

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
BIBLIOTHEQUE — المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

DEPARTEMENT de Génie Mécanique

PROJET DE FIN D'ETUDES

SUJET

SYSTEME DE REGULATION
D'UN COMBINÉ
REFRIGERATEUR-CONGELATEUR

Proposé par :

Etudié par :

Dirigé par :

M. ZERGUERRAS AHMED

COULIBALY Siraba

ZERGUERRAS Ahmed

PROMOTION : JUIN 1987

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

وزارة التعليم و البحث العلمي
Ministère de l'Enseignement et de la Recherche Scientifique

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT de Génie Mécanique

PROJET DE FIN D'ETUDES

SUJET

SYSTEME DE REGULATION
D'UN COMBINÉ
REFRIGERATEUR-CONGELATEUR

Proposé par :

Etudié par :

Dirigé par :

N. ZERGUERRAS AHMED

COULIBALY Siraba

ZERGUERRAS Ahmed

PROMOTION : JUIN 1987

MINISTÈRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPÉRIEUR

ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DÉPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات

دائرة الهندسة الميكانيكية

Promoteur : Mr. ZERGUERRAS A.

الموجه: أ. زرقراس

Elève-Ingénieur : COULIBALY Siraba

الطالب المهندس: كوليبالي س.

الموضوع: جهاز التحكم لمنظومة التبريد والتجميد

الملخص:

تتضمن هذه الدراسة تحليلا ديناميكيا حراريا ووصف أهم العناصر المكونة لجهاز التبريد، وطريقة الضبط لحلقة مجمع تبريد و تجميد عادي وآخر مجهز بمحجز ذي ثلاثة مسالك تسمح بالحصول على درجة صحيحة للحرارة مع قدرة متزايدة للتجميد.

Sujet : "Système de regulation d'un combiné réfrigérateur-congérateur"

Concerne

l'analyse thermodynamique, une description des principaux appareils d'une installation frigorifique, le mode de regulation du circuit d'un combiné réfrigérateur-congérateur classique ainsi que celui avec une vanne à trois voies plus performant permettant d'obtenir une température correcte et un pouvoir accru de la congélation.

Subject : "Compound refrigerator-freezer regulation system"

Concern thermodynamic analysis, a description of refrigerating plant principals components ; the regulation mode of classical compound refrigerator-freezer circuit as well as another with a three ways valve more improved able to obtain correct temperature and engreased capacity of deep freeze.

JE DEDIE CE TRAVAIL

II -) MA FEMME

II -) TOUTE MA FAMILLE

II -) UX AMIS

REMERCIEMENTS

Mes remerciements sincère

A Mr ZRGUERRAS pour son aide et sa collaboration

A Mr WERNER pour son aide

A mon Ami ATIF Abdelmadjid pour son concours

A tous les enseignants du Genie Mecanique

A mes medecins.

PLAN D.ETUDE

INTRODUCTION	1
CHAPITRE I THEORIE DES INSTALLATION FRIGORIFIQUE	
1.1. Etude thermodynamique	2
1.1.1. Généralités	2
1.1.2. Principe et application	3
1.1.2.1. Principe	3
1.1.2.2. Application	3
1.1.3. Cycle de base	4
1.1.3.1. Cycle de carnot	4
1.1.3.2. Cycle réel	5
1.1.4. Diagramme enthalpique	7
1.2. Machine à compression simple	8
1.2.1. Bilan énergétique d'un cycle frigorifique	8
1.2.2. Coefficient de performance	11
1.2.3. Les régimes de marche (humide, sec)	11
1.2.4. Surchauffe et sous refroidissement	13
1.3. Machines a compression étagée	16
1.3.1. Généralités	16
1.3.2. Cycle à injection partielle	16
1.3.3. Cycle à injection totale	21
1.3.4. Machine à un compresseur deux évaporateurs	24
1.3.5. Machine avec vanne à trois voies	25
1.3.6. Bilan comparatif par calcul	26
1.3.7. Comparaison des différents cycles.	39

CHAPITRE II. LES ELEMENTS D'UNE INSTALLATION FRIGORIFIQUE

2.1. Le compresseur	35
2.1.1. Rôle	35
2.1.2. Fonctionnement	35
2.1.3. Classification	36
2.1.4. Grandeurs caractéristiques	37
2.2. Le condenseur	41
2.2.1. Rôle et fonctionnement	41
2.2.2. Classification	42
2.2.3. Grandeurs caractéristiques	42
2.3. L'évaporateur	46
2.3.1. Rôle et fonctionnement	46
2.3.2. Transmission de chaleur	46
2.3.3. Classification	47
2.3.4. Givage	48
2.3.5. Regivage	49

CHAPITRE III. LA REGULATION DES INSTALLATION FRIGORIFIQUE

3.1. Fonction et constitution d'un régulateur	50
3.2. Les détendeurs automatiques	51
3.2.1. Détendeur automatique pressostatique	51
3.2.2. Détendeur thermostatique	53
3.3. La vanne à trois voies	54
3.4. Modélisation d'un système de régulation	56

3.4.1. But - Description du banc d'essai	56
3.4.2. Etude experimentale de prise de chaleur par la machine en fonction de la température de la chambre	57
3.4.3. Determination de la capacité calorifique	59
3.4.4. Etude experimentale des deperditions calorifique	60
3.4.5. Echange de chaleur dans une sphère	60
3.5. Programme de calcul	60
3.6. Listing du programme	68
3.7. Listing des resultats	79
3.8. Bibliographie.	75
CONCLUSION GENERALE.	76

Notations Utilisées

T- températures

t- temps

p- pressions

h- enthalpie

τ taux de compressin

ϕ_0 -Production frigorifique brut

T₀- température de la chambre

R ou η Rendement

ϵ_{op} ou ϵ Coefficient de performe

P- Puissance

W- travail

Kth- Puissance frigorifique

Q- Chaleur

q- Production frigorifique

V_a- Volume horaire aspiré

V- Volume horaire balayé

C₀- Capacité calorifique

C- chaleur massique

α - coefficient de convection

λ -coefficient de conduction

INTRODUCTION

La recherche de minimiser l'effort physique et de dépenser moins d'énergie à toujours été une préoccupation majeure de l'homme au fil des siècles. D'où un souci permanent de parvenir à se soustraire de beaucoup de contraintes par l'automatisation.

La réfrigération est un domaine fort intéressant qui n'échappe pas à ce phénomène vu son importance sans cesse croissante de la vie de tous les jours.

Il s'agit pourtant d'un rappel de la théorie de la réfrigération, d'un aperçu descriptif des organes utilisés dans un cycle de réfrigération de déterminer l'avantage d'un nouveau système de régulation à l'aide d'une vanne à trois voies proposée et réalisée par la société Danfoss. De ce fait il est nécessaire dans un premier temps de rappeler les principes de base de la réfrigération, puis donner aussi les informations utiles sur les différents appareils compresseur, condenseur, évaporateur détenteur, un exemple de calcul de bilan d'énergie permettra de faire une comparaison des anciens systèmes :

(à deux compresseurs et deux évaporateurs - bireglé - à un compresseur deux évaporateurs avec un seul réglage à la réfrigération) et le système avec vanne à trois voies réglé à deux niveaux congélation réfrigération. Enfin élaborer un programme permettant de donner une méthode de régulation par le tracé de la courbe de la température de la chambre au voisinage de la consigne en fonction du temps.

CHAPITRE III

THEORIE DES INSTALLATIONS FRIGORIFIQUES

I.I. Etude thermodynamique de la réfrigération

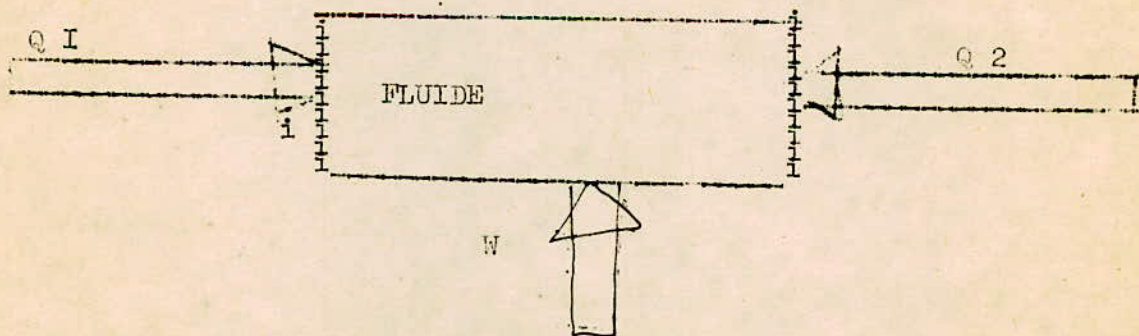
I.I.I. Généralités

Du point de vue thermodynamique, une installation frigorifique est une machine thermique fonctionnant entre deux sources de chaleur en régime inverse :

- une source froide à la température T_1 (enceinte ou local à refroidir)
- une source chaude à la température T_2 (milieu ambiant en général)

Le fluide frigorigène décrit un cycle au cours duquel il prélève une quantité de chaleur Q_1 à la source froide puis cède une quantité de chaleur Q_2 à la source chaude.

Selon le deuxième principe de la thermodynamique le transfert de chaleur d'une source froide à une source chaude est impossible sans l'intervention d'un travail extérieur. Le fluide reçoit donc au cours du cycle un travail W qui lui permet de prendre une quantité Q_1 de chaleur à la source froide et cède une quantité Q_2 à la source chaude.



Le travail W est fourni par le compresseur entraîné par un moteur

$$W = Q_2 - Q_1$$

1.1.2. Principe et applications :

a) Principe : (Fig. 1.1.1)

Toute installation frigorifique comprend quatre parties principales :

- L'évaporateur - Le compresseur - Le condenseur - Le détenteur.

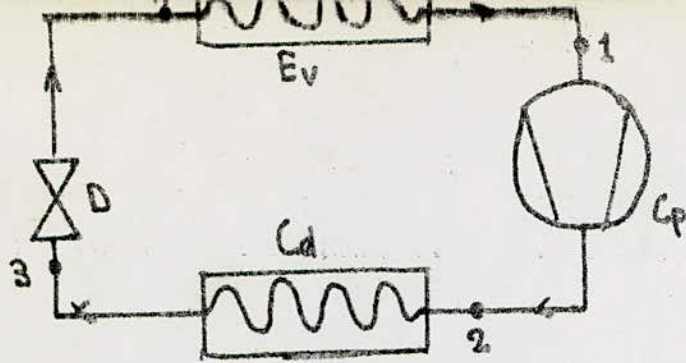
reliées entre elles par un réseau de tuyauterie adéquat.

Ce circuit est rempli d'un fluide facilement vaporisable, le fluide frigorigène. La chaleur Q_1 cédée au fluide frigorigène par le milieu extérieur (chambre froide) qui se refroidit autour de l'évaporateur entraîne la formation de vapeur par changement d'état du fluide. Cette vapeur est aspirée comprimée et refoulée par le compresseur auquel on doit fournir du travail W . La quantité de chaleur Q_1 extraite de l'évaporateur augmentée de l'énergie de compression W est avancée dans le condenseur par le milieu qui l'entoure et qui par conséquent s'échauffe. Dans le condenseur, le fluide cède sa chaleur tout d'abord sous forme latente (condensation) et se liquéfie. La détente du fluide liquéfié depuis la pression de condensation jusqu'à la pression d'évaporation s'effectue généralement par laminage dans un organe de réglage (dispositif régulateur du débit du fluide frigorigène). Toute détente s'accompagnant d'un refroidissement la chaleur libérée par le liquide va servir à vaporiser une partie du fluide frigorigène liquide.

Le mélange de liquide froid et de vapeur détendue est envoyé à l'évaporateur et le cycle recommence. *recommence*

b) Applications :

La réfrigération qui est l'art de produire, de maintenir dans un milieu une température plus basse que celle de l'ambiante connaît depuis bien longtemps un développement croissant et a de très nombreuses applications :



Cd : Condenseur
 Cp : Compresseur
 Ev : Evaporateur

Fig. 111 Schéma de principe d'une installation frigorifique

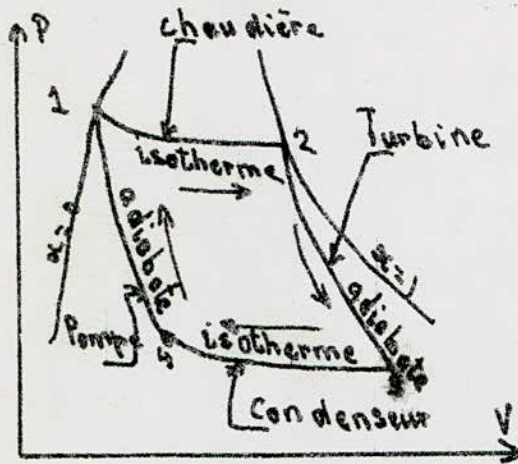


Fig. 112 - Cycle de Carnot pour moteur thermique

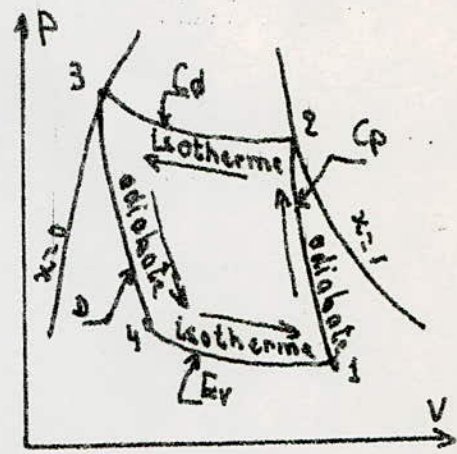


Fig. 113 Cycle de Carnot pour machine frigorifique

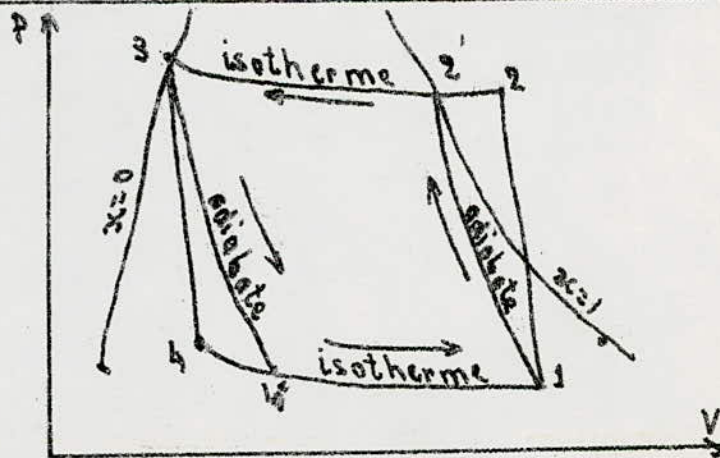


Fig. 114 Cycle réel de base de machine frigorifique

* Dans l'industrie alimentaire

- la conservation d'aliments, de produits
- la conservation du lait du moment de la traite à l'arrivée à la laiterie
- les abattoirs frigorifiques, chambre froide d'entreposage
- la pasteurisation des liquides alimentaires (lait, bière)

* Dans l'industrie chimique

- la séparation des constituants d'un mélange par cristallisation, récupération des solvants, dessiccation des gaz

* Dans l'industrie pharmaceutique et le domaine médical

- la concentration par déshydratation de certains produits organiques fragiles tels que les antibiotiques, les plasma sanguins
- la lyophilisation qui est la dessiccation d'un produit par congélation et sublimation de la glace formée
- l'hypothermisation en vue de certaines opérations chirurgicales

* Dans le conditionnement des locaux industriels ou d'habitation

- le rafraîchissement de l'air, les patinoires artificielles

1.1.3. Cycle de base :

a) Cycle de Carnot :

La machine frigorifique fonctionne suivant un cycle fermé dont le principe de base est celui de Carnot pour les moteurs thermiques. Une machine travaillant selon le principe de Carnot décrit un cycle entre deux sources de chaleur : une source chaude à la température T_1 et une source froide à la température T_2 (Fig.112).

- une transformation isothermique 1 - 2 (vaporisation dans la chaudière)
- une détente adiabatique 2 - 3 (détente d'un piston)
- une transformation isothermique 3 - 4 (condensation de la vapeur dans le condenseur)
- une transformation adiabatique 4 - 5 (refoulement du mélange eau vapeur dans la chaudière).

Le cycle de la machine frigorifique est le cycle inversé de moteur thermique de Carnot, il décrit dans le sens inverse (Fig. 113).

- une transformation isothermique 1 - 2 (refroidissement dans le condenseur)
- une détente adiabatique 2 - 3 à travers un détendeur
- une transformation isothermique 3 - 4 (vaporisation dans l'évaporateur)
- une compression adiabatique 4 - 1 dans le compresseur.

Ce cycle représente le cycle idéal de la machine frigorifique dont l'efficacité est l'inverse du rendement de Carnot pour les mêmes températures T_c de source chaude et T_f de source froide telque

$$\eta_c = \frac{T_c - T_f}{T_c} \quad \text{et} \quad \epsilon_c = \frac{T_c}{T_c - T_f}$$

b) Cycle réel :

La compression 4 à 1 (n'étant pas adiabatique) peut suivre le trajet 4 - 1' le point (1) pouvant être en deçà de (2) ou le plus souvent au delà du fait des frottements internes. En plus il faut un détendeur moteur pour récupérer le travail de détente. Ce qui nécessiterait beaucoup d'appareillage, c'est pourquoi la détente du fluide se fait par laminage à travers un orifice calibré

Dans ce cas la détente est isenthalpique et le cycle devient 1-2-3-4. Les points (1') et (3') étant l'état du fluide après compression et après détente adiabatique. (Fig. 114)

1.1.4. Diagramme entropique : (température en fonction de l'entropie)

a) Cas théorique : (Fig. 115)

Le but principal de cette représentation est la détermination de la quantité de chaleur qui est l'aire sous la courbe du diagramme (T, S).

La propriété connue de l'entropie s'exprime par l'équation

$$ds = \frac{dQ}{T} \quad \text{d'où} \quad dQ = Tds \quad \text{donc} \quad Q = \int Tds$$

Dans le cas de transformation isothermique et isentropiques l'aire est un rectangle d'où la détermination facile des quantités de chaleur échangées.

La chaleur absorbée par le fluide dans l'évaporation sera

$$Q_1 = T_c (S_1 - S_4) \text{ trajet } 4 - 1$$

La chaleur dégagée par le fluide dans le condenseur

$$Q_2 = T_f (S_3 - S_2) \text{ trajet } 3 - 2$$

Le cycle comprend :

- une compression adiabatique du fluide ($S = \text{cote}$) 1 - 2
- une condensation isothermique 2 - 3
- une détente adiabatique 3 - 4
- une vaporisation isothermique 4 - 1

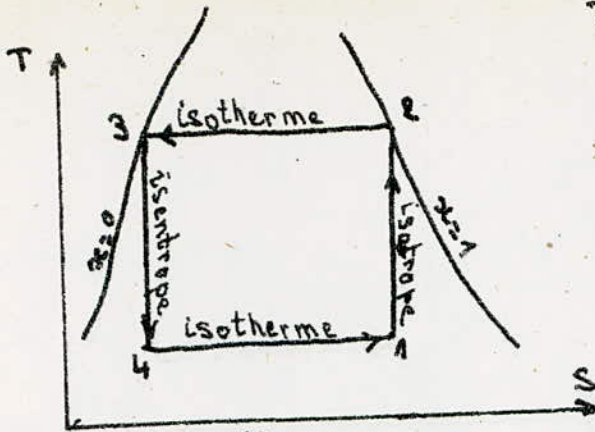


Fig 1.15 diagramme entropique theorique

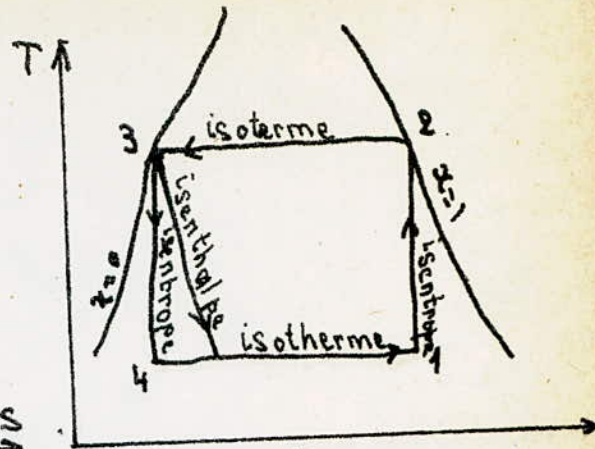
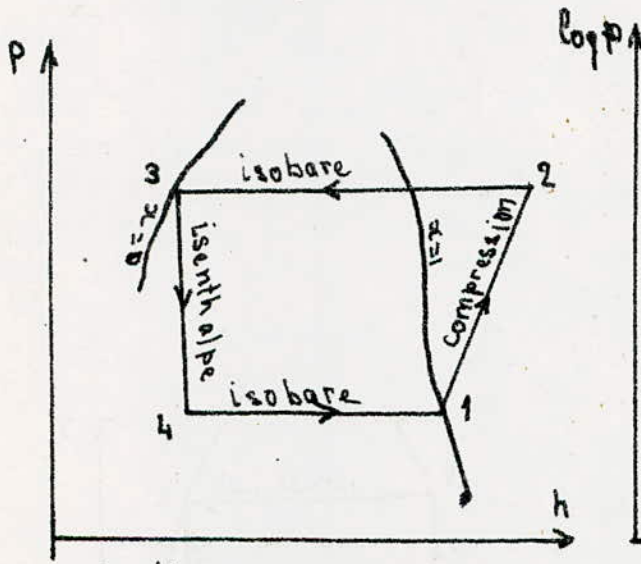
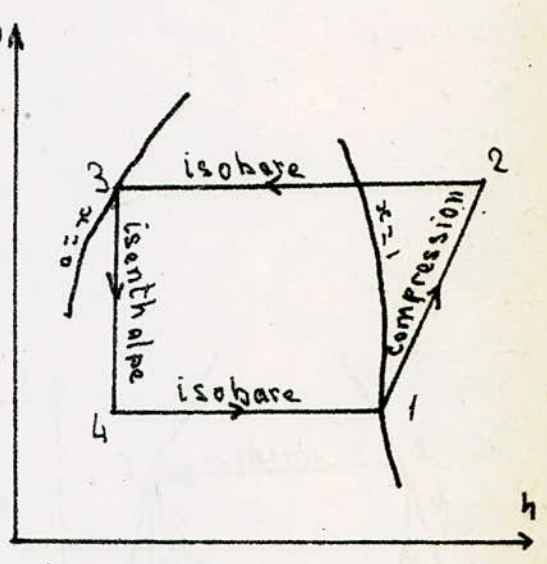


Fig 1.16 diagramme entropique reel



a. diagramme P, h



b. diagramme $\log P$, h

Fig 1.17 diagramme enthalpique

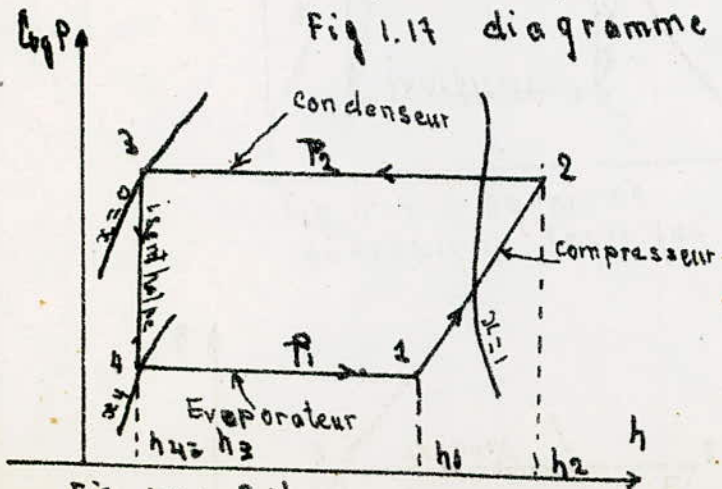


Fig 1.21 Bilan energetique

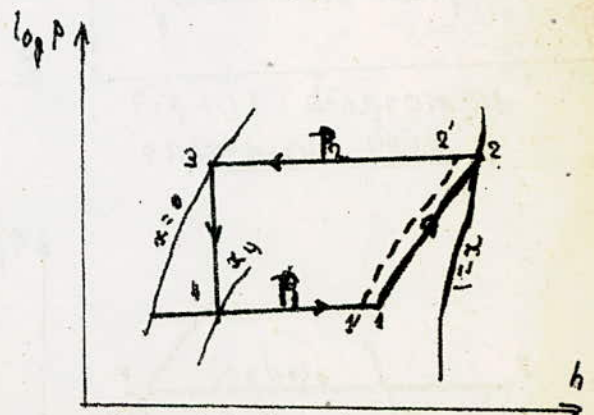


Fig 1.22 Marche en Regime humide

b) Cas réel : (Fig. 116)

La transformation 3 - 4 n'est pas isentropique car elle commence avec cent pour cent de liquide et se termine par de la vapeur saturée.

Dans ce cas les valeurs du rendement et du coefficient de performance ne sont pas atteintes car la transformation n'est pas réversible (une transformation isentropique doit être réversible). Pratiquement il ne peut en être ainsi, car pour assurer le passage de la chaleur du corps chaud au corps froid, il doit nécessairement y avoir un écart de température entre les deux corps, la température baisse donc l'opération est irréversible.

Par contre l'enthalpie du fluide au cours de cette détente par laminage reste constante ce qui facilite le calcul $h_3 = h_4$.

Le diagramme entropique est supplanté par le diagramme enthalpique qui se révèle d'un usage plus pratique.

1.1.5. Diagramme enthalpique :

Si le diagramme entropique permet de déterminer les valeurs de grandeurs en unités thermiques par calcul des aires des cycles décrits réellement ; le diagramme enthalpique donne encore plus de facilité par lecture simple de ses grandeurs sans calcul préalable. En plus trois des quatre transformations sont représentées par des segments de droite.

En général l'enthalpie du fluide est portée en abscisse et sa pression en ordonné.

Sur les diagrammes enthalpiques (H,P) l'échelle des pressions est souvent

logarithmique ce qui permet de mesurer les écarts d'enthalpies avec une plus grande précision dans la zone des basses pressions par exemple la différence d'ordonnée entre 1 et 5 bars est en effet la même qu'entre 10 et 50.

Cette propriété rend l'usage du diagramme enthalpique plus pratique pour l'étude des machines à compression étagée le taux de compression sera proportionnel à la distance séparant les deux isobares p1 et p2 par exemple

$$\log p_2 - \log p_1 = \log \frac{p_2}{p_1}$$

$$\frac{p_1}{p_2} = \tau \quad \tau = \text{taux de compression}$$

Le cycle se compose (Fig 117)

- d'une compression polytropique 1 - 2 dans le compresseur
- d'une transformation isobare 2 - 3 condensation
- d'une transformation isenthalpe 3 - 4 détente
- d'une transformation isobare 4 - 1 vaporisation.

1.2. MACHINES A COMPRESSION SIMPLE :

1.2.1. Bilan énergétique d'un cycle frigorifique :

a) But :

L'étude du diagramme enthalpique permet de déterminer le bilan énergétique de chaque appareil principal de l'installation connaissant les transformations élémentaires subies par le fluide au cours du cycle fonctionnel.

b) Hypothèses :

Pour des raisons de facilité de calcul

1. Les vapeurs à l'aspiration sont justes saturées
2. La compression est parfaite et adiabatique
3. Les échanges de chaleur entre le fluide et le milieu ambiant sont nuls dans les tuyauteries (isolation parfaite)
4. Les frottements inhérents à la circulation du fluide n'engendrent pas de perte de charge
5. Le fluide liquide ne subit pas de sous refroidissement

c) Bilan du compresseur (Fig. 121)

Le fluide rentrant au compresseur état (1) (pression p_1 , température T_1 , titre $x = 1$) se trouve à l'intersection de l'isobare P_1 isotherme T_1 et de la courbe de saturation $x = 1$ reçoit du milieu extérieur (moteur de commande) une certaine quantité d'énergie mécanique qui conjointement avec l'élévation de température et de pression augmente son enthalpie jusqu'au point (2) (fin de compression). Il absorbe l'énergie mécanique ainsi fourni correspondant à $W_{th} = W_{th} \cdot \frac{1}{\eta_i \cdot \eta_m}$

η_i rendement indiqué du compresseur

η_m rendement mécanique du compresseur.

d) Bilan du condenseur :

Dans le condenseur, le fluide est désurchauffé et condensé pour être évacué sous forme de liquide à l'état (3). (Fig.121).

Le fluide extérieur (air ou eau de refroidissement) qui a permis cette transformation à enlever au fluide frigorigène la quantité de chaleur absorbée correspondant à l'équivalent calorifique du travail de compression

$$Q_2 = h_2 - h_3$$

d'où l'état (3) est l'intersection des isobares P_2 -isotherme T_2 et la courbe $x = 0$

e) Bilan du détendeur :

Dans cet appareil le fluide frigorigène est détendu par laminage à travers un orifice calibré d'une façon isenthalpique il se vaporise partiellement et atteint l'état (4) tel que $h_4 = h_3$ et $P_4 = P_1$ avec un titre de vapeur x_4
 $h_4 - h_3 = 0$

f) Bilan de l'évaporateur :

Le fluide arrive dans l'évaporateur à l'état 4 (x_4, P_1, T_1) sous forme mélange liquide vapeur. Il se vaporise grâce à l'apport calorifique du milieu à refroidir (armoire ou local) absorbé par le liquide restant par libération de sa chaleur latente de vaporisation en traversant l'évaporateur.

La quantité de chaleur absorbée par le fluide ou le froid produit par le fluide en circulation $Q_1 = h_1 - h_4 = Q_2 + W$

$$Q_1 = h_1 - h_4 = Q_2 + W = -h_2 + h_3 + h_2 - h_1 = h_3 - h_1$$

1.2.2. Coefficient de performance :

Par définition c'est le rapport du froid produit à l'équivalent calorifique du travail de compression

$$C_{op} = \frac{Q_1}{W_{cP}} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1}$$

** production frigorifique théorique par kWh

par définition $K_{th} = 860 C_{op}$ soit $K_{th} = 860 \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1}$

** rendement par rapport au cycle de Carnot

La perfection du cycle est définie par rapport au cycle de Carnot en faisant le rapport du coefficient de performance à celui que l'on aurait pu obtenir si la machine fonctionnant suivant un cycle de Carnot avec les températures

T1 et T2 $C_{op} = \frac{T_1}{T_1 - T_2}$

1.2.3. Régimes de marche

1.2.3.1. Régime humide (Fig.122)

Lorsque les vapeurs sont humides à l'aspiration et reste humides pendant toute la compression le regime est dit humide.

Ce fonctionnement est possible lorsque le point (2) de fin de compression (p2, T2 x=-1) est juste situé sur la courbe x = 1 (dans ce cas les vapeurs sont justes saturées). Si le point (2) se situe à gauche de x = 1 en (2') les vapeurs sont humide à l'aspiration (1') et enfin de compression (2') $x_{2'} \neq x_2 = 1$.

Le point (1) qui est situé sur l'adiabate (1 - 2) passant par (2) se déplace en (1') pour que 1'-2' soit aussi une compression adiabatique.

1.2.3.2. Régime sec (Fig. 122)

Le point (1) peut être déplacé aussi vers la droite en (1'). Dans ce cas pour avoir une compression adiabatique le point (2) ne sera plus à l'intersection de $\kappa = 1$ et de l'isobare p_1 mais décalé en (2') ou $x_{2'} \neq x_2 = 1$ et $p_{2'} = p_2$

Au point (2') les vapeurs sont sur chauffées et ne sont plus saturantes sèches comme en (2). La courbe de compression l'adiabate 1' - 2' coupe la ligne $x = 1$ le régime est dit alors de marches sec.

1.2.3.3. Avantages et inconvénients des deux régimes

a) Régime humide

Il présente des inconvénients du fait de la présence de gouttelettes de liquide dans le fluide qui ont pour effet une compression polytropique et non adiabatique sous l'influence importante des parois sur les gouttelettes (coup de liquide) qui sont préjudiciables à la bonne tenue du matériel. En plus la production frigorifique est diminuée de $h_1 - h_1'$; $h_1' - h_4 \neq h_1 - h_4$

b) Régime sec

Ce régime présente surtout des avantages par rapport au précédent :

- par la suppression de gouttelettes de liquide à la compression ; les vapeurs sont sèches à l'aspiration et se surchauffent dès le début de la compression
- les pertes thermiques sont beaucoup réduites et le rendement amélioré
- la production frigorifique se trouve augmenté de $h1'' - h1$

$$h1'' - h4 > h1 - h4$$

Le régime humide est maintenant peu utilisé dans l'industrie frigorifique au profit du régime sec à cause des avantages de ce dernier.

1.2.4. Surchauffe et sous-refroidissement

L'examen du cycle fonctionnel montre que les conditions de condensations et d'évaporation restent les mêmes en régime humide que sec (même températures $T1, T2$ même pressions ($p1$ et $p2$)). Le régime humide l'augmentation du froid produit est fonction des points (1) et (4) du cycle.

1.2.4.1. Surchauffe (Fig.123)

Théoriquement il y a régime sec dès que la droite de compression 1-2 coupe la ligne $x = 1$ la compression est supposée se faire dans ces cas sans gouttelette de liquide. Pour enlever toute équivoque quant à la présence de gouttelette le mieux est de placer le point (1) sur la ligne $x = 1$ dans ce cas toute la compression se fera avec de la vapeur surchauffée. L'utilisation de détendeurs

thermostatiques permet d'atteindre ce but. Ce fonctionnement à sec épuise totalement et légèrement avant la fin de l'évaporateur toutes les frigorifiques provenant de la chaleur latente de vaporisation du fluide et également celles provenant de la surchauffe isobare de vapeurs. Cette surchauffe isobare se manifeste par un déplacement du point (1) à droite en (1') donc la production frigorifique se trouve augmenté de $h_1 - h_1''$, $h_1 - h_4 > h_1'' - h_4$. Toutefois il faut être certain que ce gain n'est pas nuisible aux qualités du lubrifiant du compresseur par une augmentation de la température du point (2) soit T_2'' .

~~MMMAA~~

1.2.4.2. Sous-refroidissement (Fig. 124)

Pour augmenter la production frigorifique le point (4) peut aussi être déplacé vers la gauche en (4). Ce qui entraîne un décalage du point (3) ($T_3 = T_2$, $p_3 = p_2$; $x = 0$) à gauche en (3') ($p_3 = T_3 < T_2$) qui se traduit par un refroidissement du liquide condensé au dessous de sa température de condensation.

* Obtention du sous refroidissement

Il peut se faire dans le condenseur si la surface de condensation est suffisamment large ou dans un sous refroidisseur annexe.

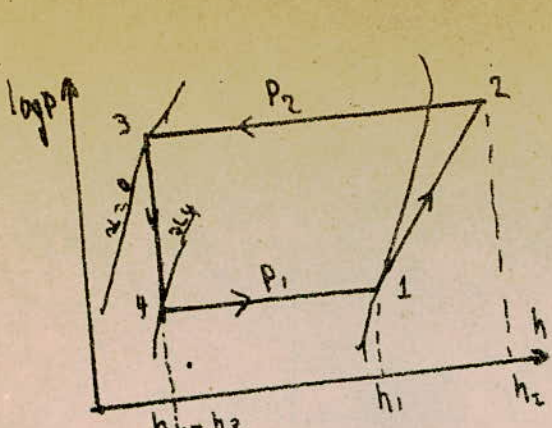


Fig 123 Marche en regime sec

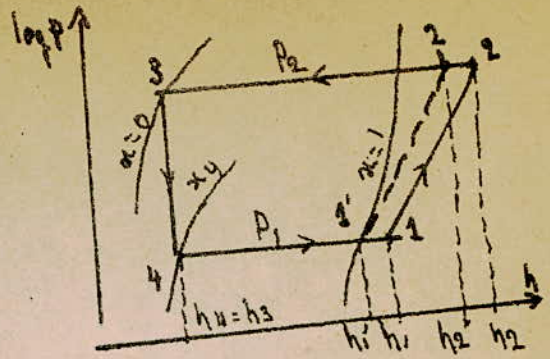


Fig 124 Surchauffe

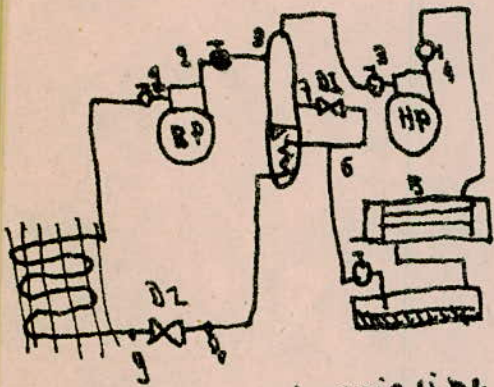


Fig 131 schéma de principe d'une machine à injection partielle

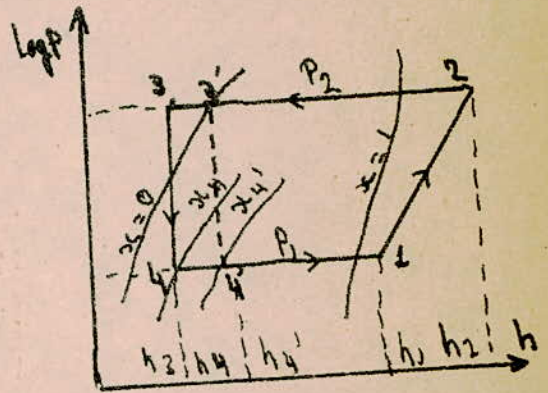


Fig 125 Sous refroidissement

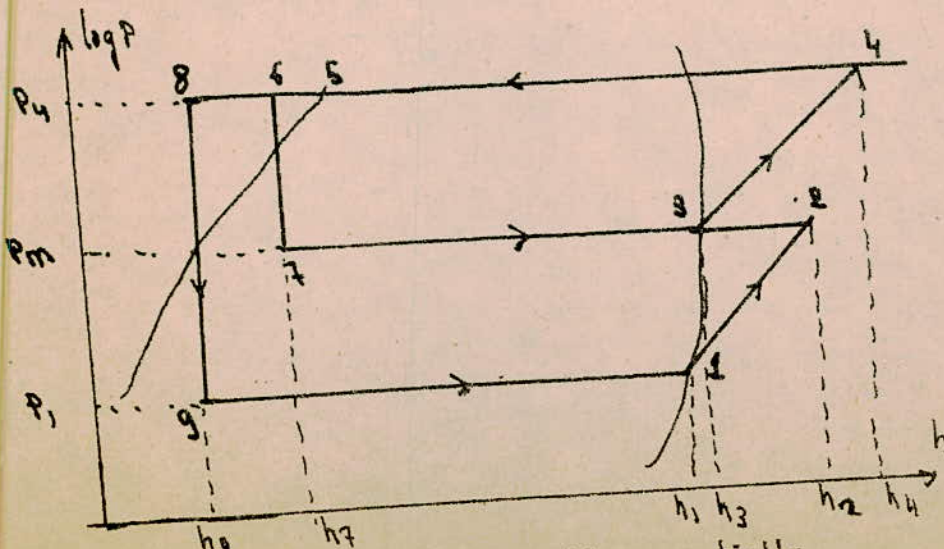


Fig 132 cycle à injection partielle

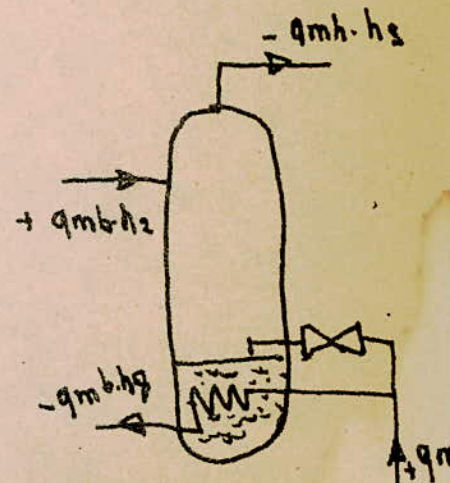


Fig 133 Bilan de la bouteille intermédiaire

Le point (3) vient sur l'isobare $P_2 = P_3$ en (3') sa température est alors T_3' au lieu de $T_3 = T_2$. La vaporisation du liquide ne commence donc qu'à cette température T_3' dans le détendeur, le titre sera x_4' (mélange de vapeur et de liquide) au lieu de x_4 . Cette amélioration du cycle fonctionnel est possible grâce au sous-refroidissement secondaire en faisant circuler à contre courant la vapeur froide provenant de l'évaporateur dans un échangeur de chaleur et le liquide provenant de la bouteille de liquide condensée.

Ce qui permet d'ailleurs de ramener la vapeur surchauffée à l'aspiration à une valeur acceptable de la surchauffe par exemple point (1) très proche de $x = 1$

$$h_1 - h_4 \quad h_1 - h_4'$$

d'où un gain de $h_4 - h_4'$ en

fg/kg de frigorigène

Les cycles fonctionnels réels travaillent avec ces phénomènes de surchauffe et de sous refroidissement pour avoir une grande production de frigorifère et un meilleur rendement et de bonnes conditions de fonctionnement.

1.3. MACHINES A COMPRESSION ETAGEE

1.3.1. Généralités :

Lorsque la température du milieu à refroidir est très basse la pression d'évaporation est faible. Si la température du milieu de condensation est normale ou peu élevée le rapport de compression $= \frac{P_2}{P_1}$ est élevé. Dans ces conditions la compression du fluide frigorigène en un seul temps conduit à un rendement énergétique faible ce qui influe directement sur la production frigorifique et conduit aussi à une baisse du rendement volumétrique (car $\eta_v = 1 - 0,05 \tau$). De même la température en fin de compression peut augmenter dangereusement c'est pourquoi il est avantageux de comprimer le fluide en deux ou plusieurs phases. Ce qui permet de réduire voire éliminer ces différents inconvénients.

Les machines à deux étages existent sous deux formes selon le mode d'injection = totale ou partielle.

1.3.2. Machine à injection partielle (Fig. 131, 132)

1) Principe

Dans ce cycle (voir Fig. 131) une partie seulement du fluide est détendue dans une bouteille intermédiaire, la production de froid se fait uniquement à l'étage de basse pression. La pression intermédiaire P_1 est calculée pour minimiser les dépenses d'énergie mécanique ce but est atteint en général, si les pressions mises en jeu sont en progression géométrique autrement dit le rapport de compression est le même pour tous les étages $\tau_1 = \tau_2$

$$\frac{P_i}{P_1} = \frac{P_4}{P_i} \quad \text{d'où} \quad P_i = \sqrt{P_1 P_4}$$

2) Fonctionnement

Les hypothèses de base que la machine fonctionne sans surchauffe et sans perte de charge sont maintenues.

Le cycle (Fig. 132) sera le suivant :

Le fluide est aspiré à l'état (1) à la pression P_1 température T_1 est comprimé adiabatiquement dans l'étage basse pression (B.P) jusqu'à la pression intermédiaire p_1 (état (2), $p_2 = p_1$; $T_2 = T_1$) où il pénètre dans l'intermédiaire, il se desurchauffe jusqu'à la température T_3 (de vapeur saturante, $x = 1$) à laquelle il est aspiré par le compresseur de haute pression (HP) d'où il ressort à la pression p_4 état (4) pour être admis au condenseur où il se condense (état (5)) et éventuellement se sous refroidit (état (6)). Le liquide formé passe par un serpentin (Fig. 131) disposé en partie basse de la bouteille intermédiaire, une partie du liquide est dérivée vers le détenteur D_1 et injectée dans la bouteille après sa détente pour qu'il désurchauffe les vapeurs comprimées provenant de l'étage BP et sous refroidit le liquide acheminé dans l'état (8) vers le détenteur D_2 qui alimente l'évaporateur en liquide détendu état (9).

3) Bilan énergétique

Par hypothèse la machine est supposée parfaite les caractéristiques définies dans l'étude d'une compression simple sont maintenues.

a) Etage basse pression

. Production frigorifique par Kg de fluide

$$q_{omb} = h_1 - h_9 \quad fg/Kg$$

- Production frigorifique par mètre cube (fc/m^3)

$$q_{ob} = \frac{h_1 - h_9}{V_1''} \text{ ou } V_1'' \text{ est la masse volumique du fluide à l'état (1)}$$

- Débit masse de fluide (Kg/heure)

$$q_{mb} = \frac{\phi_{ob}}{q_{omb}} \text{ où } \phi_{ob} \text{ est la production frigorifique brute de B}$$

- Volume horaire aspiré (m^3/heure)

$$V_{ab} = \frac{\phi_{ob}}{q_{ob}}$$

- Volume horaire balayé m^3/h

$$V_b = \frac{V_{ab}}{\eta_{vb}} \text{ ou } \eta_{vb} \text{ est le rendement volumétrique de la BP}$$

- Equivalent du travail de compression par Kg de fluide

$$W_b = h_2 - h_1 \text{ (KCal/Kg)}$$

- Puissance mécanique théorique (KW)

$$P_{bth} = q_{mb} \frac{(h_2 - h_1)}{0.60}$$

- Puissance mécanique réelle (KW)

$$P_b = P_{bth} \cdot \frac{1}{\eta_m \eta_{ib}}$$

- . Coefficient de performance théorique

$$COP_b = \frac{h_1 - h_9}{h_2 - h_1} \quad (f_g/KWh)$$

- . Production frigorifique théorique par kWh (f_g/KWh)

$$K_{bth} = 860 \cdot \frac{h_1 - h_9}{h_2 - h_1}$$

- . Quantité de chaleur fournie à l'étage intermédiaire

$$\phi_{ib} = \phi_{ob} + 860 P_b$$

- b) Etage haute pression

La quantité de chaleur fournie à l'étage intermédiaire est égale à la chaleur absorbée par la haute pression

$$\phi_{oh} = \phi_{ib}$$

- . Production frigorifique de fluide (f_g/K_g)

$$q_{omh} = h_3 - h_7$$

- . Production frigorifique par mètre cube

$$q_{oh} = \frac{h_3 - h_7}{v_3}$$

- . Débit masse de fluide

$$q_{mh} = \frac{\phi_{oh}}{q_{oh}}$$

- Volume horaire aspiré m^3/h

$$V_{ah} = \frac{\phi_{oh}}{q_{oh}}$$

- Volume horaire balayé m^3/h

$$V_h = \frac{V_{ah}}{\eta_{vh}}$$

- Equivalent de travail de compression KCal/Kg

$$W_h = h_4 - h_3$$

- Puissance mécanique (KW)

$$P_{nth} = \frac{q_{mh} (h_4 - h_3)}{860}$$

- Puissance mécanique réelle (KW)

$$P_h = P_{nth} \cdot \frac{1}{\eta_{mh} \cdot \eta_{ih}}$$

- Puissance mécanique totale à fournir

$$P = P_b + P_h$$

- Coefficient de performance théorique

$$C_{opth} = \frac{h_3 - h_7}{h_4 - h_3}$$

- Production frigorifique par KWh

$$K_{hth} = 860 \frac{h_3 - h_7}{h_4 - h_3}$$

. Quantité de chaleur à évacuer au condenseur

$$\phi_c = \phi_{ob} \mp 860 \quad (P_b = P_h)$$

. Débit d'injection à l'étape intermédiaire.

En isolant la bouteille intermédiaire (Fig.) le bilan thermique permet d'évaluer le débit masse de la haute pression et de calculer le débit d'injection.

$$Q = 0 \quad (\text{Fig. 1.3.3})$$

$$q_{mb} \cdot h_2 + q_{mh} \cdot h_6 - q_{mh} \cdot h_3 - q_{mb} \cdot h_8 = 0$$

$$q_{mb} (h_2 - h_8) = q_{mh} (h_3 - h_6)$$

$$q_{mh} = q_{mb} \cdot \frac{h_2 - h_8}{h_3 - h_6} \quad \text{Kg/h}$$

d'où $q_{mi} = 1 - q_{mh}$ pour un Kg de fluide de circulant.

Bien vrai que le bilan thermique permet de calculer une production frigorifique de la haute pression cette production n'est pas utilisable pratiquement. Car le froid ainsi produit ne se fait pas au niveau d'un évaporateur qui constitue un inconvénient pour la méthode d'injection partielle. Il y a certes une amélioration des autres facteurs (température de fin de compression, rendement énergétique et volumétrique, rapport de compression), mais la production frigorifique reste peu élevée c'est pourquoi la préférence va au cycles à injection totale.

1.3.3. Machine à injection totale

1) Principe (schéma de principe Fig. 1.3.4.)

La totalité du liquide frigorifique est détendue dans la bouteille intermédiaire qui sert de séparateur de liquide pour les évaporateurs travaillant à

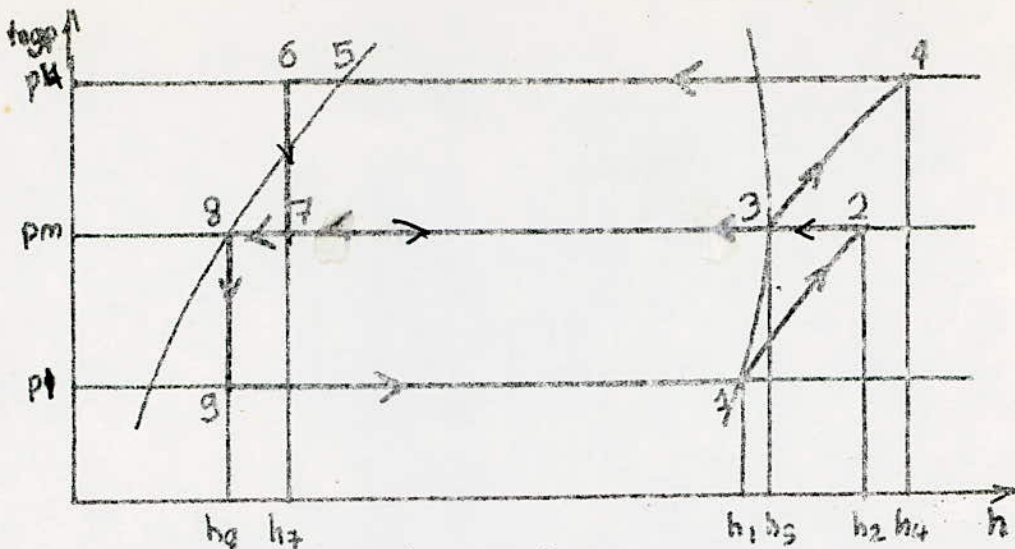


FIG 135 Machine à deux étages à injection totale

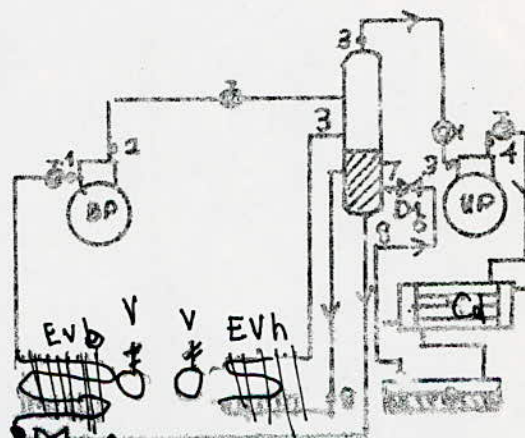
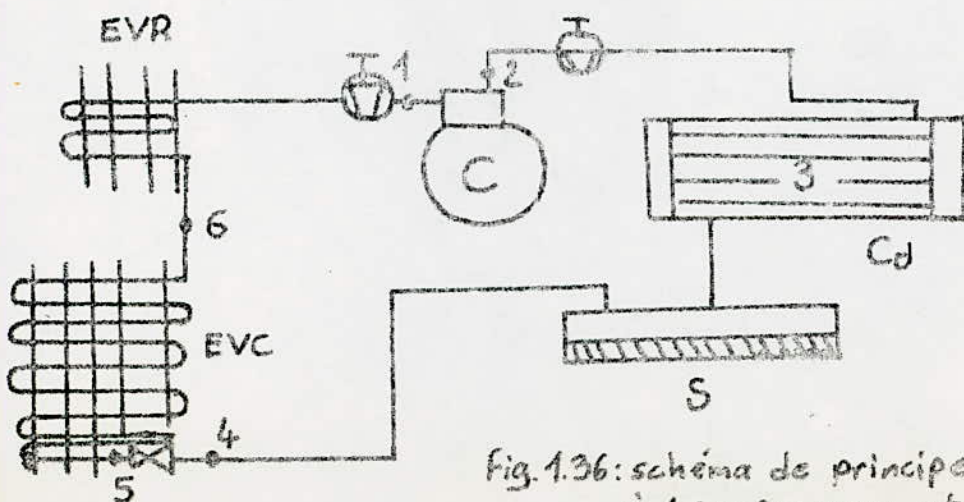


FIG 134 Machine à deux étages à injection totale.

- EVb: évaporateur BP
- EVh: évaporateur HP
- HP compresseur Haute pression
- BP: compresseur Basse pression
- V: ventilateur
- Cd: condenseur



- C compresseur
- Cd condenseur
- S séparateur d'huile
- EVC évaporateur de congélation
- EVR évaporateur de réfrigération

Fig. 1.36: schéma de principe d'une machine à 1 compresseur et 2 évaporateurs

. Volume horaire aspiré m^3/h

$$V_{ah} = qm_h / V_3$$

. Volume horaire balayé m^3/h

$$V_h = \frac{V_{ah}}{\eta_{vh}}$$

. Puissance mécanique théorique (KW)

$$P_{hth} = \frac{qm_h (h_4 - h_3)}{860}$$

. Puissance mécanique réelle

$$P_h = P_{hth} \frac{1}{\eta_m \eta_{ih}}$$

. Puissance mécanique totale

$$P = P_h + P_b$$

. Quantité de chaleur évacuée au compresseur

$$\phi_c = \phi_{oht} + 860 (P_h + P_b) \text{ KCal/h}$$

. Coefficient de performance théorique

$$C_{op}^h = \frac{h_3 - h_7}{h_4 - h_3}$$

Compartivement au cycle à injection partielle ce procédé présente l'avantage d'utiliser le froid produit dans un deuxième évaporateur. La production frigorifique de surcroît est plus importante que précédemment les autres facteurs étant améliorés de plus.

la pression p_i . Le liquide restant dans la bouteille alimente le détendeur de basse pression.

2) Fonctionnement (cycle Fig. 1.3.5.2.)

Le cycle de fonctionnement commence par l'aspiration du fluide à l'état (1) de l'étage BP. Il est comprimé de l'état (1) à l'état (2), désurchauffe de (2) à (3), admis à l'aspiration haute pression puis comprimé jusqu'à l'état (4). Le fluide est condensé état (5), sous refroidit état (6) avant d'être détendu en totalité état (7) dans le détendeur D1.

Il passe par la bouteille intermédiaire, est acheminé par gravité à l'évaporateur de HP d'où il est reaspiré à l'état (3), dans l'état (8) au détendeur D1 alimentant l'évaporateur BP état (9). Les vapeurs produites sont aspirées par le compresseur BP à l'état (1).

3) Bilan d'énergie

a) Etage basse pression

Les mêmes expressions de l'injection partielle sont utilisées.

b) Etage haute pression

La quantité de froid totale ϕ_{oht} à produire doit permettre

- d'assurer la production frigorifique propre de cet étage

- d'absorber le flux thermique de l'étage BP

d'où $\phi_{oht} = \phi_{oh} = \phi_{ib}$

. Débit masse à l'étage HP (Kg/h)

$$\dot{q}_{mh} = \frac{\phi_{oht}}{h_3 - h_7}$$

1.3.4. Machine à un compresseur deux évaporateurs

1) Principe

Les armoires ménagères de réfrigération sont en général à un étage de compression et à deux évaporateurs. Ce qui fait leur différence avec les machines à compression simple qui ont un seul évaporateur. Les combinés réfrigérateur congélateur sont caractérisés par la disposition de deux évaporateurs, l'un dans le compartiment congélation l'autre dans le compartiment réfrigération relié en série.

2) Fonctionnement

Le fluide est aspiré à l'état (1) par le compresseur puis comprimé jusqu'à l'état (2). Il se désurchauffe, se condense état (3) se sous refroidit état (4) et est détendu au passage du détendeur jusqu'à l'état (5) et est acheminé dans l'évaporateur de congélation pour produire le maximum de froid (état 6) avant d'achever sa vaporisation dans l'évaporateur de réfrigération pour enfin être aspiré par le compresseur.

Le cycle formé par le fluide à deux niveaux constitue l'avantage essentiel de son utilisation.

L'enthalpie du fluide à l'état (5) et l'état (6) est la même ce qui permet de faire le bilan thermique comme en compression simple $h_5 = h_6$

La production frigorifique $h_1 - h_5$ est scindée pour deux utilisations différentes

La connaissance de la température du fluide à la sortie de l'évaporateur de congélation permet de déterminer le froid produit aux deux niveaux

$$h_1 - h_5 = (h_1 - h_6) + (h_6 - h_5)$$

$h_6 - h_5$ production frigorifique du congélateur

$h_1 - h_6$ production frigorifique du réfrigérateur.

135- Machine avec vanne à trois voies

Il comprend deux cycles à compression simple ayant la même production frigorifique travaillant ~~à~~ alternativement.

a) Circuit de congélation

Quand le circuit de réfrigération est arrêté le compresseur peut alimenter au besoin ~~celui~~ du compartiment de congélation par une compression simple. 1-2, une condensation 2-3 une détente 3-4 à travers la vanne, une évaporation 4-1 qui ramène le fluide à l'état (1) de l'aspiration. Ce circuit produit du froid uniquement dans le compartiment de congélation.

b) Circuit de réfrigération

Il a en commun avec la congélation le compresseur, le condenseur, la vanne et une partie de l'évaporateur de congélation. L'évaporateur de ce cycle est divisé en deux parties reliées en série comme pour le meuble combiné, une est située dans le compartiment de réfrigération et la deuxième est constituée par près de la moitié de l'évaporateur de congélation.

Le circuit de congélation fermé, le fluide après sa détente traverse l'enceinte de réfrigération où il absorbe une certaine quantité de chaleur pour se vaporiser puis continue dans la partie du congélateur pour être totalement vaporisé. Ce qui fait que quelque soit le circuit le compartiment de congélation reçoit une certaine quantité de froid. Pourtant il est à remarquer que ce cycle est le cas inverse de celui des machines à un compresseur deux évaporateurs, au lieu de passer par le congélateur puis le réfrigérateur, le fluide assure les besoins en frigories de l'enceinte de réfrigération et termine son parcours dans le congélateur.

Le cycle à vanne à trois voies est une sorte de cycle en cascade à la différence que le fluide frigorigène est le même dans les deux circuits et il est véhiculé par un seul compresseur utilisant un seul condenseur.

La division de l'évaporateur de refrigeration est faite de sorte que la production frigorifique $h_5 - h_8 = h_1 - h_4$.

Le compresseur travaille dans deux cycles de températures différentes l'un après l'autre.

1.3.6. Exemple de calcul de bilan energetique de comparaison

Soit à déterminer les caractéristiques d'une installation frigorifique devant assurée une production frigorifique brut de 30 000fg/h pour les trois cycles de machine :

- cycle biétagé à deux compresseur, deux évaporateurs
- cycle monoétagé à un compresseur, deux évaporateurs
- cycle à un compresseur avec vanne à trois voies

Conditions de fonctionnement :

- température de condensation $T_c = 30^\circ C$
- température anabiante $25^\circ C$
- température évaporateur BP TBP = $- 26^\circ C$
- température évaporateur Hp THp = $- 1^\circ C$
- le compresseur travaille en regine sec, la surchauffe des vapeurs à l'aspiration est ^{négligée} ~~négligée~~, la condensation se fait avec un sous-refroidissement de $5^\circ C$

- le rendement volumétrique est donné par $R_v = 1 - 0,05\tau$

avec τ = taux de compression

- à supposer que $R_v = R_i$ = rendement indiqué

- le rendement mécanique choisi $R_m = 0,9$

- le fluide frigorigène ~~est~~ du R12.

Tableau I

Points	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Pressions (mbars)	1186	2995	2985	7448	7448	6513	2985	2995	1186
Température (°C)	-26	15	-1	50	30	25	-1	-1	-26
Titre x_2	1	-	1		0	0	0,7	0	0,7
Enthalpie (kJ/kg)	149,0	352,6	351,0	370,4	363,6	223,6	223,6	199,1	199,1
Entropie (kJ/kg)	1,531	1,531	1,565	1,538	1,565	1,081	1,555	0,993	0,908
Volume massique (m ³ /kg)	136,4	59,7	57,2	14,2	23,5	0,76	0,71	0,71	0,67

Tableau II

Points	1	2	3	4	5
Pressions (mbars)	1186	7445	7445	6513	1186
Température (°C)	-26	60	30	25	-26
Titre	1	-	0	0	0,7
Enthalpie (kJ/kg)	349,0	372,2	288,5	223,6	176,4
Entropie (kJ/kg)	1,532	1,534	1,098	1,092	0,905
Volume massique (m ³ /kg)	136,4	11,1	0,77	0,76	0,68

1) Cycle biétagé à deux compresseurs

La connaissance de la température du fluide à chaque point permet de déterminer à partir des tables du R12 les autres paramètres, pression, enthalpie, titre volume massique, entropie voir tableau I.

La pression intermédiaire :

$$P_i = \sqrt{P_e P_e'} = 7,4457 - 41864 = 2,98$$

a) Etage de basse pression BP

. Production frigorifique par Kg

$$q_{omb} = h_1 - h_9 = 339 - 189,08 = 140,89 \quad q_{omb} = 140,9 \text{ fg/Kg}$$

. Production frigorifique par m³

$$q_{ob} = \frac{h_1 - h_9}{v_1} = \frac{140,89}{136,37 \cdot 10^{-3}} = 1033,2 \text{ fg/m}^3 \quad q_{ob} = 1033,2 \text{ fg/m}^3$$

. Débit massé de fluide

$$q_{mb} = \frac{\dot{q}_{ob}}{q_{omb}} = \frac{30000}{140,89} = 212,918 \quad q_{mb} = 212,9 \text{ Kg/h}$$

. Volume horaire aspiré

$$V_{ab} = \frac{\dot{q}_{ob}}{q_{ob}} = \frac{30000}{1033,7} = 29,036 \quad V_{ab} = 29,0 \text{ m}^3/\text{h}$$

. Volume horaire balayé

$$V_b = \frac{V_{ab}}{1 + 0,05 \cdot 2,5} = \frac{29,036}{1,125} = 33,84 \quad V_b = 33,8 \text{ m}^3/\text{h}$$

Equivalent du travail de compression par Kg de fluide

$$W_b = h_2 - h_1 = 357,57 - 339,97 = 17,6 \quad W_b = 17,6 \text{ Kj/Kg}$$

. Puissance mécanique théorique

$$P_{bth} = \frac{q_{mb} (h_2 - h_1)}{860} = \frac{212.918,17,6}{860} = 4,357 \quad P_{bth} = 4,4Kw$$

. Puissance mécanique réelle

$$P_b = \frac{P_{bth}}{Rm.Ri} = \frac{4,357}{0,9.0,875} = 6,691 \quad P_b = 5,7Kw$$

. Coefficient de performance

$$C_{opb} = \frac{h_1 - h_9}{h_2 - h_1} = \frac{140,89}{17,6} \hat{=} 8,005 \quad C_{opb} = 8$$

. Puissance frigorifique théorique par Kwh

$$K_{th} = 860 \cdot C_{opb} = 860 \cdot 8 = 6884,837 \quad K_{bth} = 6884,8 \text{ fg/Kwh}$$

. Quantité de chaleur fournie à l'étage intermédiaire

$$\phi_{ib} = \phi_{ob} + 860 P_b = 30000 + 860 \cdot 5,691 = \quad \phi_{ib} = 34894,3fg/Kg$$

. Quantité de chaleur absorbée à l'étage HP

$$\phi_{oh} = \phi_{ib} = \quad \phi_{oh} = 34894,2fg/h$$

b) Etage de haute pression (HP)

. Production frigorifique par Kg

$$q_{omh} = h_3 - h_7 = 370,40 - 223,65 = 127,407 \quad q_{omh} = 127,4fg/Kg$$

. Production frigorifique par m³

$$q_{oh} = \frac{h_3 - h_7}{V_3} = \frac{127,4}{57,18 \cdot 10^{-3}} = 2220,525 \quad q_{oh} = 2220,5fg/m^3$$

. Débit masse de fluide

$$q_{mh} = \frac{\phi_{oh}}{q_{omh}} = \frac{34894,2}{127,4} = 273,879 \quad q_{mh} = 273,9Kg/h$$

. Volume horaire aspiré

$$V_{ah} = \frac{\phi_{oh}}{q_{oh}} = \frac{34894,2}{2220,5} = 15,714 \quad V_{ah} = 15,7m^3/h$$

Volume horaire balayé

$$V_h = \frac{V_{ah}}{R_{vh}} = \frac{15,714}{0,875} = 17,958 \quad V_h = 17,9 \text{ m}^3/\text{h}$$

• Equivalent du travail de compression par Kg de fluide

$$W_h = h_4 - h_3 = 370,40 - 351,06 = 19,347 \quad W_h = 19,3 \text{ Kj/Kg}$$

• Puissance mécanique théorique

$$P_{th} = \frac{q_{mh} (h_4 - h_3)}{360} = \frac{273,879 (19,349)}{360} \cong 6,162 \quad P_{th} = 6,2 \text{ Kw}$$

• Puissance mécanique réelle

$$P_h = \frac{P_{th}}{R_m \cdot R_i} = \frac{6,162}{0,9 \cdot 0,875} = 8,048 \quad P_h = 8 \text{ Kw}$$

• Puissance mécanique totale à fournir

$$P = P_b + P_h = 5,691 + 8,048 = 13,739 \quad P = 13,7 \text{ Kw}$$

• Coefficient de performance théorique du Hp

$$C_{oph} = \frac{h_3 - h_7}{h_4 - h_3} = \frac{127,4}{19,349} = 6,58 \quad C_{oph} = 6,6$$

• Quantité de chaleur évacuée au condenseur

$$q_c = \phi_{oh} + \phi_{ob} + 860 (P_h + P_b) = 76709,74 \quad q_c = 76709,7 \text{ fg/h}$$

• Puissance frigorifique théorique du HP par Kwh

$$K_{hth} = 860 \cdot C_{oph} = 860 \cdot 6,58 = 5658,8 \quad K_{hth} = 5658,8 \text{ fg/Kwh}$$

2) Machine à un compresseur deux évaporateurs

• Production frigorifique par Kg

$$q_{om} = h_5 - h_2 = 176,384 - 339,976 = 163,591 \quad q_{om} = 163,6 \text{ fg/Kg}$$

• Production frigorifique par m³

$$q_0 = \frac{h_5 - h_1}{v_1} = \frac{163,591}{136,37 \cdot 10^{-3}} = 1197,67$$

$$q_0 = 1197,7 \text{ fg/m}^3$$

• Debit masse de fluide

$$q_m = \frac{\phi_0}{q_0} = \frac{30000}{163,591} = 183,384$$

$$q_m = 183,4 \text{ Kg/h}$$

• Volume horaire aspiré

$$V_a = \frac{\phi_0}{q_0} = \frac{30000}{1197,67} = 25,048$$

$$V_a = 25 \text{ m}^3/\text{h}$$

• Volume horaire balayé

$$V = \frac{V_a}{R_v} = \frac{25,048}{0,6858} = 36,523$$

$$V = 36,5 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$R_v = 1 - 0,05 = 1 - 0,05 \cdot 6,283 = 0,6858$$

$$v = 0,686$$

• Equivalent du travail de compression par Kg de fluide

$$W = h_2 - h_1 = 373,82 - 339,975 = 33,245$$

$$W = 33,2 \text{ Kj/Kg}$$

• Puissance mécanique théorique

$$P_{th} = \frac{q_m (h_2 - h_1)}{860} = \frac{183,384 \cdot 33,245}{860}$$

$$P = 7,1 \text{ Kw}$$

• Puissance mécanique réelle

$$P = \frac{P_{th}}{R_m \cdot R_i} = \frac{7,089}{0,9 \cdot 0,6858} = 11,485$$

$$P = 11,5 \text{ Kw}$$

• Coefficient de performance

$$Cop = \frac{h_5 - h_1}{h_2 - h_1} = \frac{163,591}{89,245} = 4,921$$

$$Cop = 4,9$$

• Puissance frigorifique théorique par Kwh

$$K_{th} = 860 \cdot Cop = 4,921 \cdot 860 = 4231,86$$

$$K_{th} = 4231,8 \text{ fg/Kwh}$$

• Quantité de chaleur évacuée au condenseur

$$q_c = \phi_0 + 860 \cdot P = 3000 + 860 \cdot 11,485 = 39877,1 \quad q_c = 39877,1 \text{ fg/h}$$

3. Détermination des caractéristiques du cycle de machine avec vanne à trois voies.

Ce cycle se compose de deux circuits simples fonctionnant alternativement par le même compresseur.

a) Choix du compresseur

Le compresseur du combiné ordinaire à une puissance élevée (11,5Kw) et un coefficient de performance faible (4,9) ; s'il était choisit, il donnerait les mêmes caractéristiques. De même le compresseur du circuit basse pression du cycle biétagé à un coefficient de performance (8) mais une puissance faible (5,7 Kw) pour faire fonctionner l'étage de haute pression. Par contre le compresseur de haute pression peut travailler en basse pression avec plus de performance (coefficient de performance au moins égal à celui de la haute pression). Il peut donc être choisit pour le fonctionnement de deux circuits de la machine avec vanne à trois voies.

Les conditions dans le compartiment de refrigeration seront identiques à celles de l'étage Haute pression (Hp).

Le travail de compression du compartiment de congelation est le même qu'en refrigeration. Par contre le coefficient de performance du circuit Bp peut être maintenu pour les calculs du compartiment de congelation.

b) Caractéristiques du compartiment de congelation

. Equivalent du travail de compression

$$W_{\text{refrigeration}} = W_{\text{congelation}} \quad \text{---} \quad h_6 - h_5 = h_2 - h_1 = 19,249\text{Kj/}$$

Le point (1) gardant ses paramètres (p_1, T_1, h_1) ;

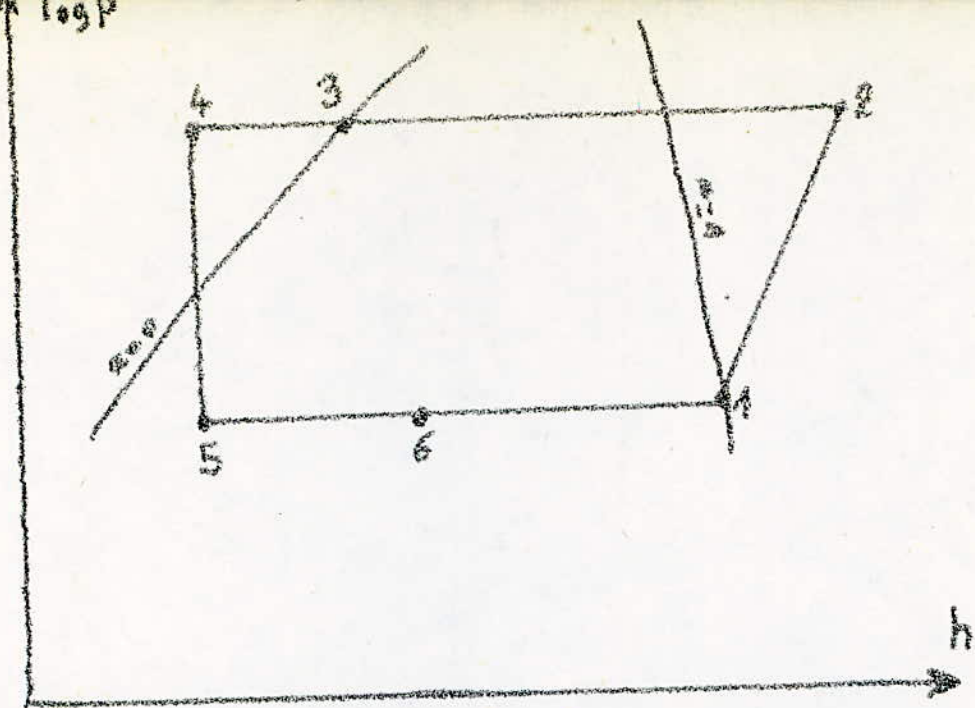
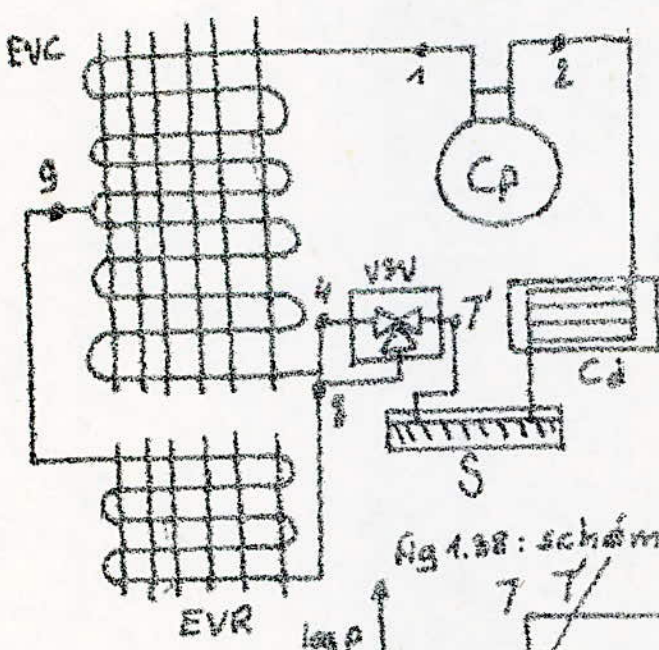


Fig. 1.37: cycle de machine à un compresseur et deux évaporateurs



Cp: Compresseur
 Cd: Condenseur
 S: séparateur d'huile
 V3V: vanne à trois voies
 EVR: évaporateur de réfrigération
 EVC: évaporateur de congélation

Fig. 1.38: schéma de principe

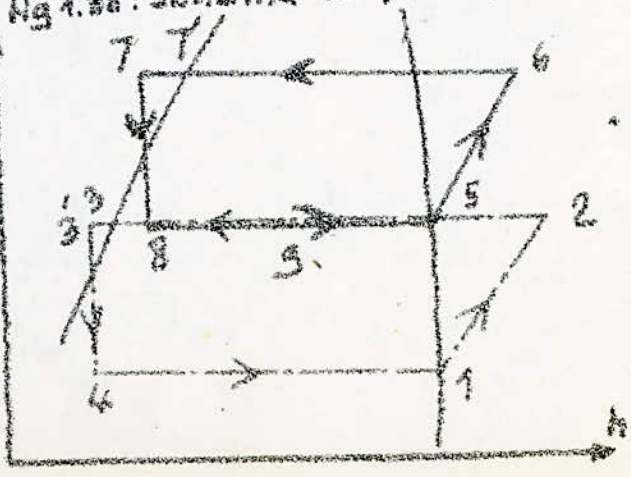


Fig. 1.39

cycle de fonctionnement

l'enthalpie du point (2) sera :

$$h_2 = h_1 + 19,349 = 339,975 + 359,321$$

$$h_1 = 359,3 \text{ Kj/Kg}$$

. Coefficient de performance

$$\text{CopBp} = \text{Copcongelation} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} = 8$$

d'où $h_1 - h_4 = 8 (h_2 - h_1) \implies h_4 = h_1 - 8 (h_2 - h_1)$

$$h_4 = 339,976 - 8 \cdot 19,349 = 185,183$$

$$h_4 = 185,2 \text{ Kj/Kg}$$

Remarque : la valeur de h_4 montre que le circuit de congélation fonctionnera avec un sous refroidissement de -16°C (phénomène favorable au compresseur)

Production frigorifique par Kg de fluide

$$q_{o3m} = h_4 - h_1 = 185,183 - 339,975$$

$$q_{o3m} = 154,2 \text{ fg/Kg}$$

. Production frigorifique par m^3

$$q_{o3} = \frac{h_4 - h_1}{V_{\text{th}}} = \frac{154,792}{136 \cdot 10^{-3}} = 1135,088$$

$$q_{o3} = 1135,1 \text{ fg/Kg}$$

. Debit masse de fluide

$$q_{3m} = \frac{\phi_o}{q_{o3m}} = \frac{30000}{154,792} = 193,808$$

$$q_{3m} = 193,8 \text{ Kg/h}$$

. Volume horaire aspiré

$$V_{a3} = \frac{\phi_o}{q_{o3}} = \frac{30000}{1135,088} = 26,429$$

$$V_{a3} = 26,4 \text{ m}^3/\text{h}$$

. Volume horaire balayé

$$V_3 = \frac{V_{a3}}{R_v} = \frac{26,429}{0,875} = 30,204$$

$$V_3 = 30,2 \text{ m}^3/\text{h}$$

. Puissance mécanique théorique

$$P_{3th} = \frac{q_{3m} (h_2 - h_1)}{860} = \frac{193,808 \cdot 19,349}{860} = 4,368 \text{ Kw}$$

. Puissance mécanique réelle

$$P_3 = \frac{P_{3th}}{R_m R_i} = \frac{4,368}{0,9 \cdot 0,875} = 5,695 \quad P_3 = 5,7 \text{ Kw}$$

. Puissance frigorifique théorique par Kwh

$$K_{3th} = \text{Cop} \cdot 860 = 860 \cdot 8 = 688,4837 \quad K_{3th} = 688,8 \text{ fg/Kwh}$$

. Quantité de chaleur dégagé au condenseur

$$q_{3cd} = \phi_0 + 860 P_3 = 30000 + 860 \cdot 5,695 \quad q_{3cd} = 34897,7 \text{ fg/h}$$

. Le rendement volumétrique

$$R_{vc} = R_{vBp} = 1 - 0,05 \cdot 2,5 = 0,875$$

4) Comparaison des différents cycles.

a) Machine à deux compresseurs et le combiné ordinaire

Le tableau des résultats (tableau) montre que la production frigorifique totale (268,3fg/Kg) par Kg de fluide du cycle à deux compresseurs est beaucoup importante que celle du cycle à combiné ordinaire (163,6fg/Kg). De même le coefficient de performance de chacun des étages (C_{opb} = 8 ; C_{oph} = 6,6) est supérieur à celui du compresseur à combiné ordinaire (C_{op} = 4,9)

Bien vrai que la puissance totale du circuit à deux compresseurs (13,7Kw) est supérieure à celle du combiné ordinaire (9,3Kw) sa production frigorifique élevée et la performance de ses compresseurs lui réserve plus d'avantage.

b) Le combiné ordinaire et celui avec vanne à trois voies

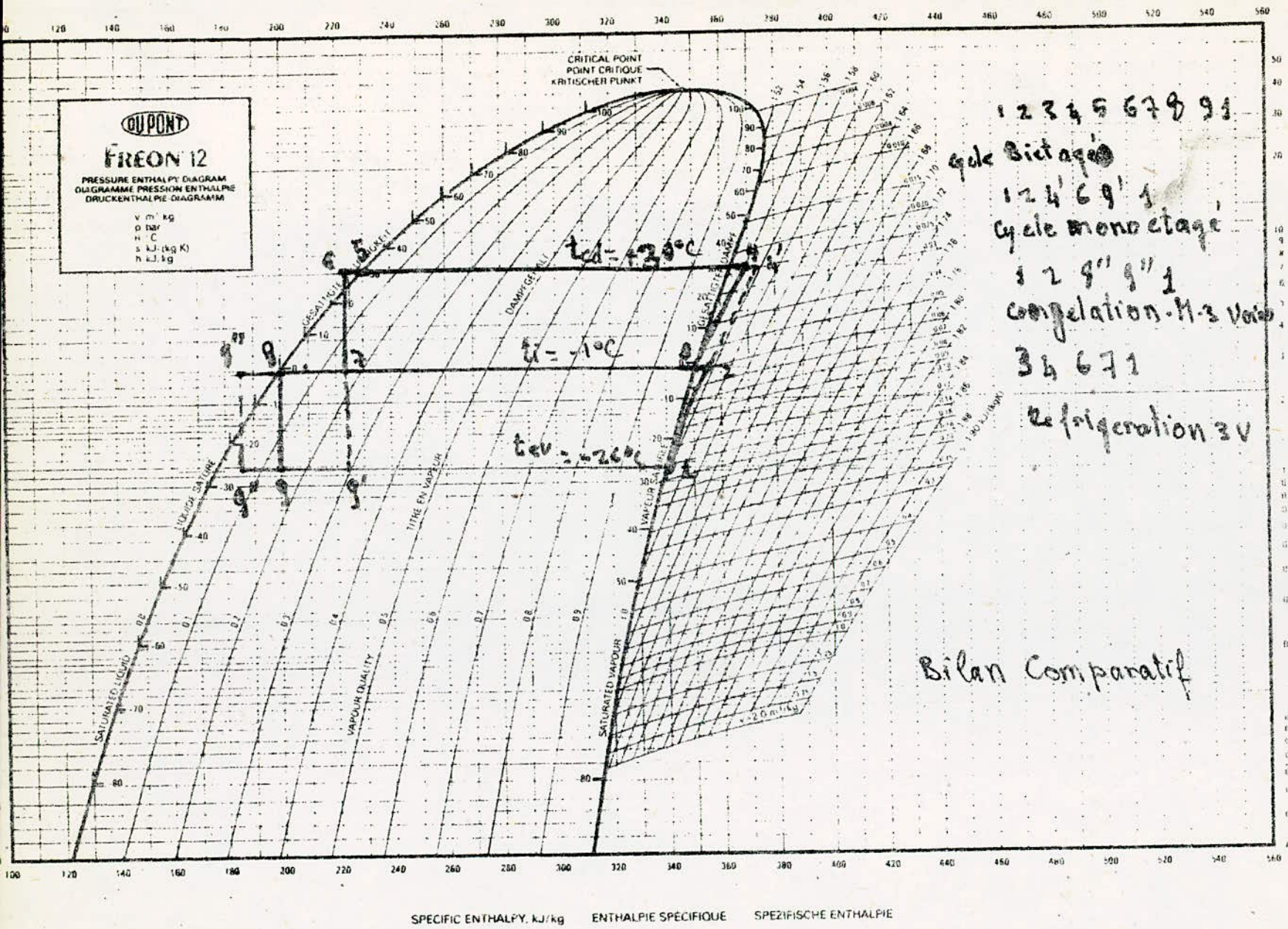
En se referant toujours au tableau des résultats le combiné avec vanne

Tableau III

	Compresseurs		Combiné	combine avec vanne à 3voies	
	Etage BP	Etage HP	ordinaire	circuit de refrigeration	Circuit de congelation
Production frigorifique par Kg (fg/Kg)qom	140,9	127,4	163,6	127,4	154,0
Production frigorifique par m ³ (fg/m ³)qo	1033,2	2395,4	1197,7	2395,4	1135,1
Debit masse de fluide (Kg/h)qm	212,9	273,0	183,4	273,0	193,0
Volume horaire balayé (m ³ /h)Vai	33,2	17,9	36,5	17,9	30,2
Volume horaire aspiré (m ³ /h)Vi	29,0	15,7	25,0	15,7	26,4
Travail de compression (Kj/Kg)W ₁	17,6	19,3	33,4	19,3	19,3
Puissance mécanique théorique (KW)P _{ith}	4,4	6,2	7,1	6,2	4,4
Puissance mécanique réelle (KW)P _i	5,7	8,0	9,2	8,0	5,7
Coefficient de performance Cop	8,0	6,6	4,9	6,6	8,0
Puissance frigorifique théorique Kth(fg/KWh)	6884,8	5658,8	4231,8	5658,8	6884,8
Chaleur évacuée au condenseur qc(fg/h)		76709,73	37962,7	36921,3	34097,7
Puissance totale consommée pt (KW)		13,7	9,2		8,0

DUPONT
FREON 12
 PRESSURE ENTHALPY DIAGRAM
 DIAGRAMME PRESSION-ENTHALPIE
 DRUCK-ENTHALPIE DIAGRAMM

v m³/kg
 p bar
 h °C
 s kJ/(kg K)
 h kJ/kg



1 2 3 4 5 6 7 8 9 1
 Cycle Bistage
 1 2 4' 6 9' 1
 Cycle mono stage
 1 2 9'' 9'' 1
 Congelation - M-3 Voies
 3 4 6 7 1
 Refrigeration 3V

Bilan Comparatif

SPECIFIC ENTHALPY, kJ/kg ENTHALPIE SPECIFIQUE SPEZIFISCHE ENTHALPIE

ABSOLUTE PRESSURE, bar PRESSION ABSOLUE

à trois voies possède une production frigorifique totale plus grande (282,2 fg/Kg) que celle du combiné ordinaire (163,6 fg/Kg). En plus le nouveau cycle combiné fonctionne avec un compresseur de puissance mécanique plus faible (8 Kw) que celui du cycle ordinaire (11,5 Kw). Le nouveau cycle combiné avec vanne à trois voies se confirme plus avantageux sur le plan de production frigorifique et d'économie d'énergie. Le compresseur utilisé dans le cycle est plus performant (COP = 6,6 en réfrigération et COP = 8 en congélation) que le combiné ordinaire (COP = 4,9).

c) La machine à deux compresseurs et le combiné avec vanne à 3 voies

Le tableau de résultats montre que le nouveau cycle avec vanne à trois voies à une production frigorifique un peu supérieure (282,2fg/Kg) à celle du cycle biétagé à deux compresseur (268,3 fg/Kg). Ce qui est encore plus avantageux est que la puissance mécanique totale du cycle biétagé est supérieure à celle du cycle avec vanne, en plus il est à remarquer que la production frigorifique en congélation (154,8fg/Kg) est supérieure à celle de l'étage de Basse pression (140,9fg/Kg)

Ces facteurs en plus des autres caractéristiques relevé sur le tableau(permettent de déduire que l'utilisation de la vanne à trois voies conduit à une installation plus performante, avec une production frigorifique plus élevée en congélation.

CHAPITRE II

LES ELEMENTS CONSTITUTIFS D'UNE INSTALLATION FRIGORIFIQUE

2.1. Le compresseur

2.1.1. Rôle

C'est une pompe aspirante refoulante. Il aspire les vapeurs froides à la pression p_1 en provenance de l'évaporateur et les refoule comprimées et surchauffées à la pression p_2 au condenseur. Cette compression élève la température et l'enthalpie du fluide.

2.1.2. Fonctionnement du compresseur (Fig. 211)

Le compresseur est à piston monocylindrique pour simplifier la description. Il peut être à plusieurs cylindres selon le besoin. Le piston commence sa course de compression au point mort bas, le cylindre est totalement rempli de vapeurs à la pression d'aspiration p_1 (Fig 211 a). Les clapets d'aspiration et de refoulement sont fermés, le volume du fluide diminue au fur et mesure que le piston monte dans le cylindre et sa pression augmente constamment. Lorsque le piston atteint une position telle que la pression du fluide est légèrement supérieure à la pression de refoulement p_2 l'inertie du clapet de refoulement est vaincue et de dernier s'ouvre et laisse échapper les vapeurs de fluide (Fig. 211 b). L'échappement continue jusqu'à ce que le piston atteigne le point mort haut (Fig. 211 c). Il est à constater la présence d'un espace libre entre la tête du piston et le fond du cylindre c'est

le volume mort qui n'est jamais balayé. Ce volume est indispensable afin d'éviter que le piston ne vienne buter le fond par suite de dilation de pièces mécaniques en mouvement sous l'effet de la chaleur.

Le piston commence à descendre le clapet de refoulement retombe sur son siège. Celui de l'aspiration reste fermé jusqu'à ce que les vapeurs restées dans l'espace mort soient à une pression légèrement supérieure à la pression d'aspiration p_1 .

Le piston continue l'ascension jusqu'au point mort bas. Le cylindre se remplit de nouveau totalement. Quand le piston recommence sa course de montée le clapet d'aspiration ferme dès que la pression à l'intérieur du cylindre redevient légèrement supérieure à la pression d'aspiration celui de refoulement étant toujours fermé la compression commence de nouveau.

Il est à constater que la présence de l'espace mort introduit un retard à l'aspiration provoqué par la détente des vapeurs de cet espace.

2.1.3. Classification des compresseurs

Compresseur alternatif à piston

- à simple ou double effet sans carter ou à carter ouvert simple ou étagé
- à simple effet : à carter fermé en compression simple ou bi-étagé
- à simple effet : hermetiques, hermetiques accessibles mono étagé

Compresseur rotatifs

- à espace variable commande extérieure hermetiques moto compresseur
- centrifuges monoroue ou multiroue moto compresseur simple ou étagé.

Les compresseurs à piston qui appartiennent à la catégorie volumétriques ont été les premiers utilisés dans l'industrie frigorifique. L'utilisation

de presse étoupe pour assurer l'étanchéité présente des inconvénients réduisant leur importance par rapport au compresseurs à pistons plongeurs, actuellement utilisés.

2.1.4. Grandeurs caractéristiques d'un compresseur

a) Caractéristiques géométriques

Un compresseur à piston est caractérisé par sa cylindrée (C) son volume horaire balayé (Vh) le débit de fluide qu'il comprime (qm).

* Cylindrée

C'est le volume balayé par le piston pendant une source d'aspiration en un tour de l'arbre manivelle. Si d est l'alesage d'un cylindre, l la course du piston, Nc le nombre de cylindre :

La cylindrée est donnée par :

$$C = \frac{d^2}{4} \cdot l \cdot Nc \cdot 10^{-3} \text{ en cm}^3$$

* Volume horaire balayé

Il représente le volume balayé par le piston pendant une heure avec une vitesse de rotation (n) soit

$$Vh = (C \cdot n \cdot 60) \text{ en cm}^3/h$$

* Débit masse de fluide qm

C'est la masse de fluide circulant par heure dans le circuit.

Si Va est le volume horaire aspiré (m³/h), Vo'' le volume massique du fluide frigorigène à la température T1 et pression p1 d'aspiration :

$$qm = \frac{Va}{Vo''} \text{ en (Kg/h)}$$

b) Caractéristiques mécaniques

* Pression moyenne indiquée p_{mi}

C'est la pression moyenne qui aurait régné dans le cylindre pendant un tour de manivelle

* Travail indiqué W_i

C'est le travail du piston pendant sa course pour aller du point mort bas au point mort haut.

$$W_i = p_{mi} \cdot \frac{d^2}{4} \cdot l$$

* Puissance indiqué

C'est la puissance correspondant au travail indiqué.

$$P_i = W_i \cdot \frac{n}{60} \quad \text{avec } n \text{ tr/min}$$

* Puissance effective

C'est celle à fournir sur l'arbre du compresseur suite aux frottements des pièces mécaniques et des paliers

$$P_e = \frac{P_i}{R_m}$$

où R_m est le rendement mécanique du compresseur.

c) Caractéristiques thermiques

* Puissance frigorifique brut

Elle est la première caractéristique thermique d'un compresseur et est fonction du volume horaire aspiré, de la chaleur latente de vaporisation du fluide

$$\phi_0 = V_a \cdot \frac{L_v - (q_d - q_u)}{V_o} \quad \text{fg/h}$$

V_a volume horaire aspiré

L_v chaleur latente de vaporisation

q_d : la chaleur du liquide à l'admission du détendeur (Kj/Kg)

q_v : la chaleur du liquide à la température de vaporisation (Kj/Kg)

V_o'' : le volume massique de la vapeur aspirée à l'entrée du compresseur
en m^3/Kg

V_a : le volume horaire aspiré m^3/h

* Production frigorifique massique

C'est la quantité de frigorie produite par Kg de fluide

$$q_{om} = \frac{\phi_o}{q_m} \quad \text{en fg/Kg}$$

ou q_m est le débit masse de fluide en Kg/h

* La production frigorifique rapportée au m^3 de fluide

$$q_o = \frac{\phi_o}{V_a} = \frac{L_v - (q_d - q_v)}{V_o''} \quad \text{en (fg/m}^3\text{)}$$

d) Caractéristiques qualitatives

$\frac{2}{3}$ Le rendement volumétrique

C'est le rapport du volume réellement aspiré (V_u) au volume réellement aspirable (V)

$$R_v = \frac{V_u}{V}$$

V_u est inférieur à V suite à la présence du volume mort volumétrique de même qu'une augmentation de l'écart des pressions d'aspiration et de refoulement.

V_o égale au volume mort (Fig. 212)

Si $V_{o1} > V_o$ alors, $R_{v1} = \frac{Vu_1}{V} < R_v = \frac{Vu}{V}$ pour l'écart entre les pressions d'aspiration p_1 et de refoulement p_2 fixé.

- De même pour $p_2' > p_2$ $R_{v2} = \frac{Vu_2}{V} > R_v = \frac{Vu}{V}$ pour un même volume mort V_o donné (Fig. 213)

Les pertes volumétriques ont pour origine le retard à l'ouverture ou à la fermeture des soupapes, la redetente des vapeurs restées dans l'espace mort. - La dissolution du fluide frigorigène dans l'huile de lubrification. La réduction de la masse volumétrique des vapeurs dues à leur pertes de charge dans les soupapes. (fuites manque d'échanteité).

Le rendement volumétrique est calculer le plus souvent à l'aide de l'expressions empiriques dont

$R_v = 1 - \epsilon_{05}$ ou $\epsilon = \frac{p_2}{p_1}$ est le rapport de la pression du refoulement à la pression d'aspiration appelé taux de compression.

* Rendement indiqué

$$R_i = \frac{K_i}{K_{th}} \text{ ou :}$$

$K_i = \frac{\phi_o}{p_i}$ est la production frigorifique indiquée par Kilowatt, rapport de la puissance frigorifique brut à la puissance indiquée.

- $K_{th} = 860 \text{ Cop}$ est la production frigorifique théorique par Kilowatt et Cop le coefficient de performance.

* Coefficient de performance

C'est la première caractéristique qualitative du compresseur et est le rapport de la recette (froid produit ϕ_o) à la dépence (travail de compression W).

$$\text{Cop} = \frac{\phi_o}{W}$$

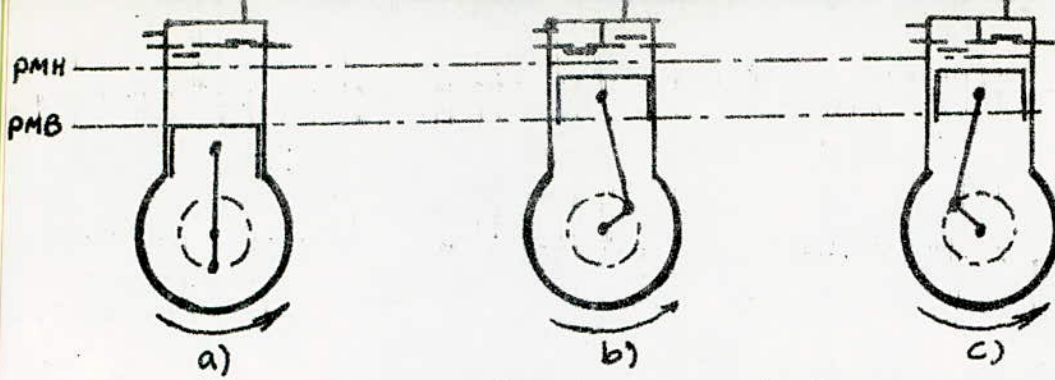


fig 2.11: fonctionnement du compresseur

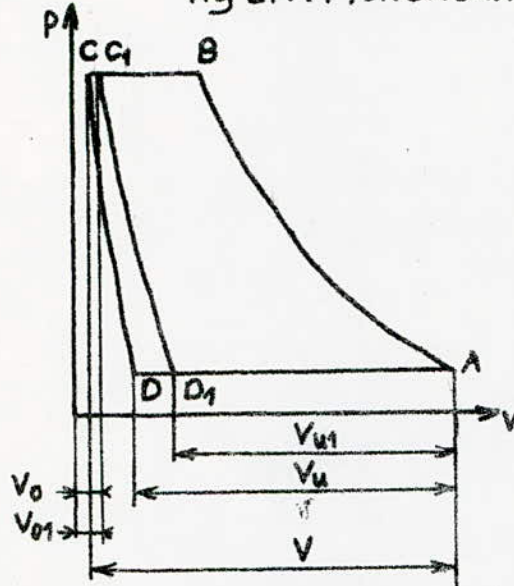


fig 2.12: influence du volume mort sur R_v

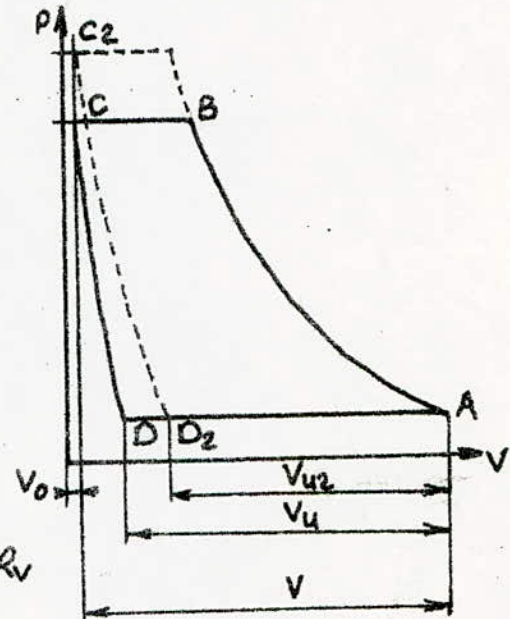


Fig. 2.13: influence de l'écart de pression sur R_v



fig 2.21: Rôle du condenseur

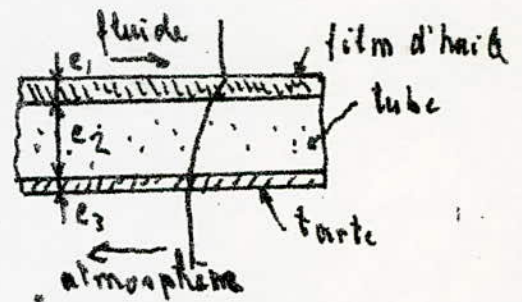
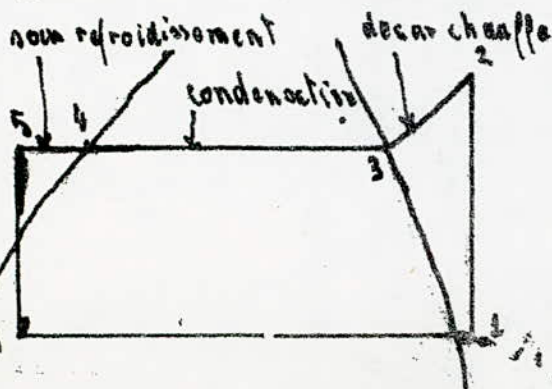


fig. 2.22 Echange à travers les parois du tube

Il est toujours supérieur à 1 inversement au rendement des moteurs thermiques et caractérise l'efficacité de la machine frigorifique.

2.2. Le condenseur

2.2.1. Rôle et fonctionnement

Le condenseur est un échangeur de chaleur son but essentiel est d'assurer le passage du flux calorifique du fluide frigorifique au milieu ambiant ou dans l'eau de refroidissement. A l'entrée de l'appareil (Fig. 221) le fluide est à l'état de vapeur comprimée surchauffée à la pression p_2 et température T_2 supérieure à la température T_3 de tension de vapeur saturante il sort à la température T_4 et à la même pression p_2 (la condensation se faisant à pression constante) sous forme de liquide avec T_4 inférieure à T_2 parfois T_4 est aussi inférieure à T_3 .

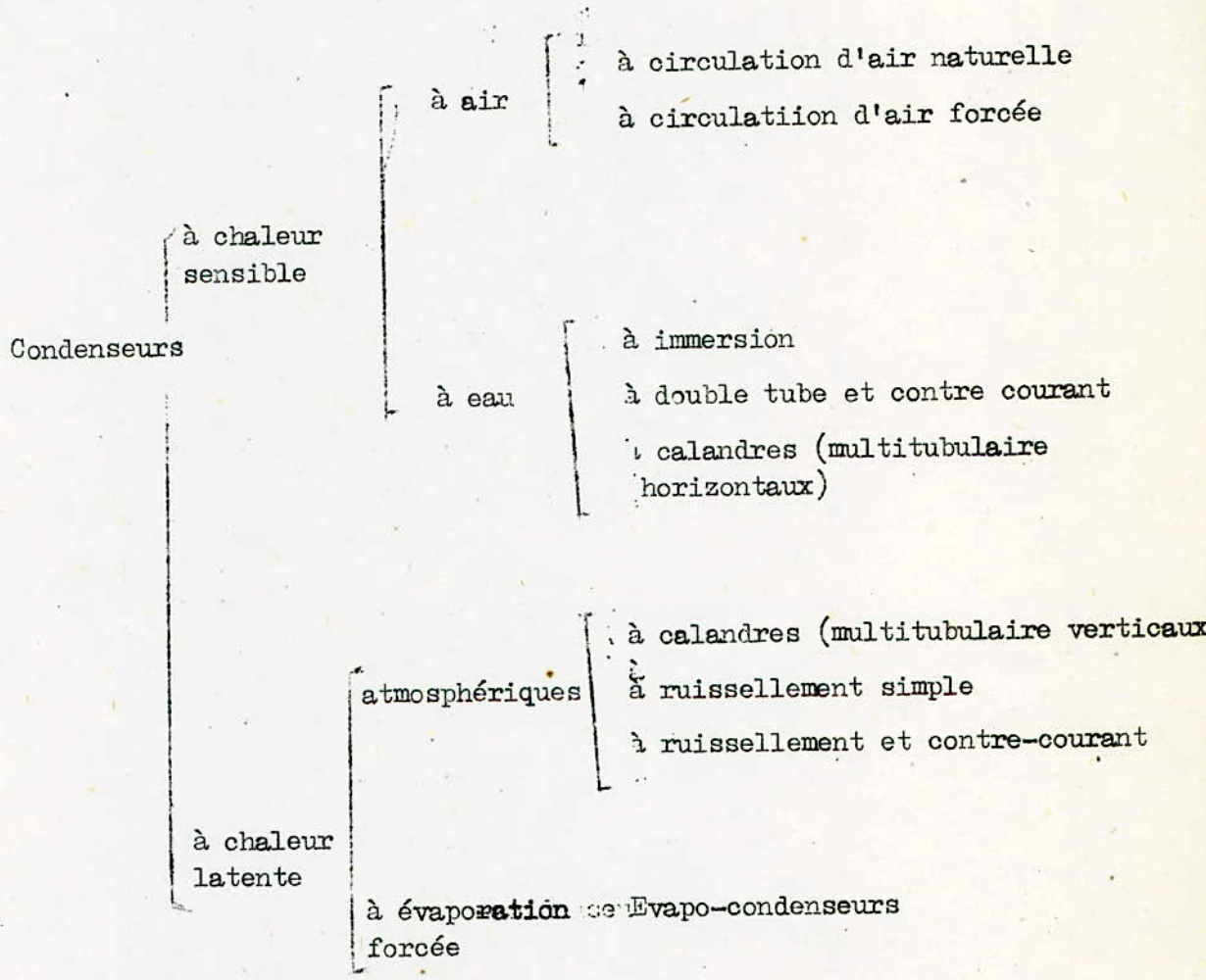
Les fonctions internes du condenseurs sont donc :

- la désurchauffe des vapeurs de T_2 à T_3 (Fig. 222)
- la condensation des vapeurs surchauffées à T_3
- le sous refroidissement éventuel du liquide de T_3 à T_4 (Fig. 222).

Le condenseur est un tube serpenté en général peut porter des ailettes d'échange de chaleur pour les types atmosphériques ou être lisse (types à refroidissement avec de l'eau.

2.2.2. Classification des condenseurs

Ils sont très variés les principaux sont résumés ainsi :



2.2.3. Caractéristiques du condenseurs

a) Mode de transmission de chaleur

L'échange de chaleur se fait essentiellement :

- par convection du fluide frigorigène à la surface interne du tube

- par conduction à travers les parois du tube Fig.223
- par convection de la surface externe du tube au milieu ambiant

Du fait qu'une partie de l'huile de lubrification reste dans le fluide malgré le moyen de séparation et qu'un dépôt de poussière ou de tartre d'eau l'épaisseur d'échange de chaleur peut être considéré comme un mur composé car chacun de ces paramètres influe sur le passage du flux calorifique (Fig.224).

Ces éléments (tartre, huile, poussière) ne sont pas bons conducteurs de chaleur c'est pourquoi malgré leur épaisseur réduite ils influent sur le transfert de chaleur.

b) Coefficient global de transfert de chaleur

En tenant compte des différents éléments cités le calcul de la résistance global (R) au passage du flux thermique est égale à la somme des résistances partielles (ri) de chaque élément constituant la parois.

$$R = r_1 + r_2 + r_3$$

Si α est le coefficient de convection du fluide frigorigène

- α_a : le coefficient de convection du milieu de condensation (air, eau)
- e_1 : l'épaisseur du film d'huile, d_1 sa conductivité
- e_2 : l'épaisseur du tube d_2 sa conductivité
- e_3 : l'épaisseur du tartre ou de la poussière d_3 sa conductivité.

Tous ces coefficients étant pris dans les conditions d'écoulement du fluide en question

$$R = \frac{1}{K} = \frac{1}{\alpha} + \frac{e_1}{d_1} + \frac{e_2}{d_2} + \frac{e_3}{d_3} + \frac{1}{\alpha_a}$$

avec K coefficient global d'échange de chaleur

$$Q_{cd} / Va = \dots \text{ en } \text{Kj/m}^2 \text{ h deg.}$$

e : en mètre

di : en Kj/m.h deg.

K : en Kj/m²h deg.

c) Quantité de chaleur évacuée au condenseur (qcd)

Cette quantité de chaleur est toujours plus élevée que le froid produit. Elle comprend en plus de celui-ci l'équivalent calorifique du travail de compression.

Si φ₀ est la production frigorifique brute du compresseur, P l'équivalent du travail de compression la quantité de chaleur évacuée au condenseur sera :

$$qcd = \phi_0 + 860 P \text{ en (Kj/h)}$$

d) Surface de condensation (A)

Le coefficient global K d'échange de chaleur caractérise la quantité de chaleur pouvant être transmise par unité de surface. La connaissance de la chaleur totale à évacuer permet de déterminer la surface nécessaire du condenseur

$$qcd = K A T \implies A = \frac{qcd}{K T}$$

où T est la différence de température du fluide et du milieu de refroidissement (air, eau).

é) Ecart moyen de température

L'échange à lieu entre un fluide qui se condense à température constante qui restitue sa chaleur latente de vaporisation et un fluide qui absorbe cette quantité de chaleur sous forme sensible pour élever sa température de Te (entrée) à Ts (sortie). L'écart moyen de température peut être la moyenne arithmétique des écarts de température entre l'entrée et la sortie du fluide frigorigène (T = cste) et du fluide refroidisseur.

Ecart à l'entrée

$$\Delta T_e = T_3 - T_e$$

Ecart à la sortie

$$\Delta T_s = T_3 - T_s$$

L'écart moyen arithmétique

$$T = \frac{\Delta T_s + \Delta T_e}{2} = \frac{2T_3 - (T_e + T_s)}{2} = T_3 - \frac{(T_e + T_s)}{2}$$

L'écart moyen arithmétique n'est mathématiquement pas exact car il est supérieur à l'écart réel et peut conduire à la détermination de surfaces d'échange insuffisantes.

L'écart réel de température est l'écart moyen logarithmique dont l'atisation s'avère importante dans le cas de grande variation de ΔT_e et ΔT_s .

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_{max} - \Delta T_{min}}{\text{Log} \frac{\Delta T_{max}}{\Delta T_{min}}}$$

ou Δt_{max} et ΔT_{min} sont les valeurs maximum et minimum des écarts de température entre les fluides en présence.

2.3. L'évaporateur

2.3.1. Rôle et fonctionnement

Il est la source de production du froid, but principal de toute l'installation frigorifique

Comme le condenseur c'est un échangeur thermique qui assure le passage du flux permettant de vaporiser le frigorigène liquide contenu dans l'appareil avant son introduction dans le compresseur.

L'évaporateur doit avoir un bon coefficient de transmission global afin que le passage du flux de chaleur du milieu à refroidir au fluide se fasse avec la différence de température la plus faible que possible. Il est rempli d'un mélange hétérogène de liquide et de vapeur ; devenant plus riche en vapeur en s'éloignant de son point d'injection. Le titre de vapeur inférieur à un $(x < 1)$ au début doit devenir supérieur à un $(x > 1)$ à la sortie de l'évaporateur.

2.3.2. Transmission de chaleur

Il s'agit à la différence près du condenseur de trouver un bon coefficient d'échange de chaleur qui est un facteur déterminant pour le fonctionnement correcte du compresseur.

Les mêmes expressions du condenseur sont utilisées pour le calcul du coefficient de transmission, la surface d'évaporation.

* Débit masse de fluide à refroidir

La fluide à refroidir présente une différence de température entre l'entrée et la sortie de l'évaporation d'où une quantité de chaleur entre l'entrée T_e et la sortie T_s telle que $q_0 = c_p (T_e - T_s)$ en KCal/Kg ou KJ/Kg

La chaleur totale absorbée par heure étant ϕ_0 KCal/heure le débit masse sera telle que

$$\phi_0 = q_m \cdot C_p (T_e - T_s) \longrightarrow q_m = \frac{\phi_0}{C_p (T_e - T_s)} \text{ en Kg/h}$$

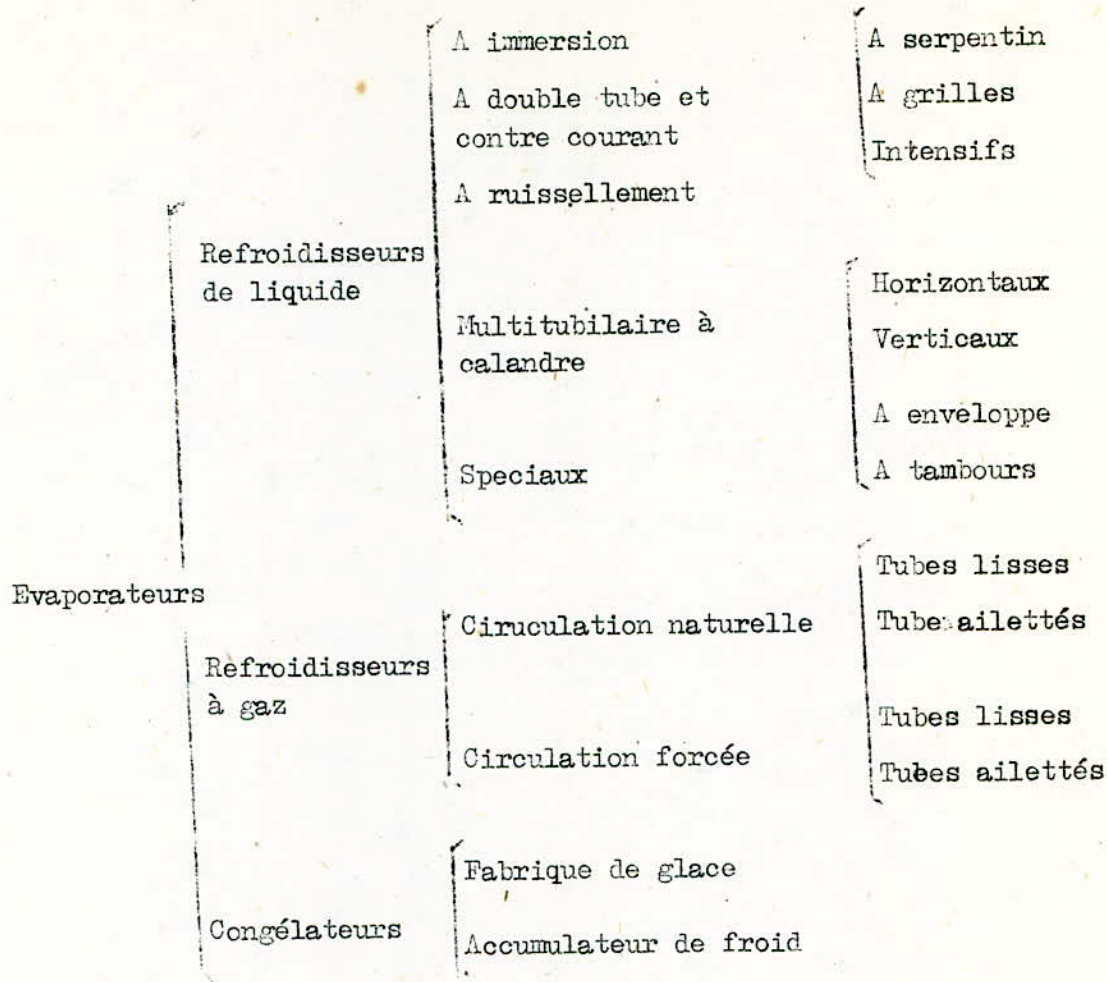
Si l'air est le fluide à refroidir son débit masse sera

$$q_{ma} = \frac{\phi_0}{C_{pa}(T_e - T_s)}$$

où C_{pa} est la chaleur massique de l'air

2.3.3. Classification des évaporateurs

Il existe une grande variété d'évaporateur dont le plus courant sont les suivants :



2.3.4. Givrage

L'air atmosphérique est chargé de vapeur d'eau qui tend à se déposer sur les parois dont la température est inférieure au égale à zéro degré celsius suite au fait que l'eau se congèle au dessous de cette température. Du fait que les chambres froides ne sont pas parfaitement étanche à la vapeur d'eau le dépôt est continuel. Les produits à l'intérieur de la chambre favorisent le phénomène car ils dégagent de la vapeur d'eau.

Cette solidification de la vapeur sur les parois de l'évaporateur est le givrage.

2.3.5. Dégivrage

Consiste à débarasser les parois de l'évaporateur du givre déposé. Il s'agit d'obtenir la fusion de la couche de vapeur solidifiée sous forme de glace sur les parois. Il existe plusieurs procédés pour y parvenir dont les principaux sont cités si dessous.

* Procédés externes

- dégivrage manuel (grattage ou brossage)
- dégivrage par arrêt du compresseur et réchauffage naturel
- dégivrage par aspersion ou pulvérisation de saumure
- dégivrage par air chaud extérieur

* Procédés internes

- dégivrage par chauffage électrique de l'évaporateur
- dégivrage par circulation saumure chaude (machine à saumure)
- dégivrage par gaz chauds
- dégivrage par renversement de cycle.

Chacun de ces procédés est utilisés dans les conditions conformes au types d'installation et ne sont applicables que dans de domaines respectant ces conditions.

2.3.6. Machine avec vanne à trois voies

Il comprend deux cycles à compression simple ayant la même production frigorifique travaillant alternativement.

CHAPITRE III

LA REGULATION DES INSTALLATION FRIGORIFIQUES

3.1. Fonction et constitution d'un regulateur

3.1.1 Constitution

Un regulateur comporte plusieurs elements reliés entre eux :

- le **detecteur** de mesure ou capteur qui determine la valeur du paramètre à régler il a pour rôle de definir l'information.
- le **transmetteur** de mesure qui communique l'information reçue du detecteur à la ligne.
- la **ligne** qui conduit l'information à l'organe de réglage
- l'**organe de réglage** est souvent un servomecanisme agit sur la marche de la machine selon l'information recueillie.

3.1.2. Fonction

Un regulateur joue trois rôles principaux :

- **conduite** (mise en service, alimentation, regulation)
- **contrôle** (verification du bon fonctionnement par signalisation optique ou sonore)
- **protection** (sécurité de la machine en temps de perturbation)

3.2. Les détendeurs automatiques

Il existe une grande variété d'appareils de régulation selon la fonction désirée par le concepteur de l'installation frigorifique. Les détendeurs thermostatiques et pressostatiques jouent un grand rôle dans la régulation des fluides frigorigènes.

3.2.1. Détendeur automatique pressostatique (Fig. 311)

a) Rôle

Il permet de maintenir constante la valeur prédéterminée de la pression d'évaporation. Cet organe s'ouvre quand la pression chute et ferme quand la pression augmente. Il est de ce fait utilisé pour un seul évaporateur. Il est placé à l'entrée et assure l'admission automatique du fluide frigorigène selon les besoins calorifiques extérieurs de l'évaporateur.

b) Fonctionnement (Fig. 311)

A l'arrêt du compresseur la pression du fluide agissant sur le soufflet (5) va repousser le pointeau (2) sur son siège (3) et fermer ainsi le détendeur. A la remise en marche du compresseur la pression chute dans l'évaporateur. La molette (6) permet de régler la tension du ressort (7) à la valeur désirée et partant de la pression d'ouverture qui détermine la température d'évaporation. Le fonctionnement se résume à l'équilibre de forces en présence.

Force de fermeture.

$F_2 = f_2 + f_2'$ ou f_2' poussée du ressort 9 du pointeau
avec $f_2 =$ force exercée sur la face intérieure du soufflet $f_2 = p_1 A_s$.

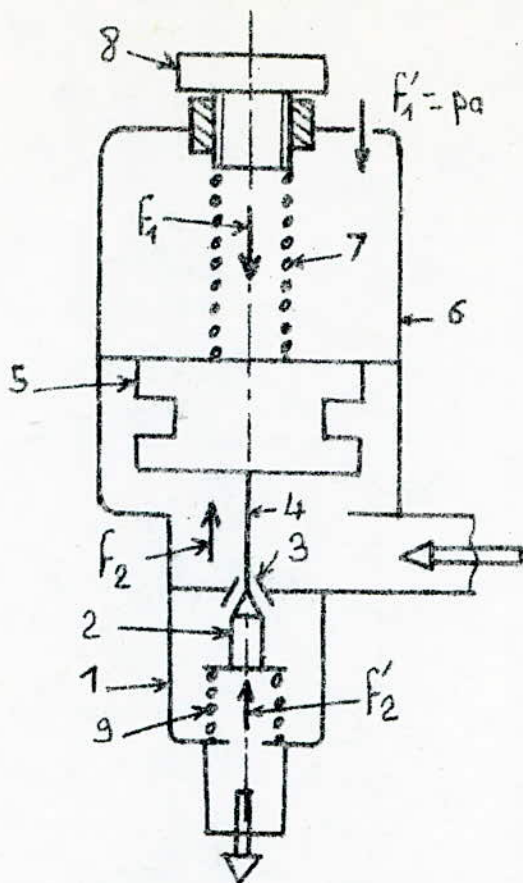


Fig 3.1.1: Détendeur préssostatique
 1-corps, 2-pointeau, 3-siège,
 4-tige, 5-soufflet, 6-Carter,
 7-ressort, 8-molette, 9-ressort

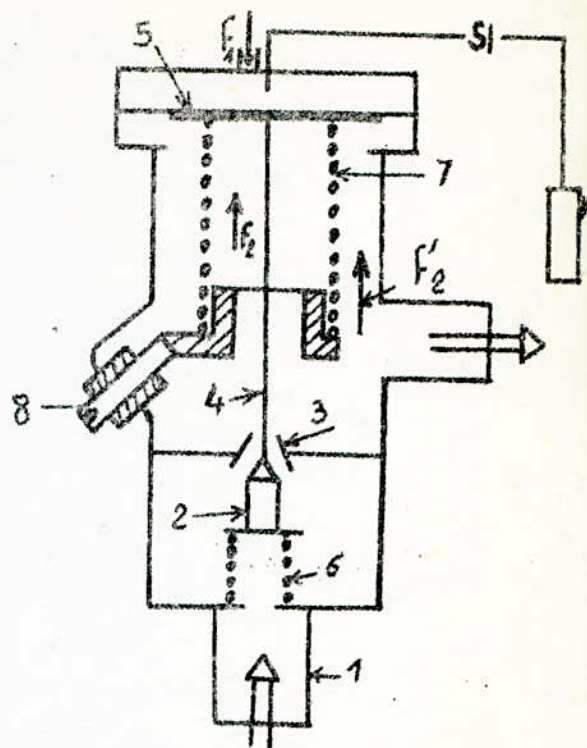


Fig 3.1.2: Détendeur thermostatique
 1-corps, 2-pointeau, 3-siège
 4-tige, 5-soufflet, 6-ressort
 antagoniste, 7-ressort, 8-molette
 9-bulbe

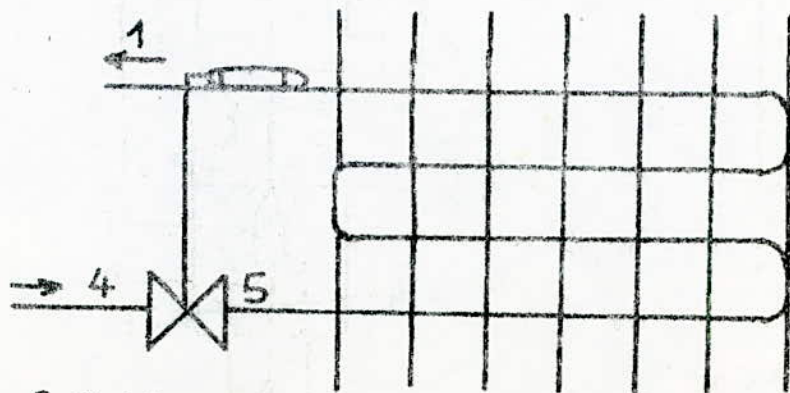


Fig 3.1.3 :
 montage d'un détendeur thermostatique

As surface du soufflet p_1 pression à l'évaporation.

Force de fermeture

$$F_1 = f_1 + f_1'$$

avec $f_1' =$ force sur la surface extérieure soufflet $f_1' = P_a A_e$ (P_a est la pression atmosphérique), f_1 force de poussée du ressort de réglage 7

Si $F_1 > F_2$ le détendeur s'ouvre

Si $F_1 < F_2$ le détendeur est fermé.

La force $f_1' = P_a A_e$ due à la pression atmosphérique et f_2' du ressort 9 sont constantes il en est de même pour f_1 du ressort 7

Dans ce cas la variation de $f_2 = p_1 \cdot A_i = p_1 \cdot K$ détermine l'ouverture ou la fermeture du détendeur ($K = A_i \hat{=}$ constante).

Detendeur	poussée du ressort	pression p_1
fermé	$f_1 <$	$p_1 - \Delta p_1'$
ouvert	$f_1 >$	$p_1 + \Delta p_1'$

La sensibilité du détendeur sera donc fonction de l'écart $\Delta p_1'$ faible de pression d'évaporation.

3.2.2. Détendeurs thermostatiques

a) Rôle

À la différence des pressostats ils sont pilotés en fonction de la température et ont un rôle de réglage de la quantité de fluide injectée selon la surchauffe de la vapeur à la sortie de l'évaporateur schéma de montage (Fig.321).

b) Fonctionnement (Fig.313)

La pression d'évaporation agissant sur le soufflet (5) et le ressort antagoniste (6) exerce une force de fermeture sur le pointeau (2) qui vient buter sur son siège. Le ressort (7) et la pression du gaz dans le soufflet (5) tendent à libérer le pointeau de son siège. La pression du gaz dans le soufflet est fonction de la température de la sonde (3) dont le bulbe est fixé à la sortie de l'évaporateur c'est à dire fonction de la température de la surchauffe.

La différence de pression régnant entre la pression de l'évaporateur et celle dans le soufflet (5) détermine la surchauffe et commande l'ouverture ou la fermeture de la vanne. Cette différence de pression peut se régler à volonté en agissant sur la tension du ressort 7, au moyen de la molette (8). Le détendeur s'ouvre quand la surchauffe augmente et se ferme quand elle diminue.

Le plus souvent le soufflet (5) est une membrane dont l'équilibre dépend des forces en présence.

Force de fermeture.

$$F_2 = f_2 + f_2'$$

$f_2' = p_1 \cdot A_i$ est la force sur la surface (A_i) intérieure de la membrane
 f_2 poussé du ressort.

Force d'ouverture.

$F_1 = p_b \cdot A_e$ de pression du bulbe sur la membrane

Si $F_1 > F_2$ le détendeur est ouvert

Si $F_1 < F_2$ le détendeur est fermé

La surface A_e extérieure de la membrane est constante dont la variation de la pression de bulbe qui est proportionnelle à la température de surchauffe détermine l'ouverture et la fermeture du robinet.

Ces deux types de régulateur sont largement utilisés en réfrigération parmi les multitudes procédés pour deux voies de circulation de fluide une entrée et une sortie. Dans ce cas ils sont placés à l'entrée d'un seul évaporateur.

3.3. La vanne à trois voies

3.3.1. Rôle

La vanne à trois voies présentée par la revue Danfoss, est un robinet magnétique qui ouvre ou ferme le circuit du fluide suivant que la bobine de commande est sous tension ou non.

Les mouvements de l'obturateur étant asservis à la mise sous tension ou hors tension de la bobine seront des mouvements brusques qui permettent à l'obturateur de prendre deux positions : ouverture totale ou fermeture totale dits à fonctionnement "tout ou rien".

La vanne comprend une voie d'arrivée du fluide (en provenance du condenseur) deux voies de sortie alternativement ouvertes ou fermées suivant la position du clapet obturateur.

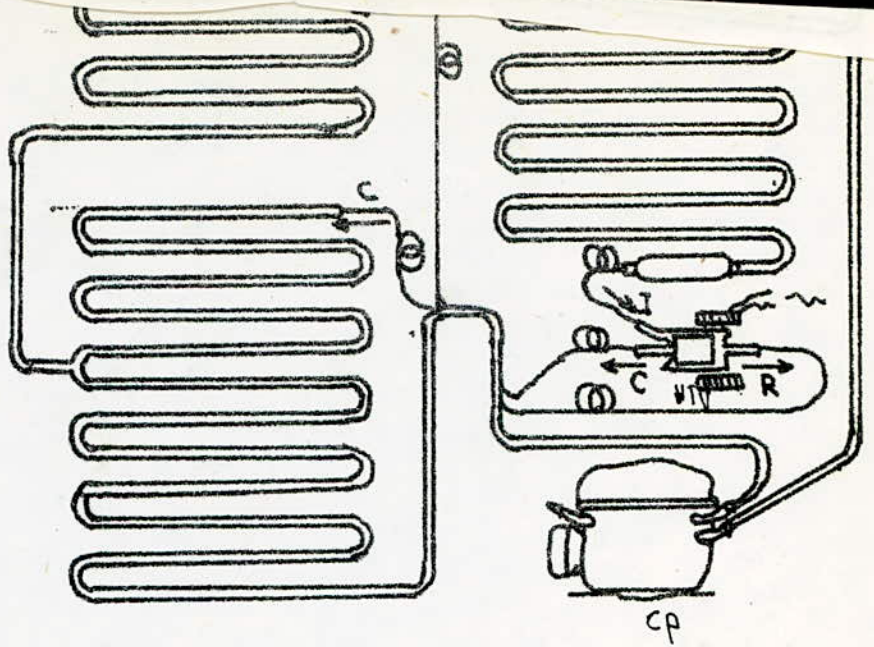


Fig.314 Schéma du cycle avec vanne à trois voies

R: Refrigeration
 C: Congelation
 I: Du Condenseur

THR: Thermostat de refrigeration
 THC: Thermostat de congelation
 CP: Compresseur
 VTV: Vanne à trois voies
 SC: Source de courant électrique

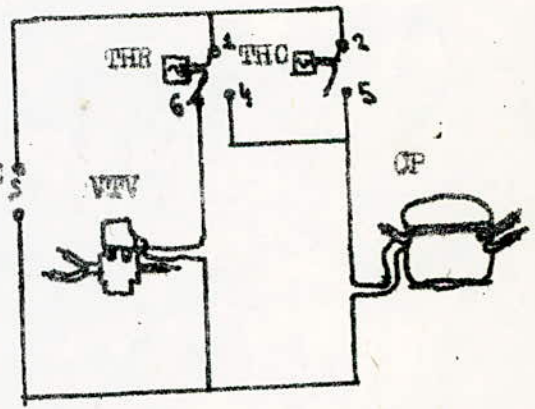


Fig 315 Circuit de regulation avec vanne à trois voies

Une première voie qui alimente le circuit de réfrigération (Fig. 314, voie R),; une deuxième pour celui de la congélation (Fig. 314 voie C). Ce fonctionnement du clapet est obtenu à l'aide de deux thermostats d'évaporateurs ordinaires, montés pour assurer la régulation de la température dans chacun des deux compartiments.

3.3.2. Fonctionnement

a) Cycle de réfrigération

Le thermostat de réfrigération met en marche le compresseur si l'interrupteur est à la position (4) (Fig. 315). Le fluide passe du raccord I du condenseur au raccord R du cycle de réfrigération. La vanne est hors tension le clapet obturateur du cycle est ouvert. Dans le cas où la vanne est sous tension le champ magnétique crée le mouvement d'obturation du clapet l'interrupteur prend la position (6) (Fig. 315). Le cycle de réfrigération est fermé tant que la vanne est sous tension.

b) Cycle de congélation

La vanne étant sous tension le robinet du cycle de congélation est ouvert car celui de la réfrigération est fermé. Le fluide passe de ce fait du raccord I du condenseur au raccord C du cycle de congélation. Dans le cas où il y a un besoin de froid dans ce compartiment l'interrupteur du thermostat de congélation met le compresseur en marche en prenant la position 5. S'il n'y a pas de demande le thermostat ne déclenche pas le compresseur le cycle reste ouvert sans circulation de fluide, la vanne reste sous tension. Dans le cas de demande simultanée dans les deux compartiments, le cycle de réfrigération est prioritaire puisqu'il ravitaille à moitié le cycle de congélation, donc en partie servi en froid.

c) Rôle du tube capillaire

Pendant la période d'arrêt du compresseur le tube capillaire réalise un équilibre des pressions entre l'aspiration et le refoulement. Cette disposition favorise la remise en marche du compresseur. Le capillaire doit être mesuré pour qu'au démarrage le compresseur n'aspire pas le fluide liquide.

La Fig 314 montre une jonction du capillaire avec la sortie de l'évaporateur, cette technique permet de refroidir un peu les vapeurs de fluide qui arrive parfois surchauffée dans le compresseur.

En même temps le liquide gagne une quantité de chaleur qui favorise sa vaporisation à l'entrée de l'évaporateur.

Les forces F_1 et F_2 du ressort de ... sont comme ... la variation de ...

3.4. Modelisation d'un système de regulation

3.4.1. But

Consiste à la recherche d'un modèle du système de regulation à partir du bilan thermique d'une chambre froide. Les échanges de chaleur sont influencés par plusieurs phénomènes dont la connaissance permet d'avoir des informations sur le comportement du compresseur (fonctionnement).

- la repartition de la température à l'intérieur du produit à refroidir
- l'évolution de la température de la chambre en présence des perturbation.

Pour cela le banc d'essais de refrigeration permet de faire les expériences pour déterminer les différents paramètres nécessaires aux calculs

3.4.1.b. Description du banc d'essai (Fig. 316)

C'est un cycle de refrigeration comprenant un compresseur, un évaporateur (chambre froide). Un condenseur à refroidissement d'eau, une vanne manuelle de détente, une résistance chauffante plongeant dans la chambre froide ainsi qu'un agitateur, pour uniformiser la température de la chambre

Le compresseur est entraîné par un moteur électrique à démarrage manuel comportant un dynamomètre à couple de torsion pour la lecture du moment du moteur.

Des thermos tés permettent de lire la température à tous les points utiles du cycle : t1 entrée compresseur, t2 sortie, t3 température de condensation, t4 sortie détenteur, t5 sortie évaporateur, t6 température de la chambre, t7 entrée eau de condensation, t8 sa sortie. Des manomètres indiquent les pressions à l'entrée, à la sortie du compresseur et à la sortie du détenteur. Deux debimètres l'un à eau et l'autre pour R12 indiquent le débit d'eau et de R12 nécessaire, un ampermetre pour la lecture du courant de chauffage, un indicateur de vitesse de rotation du moteur et un autre pour le couple.

3.4.2. Etude expérimentale de prise de chaleur par la machine frigorifique en fonction de la température de la chambre

L'expérience consiste à relever la température de la chambre chaque deux minutes.

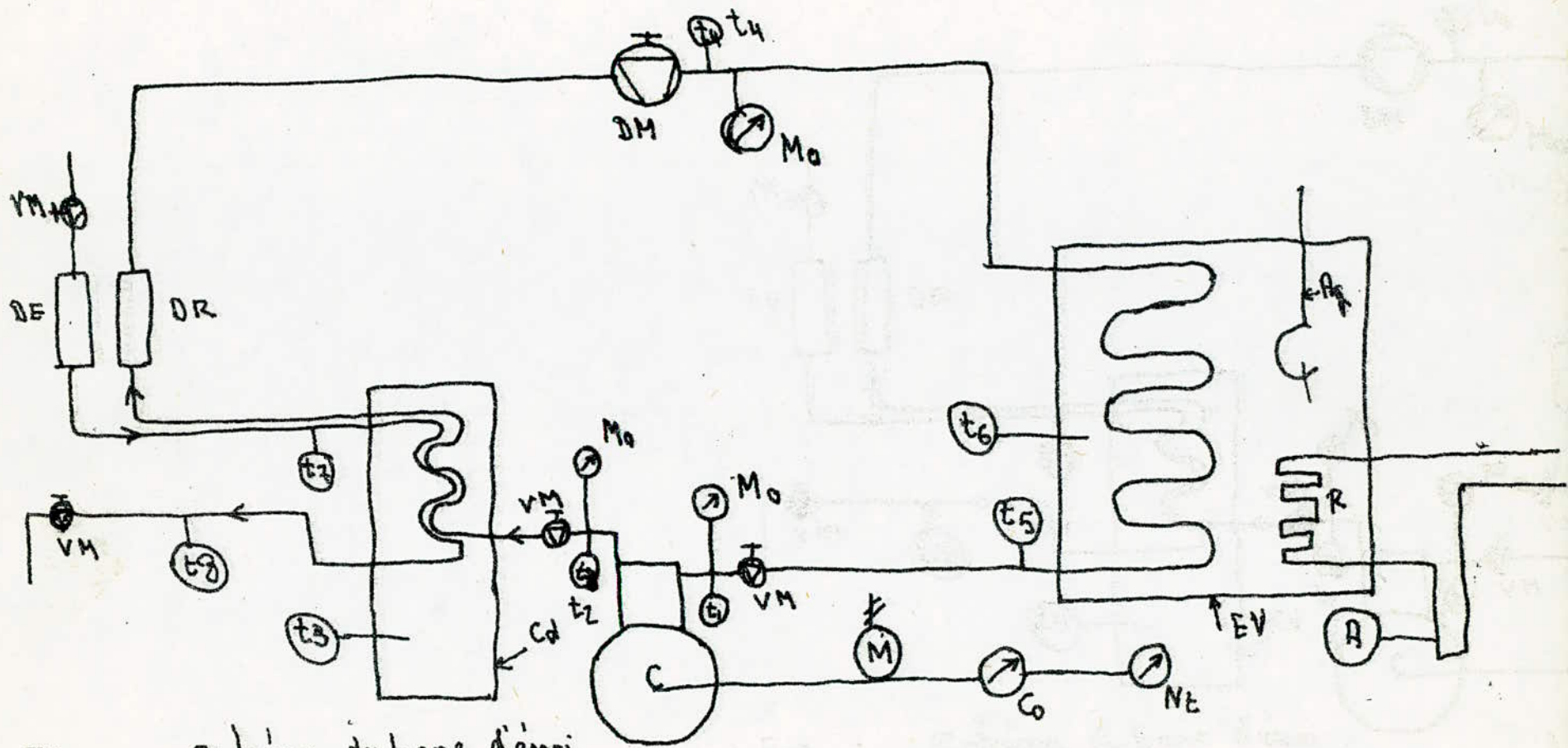


Fig Schéma du banc d'essai

C Compresseur - VM:vanne manuel - Cd Condenseur - M: Moteur électrique - R: Résistance
 DM : Détendeur Manuel - Mo manomètre - A ampèremètre - Ag agitateur - t_i température
 EV Evaporateur - DE débitmètre d'eau, DR duhimètre de R12
 Co : lecture du moment - Nt : nombre de tour (vitesse de rotation)

Les caractéristiques ~~maintenus~~ pour le cycle sont :

- vitesse de rotation du moteur d'entraînement du compresseur $n = 1200 \text{ tr/min}$
- intensité du courant $I = 2 \text{ Ampères}$
- couple du moteur $3,1 \text{ N.m}$
- débit d'eau de refroidissement $\dot{m}_{\text{eau}} = 45 \text{ g/s}$
- débit de R12 de cycle $\dot{m}_{\text{R12}} = 8 \text{ g/s}$

La quantité de chaleur dégagée par le chauffage électrique Q est

$$Q = R I^2 t$$

avec $R = 39,3$ résistance du chauffage

I intensité $t = \text{temps}$

Cette quantité de chaleur est égale à celle absorbée par la fluide frigorigène en déroulant le cycle.

Les valeurs du tableau ~~7M4~~ permettent de tracer la courbe

$$Q_F = f(T_c)$$

Une interpolation de cette courbe à partir de deux valeurs T_c soient

$TF1 = 0^\circ\text{C}$ et $TF2 = -20^\circ\text{C}$ conduit à la détermination de Q_F

pour chaque température de l'intervalle.

$$\text{tg } \alpha = \frac{Q_F2 - Q_F1}{TF2 - TF1} = \frac{Q_F - Q_F1}{T_c - TF1} \quad (\text{Fig. } 347)$$

$$\text{d'où } Q_F = Q_F1 + \frac{(Q_F2 - Q_F1)}{TF2 - TF1} (T_c - TF1)$$

3.4.3. Détermination de la capacité calorifique de la chambre

Elle est déterminée graphiquement en traçant la courbe $T_c = f(t)$ de la chambre en fonction du temps pour deux valeurs T_c de chauffage

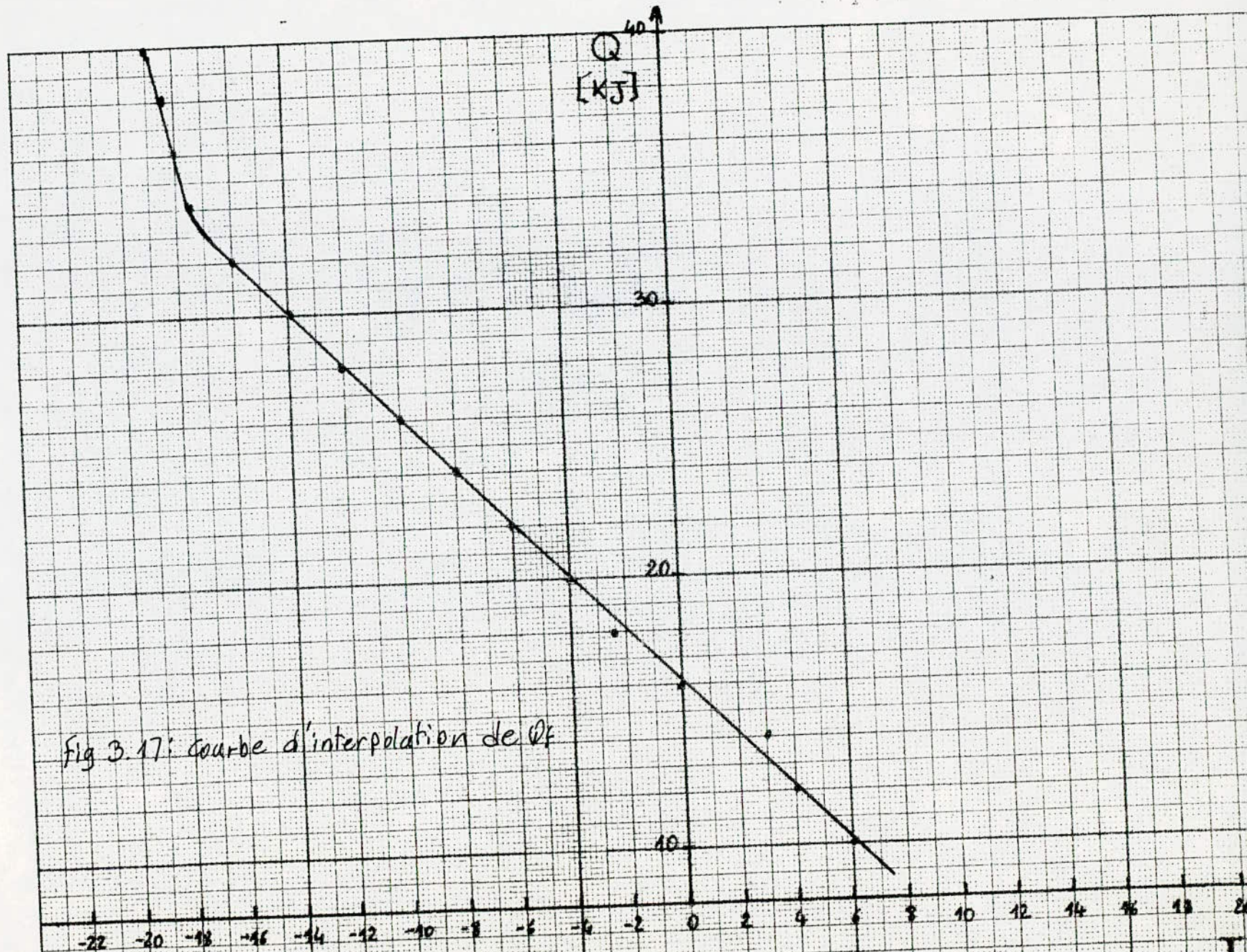


Fig 3.17: courbe d'interpolation de Q_f

K = 9432

Tableau 4

Temps		Chaleur QF j
en min	Temperature en °C	
0	15	0
2	13	2K
4	12	4K
6	10	6K
8	8	8K
10	6	10K
12	4	12K
14	3	14K
16	0	16K
18	-2,5	18K
20	-4	20K
22	-6	22K
24	-8	24K
26	-10	26K
28	-12	28K
30	-14	30K
32	-16	32K
34	-17,5	34K
36	-18	36K
38	-18,5	38K
40	-19	40K

Temps		Temperature	
en min	en °C	en min	en °C
0	-20	120	-14
5	-19,5	125	-13,8
10	-19	130	-13,6
15	-18,5	135	-13,4
20	-18	140	-13,3
25	-17,6	150	-13
30	-17,5		
35	-17,2		
40	-17		
45	-16,8		
50	-16,5		
55	-16,2		
60	-16		
65	-16		
70	-15,8		
75	-15,8		
80	-15,7		
85	-15,4		
90	-15,3		
95	-15,1		
100	-15		
105	-14,5		
110	-14,3		
115	-14,1		

Tableau VI

$$I = 5,5 \text{ A}$$

temps	t°	temps	t°
0	-3	21	0,2
1	-2,8	22	0,3
2	-2,5	23	0,5
3	-2,3	24	0,7
4	-2,2	25	1
5	-2,1	26	1,2
6	-2	27	1,3
7	-1,9	28	1,5
8	-1,9	29	1,7
9	-1,8	30	1,8
10	-1,7	31	1,9
11	-1,6	32	2
12	-1,5	33	2,1
13	-1,4	34	2,2
14	-0,7	35	2,4
15	-0,5	36	2,6
16	-0,3	37	2,8
17	-0,2	38	3
18	-0,1	39	
19	0	40	
20	0,1		

$$I = 2,5 \text{ A}$$

temps	t°
0	3
1	2
2	1
3	0
4	-1
5	-2
6	-3

Les conditions de bon fonctionnement du cycle étant fixé les valeurs des températures sont relevées chaque minute pour deux extrêmes fixés - 3°C et 3°C. Pour la première valeur de courant soit I1 = 5,5 A la température est relevée à partir de - 3°C puis le courant prend la valeur de I2, les relevés continuent jusqu'à atteindre de nouveau - 3°C. En traçant les deux courbes Fig. 353 leur intersection permet de déterminer Ir puis Cc par la suite.

La puissance dissipée à travers la résistance pour I1 et I2 jusqu'à Ir est donnée par :

$$\Delta P = R(I_1^2 - I_r^2) = R(I_r^2 - I_2^2) \implies \frac{\Delta P}{R} = \frac{I_1^2 + I_2^2}{2} \quad (1)$$

Cette puissance est aussi fonction de la capacité calorifique

$$\Delta P = C_c \frac{dT}{dt} \quad (2)$$

de (1) pour I1 = 5,5 et I2 = 2,5 Ir = 4,27A

Par interpolation des courbes pour I1 et I2 de Tc = f(t) (Fig. 353)

On obtient

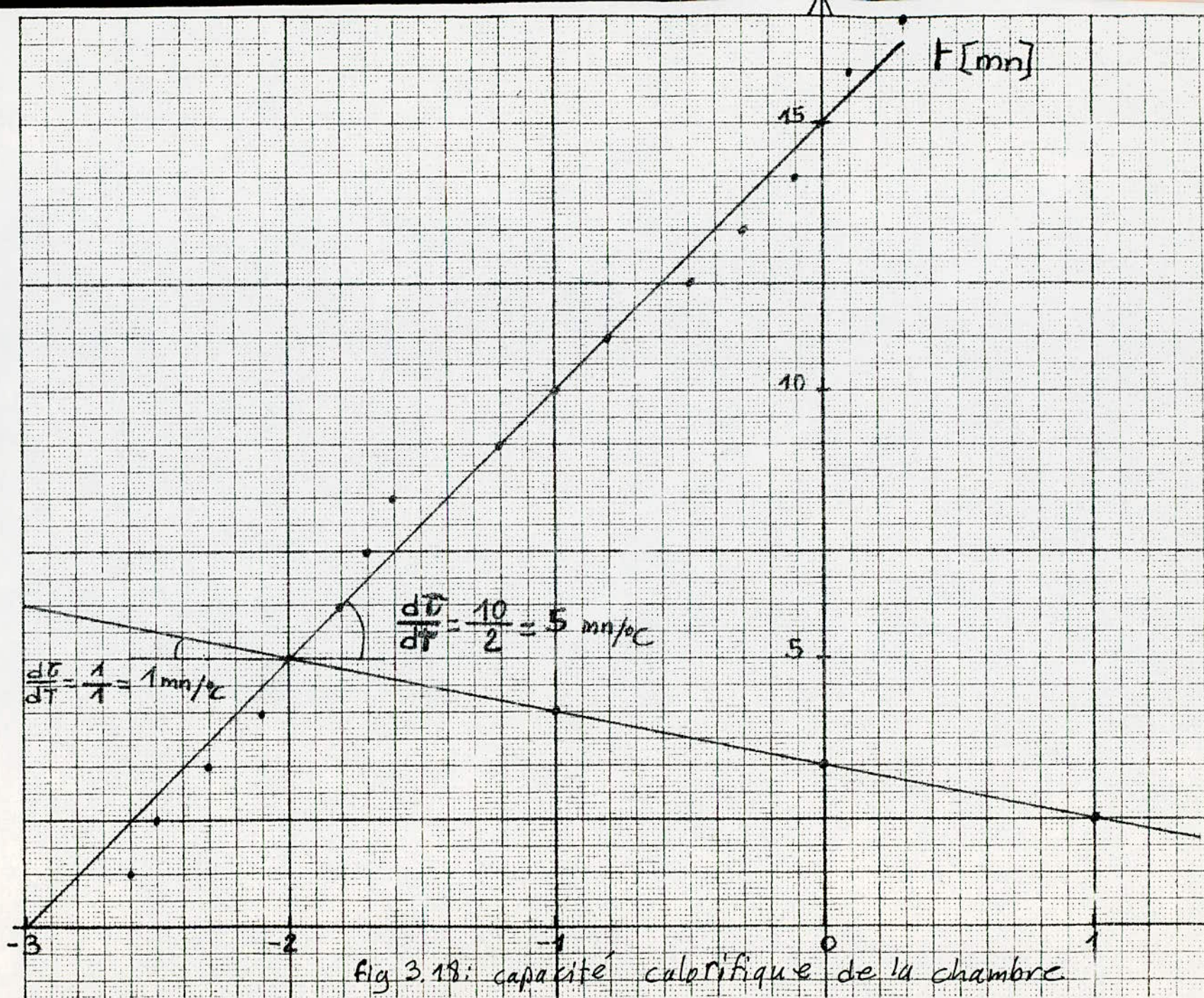
$$\Delta m_1 = \frac{\Delta T_1}{\Delta t_1} = \frac{120}{10} \quad \Delta m_2 = \frac{\Delta T_2}{\Delta t_2} = \frac{60}{10}$$

$$\text{d'où } \frac{\Delta T}{\Delta t} = \frac{\Delta m_1 + \Delta m_2}{2} = \frac{180}{2}$$

Les équations (1) et (2) donnent

$$C_c \frac{\Delta T}{\Delta t} = R(I_1^2 - I_r^2) \implies C_c = \frac{R(I_1^2 - I_r^2)}{\Delta T / \Delta t}$$

$$C_c = 39,3 \frac{(5,5^2 - 4,27^2)}{90} \cdot 180 = 85008,96 \text{ (KJ/°C)}$$



Conditions de fonctionnement des cycles

- vitesse de rotation du moteur $n = 1200 \text{tr/min}$ couple $C = 3 \text{N.m}$
- débit d'eau $\dot{m}_{\text{air}} = 45 \text{g/s}$
- débit de R12 $\dot{m}_{\text{R12}} = 8 \text{g/s}$

3.4.3. Etude expérimentale des deperditions de chaleur

L'expérience consiste à évaluer la chaleur perdue par la chambre froide sous l'influence du milieu ambiant.

Le compresseur est mis on marche pour refroidir la chambre jusqu'à la température désirée exemple (-20°C) puis on relève les valeurs de la température en fonction du temps, le moteur étant arrêté.

Les deperditions sont données par l'expression

$$Q_d = C_c (T_{\text{amb}} - T_c)$$

On choisit deux valeurs de T_c, T_{d1} et T_{d2} pour déterminer la valeur Q_d à chaque instant de l'intervalle.

$$Q_d = Q_{d1} + Q_{d2} - Q_{d1} (T_c - T_d) \quad (\text{Fig. 319})$$

3.4.4. Echange de chaleur dans une sphère

Il s'agit de derminer la repartition de la température à l'intérieur de volumes éga x concentriques - i'une sphère de rayon extérieur R_0

Prenant un élément I de volume V_i sa capacité calorifique sera :

$$C = \frac{4}{3} \pi \frac{R_0^3}{n} \rho c_p$$

ρ = masse volumique Kg/m^3

c_p chaleur massique $\text{Kj/Kg}^\circ\text{C}$

La quantité de chaleur totale de l'élément i (Fig. 320)

$$Q_i = C (T_i - T_{i-1}) = Q_{i+1} - Q_{i-1}$$

Fig. 3.19: Courbe de déperditions calorifiques en fonction du temps

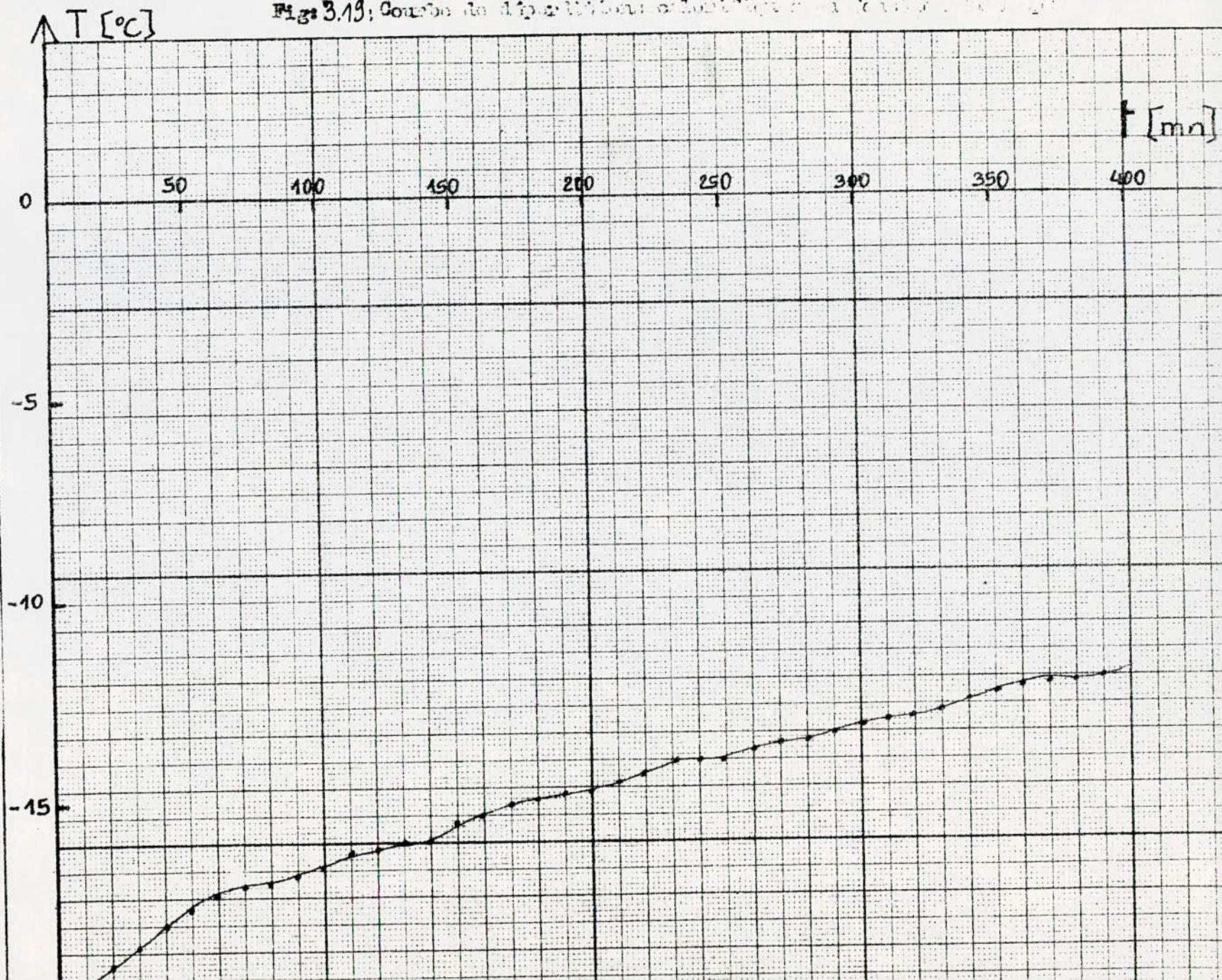


fig. 3.21 Repartition à volumes égaux d'une sphère

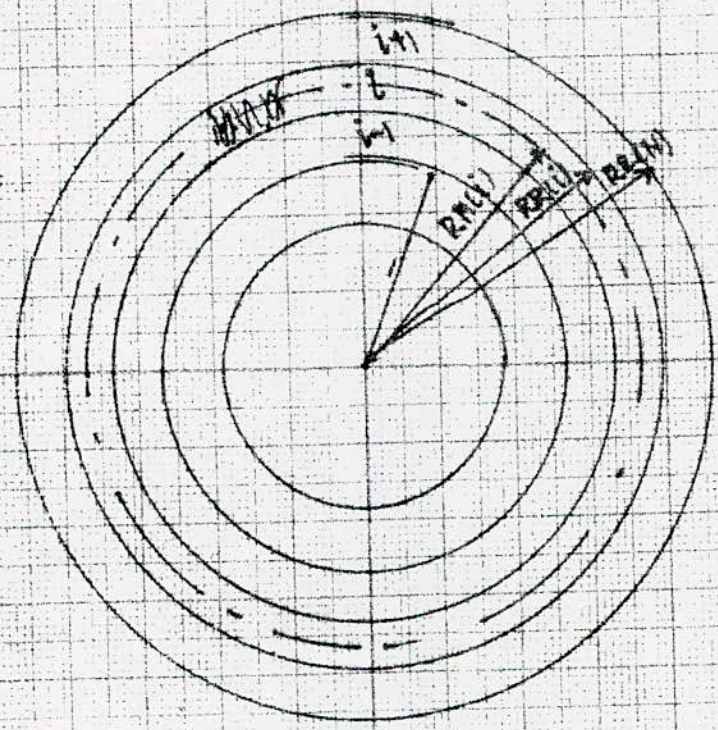
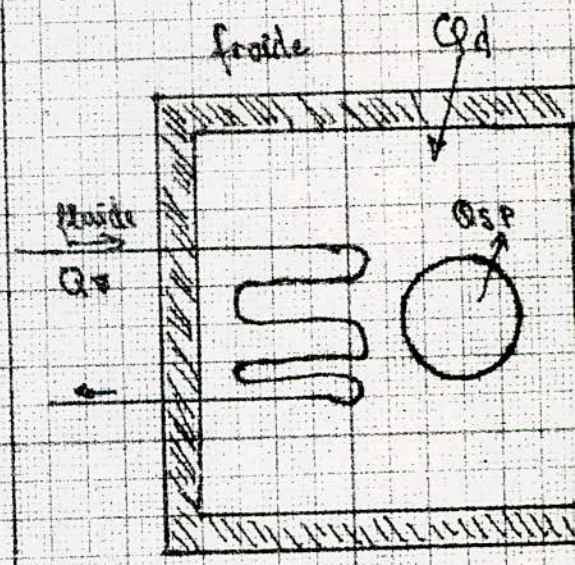


fig 3.20. Bilan thermique de la



$$\text{ou } Q_{i+1} = \frac{4II \cdot r_i \cdot r_{i+1} \cdot (T_{i+1} - T_i) \cdot t}{r_{i+1} - r_i}$$

$$Q_{i-1} = 4 \cdot II \cdot r_i \cdot r_{i-1} \cdot t \cdot (T_i - T_{i-1})$$

$$C_c(T_i - T_{i-1}) = \frac{r_{i-1} \cdot r_i \cdot 4II \cdot r_i \cdot r_{i+1} \cdot (T_{i+1} - T_i) \cdot t}{r_{i+1} - r_i} + \frac{t \cdot 4II \cdot r_i \cdot r_{i-1} \cdot t \cdot (T_i - T_{i-1})}{r_i - r_{i-1}}$$

En posant:

$$AE(i) = 4II \cdot t \cdot r_i \cdot r_{i+1} / (r_{i+1} - r_i)$$

$$T_i - T_{i-1} = AE(i+1)(T_{i+1} - T_i) + AE(i)(T_i - T_{i-1})$$

$$T_i = T_{i-1} + AE(i+1)(T_{i+1} - T_i) + AE(i)(T_i - T_{i-1})$$

La répartition se fait à partir de l'intérieur jusqu'à la surface de la sphère. Les expressions des rayons sont les suivantes: (fig 3.21)

$$RR(i) = R_0 / \sqrt[3]{\frac{n}{i}} \quad \text{et} \quad RM(i) = R_0 / \sqrt[3]{\frac{2n}{2i-1}}$$

AE(i) devient, pour i=1 à 10

$$AE(i) = \frac{4II \cdot t \cdot RR(i) \cdot RM(i)}{C_c \cdot (RR(i) - RM(i))}$$

A chaque intervalle de temps la chaleur dégagée par la sphère est déterminée

$$Q_{SP} = A \frac{(T_c - T(n))}{4II \cdot RR(n) \cdot RM(n)}$$

$$\text{avec } A = \frac{RR(n) - RM(n)}{d} + \frac{1}{\alpha}$$

Les différents paramètres étant définis un programme est élaboré pour faire

les calculs à fin de trouver l'allure des courbes permettant de simuler le modèle de régulation pour un circuit à compression simple.

3.4.5. Programme de calcul

Une sphère en acier est choisie pour le corps modèle à cause de sa bonne surface d'échange. Elle est introduite dans la chambre froide pour déterminer les fluctuations de différents paramètres.

a) Résultats :

Réguler une machine frigorifique veut dire maintenir la température de la chambre à une valeur de consigne donnée autour de laquelle des contraintes sont fixées : un maximum et un minimum à ne pas dépasser.

Les premiers résultats sont obtenus en prenant comme :

- température de consigne $T_c = -15^\circ\text{C}$
- valeur maximale $T_{\text{max}} = -13^\circ\text{C}$
- valeur minimale $T_{\text{min}} = -17^\circ\text{C}$

Dans le calcul la chaleur absorbée par le fluide est affectée d'un coefficient de fonctionnement E . En marche normale du compresseur $E = 1$ cas où la valeur maximale de T_c est atteinte.

À l'arrêt du compresseur $E = 0$ la température atteint le minimum.

Un bilan général de chaleur permet de calculer T_c

$$C_c \frac{dT_c}{dt} + Q_F = Q_d + Q_{sp} \quad (\text{Fig. 356})$$

$$C_c \frac{(T_{c2} - T_{c1})}{t} = C_{pd} + Q_{sp} - Q_F$$

$$T_{c2} = T_{c1} + \frac{t}{C_c} (Q_d + Q_{sp} - Q_F)$$

ou
$$T_c = T_c + (Q_d + Q_{sp} - Q_F) \frac{t}{C_c}$$

t intervalle de temps.

Les résultats obtenus par le programme de calcul permettent de tracer la courbe de l'évolution de la température d'une machine à compression simple en fonction de temps. Et aussi de caractériser le comportement de compresseur en fonction du temps.

La Fig. 317 a représenté les graphes de la température à régler, de la chaleur absorbée par le fluide du facteur de fonctionnement.

a) Courbe de la température T_c en fonction du temps

La regulation de la température consiste à la maintenir autant que possible à une valeur de consigne. Le rôle du regulateur est d'arrêter ou de mettre en marche le circuit soit électrique (alimentation du compresseur) soit du fluide (vanne fermée ou ouverte).

Selon la courbe Fig. 322 $T_c = f(t)$ la température T_c de la chambre oscille entre deux valeurs V maximale est atteinte le thermostat met en marche le compresseur qui produit du froid pour abaisser la température à la valeur minimale T_{cmin} puis le compresseur s'arrête. La température remonte de nouveau et atteint le maximum. Il apparait une fonction en dent de scie à partir de laquelle une simple analyse géométrique à base de triangles rectangles permet de dégager les paramètres caractéristiques du système regulateur : le temps mort. θ
 p_m : la pente de la courbe de charge, la pente de la courbe de décharge (p)

L'amplitude A - la pseude erreur statique ES

-- le rapport cyclique d'ouverture $\frac{t_o}{T}$

Les calculs pour deux cycles à deux températures de consigne donnent pour :

$$* TC_1 = - 15^\circ C$$

$$\text{Le temps mort } \phi = 30S$$

$$\text{Le temps de montée } t_m = 29 S$$

$$\text{La pente de montée } p_m = \frac{2}{30} = 0,0667$$

$$\text{La période } T = 60 S$$

$$\text{L'amplitude } A = \frac{\phi}{2} ((p_m) + (p_c)) = (0,0667 + 4) = 61$$

$$\text{Pente de descente } p_d = - \frac{4}{1} = - 4$$

Ecart statique

$$Es = 30 (0,0667 + 4) = 58,99 = - 59$$

$$\frac{t_o}{T} = \frac{4}{0,0667 + 4} = 0,9836$$

$$* TC_2 = - 1^\circ C$$

$$\text{temps mort } \phi = 24S$$

$$\text{temps de montée } t_m' = 24 C$$

$$\text{la pente de montée } p_m' = \frac{1}{24} = 0,0417$$

$$\text{la pente de descente } p_d' = \frac{1}{0,5} = - 2$$

$$\text{L'amplitude } A' = \frac{24}{2} ((0,0417) + (-2)) = 24,5$$

Pseudo écart statique

$$Es' = \frac{24}{2} (0,0417 + 2) = - 23,495$$

FC93 22b $T_{c2} = -1^\circ\text{C}$ Variation de QF , T_c et E en fonction du temps

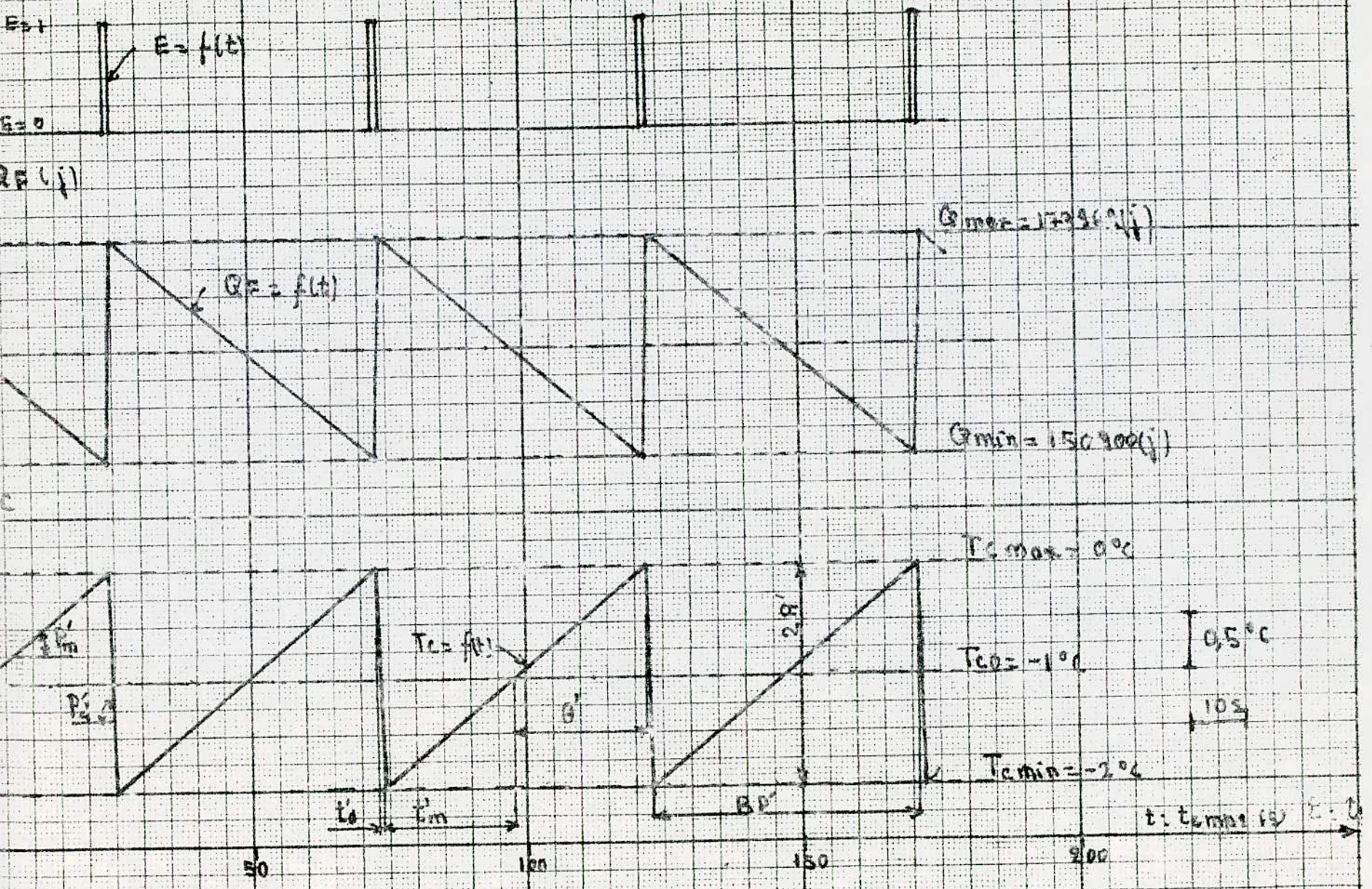
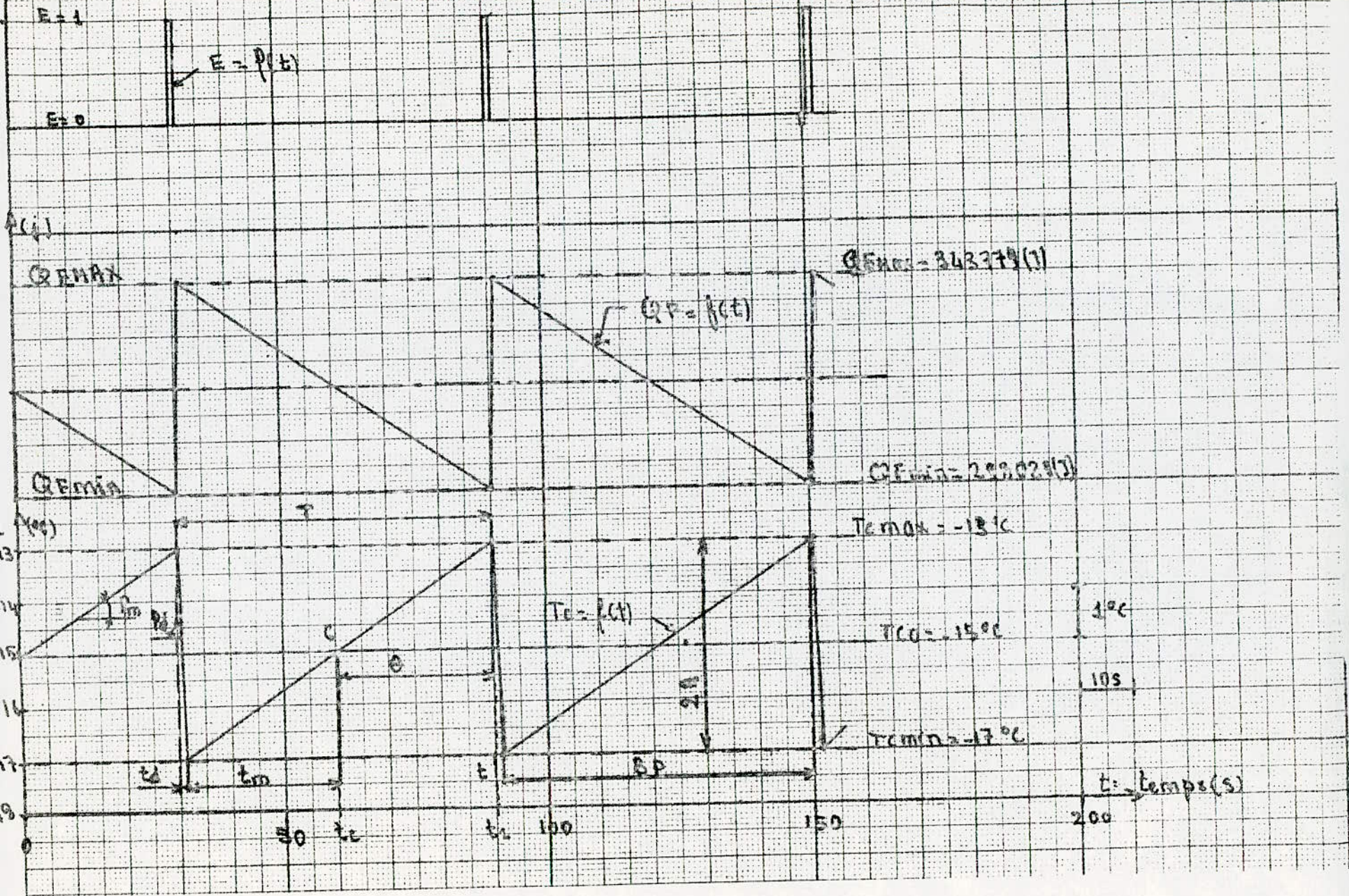


Fig 3.22 a/ : $T_{C1} = -15^{\circ}\text{C}$ Variation de QF , T_c et E en fonction du temps



Rapport d'ouverture

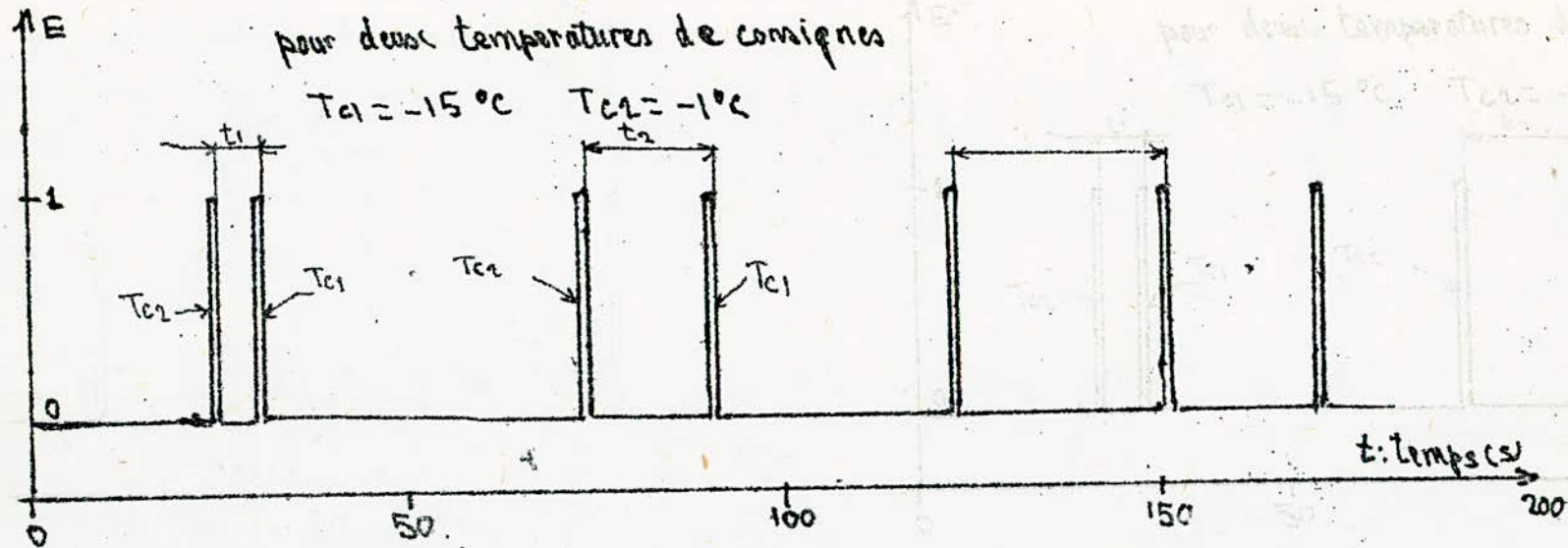
$$to' = \frac{(pd')}{(pm') + pd'} = \frac{2}{2,0417} = 0,9796$$

Paramètre	Tc1 = 15°C	Tc2 = -1°C
temps mort ϕs	305	24
temps de montée $tm(s)$	29	24
période T (s)	60	44
l'amplitude A	61	24,5
la pente de montée pm	0,0667	0,0417
la pente de descente pd	- 4	- 2
rapport cyclique	0,9836	0,9796
pseudo erreur statique	59	23,5

Il est à constater que les paramètres caractérisant la régulation des deux cycles ont différents. En superposant l'effet des deux thermistats on peut conclure que le seul compresseur peut effectivement servir pour fonctionner à partir d'une distribution de fluide à travers une seule vanne.

En traçant le facteur de fonctionnement E des deux cycles dans le même repère il est aisé de remarquer que le compresseur travaille d'une façon plus aperiodique. L'interprétation du phénomène de régulation s'avère plus compliquée. Un temps prolongé de calcul peut donner une allure plus sûre des différentes courbes. (fig. 3.23)

Fig. 348 Courbe du facteur E de fonctionnement pour deux températures de consignes



$$t_1 = 6\text{s} \quad t_2 = 17\text{s} \quad t_3 = 29\text{s}$$

$t_1 < t_2 < t_3 \Rightarrow$ une irrégularité de période

t_i : temps entre deux fonctionnements du compresseur

```
1 REM ***** PROGRAMME *****
2 REM *****
3 PRINT"*****
4 PRINT"***** CALCUL DE L'EVOLUTION DE LA TEMPERATURE *****
5 PRINT"***** DANS UNE CHAMBRE DE REFREGERATION *****
6 PRINT"*****
7 DIM RR(10),RM(10),AE(10),T(10),QDN(500),QFN(500),QSP(200),TE(200),TC(200)
8 DIM TR(10,200),B(200),QDM(100),JFM(100),TFM(100),TPN(500)
9 OPEN"COULY.DAT" FOR OUTPUT AS FILE #1
10 REM ***** DONNEES INITIALES *****
110 TO=25
120 TCO=-15
130 QD=5119.4
140 QF=204070
150 KO=.1
160 LD=50
170 KL=7730
180 CP=3
190 CC= 85 009
200 AL=8
210 TCMAX=-13
220 TCMIN=-17
230 N=10
240 J=0
250 S=1
260 I=1
270 THO=.1
280 D=100
290 S=0
300 TE=0
310 B=0
320 REM ***** VALEURS REFERENCES POUR INTERPOLATION *****
330 QD1=58002.4
340 TD1=-20
350 QD2=3458.4
360 TD2=0
370 QF1=150912
380 TF1=70
390 QF2=377000
400 REM ***** DEBUT DU CALCUL *****
410 TC=TCO
420 TE(J)=0
430 TC(J)=TCO
440 QSP(J)=0
450 E(J)=E
460 REM ***** CALCUL DE LA CAPACITE CALORIFIQUE DE LA SPHERE *****
470 C=4*PI*KO**40*CP/(3*N)
480 REM ***** DIVISION DE LA SPHERE EN VOLUMES EGAUX *****
490 FOR I=1 TO N
500 RR(I)=RO/(C**N/3)^(1/3)
510 RM(I)=RO/(C**N/(3*I-1))^(1/3)
520 REM ***** CALCUL DU FACTEUR DE FORME *****
530 AL(I)=4*PI*(RR(I)**2*RM(I)+THO/(C*(RR(I)-RM(I))))
540 T(I)=TE
550 TR(I,J)=T(I)
560 NEXT I
570 REM ***** CALCUL DU COEFFICIENT D'ECHANGE DE CHALEUR PAR CONVECTION ***
580 A=4*PI*THO/((1/RM(N)-1/RR(N))/LD+1/(AL*RR(N)**2))
590 V=V/THO
```



```

010 TE=TE+THO
020 QSP=A*(T(N)-TC)
030 TC=TC+(QD+QSP-F*DF)*THO/CC
040 T(N)=T(N)+AE(N)*(T(N-1)-T(N))-QSP/A
050 FOR I=2 TO N-1
060 H=N-I+1
070 T(H)=T(H)+AE(H)*(T(H-1)-T(H))+AE(H+1)*(T(H+1)-T(H))
080 NEXT I
090 T(1)=T(1)+AE(2)*(T(2)-T(1))
100 REM ***** INTERPOLATION DES VALEURS DE QD ET DF EN FONCTION DE TC *****
110 QD=QD1+(QD2-QD1)*(TC-TD1)/(TD2-TD1)
120 DF=DF1+(DF2-DF1)*(TC-TF1)/(TF2-TF1)
130 IF TC=TCMIN THEN 750
140 GOTO 870
150 PRINT"*****"
160 PRINT"***** DEPASSEMENT TCMIN *****"
170 PRINT"-----"
180 PRINT"LE TEMPS DE PERTURBATION EST:TP=";TE
190 TPN(F)=TE
200 QDN(F)=QD
210 DFN(F)=DF
220 PRINT"QD=";QD
230 PRINT"DF=";DF
240 PRINT"*****"
250 END
260 FFF+1
270 IF TC>TCMAX THEN 990
280 GOTO 1010
290 PRINT"*****"
300 PRINT"***** DEPASSEMENT TCMAX *****"
310 PRINT"-----"
320 PRINT"LE TEMPS DE PERTURBATION EST:TP=";TE
330 TPN(S)=TE
340 QDN(S)=QD
350 DFN(S)=DF
360 PRINT"QD=";QD
370 PRINT"DF=";DF
380 PRINT"*****"
390 S=S+1
400 E=1
410 E=INT(TE)-E
420 IF E=0 THEN 1040
430 GOTO 1130
440 G=INT(TE)
450 J=J+1
460 E(J)=E
470 TE(J)=G
480 TC(J)=TC
490 QSP(J)=QSP
500 FOR I=1 TO A
510 TR(I,J)=T(I)
520 NEXT I
530 NEXT K
540 PRINT 1,"*****"
550 PRINT 1,"***** AFFICHAGE DES RESULTATS *****"
560 PRINT 1,"*****"
570 PRINT 1,"***** DIVISION DE LA SPHERE EN VOLUMES EGAUX *****"
580 PRINT 1,"-----"
590 FOR I=1 TO 10
600 PRINT 1,"DIV N VOLUME DE RN=";RR(I)

```

```
1210 PRINT#1,"RAYON MOYEN:RM=";RM(I)
1220 PRINT#1,"FACTEUR DE FORME:AF=";AF(I)
1230 PRINT#1,"-----"
1240 NEXT I
1250 PRINT#1,"*****"
1260 PRINT#1,"***** EVOLUTION DE LA TEMPERATURE A L'INTERIEUR DE LA CHAMBRE *****"
1270 FOR J=1 TO 100
1280 PRINT#1,"*****"
1290 PRINT#1,"TEMPS:TE=";TE(J)
1300 PRINT#1,"*****"
1310 PRINT#1,"TEMPERATURE DE LA CHAMBRE:TC=";TC(J)
1320 PRINT#1,"-----"
1330 PRINT#1,"CHALEUR DEGAGEE PAR LA SPHERE:QSP=";QSP(J)
1340 PRINT#1,"-----"
1350 PRINT#1,"FACTEUR DE FONCTIONNEMENT:F=";F(J)
1360 PRINT#1,"-----"
1370 PRINT#1,"REPARTITION DE LA TEMPERATURE A PARTIR DU CENTRE DE LA SPHERE"
1380 PRINT#1,"-----"
1390 FOR I=1 TO 11
1400 PRINT#1,TC(I,J)
1410 PRINT#1,"-----"
1420 NEXT I
1430 NEXT J
1440 PRINT#1,"*****"
1450 PRINT#1,"***** AFFICHAGE DES TEMPS DE PERTURBATION *****"
1460 PRINT#1,"-----"
1470 FOR I=1 TO P-1
1480 PRINT#1,"DEPASSEMENT TCMAX:TEMPS=";TPM(I)
1490 PRINT#1,"TD=";TDM(I)
1500 PRINT#1,"CF=";CFM(I)
1510 PRINT#1,"-----"
1520 NEXT I
1530 PRINT#1,"*****"
1540 FOR I=1 TO P-1
1550 PRINT#1,"DEPASSEMENT TCMIN:TEMPS=";TPN(I)
1560 PRINT#1,"TD=";TDM(I)
1570 PRINT#1,"CF=";CFN(I)
1580 PRINT#1,"-----"
1590 NEXT I
1600 PRINT#1,"*****"
1610 REM ***** FIN DES CALCULS *****
1620 END
```


***** AFFICHAGE DES RESULTATS *****
***** AFFICHAGE DES TEMPS DE PERTURBATION *****

DEPASSEMENT TCMAX:TEMPS= 30.1001
QD= 5501.46
QF= 298013
TC=-12.9966

DEPASSEMENT TCMAX:TEMPS= 30.2992
QD= 5501.64
QF= 298024
TC=-12.9953

DEPASSEMENT TCMAX:TEMPS= 130.5
QD= 5501.92
QF= 298046
TC=-12.9995

DEPASSEMENT TCMIN:TEMPS= 31.2001
QD= 6137.11
QF= 343677
TC=-17.0401

DEPASSEMENT TCMIN:TEMPS= 31.3001
QD= 6135.98
QF= 343687
TC=-17.0329

DEPASSEMENT TCMIN:TEMPS= 31.4001
QD= 6134.84
QF= 343616
TC=-17.0257

DEPASSEMENT TCMIN:TEMPS= 31.5001
QD= 6133.71
QF= 343534
TC=-17.0185

DEPASSEMENT TCMIN:TEMPS= 31.6001
QD= 6132.57
QF= 343452
TC=-17.0113

DEPASSEMENT TCMIN:TEMPS= 31.7001
QD= 6131.44
QF= 343371
TC=-17.0041

DEPASSEMENT TCMIN:TEMPS= 31.8992
QD= 6137.37
QF= 343796
TC=-17.0418

DEPASSEMENT TCMIN:TEMPS= 31.4992
QD= 6136.24
QF= 343716
TC=-17.0346

DEPASSEMENT TCMIN:TEMPS= 91.5992
QD= 6133.1
QF= 343355
TC=-17.0274

DEPASSEMENT TCMIN:TEMPS= 91.6992
QD= 6133.97
QF= 343355
TC=-17.0201

DEPASSEMENT TCMIN:TEMPS= 91.7992
QD= 6132.63
QF= 343471
TC=-17.0129

DEPASSEMENT TCMIN:TEMPS= 91.8992
QD= 6131.7
QF= 343390
TC=-17.0057

DEPASSEMENT TCMIN:TEMPS= 151.6
QD= 6137.64
QF= 343617
TC=-17.0435

DEPASSEMENT TCMIN:TEMPS= 151.7
QD= 6136.51
QF= 343736
TC=-17.0363

DEPASSEMENT TCMIN:TEMPS= 151.8
QD= 6135.37
QF= 343654
TC=-17.0291

DEPASSEMENT TCMIN:TEMPS= 151.9
QD= 6134.24
QF= 343572
TC=-17.0219

DEPASSEMENT TCMIN:TEMPS= 152
QD= 6133.1
QF= 343491
TC=-17.0147

DEPASSEMENT TCMIN:TEMPS= 152.1
QD= 6131.97
QF= 343409
TC=-17.0074

DEPASSEMENT TCMIN:TEMPS= 152.2
QD= 6130.84
QF= 343327
TC=-17.0002

***** AFFICHAGE DES RESULTATS *****
***** AFFICHAGE DES TEMPS DE PERTURBATION *****

DEPASSEMENT TCMAX:TEMPS= 24.0001
QD= 3458.24
QF= 150900
TC= .103297E-02

DEPASSEMENT TCMAX:TEMPS= 72.9995
QD= 3458.2
QF= 150905
TC= .611457E-03

DEPASSEMENT TCMAX:TEMPS= 121.999
QD= 3458.37
QF= 150910
TC= .161767E-03

DEPASSEMENT TCMAX:TEMPS= 171.101
QD= 3457.81
QF= 150870
TC= .375254E-02

DEPASSEMENT TCMIN:TEMPS= 25.1001
QD= 3777.14
QF= 17395
TC=-2.03715

DEPASSEMENT TCMIN:TEMPS= 25.2001
QD= 3777.74
QF= 173919
TC=-2.0327

DEPASSEMENT TCMIN:TEMPS= 25.3001
QD= 3777.24
QF= 173869
TC=-2.02826

DEPASSEMENT TCMIN:TEMPS= 25.4001
QD= 3776.54
QF= 173818
TC=-2.02362

DEPASSEMENT TCMIN:TEMPS= 25.5001
QD= 3775.85
QF= 173763
TC=-2.01937

DEPASSEMENT TCMIN:TEMPS= 25.6001
QD= 3775.15
QF= 173713
TC=-2.01493

DEPASSEMENT TCMIN:TEMPS= 25.7001
QD= 3774.45
QF= 173663
TC=-2.01049

DEPASSEMENT TCMIN:TEMPS= 25.8001
QD= 3773.75
QF= 173617
TC=-2.00605

DEPASSEMENT TCMIN:TEMPS= 25.9001
QD= 3773.09
QF= 173567
TC=-2.00161

DEPASSEMENT TCMIN:TEMPS= 74.0994
QD= 3778.72
QF= 173973
TC=-2.03754

DEPASSEMENT TCMIN:TEMPS= 74.1994
QD= 3773.02
QF= 173924
TC=-2.03319

DEPASSEMENT TCMIN:TEMPS= 74.2994
QD= 3777.32
QF= 173874
TC=-2.02875

DEPASSEMENT TCMIN:TEMPS= 74.3994
QD= 3776.62
QF= 173824
TC=-2.0243

DEPASSEMENT TCMIN:TEMPS= 74.4994
QD= 3775.92
QF= 173774
TC=-2.01936

DEPASSEMENT TCMIN:TEMPS= 74.5994
QD= 3775.22
QF= 173723
TC=-2.01542

DEPASSEMENT TCMIN:TEMPS= 74.6994
QD= 3774.53
QF= 173673
TC=-2.01098

DEPASSEMENT TCMIN:TEMPS= 74.7994
QD= 3773.83
QF= 173623
TC=-2.00654

DEPASSEMENT TCMIN:TEMPS= 74.8994
QD= 3773.13
QF= 173573
TC=-2.0021

DEPASSEMENT TCMIN:TEMPS= 74.9994
QD= 3772.43
QF= 173523
TC=-2.0016

DEPASSEMENT TCMIN:TEMPS= 123.199
QD= 3778.1
QF= 173930
TC=-2.03371

DEPASSEMENT TCMIN:TEMPS= 123.299
QD= 3777.4
QF= 173880
TC=-2.02927

DEPASSEMENT TCMIN:TEMPS= 123.399
QD= 3776.7
QF= 173830
TC=-2.02482

DEPASSEMENT TCMIN:TEMPS= 123.499
QD= 3776
QF= 173779
TC=-2.02038

DEPASSEMENT TCMIN:TEMPS= 123.599
QD= 3775.31
QF= 173729
TC=-2.01593

DEPASSEMENT TCMIN:TEMPS= 123.699
QD= 3774.61
QF= 173679
TC=-2.01148

DEPASSEMENT TCMIN:TEMPS= 123.799
QD= 3773.91
QF= 173629
TC=-2.00703

DEPASSEMENT TCMIN:TEMPS= 123.899
QD= 3773.21
QF= 173579
TC=-2.00258

DEPASSEMENT TCMIN:TEMPS= 172.201
QD= 3773.15
QF= 173934
TC=-2.03401

DEPASSEMENT TCMIN:TEMPS= 172.301
QD= 3772.45
QF= 173883
TC=-2.02957

DEPASSEMENT TCMIN:TEMPS= 172.401
QD= 3776.75
QF= 173833
TC=-2.02512

DEPASSEMENT TCMIN:TEMPS= 172.501
QD= 3776.05
QF= 173783
TC=-2.02068

DEPASSEMENT TCMIN:TEMPS= 172.601

QD= 3775.35
QF= 173733
TC=-2.01624

DEPASSEMENT TCMIN:TEMPS= 172.701

QD= 3774.85
QF= 173682
TC=-2.0115

DEPASSEMENT TCMIN:TEMPS= 172.801

QD= 3775.98
QF= 173632
TC=-2.00736

DEPASSEMENT TCMIN:TEMPS= 172.901

QD= 3775.35
QF= 173582
TC=-2.00292

3.8. Bibliographie

1- Installations Frigorifiques

P.J. RAPIN PYC -Edition 1976

2-Le Nouveau Sulmann, Manuel Technique du Froid

Maake ECKERT

3- Instrumentation Industrielle

Michel GHER Edition Technique & Documentation 1980

4- Thermodynamique Technique TomeIIa et b

M. BAILLY

5- Revue Générale du Froid.

6- Revue Internationale du Froid

CONCLUSION GENERALE

L'étude du système de combiné réfrigérateur-conglateur con firme les avantages du système de la vanne à trois voies proposée par le firme Danfoss, sur la réduction de dépense d'énergie et l'augmentation de la production frigorifique, la puissance mécanique d'un tel système s'avère plus faible que celle des réfrigérateurs ordinaires. En plus du gain notable en frigorie la température à l'intérieur de chaque compartiment est maintenue dans les normes consignées à l'aide de thermostats. Les meubles ordinaires du même genre étant réglés seulement par la température du compartiment de réfrigération accusent un défaut de réglage en Congelation. La température du du compartiment congélation peut être très basse car elle n'est pas contrôlée et est seulement fonction de la production totale de frigorie. Le manque de documentation technique sur la vanne à trois voies n'a pas permis d'approfondir une étude constructive.

Par contre l'élaboration d'un programme nous a permis de tester la sensibilité d'un système simple de réfrigération et donne un aperçu sur l'évolution du fonctionnement du compresseur dans le cas de deux chambres à réglées en même temps par l'intermédiaire du facteur E introduit dans calcul à l'occasion.

