

## ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT : Génie-Mécanique

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات  
المكتبة — BIBLIOTHEQUE  
Ecole Nationale Polytechnique

A ea

## PROJET DE FIN D'ETUDES

### SUJET

POMPE A CHALEUR HILTON

R 830 AIR - EAU

Proposé par :  
M. AIT-ALI

Etudié par :  
A. MAZOUZI

Dirigé par :  
M. AIT-ALI

PROMOTION : Juin 89

بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ

قُلْ إِنَّ صَلَاتِي وَنُسُكِي

وَمَحْيَايَ وَمَمَاتِي لِلَّهِ رَبِّ

الْعَالَمِينَ ۝ لَا شَرِيكَ لَهُ ۝

صَدَقَ اللَّهُ الْعَظِيمُ

Chapitre I : INTRODUCTION

- 1.1.- Historique.  
Généralités.
- 1.2.- Procédés de production du froid.
- 1.3.- Applications du froid.

OBJET DU MEMOIRE :

Chapitre II : POMPE A CHALEUR THEORIQUE.

- 2.1.1. Définition.
- 2.1.2. Principe de fonctionnement.
- 2.1.3. Efficacité.
- 2.1.4. Application.
- 2.2.- Etude thermodynamique.  
Courbes de performance théoriques.

Chapitre III : POMPE A CHALEUR DE HILTON R830 :

- 3.1.- Description.
- 3.2.- Fonctionnement.
- 3.3.- Spécifications.
- 3.4.- Instruments.
- 3.5.- Système de sécurité.

Chapitre IV : PARTIE EXPERIMENTALE :

- A/ Mise en marche du banc d'essai : p.A.C.
- B/ Evaluation des performances de la p.A.C.
  - a) Etablissement des courbes de performances en fonction de la température de la source : exemple de procédure.
  - \* Etablissement des courbes de performances de la p.A.C sur une série de température de la source.

b) Etablissement des courbes de performances basées sur les caractéristiques du R12 ; Exemple de procédure.

\* Comparaison des cycles pratique et théorique sur diagramme p-h/

Etablissement des courbes de performances de la p.A.C. basées sur les caractéristiques du R 12 pour différentes températures d'évaporation et de condensation.

. BILAN ENERGETIQUE :

- . Effet du taux de compression du compresseur sur le rendement volumétrique.
- . Evaluation du coefficient de transfert de chaleur au cours de l'évaporation et de la condensation.

CONCLUSION.

PROCEDURES DE TRAVAUX PRATIQUES :

- Présentation du banc d'essai..
- Rappels théoriques.
- Questions théoriques.
- Mise en marche du banc d'essai.
- Questions pratiques.

MANIPULATIONS(1) : A/ Etablissement des courbes de performances en fonction des températures (source-sortie).

B/ Comparaison des cycles pratique et théorique sur diagramme p-h.

MANIPULATIONS(2) : A/ Etablissement des courbes de performances basées sur les caractéristiques du R12.

MANIPULATIONS(3) : A/ Estimation du bilan énergétique.

B/ Estimation des coefficients de transfert de chaleur au cours de l'évaporation et de la condensation..

MANIPULATIONS(4) : Effet du taux de compression sur le rendement volumétrique du compresseur.

CONCLUSION.

ANNEXE : Caractéristiques physiques des fluides frigorigènes.

BIBLIOGRAPHIE.

-----

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات  
BIBLIOTHEQUE — المكتبة  
Ecole Nationale Polytechnique

CHAPITRE I

I N T R O D U C T I O N

GENERALITES

### 1.1. HISTORIQUE :

L'homme a toujours cherché à conserver ses aliments. Ainsi fait-il d'abord appel au froid naturel : cavernes, neige, glace. Au milieu du XIX ème siècle, sont mises au point les premières machines à produire du froid, fondées sur des principes de physique découverts au XVIII ème siècle.

Le "froid artificiel" est d'abord utilisé essentiellement dans le domaine alimentaire, pour conserver et transporter les denrées périssables. Par habitude d'utiliser la glace naturelle, on demande aux premières machines de fabriquer de la glace "artificielle", avant d'utiliser directement le froid produit. Les premiers entrepôts frigorifiques sont construits aux Etats-Unis vers 1860. Dès 1870, s'établit entre l'Ouest et l'Est des Etats-Unis un trafic régulier de fruits en wagons refroidis par de la glace. En même temps l'homme comprend que le froid peut être utilisé à d'autres fins, par exemple pour rafraîchir l'air où il vit, maîtriser des réactions chimiques : les premières installations frigorifiques pour le conditionnement d'air, pour le raffinage du pétrole, etc... sont mises en place notamment aux Etats-Unis et en Australie. Le début du XXème siècle met en relief un autre aspect de l'utilisation du froid : la commodité qu'il apporte à la vie domestique..

Au cours du siècle écoulé, l'évolution technique frigorifique est caractérisée d'une part par la multiplication et la diversification extrême de ces utilisations, d'autre part par l'emploi des températures de plus en plus basses.

Les incidences économiques de l'emploi du froid ont été considérables : c'est le transport des viandes et des produits laitiers sous froid, à travers les océans qui a permis le développement de l'élevage bovin et ovin.

GENERALITES :1.2. PROCEDES DE PRODUCTION DU FROID :

D'une façon générale, toute transformation physique qui s'effectue avec absorption de travail est capable de produire du froid. Parmi les divers procédés possibles, nous citerons : la détente adiabatique d'un gaz, la vaporisation d'un liquide, la détente isenthalpique d'un gaz non parfait, la dissolution de certains gaz ou sels, le passage d'un courant électrique à travers la soudure de deux métaux différents, l'extension de certains corps élastiques tels le caoutchouc, la démagnétisation de certaines substances, etc...

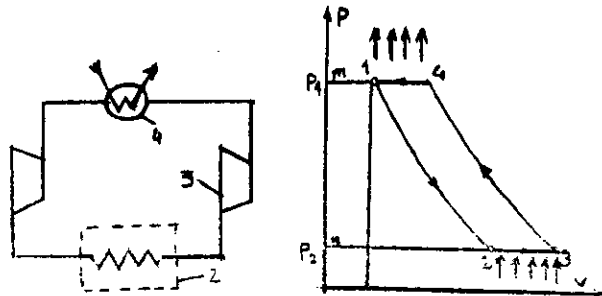
Suivant la nature du fluide frigorigène utilisé, les installations frigorifiques peuvent être divisées en deux groupes principaux :

- Les installations frigorifiques à gaz (notamment les installations à air) dans lesquelles le fluide frigorigène, c'est-à-dire l'air, se trouve dans un état éloigné de la courbe de saturation.
- Les installations frigorifiques à vapeur, utilisant comme fluide frigorigène, les vapeurs de diverses substances liquides. Parmi ces installations à compression, les installations à éjection, et les installations à absorption.
- Un groupe à part est constitué par les installations frigorifiques thermo-électriques dont le principe de fonctionnement repose sur l'effet peltier et par les installations basées sur l'effet thermo-magnétique.
- Parmi les installations frigorifiques, on doit également ranger les appareils destinés à obtenir des températures extrêmement basses par démagnétisation adiabatique des sels paramagnétiques.

a)- Cycle de l'installation frigorifique à air :

L'installation frigorifique à air a été l'une des premières machines frigorifiques utilisées dans la pratique..

Schéma de principe :



- Le fluide frigorigène (l'air) est d'étendre dans le détendeur 1 de la pression  $p_1$  à la pression  $p_2$ , en développant un travail que le détendeur transmet à la machine réceptrice d'énergie (en produisant par exemple de l'énergie électrique au moyen d'une génératrice électrique accouplée au détendeur). L'air refroidi, dont la température est passée de  $T_1$  à  $T_2$  par suite de la détente adiabatique dans le détendeur est dirigé dans le volume 2 à refroidir auquel il enlève de la chaleur..

La transmission de chaleur du volume à refroidir à l'air se fait à pression constante de l'air ( $p_2 = \text{cte}$ ). La chaleur ne passera du volume à refroidir sur l'air de refroidissement que si la température de l'air sera pendant toute cette transformation isobare, inférieure à celle du volume à refroidir. L'air sortant du volume à refroidir est envoyé dans le compresseur 3 où sa pression est portée de  $P_2$  à  $P_1$  et sa température s'élève de  $T_3$  à  $T_4$ . L'air comprimé dans le compresseur est dirigé dans le réfrigérant 4. Ce dernier est un échangeur thermique dans lequel la température de l'air diminue puisque l'air cède de sa chaleur à l'eau circulant dans le réfrigérant.. La pression de l'air

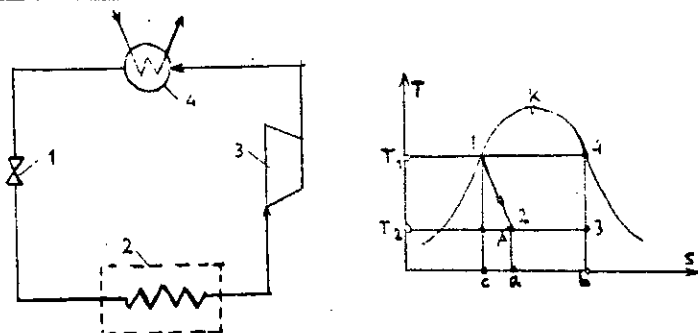


La pression de l'air dans les installations frigorifiques à air est, dans la plupart des cas, assez faible (en règle générale, elle ne dépasse pas 500 Kpa) . Les installations frigorifiques à air équipées de compresseur à piston étaient répandues dans la deuxième moitié du XIX ème siècle.

Depuis le XX ème siècle, elles ne sont plus employées dans l'industrie à cause à cause de leur faible efficacité économique.

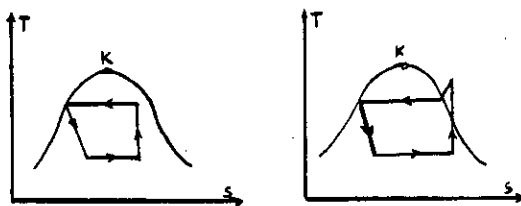
b)- Cycle de l'installation frigorifique à compresseur de vapeur :

Schéma de principe :



La figure (1) représente le diagramme T.S du cycle fonctionnant suivant un cycle à vapeur humide.

Remarquons que dans les divers régimes de fonctionnement de l'installation, il est possible que la vapeur sortant du compresseur soit aussi bien dans le domaine de saturation (2) que dans celui de surchauffe (3).



La vapeur humide est comprimée dans le compresseur 3 jusqu'à la pression  $P_1$  puis envoyée dans le réfrigérant (condenseur 4) où elle se condense en cédant de la chaleur à l'eau de circulation. Cette condensation s'effectue suivant une isobare ou (isobare isotherme (fig.2) . A la sortie du condenseur on obtient un liquide à l'état de saturation.

Le fluide frigorigène liquide devrait ensuite être dirigé dans un détendeur 1, puis envoyé dans l'évaporateur 2 qui est placé dans le milieu à refroidir.

La construction d'un détendeur susceptible de détendre non pas un gaz ni même de la vapeur, mais un liquide saturé, en produisant un travail, est un problème technique très délicat. Pour cette raison, dans les installations frigorifiques utilisant en qualité de fluide frigorigène les vapeurs humides de liquide à basse température d'ébullition, les détendeurs sont généralement supprimés et la détente avec production de travail extérieur est remplacée par une détente sans travail extérieur, c'est à dire par le laminage; le laminage de la vapeur humide entraîne toujours son refroidissement. Le laminage adiabatique d'une substance s'accompagne d'un accroissement de l'entropie de cette substance, alors que son enthalpie reste invariable. La première installation frigorifique à compression de vapeur utilisant comme fluide frigorigène les vapeurs d'éther a été mise au point en 1834. Après on a commencé à employer l'éther méthylique et l'anhydride sulfureux. L'ingénieur allemand K.LINDE a construit une installation à compression de vapeur d'ammoniac en 1874 et une installation à anhydride carbonique en 1881. Dans les années 30 de notre siècle, on a utilisé pour la première fois, en qualité de fluides frigorigènes, les freons dont on avait réussi à obtenir la synthèse.

A l'heure actuelle, les installations frigorifiques à compression de vapeur fonctionnant dans la zone des températures de refroidissement modéré sont, dans de nombreux cas, les plus efficaces de toutes les machines frigorifiques, elles sont largement utilisées dans l'industrie et dans la vie courante.

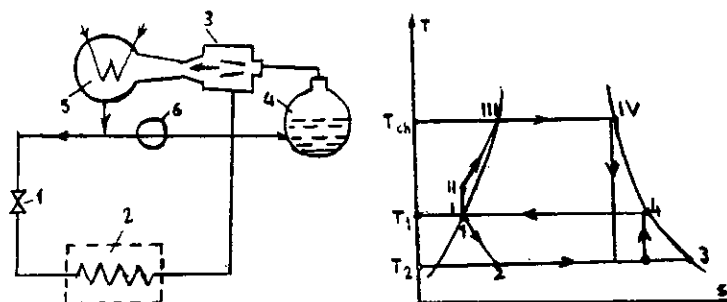
c)- Cycle de l'installation frigorifique à éjection de vapeur :

Le cycle de l'installation frigorifique à éjection de vapeur, est réalisé, de même que celui de l'installation à compression de vapeur, au moyen d'un fluide frigorigène sous forme de vapeur-humide.

La différence principale entre ces deux types d'installations frigorifiques tient à ce que dans le cycle de l'installation compression la compression de la vapeur sortant du milieu à refroidir est assurée au moyen d'un compresseur, et dans l'installation à éjection elle l'est par un éjecteur.

On appelle éjecteur un dispositif destiné à la compression et au déplacement des gaz, des vapeurs et des liquides. Le principe de fonctionnement de l'éjecteur repose sur le transfert de l'énergie d'un fluide se déplaçant à haute vitesse (fluide moteur) à un autre fluide (fluide à déplacer). La compression et le déplacement du fluide à déplacer sont obtenus par transmission à ce fluide d'une partie de l'énergie cinétique du fluide moteur au cours de leur mélange.

Schéma de principe :



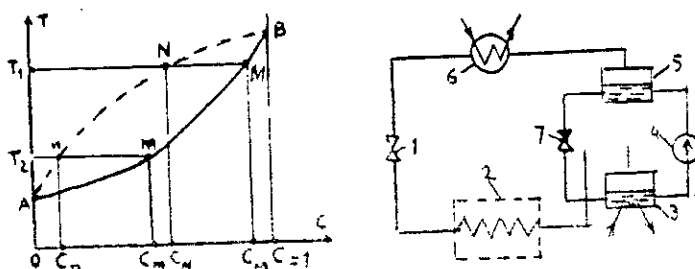
La vapeur d'eau produite par la détente de l'eau saturée dans le robinet régulateur 1 de la pression  $P_1$  à la pression  $P_2$ , est envoyée à l'évaporateur 2 se trouvant dans le milieu à refroidir. Depuis l'évaporateur, la vapeur de titre élevé, à pression  $P_2$ , est dirigée dans la chambre de mélange de l'éjecteur de vapeur 3. En même temps, la vapeur provenant de la chaudière 4 est introduite, sous la pression  $P_{ch}$ , dans la chambre de l'éjecteur. La vapeur saturée sèche sortant de l'éjecteur est dirigée dans le condenseur 5 où elle se condense, en cédant de la chaleur à l'eau de refroidissement. Le flux de produits condensés sortant du condenseur à pression  $P_1$  est divisé en deux parties : la plus grande partie de l'eau est envoyée dans le circuit de refroidissement, à l'entrée du robinet régulateur 1

./...

et la plus petite dans le pompe 6 où sa pression est portée jusqu'à PCH. La pompe 6 refoule cette eau dans la chaudière. L'évaporation s'effectue grâce à la chaleur fournie dans la chaudière.

d)- Cycle de l'installation frigorifique à absorption :

L'installation frigorifique à absorption diffère des installations frigorifiques à compression mécanique et de celle à éjection par le mode de compression de la vapeur sortant de l'évaporateur.. On appelle absorption la fixation d'une substance par tout le volume de la matière absorbante.



La température d'ébullition d'une solution binaire à pression constante dépend de la composition de cette solution. En outre, la température d'ébullition de la source sera d'autant plus élevée que la fraction du constituant ayant la plus haute température d'ébullition sera plus grande.

1.3. Application du froid :

Les très multiples utilisations du froid relèvent de plusieurs principes :

2.a. Ralentissement des réactions chimiques quand la température s'abaisse ( ce ralentissement pouvant aller jusqu'à l'arrêt total).

C'est ainsi que les altérations des aliments et des substances biologiques sont ralenties ou suspendues par abaissement de température, ce qui ouvre au froid l'immense domaine de la préservation des aliments et aussi d'autres produits d'origine organique

( graines, cuir) et de très nombreuses substances fragiles utilisées en médecine (sang, plasma....).

## 2.b. Variation de l'activité des êtres vivants avec la température

Un abaissement suffisant de température bloque complètement l'activité microbienne, permettant une conservation de longue durée, par congélation d'aliments, aussi bien que des vaccins ou des ferments.

2.c. Changement d'état: c'est dans les industries chimiques ou connexes que les changements d'état provoqués par le froid (liquéfaction des gaz, solidification des liquides) sont le plus largement exploités.

L'industrie chimique sépare les mélanges de liquides par congélation (de paraffinage des huiles de pétrole), récupère par liquéfaction des solvants volatiles ou dégazoline le gaz naturel.

## 2 .d. Modification des propriétés physiques :

Un cas typique est l'accroissement de la conductibilité électrique aux basses températures. Application est faite de ces phénomènes en électronique et en électrotechnique.

Les applications du froid, ont pris depuis une cinquantaine d'années un développement important et sont actuellement fort nombreuses. Outre l'application la plus répandue et la plus connue qui est celle des chambres frigorifiques, nous citerons :

- Dans l'industrie pharmaceutique et le domaine médical : la concentration par déshydratation de certains produits organiques fragiles tels que les antibiotiques, le plasma sanguin, la lyophilisation.

Dans l'industrie alimentaire : la conservation d'aliments .

Dans l'industrie chimique : la séparation des constituants du mélange par cristallisation, récupération des solvants.

Dans le conditionnement des locaux: le rafraichissement de l'air.

OBJET DU MEMOIRE :

L'objet de ce mémoire porte sur la mise en marche du banc d'essai pompe à chaleur de Hilton R 830, de mettre en évidence ses caractéristiques et ses performances, dans le but d'élaborer des procédures de travaux pratiques pour le cours de thermodynamique et conversion d'énergie à des élèves ingénieurs de la filière génie-mécanique.

En outre, l'intérêt de ce travail est de familiariser les étudiants avec une machine qui a de nombreuses applications industrielles dont nous pouvons citer :

- La climatisation des locaux.
- La conservation des aliments.
- La fabrication de la glace.
- Le chauffage.

CHAPITRE II

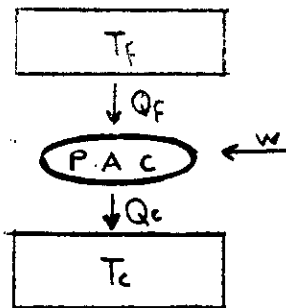
POMPE A CHALEUR THEORIQUE /

2.1.1. DEFINITION :

On appelle communément pompe à chaleur une installation frigorifique dont la fonction première est de produire de la chaleur, en fait elle utilise opportunément l'existence des cycles frigorifiques.

2.1.2. PRINCIPES DE FONCTIONNEMENT :

Les installations de ce genre ont reçu le nom de pompes à chaleur parce que "elles pompent" la chaleur, et la font passer d'une source froide sur une source chaude. Or, d'après l'énoncé de R. Clausius, ceci exige une dépense de travail.



La quantité de chaleur  $Q_c$  transmise à la source chaude est égale à la somme de la chaleur  $Q_f$  enlevée à la source froide et de l'équivalent thermique du travail  $W$  dépensé pour la réalisation de ce cycle.  $Q_c = Q_f + W$  .

Le travail exigé pour la réalisation du cycle frigorifique ou calorifique sert pour l'entraînement du compresseur assurant la compression du fluide frigorifique ou calorifique.

2.1.3. Efficacité :

Le rendement d'une machine est par définition l'utile rapporté à la dépense. Dans ce cas précis on ne parle plus de rendement mais d'efficacité de la machine du fait que ce rapport est supérieur à l'unité.

./.



### 2.1.4. APPLICATIONS :

C'est en 1930 que la pompe à chaleur a été utilisée pour la première fois pour le chauffage des locaux; c'était une installation à ammoniac. Parmi ses applications on distingue : le chauffage (domestique ou industriel) d'eau;

Le réglage de la température et de l'humidité ambiante;

La concentration, évaporation ou distillation de liquides (industrie de pétrochimie) ;

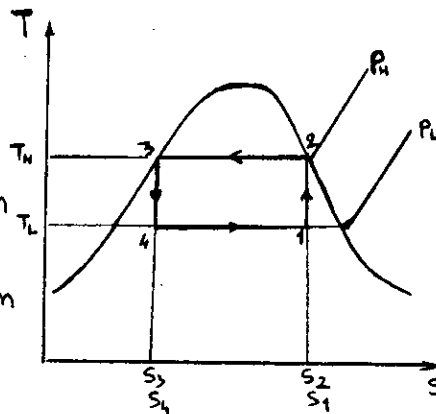
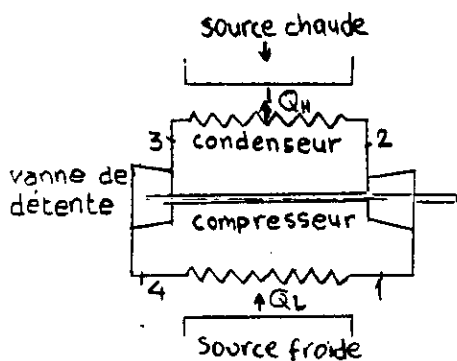
Il est à remarquer que les installations frigorifiques peuvent être utilisées pour la production simultanée du froid et de la chaleur : pompe à chaleur réversible.

### 2.2. ETUDE THERMODYNAMIQUE :

#### 2.2.1. CYCLES FRIGORIFIQUES :

L'un des cycles les plus intéressants à examiner est le cycle de Carnot inverse, c'est le cycle qui possède un rendement maximum (pour les machines thermiques), et un coefficient de performance maximum ( pour les machines frigorifiques).

#### SCHEMA THERMODYNAMIQUE :



Le diagramme ci-dessus schématise l'installation et la courbe des températures-entropie spécifique d'une pompe à chaleur sur cycle de Carnot travaillant à la vapeur.

- de 1 à 2 : Compression isentropique .
- de 1 à 3 : rejet de la chaleur vers la source chaude avec condensation de la vapeur à haute pression.
- de 3 à 4 : détente isentropique de  $P_h$  à  $P_c$  et de  $T_h$  à  $T_c$ .
- de 4 à 5 : Transfert de chaleur provenant de la source froide alors que se produit l'évaporation à basse pression.

Le transfert de chaleur vers la source chaude :

$$Q_h = T_h (S_2 - S_3)$$

Le transfert de chaleur à partir de la source froide :

$$Q_c = T_L (S_1 - S_4) = T_L (S_2 - S_3).$$

Le coefficient de performance sera donc :

$$\text{COP} = \text{Chaleur restituée} \div \text{travail fourni}$$

Ainsi pour le cycle de Carnot :

$$\text{COP} = \frac{T_h (S_2 - S_3)}{(T_h - T_L) (S_2 - S_3)} = \frac{T_h}{T_h - T_L}$$

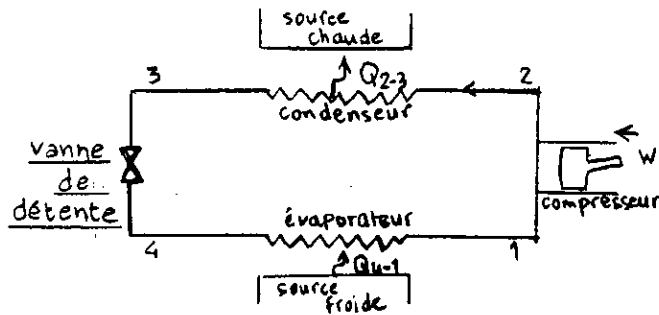
Dans les installations réelles le COP diminue en raison des pertes consécutives à l'irréversibilité des transformations subies par les différents organes de l'installation.

### 2.2.2. CYCLE A CONDENSATION ET INTERET :

Les machines frigorifiques à gaz, où les évolutions du fluide s'effectuent entièrement à l'état gazeux, ne mettent en jeu que la chaleur massique du gaz. Dans les machines actuelles, les évolutions du fluide s'effectuent avec changement d'état, de sorte que ces machines font intervenir la chaleur latente de vaporisation du fluide, laquelle est plus importante que sa chaleur massique à l'état gazeux.

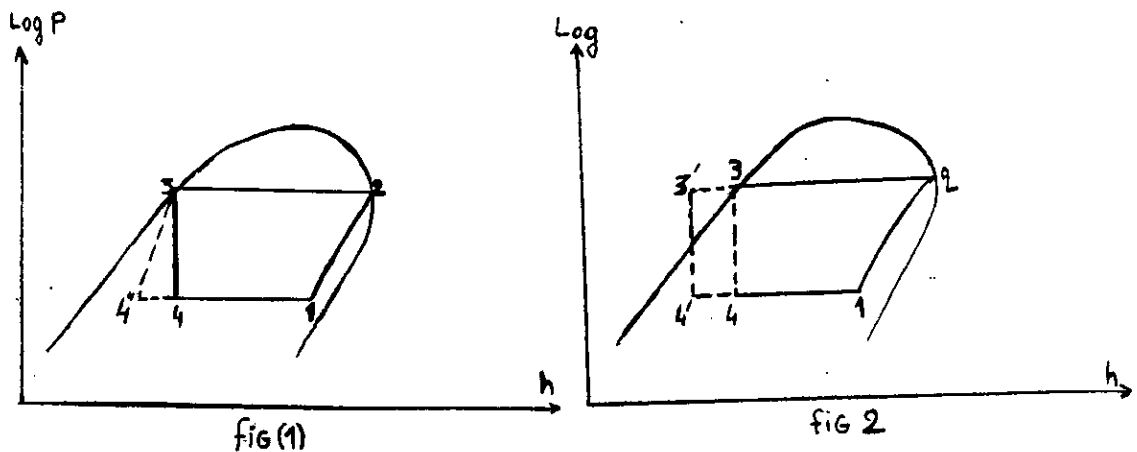
2.3. CYCLE DE MACHINE FRIGORIFIQUE REELLE :

Le schéma simplifié d'une machine frigorifique :



2.3.1. SUPPRESSION DU MOTEUR DE DETENTE FIG (1) :

La détente isenthalpique est moins avantageuse que la détente isentropique du cycle de Carnot, en effet si de (3) on suit l'isentrope passant par ce point pour arriver jusqu'à P2, cette isentrope (3, 4') est située à gauche de l'isenthalpe (3,4). Il en résulte un gain (4'', 4) de production du froid. Pour la plupart des fluides frigorigènes, ce gain est minime qu'il ne vaudrait pas la complication d'un moteur détendeur fonctionnant à basse température. Dans un but de simplification mécanique, il est remplacé donc par un détendeur par laminage.



### 2.3.2. SOUS REFROIDISSEMENT (FIG. 2) :

Les premières spires du condenseur servant à refroidir le gaz, ensuite les spires principales ont pour rôle de le condenser, enfin les dernières à sous refroidir le liquide. Le diagramme de sous refroidissement se traduit par la prolongation vers la gauche de l'isobare (3,3'), cet intervalle étant celui qui sépare la température de condensation de celle qui est atteinte par sous-refroidissement. La détente commence en 3' au lieu de 3 et se termine en 4' au lieu de 4 : l'effet frigorifique est augmenté de la quantité (4',4), de plus ce gain est obtenu sans augmentation de travail.

### 2.3.3. MARCHE EN REGIME HUMIDE (FIG.3) :

Le cycle de Carnot, choisi comme cycle de référence, évolue entièrement à l'intérieur de la courbe de saturation.

Le point 1 origine de la compression est choisi de telle façon qu'en fin de compression, la vapeur humide se trouve à l'état de vapeur sèche (point 2). Enfin il semble nécessaire pour le réaliser d'arrêter l'évaporation au point 1 sur l'isentrope du point 2. Ce point 1 est très difficile à déterminer, deux cas peuvent se présenter :

- a. Si le fluide est en 1", il y aura une légère surchauffe en fin de compression.
- b. Si au contraire il est aspiré en 1', il restera du liquide en fin de compression : c'est la marche en régime humide.

### INCONVENIENTS DE LA MARCHE EN REGIME HUMIDE :

- 1) Risque de coups de liquide : si le volume du liquide restant en fin de compression est supérieur au volume de l'espace mort. Comme le liquide est fluide peu compressible, la pression prend une grande valeur, et transmet l'effet du piston sur la culasse (choc violent) ce choc est très dangereux pour le matériel, il peut endommager le fond du cylindre, les boulons de fixation, l'embellage, le moteur d'entraînement et la soupape de refoulement est fréquemment brisée ou tordue. C'est donc un danger très coûteux qu'il faut éviter.

2. Risque de diminution de la capacité d'aspiration du compresseur du fait de l'évaporation et de l'expansion de ce liquide au début de la course d'aspiration.
3. Enfin la surface interne du cylindre étant en quelque sorte lavée par ce liquide, le film d'huile peut être interrompu et le graissage n'est plus assuré.

#### 2.3.4. MARCHE EN REGIME SEC OU SURCHAUFFE (FIG.4) :

Le fluide aspiré au compresseur est tout juste saturé dans ce régime. Le point en début de compression est sur la courbe de saturation, et la compression s'effectue entièrement dans la zone des vapeurs surchauffées. En réalité pour des raisons de sécurité, le début de compression se trouve en un point 1' dans la zone de surchauffe, ce qui élève la température en fin de compression : deux marches en surchauffe ont lieu :

- Surchauffe à l'évaporation
- Surchauffe dans le tube d'aspiration .

#### AVANTAGES DE LA MARCHE EN REGIME SEC :

- évite les inconvénients du régime humide
- l'effet frigorifique est augmenté .

#### INCONVENIENTS :

- augmentation de l'énergie motrice
- il faudra s'assurer qu'à cette nouvelle température  $T'2$ , si les qualités lubrifiantes de l'huile de graissage ne sont pas détruites.

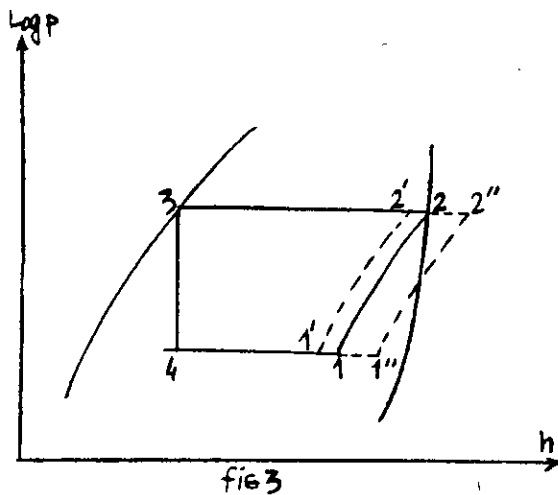


fig 3

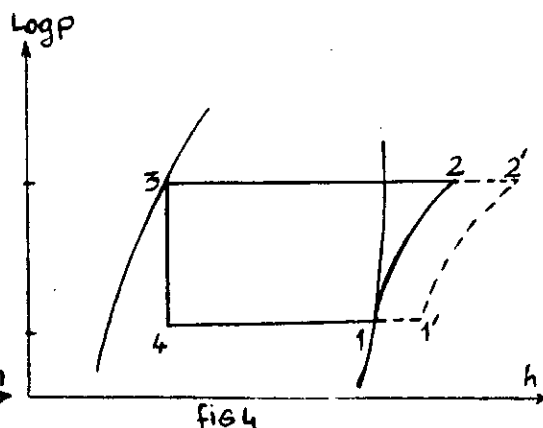
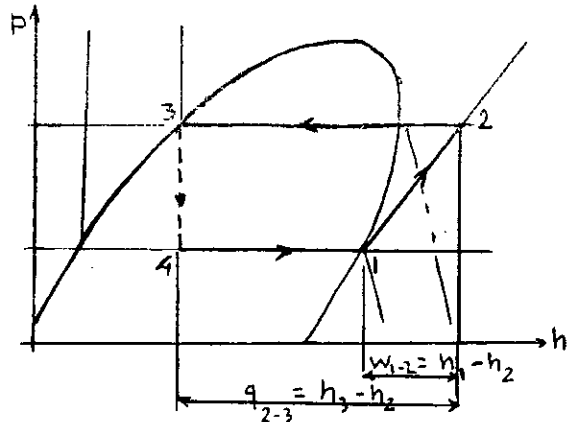
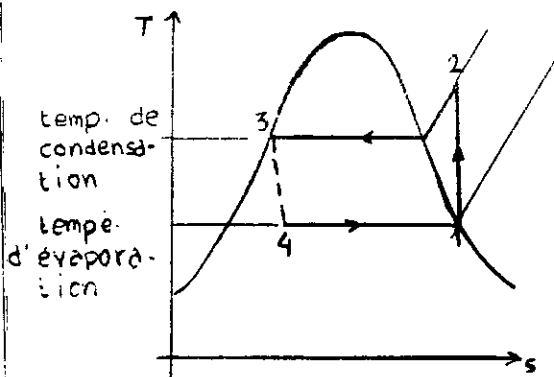


fig 4

2.4.1. CYCLES DE COMPRESSION DE VAPEUR (IDEAL) :



- (1-2) : Compression isentropique de la vapeur de la pression d'évaporation à la pression de condensation.
- (2-3) : Condensation de la vapeur à haute pression avec transfert de chaleur.
- (3-4) : Détente adiabatique.
- (4-1) : Evaporation du liquide à basse pression avec transfert de chaleur.

A l'aide du diagramme LogP-H, nous pouvons déterminer :

$$W_{1-2} = H_2 - H_1$$

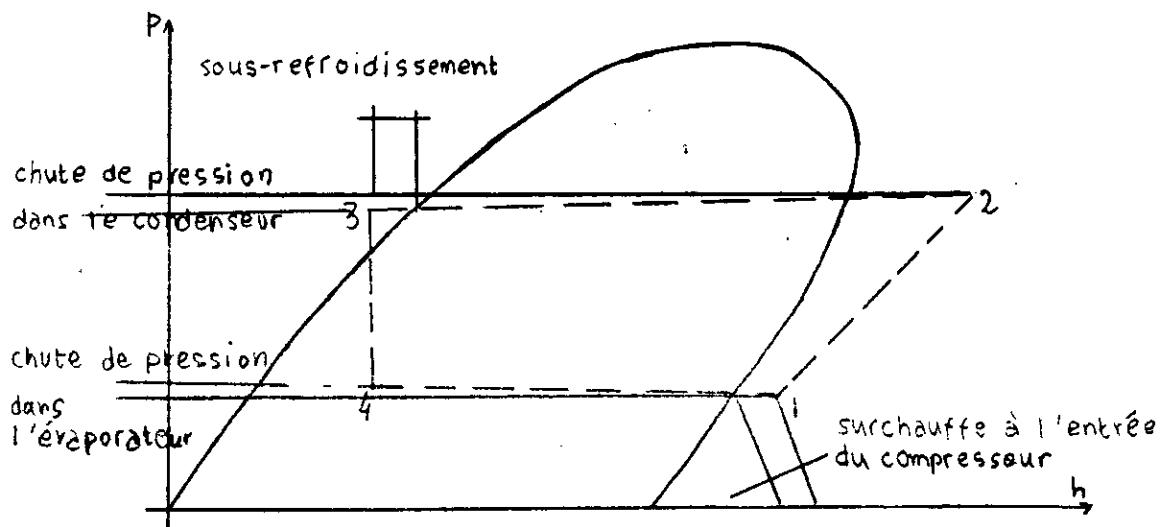
$$H_3 = H_4$$

$$Q_{2-3} = H_2 - H_3$$

$$Q_{4-1} = H_1 - H_4.$$

$$\text{COP} = \frac{H_2 - H_3}{H_2 - H_1}$$

#### 2.4.2. CYCLE DE COMPRESSION DE VAPEUR (REEL) :



Le cycle pratique diffère du cycle parfait dans les domaines suivants :

- la compression n'est ni réversible ni adiabatique, car il y a à la fois des transferts de chaleur et des effets de frottement dans le compresseur.
- il existe une faible chute de pression au moment où le fluide passe à travers le condenseur, par ailleurs, il se produit également un sous refroidissement du liquide.
- il se produit habituellement une chute de pression dans l'évaporateur et, également pour des raisons de facilité, il est normal de s'assurer qu'il existe un léger surchauffage à l'aspiration du compresseur.

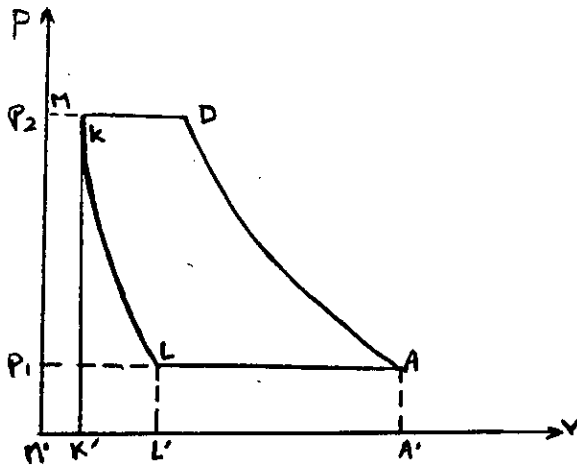
2.5. RENDEMENTS DE LA MACHINE (P.A.C.)2.5.1. RENDEMENT VOLUMETRIQUE, EFFET DE L'ESPACE NUISIBLE :

Théoriquement, on suppose que tout le volume du cylindre était utilisé pour l'aspiration et la compression du fluide.

Or, en pratique, il est impossible de prolonger la courbe du piston jusqu'au contact exact de ce piston avec le fond du cylindre.

Il pourrait en résulter des chocs dangereux. Il y a donc toujours en fin de course du piston, une certaine capacité appelé espace nuisible.

Suivant le diagramme théorique de watt d'un compresseur avec espace nuisible :





$$\text{Vol} = \frac{\text{Volume à l'aspiration}}{\text{Volume balayé dans le compresseur.}}$$

$$\text{Vol} = \frac{LA'}{K'A'}$$

$$\text{Vol} = \frac{VA - VK - K'L'}{VA - VK}$$

$$\text{Vol} = 1 - \frac{K'L'}{VA - VK} = 1 - \frac{[(VK + K'L')/VK - VK/VK]}{[(VA - VK)/VK]}$$

$$\text{Vol} = 1 - \frac{VK (P_2/P_1)^{1/n}}{VA - VK} - \frac{VK}{VA - VK}$$

$$\text{Vol} = 1 - \frac{VK}{VA - VK} \left[ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{1/n} - 1 \right]$$

où  $VK = M' K'$

$VA = M' A'$

$VK$  : Volume mort.

$VA - VK$  : Volume balayé.

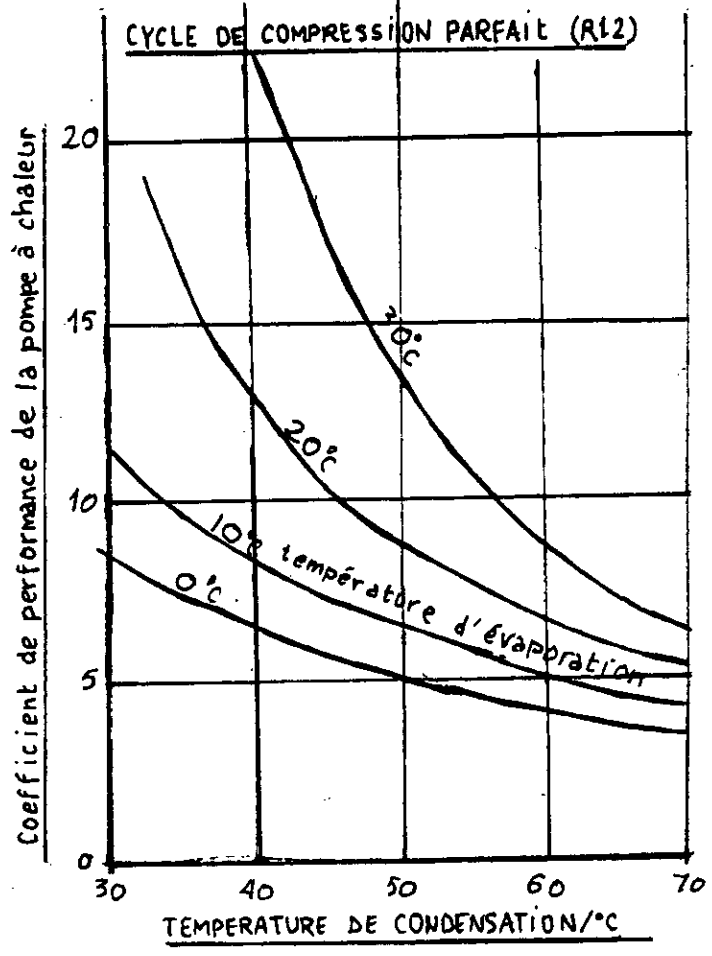
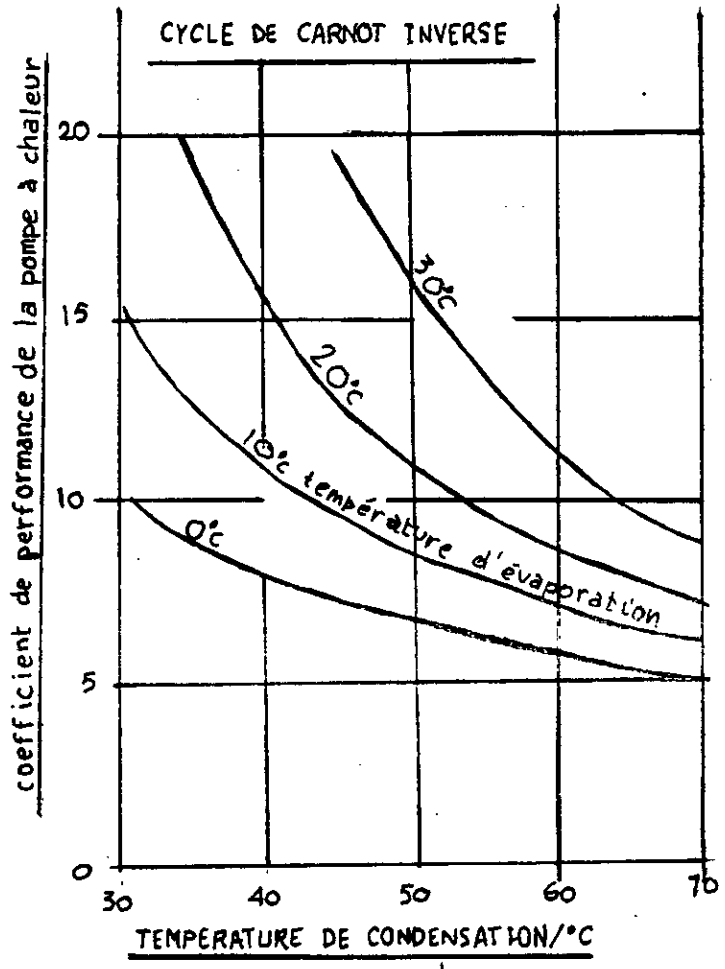
$n$  : Catégorie de la détente.

### 2.5.2. RENDEMENT MECANIQUE :

Le rendement mécanique est le rapport entre le travail (indiqué) donné par l'air du diagramme de watt relevé sur la machine et le travail réel qu'il faut fournir sur l'arbre de compresseur.

Il est variable avec les dimensions du compresseur et naturellement avec la perfection de l'usinage.

COURBES THÉORIQUES



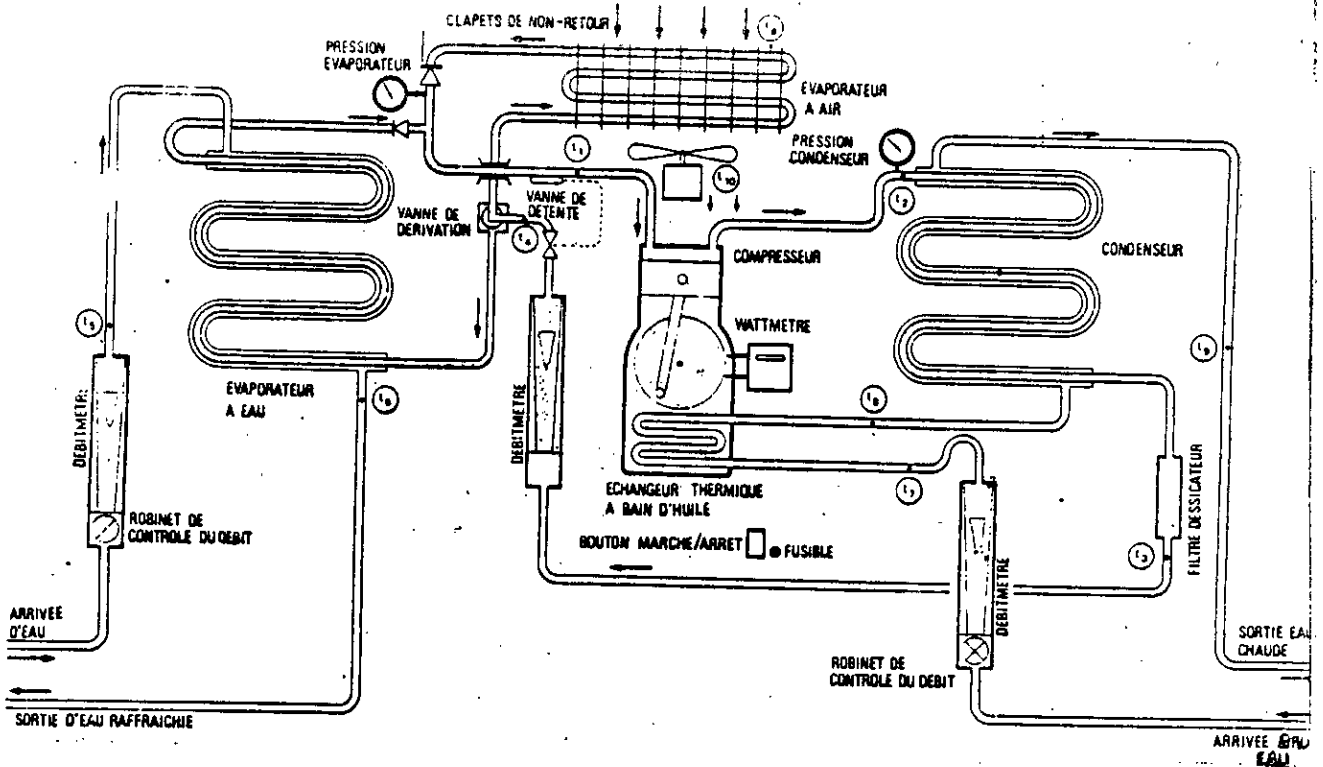
CHAPITRE III.

### 3.- POMPE A CHALEUR DE HILTON R830 AIR/EAU :

La majorité des pompes à chaleur fonctionnent selon le cycle de compression de vapeur qui utilise un liquide frigorigène comme fluide de travail.

La pompe à chaleur air/eau R830 a été spécialement conçue pour démontrer et analyser les performances d'une telle machine. La source de chaleur peut être soit l'air de l'atmosphère soit l'eau prise sur l'alimentation en eau froide, le travail fourni se présente sous forme d'énergie électrique alimentant un compresseur étanche.

#### 3.1.- DESCRIPTION



- 1 - R12 à l'admission du compresseur.
  - 2 - R12 au refoulement du compresseur.
  - 3 - R12 à la sortie du condenseur.
  - 4 - R12 à la sortie de la vanne de détente.
  - 5 - Eau à l'entrée de l'évaporation.
  - 6 - Eau à la sortie de l'évaporation.
  - 7 - Eau à l'entrée du compresseur.
  - 8 - Eau à l'entrée du condenseur.
  - 9 - Eau à la sortie du condenseur.
  10. - Air à la sorite de l'évaporateur.
- a - Air ambiant.
- mc - Débit d'eau au condenseur.
- me - Débit d'eau à l'évaporateur.
- R12

Le compresseur extrait la vapeur produite par la source de chaleur provenant soit de l'évaporation à air, soit celui d'eau. Il en augmente la pression et refoule de la vapeur chaude à un condenseur eau/R12 dans lequel elle se liquéfie en transférant la chaleur à l'eau et en augmentant sa température.

Avant de passer dans le condenseur on utilise cette eau pour refroidir le compresseur. Le R12 qui est à une pression élevée passe alors à travers une vanne de détente commandée thermostatiquement puis s'écoule grâce à une vanne de dérivation à deux voies vers l'évaporateur choisi.

La commande de la pompe à chaleur peut se faire, soit en modifiant la température d'évaporation au moyen de la vitesse d'écoulement et de la température de l'air (ou de l'eau), soit en modifiant la température de condensation au moyen de la vitesse d'écoulement de l'eau au condenseur.

### 3.3.- SPECIFICATIONS :

#### A/ CIRCUIT DE REGRIGERATION :

- Liquide frigorigène : fluide réfrigérant R12 : dichlorodifluorométhane ( $\text{Ccl}_2\text{F}_2$ ).
- Compresseur: pompe aspirante et refoulante qui crée une dépression dans l'évaporateur et une compression dans le condenseur: Totalement hermétique, mono-étagé équipé d'un serpentin de refroidissement (à eau) à bain d'huile, cylindrée  $15,3 \text{ cm}^3/\text{t}$  pour  $50\text{M}^2$  la vitesse est de  $2800 \text{ tr/m/}$
- Condenseur : échangeur de chaleur où s'effectue le changement d'état (condensation) du fluide frigorigène. Il comporte un serpentin à tubes coaxiaux en spirale dont la circulation du fluide frigorigène et celle de l'eau se fait à contre courant (écoulement de l'eau à travers un anneau).
  - Surface de transfert de chaleur :  $0,135 \text{ M}^2$
  - Surface de l'anneau d'eau :  $55,4 \text{ mm}^2$ .

- Vanne de détente : étranglement calibré à commande thermostatique et équilibrage externe (compensation de la pression externe) commande la vitesse d'écoulement du R12 à l'évaporateur.
- Evaporateur : échangeur de chaleur où s'effectue l'évaporation, il constitue la source froide, le banc d'essai comporte deux évaporateurs :
  - a- à air : tubes horizontaux à ailetage externe en acier galvanisé en cuivre/aluminium, muni d'une gâchette à écarture et d'un ventilateur.
  - b- à eau : tubes coaxiaux en spirale, écoulement d'eau à travers un anneau (écoulement à contre courant) :
    - Surface de transfert de chaleur : 0,135m<sup>2</sup>.
    - Surface de l'anneau d'eau : 21,5 mm<sup>2</sup>.
- Vanne de dérivation : envoie le R12, soit vers l'évaporateur à air, soit vers l'évaporateur à eau.
- Clapets de non retour : destinés à empêcher une renverse d'écoulement vers l'évaporateur non en service.
- Système récepteur/filtre déshydrateur : récepteur en forme de coquille incorporant un filtre déshydrateur dont le rôle est d'absorber l'humidité résiduelle qui reste dans le circuit ou qui aurait pu être introduite avec le réfrigérant ou avec l'huile. Cette humidité est la cause de la formation de glace au niveau du détendeur.
- Débit mètre R12 : Tubes en verre conique et flotteur mesurant le débit massique du liquide frigorigène.  
Mesures : de 1 à 14 g/s.

3.4.- INSTRUMENTS :

- Thermomètres à alcool : mesurent la température en 11 points du système mesures de 0 à 50°C.

- Wattmètre : Mesure l'apport de puissance électrique au compresseur.
- Manomètre de refoulement : mesure la pression du fluide frigorigène dans le condenseur de 0 à 2700 KN/M2.

N.B/-

La pression lue étant la pression relative, Pabsolue = Prelative + 1 atm.

### 3.5.- SYSTEMES DE SECURITE :

- Electriques :
  - Interrupteur marche/arrêt
  - Fusible à l'alimentation.
  - Tous les composants électriques sont mis à la terre.
- Pressostat : - Coupe le compresseur quand la pression du fluide dans le condenseur dépasse 1500 KN/M2 et le remet en route automatiquement lorsque la pression diminue.
- Thermostat : - Coupe le compresseur en cas de surchauffe du système et le remet en route automatiquement lorsque la température baisse.



CHAPITRE IV.

PARTIE EXPERIMENTALE :

A/- MISE EN MARCHÉ DU BANC D'ESSAI : Pompe à chaleur HILTON.

- Installation -

L'appareil, doit être placé proche d'une alimentation en eau, cet appareil fonctionne avec un courant électrique :

220 V. Monophasé à 50HZ avec mise à terre.

110 V. Monophasé à 60 HZ avec mise à terre.

L'alimentation en eau devant assurer un débit de 300l/h avec une charge minimum de (10m), pour celà il a été nécessaire de munir l'alimentation en eau du laboratoire d'un surpresseur. Le surpresseur, s'arrête dès que la pression atteint son seuil maximum, puis se déclenche quand celle-ci diminue :

Ceci ne nous permet pas d'avoir une bonne stabilité de fonctionnement, pour y remédier : ouvrir une vanne laissant s'écouler l'eau et régler son débit de façon que la pression n'atteigne pas son seuil maximum.

- Réglage de la surchauffe : (régime sec au compresseur)./

Il faut surchauffer la vapeur pénétrant dans le compresseur d'environ 4K, c'est-à-dire qu'il faut que la température  $t$  soit supérieure de 4K à la température de saturation à la pression d'aspiration du compresseur. Pour régler cette surchauffe, il suffit de dévisser le chapeau de forme conique de la vanne de détente ; à l'aide de la cavité carrée du chapeau faire tourner la vis à tête carrée dans le sens des aiguilles d'une montre pour augmenter la surchauffe.

Tout réglage devra être fait graduellement et il faut laisser assez de temps pour atteindre une certaine stabilité.

- LECTURE :

Les lectures se font à l'aide des thermomètres, des débitmètres, et du wattmètre, le système d'unité étant le système international S.I.

- Wattmètre : Le wattmètre indique qu'à 50 HZ, 150 tours du disque correspondent à 1Kwh ou :  $1000 \times 3600j$ , le moteur électrique entraîne en plus du compresseur, un ventilateur qui consomme environ 10 % de la puissance électrique. Un tour du disque correspond donc à 21600j.

D'où la puissance électrique d'entrée du compresseur est

$\frac{21600}{X} : \frac{j}{S}$  dans laquelle X : le temps (S) pour 1 tour du disque.

- Détection des fuites :

Sous réserve que le circuit soit sous pression on peut détecter des fuites avec une solution de savon, une lampe haloïde ou un détecteur électronique.

Si le circuit est entièrement déchargé, il faudra le remettre en charge jusqu'à environ 8 bar avec du R12 ou du R12 + N2 avant de rechercher et réparer la fuite.

Si on a laissé pénétrer dans le circuit du N2 ou de l'air, il faut brancher une pompe à vide au point de recharge et vider le circuit jusqu'à 10 mm abs de mercure, avant de le recharger.

- Rechargement :

Brancher une bouteille de R12 au point de chargement en s'assurant que le robinet de la bouteille est au point le plus haut (de manière que seuls les gaz puissent pénétrer dans le circuit). Purger le tuyau de charge en déserrant le raccord à l'extrémité du compresseur et en ouvrant doucement le robinet de la bouteille. Laisser un peu de gaz s'échapper par le raccord déserré, déserrer le raccord, ouvrir alors la vanne de charge.

EVALUTATION DES PERFORMANCES DE LA POMPE A CHALEUR HILTON R830 :

A/- Etablissement des courbes de performances sur toute une série de température de la source et de la température à la sortie :

- la source peut être soit l'air soit l'eau.
- à la sortie, il s'agit de la température de l'eau.

- Procédure :

- . Mettre en position la vanne de dérivation pour avoir l'air comme source de chaleur.
- . Régler l'eau au condenseur à sa vitesse maximum d'écoulement, puis mettre la pompe en route et la laisser se stabiliser.
- . Faire varier le débit d'eau au condenseur, et pour chaque débit relever les observations suivantes :

- .. temps pour 1 tour du compteur d'énergie x (s)
- .. température de la source d'air ta(°c)
- .. température d'eau à l'entrée du compresseur t7(°c)
- .. température d'eau à la sortie du compresseur t9(°c)
- .. débit massique de l'eau au condenseur mc (g/s)

On peut faire une expérience semblable en utilisant de l'eau froide comme source de chaleur.

- Calculs :

Calcul de la puissance d'entrée (pe) :

$$pe = \frac{21600}{x} \quad \left[ \begin{array}{c} - \\ - \\ W \\ - \\ - \end{array} \right]$$

Calcul du débit de chaleur fournie : Qh (Quantité de chaleur utile)

$$Q_h = mc Cp (t9 - t7).$$

Cp : chaleur massique de l'eau : (J/kg°K).

Calcul du coefficient de performance : Cop.

$$\text{Cop} = \frac{\text{Quantité de chaleur utile}}{\text{travail fourni}}$$

$$\text{Cop} = \frac{P_e}{Q_h}$$

Ainsi pour les deux versions de fonctionnement de la pompe à chaleur version air et version eau, on établit les tableaux observations et les tableaux résultats d'essais suivants :

- a) - Détermination de la puissance d'entrée, du flux de chaleur et du coefficient de performance.

Procédure : mettre en position la vanne de dérivation pour avoir l'air comme source de chaleur, on peut également utiliser l'eau comme source de chaleur.

Régler le débit d'eau au condenseur à environ la moitié de sa valeur maximum puis mettre en route et laisser se stabiliser.

Par suite nous avons enregistré : (voir TABLEAUX)

OBSERVATIONS

"VERSION:EAU"

Electrique	temps pour 1 tour du disque	$\alpha$	s	49,1	45,3	42,4	41,2
Avec l'Eau	Débit massique	$\dot{m}_s$	g/s				
	Température d'entrée	$t_5$	°C	18,2	18,2	18,2	18,2
	Température de sortie	$t_6$	°C				
Eau (au condenseur)	Débit massique	$\dot{m}_c$	g/s	18,0	15,5	11,0	8,25
	Température d'entrée	$t_7$	°C	18,2	18,2	18,2	18,2
	Température de sortie au condenseur	$t_9$	°C	39,2	42,0	48,5	54,5

CALCULS

Puissance à l'entrée $P = \frac{21600}{\alpha}$	P	W	439,9	476,8	509,4	524,3
Transfert de chaleur total à l'eau = $\dot{m}_c \times 4,18 (t_9 - t_7)$	Q	W	1580,1	1542,0	1393,2	1251,8
$COP_u = \frac{Q}{P}$			3,59	3,23	2,73	2,39

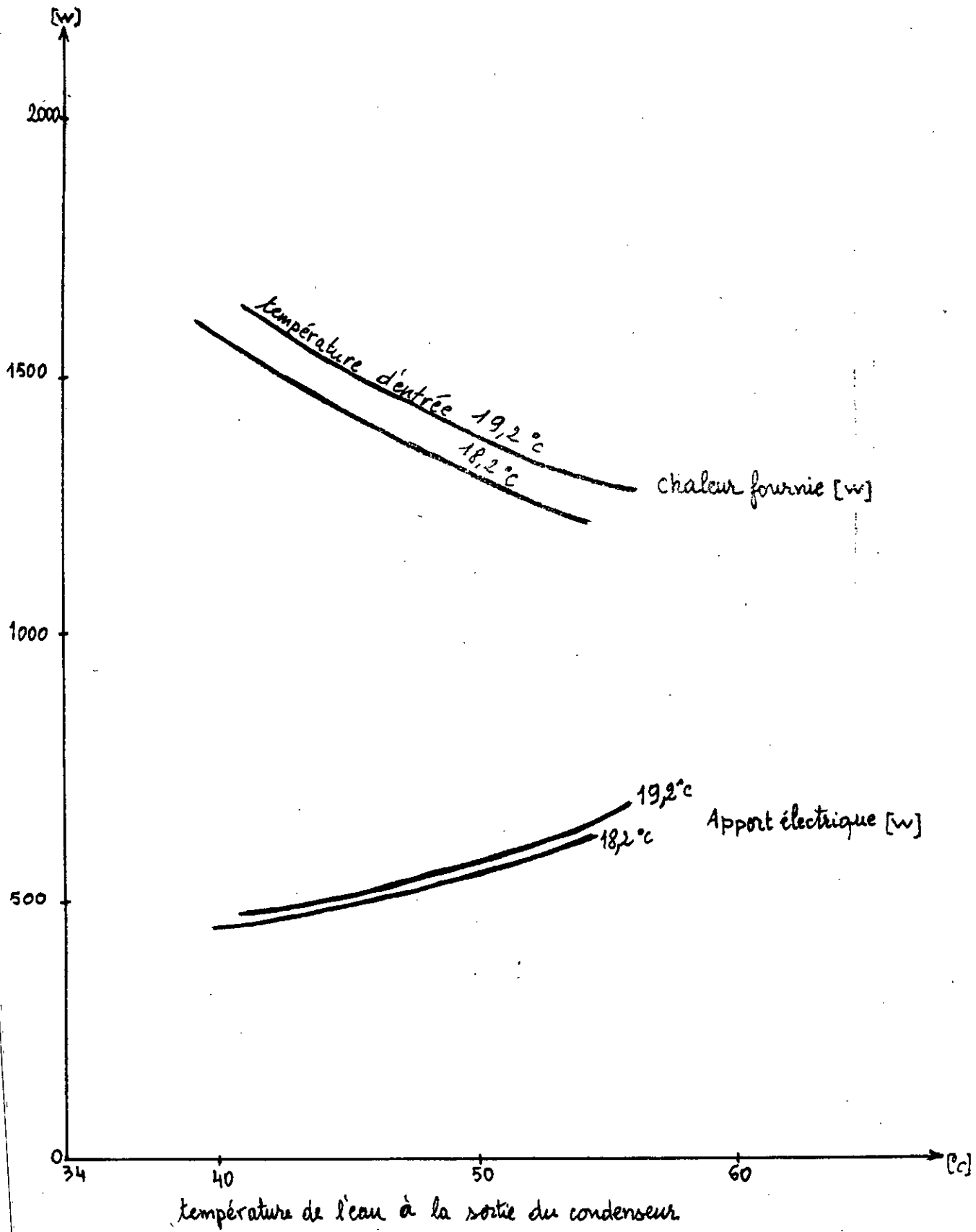
OBSERVATIONS

"VERSION : EAU"

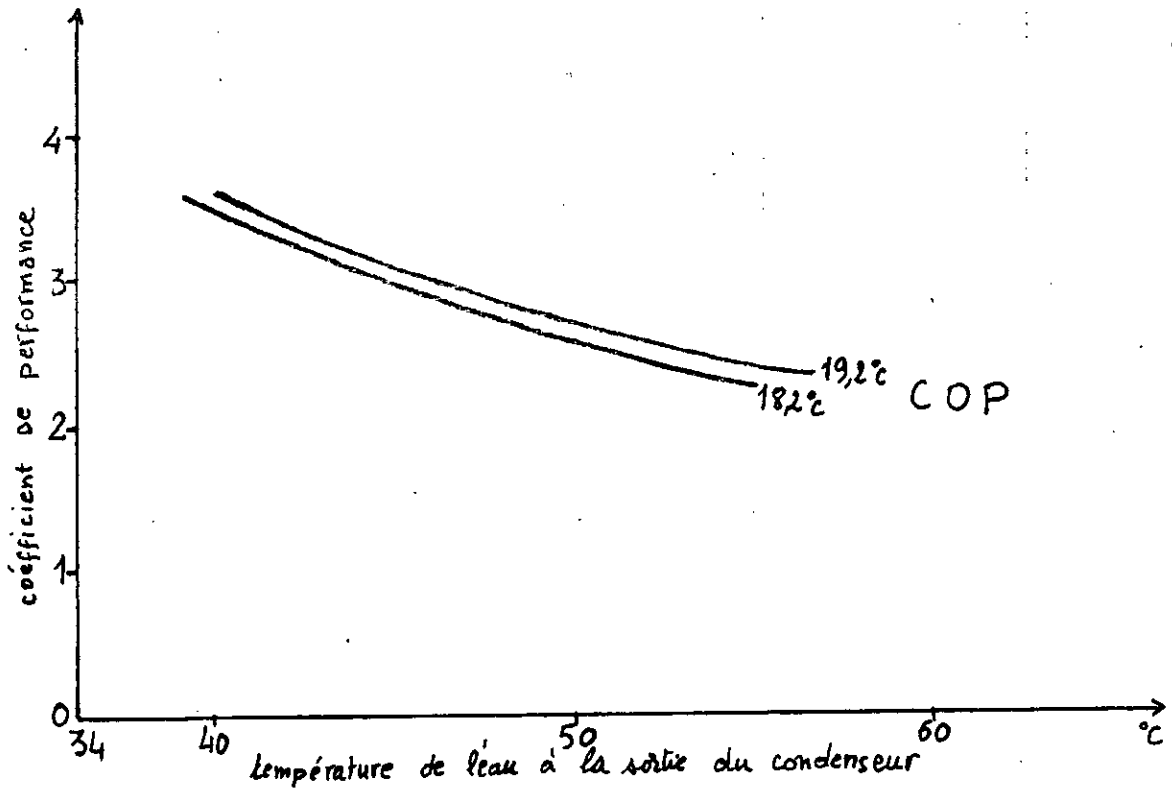
Electrique	temps pour 1 tour du disque	$x$	$\xi$	46,57	44,30	41,6	39,6
Avec l'eau	Débit massique	$\dot{m}_s$	g/s				
	Température d'entrée	$t_5$	°C	19,2	19,2	19,2	19,2
	Température de sortie	$t_6$	°C				
Eau (au condenseur)	Débit massique	$\dot{m}_c$	g/s	18	14	10	8
	Température d'entrée	$t_7$	°C	19,2	19,2	19,2	19,2
	Température de sortie au condenseur	$t_9$	°C	40,5	44,0	51,5	57,0

CALCULS

Puissance à l'entrée	$P = \frac{21600}{x}$	P	W	463,8	487,6	519,2	545,6
Transfert de chaleur total à l'eau	$= \dot{m}_c \times 4,18 (t_9 - t_7)$	$\dot{Q}$	W	1602,6	1451,3	1350,2	1264,0
$C.O.P = \frac{\dot{Q}}{P}$				3,45	2,98	2,60	2,31







OBSERVATIONS

VERSION AIR

Electrique	temps pour 1 tour du disque	$\alpha$	s	45,6	47,3	42,2	38,9
Avec AIR	Température d'entrée de l'évaporateur	$t_3$	°C	17,2	17,2	17,2	17,2
	Température à la sortie de l'évaporateur	$t_{10}$	°C	15,4	15,3	15,2	15,2
Eau (au condenseur)	Débit massique	$\dot{m}_c$	g/s	15,5	10	9,5	6,75
	Température d'entrée	$t_7$	°C	18	18	18	18
	Température de sortie au compresseur	$t_8$	°C	18,5	18,5	19,0	19,5
	Température de sortie au condenseur	$t_9$	°C	42	49,5	50	58

CALCULS

Puissance à l'entrée $P = \frac{21600}{\alpha}$	P	W	474,1	473,3	512,3	556,5
Transfert de chaleur total à l'eau $= \dot{m}_c \times 4,18(t_9 - t_7)$	Q	W	1522,5	1295,8	1250,4	1114,5
$COP = \frac{Q}{P}$			3,21	2,73	2,44	2,00

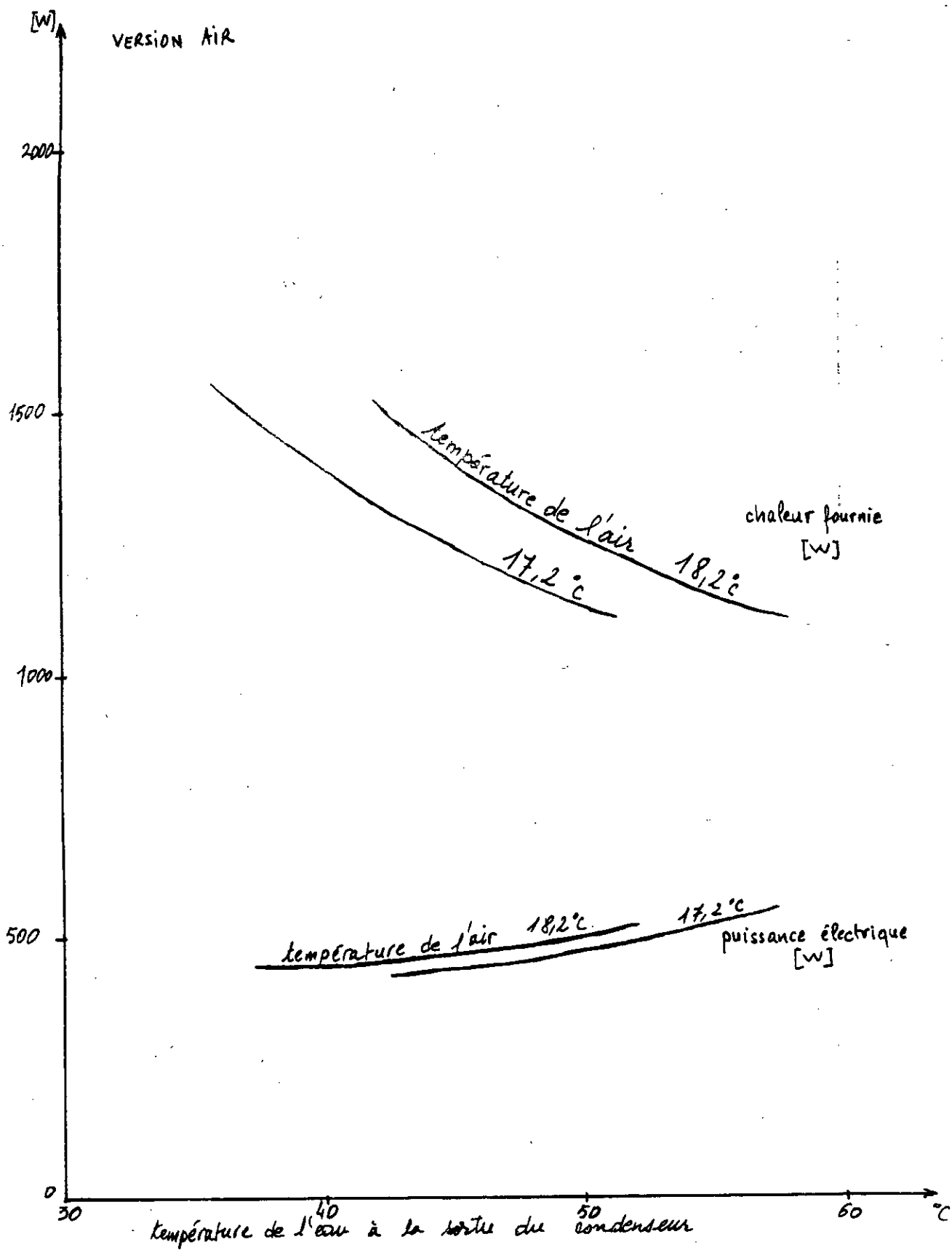
OBSERVATIONS

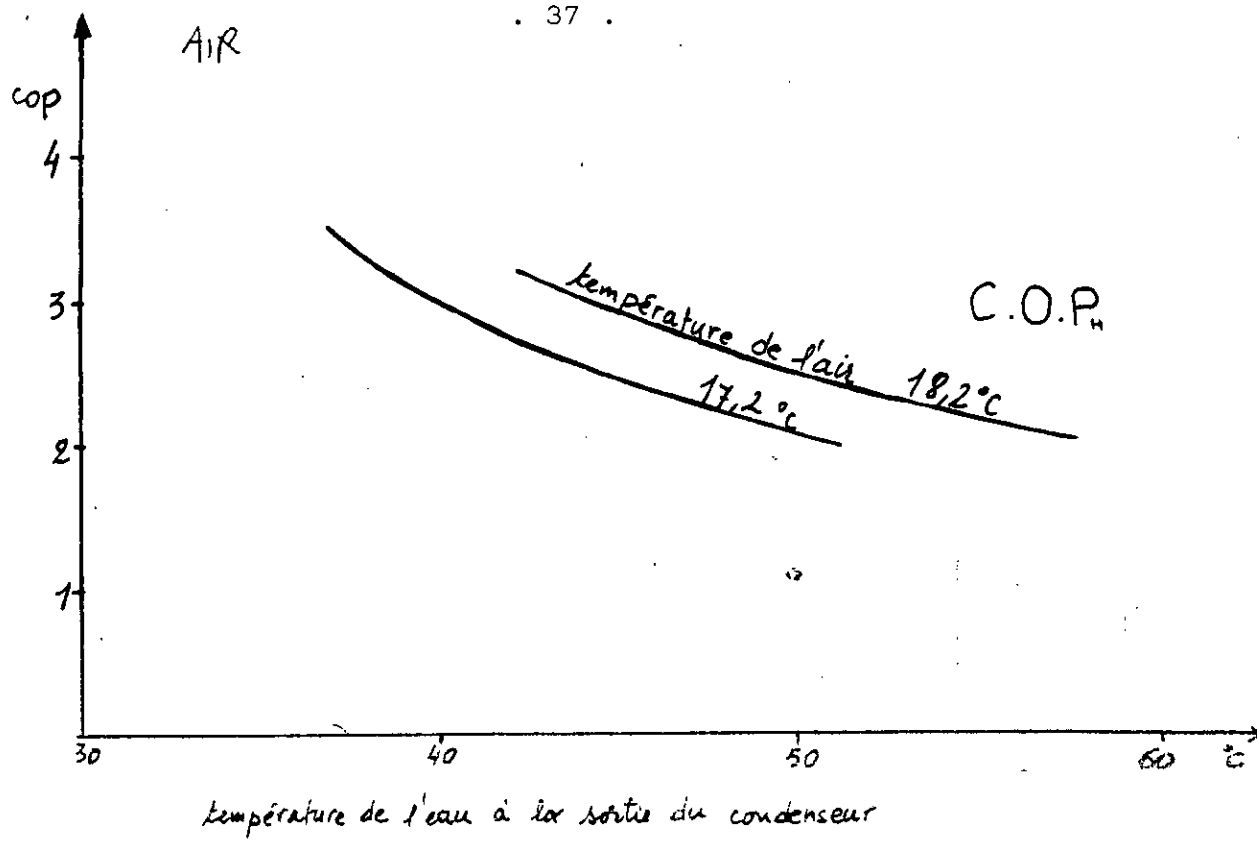
VERSION AIR

Electrique	temps pour 1 tour du disque	$\alpha$	s	48,2	47,4	45,9	43,5	40,9
Avec AIR.	Température d'entrée de l'évaporateur	$t_g$	°C	18,2	18,2	18,2	18,2	18,2
	Température à la sortie de l'évaporateur	$t_{10}$	°C	15,6	15,5	15,6	15,9	16,1
Eau (au condenseur)	Débit massique	$\dot{m}_c$	g/s	20	17	14	11	8
	Température d'entrée	$t_7$	°C	18,5	18,5	18,5	18,5	18,5
	Température de sortie au compresseur	$t_8$	°C	19	19	19,1	19,2	19,6
	Température de sortie au condenseur	$t_9$	°C	37	39	41,5	46,8	51,5

CALCULS

Puissance à l'entrée $P = \frac{21600}{\alpha}$	P	W	448,1	455,7	470,6	496,5	526,9
Transfert de chaleur total à l'eau $\dot{Q} = \dot{m}_c \times 4,18(t_g - t_7)$	$\dot{Q}$	W	1546,6	1456,7	1345,9	1287,4	1103,5
$COP_H = \frac{\dot{Q}_i}{P}$			3,45	3,19	2,85	2,59	2,09





Etablissement des courbes de performance de la pompe à chaleur sur une série de températures de la source et de température à l'entrée.

Pour ce faire, nous devons disposer de plusieurs séries de températures à l'entrée, soit celle de l'air ou celle de l'eau et comme nous ne disposons pas dans le laboratoire de moyens à faire varier la température de l'eau ainsi que celle de l'air (d'entrée), on peut donc avoir une série de températures d'entrée. Néanmoins, avec la variation de la température ambiante, il a été possible de travailler avec des températures différentes mais très voisines.

Procédure :

Positionner la vanne de dérivation pour avoir la source voulue. Régler le débit d'eau au condenseur au maximum. Mettre en route et laisser se stabiliser. Réduire le débit d'eau au condenseur graduellement et pour chaque débit Mc remplir le tableau identique au tableau (1)

Calculs : procédant de la même manière que pour la partie a, on obtient (voir tableaux) .

Commentaire :

Les courbes de performances sont conformes à celles données par la théorie de COP augmente quand l'écart entre les deux sources diminue.

d. Etablissement des courbes de performance de la pompe à chaleur basées sur les caractéristiques du R12 pour différentes températures d'évaporation et de condensation.

Procédure :

- choisir l'eau comme source de chaleur ,
- régler l'eau du condenseur à sa valeur maximale ,
- une fois la stabilité atteinte, on note la pression P2 au condenseur et la température  $t_4$  d'évaporation ,

./.

On réduit la vitesse d'écoulement au condenseur de façon que la pression P2 augmente d'environ 1 bar.

- Régler la vitesse de l'eau de la source de façon que t4 revienne à sa valeur primitive - répéter l'opération jusqu'à ce que (P2) atteigne 14 bar et pour chaque opération remplir le tableau suivant (pour chaque valeur de t4) (voir tableaux) - on peut alors recommencer les opérations pour une autre valeur de t4.

- On peut utiliser à la source une eau plus chaude s'il faut que t4 soit plus élevée.

D'un autre côté, on peut diminuer la vitesse d'écoulement de l'eau à la source pour diminuer la valeur de t4.

- Pour la version eau, on peut utiliser à titre d'exemple un climatiseur à l'entrée.

Calculs :

Procédant de la même manière que pour l'essai précédent on tire h1, h2 et h3.

- température d'évaporation : t4 = 4,5°C
- température de saturation de condensation : 40°C

Transfert de chaleur dans le condenseur :

- $Q = m_r (h_2 - h_3)$
- Pour t2 : 59 ---> Q : 1486,25 (W)
- ( Ce transfert va du R12 vers l'eau du condenseur)
- puissance électrique du compresseur :

$$\frac{21600}{49} = 440,81 \text{ (W)}$$

$$\text{d'où le COP : } \frac{Q}{P} = 3,37$$

Comparaison des cycles pratiques et théoriques sur diagramme p - h

Procédure :

On utilise ou l'eau ou l'air comme source de chaleur, on règle le débit au condenseur à un certain débit choisi, on met en route et on laisse se stabiliser.

Observations :

Pression R12 à l'aspiration P1 (relative) : 2,40 bar

Pression R12 : sortie condenseur P3 (relative) : 8,50 bar

temp R12 aspir compresseur t1 : 11°C

temp R12 ref du compresseur t2 : 59°C

temp R12 sortie condenseur t3 : 35°C

temp R12 sortie vanne : 4,5°C

Note : on ajoute 1,013 bar à la pression lue pour avoir la pression absolue.

Remarques :

a. La chute de pression dans le condenseur est négligeable (par suite de la faible vitesse) en conséquence :  $P_2 \approx P_3$

b. Le processus d'étranglement de 3 vers 4 (vanne de détente) est sensiblement adiabatique en conséquence :  $h_3 = h_4$

Emplacement des points de changement :

point (1) : entrée au condenseur

Le point 1 est situé à l'intersection de la pression  $P_1 = 3,4$  bar et la température  $t_1 = 11^\circ\text{C}$ .

ou abscisse du diagramme p-h, ce qui donne  $h_1 = 193$  Kj/Kg et  $\log_{10}(v_1) = -1,26 \rightarrow v_1 = 10^{-1,26}$

Point 2 : sortie du compresseur, condenseur (surchauffe).

Le point 2 est situé à l'intersection de la pression  $P_2 = 9,5$  bar et de la température  $t_2 = 59^\circ\text{C}$

de même que pour le point 1 :  $h_2 = 218$  kj/kg,  $\log_{10} v_2 = -1,7$

./.



Le point (2s) est situé, en supposant une compression isentropique depuis le point (1) à  $p_2 = 9,5 \text{ bar}$  ( $S_{2s} = S_1$ ),  $h_{2s} = 213 \text{ kJ/kg}$

Point 3 : sortie condenseur :

Le point 3 est situé à l'intersection de  $P_3 = 9,5 \text{ bar}$  et  $t_3 = 35^\circ\text{C}$   
--->  $h_3 = 70 \text{ kJ/Kg}$ .

Point 4 : est situé à l'intersection de  $t_4 = 4,5^\circ\text{C}$  et de  $h_3 = h_4$ .

Le point 4' (suivant l'isobare) est situé à l'intersection de  $P_4 = 3,4 \text{ bar}$  et de  $h_3 = h_4$ .

Graphe :

Commentaires :

de 1 à 2 :

de 1 à 2s : compression isentropique et le processus réel de compression de 1 à 2 provoque une modification plus importante d'enthalpie ( $h_1 - h_2$ ).

La raison de cette augmentation :

- La compression n'est ni réversible ni adiabatique.

Les frottements (de viscosité ou mécaniques) provoquent un effet de chauffage du R12 et augmentent donc l'entropie.

de 2 vers 3 :

- La vapeur est désurchauffée, condensée et ensuite sous-refroidie. Le transfert de chaleur ( $h_3 - h_2$ ) s'est fait à l'eau du condenseur et représente la puissance utile de la pompe à chaleur.

de 3 vers 4 :

Au cours de la détente, le R12 passe d'un liquide sous-refroidi sous haute pression à une vapeur humide sous basse pression avec un taux ( $x = 0,2$ ).

PRESSURE - ENTHALPY

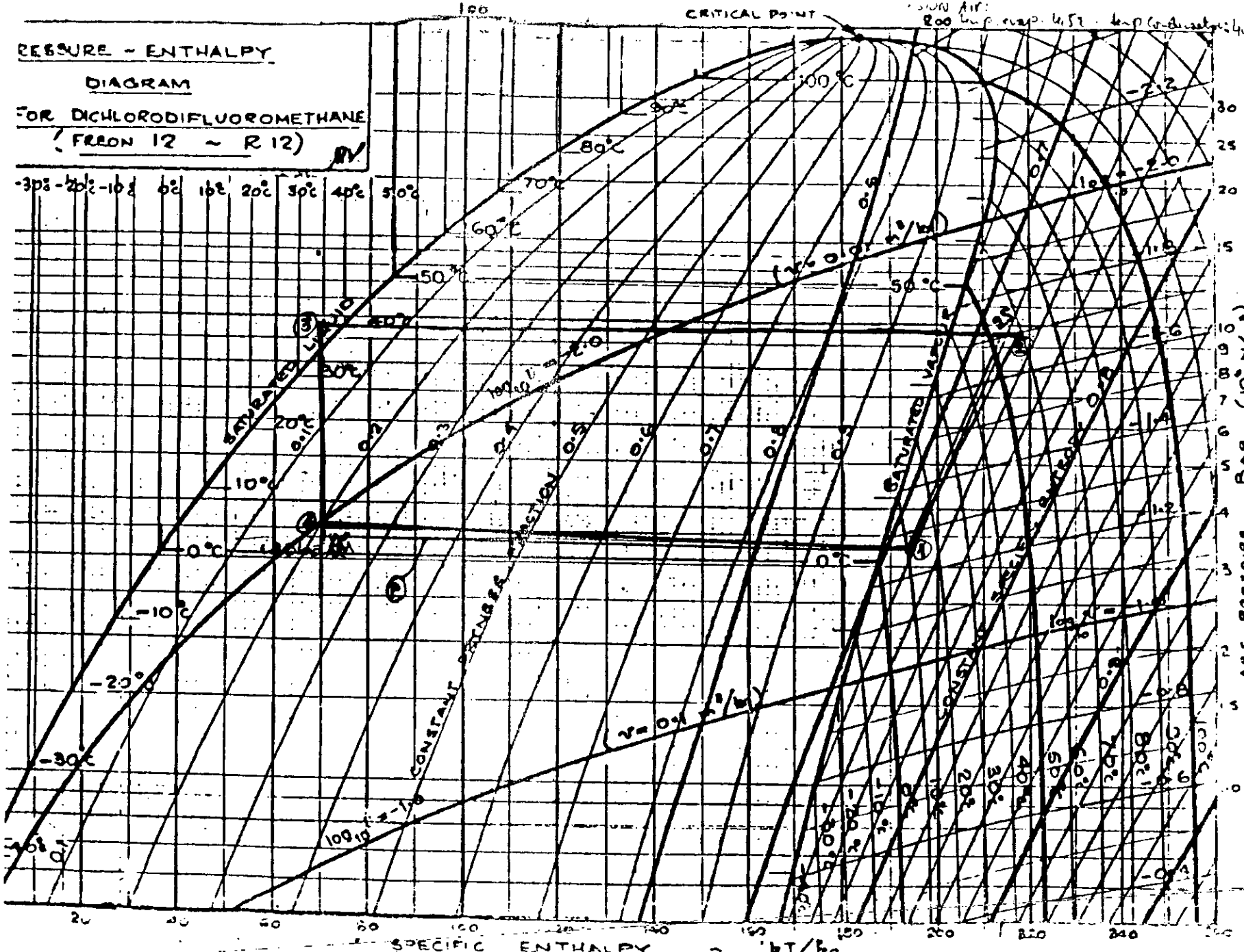
DIAGRAM

FOR DICHLORODIFLUOROMETHANE

(FREON 12 ~ R 12)

RV

-30° -20° -10° 0° 10° 20° 30° 40° 50°



SPECIFIC ENTHALPY - BTU/lb

atm PRESSURE (10<sup>5</sup> N/m<sup>2</sup>)

.42

De 4 vers 1 :

La vapeur humide est transformée en vapeur surchauffée, le transfert de chaleur avec la source de chaleur provoque la variation d'enthalpie ( $h_1 = h_4$ ).

La chute de pression provient des résistances passives dans l'évaporateur et dans le clapet non retour.

On remarque que l'effet de cette chute de pression est d'augmenter la température d'évaporation et donc de réduire la différence de température entre la source et le réfrigérant.

Comparaison du cycle pratique avec le cycle idéal :

Du graphique ( $\log P - h$ ) on tire :

$$h_1 = 193 \text{ (Kg/Kg)}$$

$$h_2 = 218$$

$$h_{2S} = 213$$

$$\text{COP} = \frac{h_{2S} - h_3}{h_{2S} - h_1} = 5,8$$

Cette différence provient en grande partie des pertes diverses dans le compresseur et notamment dans le moteur électrique.

Etablissement des courbes de performance de la pompe à chaleur basées sur les caractéristiques du R12 pour différentes températures d'évaporation et de condensation :

Procédure :

Choisir l'eau (ou air) comme source de chaleur.

- Régler l'eau du condenseur à sa valeur maximale.
- Une fois la stabilité atteinte, noter la pression  $P_2$  au condenseur et la température ( $t_4$ ) d'évaporation.
- Réduire la vitesse d'écoulement au condenseur de façon que la pression  $P_2$  augmente d'environ 1 bar.
- Régler la vitesse de l'eau de la source de façon que  $t_4$  revienne à sa valeur primitive.

./.

Répéter l'opération jusqu'à ce que (P2) atteigne 14 bar et pour chaque opération remplir le tableau suivant :

EXEMPLE

1/-  $t_4 = 4,5^\circ\text{C}$  (version eau) :

temps pour 1 tour x (s)	49	45	42	40
P1	8,5	9,5	1,1	1,25 relatif
P2	240	240	255	240 relatif
t1	11	11,5	12	11,5
t2	59	68	74	80
t3	35	38	43	49
t4	4,5	4,5	5,5	4,5
débit du freon m <sub>ir</sub>	10,25	10	9,5	8

On peut alors recommencer les opérations pour une autre valeur de  $t_4$ . ( voir tableaux).

On peut utiliser à la source une eau plus chaude s'il faut que  $t_4$  soit plus élevé.

D'un autre côté on peut diminuer la vitesse d'écoulement de l'eau à la source pour diminuer la valeur de  $t_4$ .

Pour la version air, on peut utiliser un climatiseur.

Calculs :

Procédant de la même manière que pour l'essai précédent , on tire  $h_1, h_2, h_3$ .

- température d'évaporation  $t_4 = 4,5^\circ\text{C}$

-température de saturation de condensation :  $40^\circ\text{C}$   $t_{\text{sat}}$

transfert de chaleur dans le condenseur :

-  $Q = \dot{m}_{\text{ir}} (h_2 - h_3)$ .

Pour  $t_2 = 59^\circ\text{C} \rightarrow Q = 1486,25$  (W)

(ce transfert va du R12 vers l'eau du condenseur).

./.

OBSERVATIONS

Electrique	temps pour 1 tour du disque	$\alpha$	s	43,22	46,30	48,20	40,85
R 12	Vitesse d'écoulement	$m_r$	g/s	9,0	9,5	9,5	10
	Pression à l'aspiration du compresseur	$P_1$	bar	11,5	9,5	8,75	12,5
	Pression du condenseur	$P_2$	bar	2,4	2,4	2,4	2,4
	Température d'aspiration au condenseur	$t_1$	°C	11,2	9	9,2	13,4
	Température de refoulement au compresseur	$t_2$	°C	66	67	64,5	78
	Température de sortie du condenseur	$t_3$	°C	44	37	33,5	47
	Température d'entrée de l'évaporateur	$t_4$	°C	3,5	3,5	3,5	3,5
Avec l'EAU	Débit massique	$m_s$	g/s				
	Température d'entrée	$t_5$	°C	19,6	19,6	19,6	19,6
	Température de sortie	$t_6$	°C	7,8	7,8	7,8	9,2
Eau (au Condenseur)	Débit massique	$m_c$	g/s	10	16	20	8
	Température d'entrée	$t_7$	°C	19	19	19	19
	Température de sortie au compresseur	$t_8$	°C	19,5	19,5	19,5	21
	Température de sortie au condenseur	$t_9$	°C	49,5	41	37	55

CALCULS

température de saturation au condenseur °C	40	42	50	55
puissance électrique W	448,13	466,5	499,7	528,7
chaleur totale fournie à l'eau du condenseur W	1504,8	1471,3	1274,9	1203,8
C. O. P	3,36	3,15	2,55	2,27

OBSERVATIONS

Electrique	temps pour 1 tour du disque	$\pi$	s	49,8	48,0	47,2	45,9	44,3
R 12	Vitesse d'écoulement	$m_r$	g/s	8,0	8,25	7,8	8,0	7,75
	Pression à l'aspiration du compresseur	$P_1$	bar	2,0	1,9	2,0	2,0	2,0
	Pression du condenseur	$P_2$	bar	8,5	9,0	9,75	10,5	11,75
	Température d'aspiration au condenseur	$t_1$	°C	4,6	5	4	4,6	4,8
	Température de refoulement du compresseur	$t_2$	°C	60,5	64	68,5	74	78,2
	Température de sortie du condenseur	$t_3$	°C	34	35,5	38,5	42	46
	Température d'entrée de l'évaporateur	$t_4$	°C	0	0	0	0	0
Avec l'EAU	Débit massique	$m_s$	g/s	11	15	10	11	10
	Température d'entrée	$t_5$	°C	20	20	20	20	20
	Température de sortie	$t_6$	°C	3,4	3	3,8	4,2	4,6
Eau (au condenseur)	Débit massique	$m_c$	g/s	17,5	15	12	10	8
	Température d'entrée	$t_7$	°C	19,5	19,5	19,5	19,5	19,5
	Température de sortie au compresseur	$t_8$	°C	20,5	20,5	20,6	21,2	21,5
	Température de sortie au condenseur	$t_9$	°C	37	39	44,5	47	52,5

CALCULS

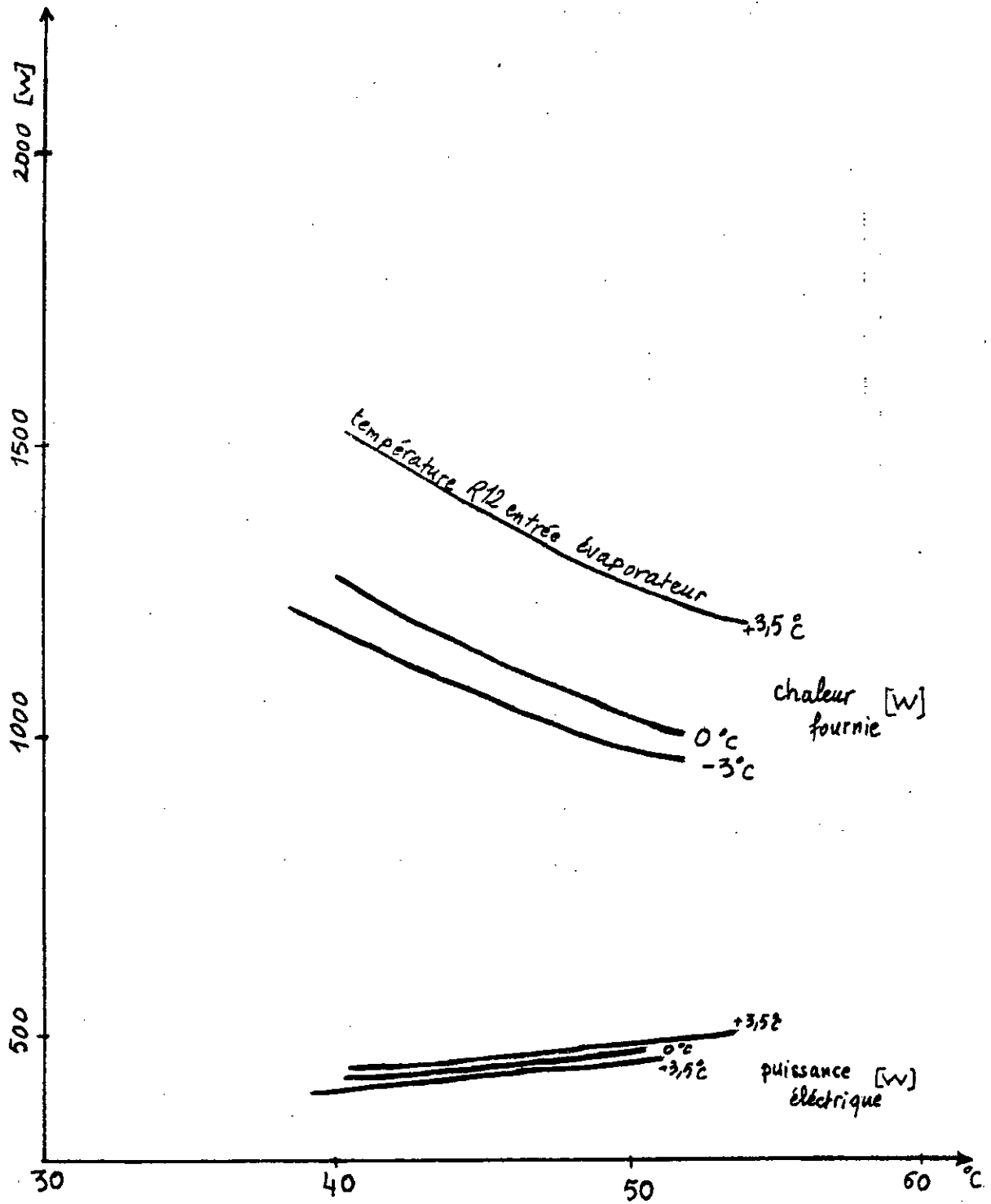
température de saturation au condenseur °C	40	42	44	47	52
puissance électrique W	433,7	450,0	457,6	470,6	487,7
chaleur totale fournie à l'eau du condenseur W	1280,12	1222,65	1154,12	1149,5	1103,52
C. O. P	2,95	2,71	2,52	2,44	2,26

OBSERVATIONS

Electrique	temps pour 1 tour du disque	$\alpha$	s	50,6	49,0	46,8	45,4
R12	Vitesse d'écoulement	$\dot{m}_r$	g/s	7,5	7,5	6,75	6,75
	Pression d'aspiration du compresseur	$P_1$	bar	1,6	1,6	1,6	1,6
	Pression du condenseur	$P_2$	bar	8,0	9,0	11,0	12,0
	Température d'aspiration au condenseur	$t_1$	°C	1,2	3,5	2,4	3,1
	Température de refoulement du compresseur	$t_2$	°C	67	69,5	72	75
	Température de sortie du condenseur	$t_3$	°C	32	36	41	46
	Température d'entrée de l'évaporateur	$t_4$	°C	-3	-3	-3	-3
Avec l'EAU	débit massique	$\dot{m}_s$	g/s				
	Température d'entrée	$t_5$	°C	19	19	19	19
	Température de sortie	$t_6$	°C	1,4	0,5	0,4	0,2
Eau (au Condenseur)	débit massique	$\dot{m}_s$	g/s	17,5	12	8	6,75
	Température d'entrée	$t_7$	°C	18	18	18	18
	Température de sortie au compresseur	$t_8$	°C	18	19,5	19,5	20
	Température de sortie au condenseur	$t_9$	°C	35	41	48	51,5

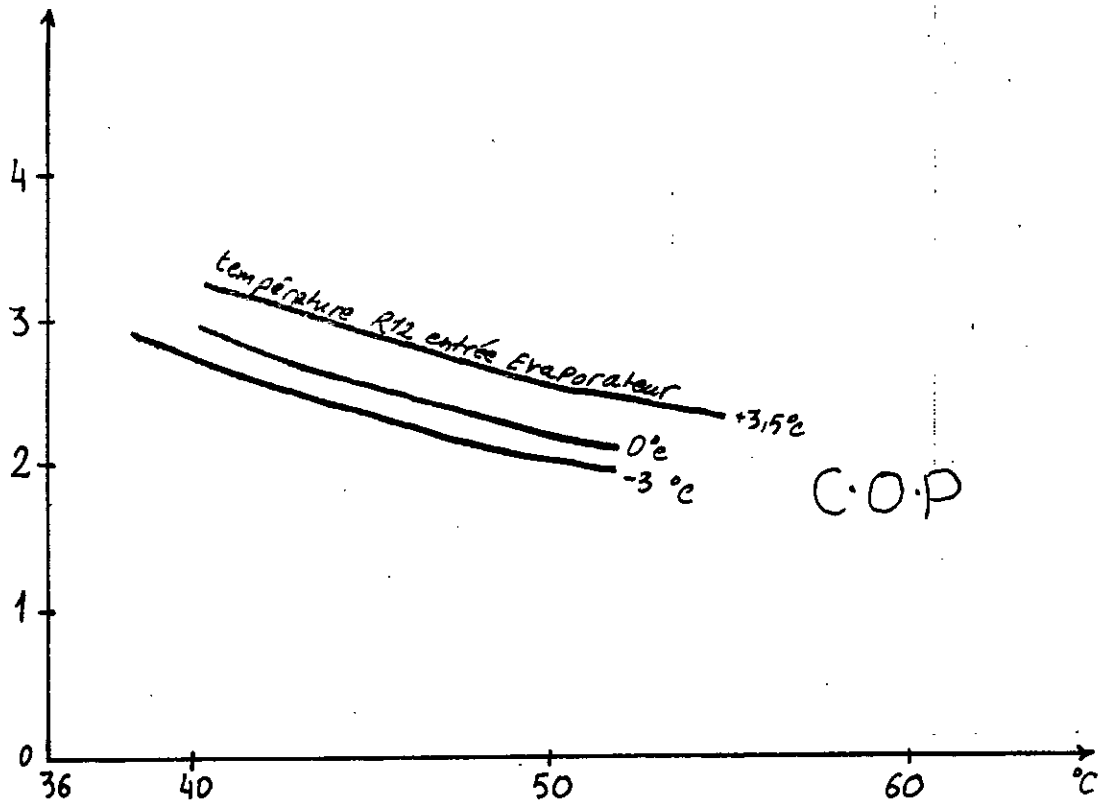
CALCULS

température de saturation au condenseur °C	38	42	49	52
puissance électrique W	426,8	440,8	467,5	473,9
chaleur totale fournie à l'eau du condenseur W	1243,5	1153,7	1003,2	959,5
C O P	2,9	2,6	2,1	2,0



température de saturation du R12 au condenseur





température de saturation du R12 au condenseur

- puissance électrique du compresseur  $\frac{21600}{49} = 440,81 \text{ W}$

$$\text{d'où le COP} = \frac{Q}{P} = 3,370$$

Bilan énergétique :

Utilisant le tableau précédent :

$$h1 = 193$$

$$h2 = 298 \quad \text{Kj/Kg}$$

$$h3 = h4 = 68$$

Calculs :

1)- Puissance électrique du compresseur :

$$P = \frac{21600}{49} = 440,81 \text{ (W)}$$

2)- Evaporateur :

Transfert de chaleur à partir de la source eau

$$Q = m_s C_p (t5-t6)$$

$$Q = 32 \cdot 10^3 \cdot 4180 (18,2-9,2) = 1203,84 \text{ W}$$

Transfert de la chaleur vers R12

$$Q_{4-1}^u = m_r (h1-h4)$$

$$= 10,25 (193 - 68) = 1281,25 \text{ W}$$

On peut attribuer cette différence aux erreurs d'observations, aux erreurs d'instruments, ainsi que le transfert de chaleur à partir de l'environnement.

3)- Condenseur :

Transfert de chaleur vers l'eau

$$Q = m_r c_p (t9-t8)$$

$$(18 \cdot 10^3 \cdot 4180 (39,12-19,1))$$

$$Q = 1512,32 \text{ (W)}$$

./.

Transfert de chaleur à partir du R12

$$Q_{p23} = \dot{m} r (h_2 - h_3)$$

$$= 10,25 (218 - 70) = 1517 \text{ (W)}$$

soit une différence de 4,7 (W) même commentaire

4)- Compresseur :

Le compresseur est traversé par l'eau du condenseur.

Transfert de chaleur vers l'eau :

$$\dot{m} r C_p (t_8 - t_7)$$

$$184,18 (19,1 - 18,2) = 67,7 \text{ W}$$

Transfert de chaleur à partir du R12

$$Q_{12} = \dot{m} r (h_2 - h_1) + P$$

$$10,25 (218 - 193) + (-440,81) = -184,56 \text{ W}$$

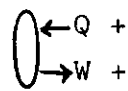
On peut attribuer cette différence de 116,8 W à la perte de chaleur provenant de l'enveloppe du compresseur.

Pour l'ensemble du cycle :

D'après la loi fondamentale de la thermodynamique on a dans un cycle :

transfert de chaleur : travail net.

- Dans l'aspirateur : + 1281,25 W
  - Dans le condenseur : - 1517,
  - Dans le compresseur : - 184,56
- ( Convention )



Transfert de chaleur : - 420,31

Ce qui donne exactement le transfert net de travail au compresseur.

On peut établir des bilans analogues d'énergie pour d'autres conditions de fonctionnement.

Lorsqu'on utilise l'air comme source de chaleur, il n'est pas possible d'établir le transfert de transfert à partir de l'air car on ne connaît pas sa vitesse d'écoulement, néanmoins, on peut calculer cette vitesse à partir de :  $\dot{m}_a c_{p_a} (t_a - t_{10}) = \dot{m} r (h_1 - h_4)$ . //

5)- Effet du taux de compression du compresseur sur le rendement volumétrique :

1. Procédure :

- mettre soit l'air, soit l'eau comme source de chaleur ,
- régler l'eau au condenseur au débit maximum et mettre en route (on choisit la version eau).

Réduire la vitesse d'écoulement de l'eau à l'évaporation jusqu'à ce que la température d'évaporation (t4) soit proche de 7 °c.

- Laisser se stabiliser, puis faire les relevés ci-dessous .
- en conservant la même valeur pour t4, réduire l'eau au condenseur de sorte que la pression (p2) au condenseur s'élève d'environ 1 bar, relever alors les observations.

Répéter l'opération par palier d'environ 1 bar de pression au condenseur jusqu'à ce que la pression atteigne 14 bar.

B)- Observations (voir tableau)  
observations

Calculs :

- pression d'aspiration au compresseur :  $P + P_{am} = P_1$  bar
- pression de refoulement du compresseur :  $P + P_a = P_2$  pa
- taux de compression du compresseur :  $V_p = \frac{P_2}{P_1}$

Méthode de calcul du rendement volumétrique :

Rendement volumétrique :  $\frac{\text{débit de volume à l'aspiration}}{\text{volume balayé dans le compresseur}}$

- volume balayé dans le compresseur :  
en supposant une vitesse de 2800 t/min  
le taux de volume balayé : cylindre 15 cm<sup>3</sup> /t  
 $\frac{2800}{60} \times 15 \cdot 10^6 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} = 7 \cdot 10^4 \text{ m}^3/\text{s}$

./.

. débit de volume à l'aspiration du compresseur :

$$\dot{V} = m_g V$$

où  $v$  : volume massique : qu'on peut lire sur le diagramme (ph) correspondant au point 1 du cycle.

Le rendement volumétrique sera donc :

$$M_v = \frac{M_g V}{7.10^{-4}}$$

Par cette méthode on dresse le tableau calculs suivant:

( VOIR TABLEAU)

CALCUL

Remarque :

Le rendement volumétrique d'un compresseur est fonction de :

1. le taux de compression
2. le rapport du volume mort et du volume total
3. la catégorie du processus de détente
4. la chute de pression due aux résistances dans le circuit d'admission
5. l'élévation de température dans le circuit d'admission
6. l'état mécanique des points de soupapes et segments du piston.

Si l'on ne retient que les remarques 1, 2 et 3, on peut dire que le rendement volumétrique sera égal à :

$$1 - \frac{V_c}{V_s} \left[ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{1}{n}} - 1 \right]$$

Dans lequel on a

- $V_c$       Volume mort
- $V_s$       Volume balayé

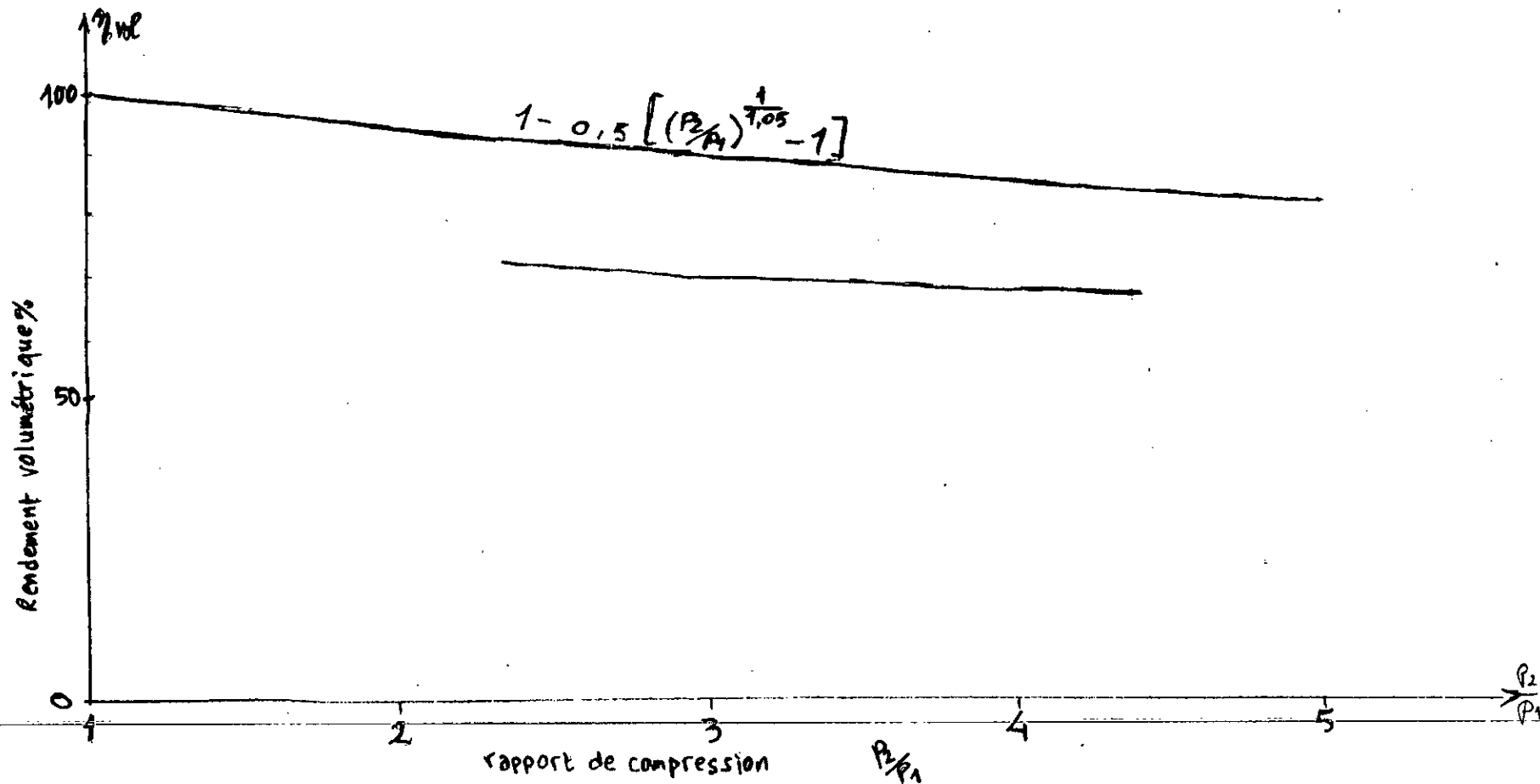
./.

OBSERVATIONS

Electrique	temps pour 1 tour du disque	x	s	51,2	49,5	48,2	45,6	42,4	38,7
R 12	Vitesse d'écoulement	$\dot{m}_r$	g/s	9,4	9,4	9,3	9,2	9,1	8,9
	Pression à l'aspiration du compresseur	$P_1$	bar	2,45	2,45	2,45	2,45	2,45	2,45
	Pression du condenseur	$P_2$	bar	6,8	7,6	8,3	9,3	10,7	13,4
	Température d'aspiration du condenseur	$t_1$	°C	20,1	20,1	20,1	21	21,5	22,1
	Température de refoulement du compresseur	$t_2$	°C	65	68	73,5	77,5	83	88
	Température de sortie du condenseur	$t_3$	°C	28	29	29,5	31	34	36,5
	Température d'entrée de l'évaporateur	$t_4$	°C	6,5	6,8	6,8	6,7	7,2	7,8

CALCULS

Volume d'aspiration du compres- Débit $V_1 = \dot{m}_r v_1$	$\dot{V}$ $\times 10^{-3}$	$m^3/s$	0,516	0,516	0,511	0,482	0,467	0,466
Débit balayé $\dot{V}_s = 15 \times 10^{-6} \times \frac{2800}{60}$	$\dot{V}_s$	$m^3/s$ $\times 10^{-4}$	7	7	7	7	7	7
coefficient volumétrique	$\eta_{vol}$	%	73,7	73,7	73	68,8	66,7	66,5
Rapport de pression du compr = $\frac{P_2 + P_a}{P_1 + P_a}$	$r_p$	°	2,26	2,49	2,69	2,98	3,39	4,17



Ainsi que n : catégorie de détente

pour les petits compresseurs  $\frac{V_c}{V_s}$   $\phi$  pour

valeur habituelle environ 0,05

et on peut admettre que  $n = 1,05$

4/- Calcul du coefficient de transfert de chaleur au cours de l'évaporation et de la condensation :

Procédure :

Comme pour le bilan énergétique, on dispose la vanne de dérivation de manière à utiliser l'eau comme source de chaleur et on règle le débit à une valeur moyenne.

On règle le débit d'eau au condenseur de façon analogue et on met en route.

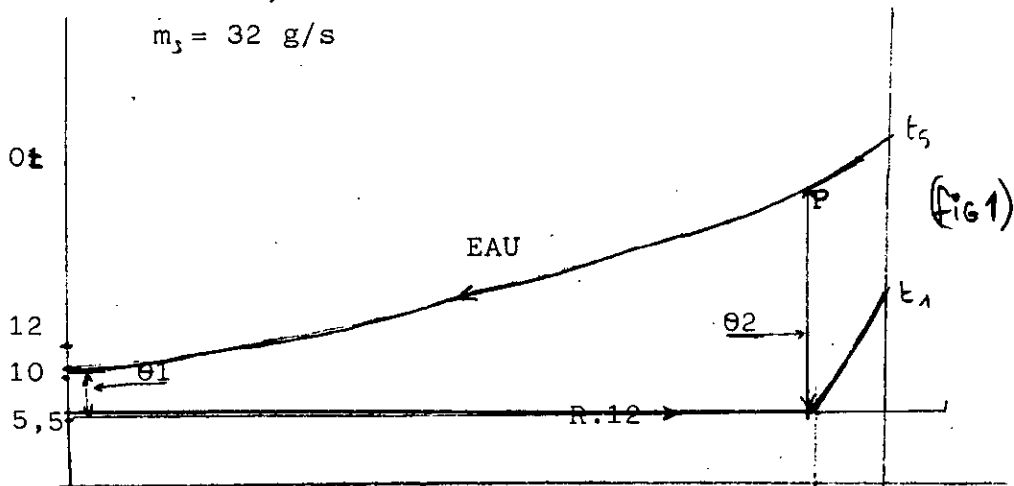
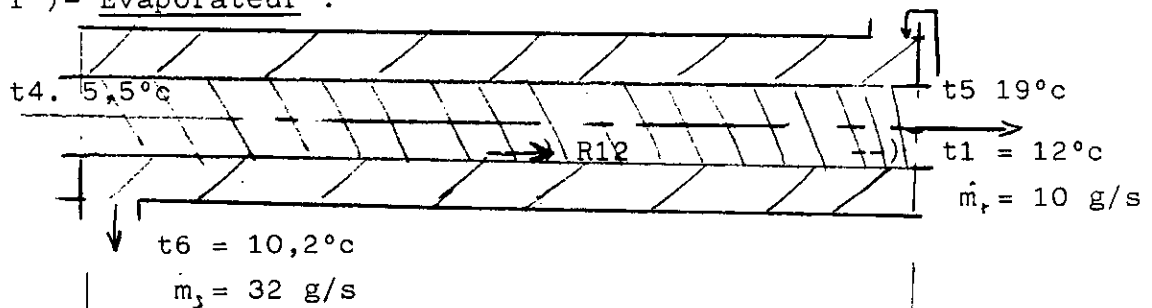
Une fois l'ensemble stabilisé, on enregistre toutes les valeurs indiquées sur le tableau suivant :

Observations :

pression atmosphérique : 101 b

température atmosphérique : 21°C.

1°)- Evaporateur :





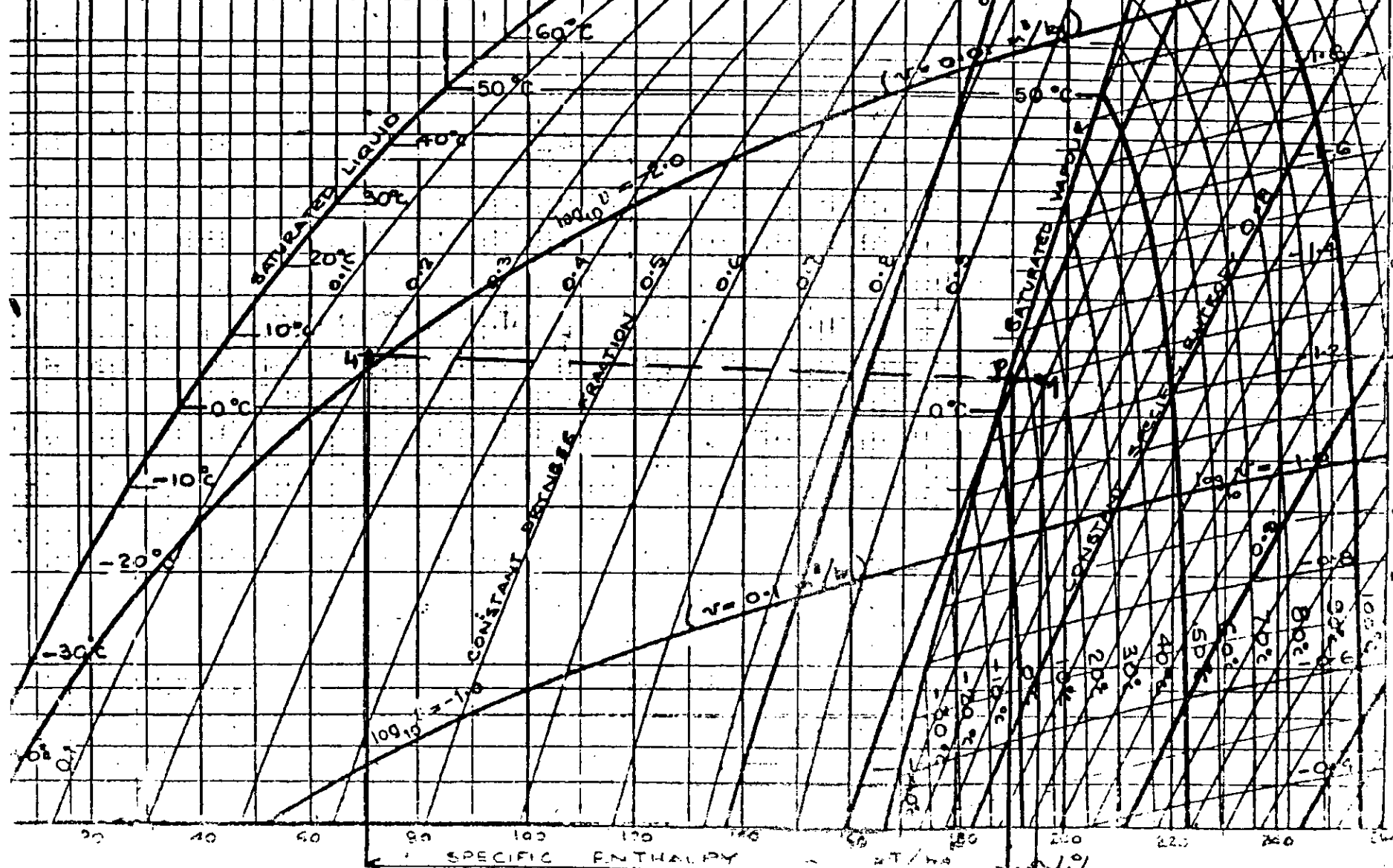
PRESSURE - ENTHALPY

DIAGRAM

FOR DICHLORODIFLUOROMETHANE

(FREON 12 ~ R 12)

30° 20° 10° 0° -10° -20° -30°



SPECIFIC ENTHALPY

kJ/kg

4%

Calculs :

La position relative des températures eau et R12 se présente approximativement comme le montre la figure 1.

Etant donné qu'on ne peut pas porter le point p, on ne peut déterminer avec précision la différence moyenne de température.

Néanmoins, on peut établir comme suit une assez bonne estimation du coefficient de transfert de chaleur au cours de l'évaporation.

En se référant à la courbe (p-h) on voit qu'au cours du processus (h-1)

$$\frac{190 - 71}{195 - 71} = 95,9\% \text{ du transfert de chaleur}$$

se produit au cours de l'évaporation  $\approx 96\%$

La quantité de chaleur transférée au cours de l'évaporation est égale à :

$$\dot{m}_v (h_p - h_d)$$

$$10 \cdot 10^3 (190 - 71) (10^3) = 1190 \text{ W}$$

$$904 \text{ mc Cp } (t_s - t_6) = m_{cp} (t_s - t_p)$$

d'où la température de l'eau au point P

$$t_p = 19 - 90,4 (19 - 10,2) = 18,64^\circ\text{C}$$

d'où la différence logarithmique Mas de la température au cours de l'évaporation est :

$$\theta_m = \frac{\theta_2 - \theta_1}{\ln \frac{\theta_2}{\theta_1}}$$

$$\theta_2 = 18,64$$

$$\theta_1 = 10,2 - 5,5 = 4,7$$

$$\text{d'où : } \Delta t_m = \frac{\theta_2 - \theta_1}{\ln \frac{\theta_2}{\theta_1}} = \frac{18,64 - 4,7}{\ln \frac{18,64}{4,7}} = 10,11 \text{ 'K}$$

Si nous supposons que le changement se produit sur 96% de la longueur de l'évaporateur, la surface mise en cause sera :

$$0,96 \cdot 0,135 = 1296 \text{ m}^2$$

./.

On peut maintenant calculer le coefficient estimé global de transfert de chaleur :

$$U = \frac{Q}{A \cdot \Delta t_m}$$

$$U = \frac{1190}{0,1296 \times 10,11}$$

$$U = 907,78 \text{ W / m}^2 \cdot \text{K}$$

Condenseur :

Remarque :

Dans le condenseur

- la pression de saturation : 11 bar
- la température de saturation : 45° c
- la répartition des températures se présente approximativement comme sur la figure 2.

Utilisons la même procédure que pour l'évaporateur :

Sur le diagramme (p-h) on lit :

$$h_3 = 71 \text{ KJ/Kg}$$

$$h_B = 90$$

$$h_A = 204$$

$$h_2 = 227$$

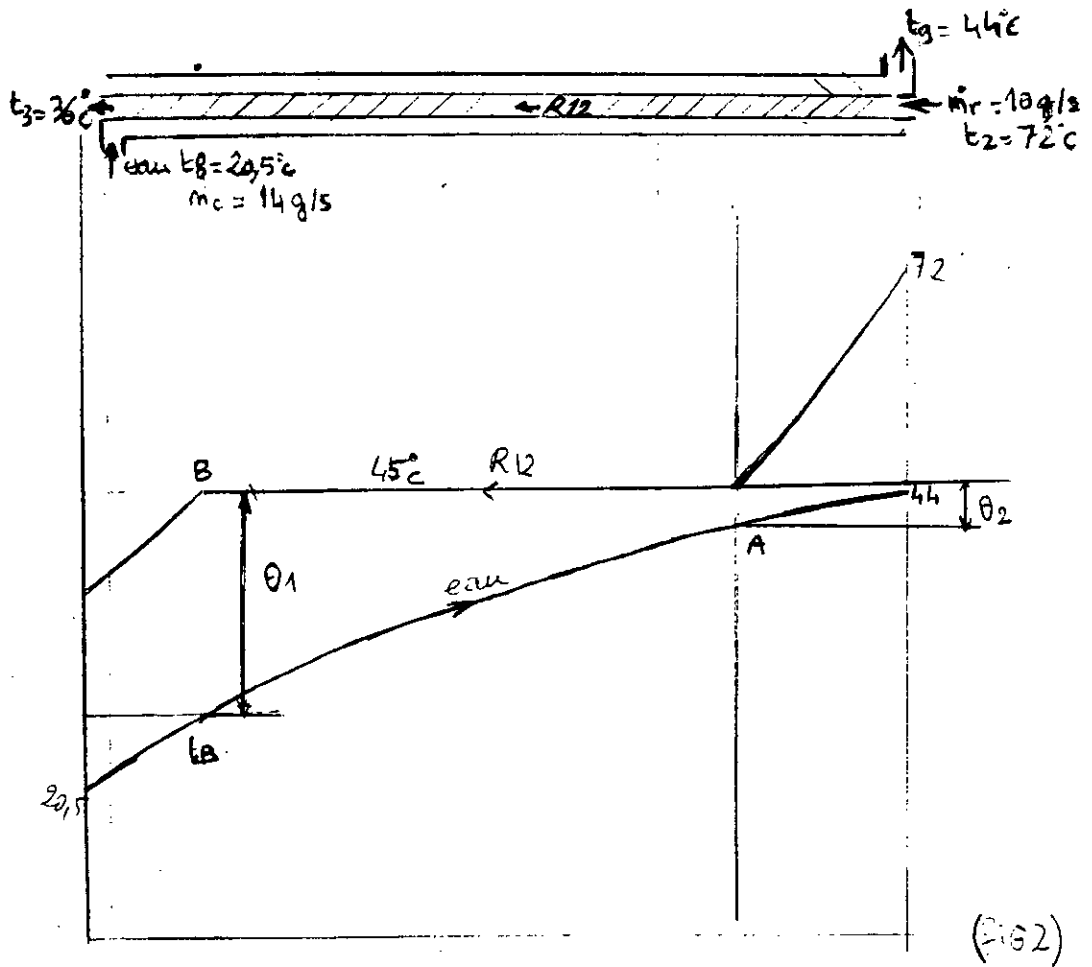
Transfert de chaleur à la condensation :

$$\frac{h_A - h_B}{h_2 - h_3} = \frac{204 - 90}{227 - 71} = 0,73 \rightarrow 73\% \text{ des transferts de chaleur se produit à la cond.}$$

Au sous refroidissement :

$$\frac{h_B - h_3}{h_2 - h_3} = \frac{90 - 71}{227 - 71} = 12\%$$

./.



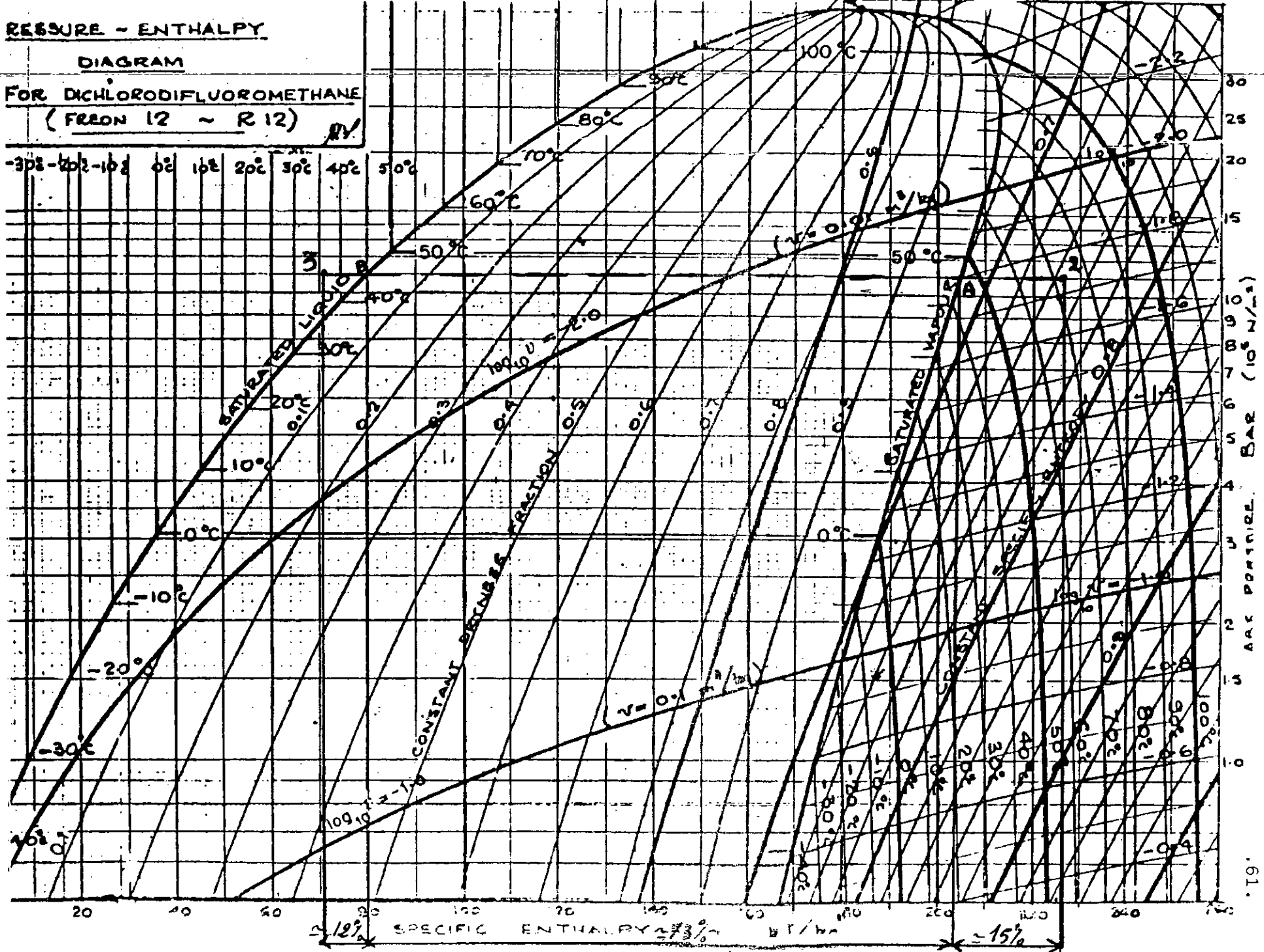
(Fig 2)

PRESSURE - ENTHALPY

DIAGRAM

FOR DICHLORODIFLUOROMETHANE  
(FREON 12 ~ R12)

-30° -20° -10° 0° 10° 20° 30° 40° 50°



30  
25  
20  
15  
10  
5  
0  
0 5 10 15 20 25 30  
10<sup>5</sup> N/m<sup>2</sup> BAR

20 40 60 80 100 120 140 160 180 200 220 240  
SPECIFIC ENTHALPY kJ/kg

A la surchauffe :

$$\frac{h_2 - h_A}{h_2 - h_3} = \frac{227 - 204}{227 - 71} = 15\%$$

Calcul de la température tA

$$\cancel{h} (t_9 - t_A) = \cancel{m} c_p (t_9 - t_8) \quad 0,15$$

$$t_9 - t_A = (t_9 - t_8) 0,15$$

$$t_A = t_9 - (t_9 - t_8) 0,15 \rightarrow t_A$$

$$t_A = 44 - 0,15 (44 - 20,5) = 40,475^\circ\text{C}$$

Calcul de la température tB :

$$(t_B - t_8) = 0,12 (t_9 - t_8)$$

$$t_B = t_8 + 0,12 (t_9 - t_8)$$

$$= 20,5 + 0,12 (44 - 20,5) = 23,32^\circ\text{C}$$

$$t_B = 23,32^\circ\text{C}$$

d'où la moyenne logarithmique

$$\Delta T_m = \frac{\theta_2 - \theta_1}{\ln \theta_2 / \theta_1}$$

$$\theta_2 = 45 - 23,32 = 21,68 \text{ K}^*$$

$$\theta_1 = 45 - 40,75 = 4,25$$

$$\Delta T_m = \frac{17,43}{\ln 5,10} = 10,696 \text{ }^\circ\text{K}$$

Au cours de la condensation, le transfert de chaleur est :

$$Q = \dot{m} r (h_A - h_B)$$

$$= 10 \cdot 10^3 (204 - 90) 10^3$$

$$Q = 1140 \text{ W}$$

De même que pour l'évaporateur, on suppose que ce transfert de chaleur se produira sur 73% de la surface totale.

$$0,73 \times 0,135 = 0,0955$$

Alors le coefficient d'échange global

$$U = \frac{Q}{A \Delta T_m} = \frac{1140}{0,09855 \times 10,69} = 1081,5 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Les valeurs de U sont raisonnables en ce qui concerne l'évaporation et la condensation pour des échangeurs refroidis à l'eau.

PROCEDURES DE TRAVAUX PRATIQUES

PROCEDURE DE TRAVAUX PRATIQUES :

POMPE A CHALEUR HILTON R.830 :

But du T.P. :

La majorité des pompes à chaleur fonctionnent selon le cycle de compression de vapeur qui utilise un liquide frigorigène comme fluide de travail.

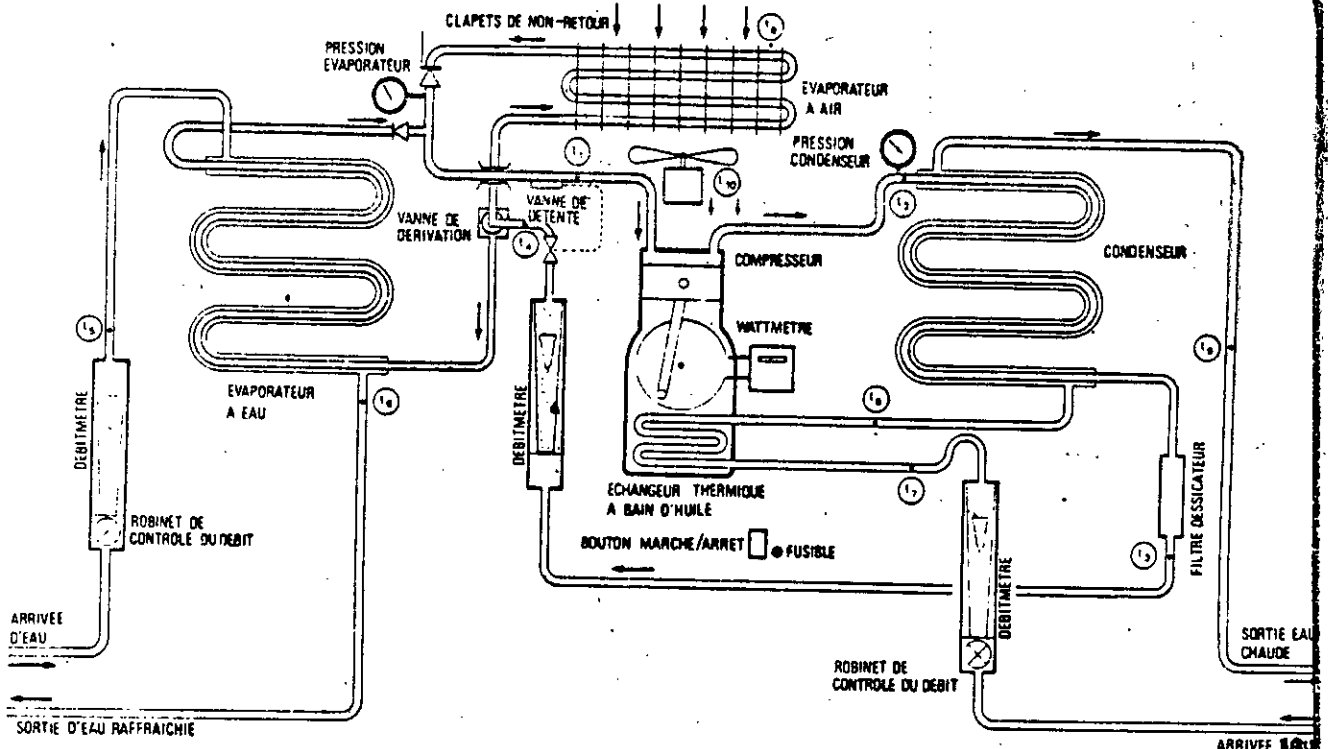
La pompe à chaleur air/eau R.830 a été spécialement conçue pour démontrer et analyser les performances d'une telle machine.

Description de l'appareil (voir figure) :

Le compresseur extrait la vapeur produite par la source de chaleur provenant soit de l'évaporateur à air, soit de celui à eau. Il en augmente la pression et refoule de la vapeur chaude à un condenseur eau/R.12 dans lequel elle se liquéfie en transférant la chaleur à l'eau et en augmentant sa température (avant de passer dans le condenseur on utilise cette eau pour refroidir le compresseur).

Le R.12 qui est à une pression élevée passe alors à travers une vanne de détente commandée thermostatiquement, puis s'écoule grâce à une vanne de dérivation à deux voies vers l'évaporateur choisi. La commande de la pompe à chaleur peut se faire, soit en modifiant la température d'évaporation au moyen de la vitesse d'écoulement et de la température de l'air (ou de l'eau), soit en modifiant la température de condensation au moyen de la vitesse d'écoulement de l'eau du condenseur.



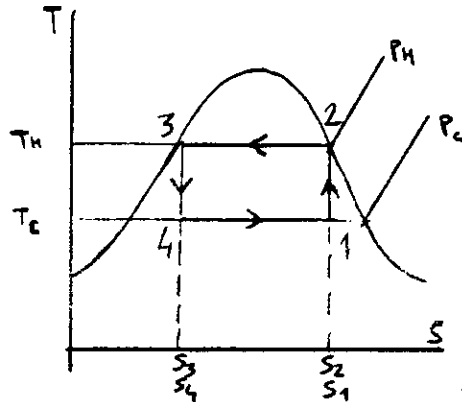


Rappels théoriques :

La pompe à chaleur théorique :

De même que pour un moteur théorique, une pompe à chaleur idéale sera réversible intérieurement et extérieurement. Il existe un certain nombre de cycles théoriques, le plus connu est le cycle de Carnot.

. Cycle de Carnot inverse :



On donne un diagramme schématisant l'installation et la courbe des températures en fonction de l'entropie spécifique d'une pompe à chaleur sur cycle de Carnot.

de 1 à 2 - compression isentropique de la vapeur au cours de laquelle la température s'élève de  $T_c$  à  $T_h$ .

De 2 à 3 - rejet de la chaleur vers la zone de haute température tandis que la vapeur se condense à haute pression.

De 3 à 4 - détente isentropique des hautes vers les basses pressions tandis que la température tombe de  $T_h$  à  $T_c$ .

de 4 à 5 - Transfert de chaleur provenant de la zone de basse température alors que se produit l'évaporation à basse pression.

Le transfert de chaleur vers la zone de haute température :

$Q_h = T_h (S_2 - S_3)$  et le transfert de chaleur à partir de la zone de basse température est :

$$T_c (S_1 - S_4) = T_c (S_2 - S_3).$$

./.

Pour une pompe à chaleur on appelle le rapport chaleur restituée : le coefficient de performance : COP.

Ainsi, pour le cycle de Carnot :  $Cop = \frac{Th}{Th - Tc}$

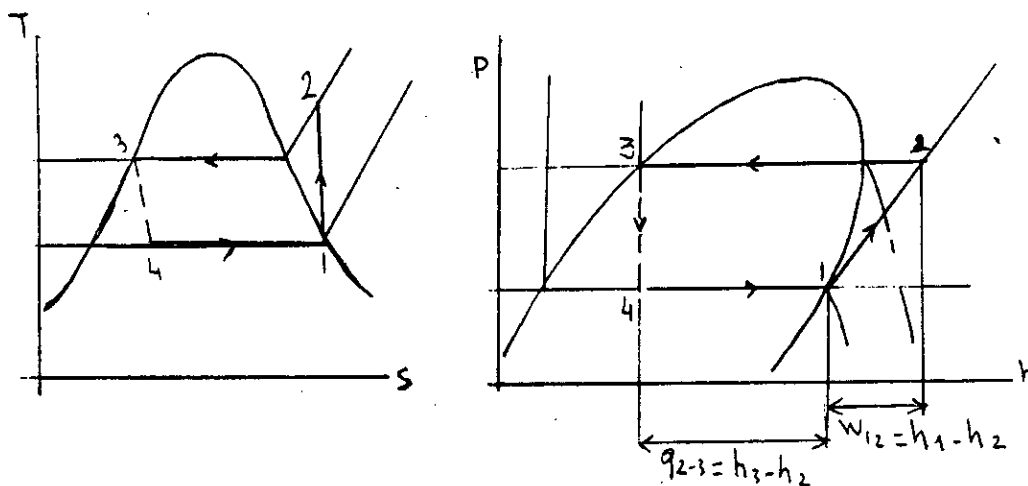
Le cycle de compression de vapeur :

Même si on pouvait réaliser un fonctionnement réversible, une machine utilisable basée sur le principe de Carnot, ne présenterait pas d'intérêt pour les raisons suivantes :

- a. La compression en milieu humide présenterait un certain nombre de problèmes de réalisation.
- b. La détente d'un liquide sous haute pression à une vapeur sous basse pression présenterait également des problèmes pratiques. Par ailleurs, la faible quantité de travail reçue à partir de la détente ne réduirait pas de manière notable le travail net fourni au cycle.

Dans la pratique des pompes à chaleur, la compression se fait habituellement en milieu surchauffé et un processus d'étranglement remplace la détente isentropique.

Le cycle parfait de compression de vapeur :



Le cycle se déroule ainsi :

1 à 2 : compression isentropique de la vapeur de la pression d'évaporation à la pression de condensation.

2 à 3 : condensation de la vapeur haute pression au cours de laquelle la chaleur est transférée à la zone de haute température.

3 à 4 : étranglement adiabatique de la vapeur condensée de la pression de condensation à la pression d'évaporation.

De 4 à 1 : Evaporation du liquide à basse pression au cours de laquelle la chaleur est reçue à partir de la source de basse température.

On peut très bien déterminer les transferts d'énergie à partir de la courbe de la pression en fonction de l'enthalpie spécifique (p - h).

$$W_{1-2} = h_2 - h_1$$

$$Q_{2-3} = h_2 - h_3$$

$$h_3 = h_4 \text{ (processus d'étranglement)}$$

$$Q_{4-1} = h_1 - h_4$$

$$\text{et le Cop} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1} = \frac{\text{chaleur restituée}}{\text{travail fourni}}$$

#### Le cycle pratique de compression de vapeur :

Le cycle pratique diffère du cycle parfait dans les domaines suivants :

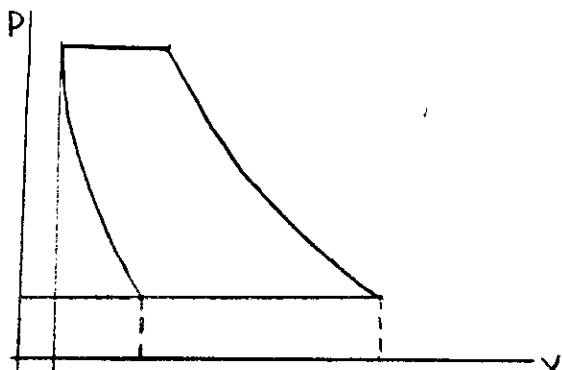
- la compression n'est ni réversible ni adiabatique, car il y a à la fois des transferts de chaleur et des effets de frottement dans le compresseur.
- Il peut exister une chute de pression dans l'évaporateur ou dans le condenseur.

Rendement volumétrique du compresseur :

Théoriquement, on suppose que tout le volume du cylindre est utilisé pour l'aspiration et la compression du fluide.

Or, en pratique, il est impossible de prolonger la course du piston jusqu'au contact exact de ce piston avec le fond du cylindre.

Il pourrait en résulter des chocs dangereux, il y a donc toujours en fin de course du piston une certaine capacité appelée espace nuisible (volume mort).



Si le taux de compression dépend :

- du taux de compression
  - du rapport du volume mort et du volume total
  - de la catégorie de la détente (polytropique)
- alors le rendement volumétrique sera :

$$\eta_v = 1 - \frac{V_c}{V_s} \left[ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{1/n} - 1 \right] \quad (1)$$

ou  $\frac{V_c}{V_s}$  : Volume mort  
Volume balayé

n : catégorie de la détente

On admet que pour les petits compresseurs :

$$\frac{V_c}{V_s} = 0,05 \quad ; \quad \text{et } n = 1,05$$

Question théorique :

Définir : la chaleur massique d'une substance  
 et la chaleur latente d'une substance

- Qu'est-ce-que l'effet Joule-Thomson ?
- Quels sont les différents procédés de production du froid que vous connaissez ?
- Qu'est-ce-que le givrage ?

Mise en marche du banc d'essai pompe à chaleur de HILTON :

Spécifications :

A/- Compresseur : étanche équipé d'un serpentin de refroidissement à bain d'huile  
cylindrée : 15 cm<sup>3</sup>/t.

Vitesse de rotation : 2800 t/mn

Fréquence : 50 hz

branchement : courant électrique 220 V

B/- Condenseur : tubes coaxiaux en spirale  
système à contre courant  
surface d'échange : 1350 cm<sup>2</sup>

C/- Evaporateur :

à eau : tubes coaxiaux enroulés en spirale, système à contre courant

surface d'échange 1350 cm<sup>2</sup>

à air : tubes horizontaux à ailettes externes.

D/- Vanne de détente :

Thermostatique

Vanne de dérivation :

pour envoyer le fluide soit vers l'évaporateur à eau soit vers l'évaporateur à air.

Clapets de non retour :

Empêchent le liquide frigorigène de s'écouler dans l'évaporateur non utilisé.

./.

Filtre dessicatif :

Liquide frigorigène: R.12

Débitmètre R12 : tube en verre conique et flotteur : mesures de  
1 à 14 g/s.

Débitmètre condenseur : tube en verre cônica et flotteur avec  
une vanne de contrôle .  
Mesures de 2 à 20 g/s.

Débitmètre évaporateur :

Tube en verre avec flotteur  
avec vanne de contrôle de débit incorporé  
mesures : de 6 à 54 g/s.

Instruments :

Thermomètre à alcool :

Mesurent la température en 11 points  
du système de 0 à 50° c

Watt mètre : mesure l'apport de puissance électrique ou compresseur

Manomètre de refoulement : mesure la pression du fluide frigori-  
gène dans le condenseur de 0 à 2700 KN/m<sup>2</sup>

Manomètre d'aspiration :

Mesure la pression du fluide frigorigène dans l'évaporateur  
de 100 à 800 KN/m<sup>2</sup>

Systemes de sécurité :

électriques :

- fusible à l'alimentation
- tous les composants électriques sont mis à terre.

Pressostat :

Coupe le compresseur quand la pression du fluide dans le condenseur dépasse 1500 KN/m<sup>2</sup> et le remet en route automatiquement lorsque la pression a diminué.

Thermostat :

Coupe le compresseur en cas de surchauffe du système et le remet en route automatiquement lorsque la température a baissé.

Manipulation :

Mise en marche :

Brancher les alimentations en eau aux branchements d'admission disposés sur les deux côtés du coffrage et brancher les deux autres piquages d'eau sur l'écoulement,  
. Faire le branchement électrique.

Fonctionnement :

Mettre le levier de la vanne de dérivation sur la position alimentant l'évaporateur eau -  
Ouvrir les deux arrivées d'eau au maximum.  
Mettre l'interrupteur principal sur la position marche.  
Après une courte période de "gazification" dans le tube du débitmètre de R12, la vitesse d'écoulement devrait se stabiliser.  
On peut maintenant régler la pompe à chaleur pour qu'elle fonctionne comme on le veut dans les limites de ses possibilités.  
L'appareil est prêt à l'utilisation aussitôt que température et pression sont sensiblement constantes.

Réglage de la surchauffe :

Vérifier que la vapeur pénétrant dans le compresseur est surchauffée d'environ 4 K c'est à dire qu'il faudra que la température  $t_1$ , soit environ supérieure de 4 K à la température de saturation à la pression d'aspiration du compresseur.  
Pour régler cette surchauffe, dévisser le chapeau, de forme conique de la vanne de détente, à l'aide de la cavité carrée du chapeau, faire tourner la vis à tête carrée dans le sens des aiguilles d'une montre pour augmenter la surchauffe. ./.



Tout réglage devra être fait graduellement.

Utilisation de la source d'air :

Si on veut utiliser l'évaporateur AIR/R12, il suffit de mettre en position le levier de la vanne de dérivation en position air.

- Mettre en marche le surpresseur afin d'avoir un débit d'eau important et pour éviter l'arrêt de celui-ci causé par son système de régulation, ouvrir une autre vanne et régler son débit de telle manière que le surpresseur ne s'arrête pas et que l'on puisse avoir au moins 2/3 du débit maximum d'eau à l'évaporateur.

Arrêt :

Avant d'arrêter, mettre au maximum pour 2 ou 3 minutes la vitesse d'écoulement de l'eau au condenseur, puis couper le compresseur (ainsi que le surpresseur) et fermer les alimentations en eau.

Renseignements utiles :

A. Watt-mètre :

un tour du disque correspond à 21600 (j)

d'où la puissance d'entrée électrique du compresseur est :

$$\frac{21600}{X} \frac{J}{S} \text{ ou } (W)$$

dans laquelle on a : X = le temps (en s) pour un tour du disque.

B. Le cylindre du compresseur possède un volume balayé de 15cm<sup>3</sup> par tour. La vitesse du compresseur varie en fonction de la charge de la fréquence et de la tension du courant.

On a pour 50 Hz

$$N = 2800 \text{ t/m à } 220 \text{ V}$$

Questions pratiques :

- Les pressions lues sont-elles directement reposables ?
- Quel est l'effet de la présence d'eau dans le fluide frigorigène?

./.

MANIPULATION 1 :

A/- Etablissement des courbes de performance de la pompe à chaleur en fonction des températures de la source et de température à la sortie.

Procédure :

Positionner la vanne de dérivation pour avoir l'air comme source de chaleur -

Régler l'eau au condenseur à environ de sa vitesse maximum d'écoulement, puis mettre la pompe en route et laisser se stabiliser.

Relever alors les observations suivantes :

(VOIR TABLEAUX)

diminuer le débit d'eau au condenseur à intervalle de 2g/s jusqu'à atteindre 8g/s.

Et pour chacun de ces débits, remplir le même tableau que le précédent.

Refaire la même expérience avec comme source de chaleur cette fois-ci, l'eau.

Travail demandé :

- Tracer les courbes suivantes :

(pour une même température de la source).

1. puissance électrique d'entrée en fonction de la température de l'eau au condenseur (sortie)

OBSERVATIONS

VERSION AIR

Electrique	temps pour 1 tour du disque	$x$	s	
Avec AIR	Température d'entrée de l'évaporateur	$t_8$	°C	
	Température à la sortie de l'évaporateur	$t_{10}$	°C	
Eau (au condenseur)	Débit massique	$m_c$	g/s	
	Température d'entrée	$t_7$	°C	
	Température de sortie au compresseur	$t_8$	°C	
	Température de sortie au condenseur	$t_9$	°C	

OBSERVATIONS

VERSION EAU

Electrique	temps pour 1 tour du disque	$x$	s				
Avec l'Eau	Débit massique	$m_s$	g/s				
	Température d'entrée	$t_5$	°C				
	Température de sortie	$t_6$	°C				
l'eau (au condenseur)	Débit massique	$m_c$	g/s				
	Température d'entrée	$t_7$	g/s				
	Température de sortie au condenseur	$t_9$	°C				

CALCULS

Puissance à l'entrée $P = \frac{21600}{x}$	P	W				
Transfert de chaleur total à l'eau = $m_c \times 4,18 (t_9 - t_7)$	Q	W				
$COP = \frac{Q}{P}$						

2. Chaleur fournie en fonction de la température de l'eau au condenseur (sortie) .
3. COP en fonction de la température de l'eau à la sortie du condenseur.

Calculs :

Puissance d'entrée  $P_e$  :  $\frac{21600}{X}$  (W)

Taux de débit de chaleur :  $Q = \dot{m} C_p (t_9 - t_7)$

Case  $COP = \frac{Q}{P_e}$

$C_p$  de l'eau : 4180 J/Kg

Question :

1. Commenter vos résultats
2. Peut-on améliorer cette machine en rajoutant des éléments ou en modifiant d'autres ?
3. Expliquer.

B/- Comparaison des cycles pratiques et théoriques sur diagramme de P en fonction de H.

Procédure :

- avec de l'air ou de l'eau .

Comme source de chaleur, régler à une valeur moyenne la vitesse d'écoulement de l'eau au condenseur, mettre en route et laisser se stabiliser.

Observations :

OBSERVATIONS

Electrique	temps pour 1 tour du disque	x	s
R12	Vitesse d'écoulement	$m_r$	g/s
	Pression à l'aspiration du compresseur	$P_1$	bar
	Pression du condenseur	$P_2$	bar
	Température d'aspiration du condenseur	$t_1$	°C
	Température de refoulement du compresseur	$t_2$	°C
	Température de sortie du condenseur	$t_3$	°C
	Température d'entrée de l'évaporateur	$t_4$	°C
Avec l'eau	débit massique	$m_s$	g/s
	Température d'entrée	$t_5$	°C
	Température de sortie	$t_6$	°C
Eau (au Condenseur)	débit massique	$m_c$	g/s
	Température d'entrée	$t_7$	°C
	Température de sortie du compresseur	$t_8$	°C
	Température de sortie du condenseur	$t_9$	°C

CALCULS

température de saturation du condenseur °C	
puissance électrique W	
chaleur totale fournie à l'eau du condenseur W	
C O P	

(VOIR TABLEAU 2)

On suppose que :

- a. La chute de pression dans le condenseur est négligeable (par suite de la faible vitesse). En conséquence  $P_2 = P_3$
- b. Le processus d'étranglement de 3 vers 4 est sensiblement adiabatique, en conséquence :  $h_3 = h_4$

Note : Sur le diagramme (p-h), on peut lire les paramètres :  
t, p, h, logV ou V: volume massique.

Travail demandé :

- Tracer le cycle sur un diagramme (p-h)
- Montrer en détaillant l'emplacement des points de changement.

Questions :

- Comparer le cycle pratique au cycle idéal .
- Quel est l'effet de chute de pression à l'évaporateur ?

N° 2 :

A/- Etablissement des courbes de performance de la pompe à chaleur basées sur les caractéristiques du R12 pour différentes températures d'évaporation et de condensation.

Procédure :

- Choisir l'eau comme source de chaleur et s'assurer qu'elle coule

à sa vitesse environ 2/3 de la vitesse maximum .

- régler l'eau au condenseur à sa valeur maximum et mettre en route .
- Une fois la stabilité atteinte, noter la pression (p2) au condenseur et la température (t4) d'évaporation, relever alors les observations suivantes :

( VOIR TABLEAUX )

Réduire la vitesse d'écoulement au condenseur de façon que la pression (p2) à l'évaporateur augmente d'environ 1 bar.

Régler la vitesse de l'eau de la source jusqu'à ce que t4 revienne à sa valeur primitive.

Une fois la stabilité atteinte, recommencer le relevé des observations.

Répéter l'opération en augmentant la valeur de p2 d'environ 1bar jusqu'à ce que cette pression atteigne 14 bar (au manomètre).

- Recommencer alors les opérations pour une autre valeur constante de t4 (on peut diminuer la vitesse d'écoulement de l'eau à la source pour diminuer la valeur de t4).
- Les étudiants sont libres de choisir les valeurs de t4.

Remarque :

Si l'eau de la source est trop froide, elle peut se congeler dans l'espace annulaire, cela ne provoquera pas d'avaries mais le débit s'arrêtera et il ne sera plus possible d'agir sur t4. ./.



Travail demandé :

- Etablir les courbes de puissance électrique d'entrée  $P_e$ , de la chaleur fournie  $Q$ , ainsi que du coefficient de performance, en fonction de la température de saturation et ceci pour chaque température d'évaporation  $t_4$ .

Calculs :

Pour les calculs, on peut utiliser :

$h, h_2, h_3, \text{lues}$

Le transfert de chaleur dans l'évaporateur  
nir  $(h_3 - h_2)$

Ce transfert va du R12 vers l'eau du condenseur.

La puissance électrique au compresseur :

$$P_e = \frac{21600}{X}$$

$$\text{COP} = \frac{Q}{P_e}$$

Remarque :

Il est intéressant de comparer le résultat ci-dessus avec le COP du cycle idéal avec compression isentropique et sans chute de pression .

$$\text{COP} = \frac{h_{2s} - h_3}{h_{2s} - h_1}$$

Question :

D'où peut provenir la différence entre le COP du cycle pratique de celui du cycle idéal ?

- Commenter vos résultats.

N° 3 :

Estimation du bilan énergétique :

A/- Procédure :

Disposer de la vanne de dérivation de manière à utiliser l'eau comme source de chaleur, et régler le débit à une valeur moyenne. Régler l'eau au condenseur à un débit analogue et mettre en route. Une fois l'ensemble stabilisé, enregistrer les valeurs indiquées sur le tableau (voir tableaux N° 2)

Calculs :

A/- Puissance électrique au compresseur :

$$P_e = \frac{21600}{X}$$

B/- Evaporateur :

- Transfert de chaleur à partir de la source d'eau :

$$\dot{m}_s C_p (t_5 - t_6)$$

- Transfert de chaleur vers le R12

$$\dot{Q}_{ru} = \dot{m}_r (h_1 - h_4)$$

- Condenseur :

Transfert de chaleur vers l'eau

$$\dot{m}_c C_p (t_9 - t_8)$$

Transfert de chaleur à partir du R12

$$\dot{P}_{r2} = \dot{m}_r (h_2 - h_3)$$

Compresseur :

Transfert de chaleur vers l'eau

$$\dot{m}_c C_p (t_8 - t_7)$$

Remarque :

C'est à ajouter au transfert de chaleur vers l'eau au condenseur.

Transfert de chaleur à partir du R12

$$Q_{1-2} = n_{ir} (h_2 - h_1) + P_e$$

Question :

- Faites le bilan d'énergie pour chaque élément .
- Faites le bilan d'énergie pour l'ensemble du cycle .
- Commenter vos résultats .

Lorsqu'on utilise l'air comme source de chaleur, quelle méthode proposez-vous pour estimer la vitesse d'écoulement ou le débit d'air ?

B/- Estimation des chaleurs au cours de l'évaporation et de la condensation :

Le condenseur a deux rôles importants et quelquefois un troisième qui l'est moins.

Il lui faut désurchauffer la vapeur de fluide frigorigène, le condenseur et, dans certains cas, sous refroidir le liquide de quelques degrés.

Au dessus de la température de condensation, les différences de température et les coefficients de transfert de chaleur correspondants à ces trois rôles sont tous différents de telle sorte que les essais que l'on peut faire sous diverses conditions conduisent, lorsque les calculs sont fondés, sur l'écart moyen logarithmique de température entre sortie et entrée du condenseur à des valeurs de U qui n'ont à proprement parler aucune réalité physique. Il en est de même pour l'évaporation. C'est pour cela qu'on va essayer d'évaluer U au cours de la condensation et au cours de l'évaporation.

Méthode à suivre :

- Estimer le pourcentage de la quantité de chaleur à l'évaporation.
- Ceci correspond au même taux de la surface d'échange.
- Tirer la valeur de la température de l'eau au point du commencement du sous-refroidissement pour l'évaporateur tp.
- Déterminer l'écart moyen de température à l'évaporation.

$$\Delta T_m = \frac{Q_2 - Q_1}{\ln \frac{Q_2}{Q_1}}$$

$$U = \frac{Q}{\Delta T_m \times A} \quad (W / M^2K)$$

Faites le même travail pour le condenseur

N° 4 :

Effet du taux de compression sur le rendement volumétrique :

Procédure :

Prendre soit l'eau soit l'air comme source de chaleur.

- Régler la vitesse d'écoulement de l'air ou de l'eau à l'évaporateur jusqu'à ce que la température (tu) soit proche de 0°C.

Laisser se stabiliser puis faire les relevés ci-dessous :

En conservant la même valeur pour  $t_4$  (en agissant sur le débit d'eau de la source) réduire l'eau au condenseur de sorte que la pression ( $P_2$ ) au condenseur, s'élève d'environ 1 bar, refaire alors les observations.

Répéter l'opération par palier d'environ 1 bar de pression au condenseur jusqu'à ce que la pression atteigne 14 bar.

Calculs :

Pression d'aspiration :

$$P_r + 1 \text{ bar} = P_1$$

Pression de refoulement :

$$P_2 + 1 = P_2$$

Taux de compression :

$$r_p = \frac{P_2}{P_1}$$

Sur la courbe de la pression absolue en fonction de l'enthalpie spécifique (p-h) on peut porter le point de base n° 1 et on trouve  $\log V_1$

On tire par suite  $V_1$  (  $\text{m}^3/\text{Kg}$  )

Le débit de volume à l'aspiration :  $V_1 = m r V_1$

Le taux de volume balayé dans le compresseur

( Si  $N = 2800 \text{ t/mn}$  )

$$\frac{2800}{60} \times 15 \times 10^{-6} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Le rendement volumétrique sera

$$\frac{\text{débit de volume (à l'aspiration)}}{\text{volume balayé dans le compresseur}}$$

observations

R12	Vitesse d'écoulement	$\dot{m}_r$	g/s
	Pression à l'aspiration du compresseur	$P_1$	bar
	Pression du condenseur	$P_2$	bar
	Température d'aspiration du condenseur	$t_1$	°C
	Température de refoulement du compresseur	$t_2$	°C
	Température de sortie du condenseur Température d'entrée de l'évaporateur	$t_3$ $t_4$	°C °C

Calculs

Volume d'aspiration du compres- Débit $\dot{V}_1 = \dot{m}_r \cdot v_1$	$\dot{V}_1$	m <sup>3</sup> /s	
débit balayé $\dot{V}_s = 15 \times 10^{-6} \times \frac{2800}{60}$	$\dot{V}_s$	m <sup>3</sup> /s	
coefficient volumétrique	$\eta_{vol}$	%	
Rapport de pression du Compr = $\frac{P_2 + P_a}{P_1 + P_a}$	$r_p$		

Travail demandé :

Tracer le rendement volumétrique en fonction du taux de compression et tracer le rendement volumétrique théorique

$$1 - \frac{V_c}{V_s} \left[ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{1/\alpha} - 1 \right]$$

( A démontrer )

et comparer les deux courbes  
d'où vient la différence ?

A N N E X E

=====



## CARACTERISTIQUES PHYSIQUES DES FLUIDES FRIGORIGENES :

On appelle fluides frigorigènes des composés chimiques facilement liquéfiables et dont on utilise les changements d'état physiques comme source de production du froid (libération de la chaleur latente de vaporisation).

Dans la vaste gamme des fluides frigorigènes utilisés, on cite :

- l'anhydride carbonique  $\text{CO}_2$
- l'anhydride sulfureux  $\text{SO}_2$
- l'ammoniac :  $\text{NH}_3$
- le chlorure de méthyle  $\text{CH}_3\text{Cl}$
- les fréons.

Le dernier paragraphe c'est-à-dire les fréons, sont les fluides frigorigènes les plus couramment utilisés à l'heure actuelle dans les installations de moyenne et petite importance.

## CARACTERISTIQUES DES FREONS :

Les fréons sont des dérivés de substitution chloro-fluorés du méthane et de l'éthane ; ils sont inodores en mélange avec l'air. Ils ne sont ni toxiques, ni suffocants, ni inflammables, ni explosifs.

Les fréons présentent un éventail de températures d'ébullition compris entre  $-128^\circ$  et  $+92^\circ\text{C}$  ce qui permet le choix du fluide le mieux adapté à chaque emploi bien déterminé.

Les caractéristiques des fréons sont en rapport avec le nombre d'atomes de fluor que renferme leur molécule : plus il y a de fluor, plus la stabilité du produit est grande et plus sa température d'ébullition est basse.

## Les différents fréons :

La nature du composé est caractérisée par un nombre de deux ou trois chiffres, défini suivant la règle suivante :

- Le premier chiffre représente le nombre d'atomes de carbone moins 1 (a). (Le zéro n'étant pas indiqué).
- Le deuxième chiffre représente le nombre d'atomes d'hydrogène plus 1 (b).
- Le troisième chiffre, s'il y a lieu, représente le nombre d'atomes de fluor (c).

Ainsi, par exemple le fréon 13 pour lequel on a :  
 $a = 0$  ;  $b = 1$  ;  $c = 3$  aura pour formule  $\text{CclF}_3$ .

Le fréon utilisé dans la pompe à chaleur HILTON étant le R12, on se limite à donner quelques caractéristiques de ce dernier :

Fréon 12 (dichlorodifluorométhane)  $\text{Ccl}_2\text{F}_2$ .

C'est le fluide frigorigène principal des appareils domestiques, il sert aussi dans les grandes installations industrielles.

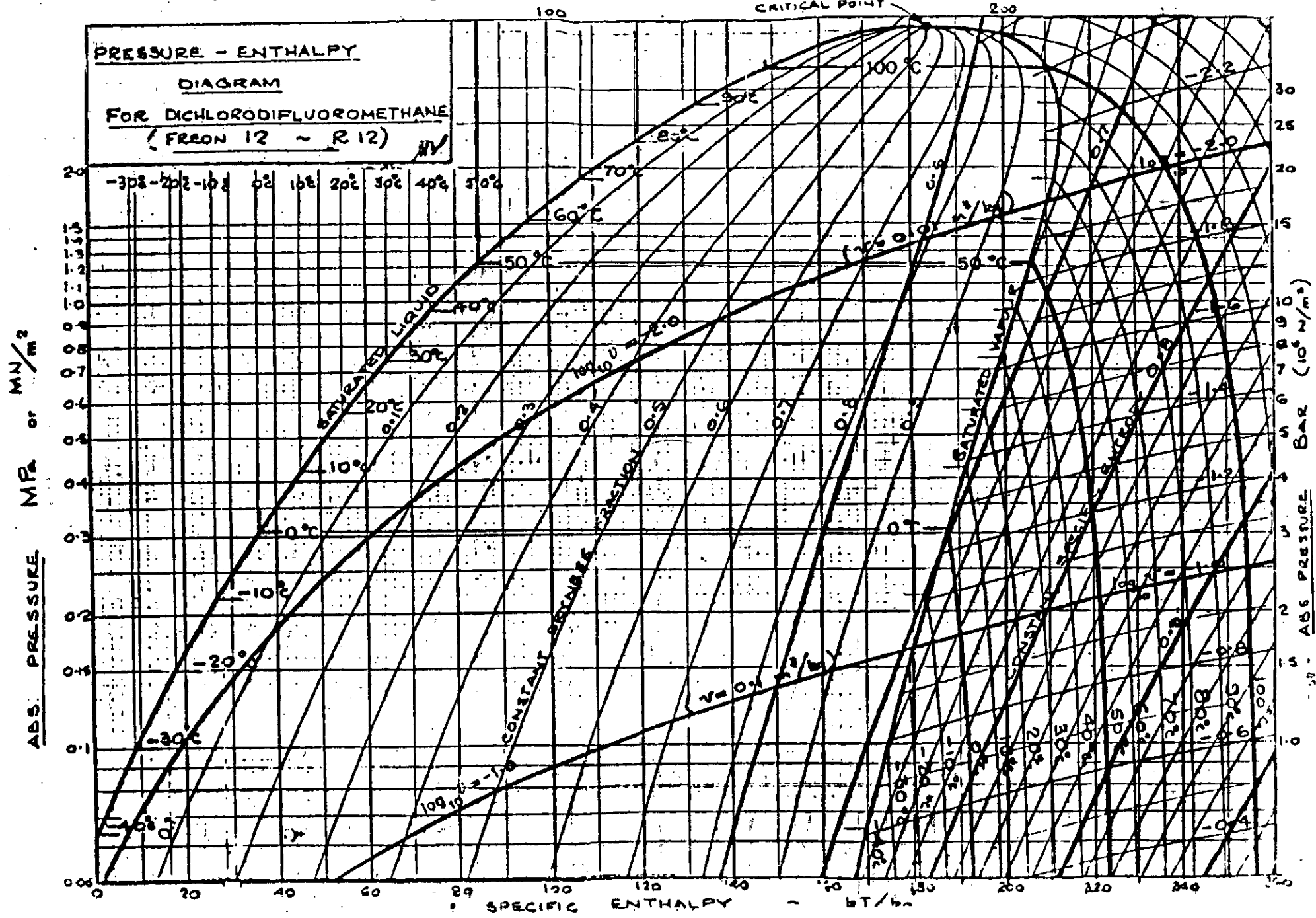
Il est liquide à la température ambiante.

Son odeur éthérée n'est perceptible qu'à des concentrations très élevées dans l'air. N'est ni inflammable, ni explosif.

Il n'est pas toxique. On a réussi à atteindre avec le fréon 12 des températures inférieures à  $-60^\circ\text{C}$ .

Néanmoins, récemment on a découvert que le fréon 12 serait la cause principale de la destruction de la couche d'OZONE ; des séminaires sont organisés afin de réduire la production du R12 et de le remplacer par un autre composant.

**PRESSURE - ENTHALPY  
DIAGRAM  
FOR DICHLORODIFLUOROMETHANE  
(FREON 12 ~ R 12)**



BIBLIOGRAPHIE

=====

M. BAILLY :

"Thermodynamique technique" (Tome 1, 2 et 3).

P.J. RAPIN :

"Installations frigorifiques". (Tome 1 et 2).

V. KIRILLIN :

"Thermodynamique technique".

- ENCYCLOPEDIE UNIVERSALIS.

J.T. Mc MULLAN and R. MORGAN :

"Heat pumps".

- Projet de fin d'études Juin 1980 :

"Installation frigorifique pour port de pêche".

comp. à Chabert  
n° 830  
HALTON  
A.R. FAU

