \cdot 7 = 54 \text{ kcal/h.}$

paroi 3 :  $Q_{m3} = 0,12 \cdot (22,7,2) \cdot 7,2 \cdot 7 = 60 \text{ kcal/h.}$

paroi 4 :  $Q_{m4} = 0,12 \cdot (9,7,2) \cdot 45 = 311 \text{ kcal/h.}$

d'où :  $I_1 = 58200 \text{ fg/24h.}$

2)- Renouvellement d'air :

$$Q_a = 0,04 \cdot 1425 \cdot 26,3 = 171 \text{ kcal/h.}$$

d'où :  $\Phi_2 = 4104 \text{ fg/24h.}$

3)- Apport dû aux machines :

- Ventilateurs :  $Q_v = 860 \cdot 6,6 \cdot \frac{18}{24} = 4257 \text{ kcal/h.}$

- Eclairage :  $Q_e = 860 \cdot 0,8 \cdot \frac{18}{24} = 86 \text{ kcal/h.}$

- Chariots :  $Q_c = 860.5,7 \cdot \frac{3}{24} = 398 \text{ kcal/h}$  .

- Personnel :  $Q_p = 4.300 \cdot \frac{3}{24} = 150 \text{ kcal/h}$  .

$$I_3 = 24 \cdot (4257 + 86 + 398 + 150) = 117384 \text{ fg/24h} .$$

4)- Apport dû à la marchandise :

avec  $T_i = 25^\circ\text{C}$  et  $C_p = 0,48 \text{ kcal/h} \cdot ^\circ\text{C}$  .

On a à entreposer  $m = 350000 \text{ kg}$  de marchandise pendant 18 heures .

donc :  $\dot{m} = \frac{350000}{18} = 19445 \text{ kg/h}$  .

d'où :  $Q_T = 19445 \cdot 0,48 \cdot (25 - 0) = 233340 \text{ kcal/h}$  .

$$Q_i = 350000 \cdot 0,10 = 8750 \text{ kcal/h}$$
 .

$$Q_s = 0$$
 .

et  $\Phi_4 = 24 \cdot (233340 + 8750 + 0) = 5810000 \text{ fg/24h}$  .

D'où le besoin frigorifique de la chambre de prérefroidissement :

$$\Phi_c = \frac{\sum \Phi_i}{18} = 254989 \text{ fg/h}$$
 .

c)- Chambre de type B : (nombre = 8)

Longueur :  $L = 22 \text{ m}$  ;

Largeur :  $l = 18,5 \text{ m}$  ;

Hauteur :  $H = 7,2 \text{ m}$  ;

Température ambiante à l'extérieur :  $T_a = 45^\circ\text{C}$  ;

Température d'entrée de la marchandise :  $T_i = 0^\circ\text{C}$  .

1)- Déperditions :

$$Q_s = 0,12 \cdot 407 \cdot 25 = 1425 \text{ kcal/h}$$
 .

$$Q_p = 0,12 \cdot 407 \cdot 55 = 2686 \text{ kcal/h}$$
 .

paroi 1 :  $Q_{m1} = 0,10 \cdot (22 \cdot 7,2) \cdot 45 = 713 \text{ kcal/h}$  .

paroi 2 :  $Q_{m2} = 0,10 \cdot (18,5 \cdot 7,2) \cdot 45 = 599 \text{ kcal/h}$  .

paroi 3 :  $Q_{m3} = 0,12 \cdot (22 \cdot 7,2) \cdot 0 = 0$  .

paroi 4 :  $Q_{m4} = 0,12 \cdot (18,5 \cdot 7,2) \cdot 7 = 112 \text{ kcal/h}$  .

D'où :  $\Phi_1 = 24 \cdot (1425 + 2686 + 713 + 599 + 112) = 132840 \text{ fg/24h}$  .

2)- Renouvellement d'air :

$$Q_a = 0,03 \cdot 2934,4 \cdot 3 = 264 \text{ kcal/h.}$$

$$\Phi_2 = 24 \cdot 264 = 6336 \text{ fg/h.}$$

3)- Apport dû aux machines :

- Ventilateurs :  $Q_v = 860 \cdot 8,8 \cdot \frac{18}{24} = 5676 \text{ kcal/h.}$

- Eclairage :  $Q_e = 860 \cdot 1,6 \cdot \frac{3}{24} = 398 \text{ kcal/h.}$

- Personnel :  $Q_p = 8 \cdot 300 \cdot \frac{3}{24} = 300 \text{ kcal/h.}$

D'où :  $I_3 = 24 \cdot (5676 + 172 + 398 + 300) = 157104 \text{ fg/24h.}$

4)- Apport dû à la marchandise :

avec  $T_i = 10^\circ\text{C}$  et  $C_p = 0,08 \text{ kcal/h.}^\circ\text{C.}$

On a à entreposer  $m = 256000 \text{ kg}$  de marchandise pendant 18 heures .

donc :  $\dot{m} = \frac{256000}{18} = 14223 \text{ kg/h.}$

d'où :  $Q_T = 14223 \cdot 0,8 \cdot (10 - 0) = 113784 \text{ kcal/h.}$

$$Q_i = 256000 \cdot 0,015 = 3840 \text{ kcal/h.}$$

$$Q_s = 476000 \cdot 0,010 = 4760 \text{ kcal/h.}$$

et  $\Phi_4 = 24 \cdot (113784 + 3840 + 4760) = 2937216 \text{ fg/24h.}$

D'où le besoin frigorifique pour la chambre de type B :

$$\Phi_c = \frac{\Sigma \Phi_i}{18} = 141711 \text{ fg/h.}$$

et  $\Phi_{\text{tot}} = 8 \cdot 141711 = 1133688 \text{ fg/h.}$

d)- Chambre de type C ; (nombre = 1)

Longueur :  $L = 22 \text{ m}$  ;

Largeur :  $l = 15 \text{ m}$  ;

Hauteur :  $H = 7,2 \text{ m}$  ;

Température ambiante à l'extérieur :  $T_a = 45^\circ\text{C}$  ;

Température d'entrée dans la chambre :  $T_i = 0^\circ\text{C}$  .

1)- Déperditions :

$$Q_s = 0,14 \cdot 330 \cdot 25 = 1115 \text{ kcal/h.}$$

$$Q_p = 0,12.330.55 = 2178 \text{ kcal/h.}$$

$$\text{paroi 1 : } Q_{m1} = 0,12.(22.7,2).30 = 570 \text{ kcal/h.}$$

$$\text{paroi 2 : } Q_{m2} = 0,10.(15.7,2).45 = 713 \text{ kcal/h.}$$

$$\text{paroi 3 : } Q_{m3} = 0,12.(22.7,2).0 = 0.$$

$$\text{paroi 4 : } Q_{m4} = 0,12.(15.7,2).7 = 91 \text{ kcal/h.}$$

$$\text{et } I_1 = 24.(4707) = 150624 \text{ fg/24h.}$$

2)- Renouvellement d'air :

$$Q_a = 0,04.2736.3 = 285 \text{ kcal/h.}$$

3)- Apport dû aux machines et au personnel :

$$\text{- Ventilateurs : } Q_v = 860.4,5. \frac{18}{24} = 2903 \text{ kcal/h.}$$

$$\text{- Eclairage : } Q_e = 860.1,2. \frac{18}{24} = 129 \text{ kcal/h.}$$

$$\text{- Chariots : } Q_c = 860.3,7. \frac{3}{24} = 398 \text{ kcal/h.}$$

$$\text{- Personnel : } Q_p = 6.300. \frac{3}{24} = 225 \text{ kcal/h.}$$

$$\Phi_3 = 24.(2903 + 129 + 398 + 225) = 2105280 \text{ fg/24h.}$$

4)- Apport dû à la marchandise :

avec  $T_i = 0^\circ\text{C}$  et  $C_p = 0,8 \text{ kcal/h.}^\circ\text{C}$

on a à entreposer  $m = 212000 \text{ kg}$  de marchandise pendant 18 heures .

$$\text{donc : } \dot{m} = \frac{212000}{18} = 11778 \text{ kg/h.}$$

$$\text{d'ou : } Q_r = 11778.0,8.(10 - 0) = 94224 \text{ kcal/h.}$$

$$Q_i = 212000.0,015 = 3180 \text{ kcal/h.}$$

$$Q_s = 382000.0,010 = 3820 \text{ kcal/h.}$$

$$\text{et } \Phi_4 = 24.(94224 + 3180 + 3820) = 2429376 \text{ fg/24h.}$$

D'où le besoin frigorifique de la chambre :

$$\Phi_c = \frac{\Sigma \Phi_i}{18} = 115086 \text{ fg/h}$$

III.4.3- Bilan de toutes les chambres à - 20°C :

De la même façon que le paragraphe précédent, on refait les calculs pour toutes les chambres à - 20°C (sauf la chambre de pré-refroidissement) et avec  $T_i = - 10^\circ\text{C}$ .

a)- Chambres de type A : (nombre = 2)

Bilan d'une chambre :  $\Phi_c = 37657 \text{ fg/h}$ .

Bilan total :  $\Phi_{\text{tot}} = 75314 \text{ fg/h}$ .

b)- Chambre de type B : (nombre = 8)

Bilan d'une chambre :  $\Phi_c = 78078 \text{ fg/h}$ .

Bilan total :  $\Phi_{\text{tot}} = 634624 \text{ fg/h}$ .

c)- Chambre de type C : (nombre = 1)

$\Phi_{\text{tot}} = \Phi_c = 62526 \text{ fg/h}$ ,

III.4.4- Bilan des autres locaux :

a)- Bilan du sas :

Température du sas :  $+ 7^\circ\text{C}$ .

Volume du sas :  $7764 \text{ m}^3$ .

Besoin frigorifique :  $\Phi_s = 122890 \text{ fg/h}$ .

b)- Bilan du tunnel de congélation :

Température du tunnel :  $- 35^\circ\text{C}$ .

Besoin frigorifique :  $\Phi_t = 102817 \text{ fg/h}$ .

III.4.5- Choix des compresseur :

1)- Compresseurs pour la réfrigération :

a)- Pour le froid positif (régime - 10° / + 50°C)

La capacité frigorifique du compresseur " KOBELCO-16LX-E " est :

$\Phi_{\text{omax}} = 394000 \text{ fg/h}$ .

D'où le nombre de compresseurs :

$$N = \frac{1759803}{394000} = 4,46$$

Cinq (5) compresseurs sont donc nécessaires pour la réfrigération à 0°C.

b)- Pour le froid négatif (régime -30/ +50°C) :

La capacité du compresseur " KOBELCO-16LX-E " est :

$$\Phi_{\text{omax}} = 188000 \text{ fg/h} .$$

D'où le nombre de compresseurs :

$$N = \frac{762464}{188000} = 4,05$$

Cinq (5) compresseurs sont aussi nécessaires pour la réfrigération à -30°C .

On a un surdimensionnement de 11 % pour le froid positif et de 19 % pour le froid négatif .

### 2)- Compresseurs pour le tunnel de congélation :

Le besoin du tunnel est :  $\Phi_t = 102817 \text{ fg/h}$  , et avec un facteur de sécurité de 10 % :  $I_t = 112829 \text{ fg/h}$  .

La puissance frigorifique du compresseur étant :  $\Phi_o = 42000 \text{ fg/h}$  , on a :

$$N = \frac{112829}{42000} = 2,69$$

Trois (3) compresseurs sont donc nécessaires pour le tunnel .

La puissance frigorifique total devient alors :  $\Phi_{\text{omax}} = 126000 \text{ fg/h}$  .

Le surdimensionnement est de : 10,4 % .

### III.4.6- Choix des Condenseurs :

La chaleur à évacuer par les condenseurs est donnée par :

$$Q_k = \Phi_o + 860.P \quad (\text{kcal/h}) .$$

#### 1)- Condenseurs pour la réfrigération :

$$\Phi_{\text{omax}} = 394000.5 = 197000 \text{ fg/h} .$$

$$P_{\text{max}} = 219.5 = 1095 \text{ kW} .$$

D'où la chaleur maximale à évacuer :

$$Q_k \text{ max} = 2911700 \text{ kcal/h} .$$

Ce qui conduit au choix de 6 condenseurs à air de puissance unitaire :

$$P_u = 485380 \text{ kcal/h} .$$

La chaleur maximale qu'ils peuvent évacuer est alors :

$$Q = 2912280 \text{ kcal/h} .$$

2)- Condenseurs pour la congélation :

$$\Phi_0 = 42000.3 = 126000 \text{ fg/h.}$$

$$P = 46.3 = 138 \text{ kW .}$$

d'où la chaleur à évacuer :

$$Q_k = 244680 \text{ kcal/h .}$$

Ce qui conduit au choix de 2 condenseurs de puissance unitaire :

$$P_u = 123200 \text{ kcal/h .}$$

La chaleur maximale qu'ils peuvent évacuer est :

$$Q_{k \text{ max}} = 246400 \text{ kcal/h .}$$

III.4.7- Choix des évaporateurs :

Le choix des évaporateurs est fait à partir des bilans frigorifiques .

| Type de chambre          | Besoin frigorifique (fg/h) | Puissance (fg/h) |
|--------------------------|----------------------------|------------------|
| A                        | 66576                      | 67780            |
| A<br>(prérefroidi.)      | 254987                     | 259760           |
| B                        | 141711                     | 144640           |
| C                        | 115086                     | 116660           |
| sas                      | 122890                     | 124400           |
| tunnel<br>de congélation | 112829                     | 114240           |

Les évaporateurs sont légèrement surdimensionnés, mais ils sont de volume plus important que ceux de l'installation ALFA-LAVAL .

CHAPITRE IV :

ETUDE COMPARATIVE

Dans ce dernier chapitre , on essayera de faire le point sur l'objectif qu'on s'est fixé au début de cette étude, et qui est la comparaison entre les installations frigorifiques de "Tokai " et de "Alfa-Laval".

L'étude comparative portera sur deux points jugés essentiels à l'appréciation du procédé adopté pour chaque installation, qui sont :

#### IV.1-COMPARAISON TECHNOLOGIQUE :

L'étude des deux installations nous permet de comparer les principaux organes des deux procédés respectifs. Dans ce but, nous avons récapitulé les comparaisons portées sur les avantages et les inconvénients des deux technologies, ainsi que nos propres observations, et ce dans les tableaux ci-après.

COMPARAISON TECHNOLOGIQUE

| Alfa-Laval  | Tokai   | Observation   |
|---|---|---|
| <p>3 compresseurs à vis:<br/>2 pour la réfrigération,<br/>1 pour la congélation</p> | <p>8 compresseurs à vis:<br/>5 pour la réfrigération,<br/>3 pour la congélation</p> | <ul style="list-style-type: none"><li>- L'identité des compresseurs favorise l'uniformisation de la pièce de rechange.</li><li>- Le secours pour Alfa-Laval est pris en charge par le compresseur <math>-40^{\circ}\text{C}</math> (du tunnel de congélation), pour les circuits <math>-7^{\circ}\text{C}</math> et <math>-27^{\circ}\text{C}</math>; de même que le compresseur <math>-27^{\circ}\text{C}</math> peut secourir le <math>-7^{\circ}\text{C}</math>.</li><li>- Pour Tokai, le circuit de congélation est indépendant de celui de réfrigération. Il ne peut y avoir de secours par les compresseurs de congélation, pour ceux de réfrigération. Mais vu le nombre important des compresseurs envisagés pour le circuit, le secours d'un ou de deux compresseurs est pris en charge par les autres compresseurs du même circuit.</li></ul> |
| <p>Réservoir HP (10 tonnes de R22).</p>   | <p>2 réservoirs HP (12 tonnes de R22).</p>  | <ul style="list-style-type: none"><li>- Les réservoirs HP sont utilisés pour le stockage du R22, le refroidissement d'huile et l'alimentation des évaporateurs.</li><li>- Pour Alfa-Laval, les vapeurs non-condensées présentes dans le réservoir, sont utilisées pour le chauffage du sol des chambres froides.</li></ul>  |

COMPARAISON TECHNOLOGIQUE (suite)

| Alfa-Laval  | Tokai  | Observations  |
|---|--|---|
| 9 condenseurs à air communs à toute l'installation. | 6 condenseurs à air pour le circuit de réfrigération, et 2 pour le circuit de congélation. | Les condenseurs à air de Tokai sont de dimensions beaucoup plus importantes que celles d'Alfa-Laval, donc ont des surfaces d'échange plus grandes. Ceci est dû aux méthodes distinctes de calcul des bilans frigorifiques, exagérées par Tokai.   |
| Séparateurs de liquide.                             | Accumulateurs  | <ul style="list-style-type: none"><li>- Dans Alfa-Laval: Une bouteille intermédiaire pour éviter les coups de liquide au compresseur et alimenter les évaporateurs par des pompes.</li><li>- Dans Tokai: Les accumulateurs sont seulement utilisés pour éviter les coups de liquide aux compresseurs.</li></ul> |
| Isolation des chambres.                             | Isolation des chambres.  | Les deux procédés utilisent la même technique d'isolation, qui consiste en des panneaux isothermes de polyuréthane injecté.   |
| Chauffage du sol.                                   | chauffage du sol.  | <ul style="list-style-type: none"><li>- Alfa-Laval utilise le système d'eau glycolé qui nécessite une maintenance et des pièces de rechange.</li><li>- Pour Tokai, elle est assurée par circulation d'air à travers des canalisations placées sous le plancher.</li></ul>                                       |

COMPARAISON TECHNOLOGIQUE(suite).

| Alfa-Laval                               | Tokaï          | Observations  |
|--|----------------|---|
| Alimentation des évaporateurs par pompe. | détente sèche. | <ul style="list-style-type: none"><li>- L'utilisation des pompes réalise une bonne alimentation des évaporateurs en liquide frigorigène sans présence de vapeurs. Ce qui explique le choix des évaporateurs noyés pour Alfa-Laval dont les dimensions sont petites.</li><li>- Dans l'installation Tokaï, le R22 provenant du réservoir HP subit une détente juste avant l'entrée des évaporateurs via un détendeur thermostatique. L'évaporation du fluide s'effectue en grande partie dans l'évaporateur: Ce qui implique de plus grandes surfaces d'échange.</li><li>- Pour une même surface d'échange, la puissance frigorifique est plus élevée pour une alimentation avec le procédé Alfa-Laval.</li></ul> |
| Régulation                               | Régulation     | <ul style="list-style-type: none"><li>- La régulation du procédé Alfa-Laval est assuréé par un système électronique STAELECTRONIC 300, dont l'accès lors des maintenances est assez aisé.</li><li>- Par contre la régulation assistée par ordinateur du procédé Tokaï ne permet pas la maintenance. Il faut donc remplacer tout le séquenceur en cas de panne.</li></ul>  |

IV.2-COMPARAISON TECHNIQUE :

L'étude technique des deux installations peut se résumer dans les tableaux ci-après :

a)- Comparaison des dimensionnements :

| Installation | chambres à 0°C |                            | chambre à -20°C |                            | tunnel de congélation |                            |
|--------------|----------------|----------------------------|-----------------|----------------------------|-----------------------|----------------------------|
|              | Besoins (fg/h) | Puissance installée (fg/h) | Besoins (fg/h)  | Puissance installée (fg/h) | Besoins (fg/h)        | Puissance installée (fg/h) |
| Tokaï        | 1759803        | 1970000                    | 762464          | 940000                     | 122890                | 126000                     |
| Alfa-Laval   | 597497,5       | 622000                     | 271871,2        | 378000                     | 120000                | 139000                     |

Observation : On remarque que les besoins frigorifiques de l'installation "Tokaï" sont beaucoup plus élevés que ceux de "Alfa-Laval", ceci est dû aux méthodes de calculs des bilans frigorifiques adaptées par chaque constructeur. Pour le procédé Tokaï, ils se sont mis dans le cas le plus défavorable d'ambiance extérieure et d'exploitation de toutes les chambres à -20°C puis à 0°C (le coefficient de foisonnement n'étant pas pris en compte), ainsi qu'une puissance installée majorée. Ce qui entraîne un coup d'investissement beaucoup plus élevé.

NB : Cette mesure de surdimensionnement et de multiplication d'équipements est probablement due (sur le plan technologique) à l'efficacité des compresseurs en particulier (fiabilité, durée de vie, etc); ceux-ci nécessitant une révision toutes les 12000 heures.

Par contre, les compresseurs SPAL installés par Alfa-Laval ne sont révisés qu'à partir de 30000 heures .

b)- Evaluation du produit entreposé en consommation énergétique :

Lors de nos visites aux unités de l'ENAFROID, nous avons pu consulter les fiches des activités techniques de ses entrepôts.

Vu l'indisponibilité des chiffres, nous avons eu l'accès aux quantités des produits entreposés pour les mois de Janvier et Février uniquement, de même que les consommations énergétiques pour ces deux mois.

Nous avons choisi l'entrepôt de Skikda pour représenter le procédé Tokaï, et l'entrepôt de Mostaganem pour celui d'Alfa-Laval.

D'après les documents cités ci-dessus, nous avons évalué à combien revenait l'entreposage d'une unité de masse de produit rapportée à tonne en consommation énergétique. Notre étude est récapitulée dans le tableau ci-dessous.

| Entrepôts                           | Janvier           |                            | Février           |                            |
|-------------------------------------|-------------------|----------------------------|-------------------|----------------------------|
|                                     | Tokaï<br>(Skikda) | Alfa-Laval<br>(Mostaganem) | Tokaï<br>(Skikda) | Alfa-Laval<br>(Mostaganem) |
| Consommation unitaire<br>(kw/tonne) | 43,43             | 46,85                      | 33,59             | 102,19                     |

D'après ce tableau, on constate en moyenne que le procédé Tokaï est plus rentable. Nous émettons néanmoins certaines réserves, car la comparaison devrait porter sur une plus longue durée d'une part, et les deux entrepôts peuvent ne pas fonctionner dans des conditions identiques d'autre part.

c)- Consommation du fluide frigorigène par les deux procédés :

Les fiches des activités techniques nous ont permis de dresser le tableau ci-après .

Bilan de consommation du fluide frigorigène pour l'année 1990 :

| Entrepôts                          | Tokaï<br>(Skikda) | Alfa-Laval<br>(Mostaganem) |
|------------------------------------|-------------------|----------------------------|
| Capacité installée<br>(kg)         | 12000             | 10000                      |
| Consommation<br>(kg)               | 57                | 3364                       |
| Rapport de consommation (%)        | 0,5               | 33,6                       |
| Rapport de consommation acceptable |                   | 3 %                        |

La consommation du R22 exceptionnelle pour l'entrepôt de Mostaganem (Alfa-Laval) est due à :

- Un défaut survenu sur un évaporateur (percage dû au givre).
- Des fuites lors de la maintenance nécessitant une recharge du R22.

Ceci laisse supposer un mauvais choix du matériel avec défaut d'origine, et un montage pas soigné des raccords de l'installation (étanchéité).

d)- Comparaison en maintenance :

Tout équipement industriel nécessite une maintenance régulière tant qu'il est en fonctionnement. Selon la conception, une installation frigorifique peut différer d'une autre par la fréquence de révision de ses équipements, et la fréquence des interventions de maintenance, où l'utilisation de pièces de rechange est obligatoire.

En consultant les fiches des activités techniques de l'ENAFROID, on a décidé d'élaborer une comparaison sur le nombre d'interventions de maintenance survenant dans les entrepôts de Skikda et de

Mostaganem , et ceci si il y a lieu d'un besoin de pièces de rechange.

Le tableau ci-dessous en est récapitulatif pour certains organes estimés essentiels pour la marche de l'installation.

| Entrepôts                  | Nombre d'interventions durant l'année 1990 |             |              |
|----------------------------|--|-------------|--------------|
|                            | Compresseurs                               | Condenseurs | Evaporateurs |
| Tokaï<br>(Skikda)          | 22   | 0           | 0            |
| Alfa-Laval<br>(Mostaganem) | 7  | 5           | 7            |

Observation : Le procédé Tokaï utilise un type de compresseurs qui nécessite des révisions fréquentes, donc plus de pièces de rechange.

Mais pour les condenseurs et les évaporateurs le problème n'est pas fatal; probablement dû au surdimensionnement de ces équipements.

CONCLUSION GENERALE

Les deux procédés se valent sur le plan technologique malgré les différences sur certaines méthodes .

En maintenance, on a constaté que le système de l'installation ALFA-LAVAL est plus fiable, mais nécessite une meilleure formation des techniciens et une sensibilisation du personnel afin de réduire son coût d'exploitation et permettre ainsi un meilleur rendement .

En comparant la puissance nécessaire par unité de masse rapportée à la tonne de produit à conserver, le procédé utilisé par l'installation TOKAI est plus avantageux .

Il y a donc lieu de redimensionner les équipements de l'installation TOKAI et prévoir un réaménagement de celle-ci de manière compétitive avec le système de l'installation ALFA-LAVAL .

## B I B L I O G R A P H I E

- (1) : ENAFROID -  
" Cahier des charges de l'installation ALFA-LAVAL ". (1982) .
- (2) : ENAFROID -  
" Documentation Technique de l'installation ALFA-LAVAL ". (1982) .
- (3) : ENAFROID -  
" Cahier des charges de l'installation TOKAI ". (1982) .
- (4) : ENAFROID -  
" Documentation Technique de l'installation TOKAI ". (1982) .
- (5) : Jean CONAN -  
" Theorie des machines frigorifiques ".  
article B550, Techniques de l'Ingénieur, (1976) .  
" Technologie des machines frigorifiques".  
article F552, Techniques de l'Ingénieur, (1978) .
- (6) : Jean-Jacques VEYSSIE -  
" Le Froid " .  
article B2350, Techniques de l'Ingénieur, (1986) .
- (7) : P.J. RAPIN -  
" Installations Frigorifiques ".  
tome 1 et tome 2, (1971) .
- (8) : R.J. DOSSAT -  
" Principles of Refrigeration " . (1981) .

