

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

1/85

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR
ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

114

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Département : Génie Mécanique

PROJET DE FIN D'ETUDES



THEME

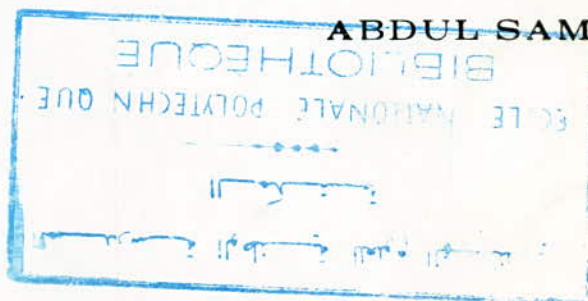
MISE EN MARCHÉ D'UNE
INSTALLATION FRIGORIFIQUE
(P. A. C.)

Proposé et dirigé par :

M. NOUACER
Maître - Assistant

Etudié par :

ABDUL SAMAD Amine



PROMOTION : JANVIER 1985



إهداء

الى كل الذين آمنوا بأن الحياة وقفة عرّف فقط
الى كل العاملين لاقتصار قيم الحق والخير والجمال
الى المقاومة الوطنية اللبنانية وأرواح شهدائها
الى والدتي الفاضلة
الى اخوتي و اخواتي
الى جميع اصديقي

اهدي عملي هذا

أمين

Remerciements

Je tiens dans le cadre de cette modeste étude et en accomplissant ce travail, à remercier tous les professeurs qui ont contribué de près ou de loin à ma formation.

Je tiens aussi par la même occasion à exprimer tout particulièrement mes remerciements, ma gratitude à Monsieur NOUACER ; Promoteur, pour les conseils qu'il m'a prodigués durant l'étude de ce projet.

Je tiens à remercier également le peuple algérien qui m'a reçu durant toute la période de ma formation ainsi que le gouvernement algérien à la bourse qui m'ont accordé.

Enfin mes remerciements à M^{lle} MAHI Layla, D^r EL-OJAIMI Georges et M^r KHOURY Noïm de leurs précieuses aides...

Amine.



Nom : ABDUL SAMAD . Amine

Dept : Mécanique

Promoteur : M^r NOUACER

ملخص : هذا المشروع يركز على تشغيل مضخة حرارية حيث
العجل فيه ينقسم الى ثلاث مفاصل :
اصلاح ، تبديل العناصر الناقصة ، ودراسة الخصائص
المكونة لهذه المضخة .
هذه المضخة التي تسمح للطلبة المهندسين القيام بعمل تطبيقي .

Resumé : Ce projet a consisté en la mise en marche d'une
pompe à chaleur . Le travail se seinde en trois parties :
la réparation , le changement des éléments défectueux ,
et le calcul des caractéristiques optimums .

cette pompe permettra des démonstrations
didactiques aux élèves ingénieurs .

Summary : This project consisted of starting up a
heat pump . The task was composed of three phases :
an overall reparation , the replacement of defective
parts and the determination of optimal characteristics .

This pump will provide a didactic
demonstration to engineering students .

PLAN

Introduction :

CH I : Généralités sur les pompes à chaleur.

1-1: Introduction

1-2: Cycle frigorifique

1-2-1: cycle théorique de Carnot

1-2-1-1: Diagramme dynamique (P.V)

1-2-1-2: Diagramme énergétique (T.S)

1-2-2: Efficacité d'une machine

1-2-2-1: Coefficient d'effet frigorifique ϵ_f

1-2-2-2: Coefficient d'effet calorifique ϵ_c

1-2-3: Cycle réel

1-2-3-1: suppression du moteur de détente.

1-2-3-2: sous refroidissement.

1-2-3-3: marche en régime humide

1-2-3-4: marche en régime sec

1-2-3-4-1: Avantages

1-2-3-4-2: Inconvénients

1-3: Rendement de la machine

1-3-1: rendement volumétrique η_{vol}

1-3-2: rendement mécanique η_{mec}

CH II : Description de l'installation

- 2.1: Compresseur
- 2.2: Condenseur
- 2.3: Détendeur
- 2.4: Evaporateur
- 2.5: Appareillages de mesure
 - 2.5.1: mesure de pression
 - 2.5.1.1: manomètre (B.P)
 - 2.5.1.2: température de vaporisation
 - 2.5.1.3: manomètre (H.P)
 - 2.5.2 : Débitmètre (Rotamètre)
- 2.6 : Appareillages de sécurité
 - 2.6.1: un pressostat différentiel
 - 2.6.2: un flotteur de sécurité antigel
- 2.7: une vanne à eau pressostatique
- 2.8: schéma électrique

CH III : Remise en état de marche de l'installation

- 3.1: Mise à vide de l'installation
 - 3.1.1: Technique de vide
 - 3.1.1.1: vanne de refoulement
 - 3.1.1.2: vanne d'aspiration
- 3.2: Charge de l'installation
 - 3.2.1: charge en phase liquide
 - 3.2.2: charge en phase gazeuse
- 3.3: schéma du circuit d'eau
- 3.4: Détection des fuites
- 3.5: Les pannes.

Conclusion

Annexes :

- Annexe 1 : Manipulation type pour des travaux pratiques.
- Annexe 2 : Caractéristiques du compresseur
Calcul des échangeurs
- Condenseur
- Evaporateur
- Annexe 3 : Les caractéristiques physiques des Fluides frigorigènes.
- Annexe 4 : Les tableaux
4-1 : Propriétés de fréon 12
4-2 : Propriétés des Fluides frigorigènes.
4-3 : Propriétés thermiques de l'eau.
- Annexe 5 : l'abaque
5.1: Monogramme de MEHNER Δm .
- Annexe 6 : Les diagrammes (Pour 12)
6-1: diagramme (LogPH) de Mollier
6-2: diagramme du rendement volumétrique.
6-3 : diagramme du rendement mécanique.

NOTATION

c_p	chaleur spécifique
T	Température
Q_{ij}	Production frigorifique
W	Travail
ϵ_f	Coefficient d'effet frigorifique
ϵ_c	Coefficient d'effet calorifique
v_1	volume massique du freon
\dot{m}	Débit
P	Pression
η_{vol}	rendement volumétrique
η_{mec}	rendement mécanique
η_{eff}	rendement effectif
P_u	Puissance utile
P_a	Puissance absorbée sur l'arbre
Δm	Ecart moyen logarithmique
Re	Nombre de Reynolds
Pr	Nombre de Prandtl
St	Nombre de Stanton
ρ	Masse volumique
λ	Coefficient de conductivité
μ	viscosité dynamique
g	accélération de la pesanteur
hc	Conductance

INTRODUCTION

L'étude de ce mémoire porte sur la mise en marche d'une pompe à chaleur* (BONNET), qui sera utilisée comme moyen pédagogique, pour l'illustration du second principe de la thermodynamique 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 dans l'industrie.

Nous pouvons citer :

La climatisation des locaux

La conservation des aliments

La fabrication de la glace.

Le séchage des produits alimentaires.

Le chauffage - - -

Dans ce qui suit, nous allons présenter la partie théorique de la pompe à chaleur, la description des éléments constituant l'installation, les instruments de régulation et de mesure.

Les différentes interventions effectuées pour la remise en bon fonctionnement.

Un exemplaire type des travaux pratiques avec les calculs et les résultats.

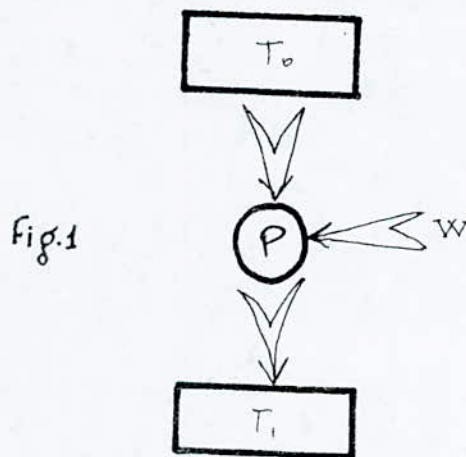
Chapitre.I. GENERALITES SUR LES POMPES A CHALEUR LES POMPES A CHALEUR

1.1: Introduction :

La pompe à chaleur fait partie de la famille des machines thermiques, elle fonctionne comme système récepteur d'énergie mécanique ($W > 0$) entre deux sources de chaleur :

- La source chaude Q_1
- La source froide Q_0

Tel que: $T_1 > T_0$ ou T_1 et T_0 sont respectivement les températures de la source chaude et de la source froide (Fig.1)



IL s'ensuit qu'on peut restituer la quantité de chaleur calorifique et la quantité de chaleur frigorifique provenant.

de deux sources.

On peut écrire d'après l'énoncé du premier principe de la thermodynamique que la somme des travaux et la somme des quantités de la chaleur mises en jeu sont nulles :

$$Q_0 + Q_1 + W = 0$$

D'après l'énoncé de Clausius, la variation de l'entropie au cours d'un cycle réversible est nulle

$$\Delta S_{\text{cycle}} = 0$$

$$\frac{Q_0}{T_0} + \frac{Q_1}{T_1} = 0$$

1.2 : cycle frigorifique :

Le cycle d'une machine frigorifique est un cycle de Carnot décrit en sens inverse.

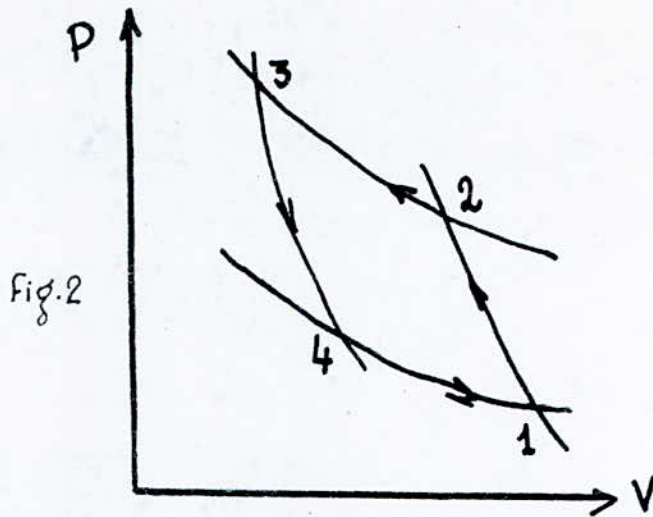
1.2-1 : cycle théorique de Carnot :

L'un des cycles les plus intéressants à examiner, c'est le cycle idéal et conventionnel, qui possède la propriété d'avoir un rendement maximum pour un fonctionnement entre deux températures fixées :

1.2-1-1 : Diagramme dynamique (P.V) (Fig.2)

qui se compose de quatre transformations réversibles :

- deux isothermes
- deux adiabatiques

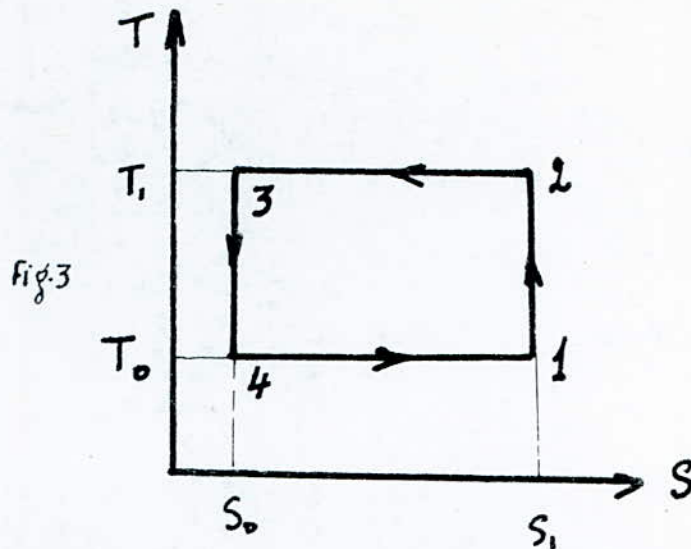


- 1-2 : transformation adiabatique de compression.
- 2-3 : transformation isotherme de changement d'état.
(liquéfaction)
- 3-4 : transformation adiabatique de détente.
- 4-1 : transformation isotherme de changement d'état
(vaporisation)

12. 1-2 : Diagramme énergétique (T.s) (fig 3)

il se compose de quatre transformations supposées réversibles :

- deux isothermes
- deux isentropes



1-2 : transformation adiabatique de compression

2-3 : transformation isotherme de liquéfaction.

La chaleur échangée avec l'extérieur est :

$$Q_{2-3} = T_1 (S_3 - S_2)$$

$$Q_{2-3} = -T_1 (S_1 - S_4)$$

3-4 : transformation adiabatique de détente
isentropique.

4-1 : transformation isotherme de changement d'état,
la chaleur absorbée :

$$Q_{4-1} = T_0 (S_1 - S_0)$$

Désignons par W_c le travail échangé dans ce cycle :

$$W_c + \sum Q = 0$$

$$W_c = - (Q_{4-1} + Q_{2-3})$$

$$W_c = -T_0 (S_1 - S_0) - (-T_1 (S_1 - S_0))$$

$$W_c = (T_1 - T_0) (S_1 - S_0)$$

1.2.2: Efficacité d'une machine:

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).

1.2.2.1: Coefficient d'effet frigorifique:

ϵ_f s'exprime alors:

$$W_c + Q_{4.1} + Q_{2.3} = 0 \quad (1)$$

$$\frac{Q_{2.3}}{T_1} + \frac{Q_{4.1}}{T_0} = 0 \quad (2)$$

$$\epsilon_f = \frac{Q_{4.1}}{Q_{2.3} - Q_{4.1}}$$

d'après les deux relations (1) et (2) on a:

$$\epsilon_f = \frac{T_0}{T_1 - T_0}$$

on fait par ailleurs exprimer l'équivalent calorifique d'une énergie de 1 K.w.h de la manière suivante:

$$1 \text{ K.w.h} = 1000 \cdot 3600 \text{ joules}$$

$$1 \text{ calorie} = 4,18 \text{ joules}$$

$$1 \text{ K.w.h} = 860 \text{ K calories}$$

En pratique la production frigorifique spécifique en frigorie / K.w.h est:

$$K_f = 860 \epsilon_f$$

1.2.2.2 : Coefficient d'effet calorifique ϵ_c
on établit de la même façon :

$$\epsilon_c = \frac{T_1}{T_1 - T_0}$$

car
$$\epsilon_c = \frac{Q_{2.3}}{Q_{2.3} - Q_{4.1}}$$

$$\epsilon_c = \epsilon_F + 1$$

ainsi la production calorifique spécifique est :

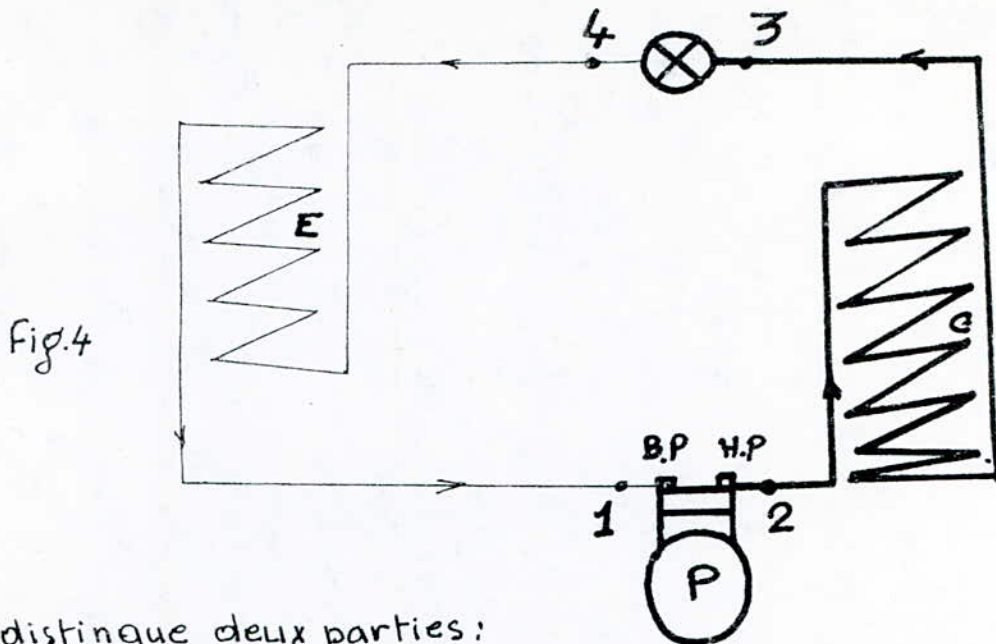
$$K_c = 860 \epsilon_c$$

1.2.3 : Cycle de machine frigorifique réel :

La production du froid exige l'enlèvement de quantité de chaleur au corps à refroidir. On sait bien qu'il n'est pas possible de faire passer de la chaleur d'un corps froid, à un corps chaud, sans dépenser du travail extérieur et en plus le corps chaud reçoit en plus de la chaleur enlevée du corps froid, l'équivalent calorifique du travail dépensé.

Donc une pompe à chaleur n'est pas autre chose qu'une machine frigorifique.

Le schéma simplifié d'une machine frigorifique est représenté par la (Figure 4).



on distingue deux parties :

La phase liquide (haute pression H.P) $2 \rightarrow 3$

La phase gazeuse (basse pression B.P) $4 \rightarrow 1$

sont on a les éléments principaux.

c : condenseur

D : détenteur

E : évaporateur

P : compresseur

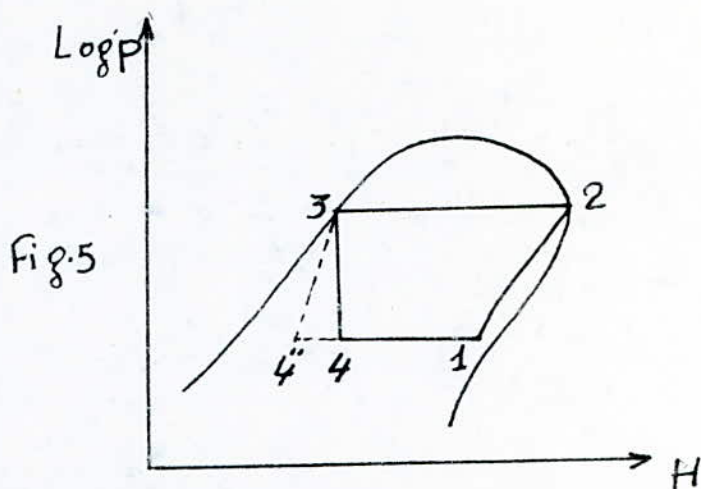
1. 2. 3. 1; suppression du moteur de détente et intérêt (Fig 5)

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 P_2 , 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 (4''4), est minime qu'il ne vaudrait pas la complication d'un moteur détenteur fonctionnant à basse température.

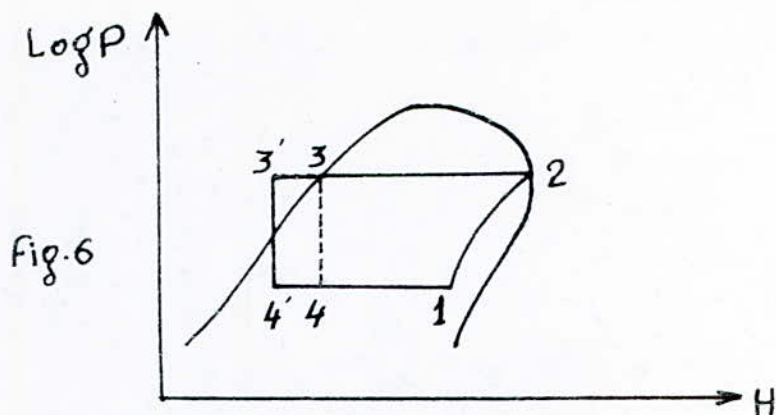
Dans un but de simplification mécanique, il est donc remplacé par un détendeur par laminage



1-2-3-2: sous refroidissement (Fig.6)

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'.
L'effet frigorifique est augmenté de la quantité (4'.4),
de plus ce gain est obtenu sans augmentation du travail.

1.2.3.3 : Marche en régime humide (Fig. 7)

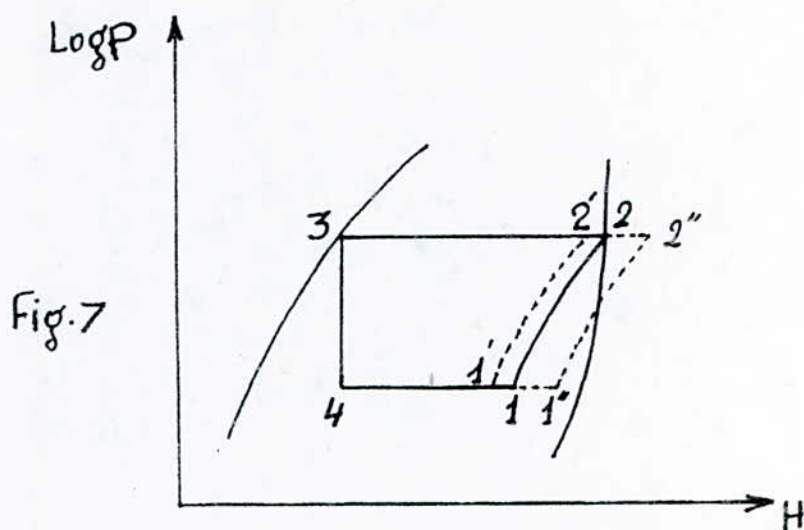
Le cycle de Carnot, choisi comme cycle de référence, évolue entièrement à l'intérieur de la courbe de saturation.

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, sinon impossible à déterminer.

Deux cas peuvent se poser:



- a. si le fluide est aspiré 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 ».

1.2.3.3: Inconvénient de la marche en régime 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 un 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 couteux 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.

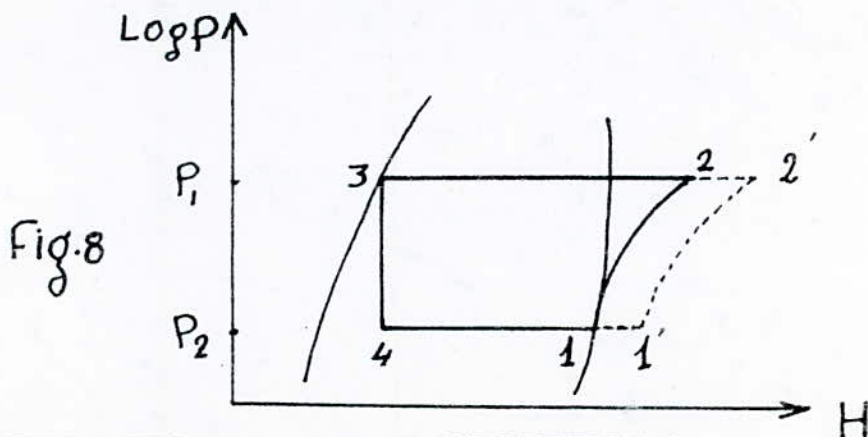
3. Enfin la surface interne du cylindre étant en quelque sorte lavée par ce liquide, le film d'huile peut-être interrompu et le graissage n'est plus assuré.

1-2-3-4: Marche en régime sec ou surchauffé (fig.8)

Ce 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.



- 1.2.3.4-1: Avantages de la marche en régime sec :
- évite tous les inconvénients du régime humide
 - l'effet frigorifique est augmenté.

1.2.3.4-2; Inconvénients :

- 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

1.3: Rendement de la machine (P.A.C)

1.3.1 - Rendement volumétrique, effet de l'espace nuisible (Fig 9)

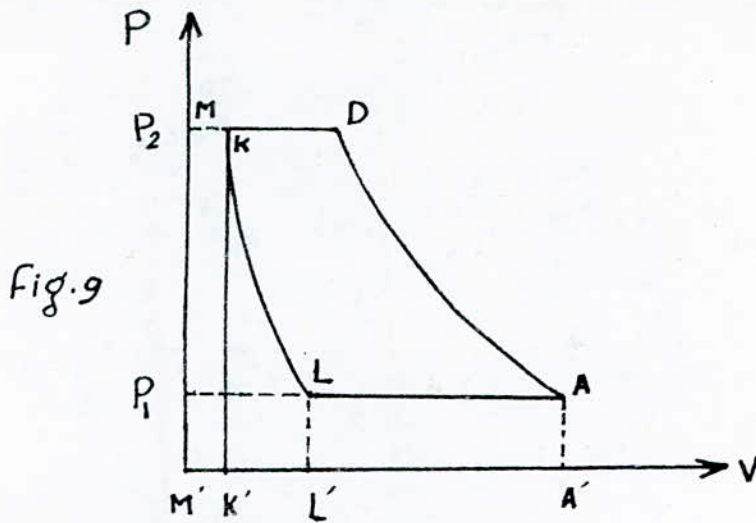
Théoriquement, on suppose que tout le volume du cylindre était utilisé pour l'aspiration et la compression du fluide.

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

il pourrait en résulter des chocs dangereux.

il ya donc toujours en fin de course du piston, une certaine capacité appelée espace nuisible.

suivant le diagramme théorique de Watt d'un compresseur avec espace nuisible.



Le rendement volumétrique $\eta_{vol} = \frac{L'A'}{K'A'}$

$$\eta_{vol} = 1 + \frac{VK}{VA - VK} - \frac{VK}{VA - VK} \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{1}{n}}$$

$$\eta_{vol} = 1 - \frac{VK}{VA - VK} \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{1}{n-1}}$$

$$VK = M'K'$$

$$VA = M'A'$$

1.3.2 : Rendement mécanique (Fig. 10)

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.

Pour les petites machines bien construites, on peut prévoir le rendement mécanique probable $\eta_{méc}$ au moyen de la courbe (Fig. 10)

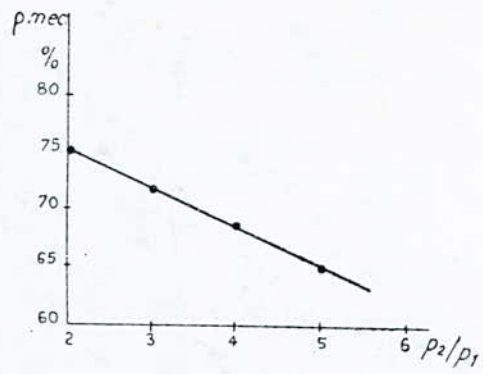


Fig. 10

Chapitre. II. DESCRIPTION DE L'INSTALLATION

La pompe à chaleur comprend les organes classiques des machines frigorifiques.

Le schéma de notre installation est donné en Figure 11.

On distingue les éléments suivants :

1. un manomètre (H.P)
2. un manomètre (B.P)
3. un flotteur de sécurité antigel
4. un thermomètre ($0,50^{\circ}\text{C}$)
5. un évaporateur
6. un robinet (by pass)
7. un thermomètre ($-20,30^{\circ}\text{C}$)
8. un détendeur
9. un débitmètre
10. un filtre
11. un compresseur
12. une vanne à eau pressostatique
13. un pressostat
14. un ventilateur
15. un condenseur
16. un thermomètre ($10,60^{\circ}\text{C}$)
- *-entrée d'eau

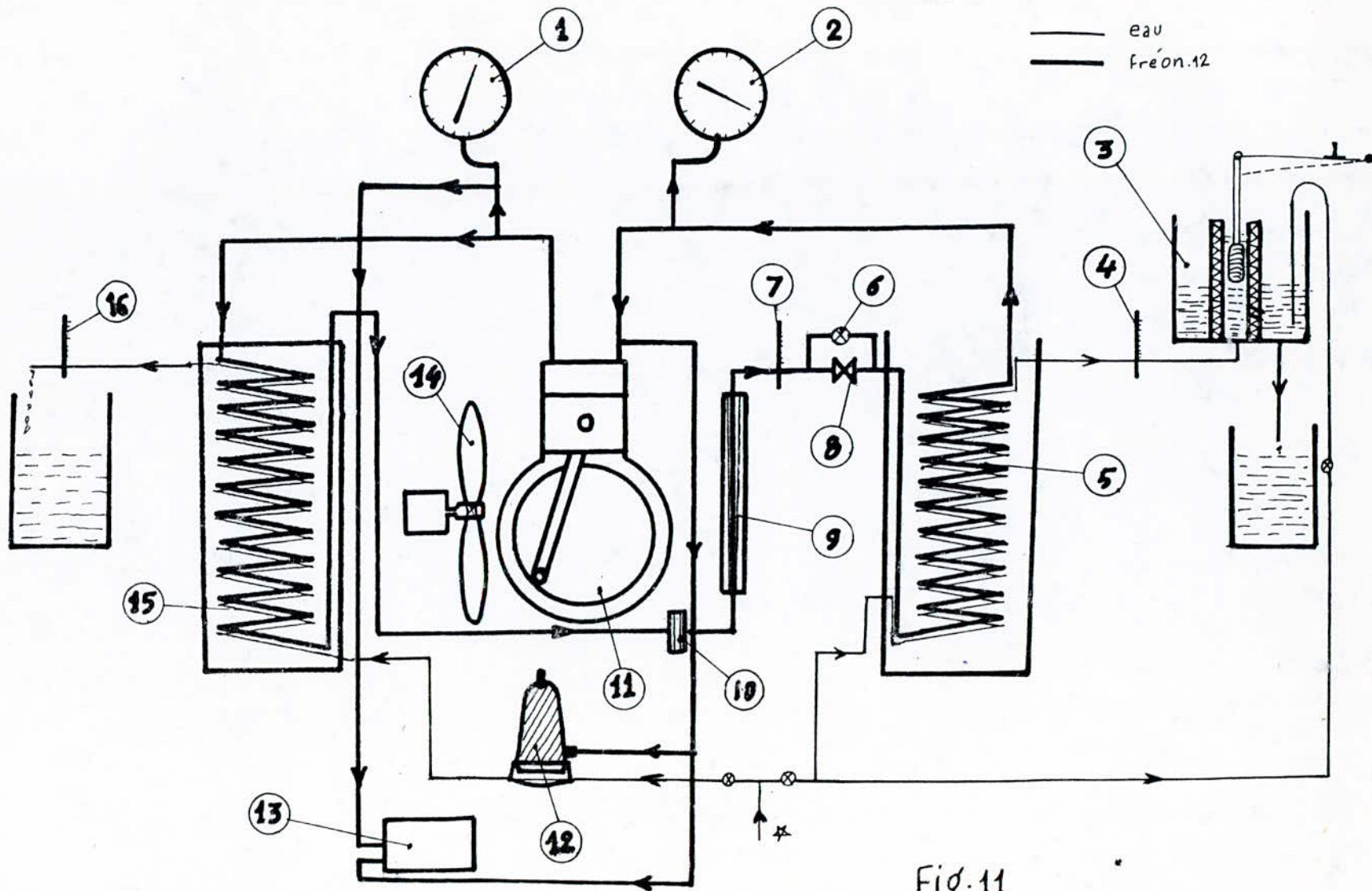


Fig. 11

2.1: Le compresseur:

c'est une pompe aspirante et refoulante qui crée une dépression dans l'évaporateur et une compression dans le condenseur. Il assure en outre la circulation du fluide frigorigène.

C'est un compresseur bicylindrique alternatif à simple effet, entraîné par un moteur électrique de caractéristiques:

Puissance = 1.5 ch

Tension = 220-380v (triphase en Y)

Fréquence = 50 Hz

N = 1400 tr/min

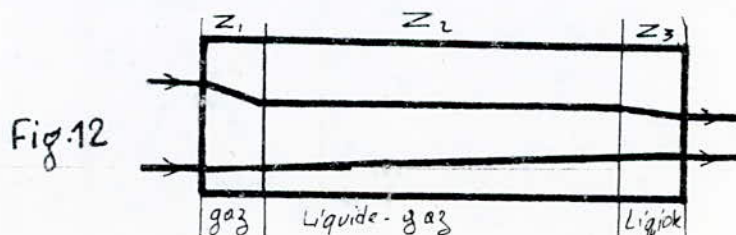
2.2. Le condenseur:

Le condenseur est un échangeur de chaleur qui doit avoir un bon coefficient global K de transmission de chaleur

Dans ce condenseur s'effectue le changement d'état (de condensation) du fluide frigorigène à pression et température constante, qui constitue une source chaude.

Ce condenseur comporte un serpentin à double tube dont la circulation du fluide frigorigène et celle de l'eau sont à contre courant.

Dans le condenseur on voit qu'il y a 3 zones fonctionnelles (Fig.12)



- zone 1 : L'échange se fait entre la vapeur surchauffée et l'eau.
 - zone 2 : L'échange se fait entre la vapeur condensée et l'eau.
 - zone 3 : L'échange se fait entre le liquide condensé et l'eau (zone de sous-refroidissement).
- Le condenseur permet de mesurer la puissance calorifique



Puissance calorifique $Q_c = \dot{m} c_p (T_3 - T_1)$

2.3 : Un détendeur (vanne automatique)

IL comprend un régulateur dont le rôle est d'assurer la détente du fluide frigorigène c'est à dire, il laisse passer le fluide frigorigène (liquide) du condenseur à (T_2, P_2) vers l'évaporateur en ramenant le fluide frigorigène à son état initial (T_1, P_1) .

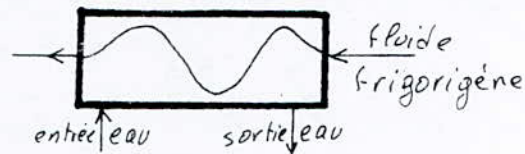
une vanne à main placée en by pass joue le même rôle.

2.4 : un évaporateur :

un évaporateur ; c'est un échangeur de chaleur où s'effectue le changement d'état du fluide frigorigène à pression et température constantes, qui constitue une source froide.

L'évaporateur est exécuté du même matériau que le condenseur (double serpentin en cuivre).

L'évaporateur permet de déterminer la puissance frigorifique.



$$Q_F = m_e \cdot c_p (T_1 - T_2)$$

2.5 : Les appareillages de mesure

2.5.1 : Les mesures de pression se font à l'aide de manomètre.

2.5.1-1 : La pression d'aspiration ou pression de vaporisation.

. en livres par pouces ($\frac{\text{Lbs}}{\text{in}^2}$ chiffres noirs .

. en kilogrammes par centimètres carrés

$\frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$ chiffres rouges.

2.5.1-2 : La température de vaporisation en degrés centigrades

. chiffres noirs pour le R₁₂ (CCl₂F₂)

. chiffres bleus pour CH₃Cl

2.5.1.3 : Un manomètre (Haute pression HP)

il est gradué de la même façon que le manomètre d'aspiration.

Les deux manomètres sont gradués en pression relative.

2.5.2 : un débitmètre (Rotamètre)

cet appareil permet d'obtenir le débit de fluide frigorigène dans le circuit et de vérifier son parfait écoulement. La mesure à retenir est celle où le flotteur occupe un piston stationnaire.

2.6 : Les appareillages de sécurité comprend :

2.6.1 : un pressostat différentiel : qui doit assurer

- Le rôle de régulation (sur le circuit BP)
- Le rôle de sécurité (sur le circuit HP)

donc le pressostat différentiel, assure la marche automatique de l'installation, en fonction de la pression d'évaporation du fluide frigorigène et de régler indirectement la température de l'enceinte refroidie.

2.6.2 : Flotteur à commande électrique de sécurité antigel :

cet appareil, a pour but d'arrêter l'installation, à la suite des possibilités de formation de glaçons ou de manque d'eau.

il est constitué par un flotteur plongé dans un réservoir comportant un orifice à sa partie inférieur, l'écoulement normal étant supérieur au débit de la fuite, fait

déborder le réservoir.

La pression exercée par l'eau sur le flotteur enclenche et déclenche le dispositif de commande.

2.7 : une vanne à eau pressostatique :

Assure l'admission automatique de l'eau, au condenseur, afin de limiter la pression de condensation à une valeur prédéterminée, en ajustant le débit d'eau à la charge calorifique du condenseur.

2.8 : un schéma électrique (Fig 13)

Le schéma électrique est composé par les éléments suivants :

1. un transformateur de puissance : :

Le courant vient du réseau électrique en Δ et sort en Y.

2. un contacteur disjoncteur, qui contient une bobine et un R.M.T (relais magnéto-thermique) et qui arrête la machine, quand il ya un problème.

3. un Flotteur à commande électrique de sécurité antigel (voir 26-2)

4. un pressostat différentiel (voir 26-1)

5. un ensemble moteur compresseur.

6. un ventilateur de convection forcée.

7. une bobine de protection : système de protection contre le courant faible.

8. trois fusibles : système de protection de la machine.

9. Relais magnéto-thermique (R.M.T)

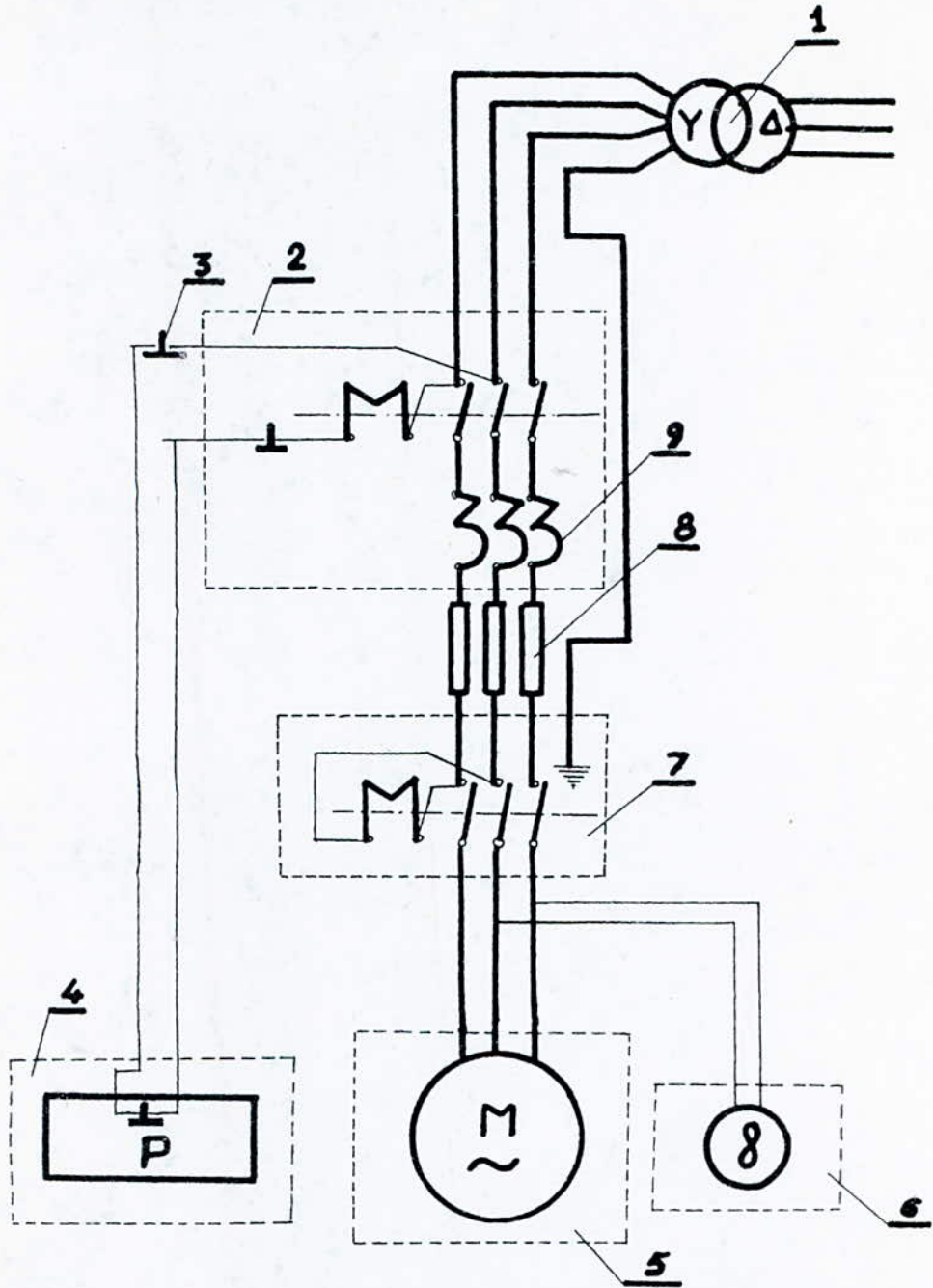


Fig 13

Chapitre. III. REMISE EN MARCHÉ DU GROUPE FRIGORIFIQUE

Après avoir nettoyé l'ensemble des éléments de l'installation, nous avons constaté leur état, afin de permettre une éventuelle réparation.

En premier lieu nous avons constaté et remis en bon état le circuit électrique et les éléments de sécurité. Dans la partie frigorifique, nous nous sommes assurés de la bonne lubrification du compresseur pour éviter tout grippage. Nous avons procédé à la mise à vide de l'installation.

3.1 Mise à vide de l'installation :

Cette opération est nécessaire pour éliminer toute trace d'air qui risque de former des petits glaçons qui obstruent la canalisation et ainsi nuire au bon fonctionnement.

Le vide peut s'effectuer à l'aide d'une pompe à faire le vide, ou bien par l'utilisation du groupe moto-compresseur de l'installation.

Nous avons choisi la deuxième méthode où la limite de vide est fixée par celle du compresseur qui atteint 20 mm Hg (Pression absolue), au bout de quelques minutes de fonctionnement.

3.1.1 Technique de vide (Fig. 14)

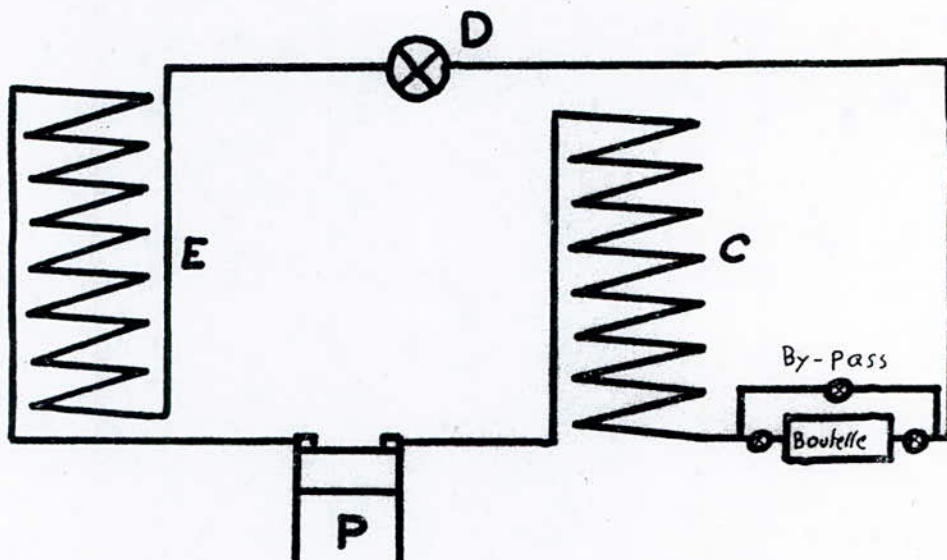


Fig. 14

A et B sont deux vannes à trois voies dont le principe est le suivant:

3.1.1.1: vanne de refoulement HP (Fig 15) . A

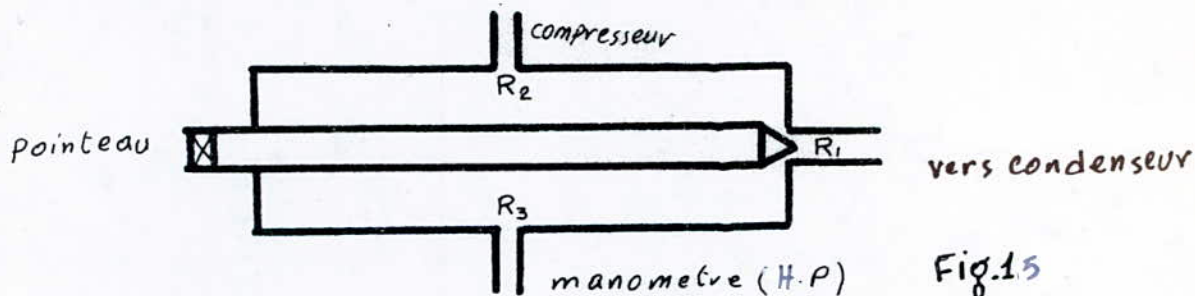


Fig. 15

On peut avoir trois configurations possibles, qui peuvent être représentées comme suit :

(R_1 , R_2 , R_3 , sont assimilés à des soupapes).

R_1	R_2	R_3	
O	O	O	①
F	O	O	②
O	F	O	③

O = ouvert

F = fermé

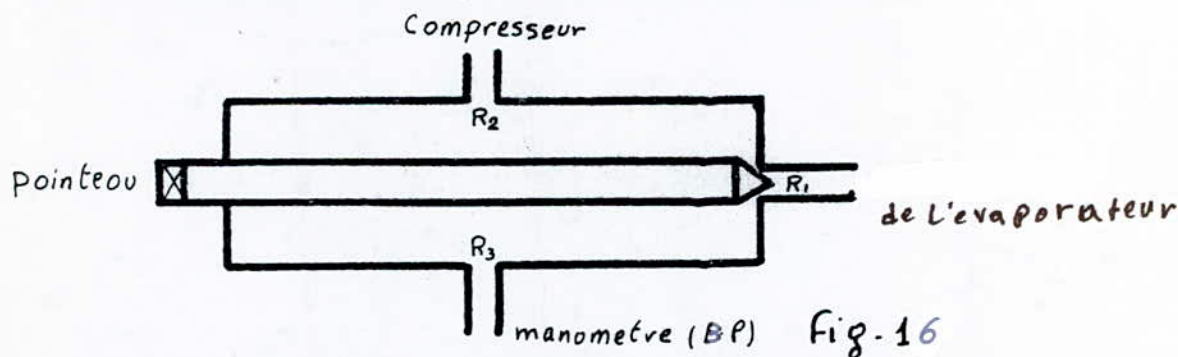
La configuration ① s'obtient par le déplacement complet du pointeau vers la gauche, et ensuite on revient vers la droite avec $\frac{1}{4}$ de tour. C'est la position de fonctionnement.

Ainsi le fluide sort du compresseur et va vers le condenseur. Le manomètre peut nous donner la lecture de la pression de refoulement.

La configuration ② permet d'isoler le condenseur.

La configuration ③ permet d'isoler le compresseur.

3.1.1.2: vanne d'aspiration (B.P) (Fig 16) - B



La configuration ① permet la position de fonctionnement.

La configuration ② permet d'isoler l'évaporateur.

Pour faire le vide, on met la vanne H.P dans la position ②, et la vanne B.P dans la position ①.

Ensuite on met le groupe en marche et on libère le tuyau de refoulement HP, (R₃), qui sera en communication avec l'atmosphère, le vide obtenu (au bout de quelques minutes de fonctionnement.) On insère le tuyau de refoulement (R₃) sur la vanne H.P, et on arrête l'installation.

Ainsi le vide doit être maintenu pendant une durée de 24 heures.

Dans le cas où le vide n'est pas maintenu, on recherche les fuites, leurs origines et on procède au remède.

3.2 : Charge de l'installation :

une fois que le vide est maintenu, on choisit un fluide frigorigène.

Dans ce cas, comme il s'agit d'une machine d'une puissance équivalente à une machine domestique, on utilise le freon 12 (voir annexe III)

La charge d'une installation peut s'effectuer de deux manières :

- charge en phase liquide.
- ou - charge en phase gazeuse.

3.2.1 : Charge en phase liquide

La charge de l'installation en freon 12 liquide s'effectue par un raccord placé immédiatement après le condenseur.

La bouteille renfermant le freon 12 est raccordée par un tube flexible enroulé souvent en forme de « corde de chasse », pour faciliter le montage et permettre un bon écoulement.

Dans ce cas précis, la bouteille est inversée ou fortement inclinée (Fig 17)

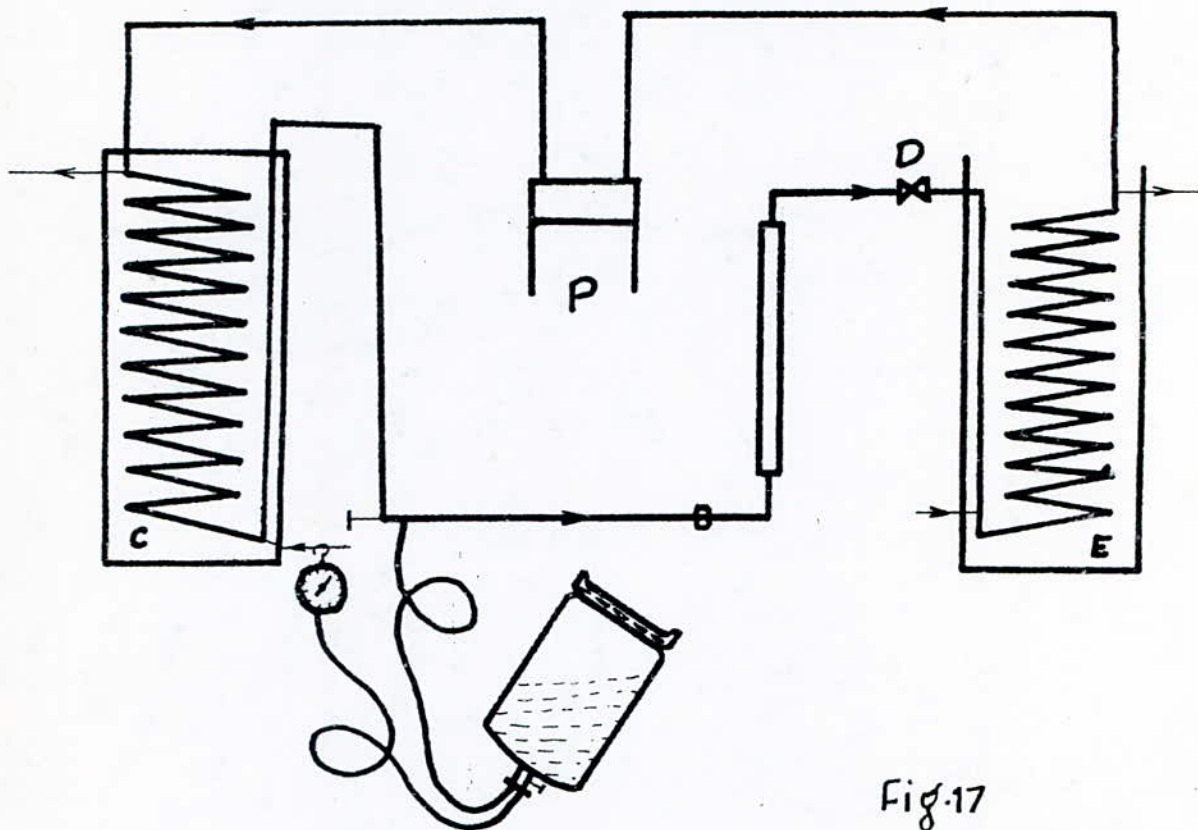


Fig.17

3.2.2: Charge en phase gazeuse:

La charge s'effectue de la même manière qu'en phase liquide, mais cette fois-ci, à l'entrée du compresseur, la bouteille sera en position verticale.

L'installation est chargée lorsque la pression de consigne est atteinte (B.P) (Fig 18) (voir fin de chapitre)

Avant la charge de l'installation en freon 12, on procède à la circulation de l'eau dans le condenseur et dans l'évaporateur.

3.3: schéma du circuit d'eau (Fig 19)

Les caractéristiques de la pompe qui alimente l'installation en eau, sont les suivantes:

- pompe Guinard E.M.A.4
- triphasé 50 Hz
 - . volt Δ 220 \rightarrow Amp 2,75
 - . volt Y 380 \rightarrow Amp 1,6

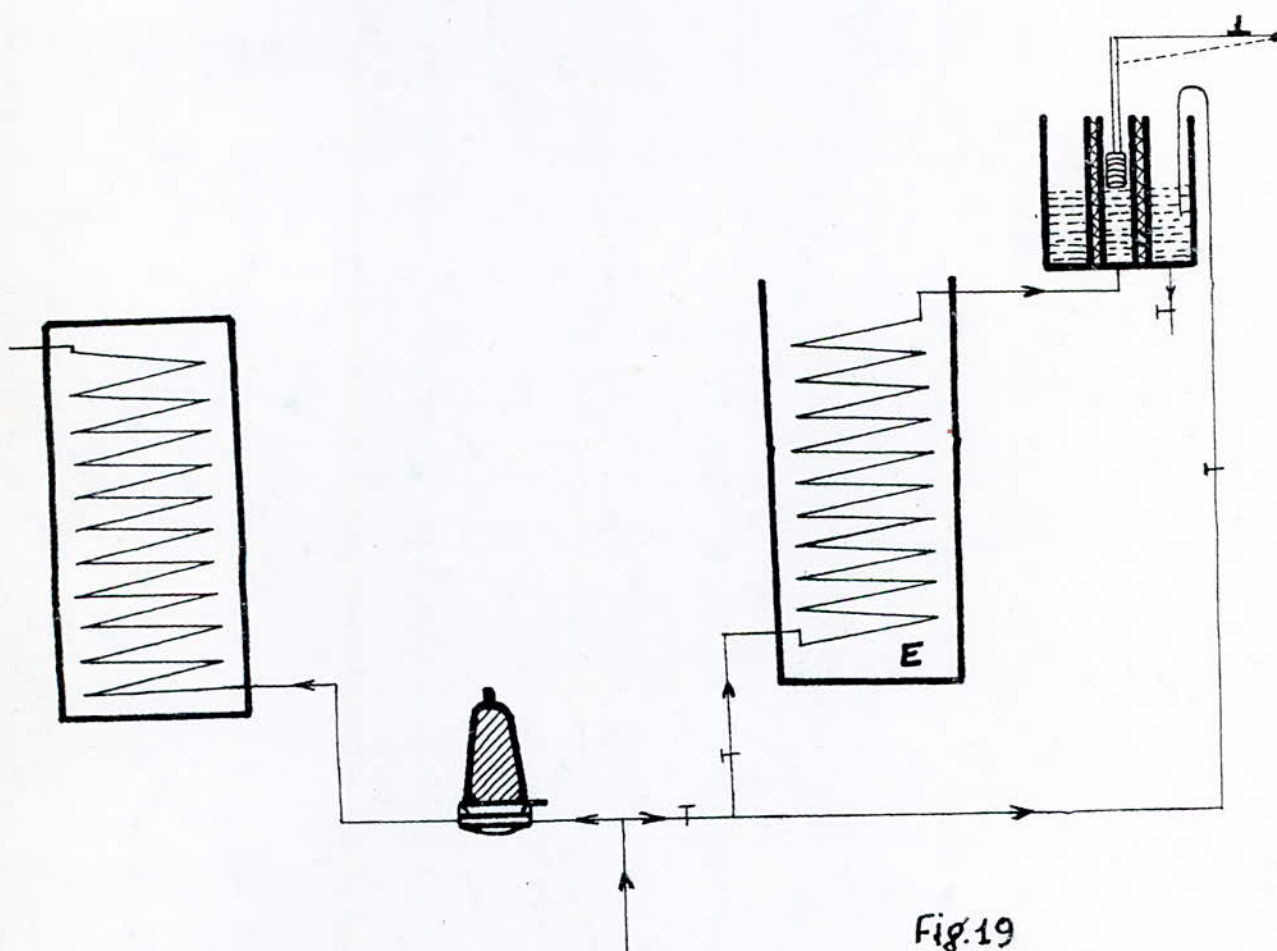


Fig.19

3.4: Détection des fuites:

les fuites sont détectées par:

- a- un détecteur électronique: C'est un appareil très sensible, on l'utilise presque souvent dans les unités

de fabrication des installations.

b. une pompe haloïde: qui contient un alcool spécial, qui brûle et donne une flamme qui change de couleur en contact avec le fluide frigorigène.

c. La mousse: il y a des bulles gazeuses qui apparaissent là où il y a la fuite

d. Par l'écoute: s'il y a des sifflements.

* En général, les fuites se présentent aux niveaux des raccordements.

3_5: Les pannes: (incidents de marche)

Au cours du fonctionnement de la machine, il peut arriver des incidents qui influent sur la puissance, dont certains peuvent l'arrêter.

Citons quelques uns:

<u>D rangements</u>	<u>Causes</u>	<u>Remèdes</u>
Diminution de l'effet du compresseur.	<ul style="list-style-type: none"> • Les soupapes ne sont pas étanches, ou sont détériorées. • Le piston n'est plus étanche, les segments sont usés ou le cylindre est ovalisé 	<ul style="list-style-type: none"> • Les roder, les réparer ou les remplacer • Changer les segments usés ou rectifier le cylindre

- Diminution de production du froid

- pression, exagérée au condenseur, trop faible à l'évaporateur
nécessité d'augmenter l'ouverture du regulateur.

- pression insuffisante
nécessité d'augmenter chaque jour l'ouverture du regulateur

- Entraînement d'huile dans les conduites ou dans les serpentins.

- piston non étanche.
- Conduite fermée ou gelée.
- eau de condensation insuffisante

- obstruction des serpentins du condenseur ou des conduites de liquide

- manque d'agent frigorigène
- mauvaise fermeture des clapets

- purge d'huile

- changer les segments usés

- augmenter le débit d'eau

- démontage et nettoyage. chasse de l'air comprimé

- on ajoute de fluide frigorigène
- les réparer.

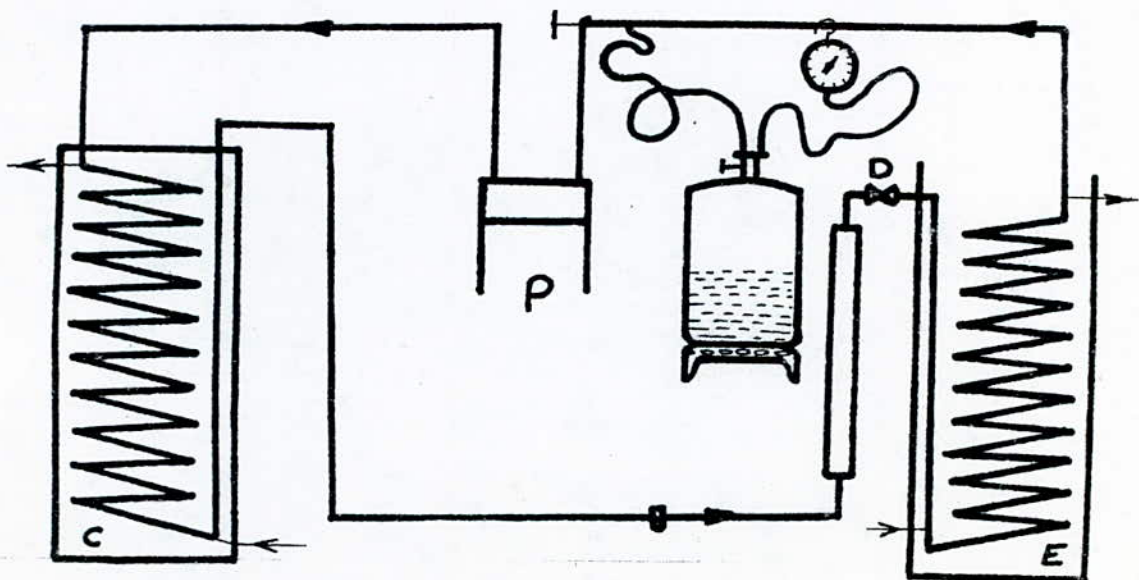


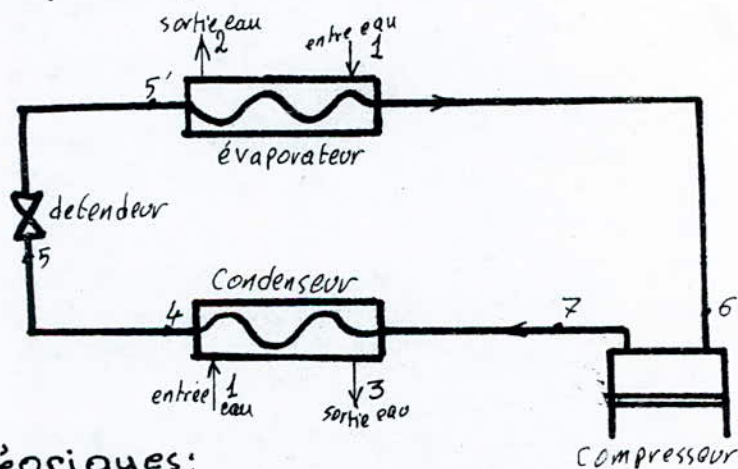
Fig. 18

ANNEXE I

MANIPULATION TYPE POUR DES TRAVAUX PRATIQUES

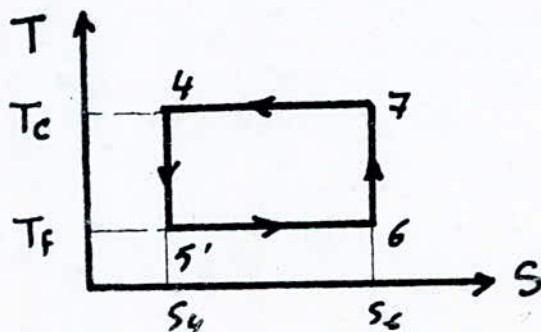
I But, Le but de la manipulation est de mettre en évidence les caractéristiques du groupe frigorifère BONNET. Cette machine utilise comme fluide frigorifère, le fréon 12

II schéma de principe:



III Rappels théoriques:

III-1: cycle de Carnot inversé en diagramme (T, s)



III 1.1: Etude du cycle:

1: Chaleur absorbée à la source froide de température constante: $T_5' = T_6 = T_F$

$$Q_F = T_F (S_6 - S_5') = T_F (S_6 - S_4)$$

2: compression adiabatique 6-7

Travail échangé: W_c

chaleur échangée: $Q_{6-7} = 0$

3: Chaleur fournie à la source chaude de température constante: $T_7 = T_4 = T_C$

4: détente adiabatique 4-5': pour ramener le fluide à son état initial.

Travail échangé $W_{4-5'}$ non récupérable (dans ce groupe)

chaleur échangée $Q_{4-5'} = 0$

III 1.2: Caractéristiques de la machine frigorifique:

1. Coefficient d'effet frigorifique ϵ_F :

Par définition: c'est le rapport de la quantité de chaleur absorbée à la source froide au travail échangé dans le cycle:

$$\epsilon_F = \frac{Q_F}{W_c}$$

$$W_c = - (Q_F + Q_C)$$

$$W = - (T_C - T_C) (S_6 - S_4) = (T_C - T_F) (S_6 - S_4)$$

$$\epsilon_F = \frac{T_F (S_6 - S_4)}{(T_C - T_F) (S_6 - S_4)}$$

$$\epsilon_F = \frac{T_F}{T_C - T_F} = \frac{1}{\frac{T_C}{T_F} - 1}$$

2. Production frigorifique spécifique:

C'est la production frigorifique relative au travail unitaire (1 K. W. h)

$$K_F = 860 \frac{\text{Frig}}{\text{K.W.h}}$$

III - 1.3 : Caractéristiques de la pompe à chaleur:

En se fixant pour but, non pas de refroidir, mais de réchauffer une enceinte, on crée un moyen de chauffage. On pompe des calories à la source froide qui seront transférées à l'ambiance

1. Coefficient d'effet calorifique:

Par définition: C'est le rapport de la quantité de chaleur fournie à la source chaude au travail échangé dans le cycle:

$$\epsilon_c = \frac{|Q_c|}{W_c} = \varphi$$

$$\epsilon_c = \frac{T_c (s_6 - s_4)}{(T_c - T_F) (s_6 - s_4)}$$

$$\epsilon_c = \frac{T_c}{T_c - T_F}$$

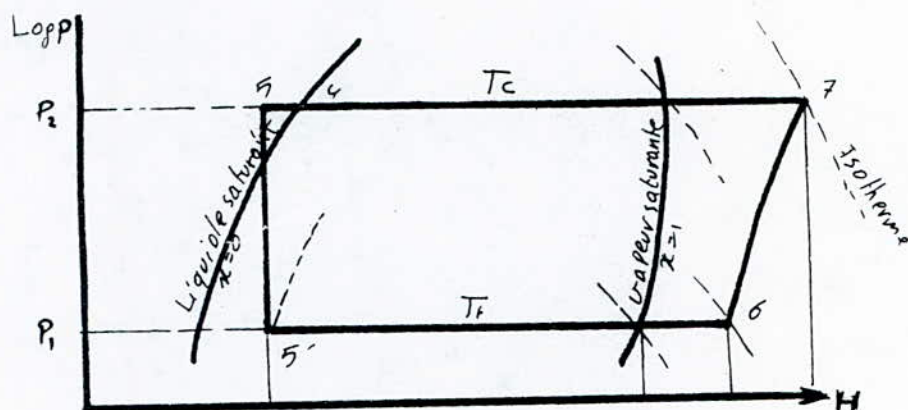
on vérifie facilement que:

$$\epsilon_c = \epsilon_F + 1$$

2. Production calorifique spécifique:

$$K_C = 860 \frac{\text{K cal}}{\text{K.W.h}}$$

III 2 : Cycle de Joule en diagramme (Log P, H)



- A l'entrée du détenteur, point 5, le fluide est à la pression P₂ et à la température T_s. Faisons-lui subir une détente à travers le détenteur, jusqu'à la pression P₁ qui règne dans l'évaporateur.

Nous savons que cette détente par laminage est isenthalpique; elle est donc représentée par la verticale descendant jusqu'en 5'. En ce point, le fluide est partiellement vaporisé.

- A partir du point 5', l'évaporation du fluide s'effectue le long de l'isobare P₁ jusqu'au point 6 à l'état de vapeur sèche.

Cette vapeur est aspirée par le compresseur, comprimée suivant l'isentrope 6-7, refoulée en 7 à la pression qui règne dans le condenseur.

Du point 7, le gaz se refroidit à pression constante, jusqu'à l'intersection avec la ligne de la vapeur saturante,

ensuite se condense à pression et température constantes, jusqu'à l'intersection avec la ligne de liquide saturant, et se refroidit jusqu'au point 4, sortie du condenseur ;
Enfin, sous l'effet de la température ambiante un sous refroidissement s'effectue jusqu'au points

III - 2.1 : Caractéristiques de la machine frigorifique :

1. Coefficient d'effet frigorifique ϵ_f

$$\epsilon_f = \frac{Q_f}{W_c}$$

$$Q_f = H_6 - H_{5'}$$

$$W_c = H_7 - H_6$$

$$\epsilon_f = \frac{H_6 - H_{5'}}{H_7 - H_6}$$

La relation $\epsilon_f = \frac{T_f}{T_c - T_f}$

n'est plus valable car on ne peut pas parler de températures constantes T_c et T_f

2. Production frigorifique spécifique :

$$K_f = 860 \epsilon_f \frac{F}{k.W.h}$$

III - 2.2 : Caractéristiques de la pompe à chaleur :

1. Coefficient d'effet calorifique

$$\epsilon_c = \frac{|Q_c|}{W_c}$$

$$|Q_c| = H_7 - H_4$$

$$W_c = H_7 - H_6$$

$$\epsilon_c = \frac{H_7 - H_4}{H_7 - H_6}$$

$H_4 \neq H_5 = H_5'$, on vérifiera facilement que:

$$\epsilon_c \neq \epsilon_f + 1$$

2. Production calorifique spécifique:

$$K_c = 860 \epsilon_c \frac{\text{kcal}}{\text{kwh}}$$

III 2.3 : Cycle équivalent de Carnot:

C'est un cycle dans lequel les quantités de chaleur Q_f et Q_c échangées sont les mêmes que celles du cycle de Joule. Il est caractérisé par les températures moyennes d'apport et d'évacuation de chaleur.

La température moyenne d'apport de chaleur ou température moyenne de la source froide T_{fm} se définit par:

$$T_{fm} \Delta s = \Delta H$$

$$T_{fm} [s_6 - s_5'] = H_6 - H_5'$$

La température moyenne d'évacuation de chaleur T_{cm} par:

$$T_{cm} [s_7 - s_4] = H_7 - H_4$$

on définit alors :

- le coefficient d'effet frigorifique

$$\epsilon_e = \frac{T_{fm}}{T_{cm} - T_{fm}}$$

- Le coefficient d'effet calorifique

$$Q_e = \frac{T_{cm}}{T_{cm} - T_{fm}}$$

$$Q_e = \epsilon_e + 1$$

- Les productions frigorifiques et calorifiques spécifiques :

$$k_{fe} = 860 \text{ } \xi e$$

$$k_{ce} = 860 \text{ } Qe$$

IV : Description de la machine :

il s'agit d'une installation frigorifique mono-étagée, équipée d'un compresseur, d'un condenseur, d'un olétendeur, d'un évaporateur, d'un ensemble d'appareils de mesure et d'un ensemble d'appareils de sécurité.

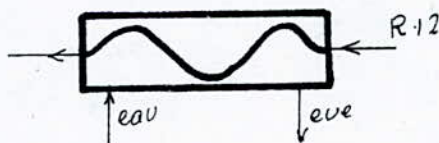
IV.1 : Le compresseur :

C'est un compresseur bicylindrique alternatif à simple effet, entraîné par un moteur électrique de $P = 1,5 \text{ ch}$

IV.2 : Le condenseur :

Ce condenseur comporte un serpentin double-tube dont la circulation du fluide frigorigène et celle de l'eau sont à contre-courant.

On évalue la puissance calorifique du condenseur.



Puissance calorifique

$$Q_c = \dot{m}_e C_p (T_3 - T_2)$$

\dot{m}_e : débit d'eau dans le condenseur

IV 3 : Le détendeur:

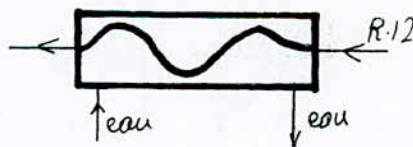
il comprend un régulateur dont le rôle est d'assurer la détente du fluide frigorigène.

une vanne à main placée en by pass, joue le même rôle.

IV 4 : L'évaporateur :

il est exécuté avec le même matériau que le condenseur (double serpentin en cuivre), et utilise le même principe de fonctionnement.

il permet d'évaluer la puissance frigorifique.



$$Q_f = \dot{m}_e C_p (T_1 - T_2)$$

\dot{m}_e : débit d'eau dans l'évaporateur

IV-5: L'appareillage de mesure :

1: Les mesures de pression se font à l'aide de manomètres

un manomètre (B.P) qui indique :

- La pression d'aspiration ou pression de vaporisation en livres par pouce ($\frac{\text{Lbs}}{\text{in}^2}$) chiffres noirs
en kilogrammes par centimètres carrés ($\frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$) chiffres rouges

- La température de vaporisation en degrés centigrades :

chiffres noirs: pour le fréon 12 (C.C. R_2F_2)

chiffres bleus: pour le CH_3Cl

un manomètre (H.P), gradué de la même façon que le manomètre B.P

* Les deux manomètres sont gradués en pressions relatives.

2: Rotamètre (débitmètre)

Cet appareil permet d'obtenir le débit de fluide frigorigène dans le circuit, et de vérifier son parfait écoulement. La mesure à retenir est celle où le flotteur occupe une position stationnaire.

3: Mesure de températures :

un potentiomètre « à réglage de zéro », équipé d'un système de compensation permet la

mesure de la température.

on emploie aussi des thermocouples.

On passe d'un thermocouple, à un autre, au moyen de la boîte de commutation.

il y a deux sortes de thermocouples :

- ceux placés sur la partie frigorifique 4, 5, 6, 7

- ceux placés sur la circulation d'eau 1, 2, 3.

ils sont disposés selon le modèle suivant :

T_1 : température : entrée - eau au condenseur
ou à l'évaporateur.

T_2 : température : sortie eau - évaporateur

T_3 : température : sortie - eau - condenseur.

T_4 : température : liquide frigorigène
sortie - condenseur

T_5 : température : liquide frigorigène.
avant - détenteur

T_6 : température de surchauffe de vapeur
aspiration - compresseur

T_7 : température de surchauffe au refoulement
compresseur

IV 6 : L'appareillage de sécurité qui comprend :

- un pressostat différentiel qui assure la marche automatique de l'installation en fonction de la pression d'évaporation du fréon 12 et qui règle indirectement la température de l'enceinte refroidie.

- un flotteur à commande électrique de .

sécurité antigel:

Cet appareil a pour but d'arrêter l'installation à la suite des possibilités de formation de glaçons ou de manque d'eau.

Il est constitué par un flotteur plongé dans un réservoir comportant une fuite constante à sa partie intérieure. L'écoulement normal étant supérieur au débit de la fuite, fait déborder le réservoir.

La pression exercée par l'eau sur le flotteur enclenche ou déclenche le dispositif de commande.

Il est important de bien faire circuler l'eau dans l'évaporateur avant la mise en marche de l'installation.

V Manipulation:

V.1: Mise en marche:

- ouvrir le circuit, s'assurer que l'eau sortant de l'évaporation, coule dans le réservoir du thermostat.

- Branchement électrique

Agir sur la manette de l'interrupteur général. S'assurer que l'eau sort automatiquement du condenseur.

V.2 : Réglages:

- Le réglage frigorifique s'effectue manuellement au moyen du détendeur, en tournant à droite le bouton moleté, on obtient une température d'évaporation plus élevée (et vice-versa).

En principe il est possible d'utiliser simultanément la vanne à main placée en by-pass du bouton moleté ainsi que ce dernier.

La position stationnaire du Flotteur du débitmètre caractérise le régime permanent.

- Maintenir la pression d'alimentation générale en eau dans l'intervalle ($2 \div 3$) bars.

V-3 : Mesures de débit d'eau

Le débit d'eau dans l'évaporateur doit faire $[1 \div 5]$ fois le débit d'eau dans le condenseur.

- Mesurer le débit d'eau de l'évaporateur
- Mesurer le débit d'eau du condenseur.

V-4 : Relever sur les manomètres d'aspiration et de refoulement respectivement les pressions d'aspiration (ou vaporisation) et de refoulement (ou condensation), ainsi que les températures de vaporisation et de condensation.

V-5 : Mesures de températures :

Elles se font au moyen du potentiomètre et de la boîte de commutation ou à l'aide des thermomètres.

Attention: Avant d'effectuer ces mesures, il faut prendre soin de bien introduire un liquide isolant et incongelable dans chacune des pochettes destinées à recevoir un thermocouple, afin que la soudure soit soumise à une température uniforme.

Questions pratiques:

- a. Pourquoi certains thermocouples donnent-ils des tensions négatives?
- b. L'emploi de câbles de compensation est-il justifié ?
- c. Les pressions lues, sont-elles directement reportables sur le diagramme ?
(voir annex 4)

VII Mesure

- Compléter le tableau ci-après

pression bars		T° eau °C			T° Freon 12				Débit d'eau	
HP	B.P	entrée cond évap T ₁	sortie évap T ₂	sortie cond T ₃	sortie cond T ₄	entrée évap T ₅	sortie évap T ₆	entrée cond T ₇	m ³ e	m ³ c

VIII Dépouillement:

- étudier le cycle de joule
 - a. calculer ou relever sur le diagramme suivant le cas, tous les éléments caractéristiques de ce cycle.
 - b. tracer le cycle sur le diagramme ci-joint
 - c. étudier le cycle de carnot équivalent même question (a)
 - d. Comparer ces deux cycles.

Remarque :

Tout résultat parachuté sans savoir ni comment, ni où il a été calculé, sera considéré comme inexistant. Poser votre expression littérale, puis passer aux calculs numériques.

Résumez vos résultats dans le tableau ci-après

W_c	Q_c	$Q_{\text{évap}}$	$\dot{m}_{\text{fron évap}}$	$\dot{m}_{\text{fron cond}}$	ϵ_f	K_f	ϵ_c	K_c	T_{fm}	T_{cm}	ϵ_e	K_{fe}	K_{ce}
J	J	J	kg/s	kg/s		$\frac{\text{Kcal}}{\text{Kwh}}$		$\frac{\text{Kcal}}{\text{Kwh}}$	$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{C}$		$\frac{\text{Kcal}}{\text{Kwh}}$	$\frac{\text{Kcal}}{\text{Kwh}}$

Faites un calcul d'erreur.

IX Questions complémentaires:

- Le point t_4 est-il sur la courbe de saturation?
- évaluer la chaleur échangée avec l'ambiance dans la tuyauterie 4-5
- Les relations $\epsilon_c = \epsilon_f + 1$ et $Q_c = \epsilon_e + 1$ sont-elles vérifiées? expliquez
- Peut-on améliorer cette machine en rajoutant des éléments? expliquez (éléments propres à la machine)
- Que proposez-vous pour améliorer le rendement de la machine telle qu'elle est:
(on peut ajouter des éléments extérieurs à la machine.)

I Calcul des éléments de l'installation à partir du point mesure.

- Relever tension et courant ?

A. Compresseur: alternatif bicylindrique

Données $n = 1400 \frac{\text{tr}}{\text{min}}$

Rapport alesage - course $\frac{D}{C} = 1,8$

courbe $\eta_r = f\left(\frac{P_2}{P_1}\right)$

$\eta_m = f\left(\frac{P_2}{P_1}\right)$

Calcul:

a. le volume horaire aspiré

b. la cylindrée

marche à suivre conseillée :

- Déterminer η_r (rendement volumétrique)

- volume horaire balayé (VP)

- cylindrée réelle

- cylindrée par piston.

c. Alesage et course du piston

d. puissance utile

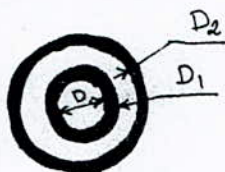
e. puissance absorbée η_m

η_{eff}

f. Comparer à la puissance électrique absorbée
(on prendra $\cos \varphi = 0,8$)

B. Echangeur (à contre - courant)
- Condenseur

données



$$D_2 = 19,5 \text{ m.m}$$

$$D_1 = 9,5 \text{ m.m}$$

$$D = 7,5 \text{ m.m}$$

- Caractéristiques de l'eau
- Caractéristiques de fréon

calculer :

a) Pour l'eau

Re :

Pr :

$$St = 0,023 Re^{-0,2} Pr^{-2/3}$$

b) Pour le fréon

Re :

Pr :

$$St = 0,23 Re^{-0,2} Pr^{-2/3}$$

c) Calculer : h_{ce} conductance cuivre - eau

h_{cf} conductance cuivre - fréon

d) K : coefficient global d'échange de chaleur

e) ΔT : écart moyen logarithmique des températures

f) : surface d'échange

g) : La longueur de la tuyauterie

- Evaporateur :

Même questions que pour le condenseur

ANNEXE II

CARACTERISTIQUES DU COMPRESSEUR

Soit à déterminer les dimensions principales du compresseur fonctionnant en R12 : où

$$T_0 \text{ d'évaporation} = -18^\circ\text{C}$$

$$T_c \text{ de liquéfaction} = 26^\circ\text{C}$$

$$T_{sr} \text{ de sous refroidissement} = 6^\circ\text{C}$$

C'est un compresseur bicylindrique à simple effet

$$n = 1400 \text{ tr/min}$$

$$D/c = 1,8$$

A partir des expériences faites sur les compresseurs travaillant à R12.

η_{vol} et $\eta_{méc}$ (rendements volumétrique et mécanique) sont en fonction du Taux de compression ϵ .

$$\epsilon = \frac{6,8}{1,6} = 4,25$$

Après avoir consulté les deux diagrammes de rendements mécanique et volumétrique de R12 (voir annexes 6.3, 6.2)

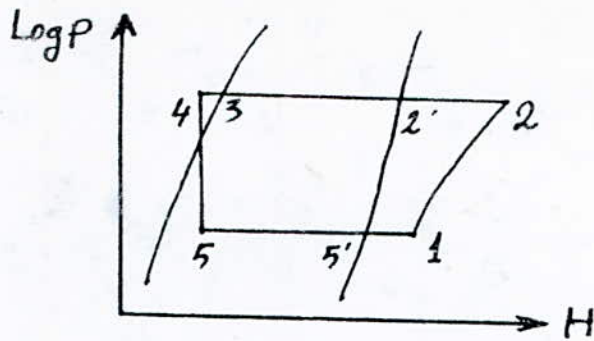
on a trouvé $\eta_{vol} = 0,71$

$$\eta_{méc} = 0,68$$

$$\eta_{eff} = \eta_{vol} \cdot \eta_{méc} = 0,48$$

Pression bar		T° eau °C			T° fre'on 12 °C				Débit de eau Kg/h	
H.P.	B.P.	entrée cond évap	Sortie évap	Sortie cond	entrée cond	sortie cond	entrée évap	Sortie évap	cond	évap
6,8	1,6	13	8	24	65	19	-18	8	198	360

ce tableau représente des valeurs tirées de la manipulation.



point	Enthalpies H		ρ m ³ /kg	T °C	Préssion absolue bars
	Kcal/kg	Kj/kg			
1	138,50	579	0,118	8,0	1,6
2	146,00	610	0,030	85,0	6,8
2'	139,75	584	0,027	26,0	6,8
3	106,00	443	—	26,0	6,8
4	104,00	435	—	19,0	6,8
5	104,00	435	0,028	-18,0	1,6
5'	134,80	563	0,130	-18,0	1,6

Caractéristiques théorique :

production frigorifique par kg de R12 .

$$Q_{51} = H_1 - H_5 = 138,5 - 104 = 34,5 \text{ frig/kg} .$$

production calorifique par Kg de R12 .

$$Q_{24} = H_2 - H_4 = 146 - 104 = 42 \text{ Kcal/kg} .$$

travail du compresseur par kg de R12 .

$$W_{12} = H_2 - H_1 = 146 - 138,5 = 7,5 \text{ Kcal/kg} .$$

Coefficient d'effet frigorifique.

$$\epsilon_f = \frac{Q_{5.1}}{W_{1.2}} = \frac{Q_{5.1}}{Q_{2.4} - Q_{5.1}} = 4,6$$

Coefficient d'effet calorifique.

$$\epsilon_c = \frac{Q_{2.4}}{W_{1.2}} = \frac{Q_{2.4}}{Q_{2.4} - Q_{5.1}} = 5,6$$

Effet frigorifique théorique.

$$\frac{T_0}{T_1 - T_0} = \frac{255}{299 - 255} = 5,79$$

Effet calorifique théorique.

$$\frac{T_1}{T_1 - T_0} = 6,79$$

Production frigorifique théorique par kWh.

$$K_f = 860 \cdot \epsilon_f = 3956 \text{ frig/kwh.}$$

Production frigorifique par m³ de gaz aspiré.

$$q_{of} = \frac{Q_{5.1}}{V_1}$$

V_1 = volume massique de R12 à l'entrée du compresseur.

$$V_1 = 0,118 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$q_{of} = \frac{34,5}{0,118} = 292,37 \text{ Kcal/m}^3$$

La puissance frigorifique théorique.

$$Q_e = \dot{m}_e C_p (T_3 - T_1)$$

T_1' = entrée d'eau dans l'évaporateur.

T_3 = sortie d'eau de l'évaporateur.

\dot{m}_e = débit d'eau dans l'évaporateur.

$$\dot{m}_e = 360 \text{ kg/h}$$

$$Q_e = 360 \text{ l} \cdot (13 - 8) = 1800 \text{ frig/h}$$

Le débit du fréon.

$$\dot{m}_f = \frac{Q_e}{h_1 - h_5} = \frac{1800}{138,5 - 104} = 52,2 \text{ kg/h}$$

Le volume de vapeur aspiré de R12.

$$V_a = \dot{m}_f \cdot v_1 = 52,2 \cdot 0,118 = 6,16 \text{ m}^3/\text{h}$$

Le volume aspiré en une heure/cylindre.

$$V_{\text{cyl}} = \frac{V_a}{2} = 6,16 / 2 = 3,08 \text{ m}^3/\text{h}$$

Le volume balayé par chaque piston en une heure.

$$V_p = \frac{V_{\text{cyl}}}{\eta_{\text{vol}}} = \frac{3,08}{0,71} = 4,34 \text{ m}^3/\text{h}$$

Détermination de l'alésage :

$$D = \sqrt[3]{\frac{4 V_p}{\pi \cdot \frac{c}{D} \cdot n \cdot 60}}$$

$$D = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 4,34 \cdot 10^6}{\pi \cdot \frac{1}{1,8} \cdot 1400 \cdot 60}}$$

$$D = 4,91 \text{ cm} : D/c = 1,8$$

$$C = \frac{D}{1.8} = 2,73 \text{ cm. (course)}$$

La puissance utile .

$$P_u = \dot{m}_f \cdot w_e = \dot{m}_f \cdot w_{12} = \dot{m}_f (H_2 - H_1) .$$

$$P_u = 52,275 = 391,5 \text{ kcal/h}$$

La puissance absorbée sur l'arbre

$$P_a = \frac{P_u}{\eta_{\text{eff}}} = \frac{391,5}{0,48} = 815,6 \text{ kcal/h}$$

$$P_a = 1,29 \text{ ch.}$$

Comparaison avec la puissance électrique absorbée .

$$P_e = UI \cdot \cos \varphi$$

$$\text{Le couplage est en } \gamma \Rightarrow \begin{cases} I_{PH} = I \\ U_{PH} = \frac{U}{\sqrt{3}} \end{cases}$$

$$\text{Donc : } P_e = U_{PH} \cdot \sqrt{3} \cdot I \cdot \cos \varphi .$$

$$\left. \begin{array}{l} U_{PH} = 218 \text{ V} \\ I = 3,4 \text{ A} \end{array} \right\} \text{valeurs mesurées}$$

$$\cos \varphi = 0,8 \left. \right\} \text{ valeur donnée}$$

$$P_e = 218 \cdot \sqrt{3} \cdot 3,4 \cdot 0,8 = 1027 \text{ W}$$

$$P_e = 1,4 \text{ ch}$$

CALCUL DES ECHANGEURS DE CHALEUR

CONDENSEUR - EVAPORATEUR.

Avant d'aborder le calcul du condenseur on a d'abord relevé sur les tables thermodynamiques les constantes physiques du fluide frigorigène et ceux de l'eau.

Ces constantes ont été relevées par la température moyenne de fluides.

$$T_{\text{moy eau}} = \frac{24+13}{2} = 18,5^{\circ}\text{C}$$

$$T_{\text{moy freon}} = T_{\text{cond}} = 26^{\circ}\text{C}$$

T_s = température de sortie de l'eau.

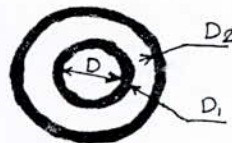
T_e = température d'entrée de l'eau.

T_c = température de liquéfaction.

$$D_1 = 9,5 \text{ mm}$$

$$D_2 = 19,5 \text{ mm}$$

$$D = 7,5 \text{ mm}$$



	$T^{\circ}\text{C}$	$\rho \text{ Kg}/\text{m}^3$	$\lambda \text{ Kcal}/\text{m.h}^{\circ}\text{C}$	$\mu \text{ Kg}/\text{m.h}$	$C_p \text{ Kcal}/\text{Kg}^{\circ}\text{C}$
eau	18,5	998,7	0,51	4,14	1
freon	26	1308	0,075	0,79	0,234

Variation de la conductivité du cuivre avec la température

$T^{\circ}\text{C}$	0°C	100°C
λ	334 Kcal/m.h. $^{\circ}\text{C}$	324 Kcal/m.h. $^{\circ}\text{C}$

Le fréon est supposé liquide dans le condenseur.
calcul des nombres physiques sans dimensions.
(côté eau)

Nombre de Reynolds :

$$Re = \frac{v_e \cdot D_2 \cdot \rho_e}{\mu_e} = \frac{\dot{m}_e \cdot D_2}{\mu_e S_e}$$

S_e = section de passage de l'eau.

$$S_e = \frac{\pi}{4} (D_2^2 - D_1^2)$$

$$Re = \frac{198 \cdot 19,5 \cdot 10^3 \cdot 4}{\pi [(0,0195)^2 - (0,0095)^2] \cdot 4,14} \quad Re = 4094,6$$

Nombre de Prandlt :

$$Pr = \frac{Cp_e \cdot \mu_e}{\lambda_e} = \frac{1 \cdot 4,14}{0,51} \quad Pr = 8,11$$

Nombre de Stanton :

$$St = 0,023 \cdot Re^{-0,2} \cdot Pr^{-2/3} \quad St = 10,8 \cdot 10^{-4}$$

(Côté fréon)

$$Re = \frac{\dot{m}_f \cdot D}{S_f \cdot \mu_f}$$

S_f = section de passage du fréon

$$Re = \frac{522 \cdot 4}{\pi \cdot 7,5 \cdot 10^{-3} \cdot 0,79} = \frac{52,2 \cdot 4}{\pi \cdot 7,5 \cdot 10^{-3} \cdot 0,79} \quad Re = 11217,4$$

$$Pr = \frac{C_{Pf} \cdot \dot{M}_f}{\lambda_f} = \frac{0,234 \cdot 0,79}{0,075} = 2,46 \quad Pr = 2,46$$

$$St = 0,023 \cdot Re^{-0,2} \cdot Pr^{0,66} \quad St = 19,5 \cdot 10^{-4}$$

Calcul du conductance thermique :

(Côte eau).

$$h_{ce} = \frac{C_{Pe} \cdot 4 \cdot \dot{m}_e \cdot St}{\pi (D_2^2 - D_1^2)} =$$

$$= \frac{1,4 \cdot 198 \cdot 10,8 \cdot 10^{-4}}{\pi [(0,0195)^2 - (0,0095)^2]} =$$

$$h_{ce} = 938,8 \text{ Kcal/h.m}^2\text{.}^\circ\text{C}$$

(Côte fréon)

$$h_{cf} = \frac{C_{Pf} \cdot 4 \dot{m}_f \cdot St}{\pi D^2} = \frac{0,234 \cdot 4 \cdot 5220,00195}{\pi \cdot (7,5 \cdot 10^{-3})^2}$$

$$h_{cf} = \frac{C_{Pf} \cdot 4 \dot{m}_f \cdot St}{\pi D^2} = \frac{0,234 \cdot 4 \cdot 5220,00195}{\pi \cdot (7,5 \cdot 10^{-3})^2}$$

$$h_{cf} = 538,8 \text{ Kcal/h.m}^2\text{.}^\circ\text{C}$$

Le Coefficient global de transmission K entre les deux fluides à travers la paroi en cuivre.

$$k_i = \frac{1}{\frac{1}{h_{ce}} + \frac{e}{\lambda_c} + \frac{1}{h_{cf}}} =$$

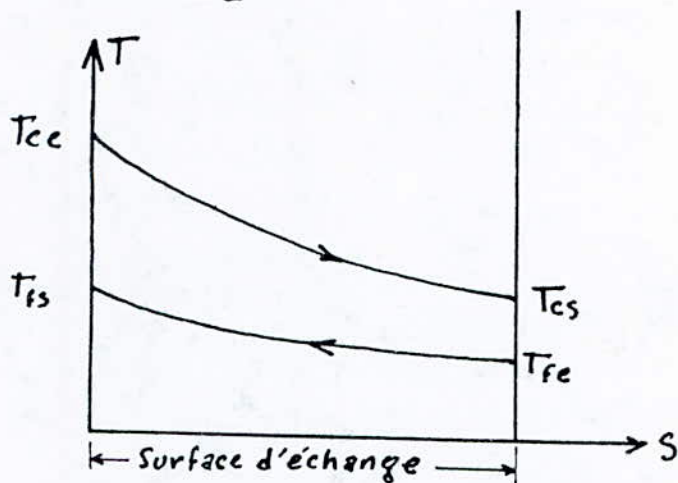
$$k_i = \frac{1}{\frac{1}{938,8} + \frac{0,001}{330} + \frac{1}{538,8}} =$$

$$k_i = 342 \text{ Kcal/h.m}^2\text{.}^\circ\text{C}$$

λ_c = conductivité de cuivre $\lambda_c = 330 \text{ Kcal/h.m.}^\circ\text{C}$.

Calcul de Δ_m (écart moyen logarithmique)

$$\Delta_m = \frac{\Delta_1 - \Delta_2}{\ln \frac{\Delta_1}{\Delta_2}}$$



$$\Delta_1 = T_{ce} - T_{fs} = 65 - 24 = 41^\circ\text{C}$$

$$\Delta_2 = T_{cs} - T_{fe} = 19 - 13 = 6^\circ\text{C}$$

$$\Delta_m = 18,2^\circ\text{C}$$

Calcul de la surface d'échange :

$$S_c = \frac{Q_c}{K_1 \cdot \Delta_m}$$

Q = puissance calorifique du condenseur.

$$Q_c = m_{\text{e}} \cdot C_{pe} (T_{\text{eau sortie}} - T_{\text{eau entrée}})$$

$$Q_c = 198 \cdot 1 \cdot (24 - 13) =$$

$$Q_c = 2178 \text{ Kcal/h.}$$

$$S_c = \frac{2178}{342 \cdot 18,21} = 0,349 \text{ m}^2.$$

$$S_c = 0,349 \text{ m}^2$$

$$L = \frac{S_c}{\pi \cdot 0,1} = \frac{0,349}{\pi \cdot 0,0095} = 11,7 \text{ m}$$

$$L = 11,7 \text{ m.}$$

Évaporateur :

	$T^{\circ}\text{C}$	$\rho \text{ Kg/m}^3$	$\lambda \text{ Kcal/m.h.}^{\circ}\text{C}$	$\mu \text{ Kg/m.h}$	$C_p \text{ Kcal/Kg}^{\circ}\text{C}$
eau	10,5	999,6	0,5	4,59	1,001
R.12	-18	1440	0,088	1,16	0,21

De la même manière que dans le condenseur.

$$T_{\text{moy eau}} = \frac{13 + 8}{2} = 10,5$$

$$T_{\text{moy freon}} = T_{\text{évaporation}} = -18^{\circ}\text{C}$$

Calcul des nombres physiques sans dimensions.

- Côte eau.

$$Re = \frac{4 \dot{m}_e}{\pi (D_2 + D_1) \mu_e} = \frac{4 \cdot 360}{\pi (0,0195 + 0,0095) 4,59}$$

$$Re = 3443,5$$

$$Pr = \frac{C_{pe} \cdot \mu_e}{\lambda_e} = \frac{1 \cdot 4,59}{0,5} =$$

$$Pr = 9,18$$

$$St = 0,023 \cdot Re^{-0,2} Pr^{-0,66}$$

$$St = 0,001$$

- Côte fréon.

$$Re = \frac{4 \dot{m}_f}{\pi D \mu_f} = \frac{4,52,2}{\pi \cdot 0,0075 \cdot 1,16}$$

$$Re = 7639,4$$

$$Pr = \frac{C_{pF} \cdot \mu_f}{\lambda_f} = \frac{0,21 \cdot 1,16}{0,088} = 2,77$$

$$Pr = 2,77$$

$$St = 0,023 \cdot Re^{-0,2} \cdot Pr^{0,66}$$

$$St = 0,00195$$

Détermination du conductance thermique

Côte eau.

$$h_{ce} = C_{pe} \cdot \rho_e \cdot v_e \cdot St = \frac{C_{pe} \cdot 4 \cdot \dot{m}_e}{\pi (D_2^2 - D_1^2)} \cdot St$$

$$h_{ce} = 1580,5 \cdot \text{Kcal/h.m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

Côte fréon.

$$h_{cf} = \frac{C_{pF} \cdot 4 \dot{m}_f \cdot St}{\pi D^2}$$

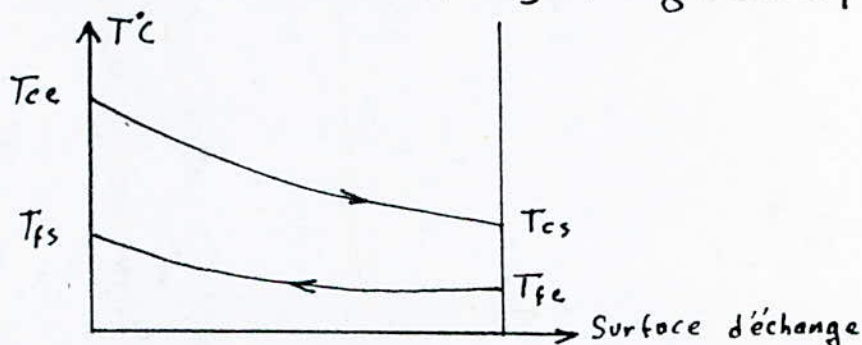
$$h_{cf} = 483,8 \text{ Kcal/h.m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

Le coefficient d'échange globale.

$$K_2 = \frac{1}{\frac{1}{h_{cf}} + \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{h_{ce}}} =$$

$$K_2 = 370 \text{ kcal/h.m}^2.\text{°C}$$

Détermination de l'écart moyen logarithmique. Δ_m



$$\Delta_1 = T_{ce} - T_{fs} = 13 - 8 = 5^\circ\text{C}$$

$$\Delta_2 = T_{cs} - T_{fe} = 8 - (-18) = 26^\circ\text{C}$$

par calcul ou on consulte l'abaque (voir annexe 4.1)

$$\Delta_m = \frac{\Delta_1 - \Delta_2}{\ln \frac{\Delta_1}{\Delta_2}} = 12,3^\circ\text{C}$$

La surface d'échange sera:

$$S = \frac{Q_c}{K_2 \cdot \Delta_m} = \frac{1800}{370 \cdot 12,3}$$

$$S = 0,4 \text{ m}^2.$$

La longueur du double tube

$$L_{\text{evap}} = \frac{S}{\pi D} = \frac{0,4}{\pi \cdot 5 \cdot 10^{-3}} = 16,97$$

$$L = 17 \text{ m}$$

ANNEXE III

LES CARACTERISTIQUES PHYSIQUES DES FLUIDES FRIGORIFIQUES

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

Il existe un très grand nombre de fluides frigorigènes utilisés, on se limite aux principaux.

- L'anhydride carbonique (CO_2):

Inodore, ininflammable, non explosif, non toxique à faible concentration, mais dangereux à plus de 4% dans l'air.

Peut corroder les métaux, il tend à être abandonné.

- L'anhydride sulfureux (SO_2)

Non toxique, mais suffocant même à des concentrations très faibles. Non inflammable, ni explosif, mais maintenant, il est à peu près abandonné.

- L'ammoniac NH_3

Incolore, d'une odeur très âcre. Inflammable et explosif pour des concentrations dans l'air de 16 à 25%

en volumes .

L'ammoniac ne sert pas dans les installations frigorifiques domestiques, mais est très utilisé dans les installations importantes.

Les fréons

Les « fréons » qui sont les fluides frigorigènes les plus couramment utilisés à l'heure actuelle dans les installations de moyenne et petite importance .

ils sont inodores en mélange avec l'air. ils ne sont ni toxiques, ni suffocants, ni inflammables, ni explosifs, ils sont en outre stables dans les conditions normales d'emploi.

Les fréons présentent un éventail de températures d'ébullition compris entre (-128 et 92 °C) . Ce qui permet le choix du fluide le mieux adapté à chaque emploi bien déterminé.

Les fréons possèdent une excellente conductivité thermique .

Les différents fréons :

. fréon 11 (C C l₃ F)

Liquide à la température ambiante. son odeur légèrement étherée, il n'est ni inflammable, ni explosif, ni toxique. il se décompose au contact d'une flamme . sa température d'ébullition assez élevée, le fait utiliser surtout dans les installations de conditionnement d'air.

. fréon 12 (C . C l₂ F₂)

Analogue au fréon 11 au point de vue inflammabilité et toxicité, c'est le fluide frigorigène principal des appareils

domestiques. il sert aussi dans les grandes installations industrielles.

Le fréon est stable jusqu'à environ de 540°C , c'est un fluide dit de "sécurité"

. fréon 13 (CCl_3F)

C'est le fluide frigorigène de caractéristiques supérieures pour les grands froids. il permet d'atteindre des températures de l'ordre de -87°C et même -100°C .

il présente un inconvénient sérieux : sa température critique de $28,8^{\circ}\text{C}$ est facilement atteinte sous le climat tempéré.

. fréon 22 (CHClF_2)

il permet d'obtenir facilement de température de l'ordre de -75°C

. fréon 113 ($\text{C}_2\text{Cl}_3\text{F}_3$)

il est légèrement plus toxique que les précédents. il s'emploie beaucoup dans les installations de conditionnement d'air et de production d'eau glacée.

. fréon 114 ($\text{C}_2\text{Cl}_2\text{F}_4$)

C'est le moins toxique de toute la série.

On l'utilise beaucoup, aussi bien dans les petites machines, que dans les grandes installations.

Le tableau ci-contre résume les caractéristiques principales des fréons que nous avons cités (annexe 4.2)

ANNEXE IV

4.1) Table de vapeur pour le dichlorofluorométhane (CCl_2F_2) $i_0 = 0$.

Température t °C	Pression abs. p kg/cm ²	Volume spécifique		Poids spécifique		Chaleur totale Enthalpie		Chaleur latente de vaporisation r kcal/kg	Entropie	
		du liquide v' l/kg	de la vapeur v'' m ³ /kg	du liquide γ' kg/l	de la vapeur γ'' kg/m ³	du liquide i' kcal/kg	de la vapeur i'' kcal/kg		du liquide s' kcal/kg °C	de la vapeur s'' kcal/kg °C
-40	0,655	0,662	0,244	1,515	4,09	- 8,45	32,35	30,8	- 0,03325	0,14177
-35	0,826	0,668	0,1975	1,495	5,06	- 7,45	32,95	40,4	- 0,02899	0,14051
-30	1,023	0,674	0,161	1,473	6,22	- 6,41	33,49	39,9	- 0,02477	0,13923
-25	1,261	0,680	0,133	1,470	7,52	- 5,41	34,09	39,5	- 0,02059	0,13841
-20	1,54	0,686	0,1105	1,457	9,05	- 4,33	34,67	39,0	- 0,01641	0,13759
-15	1,86	0,693	0,0925	1,443	10,8	- 3,32	35,18	38,5	- 0,01226	0,13674
-10	2,235	0,699	0,0784	1,430	12,74	- 2,19	35,81	38,0	- 0,00813	0,13608
- 5	2,66	0,705	0,0664	1,418	15,08	- 1,105	36,39	37,5	- 0,00405	0,13575
0	3,14	0,718	0,0566	1,395	17,65	0	37,0	37,0	0	0,13550
+ 5	3,70	0,724	0,0485	1,382	20,6	+ 1,12	37,52	36,4	+ 0,00402	0,13502
+ 10	4,315	0,736	0,042	1,358	23,8	+ 2,25	38,05	35,8	+ 0,00803	0,13463
+ 15	5,01	0,743	0,0364	1,348	27,45	+ 3,40	38,80	35,3	+ 0,01201	0,13451
+ 20	5,78	0,753	0,0317	1,325	31,5	+ 4,56	39,06	34,5	+ 0,01598	0,13378
+ 25	6,63	0,765	0,0277	1,308	36,05	+ 5,73	39,55	33,8	+ 0,01993	0,13323
+ 30	7,57	0,774	0,0242	1,292	41,3	+ 6,95	40,05	33,1	+ 0,02385	0,13295
+ 35	8,63	0,786	0,0213	1,272	47,0	+ 8,17	40,57	32,4	+ 0,02777	0,13287
+ 40	9,77	0,799	0,0188	1,251	53,0	+ 9,40	40,90	31,5	+ 0,03167	0,13217
+ 45	11,01	0,811	0,0165	1,233	60,3	+ 10,65	41,25	30,6	+ 0,03556	0,13186
+ 50	12,38	0,824	0,0145	1,214	68,8	+ 11,90	41,70	29,8	+ 0,03943	0,13163
+ 55	13,86	0,840	0,0128	1,190	78,1	+ 13,15	41,95	28,8	+ 0,04326	0,13106
+ 60	15,46	0,861	0,0112	1,161	89,2	+ 14,45	42,25	27,8	+ 0,04701	0,13051

4.2: Propriétés de fluides frigorigènes

Fluide	Formule chimique	Masse molaire relative M	Constante des gaz		Chaleur spécifique à 0 °C et 760 mm Hg				$\chi = c_p/c_v$ à 0 °C	Température à 760 mm Hg				Constantes critiques				
			R		liquide		gaz			d'ébullition (x)		de fusion		Température		Pression		Masse v.
			kgf/m ² °K kJ/kg°K		kcal/kg°K kJ/kg°K		kcal/kg°K kJ/kg°K			°C °K		°C °K		°C °K		kgf/cm ² N/cm ²		kg/m ³
			R		c		c _p			t _c T _c		t _f T _f		t _c T _c		p _c		ρ _c
Ammoniac	NH ₃	17,032	49,789	488,263	1,11	4,647	0,492	2,060	1,312	- 33,35	239,80	- 77,9	195,25	132,4	405,55	115,2	1129,726	235
Anhydride carbonique	CO ₂	44,01	19,268	188,955	-	-	0,197	0,825	1,30	- 78,48	194,67	- 56,6	216,55	31,0	304,15	75,21	737,558	460
Anhydride sulfureux	SO ₂	64,06	13,238	129,820	0,324	1,357	0,145	0,607	1,271	- 10,02	263,13	- 75,5	197,65	157,2	430,35	80,3	787,474	524
Chlorure de méthyle (chlorométhane, éther méthylchlorique, méthane monochloré)	CH ₃ Cl	50,491	16,80	164,752	0,37	1,549	0,176	0,737	1,27	- 24,0	249,15	- 91,5	181,65	143,1	416,25	68,1	667,833	370
Dichloro-difluoro-méthane (Fréon 12)	CF ₂ Cl ₂	120,92	7,0127	68,771	0,204	0,854	0,146	0,611	1,148	- 29,8	243,35	- 155	118,15	112,0	385,15	40,87	400,798	555
Dichloro-tetrafluoro-éthane (Fréon 114)	C ₂ F ₄ Cl ₂	170,93	4,961	48,651	0,232	0,971	0,152	0,636	1,106	+ 4,1	277,25	- 94	179,15	146	419,15	34,4	337,349	-
Eau (vapeur d'eau)	H ₂ O	18,02	47,06	461,501	1,008	4,220	0,444	1,859	1,40	+ 100	373,15	0	273,15	374,15	647,30	225,65	2212,871	322
Éthane	C ₂ H ₆	30,07	28,201	276,557	-	-	0,413	1,729	1,202	- 88,63	184,52	- 183,6	89,55	32,1	305,25	50,3	493,274	210
Éthylène	C ₂ H ₄	28,05	30,25	296,651	-	-	0,385	1,612	1,25	- 103,6	169,55	- 104	169,15	9,4	282,55	51,4	504,062	216
Méthane	CH ₄	16,04	16,03	157,201	-	-	0,520	2,177	1,30	- 161,6	111,55	- 182,6	90,55	- 82	191,15	47,3	463,855	162
Monochloro-difluoro-méthane (Fréon 22)	CHF ₂ Cl	86,475	9,806	96,164	0,26	1,089	0,145	0,607	1,19	- 40,80	232,35	- 160	113,15	96	369,15	50,33	493,569	526
Monochloro-trifluoro-méthane (Fréon 13)	CF ₃ Cl	104,47	8,117	79,601	0,203	0,850	0,126	0,528	1,15	- 81,5	191,65	- 181	92,15	28,78	301,93	39,46	386,970	581
Propane	C ₃ H ₈	44,09	19,233	188,611	-	-	0,365	1,528	1,15	- 42,5	230,65	- 189,9	83,25	96,85	370,00	43,4	425,609	226
Trichloro-monofluoro-méthane (Fréon 11)	CFCl ₃	137,38	6,173	60,536	0,208	0,871	0,130	0,544	1,124	+ 23,65	296,80	- 111	162,15	198	471,15	44,6	437,377	555
Trichloro-trifluoro-éthane (Fréon 113)	C ₂ F ₃ Cl ₃	187,39	4,525	44,375	0,226	0,946	0,149	0,624	1,075	+ 47,6	320,75	- 36,5	236,65	214,1	487,25	34,8	341,271	578

1 at = 1 kgf/cm² = 98066,5 N/m² = 9,80665 N/cm² = 0,980665 bar

1 kcal = 4,1868 kJ

4.3: Propriétés thermiques de l'eau (H₂O) à la pression de saturation

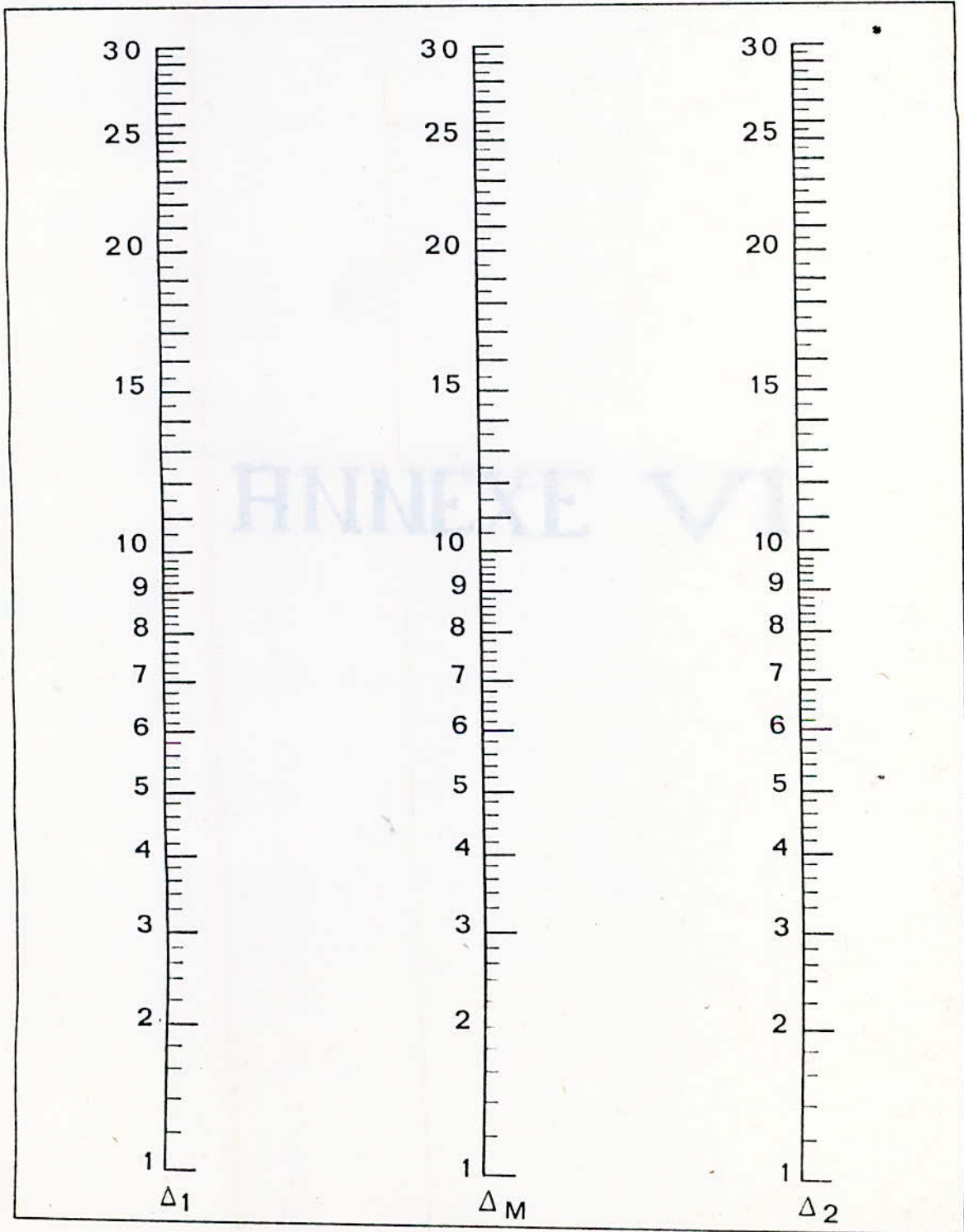
Température		Masse volumique ρ	Coefficient cubique de dilatation thermique $\beta \times 10^4$	Chaleur spécifique		Conductibilité thermique		Coefficient de diffusivité thermique $\alpha \times 10^6$	Viscosité dynamique		Viscosité cinématique $\nu \times 10^6$	Nombre de Prandtl Pr
t	T			c		λ			$\eta \times 10^6$			
°C	°K	kg/m ³	1/°K	kcal/kg°K	kJ/kg°K	kcal/mh°K	W/m°K	m ² /s	kgf/m ²	Ns/m ²	m ² /s	
0	273,15	999,9	-0,7	1,0093	4,226	0,480	0,558	0,131	182,9	1793,636	1,789	13,7
5	278,15	1000,0	—	1,0047	4,206	0,488	0,568	0,135	156,5	1534,741	1,535	11,4
10	283,15	999,7	0,95	1,0019	4,195	0,496	0,577	0,137	132,2	1296,439	1,300	9,5
15	288,15	999,1	—	1,0000	4,187	0,505	0,587	0,141	115,8	1135,610	1,146	8,1
20	293,15	998,2	2,1	0,9988	4,182	0,513	0,597	0,143	101,3	993,414	1,006	7,0
25	298,15	997,1	—	0,9980	4,178	0,521	0,606	0,146	89,8	880,637	0,884	6,1
30	303,15	995,7	3,0	0,9975	4,176	0,529	0,615	0,149	80,8	792,377	0,805	5,4
35	308,15	994,1	—	0,9973	4,175	0,537	0,624	0,150	73,4	719,808	0,725	4,8
40	313,15	992,2	3,9	0,9973	4,175	0,544	0,633	0,151	67,1	658,026	0,658	4,3
45	318,15	990,2	—	0,9975	4,176	0,550	0,640	0,155	61,7	605,070	0,611	3,9
50	323,15	988,1	4,6	0,9978	4,178	0,556	0,647	0,157	56,6	555,056	0,556	3,55
55	328,15	985,7	—	0,9982	4,179	0,561	0,652	0,158	52,0	509,946	0,517	3,27
60	333,15	983,2	5,3	0,9987	4,181	0,566	0,658	0,159	48,1	471,670	0,478	3,00
65	338,15	980,6	—	0,9993	4,184	0,570	0,663	0,161	44,4	435,415	0,444	2,76
70	343,15	977,8	5,8	1,0000	4,187	0,574	0,668	0,163	41,2	404,034	0,415	2,55
75	348,15	974,9	—	1,0008	4,190	0,577	0,671	0,164	38,4	376,575	0,366	2,23
80	353,15	971,8	6,3	1,0017	4,194	0,579	0,673	0,165	35,9	352,059	0,364	2,25
85	358,15	968,7	—	1,0026	4,198	0,581	0,676	0,166	33,5	328,523	0,339	2,04
90	363,15	965,3	7,0	1,0036	4,202	0,583	0,678	0,167	31,5	308,909	0,326	1,95
95	368,15	961,9	—	1,0046	4,206	0,585	0,680	0,168	29,8	292,238	0,310	1,84
100	373,15	958,4	7,5	1,0057	4,211	0,586	0,682	0,169	28,3	277,528	0,294	1,75
110	383,15	951,0	8,0	1,0090	4,224	0,588	0,684	0,170	26,0	254,973	0,268	1,67
120	393,15	943,5	8,5	1,0108	4,232	0,589	0,685	0,171	24,0	235,360	0,244	1,60
130	403,15	934,8	9,1	1,0150	4,250	0,590	0,686	0,172	21,6	211,824	0,226	1,52
140	413,15	926,3	9,7	1,0167	4,257	0,588	0,684	0,172	20,5	201,036	0,212	1,42
150	423,15	916,9	10,3	1,0200	4,270	0,588	0,684	0,173	18,9	185,346	0,201	1,34
160	433,15	907,6	10,8	1,0234	4,285	0,585	0,680	0,173	17,5	171,616	0,191	1,29
170	443,15	897,3	11,5	1,050	4,396	0,584	0,679	0,172	16,6	162,290	0,181	1,25
180	453,15	886,6	12,1	1,050	4,396	0,579	0,673	0,172	15,5	152,003	0,173	1,21
190	463,15	876,0	12,8	1,070	4,480	0,576	0,670	0,171	14,8	145,138	0,166	0,97
200	473,15	862,8	13,5	1,075	4,501	0,572	0,665	0,170	14,2	139,254	0,160	0,95
210	483,15	852,8	14,3	1,09	4,560	0,563	0,655	0,168	13,4	131,409	0,154	0,92
220	493,15	837,0	15,2	1,10	4,605	0,561	0,652	0,167	12,7	124,544	0,149	0,90
230	503,15	827,3	16,2	1,12	4,690	0,548	0,637	0,164	12,2	119,641	0,145	0,88
240	513,15	809,0	17,2	1,13	4,731	0,545	0,634	0,162	11,6	113,757	0,141	0,86
250	523,15	799,2	18,6	1,16	4,857	0,531	0,618	0,160	11,2	109,834	0,137	0,86
260	533,15	779,0	20,0	1,19	4,982	0,527	0,613	0,156	10,7	104,931	0,135	0,86
270	543,15	767,9	21,7	1,20	5,030	0,507	0,590	0,152	10,4	101,989	0,133	0,87
280	553,15	750,0	23,8	1,25	5,234	0,506	0,588	0,147	10,0	98,067	0,131	0,89
290	563,15	732,3	26,5	1,30	5,445	0,480	0,558	0,140	9,6	94,144	0,129	0,92
300	573,15	712,5	29,5	1,36	5,694	0,485	0,564	0,132	9,4	92,182	0,128	0,98
310	583,15	690,6	33,5	1,47	6,155	0,446	0,519	0,122	9,0	88,260	0,128	1,05
320	593,15	667,1	38,0	1,58	6,610	0,425	0,494	0,112	8,7	85,318	0,128	1,13
325	598,15	650,0	—	1,60	6,699	0,405	0,471	0,108	8,5	83,357	0,127	1,18
330	603,15	640,2	42,5	1,73	7,245	0,402	0,468	0,101	8,3	81,395	0,127	1,25
340	613,15	609,4	47,5	1,95	8,160	0,376	0,437	0,088	7,9	77,473	0,127	1,45
350	623,15	572,0	—	2,22	9,295	0,344	0,400	0,076	7,4	72,569	0,127	1,67
360	633,15	524,0	—	2,35	9,850	0,306	0,356	0,067	6,8	66,685	0,127	1,91
370	643,15	448,0	—	2,79	11,690	0,252	0,293	0,058	5,8	56,879	0,127	2,18

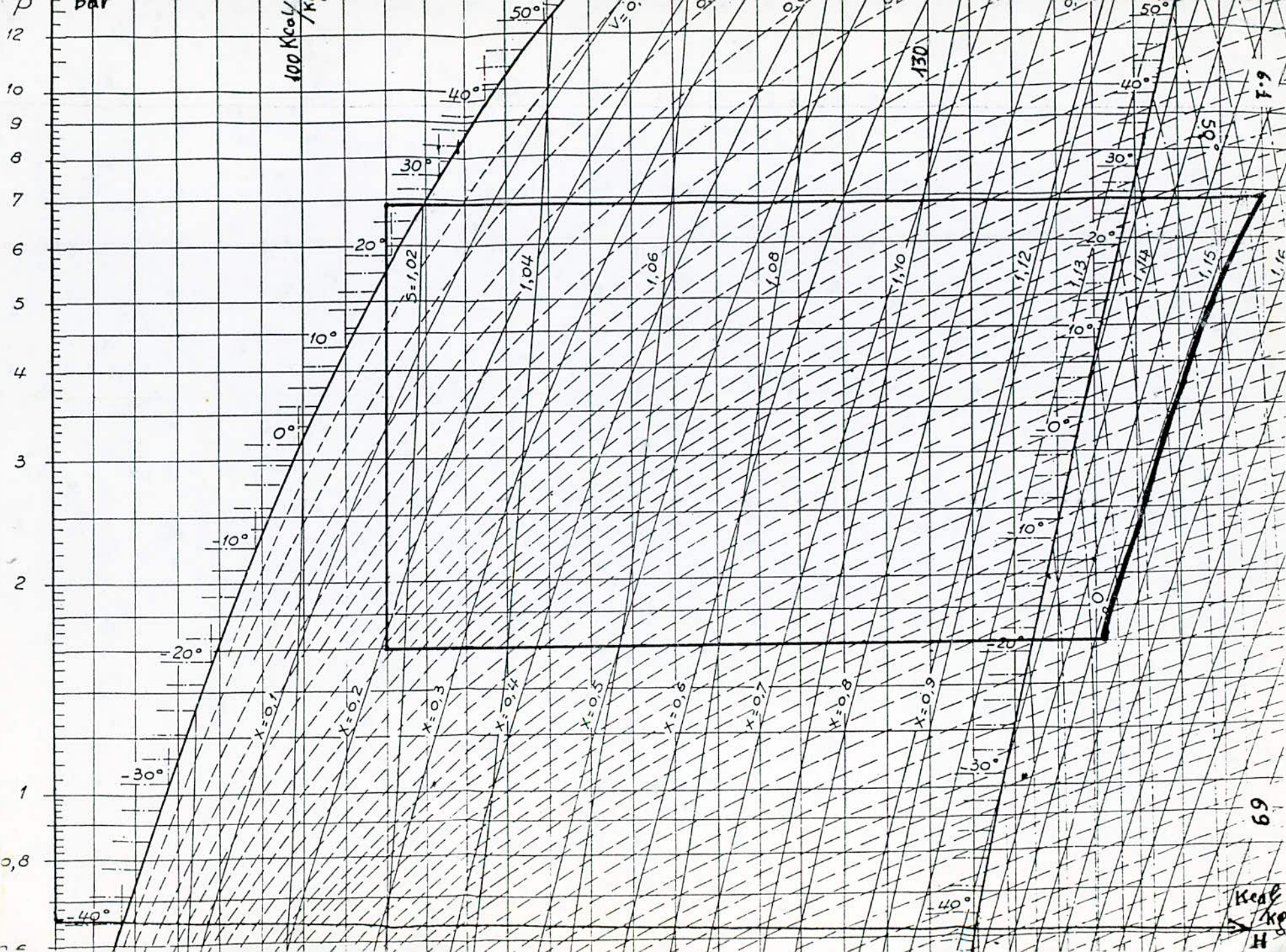
1 at = 1 kgf/cm² = 98066,5 N/m² = 9,80665 N/cm² = 0,980665 bar1 kcal = 4,1868 kJ
1 kcal/h = 1,163 W

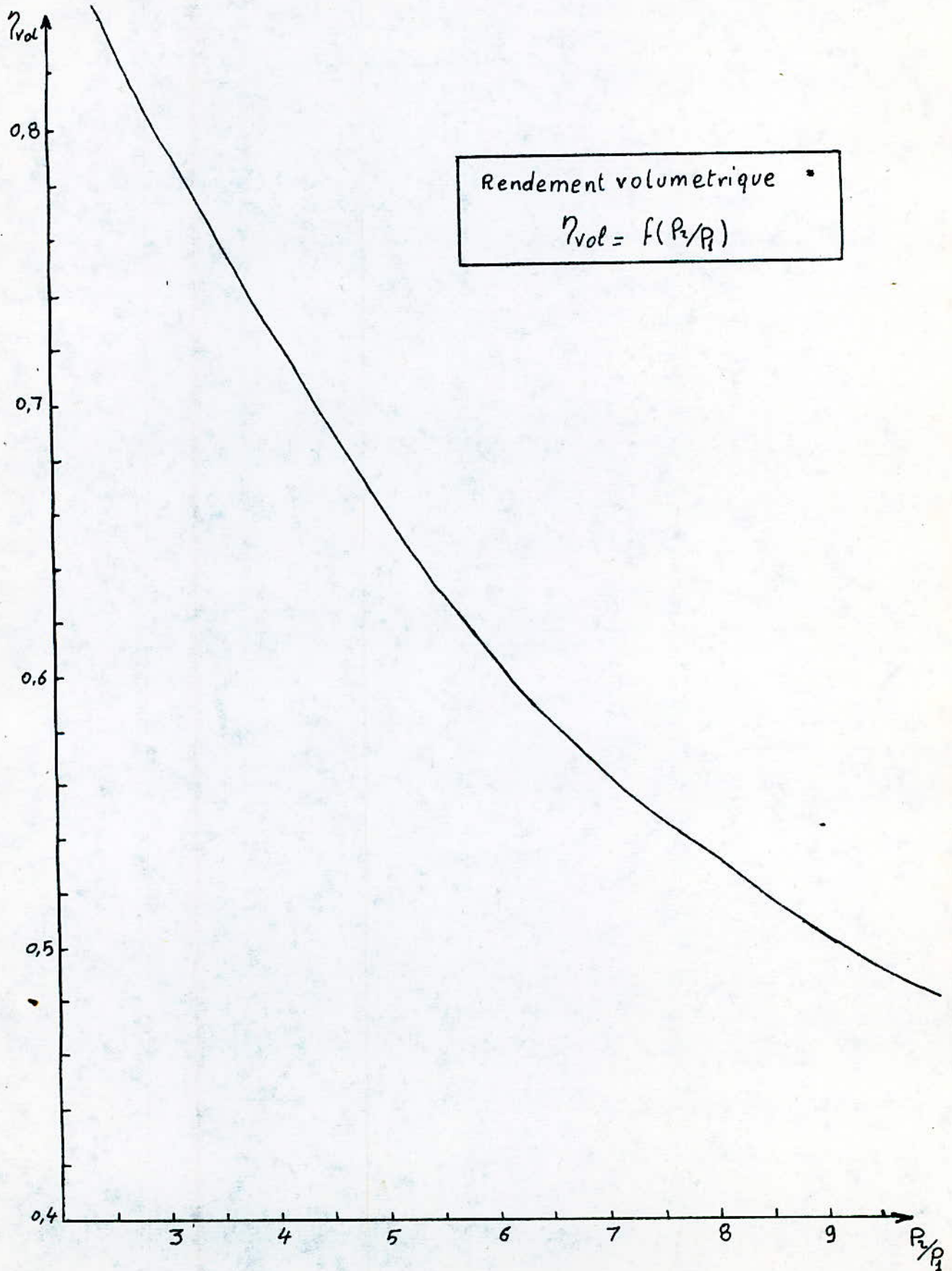
NOTE: $\alpha \times 10^6$, $\eta \times 10^6$, $\nu \times 10^6$ signifie que les valeurs données dans le tableau représentent les valeurs du coefficient de diffusivité thermique, de la viscosité dynamique et de la viscosité cinématique multipliées par 1000 000. Pour obtenir les valeurs du coefficient de diffusivité thermique en m²/s, de la viscosité dynamique en kgf/m² et Ns/m² et de la viscosité cinématique en m²/s, il faut donc diviser les valeurs lues par 1000 000.

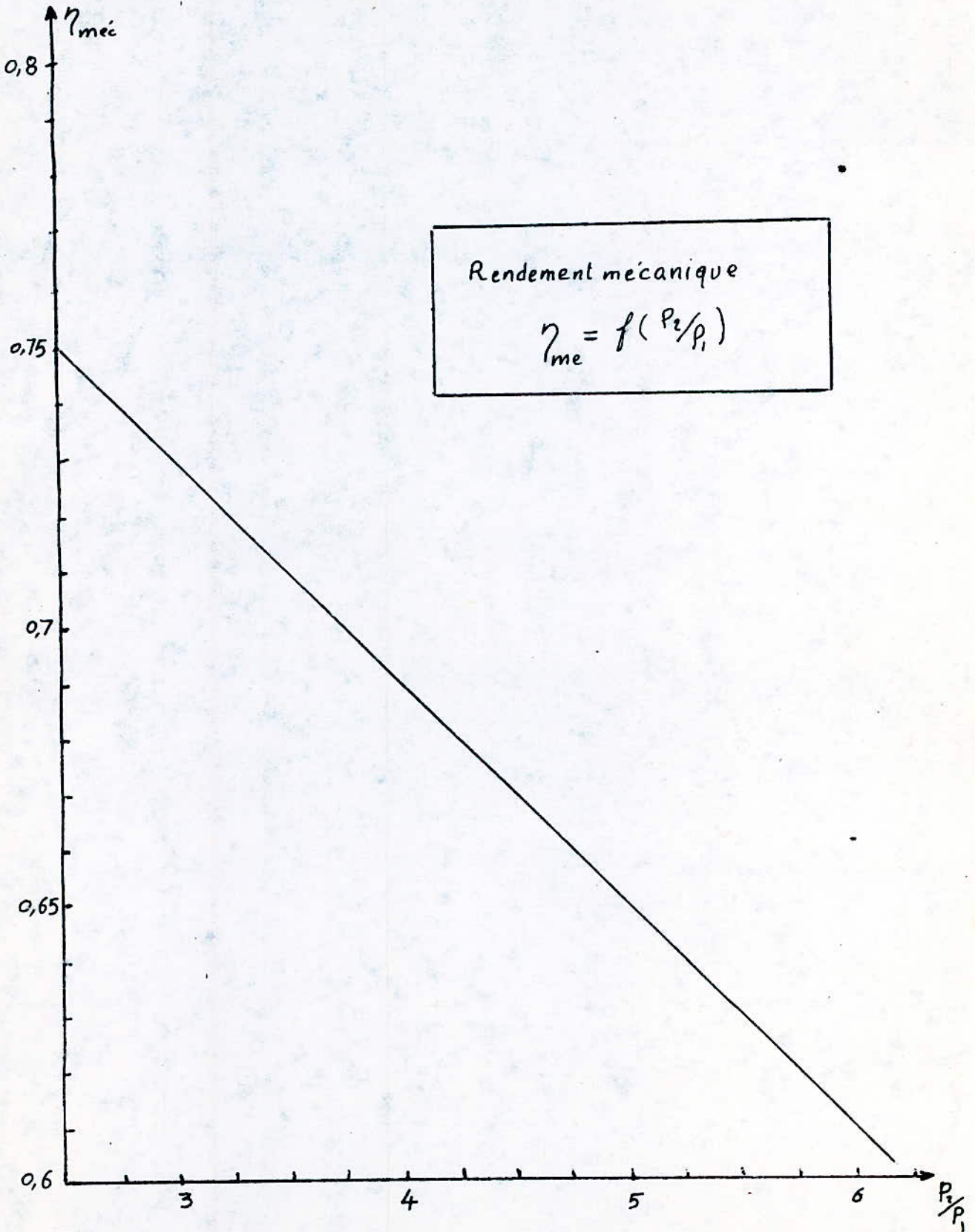
ANNEXE V

5.1: NOMOGRAMME DE MEHNER
Détermination de Δ_m en fonction de Δ_1 et Δ_2 .









Conclusion

Ce travail a été mené pour mettre en état de bon fonctionnement une installation frigorifique qui est demeurée en panne depuis une période de sept ans.

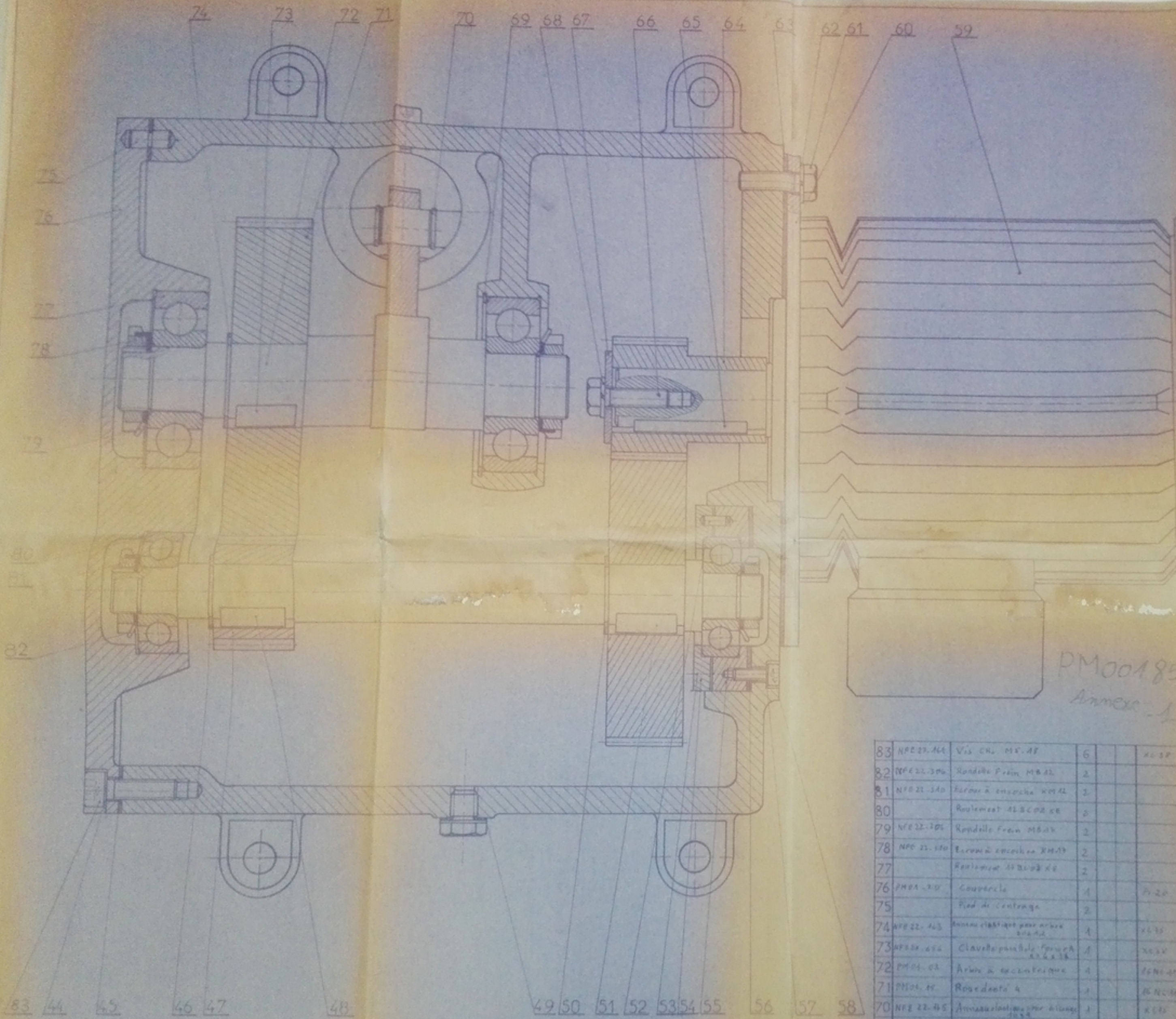
On a été amené à faire la révision complète de chaque organe et procédé aux réparations et aux remplacements du matériels défectueux.

On propose en annexe un modèle de travaux pratiques pour familiariser les étudiants avec les pompes à chaleur qui jouent un rôle très important dans l'industrie et à l'application des énoncés des principes de la thermodynamique général et au échangeur de chaleur ...

BIBLIOGRAPHIE

- P. J. RAPIN : Installation frigorifique (Tomes 1.2) .
- F. GHILARDT : éléments de théorie des machines frigorifiques.
- G. VASSOGNE : Machines frigorifiques.
- CHARLES FONTANEL : La P. A. C
- W. POHLMANN : Formulaire du frigoriste .
- M. BALLY : Thermodynamique technique
 - . Projet de fin d'études janvier 80 : chauffage de grands locaux par P.A.C.
 - . Projet de fin d'études juin 80 : Installation frigorifique pour port de pêche..
- K. RAZNJEVIC : Tables de diagramme thermodynamique.
- KODJA : Problème de thermodynamique et de gazodynamique.

ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
BIBLIOTHÈQUE



PM00185
Annexe 1

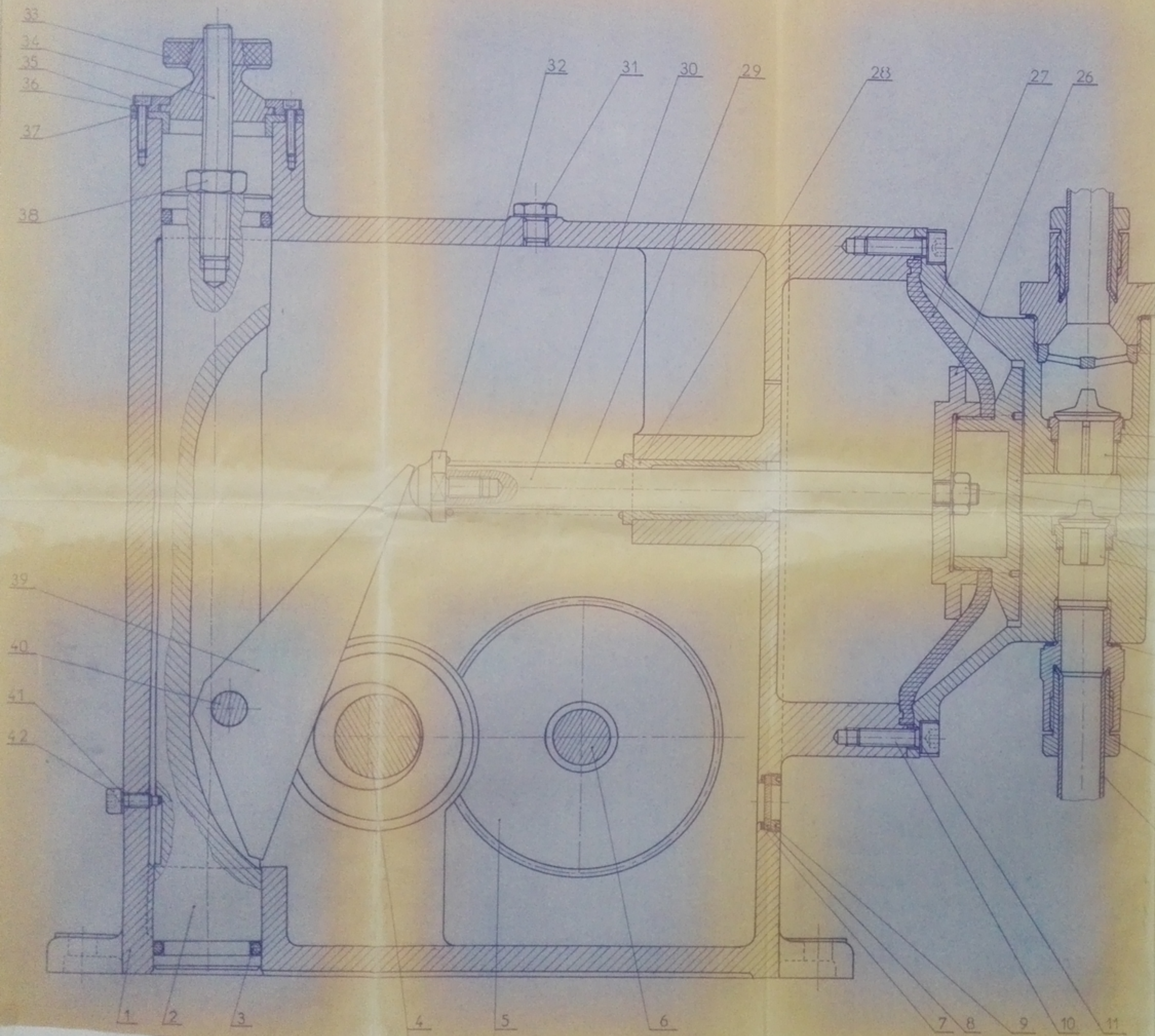
83	NFE 22.464	Vis CH. M6 AF	6		AL SP	Tout
82	NFE 22.396	Rondelle Frim M8 AF	2			
81	NFE 22.340	Barre à encoche M8 AF	2			
80		Roulement 42 BC 02 CE	2			
79	NFE 22.305	Rondelle Frim M8 AF	2			
78	NFE 22.370	Barre à encoche M8 AF	2			
77		Roulement 42 BC 02 CE	2			
76	PM01.20	Couvercle	1		Pi 20	
75		Plat de centrage	2			
74	NFE 22.463	Arbre élastique pour arbre	1		AL SP	Tout
73	NFE 22.454	Clavette parallèle pour arbre	1		AL SP	Tout
72	PM01.03	Arbre à excentrique	1		AL SP	Tout
71	PM01.04	Rosacette 4	1		AL SP	Tout
70	NFE 22.445	Annuaire à l'axe pour montage	1		AL SP	Tout
69	NFE 22.445	Arceau élastique pour montage	1		AL SP	Tout
68	NFE 22.441	Rondelle WS	1		AL SP	Tout
67	PM01.05	Rondelle de fixation	1		AL SP	Tout
66	NFE 22.344	Vis H M6 AF	1		AL SP	Tout
65	NFE 22.445	Couvercle pour arbre	1		AL SP	Tout

N°	Designation	Qté	Mat.	Observ.
62	NFE 22.422	Rondelle WS	1	
61	NFE 22.344	Vis H M6 AF	1	
60		Semelle	1	
59		Moteur électrique	1	
58	NFE 22.422	Vis CH. M6 AF	1	
57	NFE 22.442	Rondelle WS	1	
56	NFE 22.354	Joint circulaire 22x28	1	
55	PM01.01	Logement de roulement	1	
54	PM01.02	Buté	1	
53	NFE 22.441	Vis EN. M6 AF	1	
52		Plat de centrage	1	
51	NFE 22.445	Clavette parallèle pour arbre	1	
50	NFE 22.363	Roulement à billes pour arbre	1	
49	NFE 22.350	Joint circulaire WS	1	
48	NFE 22.445	Clavette parallèle pour arbre	1	
47	PM01.01	Plaque 2	1	
46	NFE 22.445	Annuaire élastique pour arbre	1	
45		Joint plat	1	
44	NFE 22.442	Rondelle WS	1	

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
Schéma N° 2
POMPE A MEMBRANE A DEBIT VARIABLE
EN PA
Dev.
MPC

ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
BIBLIOTHÈQUE

PM00185
Annex



N°	Designation	Qté	Mat.	Observ.
42	NFE23-440 Vis de guidage CH.M.S.M	4	XC 39	Traite
41	NFE23-642 Rondelle WS	4	XC 48	Traite
40	Axe de levier	4	XC 49	Traite
39	PM.04.84 Levier	4	XC 49	Traite
38	Centre-ceres H.M.S.	4	XC 39	Traite
37	PM.04.43 Support de guidage	4	XC 39	Traite
36	PM.04.42 Rondelle de fixation	4	XC 39	Traite
35	NFE23-444 Vis CH. M.S.M	4	XC 39	Traite
34	NFE 27-244 tige filee MS - 65	4	XC 39	Traite
33	PM.04.41 Ecrou moulé MS	4	XC 39	Traite
32	PM.04.40 Tête de coulisseau MS-10	4	XC 39	Traite
31	Bouchon en bois	4	XC 39	Traite
30	PM.04.09 Coulisseau	4	XC 39	Traite
29	NFE01-115 Ressort cylindrique commun	4	XC 39	Traite
28	Coquille MS	4	XC 39	Traite
27	Mecanisme	4	XC 39	Traite
26	PM.04.07 Ecrou de guidage	4	XC 39	Traite
25	PM.04.06 Support de guidage	4	XC 39	Traite
24	PM.04.05 Support de guidage	4	XC 39	Traite
23	PM.04.04 Support de guidage	4	XC 39	Traite
22	PM.04.03 Support de guidage	4	XC 39	Traite
21	Clapet à bille	4	XC 39	Traite
20	PM.04.02 Ressort à bague	4	XC 39	Traite
19	NFE 23-644 Ecrou H.M.S.	4	XC 39	Traite
18	Support de guidage multipoint	4	XC 39	Traite
17	Clapet à bille	4	XC 39	Traite
16	PM.04.04 Corps de bois à clapet	4	XC 39	Traite
15	NFE24-350 Joint circulaire 8-10	4	XC 39	Traite
14	NFE25-602 Mamelon cylindrique	4	XC 39	Traite
13	NFE23-403 Vis creuse M.S.M	2	XC 39	Traite
12	Tube axiale	2	XC 39	Traite
11	NFE 27-442 Rondelle WS	6	XC 48	Traite
10	NFE23-644 Vis CH. MS - 49	6	XC 39	Traite
9	Vis creuse MS-3	4	XC 39	Traite
8	Entaille	4	XC 39	Traite
7	NFE 23-354 Joint circulaire annulaire	4	XC 39	Traite
6	PM.04.05 Arbre	4	XC 39	Traite
5	PM.04.04 Ressort à bague	4	XC 39	Traite
4	PM.04.03 Arbre à excentrique	4	XC 39	Traite
3	Joint torique 23 x 2,4	2	XC 39	Traite
2	PM.04.02 Pneu levier	4	XC 39	Traite
1	PM.04.01 Corps	1	XC 39	Traite

Rp N dessin Designation No Masse Mat Observ
 ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
 Echelle: Masse 1/20
 POMPE A MEMB.
 RANE A DEBIT
 VARIABLE
 ENTP
 Dep
 MECAN
 PM.01