

PN 003/96

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

Ministère de l'Enseignement Supérieure
et de la Recherche Scientifique

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
BIBLIOTHEQUE — المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
Département de Genie Mecanique

MEMOIRE

*Pour l'obtention du Diplôme d'Ingénieur d'Etat en
Genie-Mecanique*

THEME

**ETUDE DU LIQUEFACTEUR D'AIR
PHILIPS TYPE PLA-107
1 PLANCHE**

Présenté par Mrs :

ATIF Sofiane
BELGHACHE Abdesselam

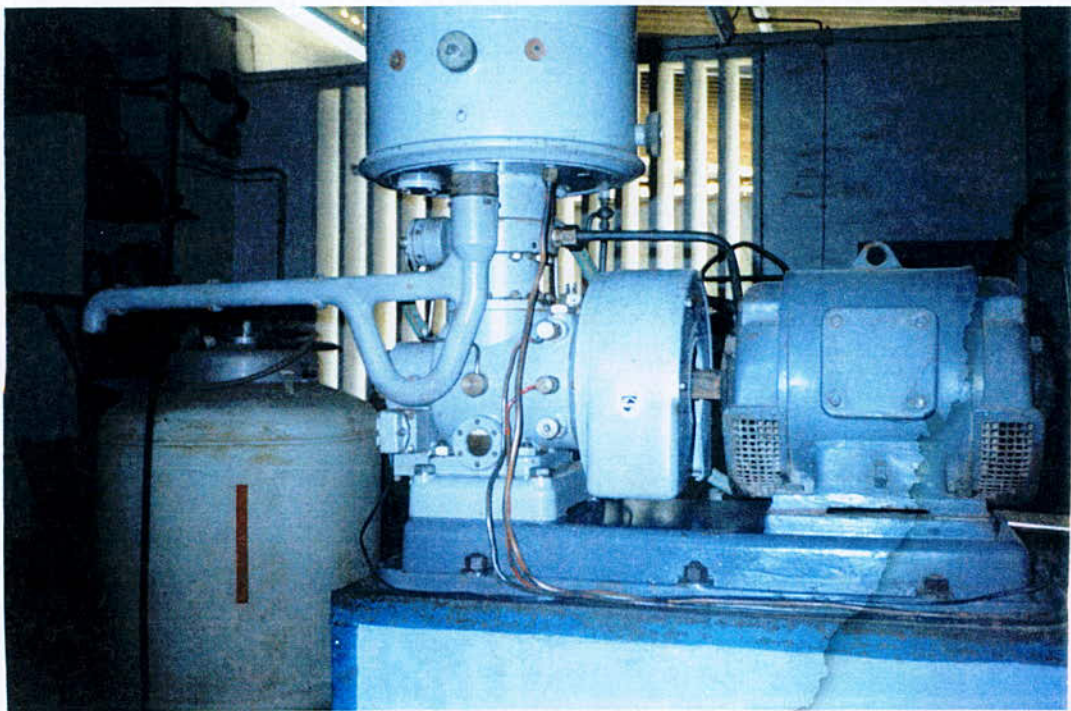
Encadreur :

Mr N.YOUNSI

JUN 1999

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
BIBLIOTHEQUE — المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

ETUDE DU LIQUEFACTEUR D'AIR PHILIPS TYPE PLA-107



DEDICACE

A ma mère,

A mon père..

A mes soeurs,

A mon frère,

A toute ma famille,

A mon binôme SOFIANE et toute sa famille,

A tous mes amis,

A tous les SCOUTS du monde.

Je dédie ce mémoire

ABDESSELAM

DEDICACE

A ma mère.

A mon père.

A ces deux êtres les plus chers qui m'ont soutenu durant mes études.

A ma soeur.

A mes frères.

A toute ma famille.

A mon binôme ABDESSELAM et toute sa famille.

A tous mes amis.

A tous ceux qui m'ont aimé réussir.

Je dédie ce modeste travail

SOFIANE

REMERCIEMENTS

Nous tenons à adresser notre profonde reconnaissance à notre promoteur Mr N. YOUNSI qui a accepté de diriger notre travail, merci du fond du coeur pour nous avoir répondu « oui, je suis à votre entière disposition » à chaque fois que nous avons fait appel à lui.

Nous saisissons cette opportunité pour exprimer nos remerciements les plus sincères à Mrs AHMED ZAÏD, BENAFLA et BEN ZIADA pour leur aide qu'ils nous ont offerte.

Nous sommes également reconnaissants aux membres du jury, qui malgré leur occupations ont bien voulu examiner et discuter notre travail, nous les remercions vivement.

Nos remerciements vont aussi à tous les enseignants qui ont contribué à notre formation.

Qu'il nous soit enfin permis de témoigner notre reconnaissance à tous ceux qui, de près ou de loin, ont participé à l'élaboration de ce modeste travail.

ملخص

تهدف هاته المذكرة ، من جهة إلى إعادة تشغيل ممتيع الهواء العاطل " PHILIPS . PLA 107 " و تحضير دليل تشغيله و صيانه ، من جهة أخرى مقارنة دراسة نظرية تيرموديناميكية مع أخرى تجريبية للممتيع .

ABSTRACT

The main objective of our thesis is to analyse the liquefier " PHILIPS . PLA 107 " in operation .

This analysis is done by using two methods :

- A thermodynamic approach .
- An experimental study .

This work necessitates to put into service the liquefier and to write a guide book for the operating and the maintenance .

RESUME

Ce projet a pour objectifs d'une part la remise en fonctionnement du liquéfacteur " PHILIPS . PLA 107 " et l'élaboration d'un guide de fonctionnement et d'entretien , et d'autre part la comparaison d'une approche thermodynamique avec l'étude expérimentale du liquéfacteur

SOMMAIRE

1-INTRODUCTION.....	1
2-ETUDE TECHNIQUE DU LIQUEFACTEUR.....	4
2.1 Introduction.....	5
2.2 Description générale.....	5
2.2.1 Le cryogénérateur.....	5
2.2.2 Sécurités.....	20
2.2.3 Etude des autres composants de l'installation.....	24
2.3 Instructions d'exploitation.....	29
2.3.1 Caractéristiques techniques.....	28
2.3.2 Procédure de démarrage.....	31
2.3.3 Contrôles en cours de production.....	32
2.3.4 Arrêt.....	32
2.3.5 Réchauffage.....	33
2.3.6 Règles de sécurité.....	33
2.4 Maintenance et entretien.....	33
2.4.1 Programme d'entretien.....	34
2.4.2 Localisation des défauts et contrôles.....	39
3-ETUDE THERMODYNAMIQUE.....	45
3.1 Cycle de Stirling inverse.....	46
3.1.1 Efficacité frigorifique.....	48
3.1.2 Puissance frigorifique.....	51
3.2 Procédés de liquéfaction des gaz.....	54
3.2.1 Détente Joule-Thomson.....	54
3.2.2 Liquéfaction des gaz par la machine de Linde.....	55
3.2.3 Liquéfaction des gaz par le procédé de Claude.....	59
3.2.4 Cycle de Heylandt.....	61

3.2.5 Cycles de liquéfaction à fluides multiples.....	62
3.2.6 Cycles à cascade de détenteurs.....	63
3.2.7 Comparaison du liquéfacteur Philips avec les autres machines de liquéfaction.....	64
3.3 Etude de thermodynamique du liquéfacteur.....	68
3.3.1 Description.....	68
3.3.2 Mouvement du piston et du refouleur.....	
3.3.3 Le cycle idéal.....	72
3.4 Puissance frigorifique effective.....	78
3.5 Déviation du cycle idéal.....	78
4. ETUDE EXPERIMENTALE.....	82
4.1 Introduction.....	83
4.2 Tableau des données techniques.....	84
4.3 Détermination du débit d'air liquide.....	84
4.4 Paramètres influençant la production d'air liquide.....	86
4.5 Performance du liquéfacteur.....	90
4.6 Exploitation des résultats.....	93
5. Conclusion.....	96
Annexe.....	98

NOMENCLATURE

α : angle de rotation du vilebrequin.

$$c = \frac{2RT_c}{MV_0} m_t$$

d : diamètre de la tige du balayeur.

D_c : diamètre du cylindre du piston.

D_e : diamètre du cylindre du balayeur.

$$e = \frac{\delta}{1 + (1 - \delta^2)^{1/2}} : \text{premier terme du développement en serie de Fourier.}$$

L_C : distance entre la base du balayeur et le sommet du piston.

L_E : distance entre le sommet de l'espace d'expansion et le sommet du balayeur.

M : masse moléculaire du gaz.

m_t : masse totale du gaz.

n : vitesse de rotation (tr/min).

ω : vitesse angulaire du vilebrequin (rad/s).

P : pression du gaz.

ϕ : angle de déphasage entre l'espace de compression et d'expansion.

Q_f, Q_e, Q_c avec: f: froid

e: expansion.

c: chaud ou compression.

Q_{eff} : Puissance frigorifique effective.

R : constante des gaz parfaits.

$$S = \frac{V_s}{T_s} \times \frac{T_c}{V_0}$$

t : temps (s).

T_c : température de l'espace de compression.

T_{C0} : température moyenne dans le refroidisseur (circuit du gaz).

T_e : Température de l'espace d'expansion.

T_{e0} : Température moyenne dans le condenseur (circuit du gaz).

T_{er} : Température d'entrée dans le refroidisseur (eau).

T_{sr} : Température de sortie dans le refroidisseur (eau).

T_S : Température moyenne du volume mort.

$$\tau = \frac{T_c}{T_e}$$

V_0 : V_e correspondant à $(2 \times \text{amplitude})$ du balayeur.

V_c : volume de compression (m^3).

$V_{c \text{ min}}$: volume de compression minimal (mort).

V_e : volume d'expansion (m^3).

$V_{e \text{ min}}$: volume d'expansion minimal (mort).

V_S : volume mort non balayé par les pistons.

W : rapport des amplitudes $\left(\frac{\text{amplitude du piston}}{\text{amplitude du balayeur}} \right)$.

X_{SE} : distance entre le sommet de l'espace d'expansion et l'axe du vilebrequin.

X_{SB} : distance entre le sommet du balayeur et l'axe du vilebrequin.

X_{BB} : distance entre la base du balayeur et l'axe du vilebrequin.
 X_{SP} : distance entre le sommet du piston et l'axe du vilebrequin.
 X_{BP} : distance entre la base du piston et l'axe du vilebrequin.

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
المكتبة — BIBLIOTHEQUE
Ecole Nationale Polytechnique

I- INTRODUCTION

INTRODUCTION:

L'idée d'améliorer par régénération de chaleur le rendement d'une machine semble remonter à Robert Stirling qui l'aurait préconisée dès 1827 sous la forme d'un cycle compris entre deux isothermes et deux isochores.

Ce fut indubitablement l'une des plus stupéfiantes inventions dans son genre. Cette idée a été reprise, il y a quelques années, et très sérieusement développée par la société PHILIPS.

Vers 1883, elle fut reprise par Ericsson en préconisant un cycle composé de deux isobares et deux isothermes.

Le potentiel des machines à cycle Stirling a induit de nombreuses recherches sur ses applications. L'histoire veut que son succès ait été volé par les moteurs thermiques classiques (Otto et Diesel) et par les moteurs électriques. Ceci parce qu'à l'époque, la technologie ne permettait pas un développement rapide.

Tombé en désuétude au début du siècle, c'est dans les années 30 que les chercheurs de l'entreprise PHILIPS donnent ses lettres de noblesses au moteur Stirling. Ceci par des travaux de recherches importants au niveau des moteurs et des machines frigorifiques [8].

L'avenir, avec les problèmes d'environnement et la nécessité, toujours plus grande, d'avoir un rendement élevé, permettra sans doute au moteur Stirling d'atteindre la réussite qui lui est prédite depuis bien des années.

Il est devenu de plus en plus important de trouver des moteurs de meilleures rentabilités, vu le coût des sources d'énergie et l'attention grandissante accordée à la pollution et au bruit.

Les principales exigences requises de ces moteurs sont qu'ils soient efficaces, non polluants, fiables, économiques et sans nuisance pour la société.


La machine de Stirling, a acquis un grand intérêt ces dernières années, du fait de ses nombreux avantages. Ceux-ci peuvent être énumérés comme suit:

- Peu polluante. Les gaz émis sont relativement propres, légers et ne posent pas de problèmes thermiques.
- Fonctionnement silencieux avec pratiquement pas de vibrations.

- Consommation de carburant relativement faible. Atteint l'efficacité maximale possible par rapport à une quelconque machine thermique opérant dans le même domaine de températures [8].
- Sources d'alimentation multiples. Différentes formes peuvent être utilisées, tant qu'elles sont opérationnelles à des températures assez élevées. La machine Stirling a déjà opéré en utilisant aussi bien l'énergie solaire qu'une variété de combustibles solides ou liquides. Récemment, Kolin (1968, 1972) a même présenté un argument convaincant quand à l'utilisation de combustible nucléaire [8].
- Dans de nombreux cas, il est possible de sceller l'engin hermétiquement, éliminant ainsi toute contamination et parvenant à une fiabilité optimale [6].
- Puissance spécifique raisonnable.
- Réversibilité du processus, ce qui permet une utilisation aussi bien comme pompe à chaleur que comme réfrigérateur [29].
- Caractéristiques du couple moteur favorables, ce qui conduit à une simplification des transmissions.
- Simplification mécanique.
- Le meilleur rendement pour un cycle à régénération fermé.
- Elle marche en circuit fermé ce qui permet de choisir une pression minimale d'utilisation bien supérieure à la pression atmosphérique, et de cette façon augmente proportionnellement le travail spécifique produit. Stirling utilisa cette caractéristique dans son moteur fabriqué en 1843 et qui connaîtra le succès que l'on sait [8].
- Le piston moteur se trouve dans la zone froide de l'engin.
- La présence d'un régénérateur qui sert au stockage de chaleur durant une partie du cycle pour une réutilisation. Le régénérateur augmente substantiellement l'efficacité du cycle. Ce fut le plus important aspect de l'invention de Stirling.

Le concept initial pour l'utilisation du cycle de Stirling comme réfrigérant revient à John Herschel en 1843. Aujourd'hui la principale application des machines Stirling est réfrigératrice. En parallèle des recherches sur la machine de Stirling (motrice), la firme PHILIPS établit une machine en 1948, fruit d'un programme de développement couronné par la découverte du procédé de liquéfaction de l'air.

La liquéfaction de l'air a pris une grande importance industrielle, parce que l'air est un mélange ; la distillation de l'air liquide permet, par l'emploi d'une colonne à plateaux analogue à celle qu'on emploie dans la rectification de l'alcool, d'en séparer les composants. C'est à l'heure actuelle le procédé le plus économique pour préparer l'oxygène et l'azote purs: on sait l'importance que représentent ces deux gaz, le premier pour la réalisation des hautes températures pour le chalumeau oxyhydrique, le second pour la préparation synthétique de l'ammoniac. On a même pu séparer à la distillation les gaz rares de l'air, et leur obtention industrielle a permis des progrès intéressants dans la technique de l'éclairage [25].



II- ETUDE
TECHNIQUE DU
LIQUEFACTEUR

2 ETUDE TECHNIQUE DU LIQUEFACTEUR

2.1 INTRODUCTION:

Pour répondre aux besoins en air liquide, le laboratoire de conversion d'énergie du département de Genie-Mécanique de l'E.N.P dispose de deux liquéfacteurs d'air du type PLA-107 et de capacité de production 7,5 l/h. Malheureusement et à cause de l'absence de maintenance, cette installation n'est pas opérationnelle depuis longtemps. Ce qui a en plus donné lieu à des défauts à différents niveaux (segmentation, tige du refouleur, circuit de refroidissement, etc...) auxquelles il faut impérativement remédier en vue de sa remise en marche.

C'est dans ce cadre que notre projet a été défini avec comme objectifs, d'une part de se familiariser avec chaque partie de l'installation, identifier les pannes et étudier les causes et les remèdes en faisant des propositions basées sur un schéma général d'intervention pour le service de maintenance, d'autre part se pencher sur les performances d'une telle installation pour apporter une méthode de les évaluer.

2.2 DESCRIPTION GENERALE:

2.2.1 LE CRYOGÉNÉRATEUR:

A: CARTER: (Annexe. Fig.1)

Le carter de la machine est du type fermé. Il est rempli de gaz, qui peut être introduit dans le cylindre (espace de travail) par l'intermédiaire du système de remplissage interne.

Le passage du vilebrequin est étanché par les bagues d'étanchéité (44) et (42) et les joints toriques (37).

Les avantages d'un carter fermé sont les suivants:

- Malgré la pression élevée dans la machine, le piston est soumis à une faible différence de pression. De ce fait, le piston et les bielles peuvent être construits plus légers et les pertes par frottement sont réduites.
- le gaz qui fuit à partir de l'espace de travail vers le carter est ramené vers l'espace de travail par le système de remplissage interne.

• la machine peut être mieux étanchée parce que seul le passage du vilebrequin doit être étanché.

Vilebrequin et paliers principaux:

Le vilebrequin, soutenu par deux paliers (9) et (89) actionne le piston et le refouleur. Deux contre-poids sont calés, par dilatation, sur les flasques du vilebrequin et bloqués par des vis.

Deux manetons pour la bielle de piston sont prévus sur le vilebrequin des deux cotés du maneton de la bielle de refouleur.

Le maneton du refouleur avance de 70° sur ceux du piston.

Le volant d'inertie (19) est fixé, à l'aide d'une clavette (33) et d'un écrou (27), sur le bout conique du vilebrequin. A l'autre extrémité du vilebrequin est prévue une roue dentée hélicoïdale (82) pour l'entraînement de la pompe à huile et du collet (78) du palier de butée « Michell ». Le vilebrequin est percé et l'huile de graissage circule à travers cet alésage vers les manetons et les coussinets de la bielle et à travers un canal dans celle-ci vers l'axe du piston.

Les paliers principaux (9) et (89) sont revêtus d'une couche de métal blanc. Les bagues de réglage (86) et (11) permettent un positionnement axial des paliers dans le carter. Le réglage est correct, si le vilebrequin peut être déplacé axialement, depuis la position médiane, de 0.2 mm des deux côtés avec une tolérance de 0.05 mm.

Garniture d'étanchéité du vilebrequin:

La garniture d'étanchéité au passage du vilebrequin dans le carter est constituée d'une bague en acier (44) et d'une bague en bronze (42).

La goupille d'arrêt (45) sur le vilebrequin empêche la bague en acier de tourner par rapport au vilebrequin.

La bague en bronze (42) est poussée contre la bague en acier par les ressorts (43) dans l'anneau de pression (16). La bague en bronze est immobile tandis que la bague en acier est entraînée avec le vilebrequin. Les surfaces de frottement des deux bagues sont polies.

Les joints toriques (37) assurent l'étanchéité en dehors des surfaces d'étanchéité des bagues en bronze et en acier.

La bague en acier (44) est solidaire du vilebrequin grâce à l'entretoise (17) et au jonc (32) placé dans une gorge du vilebrequin. Le manchon (38) bloque le jonc dans la gorge.

Palier de butée « Michell »:

La butée « Michell » est montée du côté du vilebrequin où se trouve la pompe à huile. Par l'intermédiaire de cette butée, la force, tendant à pousser le vilebrequin vers le coté du volant, est équilibrée.

Cette butée se compose d'un collet (78) qui est monté, avec la roue dentée hélice, sur l'axe par la vis (80). Cette vis à pas très fin est bloquée par la goupille d'arrêt (81). La goupille d'arrêt (79) évite que le collet (78) ne tourne par rapport au vilebrequin. La bague d'appui (85) est située contre le palier principal (89) et elle est munie d'une rainure où sont logés les segments « Michell ». La surface de chaque segment en contact avec le collet (78) est revêtue d'une couche en métal blanc. Le point d'appui est excentré de sorte que lors du fonctionnement de la machine, les segments basculent légèrement et forment des passages en forme de coins pour l'huile de graissage, en assurant ainsi une bonne lubrification. La rotation des segments est évitée par la vis d'appui (77).

Bague « Simrit »:

L'huile de graissage sort du trou de graissage du vilebrequin et avant d'arriver dans l'espace prévu autour de la garniture d'étanchéité du vilebrequin, elle doit passer par la bague « Simrit » (13) qui ne permet le passage de l'huile que dans un sens. Après l'arrêt de la machine, l'huile de graissage se trouvant dans l'espace autour de la garniture d'étanchéité du vilebrequin ne peut donc plus retourner au carter. Ainsi est évité que des fuites de gaz se produisent à la garniture d'étanchéité du vilebrequin, cette garniture étant seulement étanche à l'huile. La bague "Simrit" est calée par la bague de calage (14).

B-CYLINDRE (Annexe Fig.1)

Le cylindre est constitué d'un corps (64) où est logée la chemise (63). L'espace prévu entre la chemise et le corps du cylindre est divisé en deux. Dans l'espace inférieur, circule l'huile de lubrification dont le rôle est ici de refroidir le cylindre.

L'huile entre dans l'espace par le bas et elle le quitte par le tuyau de trop plein (65).

L'espace supérieur est l'espace-tampon. L'obturation des espaces susmentionnés est assurée par les trois joints toriques (70). Le joint torique le plus haut est d'une plus grande dureté pour éviter qu'il ne soit rapidement usé par suite des variations de pression.

Espace-tampon (Fig 2.1)

L'espace-tampon (d) communique avec le carter par l'intermédiaire de la conduite de remplissage connectée d'une part au raccord (C) et d'autre part au séparateur d'huile. Il communique avec l'espace de travail tant par l'intermédiaire de la soupape de remplissage et de résistance (B) que du clapet de démarrage (A).

L'espace-tampon est raccordé au volume du réservoir tampon (bouteille externe) au moyen d'une conduite connectée à (D).

Une vis (E) sert à évacuer l'huile se trouvant dans l'espace-tampon. La soupape (B) est raccordée à un manomètre pour pouvoir mesurer la pression moyenne du gaz dans l'espace de travail.

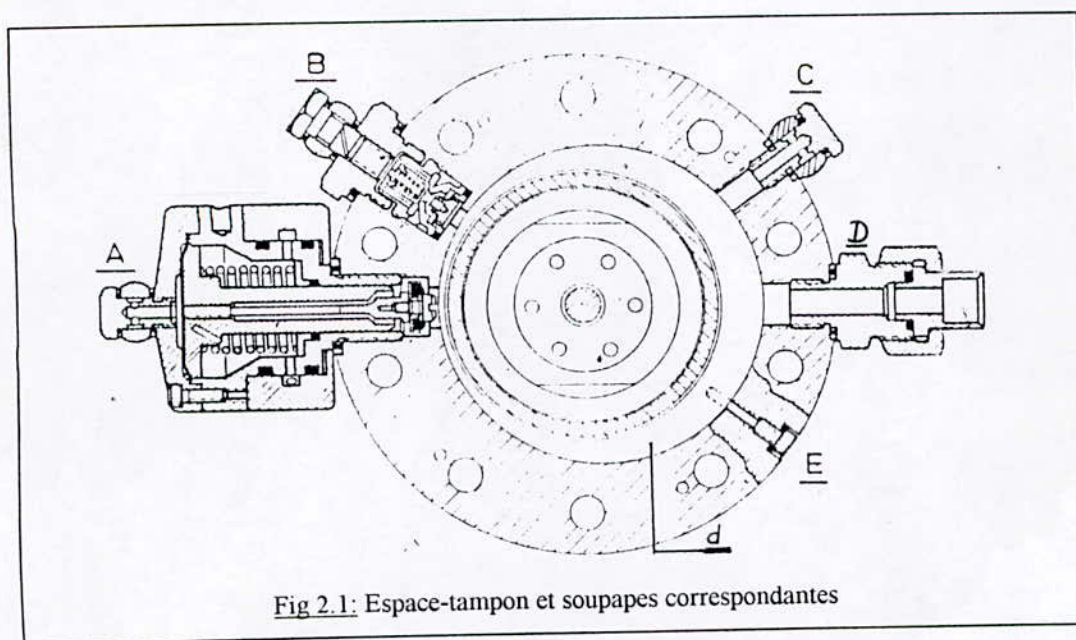


Fig 2.1: Espace-tampon et soupapes correspondantes

Soupape de remplissage et de résistance: (Fig 2.2)

La soupape de remplissage (1) et de résistance (2) se trouvent dans le même espace.

La soupape de remplissage est fixée dans l'espace-tampon avec le corps (3). Le côté supérieur du corps (5) forme le siège pour le clapet à ressort (4).

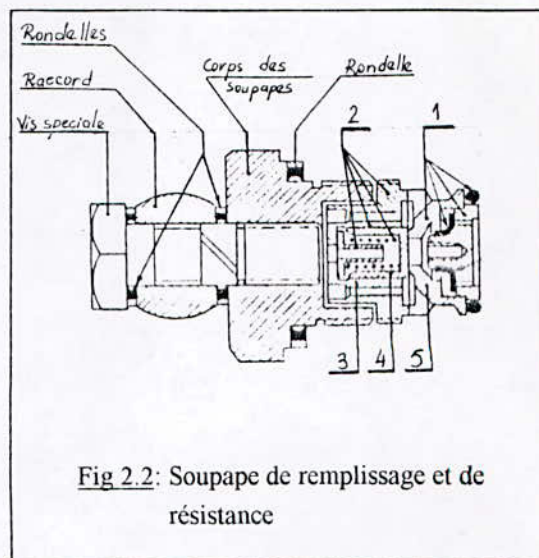


Fig 2.2: Soupape de remplissage et de résistance

Soupape de démarrage avec réservoir tampon: (Fig 2.3)

Le réservoir tampon sert à étendre l'espace de compression lors du démarrage et de l'arrêt.

Par l'intermédiaire de la conduite (1), la pression d'huile peut fermer la soupape de démarrage au moyen de la membrane (2).

La soupape de démarrage est ouverte par le ressort (3) lorsque la pression de l'huile s'abaisse lors du démarrage ou après l'arrêt de la machine.

L'huile de graissage est prise

dans le carter, de sorte que dans l'espace devant la membrane (2), règne une pression d'huile supérieure à celle du gaz dans le carter. Pour assurer que cette soupape de démarrage ne se referme que par la pression d'huile de graissage, l'espace derrière la

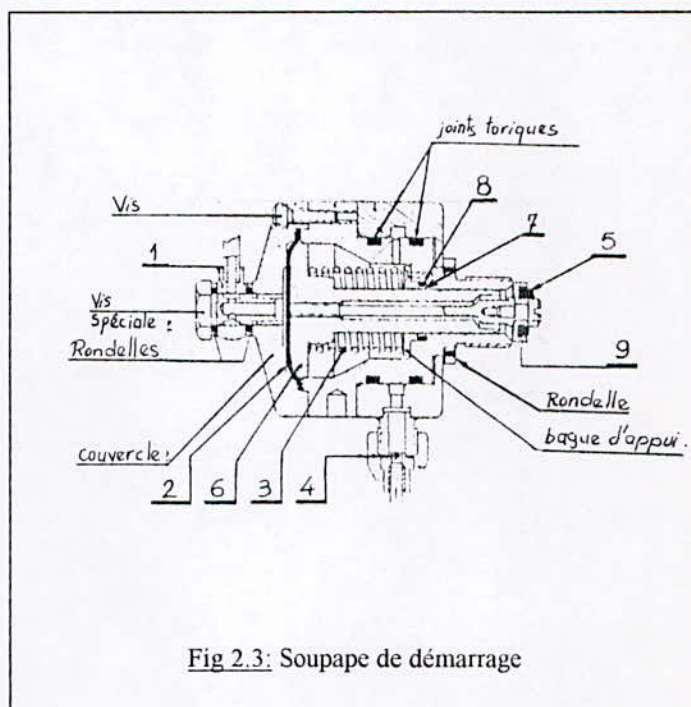


Fig 2.3: Soupape de démarrage

membrane est connecté au carter par l'intermédiaire de la conduite (4) de sorte que derrière la membrane, il y a seulement la pression du gaz.

Donc, dans le but de minimiser le courant de démarrage (couple de démarrage) et d'empêcher la rotation dans le sens inverse lors de l'arrêt, la soupape de démarrage reste ouverte lors du démarrage (arrêt) pour étendre l'espace de compression mais dès que la pression d'huile atteint sa valeur normale cette soupape se ferme.

La soupape (5) est montée de manière étanche sur la tige de soupape (6), de sorte qu'une bonne fermeture est obtenue et que la soupape ne peut coincer sur le siège. Le *joint d'étanchéité* (7) est poussé contre la tige de soupape par le joint torique (8) et étanche le passage de la tige de soupape (6).

C:EMBIELLAGE DU PISTON:(Fig 2.4)

Le piston est entraîné par le vilebrequin par l'intermédiaire de l'axe du piston (1) et de la bielle (2). Le piston (3) est monté sur l'axe du piston par le manchon de calage (4) et l'appui flexible (5).

Appui flexible: (Fig 2.4)

La partie inférieure de cet appui (5) est fixée sur l'axe du piston par deux vis (6). La position du piston sur l'appui flexible est assurée par la goupille (7). Grâce à cette construction, le piston peut se régler correctement dans le cylindre.

Bielle de piston: (Fig 2.4)

La bielle (2) a deux bras où, dans chacun, est prévu un canal de graissage de l'axe du piston. Du côté piston, la bielle est munie d'un coussinet cylindrique (8) qui est bloqué par la vis (9) et serré dans la bielle par les vis (10).

D: PISTON: (Fig 2.4)

Le piston est muni de deux segments (11) et d'un segment racleur (12). Les deux segments ont une certaine conicité et sont montés de telle façon que le côté du plus petit diamètre (Repère « O ») soit dirigé vers le haut. Un petit ergot dans la rainure empêche la rotation du segment.

Dans la partie supérieure, conique, une rainure forme un dispositif de retour d'huile. La montée d'huile de graissage le long du piston est évitée par:

- Le segment racleur (12).
- La forme conique des segments du piston.
- La partie supérieure conique du piston avec sa rainure (la pression dans l'espace de travail est toujours plus élevée que celle dans le carter).

E. EMBIELLAGE DU REFOULEUR:(Fig 2.5)

Le refouleur est entraîné par le vilebrequin par l'intermédiaire de la tige de refouleur (1) et de la bielle (2). Le passage de la tige du refouleur au centre du piston est étanche au gaz et à l'huile.

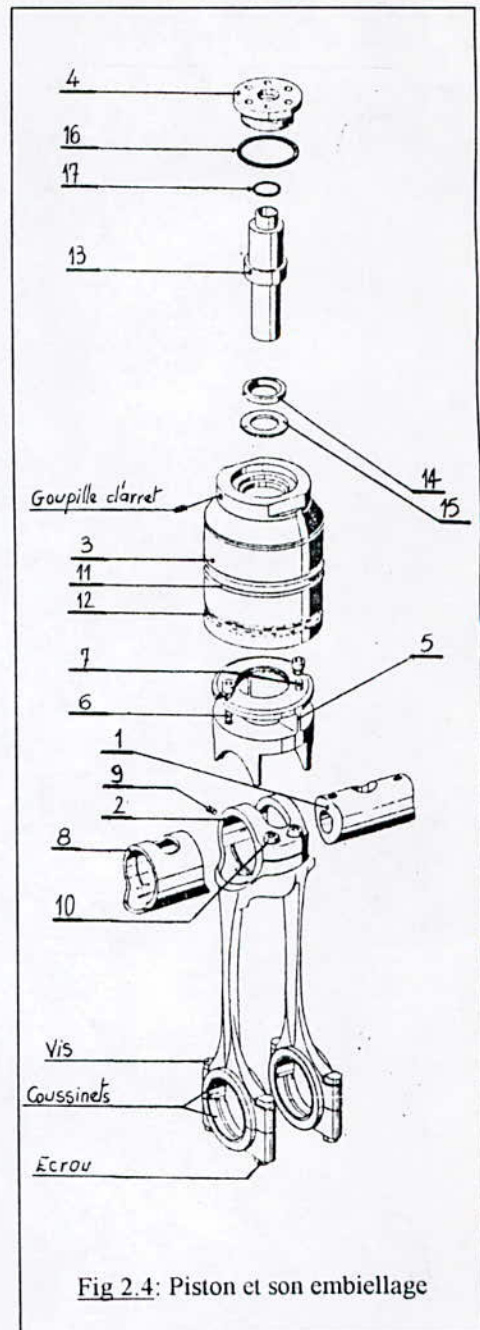
Tige de refouleur: (Fig 2.5)

La tige de refouleur (1) est fixée à la crosse (3) par l'écrou (4). Pour assurer une bonne étanchéité de la tige de refouleur au passage du piston, elle s'applique dans le manchon de guidage [(13) Fig 2.4] avec un petit jeu.

La tige a été très bien polie et ne doit pas être endommagée lors du montage ou du démontage de l'embellage. Le refouleur est fixé sur la tige par le boulon (5).

Manchon de guidage: (Fig 2.4)

L'intérieure du manchon de guidage (13) est revêtu d'une couche de métal blanc. Du côté supérieur, la bague de support (14) est légèrement creusée et la surface



d'appui du manchon de guidage est légèrement sphérique. De ce fait est formé un point d'appui pivotant.

Le manchon de guidage est calé dans le piston par le manchon de calage (4). L'entretoise (15) permet de régler l'espace prévu entre le manchon de guidage et le manchon de calage. Les joints toriques (16) et (17) assurent une bonne étanchéité.

Crosse: (Fig 2.5)

La crosse (3) sert à compenser les forces latérales provoquées par la conversion du mouvement de rotation du vilebrequin en mouvement alternatif.

Bielle de refouleur: (Fig 2.5)

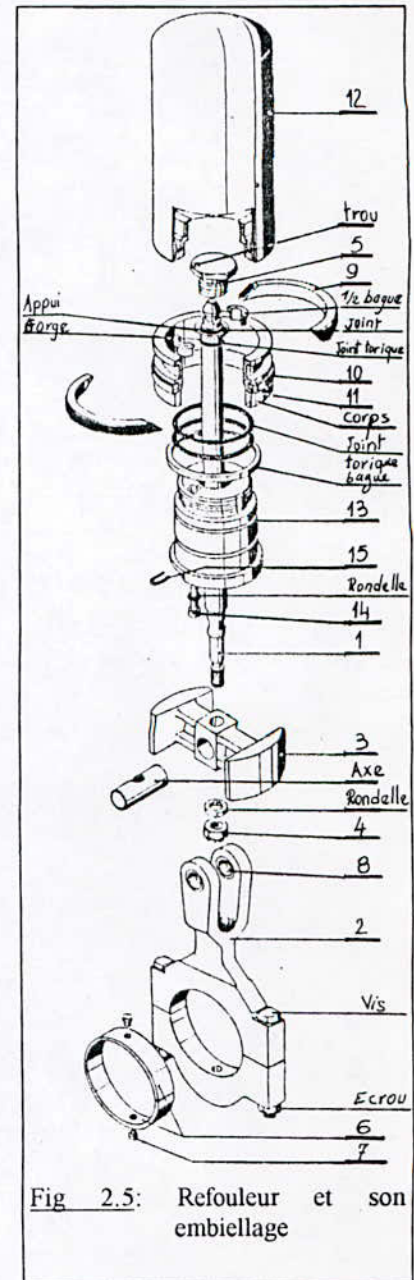
La bielle (2) est munie de deux demi-coussinets (6) dont la rotation est empêchée par les ergots d'arrêt (7). Du côté crosse, la bielle est munie de deux coussinets cylindriques (8).

F. REFOULEUR:(Fig 2.5)

Le refouleur se compose du corps, de la bague d'appui et du capot. Le corps est muni d'une bague de guidage (9) et d'une bande d'étanchéité (10) et s'applique dans la chemise du refroidissement de la machine, comme un piston normal.

Comme l'huile de graissage ne doit pas entrer dans le régénérateur, la surface de contact du refroidisseur ne doit pas être lubrifiée.

A cet effet, la bague de guidage (9) est munie d'une face de contact en bois imprégnée de graisse spéciale qui n'exige pas de lubrification.



La bande d'étanchéité (10) est en matière synthétique et est pressée contre la chemise par deux segments de piston (11). Le capot à paroi mince (12) est bourré d'ouate pour éviter des pertes de chaleur par conduction vers la partie la plus froide de la machine. Le capot du refouleur (12) est muni d'un filetage intérieur pour la fixation sur le corps du refouleur (13). Ce capot peut être bloqué par la vis de blocage (14). Une épingle de blocage (15) est insérée sous la vis (14).

G. SYSTEME D'HUILE DE GRAISSAGE: (Fig 2.6)

L'huile de graissage se rassemble au fond du carter (A) où sont logés un aimant filtre et une trémie métallique (B). Les particules de fer se trouvant dans l'huile sont retenues par l'aimant filtre, et les particules de poussière restent sur la trémie métallique.

La pompe à huile de graissage (C) pompe l'huile vers l'espace (F) autour du corps de la pompe par l'intermédiaire du refroidisseur d'huile (D) et le filtre à huile (E). Cet espace est connecté au dispositif de sécurité de pression d'huile (G). Depuis l'espace (F), l'huile s'écoule vers l'espace (H) prévu autour des roues hélicoïdales, pour l'entraînement de la pompe à huile, pour les lubrifier. Cet espace est connecté à la soupape de démarrage (J) par l'intermédiaire d'une conduite. En outre, l'huile s'écoule depuis l'espace (H) à travers l'alésage dans le vilebrequin vers les paliers de bielle et l'espace (M) autour de la garniture d'étanchéité de l'axe. Alors, l'huile passe devant la bague en caoutchouc qui sert de soupape de retenue. De ce fait, l'huile qui s'écoule de l'espace (M) vers l'espace de refroidissement du cylindre (R) ne reflue pas au carter, lorsque la machine est arrêtée. Donc, l'espace (M) est toujours rempli d'huile de sorte qu'on obtient une étanchéité au gaz.

De l'espace (M) vers l'espace de refroidissement du cylindre (R), l'huile passe devant la soupape de trop plein (P).

Par l'intermédiaire des tuyaux de trop plein (S), l'huile reflue au carter. L'axe de piston (T) est lubrifié par l'intermédiaire des trous prévus dans la bielle du piston. La crosse et l'axe de la crosse sont graissés par barbotage.

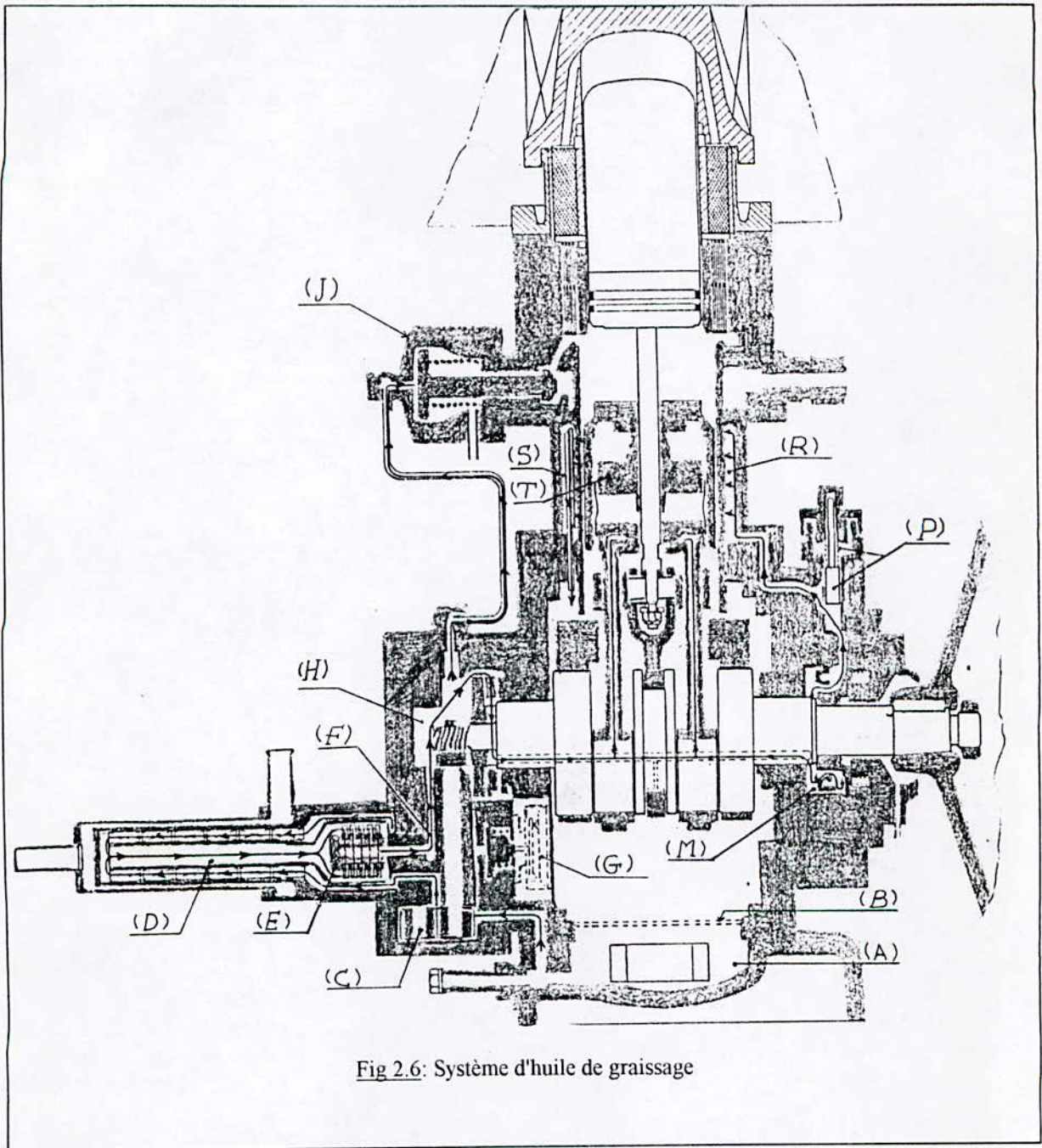


Fig 2.6: Système d'huile de graissage

Pompe à huile de graissage: (Fig 2.7)

La pompe est du type à roues dentées droites et est entraînée par le vilebrequin par l'intermédiaire des roues hélicoïdales (1). L'axe d'entraînement et la roue dentée (2) entraînent la roue dentée (3) qui tourne sur l'axe (4).

En enlevant le couvercle (5), il est possible de retirer toute la pompe du corps. Dans ce cas, il faut veiller à ce que la roue dentée (3) ne tombe pas hors de la pompe.

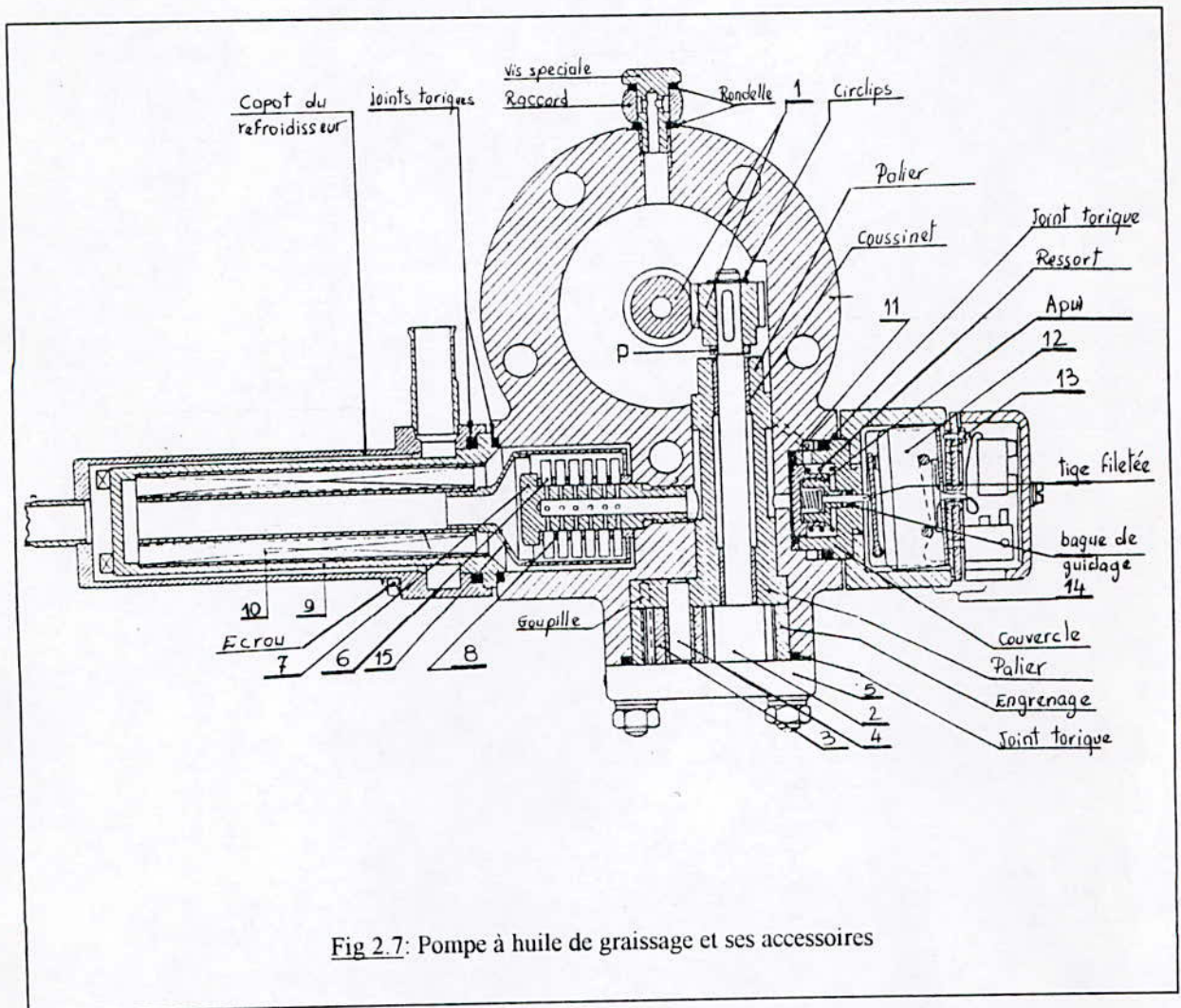


Fig 2.7: Pompe à huile de graissage et ses accessoires

Filtre à huile de graissage: (Fig 2.7)

Le filtre se compose de quelques bagues de filtre (6) qui sont montées sur un bouton de filtre creux (7). Elles sont mutuellement séparées par les entretoises (8). L'huile de graissage est pressé à travers les bagues de filtre par l'intermédiaire du bouton (7).

Refroidisseur d'huile de graissage: (Fig 2.7)

Le refroidisseur est monté devant le filtre à huile; il se compose d'une chemise de refroidissement d'huile (9) qui est montée concentriquement dans la gaine extérieure. Sur le côté intérieur de la chemise (9) sont soudées les ailettes (10) qui agrandissent la surface d'échange de chaleur. Les soudures à l'étain entre les ailettes et la chemise (9) assurent une bonne transmission de chaleur.

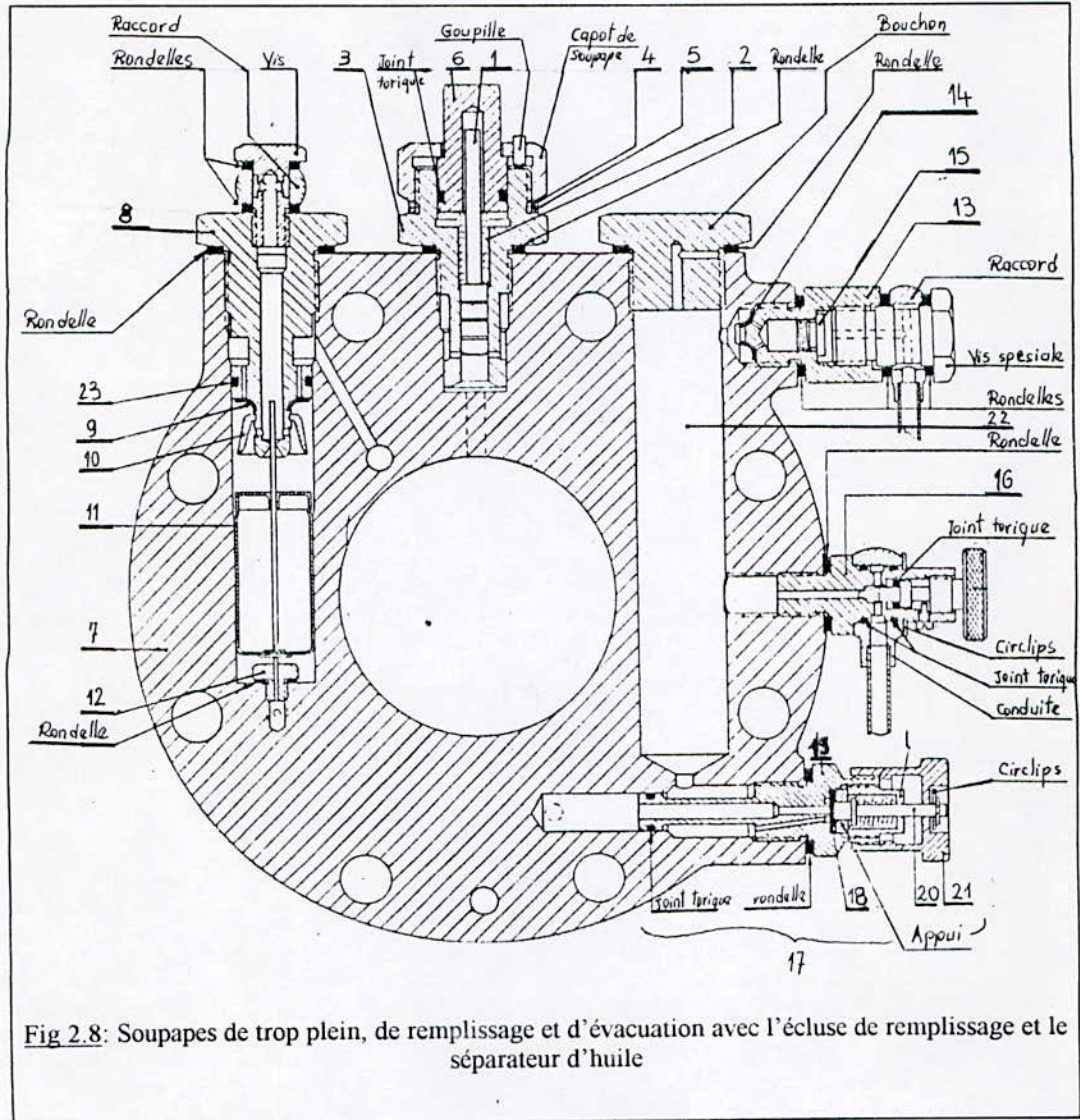
Soupape de trop plein: (Fig 2.8)

L'huile de graissage s'écoule vers l'espace de refroidissement du cylindre par l'intermédiaire de la soupape de trop plein. Le but en est d'obtenir une certaine surpression sur le système d'huile de graissage, parce que la pompe fournit tant l'huile pour le système de graissage que l'huile pour le système de refroidissement. Le plongeur (1) doit être levé par l'huile contre la pression du ressort (2), de sorte que l'huile puisse s'écouler vers le cylindre par l'intermédiaire des trous dans le corps (3). La force avec laquelle le plongeur doit être poussé vers le haut dépend de la pression du ressort (2) qui est réglée par les bagues (4) et (5). La pression d'huile est suffisante si, lors du fonctionnement de la machine, le plongeur est visible à travers le capuchon transparent (6).

H. SYSTEME DE GAZ DANS LA MACHINE: (Fig 2.9)

Par l'intermédiaire de l'écluse de remplissage (A), il est possible de remplir d'Hydrogène la machine. Le gaz entre dans le carter (B) à travers l'écluse de remplissage (H) où est monté un capillaire pour éviter une vitesse de remplissage trop élevée.

Partant du carter, le gaz s'écoule vers l'espace de travail (E) et traverse les éléments suivants: le séparateur d'huile (C), l'espace tampon (D), la soupape de remplissage et de résistance (I).



Le cryogénérateur est rempli, soit de 15 g d'Hydrogène, soit de 30 g d'Hélium, afin d'obtenir la pression de travail moyenne de 25 bar.

Pendant le fonctionnement du système, la pression de gaz moyenne dans l'espace de travail est supérieure à celle dans le carter, et il y aura une fuite à partir de l'espace de travail vers le carter le long des segments de piston et de la tige du refouleur. Mais, le gaz peut retourner dans le cylindre par un système de remplissage interne.

Le rôle de la soupape de remplissage dans ce système est d'empêcher le retour du gaz lorsque la pression de travail dans le cylindre est supérieure à celle dans l'espace-tampon.

Par contre, la soupape de résistance assure une pression de travail minimale inférieure à la pression maximale du gaz dans le carter. De ce fait, la force générée par la pression du gaz sera alternativement dirigée vers le haut et vers le bas, de sorte qu'on obtient une lubrification adéquate de l'axe du piston.

Quand la soupape de démarrage est ouverte, l'espace de travail est agrandi de l'espace tampon et de la bouteille tampon; de ce fait, quand le cryogénérateur démarre, il n'est que faiblement chargé. (Voir Paragraphe: Soupape de démarrage).

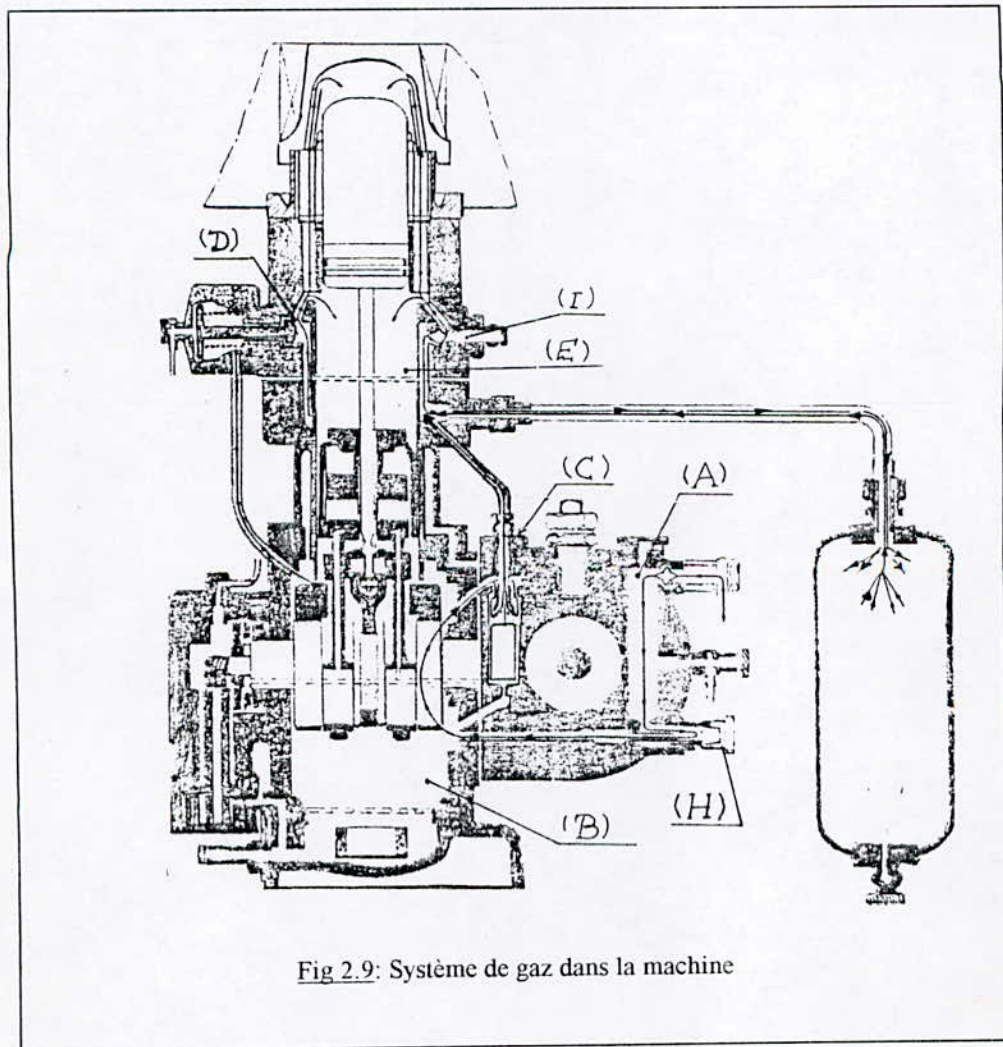


Fig 2.9: Système de gaz dans la machine

Séparateur d'huile: (Fig 2.8)

Pour enlever l'huile présente dans le gaz, celui-ci passe du carter à l'espace tampon à travers le séparateur d'huile.

Dans le couvercle (7) est prévu le corps du séparateur d'huile (8) qui est muni d'une soupape de retenue (9) et d'une bague séparatrice d'huile (10).

Le corps est muni d'une rainure qui communique avec le carter par l'intermédiaire d'un canal dans le couvercle (7).

Par l'intermédiaire de l'alésage dans le couvercle du carter, l'huile s'écoule vers la rainure du corps du séparateur d'huile en passant par l'écran dans le carter. Puis le gaz s'écoule à travers les petites canalisations dans le siège de soupape pour passer ensuite par la soupape (9) qui ne s'ouvre qu'un peu de sorte que l'huile est soufflée contre la paroi de la chambre du séparateur d'huile. Le gaz sec passe alors devant la bague séparatrice d'huile (10) et s'écoule vers l'espace tampon.

L'huile séparée s'écoule le long de la paroi vers le bas et se rassemble dans la chambre où se trouve le flotteur (11). La pression maximale du carter régné dans la chambre du séparateur, parce que le clapet (12) empêche que le gaz ne reflue au carter.

Grâce à la différence de pression entre le séparateur et le carter, l'huile est ramenée au carter lorsque le flotteur dans le séparateur est soulevé.

Raccord d'amenée d'Hydrogène: (Fig 2.8, Rep 13)

Pour éviter que l'huile de graissage n'arrive de l'écluse de remplissage au raccord d'Hydrogène, celui-ci est muni d'un clapet de retenue (14). Une vis à capillaire (15) empêche que lors du remplissage, le gaz n'entre trop rapidement dans la machine.

Valve d'évacuation: (Fig 2.8, Rep 16)

C'est une valve à pointeau. Si de l'Hydrogène est utilisé dans la machine, il est recommandé d'évacuer le gaz par l'intermédiaire d'une conduite aboutissant en plein air.

Pour évacuer le gaz de la machine, ouvrir également la vanne d'écluse (17).

Ecluse de remplissage: (Fig 2.8)

Par l'intermédiaire de la vanne d'écluse (17), l'écluse est connectée à l'espace du carter. Le raccord d'amenée d'Hydrogène (13) et la valve d'évacuation (16) sont connectés à l'écluse de remplissage (22).

L'obturation de la vanne d'écluse se fait par la membrane (18). Les cannaux dans le corps (19) sont connectés à l'espace du carter. Ces cannaux sont fermés lorsque la membrane (18) est poussée par la tige (20) plaquée par un ressort sur son siège.

Au moyen d'un bouton (21), il est possible de tirer la tige contre la pression du ressort, après quoi, la pression du gaz déplace la membrane et les cannaux sont interconnectés.

I SYSTEME D'EAU DE REFROIDISSEMENT:

L'eau de refroidissement est nécessaire pour évacuer la chaleur de compression. D'abord, l'eau passe par le refroidisseur d'huile, puis par le refroidisseur principal. Un dispositif de sécurité est monté dans la conduite de retour pour contrôler une pression d'eau suffisante.

La quantité d'eau requise est de 0.75 m³/h avec une pression de 1.7 à 2.5 bar et une température d'entrée maximale de 25°C.

2.2.2 SECURITES:

Pour permettre un fonctionnement sans surveillance permanente et éviter l'endommagement des pièces du cryogénérateur, il a été prévu plusieurs dispositifs de sécurités.

A. SÉCURITÉ DE PRESSION D'HUILE DE GRAISSAGE: (Fig 2.7)

Si la pression d'huile de graissage n'atteint pas la valeur normale lors du démarrage, la machine s'arrête dès que le bouton de démarrage est lâché.

Lors du fonctionnement normal, la machine s'arrête automatiquement si la pression d'huile devient trop basse.

Le dispositif de sécurité est constitué de la membrane (11) qui commande l'interrupteur (12). L'huile de graissage est refoulée du carter vers l'enceinte communiquant avec la membrane: devant la membrane régnent donc la pression d'huile

plus celle du gaz. Afin de faire fonctionner le dispositif de sécurité uniquement sur la pression d'huile, l'espace derrière la membrane (11) est connecté au carter (pression du gaz) par l'intermédiaire d'un canal dans lequel est monté le capillaire (88) (Annexe Fig 1) qui empêche que des variations de pression de gaz dans le carter n'influent sur la membrane.

Le réglage de l'interrupteur s'effectue par le boulon (13) formant un appui pour l'interrupteur qui est fixe.

Réglage de la sécurité de pression d'huile: (Fig 2.7)

Le réglage doit être effectué lorsque l'huile de graissage a atteint la température de travail:

- Enlever le capot protecteur et fixer le couvercle (14) par deux vis courtes.
- Démarrer la machine.
- Tourner lentement la vis (13) vers la gauche jusqu'à ce que la machine soit arrêtée par le dispositif de sécurité.
- Après l'arrêt, tourner la vis d'un demi tour vers la droite et la fixer par son écrou.

B. SÉCURITÉ DE DÉPRESSION: (Fig 2.10)

La dépression autour de la tête dans le condenseur croît en fonction de l'épaisseur de la couche de neige sur l'élément séparateur, car cette couche constitue une résistance à l'écoulement de l'air admis dans la machine. Cette sécurité est comprise dans le panneau de commande (Fig 2.15) et connectée au condenseur par la conduite d'aspiration des gaz non-condensables (1). Pour régler la valeur de la dépression, l'écrou de réglage (2) peut être déplacé à l'aide de la pièce de

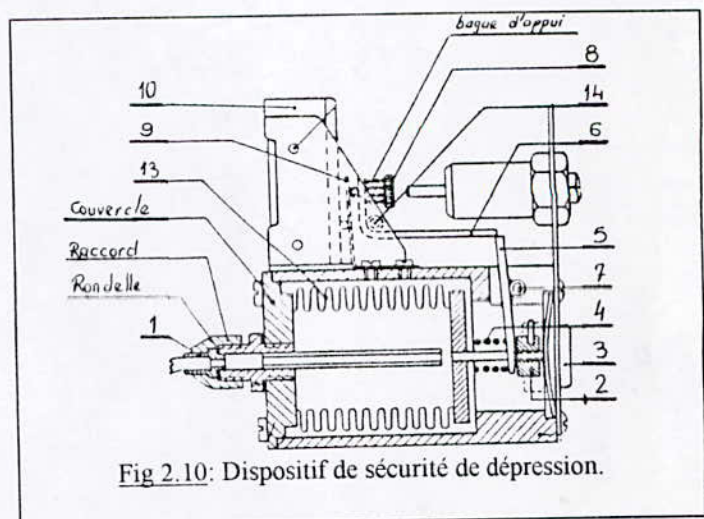


Fig 2.10: Dispositif de sécurité de dépression.

réglage (3), sur la tige filetée du soufflet. Le ressort (4) presse l'une des extrémités du cliquet (5) contre l'écrou de réglage. L'autre extrémité du cliquet (5) forme le point d'appui du levier (6) qui pivote autour de l'axe (14). La vis de réglage (8) commande, par l'intermédiaire du ressort à lame (9), l'interrupteur (10), qui est inséré dans le circuit de commande. Le ressort (11) bloque la position de la vis de réglage. Le bouton (12) permet de réenclencher le dispositif de sécurité après le fonctionnement de celui-ci.

Ce dispositif de sécurité fonctionne comme suit:

Si la dépression augmente, le soufflet (13) sera plus comprimé. La tige filetée avec l'écrou de réglage (2) se déplacent vers la gauche, de sorte que le cliquet (5) pivote autour de la broche (7). A un moment donné, le levier (6) ne s'appuyera plus sur le cliquet (5), et par conséquent le commutateur (10) interrompt le circuit de commande.

Réglage de la sécurité de dépression: (Fig 2.11)

- La pièce de réglage (k) est tournée vers la droite jusqu'à ce que l'interrupteur coupe le circuit.
- Retirer la conduite (1) et relier l'instrument de mesure de dépression (b) sur le raccord libéré.
- Remplir le tube d'eau jusqu'au trait « 0 ».
- Démarrer la machine (le serre-tuyau (e) doit être ouvert).
- Fermer lentement le serre-tuyau (e) jusqu'à ce que la différence totale de niveau dans les deux bras ait la valeur 15 cm.C.E (Pour PLA-107).
- Tourner la pièce de réglage (k) vers la droite à l'aide de la clé de réglage jusqu'à ce que l'installation soit déclenchée par le dispositif de sécurité.

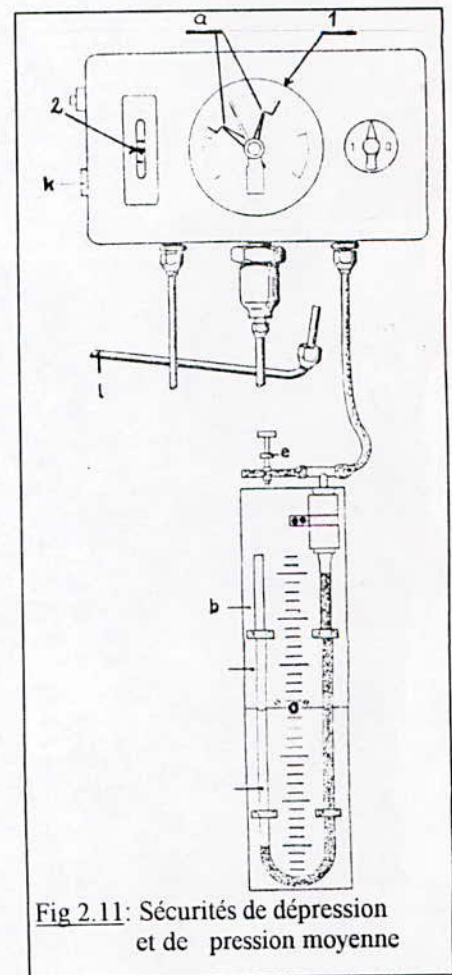


Fig 2.11: Sécurités de dépression et de pression moyenne

C. Sécurité de pression moyenne: (Fig 2.11)

Le manomètre (1) comporte deux contacts réglables (a) qui sont coupés par l'aiguille de celui-ci si la pression du gaz baisse au-dessous d'un minimum réglé ou dépasse un maximum réglé.

Pour couper le courant, les contacts, qui sont branchés en série dans le circuit, sont réglés pour les valeurs suivantes:

- Contact pour la pression maximale sur 28 Kg/cm^2 .
- Contact pour la pression manimale sur 16 Kg/cm^2 .

D: SÉCURITÉ DE PRESSION D'EAU: (Fig 2.12)

La conduite d'évacuation de l'eau est reliée au raccord (1) de la pompe à jet d'eau. Si des gaz non condensables sont évacués, la conduite d'évacuation est reliée à l'espace autour de l'éjecteur (2), dans lequel se produit une dépression qui commande l'interrupteur (3) par l'intermédiaire de la membrane (4). Si la dépression diminue trop parce qu'il coule trop peu d'eau, la machine est déclanchée.

Reglage de la pression d'eau:

La sécurité de pression d'eau est réglée à l'aide de la vis (5) et des deux vis de serrage (6) qui sont visibles lorsque le couvercle est ôté du commutateur.

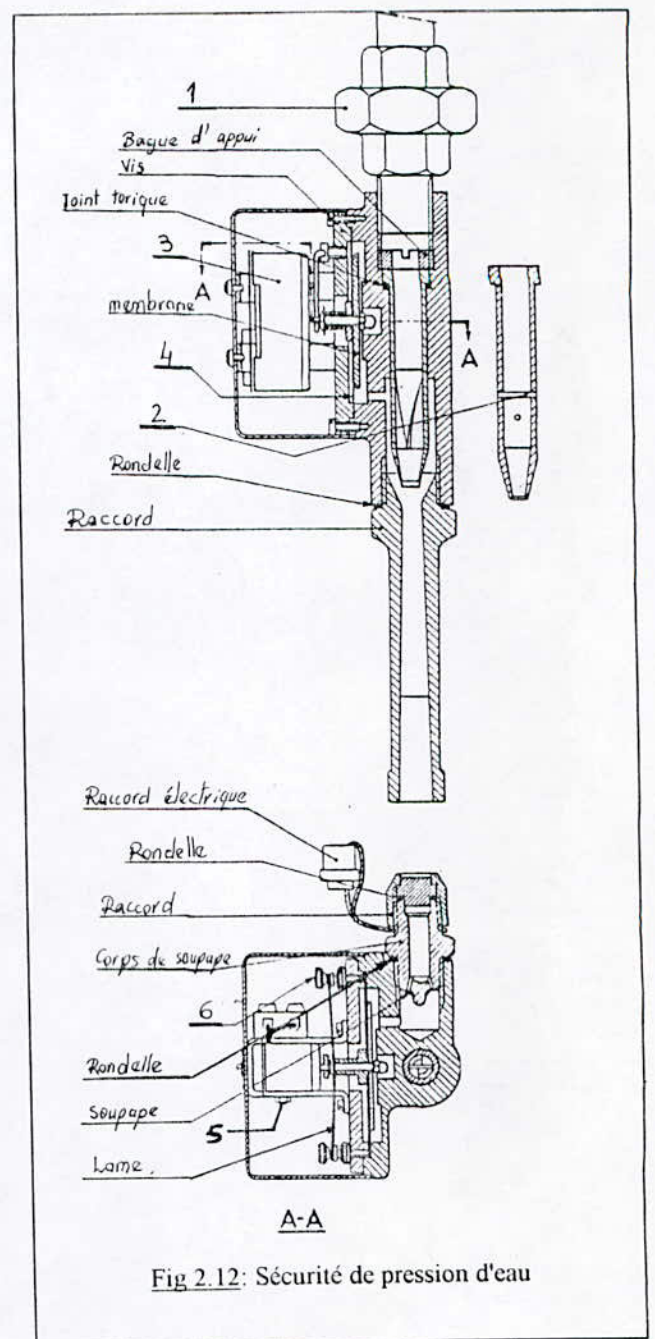


Fig 2.12: Sécurité de pression d'eau

E: Sécurité de courant électrique maximal:

Le relai thermique n'est pas un commutateur intercalé dans le circuit de courant de commande de la machine. Il est le plus souvent traversé par le courant absorbé par le moteur. Si le relai est très échauffé, celui-ci interrompt le circuit de commande et le moteur s'arrête.

2.2.3 ETUDE DES AUTRES COMPOSANTS DE L'INSTALLATION:**Condenseur d'air:** (Fig 2.13)

La tête de condenseur (3) constitue la partie supérieure de l'espace de travail dans le cylindre. Des fentes prévues dans les périphéries intérieure et extérieure servent à agrandir la surface de refroidissement de la tête. Etant donné la condensation sur la tête du condenseur, la pression dans l'espace entourant la tête (3) baisse, de sorte que l'air à condenser est automatiquement évacué par l'ouverture (2). Ensuite, il passe

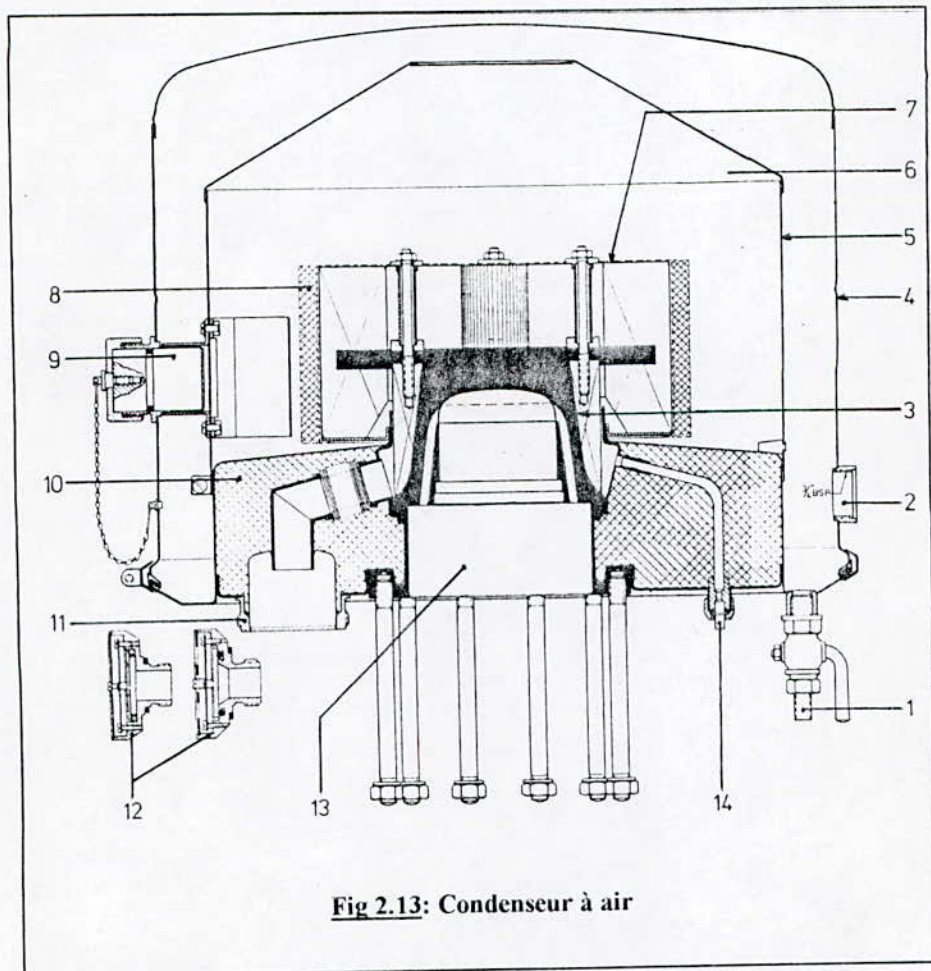


Fig 2.13: Condenseur à air

par l'espace circulaire entre l'enveloppe (4) et le deflecteur (5) vers le séparateur de neige (7), où l'air doit traverser le gaze du séparateur avant de se condenser sur la tête du condenseur.

L'air est refroidi à l'avance sur le déflecteur (5) qui est refroidi, par convection, par la tête froide (3) de sorte que la vapeur d'eau présente dans l'air se condense. Cette eau est drainée par la vanne (1).

Les gaz non condensables de l'air (Hélium, Néon, etc...) sont aspirés par le tuyau (14) afin d'empêcher leur accumulation dans l'espace entourant la tête du condenseur.

Le séparateur (7) empêche la vapeur d'eau et le dioxyde de Carbone présentes dans l'air d'admission de se déposer sur la tête du condenseur, sous forme de neige et de glace. Le séparateur est pourvu de pattes permettant le soudage d'une gaze « Concetina » (8); la gaze est refroidie à une température très basse par la tête du condenseur.

En cours de fonctionnement, l'espace de neige (6) est rempli de neige jusqu'à ce que la résistance de la couche de neige devienne trop élevée et donc aussi la chute de pression ; ce phénomène a lieu après environ 100 heures de production d'air liquide dans des conditions normales. Le dispositif de sécurité sur la chute de pression arrête l'installation à une dépression de 15 cm C.E.

La neige doit alors être dégelée par un appareil de soufflage d'air chaud raccordé au point (9). L'eau résultant de cette action est drainée par le robinet (1).

Le condenseur est thermiquement isolé par:

- l'espace (10) rempli d'un matériau isolant.
- l'écoulement d'air d'admission entre l'enveloppe (4) et le deflecteur (5).

Une soupape de surpression (12) protège l'enveloppe du condenseur contre l'endommagement par une pression excessive. Cette soupape est réglée sur une pression de 10 cm de Mercure.

Bras d'écoulement d'air liquide : (Fig 2.14)

Il se compose d'une chemise extérieure à double paroi où est monté le tuyau intérieur en verre (2) avec amortisseurs. Pour éviter les pertes de froid, ce tuyau est exécuté à double paroi et dans l'espace entre les deux est créé le vide. Pour éviter que

l'air ne soit aspiré à travers le bras d'écoulement, un syphon d'une hauteur de 150 mm y est formé. Ce bras est fixé à l'aide d'un presse étoupe (3).

L'embout (1) empêche la détérioration de l'extrémité du bras d'écoulement et permet de plus un jet de liquide concentré.

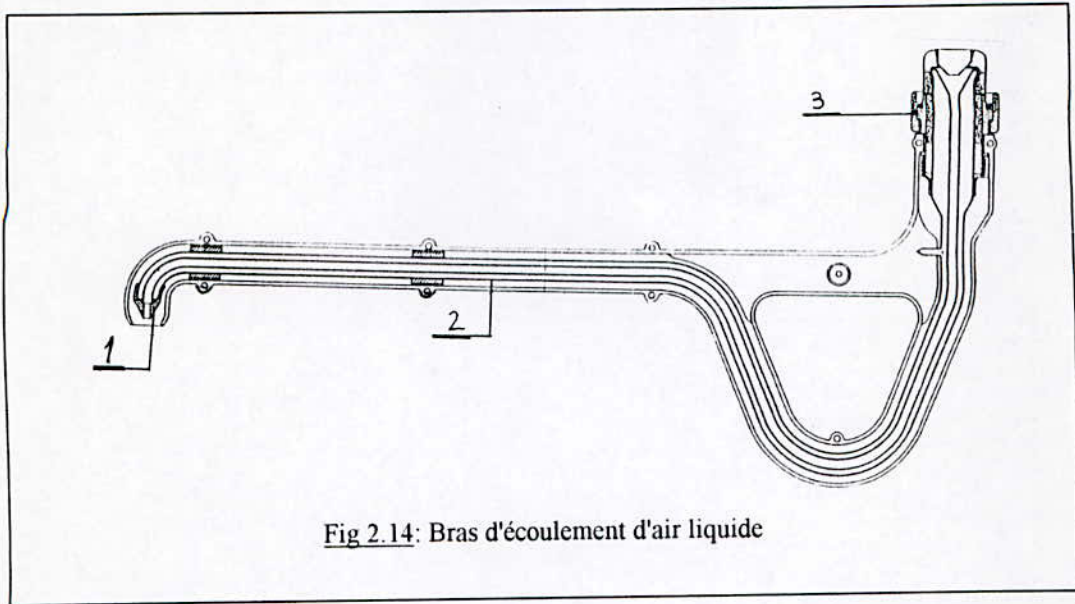


Fig 2.14: Bras d'écoulement d'air liquide

Manomètre à contacts: (Fig 2.15, Rep 2)

Le manomètre sert à indiquer la pression moyenne du gaz dans la machine. Sur

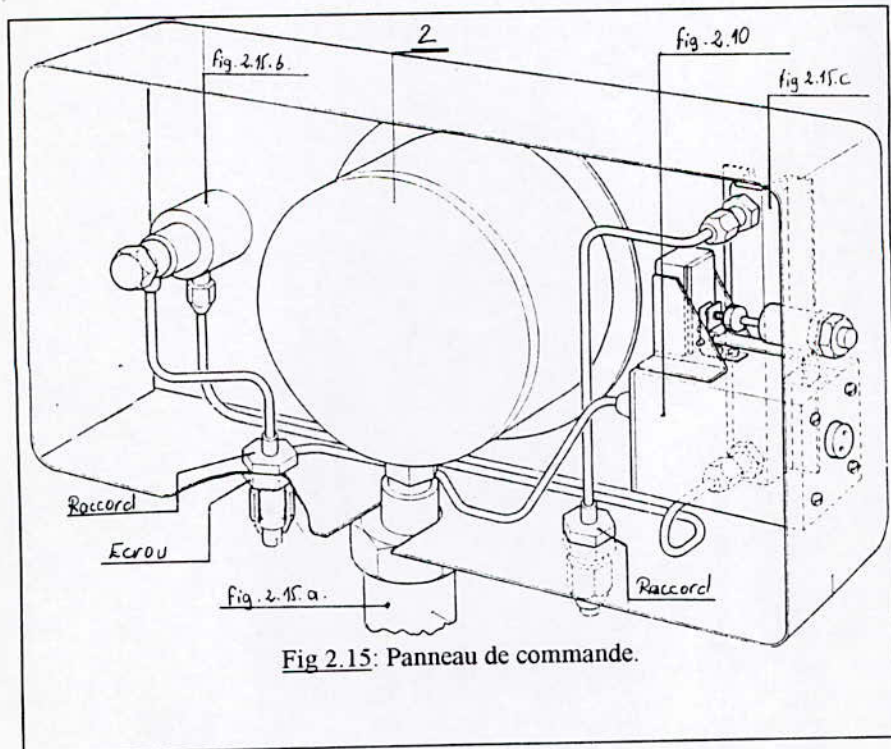


Fig 2.15: Panneau de commande.

celui-ci, se trouve deux contacts réglables, qui sont coupés, par l'aiguille du manomètre, si la pression moyenne dépasse l'intervalle de pression choisi, d'après les instructions de commande.

Si la machine est remplie d'Hydrogène, ce gaz ne doit pas entrer dans le manomètre, puisque, si un tube de manomètre fuit, une explosion pourrait se produire dans le manomètre, par suite des étincelles aux contacts électriques. Pour l'éviter, il a été appliqué une sécurité de manomètre (Fig 2.15 a). Celle-ci comporte un manchon en caoutchouc (1) (Fig 2.15 a) qui est rempli d'huile. Par l'intermédiaire de l'huile, la pression du gaz est transmise au manomètre.

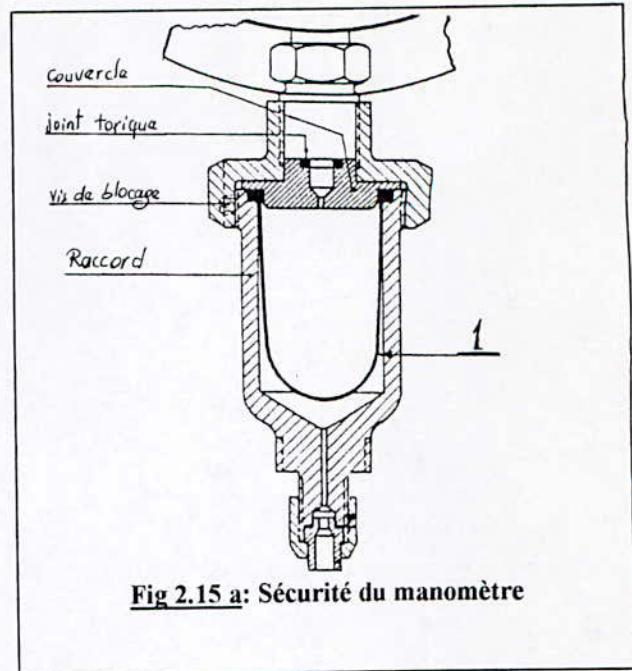


Fig 2.15 a: Sécurité du manomètre

Vanne de réglage et tube du débitmètre:

La vanne de réglage (Fig 2.15 b) permet de régler l'évacuation des gaz non

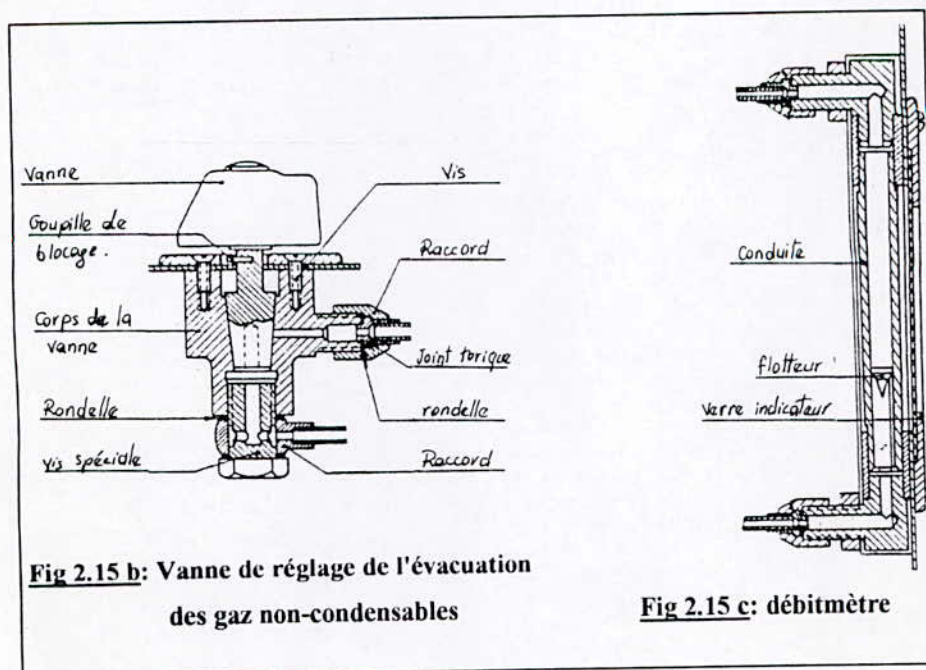


Fig 2.15 b: Vanne de réglage de l'évacuation des gaz non-condensables

Fig 2.15 c: débitmètre

condensables. Ce réglage doit être tel que le flotteur dans le débitmètre (Fig 2.15 c) se trouve entre les deux traits qui y sont indiqués.

Filtre à eau: (Fig 2.16)

Le filtre à eau doit être nettoyé toutes les 1000 heures. La saillure du filtre dépend fortement de la pureté de l'eau de refroidissement.

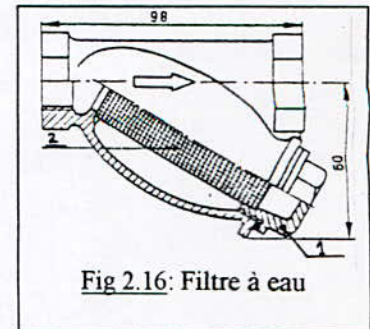


Fig 2.16: Filtre à eau

Réservoir tampon: (Fig 2.17)

Il sert à agrandir l'espace tampon du cryogénérateur lors du démarrage et de l'arrêt. Il peut contenir environ 4.5 l. L'huile qui s'accumule dans le réservoir peut être vidangée en desserrant de quelques tours le bouchon de vidange (1) du côté inférieur. Alors, l'huile sera soufflé en même temps qu'un peu de gaz.

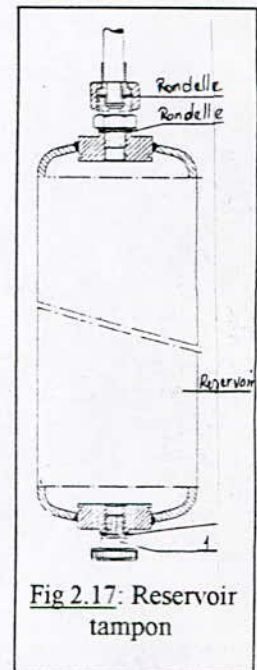


Fig 2.17: Réservoir tampon

Régénérateur:

Le régénérateur se compose d'une douille intérieure et d'une autre extérieure entre lesquelles se trouve la matière de remplissage de fil de cuivre très fin.

Le facteur de remplissage du régénérateur est de 22.5 %. Si la douille extérieure est serrée dans la tête du cryogénérateur, il ne faut pas l'enlever en exerçant une grande force, mais en remplissant le régénérateur d'air ou d'azote liquides pour la refroidir.

Moteur électrique:

Le moteur électrique est un moteur triphasé, équipé d'une borne de mise à la terre et de six bornes de connection, il se prête à la connexion étoile-triangle.

Il faut renouveler la graisse des paliers toutes les 6000 heures de service. Le graissage ne doit se faire que lorsque le moteur tourne.

Vitesse de rotation: 1425 tr/mn

Sens de rotation: vers la droite, vu de l'arrière du moteur.

Puissance à l'axe: 11 KW.

2.3 INSTRUCTIONS D'EXPLOITATION:

Il est nécessaire avant chaque démarrage du liquéfacteur d'effectuer certaines opérations de mise au point des éléments de base de l'installation pour une bonne exploitation.

2.3.1 Caractéristiques techniques:

Production d'air liquide: 7.5 l/h dans des conditions de fonctionnement normales. La production est différente dans les conditions de travail anormales, pour lesquelles les facteurs de correction sont donnés (Fig 2.18).

Le débit d'air liquide produit est calculé en multipliant le débit théorique par 3 facteurs de correction A, B et C:

A: pour la pression de travail moyenne.

B: pour la température d'eau de refroidissement.

C: pour la consommation d'eau de refroidissement.

Pour une pression de travail moyenne de 22 bar: $A=0.92$.

Pour une température d'eau de refroidissement de 20°C: $B=0.97$.

Pour une consommation d'eau de refroidissement de 0.75 m³/h: $C=1$

Alors, le facteur de correction total est de : $0.92 \times 1 \times 0.97 = 0.89$.

- Pression moyenne de travail: 25 bar (1 bar = 1.02 Kg/cm²)

- Gaz de travail: Hélium ou Hydrogène de pureté 99.9 %:

Hydrogène: environ 15 g.

Hélium: environ 30 g.

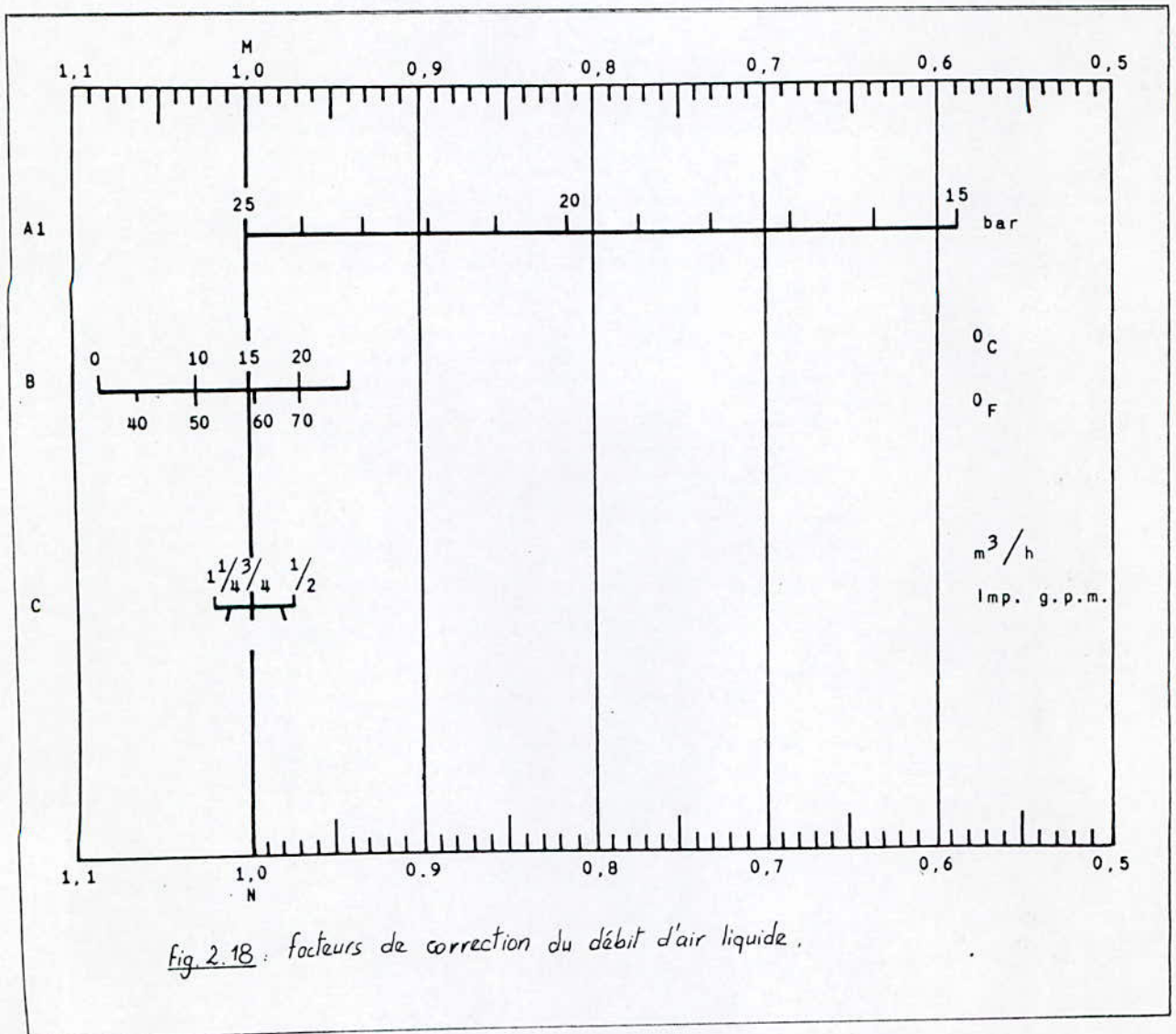
- Huile de lubrification: 1.25 l d'huile cryogénique (Voir Chapitre: 2.4.1 G)

- Entraînement: Moteur électrique triphasé de 11 KW.

Vitesse de rotation: 1425 tr/mn.

- Poids: 500 Kg.

- Eau de refroidissement: Consommation: $0.75 \text{ m}^3/\text{h}$.
 Pression: 1.7 bar à l'entrée.
 Température d'entrée maximale: 25°C .
 - Durée de travail interrompu: 70 à 100 heures en fonction de la pression d'admission.
- Durée de dégivrage et de séchage: environ 2 heures avec l'appareil de soufflage d'air chaud.



2.3.2 Procédure de démarrage:

a: Contrôle du niveau d'huile:

Le niveau d'huile de lubrification doit se trouver entre les repères, sur le verre indicateur, quand le cryogénérateur fonctionne. Mais s'il n'a pas fonctionné pendant une longue période, il se peut que le niveau d'huile soit au sommet du verre indicateur.

b: Contrôle de la pression du gaz:

La pression de remplissage est de 21 bar à température ambiante. Il faut drainer le cryogénérateur, si celui-ci a été ouvert ou sans pression de gaz pendant une longue période afin de chasser au maximum l'humidité, toute impureté et l'air même contenu dans l'espace de travail. Pour cela:

- Remplir le cryogénérateur jusqu'à ce que la pression de gaz soit de 15 bar comme indiqué ci-dessous.
- Evacuer le gaz et maintenir une légère surpression.
- Répéter le processus; le cryogénérateur peut maintenant être rempli jusqu'à la pression de remplissage souhaitée (21 bar).

Remplissage et désaéragé:

- Vérifier si la soupape de vidange est fermée : ouvrir le robinet de la bouteille de gaz et celui du détendeur.
- Remplir par la soupape de remplissage. Le manomètre indique les variations de pressions avec un certain retard.
- Le gaz est évacué par la soupape de vidange dès que la soupape de remplissage sera fermée.

c: Dégivrage:

- Raccorder l'appareil de soufflage d'air chaud à la tête du cryogénérateur.
- Ouvrir le drain d'eau (Rep.1 Fig 2.13).
- Enclencher l'alimentation électrique et l'appareil de soufflage d'air chaud.
- Attendre jusqu'à ce que de l'air chaud et sec sorte du tuyau de soutirage (11) et du drain d'eau (1) (Fig 2.13).

- Mettre l'appareil de soufflage d'air chaud hors service.

Le temps de dégivrage est d'environ 2 heures.

d:Contrôle et démarrage:

- Vérifier le débit d'eau de refroidissement: $0.75 \text{ m}^3/\text{h}$ (au minimum).
- Enclencher l'alimentation électrique (disjoncteur).
- Enclencher le commutateur secteur (0 → 1): 2 lampes témoin allumées.
- Enfoncer le bouton de démarrage: 3^{ème} lampe témoin allumée.
- Régler la soupape du débitmètre pour les gaz non-condensables (Fig 2.11).

2.3.3 Contrôles en cours de production:

Contrôler 10 minutes après le démarrage, puis une heure après le démarrage; la pression du gaz, le niveau d'huile et la température d'eau de refroidissement suivant les caractéristiques techniques et vérifier aussi:

- Les fuites de gaz (perte maximale admissible: 1 bar/jour)
- Les fuites d'huile de la garniture du vilebrequin (cuvette d'égouttage: $30 \text{ cm}^3/24$ heures au maximum).
- La production.
- La température ambiante sèche et celle du bulbe humide.
- La pression barométrique.

Noter toutes les données, l'heure de démarrage, la durée de fonctionnement dans le livre de bord.

2.3.4 Arrêt:

L'installation peut être arrêtée de trois façons:

1. Manuellement, en enfonçant le bouton « STOP » de l'armoire de commande .
 2. Automatiquement, par un des dispositifs de sécurité.
 3. Automatiquement, par la sécurité de dépression de l'air aspiré à la fin de la période de travail.
- La vanne de l'eau de refroidissement peut être fermée tout de suite après l'arrêt.

- Il est recommandé d'arrêter l'installation à l'aide d'un des dispositifs de sécurité, de temps en temps, pour les contrôler.

2.3.5 Rechauffage:

- Le dégivrage, le drainage et le séchage doivent être effectués comme indiqués dans le paragraphe (2.3.2 C).
- Bien qu'il soit recommandé de dégivrer l'installation après un arrêt, il est possible de la laisser se réchauffer toute seule. Après, elle devra être drainée, réchauffée et séchée.

2.3.6 Règles de sécurité:

Ci-après sont mentionnées des instructions pour ceux qui n'ont pas encore joui d'une expérience pratique avec des températures cryogéniques et de l'Hydrogène gazeux:

- L'Hydrogène gazeux est très inflammable et explosif.
- Manipuler la bouteille d'Hydrogène gazeux avec prudence en cours de transport et la protéger contre la chaleur.
- Fixer la bouteille à l'aide d'un étrier facilement détachable, afin d'éviter sa chute.
- Ne jamais utiliser dans le cryogénérateur d'autre gaz que ceux mentionnés précédemment.
- Les parties du corps entrant en contact avec du gaz liquéfié peuvent geler, donc, il faut une grande prudence lorsqu'on travaille avec du gaz liquéfié.
- Ne jamais jeter des substances combustibles, telles que l'huile, paraffine, poudre de liège, alcool, etc... dans le gaz liquéfié. En effet, ces substances deviennent très explosives dans des conditions très défavorables (contact avec du gaz liquéfié dans un dewar ouvert).
- Ne pas utiliser l'appareil de soufflage d'air chaud en présence des gaz explosifs.

2.4 MAINTENANCE ET ENTRETIEN:

Dans le cadre de notre étude, il est impératif d'aborder le problème crucial relatif à la maintenance et l'entretien de l'installation.

Ces aspects qui sont loin d'être négligeables donneront sans aucun doute à l'installation une durée de vie plus longue, et engendreront également une amélioration des quantité et qualité de production.

Deux types de maintenances sont à préconiser:

- Une première maintenance préventive qui consiste à contrôler l'installation périodiquement afin de déceler à l'avance les problèmes techniques et planifier les interventions pour les éliminer.
- Une seconde maintenance curative qui consiste à réparer la machine au moment de la panne.

2.4.1 Programme d'entretien:

Dans le but d'assurer le bon fonctionnement de l'installation , le constructeur préconise d'effectuer de façon rigoureuse et systématique les opérations suivantes:

- Toutes les 500 h: Vérifier les différents organes de sécurité (eau, huile, etc...).
- Toutes les 1000 h: Vérifier le circuit d'eau (contrôle du filtre à eau de refroidissement (paragraphe B).
- Toutes les 2500 h: Nettoyage du régénérateur (Paragraphe C).
- Nettoyage du refroidisseur (Paragraphe D).
- Nettoyage du filtre à huile (Paragraphe E).
- Toutes les 5000 h: Nettoyage de la capacité tampon (Paragraphe F).
 - Nettoyage de la pompe à huile.
 - Renouvellement de l'huile de lubrification (Paragraphe G).
 - Graissage des roulements du moteur.

A: Observations concernant les travaux d'entretien:

- Pour avoir un bon aperçu des travaux, il est recommandé de noter les travaux dans le livre de bord de la machine avec l'indication du compteur d'heures et de la date.
- Avant d'ouvrir la machine, il faut que:
 - Le condenseur soit réchauffé jusqu'à être sec.
 - Le gaz soit évacué de la machine.

-L'interrupteur principal soit déclenché et que l'amenée d'eau de refroidissement soit fermée.

- Lors de l'entretien, éviter toute pénétration d'impuretés dans la machine, par les ouvertures dégagées.
- Pour le graissage des pièces et des joints toriques, utiliser exclusivement de l'huile de lubrification du cryogénérateur ou de la graisse « Apiézon ».
- Contrôler le bon état des bagues d'étanchéité.
- Ne pas utiliser de la laine, du coton, ou des matériaux équivalents, mais uniquement des chiffons, *pour le nettoyage des pièces.*
- Pour le nettoyage des pièces, il ne faut pas utiliser de dégraissants provoquant la corrosion ou l'oxydation.
- Pour le nettoyage du régénérateur, utiliser exclusivement de l'ether de pétrole, ou du Chlorure de méthylène.
- S'assurer que la machine complètement assemblée ne fonctionne pas sans pression de gaz.

B: Contrôle du filtre à eau de refroidissement: (Fig 2.16)

Toutes les 1000 h, enlever le bouchon (1) de sorte que la toile métallique (2) puisse être retirée et nettoyée. Nettoyer également l'intérieur du corps du filtre. La fréquence de nettoyage dépendra du degré de contamination.

C: Nettoyage du régénérateur:

Etant donné l'importance jouée par les régénérateurs dans la production du froid, il est donc nécessaire de leur apporter des soins particuliers de façon à leur permettre de fonctionner avec la meilleure efficacité.

Les restes d'huile déposés dans les régénérateurs doivent être éliminés après toutes les 2500 heures de travail.

La périodicité de maintenance s'applique pour des conditions normales. Elle sera plus courte (toute les 1500 heures) dans les cas suivants:

Le cryogénérateur fonctionne dans les conditions tropicales à une température ambiante supérieure à 25°C.

La température d'eau de refroidissement à l'entrée du cryogénérateur est supérieure à 20°C.

La production du cryogénérateur diminuera graduellement au fur et à mesure que le régénérateur contiendra plus d'huile. Cet effet, est perceptible lorsque plus de cinq grammes d'huile sont déposés.

Agent à utiliser pour le nettoyage du régénérateur:

Le produit qui est fréquemment utilisé en cryogénie est l'Ether de pétrole qui est un liquide inflammable et très volatil. On peut utiliser aussi:

Le Fréon R 113 (non inflammable et relativement non-toxique).

L'Alcool industriel (inflammable).

L'Ether (inflammable).

Il est préférable d'éviter pour ce genre d'opération l'utilisation des Kérosène et Trichloroéthylène, et ce pour l'effet néfaste qu'ils ont sur le matériel cryogénique.

Rinçage du régénérateur: (Fig 2.19)

Il se fait par le versement du détergent « Ether de pétrole » dans le régénérateur en sens inverse du courant de gaz. Le liquide s'écoule à travers le régénérateur et élimine l'huile qui s'y trouve.

Tant que le détergent est de couleur jaune, c'est qu'il contient encore de l'huile. Il faudra donc continuer à faire passer le détergent jusqu'à ce qu'il devienne incolore en sortant du régénérateur.

Séchage: (Fig 2.20)

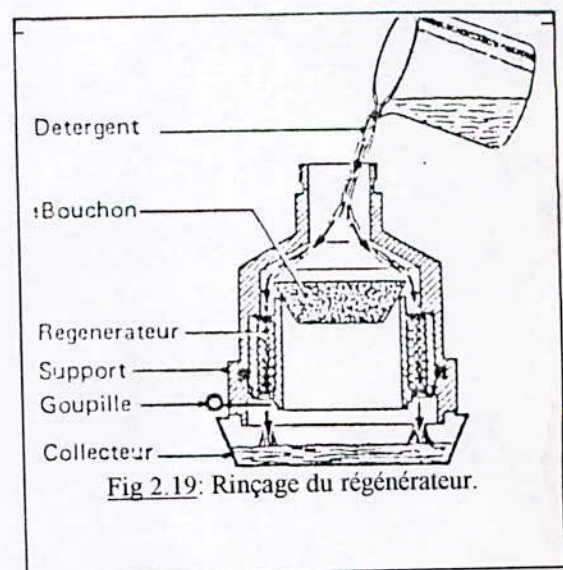


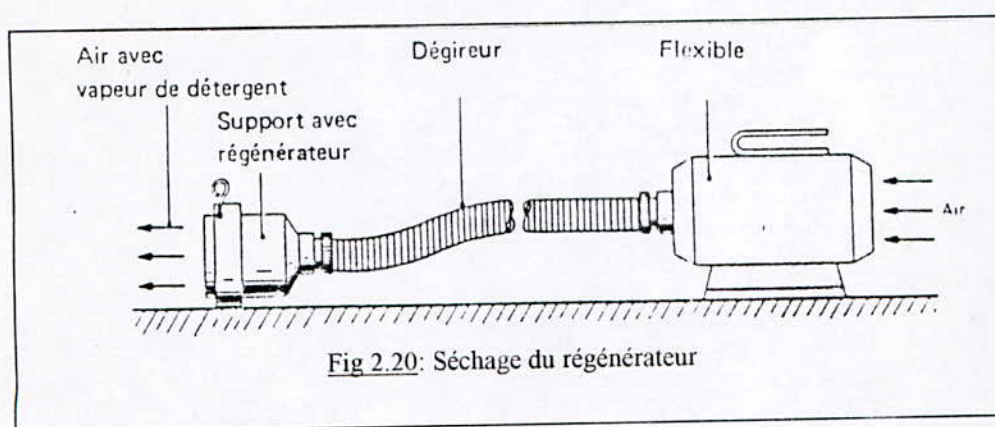
Fig 2.19: Rinçage du régénérateur.

Il s'obtient en raccordant le support flexible à l'appareil de soufflage d'air chaud, puis faire démarrer l'appareil et sécher le régénérateur pendant quinze minutes à l'air chaud.

Remarques:

*Eviter que la vapeur des agents inflammables n'entre dans l'appareil de soufflage d'air chaud. Il pourrait y avoir danger d'explosion.

*Mettre le support à l'extérieur afin que que la vapeur de détergent ne se répande dans la pièce.



Contrôler si le régénérateur est prêt à l'emploi:

Le régénérateur est prêt à l'emploi dès que son poids original (inscription à l'intérieur du régénérateur) est atteint.

Une différence de deux grammes est admise comme tolérance. Au cas où le régénérateur est encore trop lourd, il ne faut pas hésiter à répéter le lavage.

Un régénérateur n'est plus utilisable si, après répétition de lavage, il dépasse son poids de cinq grammes.

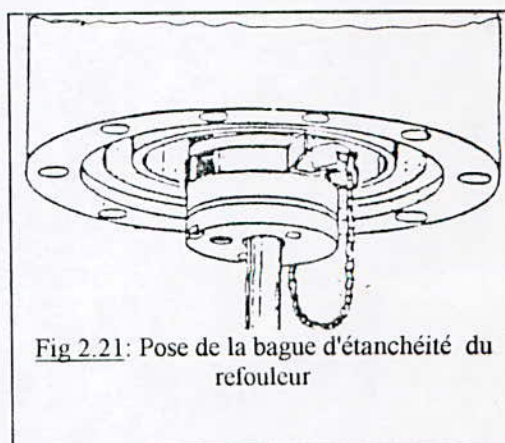
D: Nettoyage du refroidisseur principal:

Cette opération doit se faire toutes les 2500 heures.

Pour nettoyer les fentes du refroidisseur, il faut qu'il soit retiré de la machine, et que les tuyaux d'eau de refroidissement soient détachés pour évacuer l'eau du refroidisseur, de sorte que l'eau ne puisse pas ruisseler dans la machine.

- Nettoyer la section d'eau à l'aide d'une brosse métallique ou d'un solvant adéquat.

- S'assurer que les surfaces étanches du joint torique ne soient pas endommagées au nettoyage.
- Il est conseillé de remplacer les joints toriques et de bien les lubrifier.
- Rincer l'intérieur des fentes au moyen d'un dégraissant, et les sécher.
- Nettoyer également la chemise du refroidisseur afin d'en retirer la moindre substance.
- Contrôler et nettoyer la bague de guidage. La bague peut à nouveau être utilisée à condition que sa surface de frottement ne présente pas de rainure.
- Tourner le vilebrequin jusqu'à ce que le refouleur soit en position supérieure.
- Après avoir maintenu les bagues à ressort par une pince (Fig 2.21), glisser le refroidisseur sur le balayeur et pousser lentement vers le bas jusqu'à ce que l'outil de serrage soit poussé du refouleur.
- Enlever l'outil de serrage et fixer le refroidisseur avec les deux vis.



E: Nettoyage du filtre à huile:

Toutes les 2500 heures:

Le filtre doit également être nettoyé

après environ huit heures de fonctionnement après un entretien ou une révision.

- Enlever les bagues filtrantes, et le bouton de filtre en s'assurant que les impuretés ne retombent pas dans cette colonne.
- Nettoyer tous les composants avec un solvant de graisse, puis bien les sécher.

F: Nettoyage de la capacité tampon (bouteille, espace-tampon):

Toutes les 5000 heures:

- Démontez les soupapes dans l'espace-tampon.
- Démontez le connecteur (bouteille tampon-espace tampon), et dévissez le bouchon d'évacuation de la bouteille tampon.

- Nettoyer l'intérieur de l'espace-tampon et de la bouteille tampon avec de l'Ether de pétrole.
- S'assurer que les deux espaces soient bien secs avant le montage.

G: Renouvellement de l'huile de lubrification:

Toutes les 5000 heures:

Dans le cas d'une machine neuve ou révisée, l'huile doit être remplacée au bout de 500 heures de service. De plus, il faudra à chaque fois nettoyer le filtre à huile.

L'huile utilisée est de l'huile HVI 65TQ équivalente à TURBO T32 (ou TORBA 33).

Les données analytiques de cette huile sont:

- Pression de vapeur d'environ $1.7 \cdot 10^{-2}$ Pa à 50°C.
- Densité à 15°C (Kg/L) : 0.871
- Viscosité à 20°C (mm²/s) : 84
- Viscosité à 40°C (mm²/s) : 32
- Viscosité à 50°C (mm²/s) : 21
- Viscosité à 100°C (mm²/s) : 5.3
- Point d'inflammation (°C): 204
- Point de solidification (°C): -9.

Pour le renouvellement de l'huile, il faut:

- Evacuer le gaz.
- Vidanger l'huile de lubrification.
- Remplir, d'environ, 1.25 l, la machine (jusqu'au repère supérieur du verre indicateur).

2.4.2 Localisation des défauts et contrôles:

Les premières constatations apportées sur l'état global du liquéfacteur sont résumées comme suit:

1. L'installation ne fonctionne pas à la suite d'une défaillance électrique.
2. La production du cryogénérateur est trop faible.
3. La pression du gaz est inexacte.

4. Le régénérateur est contaminé (par des dépôts d'huile).
5. Le cryogénérateur est bruyant.

A: Défaillances électriques:

- Vérifier si la tension aux bornes de l'armoire électrique est de 380 V. Si cette tension s'abaisse en deçà d'un certain seuil, les commutateurs à relais peuvent ne pas fonctionner.
- Pas de démarrage par l'absence d'alimentation au circuit du démarrage du moteur.
- Vérifier tous les systèmes de sécurités (s'ils ne sont pas déclenchés).

B-La production du cryogénérateur est trop faible:

Les causes les plus probables de cette production insuffisante sont

Défaillance du régénérateur:

Bien nettoyer le régénérateur et le peser.

Le renouveler si, après le nettoyage, il pèse 5g de plus que le poids indiqué sur le régénérateur.

Fuites de gaz au cryogénérateur:

Vérifier la bague d'étanchéité du refouleur.

Renouveler la bague de guidage si celle-ci n'a pas été changée, lorsque la bague d'étanchéité a été renouvelée.

S'assurer que les deux joints toriques du régénérateur sont bien montés.

Contamination par l'huile de l'espace de travail:

Voir le chapitre (2.4.2 D).

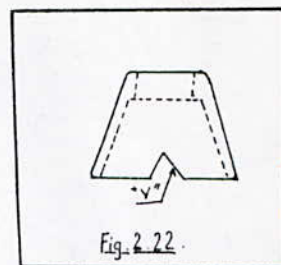
Pression de gaz inexacte:

Vérifier si la pression de gaz augmente de 20 à 24 (jusqu'à 25) bar au moment du démarrage.

Si la pression est plus faible, se reporter au chapitre (2.4.2 C).

Conduction calorifique dans le refouleur:

Ouvrir le refouleur et vérifier son contenu.



Tuyau de remplissage bouché: (Fig 2.8)

-Vérifier toutes les soudures des conduites externe, parce que trop de soudure peut boucher les tuyaux. (Opération valable seulement après renouvellement des tuyaux).

-Vérifier le filtre à huile. Glisser la garniture (23) jusqu'à ce qu'elle soit au-dessus de l'arbre du flotteur (11) pour vérifier s'il existe une ouverture entre les déflecteurs (10) et le haut du flotteur. S'il n'y a pas d'ouverture, découper deux « V » dans le bord du flotteur (Fig 2.22).

C. La pression de gaz est inexacte:

On dit que la baisse de pression est exacte si la pression diminue de 4 (à 5) bar quand le cryogénérateur s'arrête.

fuites de gaz dans le cryogénérateur ou dans ses tuyaux:

Dans ce cas, la baisse de pression est trop élevée.

Le clapet de résistance fonctionne mal: (Fig 2.2)

-La soupape ne se ferme pas (contamination).

-Dans le cas extrême de défaillance, la surface d'étanchéité de la soupape ou de son siège doit être rectifié.

Dans ce cas (mauvais fonctionnement du clapet de résistance), la baisse de pression est trop faible.

Fuite dans la soupape de démarrage: (Fig 2.3)

Dans ce cas, le cylindre de la capacité tampon est chaud (espace-tampon) [d].

-Défaillance mécanique dans la soupape:

-La tige de soupape ne se ferme plus.

-L'extrémité de la soupape (9) est desserrée ou endommagée.

-La membrane (6) est rompue.

-Pression d'huile insuffisante:

-Nettoyer le filtre à huile (Fig 2.7) (Rep 6, 7 et 8).

-Vérifier la pompe à huile et ses paliers (Fig 2.7).

Fuite dans le refouleur: (Fig 2.5)

-Vérifier la vis (14), elle doit être resserée.

D-Le régénérateur est contaminé:

Il peut être contaminé par des impuretés, comme l'huile, l'eau ou des impuretés gazeuses.

Cette contamination provoque:

-une production faible.

-la machine peut devenir bruyante.

-on constate des traces d'eau ou d'huile sur les surfaces du régénérateur et du cylindre.

Les causes de cette contamination peuvent être énumérées comme suit:

L'huile utilisée n'est pas la bonne:

Après retrait du refroidisseur, on remarque que l'espace de travail est contaminé excessivement par l'huile.

Defaillance du séparateur d'huile: (Fig 2.8, Rep 23)

Le séparateur d'huile est dit défaillant si:

-L'assiette (12) sous le flotteur est probablement desserrée.

-Le flotteur (11) se coince.

-Le drain (12) est bouché.

Fuite dans la soupape de démarrage: (Fig 2.3)

La soupape de démarrage fuit s'il y a une rupture ou crevaison de la membrane (2), ou si le joint torique (5) et la bague sphérique de la tige de soupape sont endommagés ou déformés.

Fuite dans le manchon de guidage de la tige du refouleur: (Fig 2.4)

On peut vérifier si le manchon de guidage de la tige du refouleur fuit par:

- Existence d'une couche d'huile sur la tige du refouleur.
- Le petit joint torique sur le manchonnage de guidage (13) est usé.
- Le manchonnage du guidage a été mal réglé.
- Le manchonnage du guidage ou la tige du refouleur sont endommagés ou usés.

Fuites dans le piston:

Si une couche d'huile se trouve sur la chemise au-dessus du piston, alors:

- Vérifier les segments. S'ils sont usés, cassés ou mal réglés, les renouveler.
- Renouveler la chemise et le piston s'il y a des rayures sur les surfaces de frottement.

Fuites dans le joint torique de la chemise du cylindre:

-Il se peut que le joint torique a été endommagé ou mal placé lors d'un montage précédent (Dans ce cas, il faut le changer).

Présence d'eau autour du carter:

La contamination de l'huile par l'eau est due à:

- Une fuite dans le refroidisseur d'huile.
- Une chute d'eau dans le cryogénérateur pendant l'enlèvement du refroidisseur.

Il faut donc toujours garder l'entrée et la sortie du refroidisseur fermées.

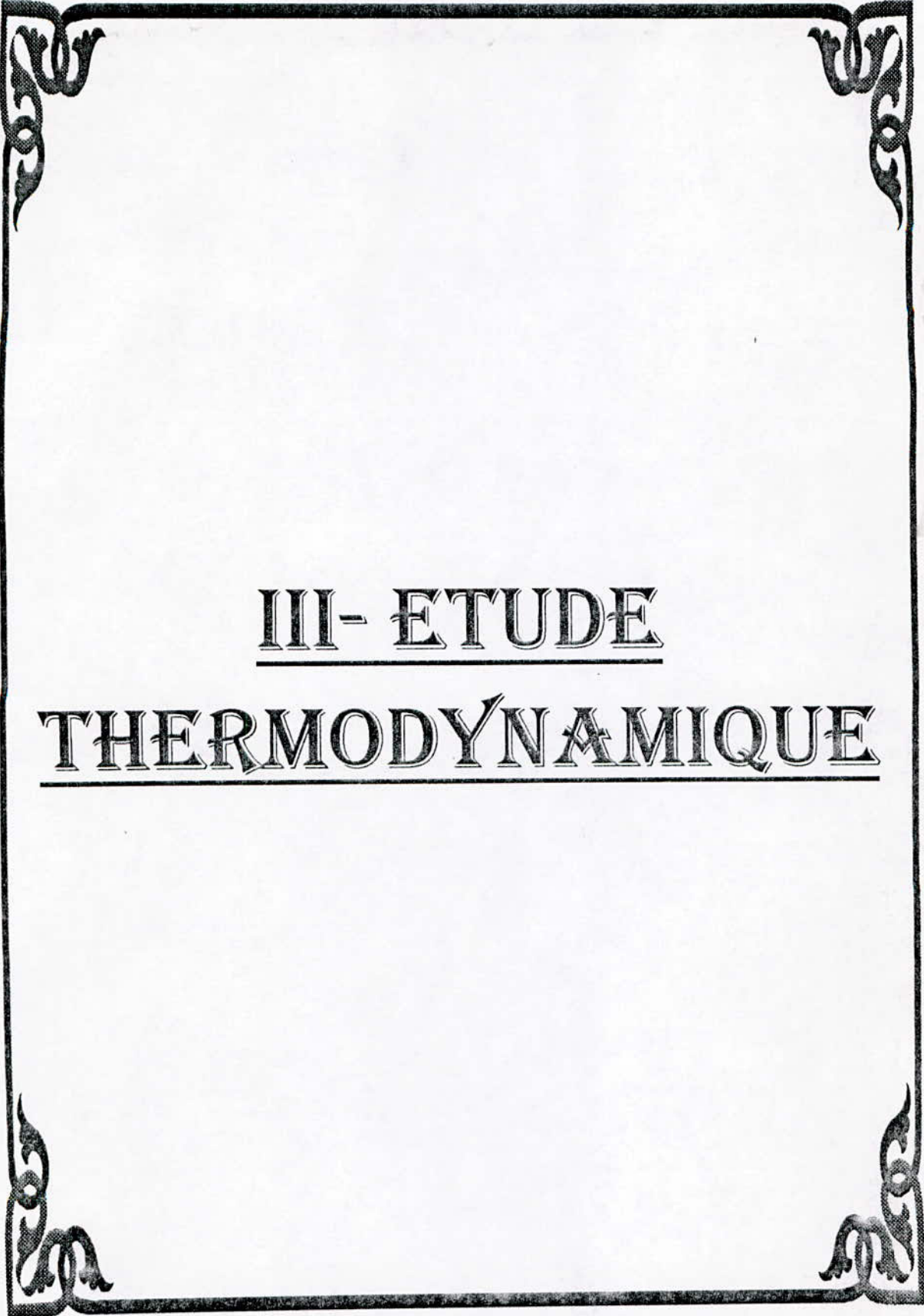
Gaz moteur contaminé:

-En plus du degré d'impureté, une fuite de gaz dans la machine peut jouer un rôle important. Dans ce cas:

- Le gaz de travail est contaminé par l'eau.

-Le gaz n'est pas conforme aux spécifications, et le dessicateur devient saturé après une courte période de fonctionnement.

D'autre part, le gaz de travail peut être contaminé par l'eau, alors il faut purger et renouveler le gaz moteur.



III- ETUDE
THERMODYNAMIQUE

3-ETUDE THERMODYNAMIQUE

3.1.CYCLE DE STIRLING INVERSÉ:

Le cycle de Stirling, initialement développé comme cycle moteur et préconisé pour la production d'énergie, peut être inversé pour servir à la production de froid en consommant de l'énergie, c'est à dire, utilisé en machine frigorifique.

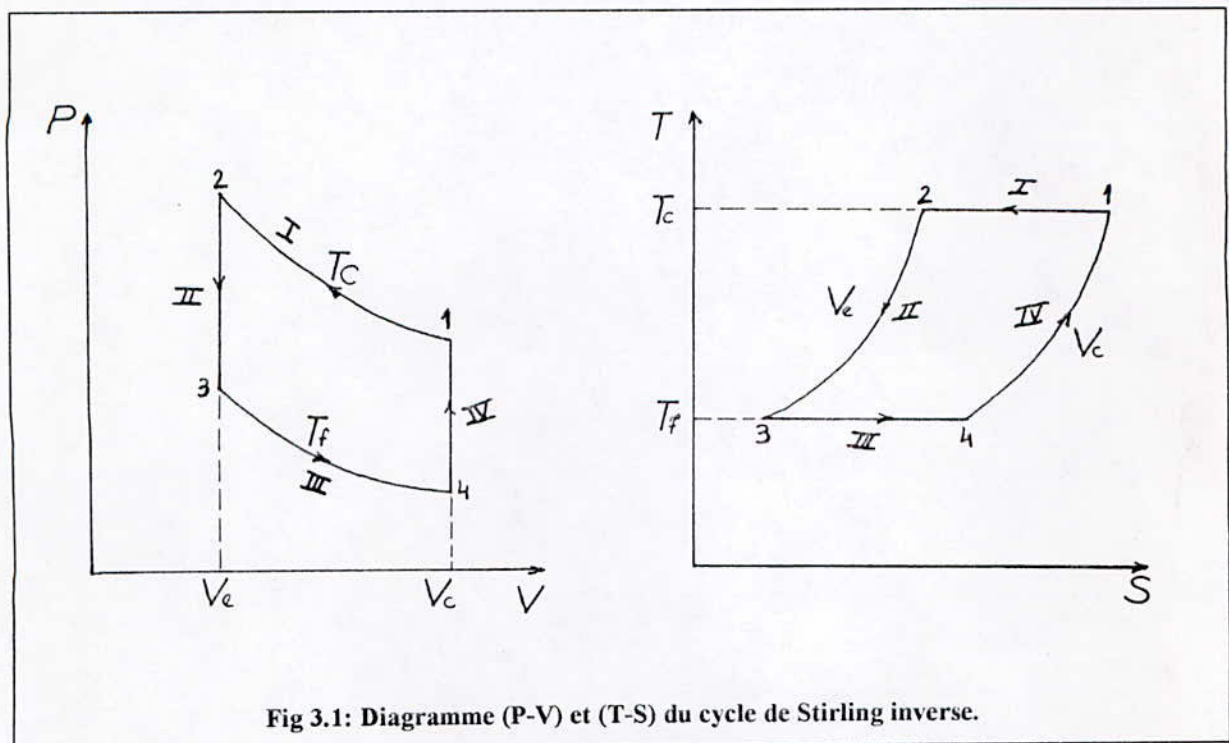
A l'inverse du cycle moteur, la compression s'effectue à la température de la source chaude T_C , tandis que le fluide est maintenu à la température de la source froide T_f lors de sa détente. Le cycle inverse de Stirling s'effectue en quatre phases (Fig 3.1).

Phase I: Compression isotherme du gaz 1-2 à la température chaude T_C .

Phase II: Refroidissement isochore du gaz.

Phase III: Détente isotherme du gaz à la température T_f .

Phase IV: Echauffement isochore du gaz de T_f à T_C .



Entre les pistons B (compresseur côté chaud de la machine) et A (détendeur partie froide de la machine) est disposé un régénérateur R (Fig 3.2). Le gaz qui passe du compresseur dans le détendeur se refroidit dans le régénérateur; tandis que dans la

course inverse le gaz allant du détenteur vers le compresseur emprunte une certaine quantité de chaleur au régénérateur.

Le cycle théorique comporte quatre phases:

Dans la phase I, le gaz frigorigène se trouve principalement dans l'espace de compression, où il est comprimé isothermiquement 1-2 de la pression d'admission jusqu'à la pression maximum par un mouvement ascendant du piston. Le balayeur restant immobile.

Dans la phase II, le piston est arrêté, tandis que le balayeur déplace le gaz comprimé de l'espace de compression à la chambre d'expansion à travers l'espace annulaire. Au cours de ce passage, le volume du gaz ne varie pas, mais le fluide qui était plus chaud dans l'espace de compression que dans la chambre d'expansion, cède une quantité de chaleur au régénérateur qui la stocke et le fluide se refroidit.

Dans la phase III, le gaz se situe principalement dans l'espace d'expansion. Par suite de l'expansion du gaz provoquée par les mouvements simultanés vers le bas du piston et du balayeur, la température diminue.

Dans la phase IV, le piston demeurant immobile en bas de sa course, le balayeur remonte et renvoie dans l'espace de compression le gaz froid qui se trouvait dans l'espace d'expansion, en le faisant passer à travers le régénérateur, mais dans le sens inverse de celui du premier passage. Le fluide subit un échauffement isochore 4-1.

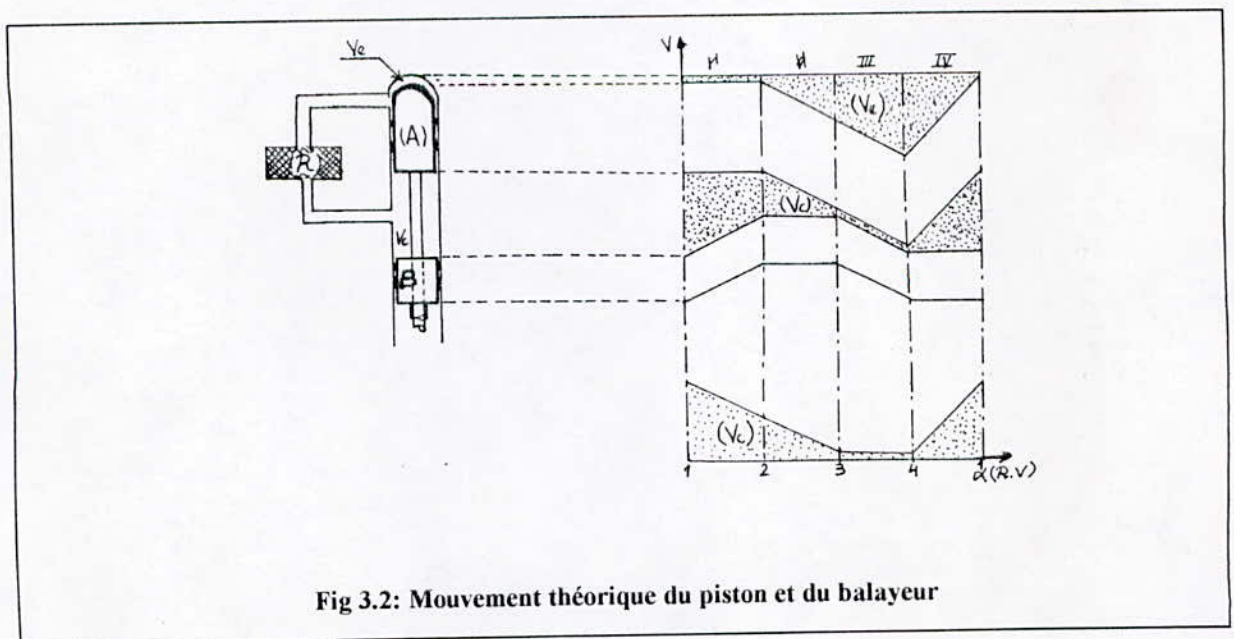


Fig 3.2: Mouvement théorique du piston et du balayeur

3.1.1 EFFICACITÉ FRIGORIFIQUE:

A: REGENERATEUR PARFAIT:

L'efficacité frigorifique du cycle est mesurée par un coefficient de performance (C.O.P) qui est défini comme étant le rapport entre l'énergie frigorifique du système et le travail fourni au cycle.

$$C.O.P = \frac{\text{Energie frigorifique}}{\text{Travail fourni au cycle}} = \frac{Q_f}{-W}$$

L'énergie frigorifique étant la quantité de chaleur pompée à la source froide durant la détente ($Q_f = Q_{3-4}$). Le travail fourni au cycle est, selon le premier principe de la thermodynamique, la somme des quantités de chaleur cédée à la source chaude (Q_{1-2}) et celle récupérée par la source froide (Q_{3-4}) et ceci pendant respectivement la compression et la détente isothermes du gaz, car la quantité de chaleur (Q_{2-3}) échangée par le régénérateur au cours du refroidissement isochore est reprise durant l'échauffement à volume constant (Q_{4-1}) pour un régénérateur parfait. Donc:

$$C.O.P = \frac{Q_{3-4}}{-(Q_{1-2} + Q_{2-3} + Q_{3-4} + Q_{4-1})}$$

$$C.O.P = \frac{Q_{3-4}}{-(Q_{1-2} + Q_{3-4})}$$

Calcul de Q_{3-4} :

Durant la détente isotherme (3-4), on a d'après le premier principe de la thermodynamique:

$$\Delta U_{3-4} = Q_{3-4} - W_{3-4} = 0$$

$$Q_{3-4} = W_{3-4} = \int_3^4 P dV$$

En vertu de l'équation d'état des gaz parfaits:

$$P_3 V_3 = P_4 V_4 = m r T_f = \text{Constante.}$$

D'où:

$$Q_{3-4} = \int_3^4 P_3 V_3 \frac{dV}{V} = P_3 V_3 \ln \frac{V_4}{V_3}$$

$$Q_{3-4} = m r T_f \ln \frac{V_4}{V_3}$$

Calcul de Q_{1-2} :

Pendant la compression isotherme 1-2, on a:

$$P_1 V_1 = P_2 V_2 = n r T_C = \text{Constante.}$$

$$\Delta U_{1-2} = Q_{1-2} - W_{1-2} = 0$$

$$Q_{1-2} = W_{1-2} = \int_1^2 P dV = n r T_C \ln \frac{V_2}{V_1}$$

$$Q_{1-2} = n r T_C \ln \frac{V_2}{V_1}$$

Calcul de W :(travail fourni au cycle)

Durant le cycle, la variation d'énergie interne est nulle. On aura:

$$\Delta U = -W + Q = 0, \text{ donc: } W = Q$$

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

D'où:

$$C.O.P = \frac{Q_{3-4}}{-(Q_{1-2} + Q_{3-4})}$$

$$C.O.P = \frac{n r T_f \ln \frac{V_4}{V_3}}{n r T_C \ln \frac{V_1}{V_2} - n r T_f \ln \frac{V_4}{V_3}}$$

Or: $\frac{V_1}{V_2} = \frac{V_4}{V_3}$

On aura finalement:

$$C.O.P = \frac{T_f}{T_C - T_f}$$

En posant: $\tau = \frac{T_C}{T_f}$

$$C.O.P = \frac{1}{\tau - 1}$$

On aboutit à la même formule que pour le cycle de Carnot inverse. Dans la mesure où le cycle réel ne s'éloigne pas trop du cycle théorique et où les pertes sont réduites, le cycle de Stirling assure donc un excellent rendement.

B: REGENERATEUR REEL

Dans le cycle inverse de Stirling, une certaine quantité de chaleur Q_{1-2} est cédée à la source chaude pendant la compression isotherme (1-2) à la température chaude. Lors du refroidissement isochore (2-3) le régénérateur doit récupérer une certaine chaleur Q_{2-3} de la source chaude qui va être pompée à la source froide durant la détente isotherme (3-4) à la température T_f . En fait, pendant l'échauffement isochore (4-1), le régénérateur ne restitue qu'une partie ϵQ_{2-3} de la chaleur accumulée durant la transformation (2-3), le complément de chaleur $(1-\epsilon)Q_{2-3}$ doit être récupéré à la source froide, par conséquent l'énergie frigorifique du système Q_f s'écrit:

$$Q_f = Q_{3-4} + (1-\epsilon) Q_{2-3}$$

et durant le cycle:

$$\Delta U = -W + Q = 0$$

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

$$Q_{1-2} = m r T_c \ln \frac{V_2}{V_1}$$

$$Q_{2-3} = \Delta U_{2-3} + W_{2-3} = \Delta U_{2-3} = m C_v (T_f - T_c)$$

$$Q_{3-4} = m r T_f \ln \frac{V_4}{V_3}$$

$$C.O.P = \frac{m r T_f \ln \frac{V_4}{V_3} - (1-\epsilon) m C_v (T_c - T_f)}{-m r T_c \ln \frac{V_2}{V_1} - m r T_f \ln \frac{V_4}{V_3}}$$

$$C.O.P = \frac{T_f \ln \frac{V_4}{V_3} - (1-\epsilon) \frac{C_v}{r} (T_c - T_f)}{T_c \ln \frac{V_1}{V_2} + T_f \ln \frac{V_3}{V_4}}$$

En posant: $\tau = \frac{T_c}{T_f}$

$$C.O.P = \frac{\ln \frac{V_4}{V_3} - \frac{C_v}{r} (1-\epsilon) (\tau - 1)}{\tau \ln \frac{V_1}{V_2} + \ln \frac{V_3}{V_4}}$$

Or: $V_3 = V_2$, $V_1 = V_4$, donc:

$$C.O.P = \frac{\ln \frac{V_4}{V_2} - \frac{C_v}{r} (1 - \varepsilon) (\tau - 1)}{\tau \ln \frac{V_4}{V_2} + \ln \frac{V_2}{V_4}}$$

En posant aussi: $\psi = \frac{V_4}{V_2}$

$$C.O.P = \frac{\ln \psi - \frac{C_v}{r} (1 - \varepsilon) (\tau - 1)}{\tau \ln \psi - \ln \psi}$$

Finalement:

$$C.O.P = \frac{1 - \frac{C_v}{r \ln \psi} (1 - \varepsilon) (\tau - 1)}{\tau - 1}$$

3.1.2 PUISSANCE FRIGORIFIQUE:**A) RÉGÉNÉRATEUR PARFAIT:**

La puissance P du cycle inverse de Stirling est définie par:

$$P = W \cdot f$$

où:

W : est le travail effectué. [Joule/cycle]

f : est la fréquence (le nombre de cycles effectués par unité de temps). [s^{-1}]

D'où:

$$P_f = Q_f \times f = Q_f \times \frac{N}{60}$$

avec:

N : nombre de tours par minute.

Donc:

$$P_f = m r T_f \frac{N}{60} \ln \frac{V_4}{V_3} = m r T_f \frac{N}{60} \ln \psi$$

avec: $\psi = \frac{V_4}{V_2} = \frac{V_4}{V_3}$

$$m r T_f = P_4 V_4$$

et: $V_4 = V_C - V_2$ avec V_C : volume balayé ou cylindrée.

$$V_C = V_4 - V_2 = V_4 \left(1 - \frac{1}{\psi}\right) \Rightarrow V_4 = V_C \frac{\psi}{\psi - 1}$$

$$\Rightarrow m r T_f = P_4 V_C \frac{\psi}{\psi - 1}$$

D'où:

$$P_f = \frac{N}{60} P_4 V_C \frac{\psi}{\psi - 1} \ln \psi$$

B) RÉGÉNÉRATEUR RÉEL:

$$Q_f = m r T_f \ln \frac{V_4}{V_3} + (1 - \varepsilon) m C_v (T_f - T_c)$$

$$Q_f = m r T_f \ln \psi + (1 - \varepsilon) m C_v (T_f - T_c)$$

$$Q_f = m r T_f \left[\ln \psi + \frac{1 - \varepsilon}{\gamma - 1} (1 - \tau) \right] \quad \text{avec: } \frac{C_v}{r} = \frac{1}{\gamma - 1}$$

et comme dans le cas parfait:

$$m r T_f = P_4 V_C \frac{\psi}{\psi - 1}$$

ainsi:

$$Q_f = P_4 V_c \frac{\psi}{\psi - 1} \left[\ln \psi + \frac{1 - \varepsilon}{\gamma - 1} (1 - \tau) \right]$$

Comme:

$$P_f = Q_f \times \frac{N}{60}$$

donc:

$$P_f = \frac{N}{60} P_4 V_c \frac{\psi}{\psi - 1} \left[\ln \psi + \frac{1 - \varepsilon}{\gamma - 1} (1 - \tau) \right] \quad [Watt]$$

3.2 PROCEDES DE LIQUEFACTION DES GAZ

La liquéfaction d'un gaz consiste à lui retirer de l'énergie afin de le refroidir depuis la température ambiante jusqu'à son point de rosée, puis de condenser la vapeur saturée.

La liquéfaction des gaz n'a été réalisée qu'en 1877, lorsque Cailletet eut l'idée d'employer à cet effet le refroidissement produit par la détente.

Le premier liquéfacteur d'air (ou d'azote) a été développé par Karl Von Linde en 1895. Il fonctionne suivant le procédé de la détente sans travail extérieur qui consiste à laisser simplement le gaz comprimé se détendre à travers un robinet.

En 1902, Georges Claude développe le premier cycle réussi à expansion motrice (détente avec travail extérieur). Il réussit à résoudre le problème lié à l'étanchéité et la lubrification des pistons à des températures inférieures à celles où tous les lubrifiants courants se solidifient.

3.2.1 DETENTE JOULE-THOMSON:

Il s'agit de faire une détente isenthalpique.

Dans un premier cas, on considère T_i , P_i constantes pour la gamme des hautes pressions.

Par contre, du côté des basses pressions, on fait varier P_f pour lesquels on enregistre T_f .

Cette procédure est reconduite plusieurs fois pour différentes valeurs de P_f .

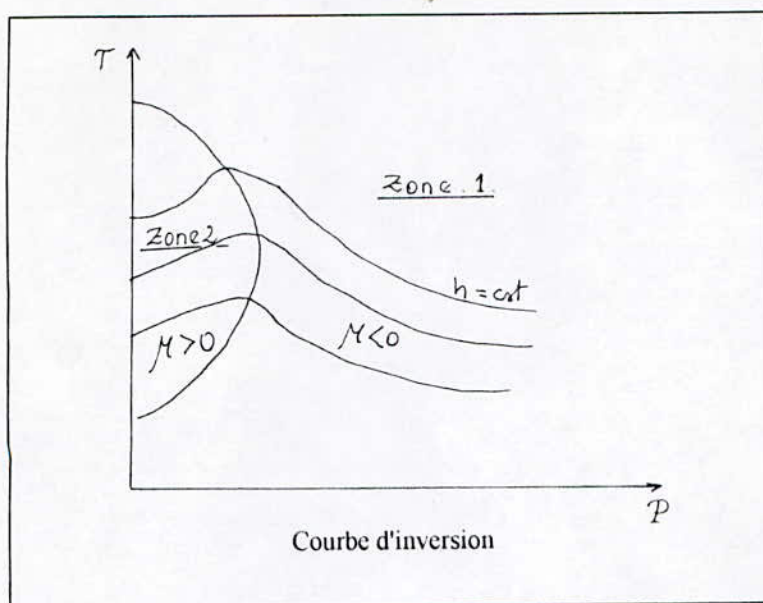
Les résultats de ces mesures nous donnent une « courbe isenthalpique ». On remarque d'après la figure qui suit, le diagramme T-P. Nous avons des régions où T augmente quand la pression augmente, appelées zone 1 et une région où T diminue avec la pression, c'est la zone 2.

La courbe qui sépare les deux zones est la « courbe d'inversion ».

La valeur numérique de la pente d'une courbe isenthalpique est appelée coefficient Joule Thomson μ_{JT} .

$$\mu_{JT} = \left(\frac{\partial T}{\partial p} \right)_h$$

μ_{JT} est nul pour la courbe d'inversion.



Presque tous les procédés de liquéfaction utilisent la détente Joule-Thomson qui ne produit du froid qu'au dessous de la température d'inversion (le point représentatif du gaz entrant dans le détendeur se trouve au voisinage de la courbe d'inversion). L'Helium, l'Hydrogène et le Néon ont une température d'inversion inférieure à la température ambiante. La liquéfaction de ces gaz par détente Joule-Thomson nécessite donc un prérefroidissement. L'intérêt de cette détente est lié à sa simplicité de mise en oeuvre (vanne ou capillaire); elle est souvent utilisée pour produire du liquide comme dernière étape d'un cycle à étages multiples.

3.2.2 LIQUEFACTION DES GAZ PAR LA MACHINE DE LINDE:

Le schéma de l'appareil réalisé par Linde est donné par la figure (3.3). L'air, débarrassé de vapeur d'eau et de gaz carbonique, est comprimé de 1 à 40 atmosphères par le compresseur C, puis de 40 à 200 atmosphères par le compresseur C'; il est refroidi, dans un réfrigérant représenté schématiquement en r, d'abord à la température ambiante par un courant d'eau, puis à 213°K par de L'Ammoniaque liquide fournie par une machine auxiliaire.[25]

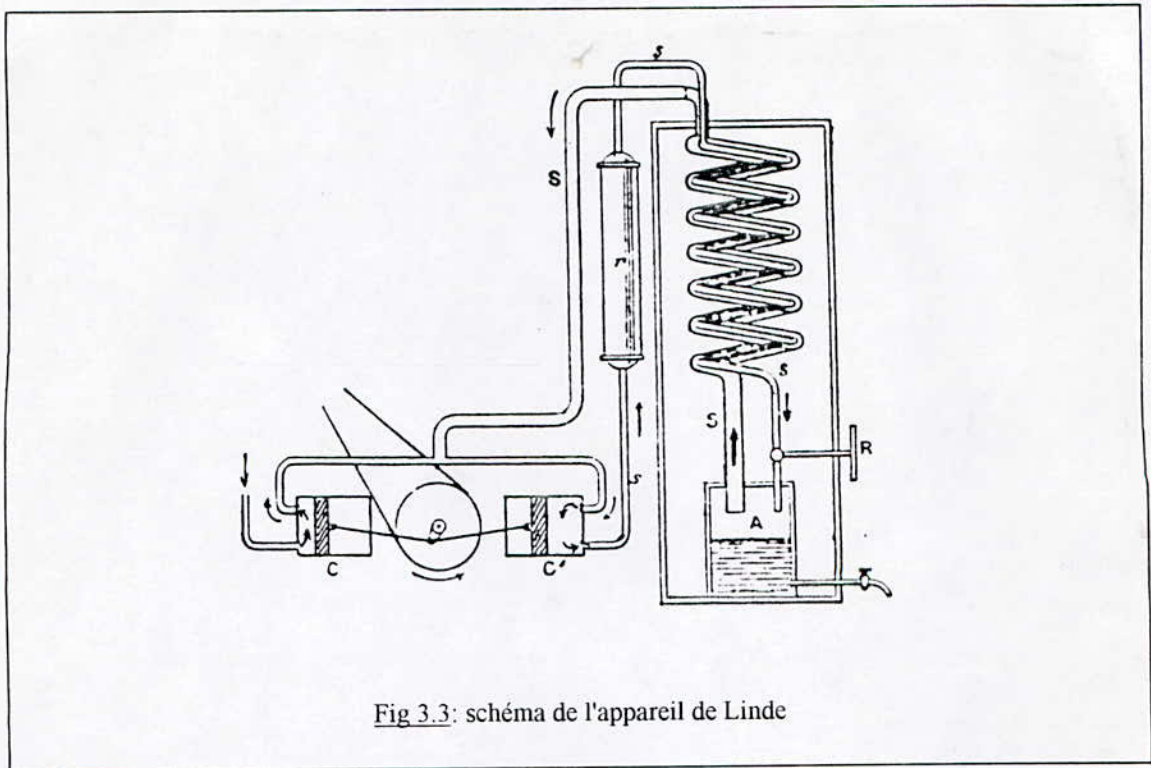


Fig 3.3: schéma de l'appareil de Linde

Il passe ensuite dans le serpentin S d'un échangeur de chaleur, se détend par le robinet R jusqu'à une pression de 40 atmosphères, et retourne au compresseur C' après avoir traversé le serpentin S de l'échangeur de chaleur.

A la mise en marche de la machine, la température de l'air comprimé qui arrive au robinet de détente n'est que 213°K, et la détente ne l'amène qu'à 173°K; mais quand le régime permanent est atteint, au bout d'une demi-heure environ, la température de l'air comprimé qui sort de l'échangeur est de 153°K, la détente l'amène à la température de 133°K, correspondant à la liquéfaction sous 40 atmosphères, et en liquéfie environ 10% dans le réservoir A.

Il y a un avantage énorme à ne pas pousser la détente au delà de 40 atmosphères : la majeure partie de l'air (les 9/10) n'est pas liquéfiée, et doit être comprimée aux pressions élevées qui sont nécessaires pour que la détente de Joule-Thomson produise un effet appréciable.

Avec une détente de 40 atmosphères, le travail de compression est réduit de 1/3 par rapport à une détente à 1 atmosphère, tandis que l'abaissement de température n'est réduit que de 1/5.

Pour le calcul de performances du cycle simple de Linde (fig. 3.4) et des autres cycles qui seront décrits, on adopte les suppositions suivantes [18] :

- Gaz d'alimentation : Azote à 300°K
- Compresseur : Coefficient isothermique de 70%
- On néglige la chute de pression et les pertes de chaleur dans les canalisations.

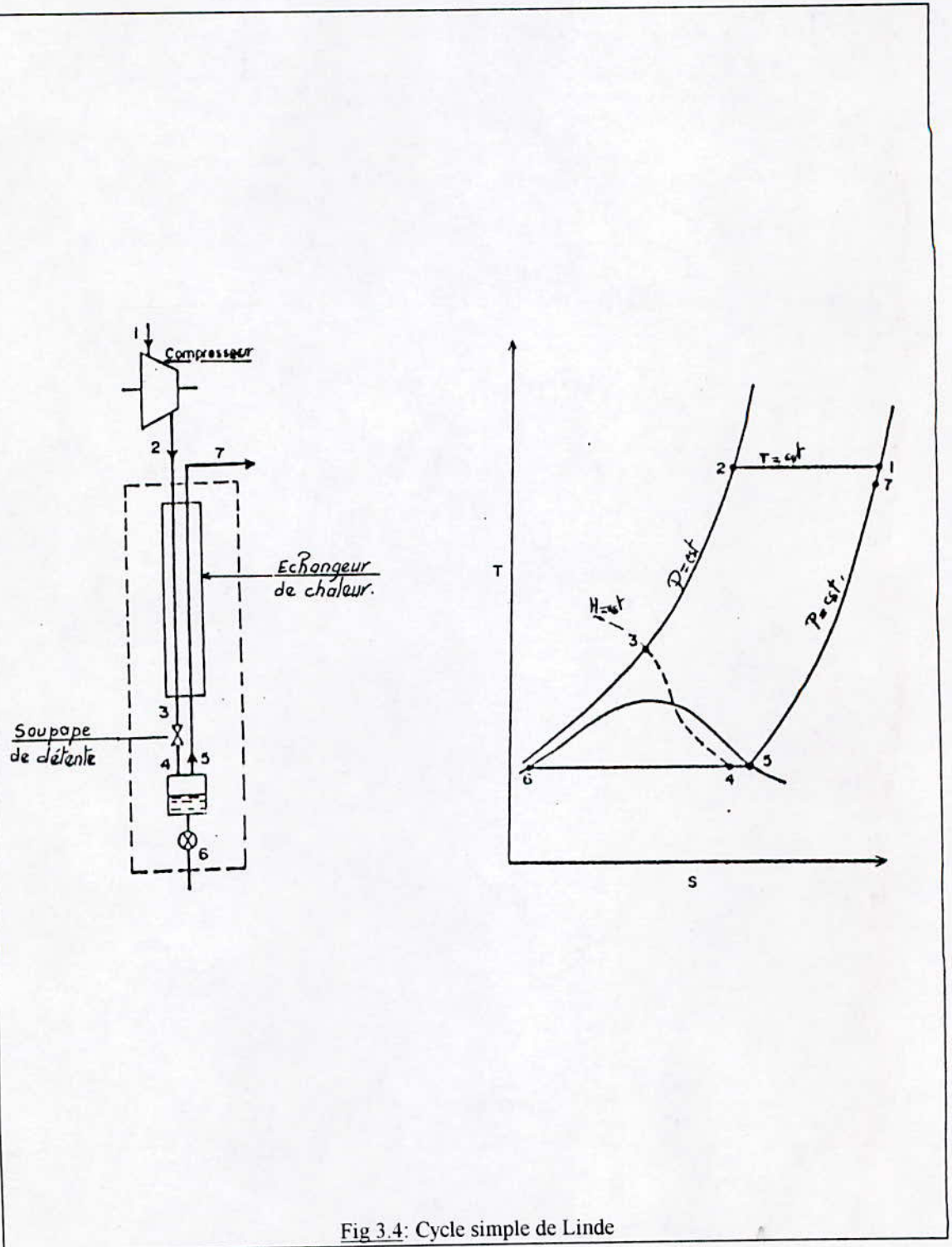


Fig 3.4: Cycle simple de Linde

Si on suppose que la pression initiale est de 200 bar, on trouvera les performances suivantes[18]

- Fraction du gaz d'alimentation liquéfiée: $\varepsilon = \frac{H_7 - H_2}{H_1 - H_6} = 6,42 \%$
- Travail nécessaire (par kg d'azote liquide) : $W = 10,63 \text{ KJ/kg}$
- Coefficient de performance : C.O.P = 7,3 %

Il est avantageux de refroidir l'air (ou l'azote) comprimé avant son entrée dans l'échangeur par une machine frigorifique auxiliaire; l'abaissement de température, de 300°K à 213°K ainsi réalisé double l'efficacité de la détente.

En réalité le cycle de Linde est un cycle à double détente de Joule avec la circulation d'air de refroidissement à la pression atmosphérique et à la pression de 20 atmosphères (fig 3.5). L'air liquide contenu dans le réservoir subit une deuxième détente liquéfiant une fraction et le gaz formé sert au refroidissement de l'ensemble abaissant ainsi la température initiale de la première détente.

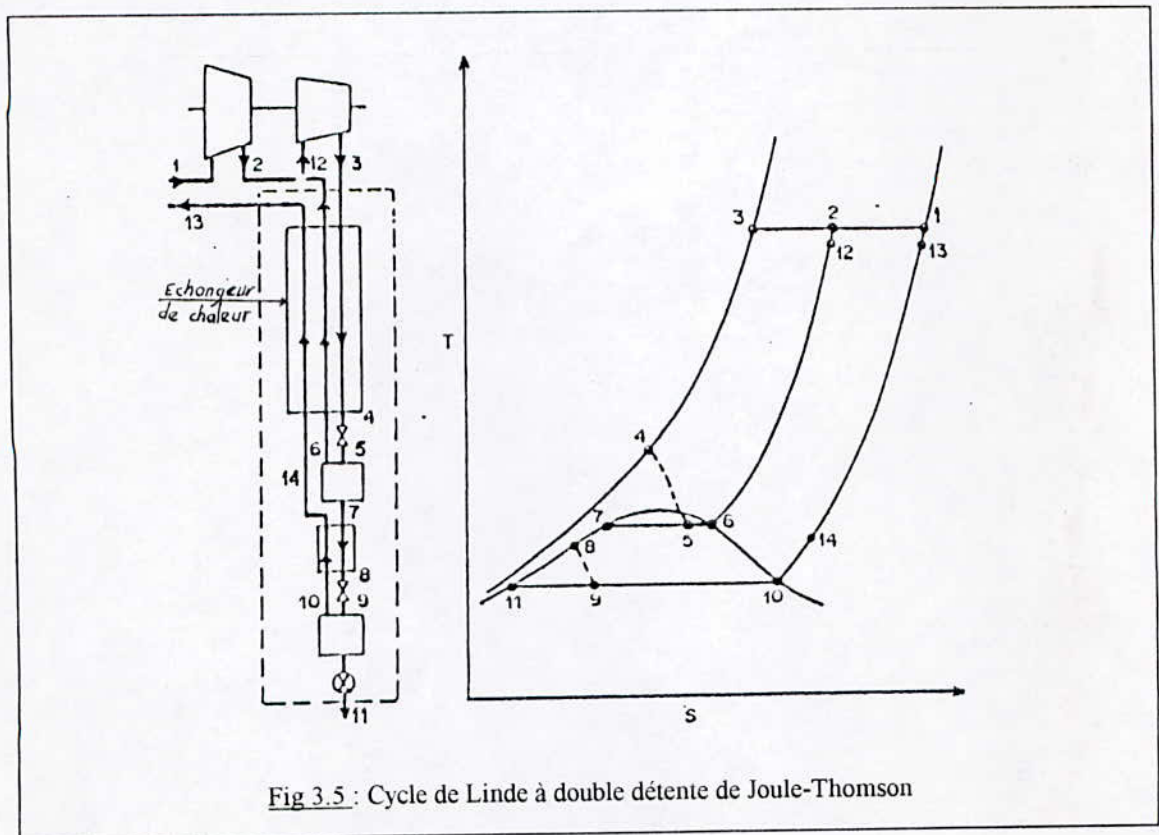


Fig 3.5 : Cycle de Linde à double détente de Joule-Thomson

L'équilibre énergétique donne: $H_3 = \varepsilon H_{11} + (1-x) H_{12} + (x-\varepsilon) H_{13}$

où x est la fraction sous-refroidie après la première détente et ε celle liquéfiée .

D'autre part, on a: $x H_7 = \varepsilon H_{11} + (x-\varepsilon) H_{14}$.

- Pour une pression intermédiaire de 20 bars, on obtient pour l'azote les résultats suivants[18] :
- $x=10.16\%$.
- $\varepsilon = 6.35\%$.
- $W_L = 5.250 \text{ KJ/Kg}$ (d'azote liquide).
- C.O.P = 14.8 %.

3.2.3 LIQUEFACTION DES GAZ PAR LE PROCEDE DE CLAUDE:

Le principe de fonctionnement de la machine de Claude (fig 3.6) pour la liquéfaction de l'air (ou de l'azote) est le suivant. L'air comprimé à 40 atmosphères arrive en A à la température ambiante; il se refroidit dans l'échangeur jusqu'à 173°K (point B₁). Une fraction α de l'air comprimé va dans le liquéfacteur, la plus grande partie (1- α) va se refroidir dans le cylindre de détente B. L'air détendu sort à 113°K (point B₂) et circule autour des tubes du liquéfacteur. La température du liquéfacteur se stabilise à la température d'ébullition de l'air sous 40 atmosphères, soit 133°K (point L). La quantité d'air comprimé qui se liquéfie est celle de l'air refroidi de 173 à 133°K. L'air détendu traverse enfin le manchon C de l'échangeur, et en sort à la température ordinaire[25]

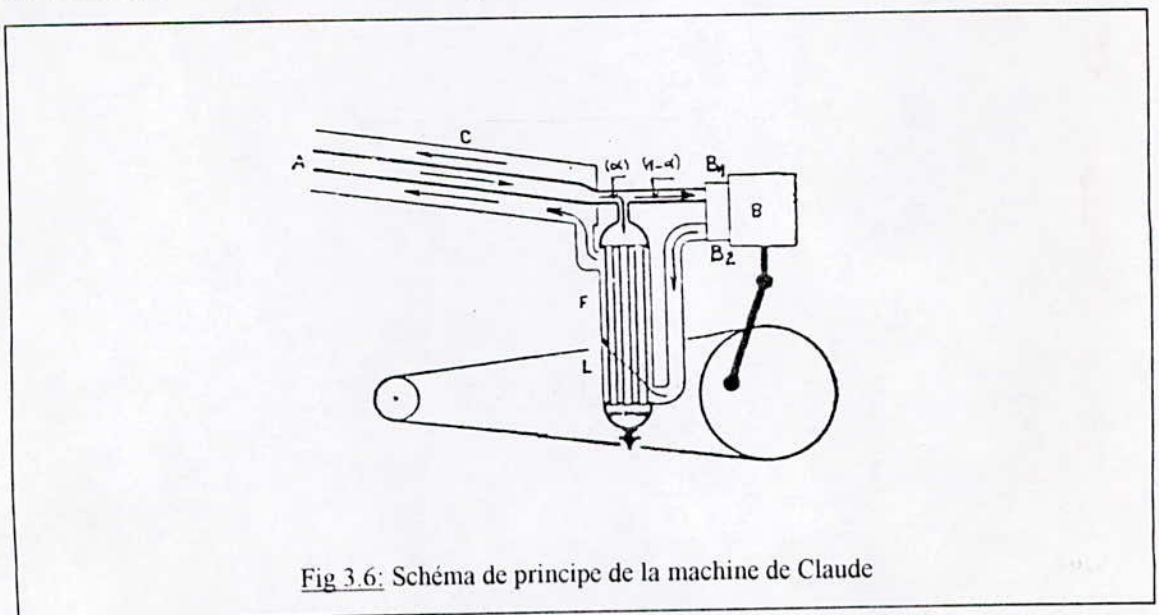


Fig 3.6: Schéma de principe de la machine de Claude

Il suffit, pour recueillir l'air liquide, de le soutirer par robinet placé à la partie inférieure du liquéfacteur; sa température doit alors s'abaisser jusqu'à 83°K , température d'ébullition à la pression atmosphérique: le refroidissement nécessaire est produit par l'évaporation d'une fraction du liquide.

En réalité, comme l'air liquide est utilisé à la pression atmosphérique, la détente dans la machine à piston est suivie par une détente de Joule produisant des gaz à la température de 90°K qui viennent refroidir le liquéfacteur et abaissent la température initiale de la détente dans le détendeur à piston (ou turbine).(fig 3.7)

Pour ce cycle, il existe deux cas:

a: L'air (ou l'azote) comprimé et refroidi est condensé jusqu'à la température d'ébullition (en 5) avant de subir une expansion par étranglement.

b: Le liquide condensé est sous-refroidi jusqu'en 5'.

Dans les deux cas, il est supposé que le gaz affluant du moteur d'expansion est au point de rosée 4.

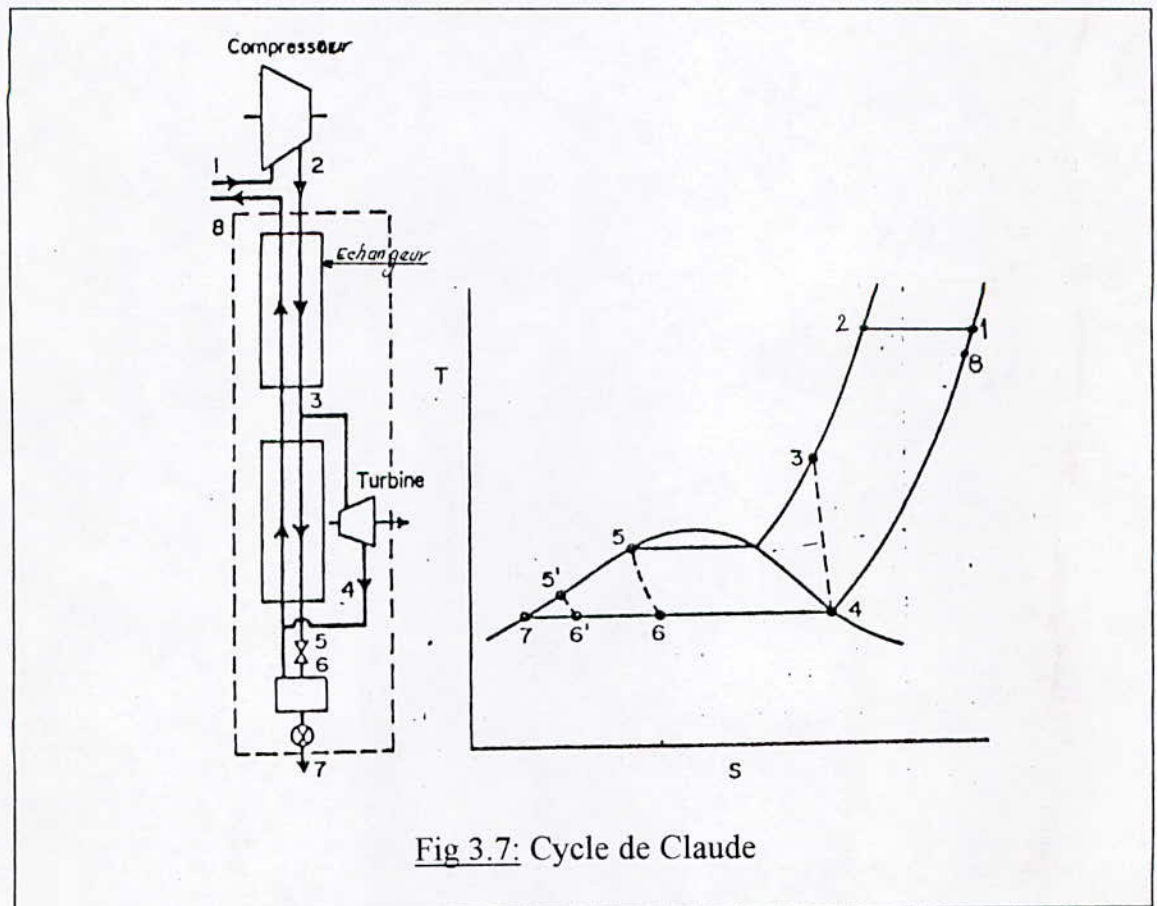


Fig 3.7: Cycle de Claude

Pour calculer les performances, on suppose que:

- la pression du gaz d'alimentation (Azote) est de 20 bars.
- température de l'azote à l'entrée de la machine: $T_1 = 169^\circ\text{K}$.
- le travail utile récupéré est de l'ordre de 70% du travail théorique.[18]

En prenant en considération le travail généré par la machine (dans la phase d'expansion), on trouve les performances suivantes:

- Cas a: $W_L = 2.478 \text{ KJ/Kg}$ (d'azote liquide)
C.O.P = 31.4%
- Cas b: $W_L = 2.244 \text{ KJ/Kg}$ (d'azote liquide)
C.O.P = 34.6%

3.2.4 CYCLE DE HEYLANDT:

Si la pression du gaz d'alimentation du cycle de Claude est supérieure à la pression critique, il n'est pas désirable que le détendeur évacue au point de rosée. Chose qui permettrait un refroidissement plus uniforme tant que la performance du détendeur est plus grande (augmentation de la température d'entrée).

Ces facteurs ont été exploités par Heylandt, qui trouva que pour une pression de 200 bars, la température d'entrée optimum dans le détendeur correspond à la température ambiante. Chose qui permet non seulement d'éliminer un échangeur de chaleur, mais simplifie aussi la conception du détendeur. Plusieurs problèmes du cycle de Claude se trouvant ainsi supprimés.

Le cycle de Heylandt (fig 3.8) combine les meilleurs éléments d'un moteur avec l'expansion par étranglement. La haute pression du gaz d'alimentation transforme la charge de refroidissement de telle sorte qu'elle soit bien associée avec la production du froid. L'expansion par étranglement est utilisée uniquement à la plus basse température du liquide.

Dans plusieurs applications, ce cycle est utilisé avec la distillation de l'air pour produire l'oxygène ou l'azote.

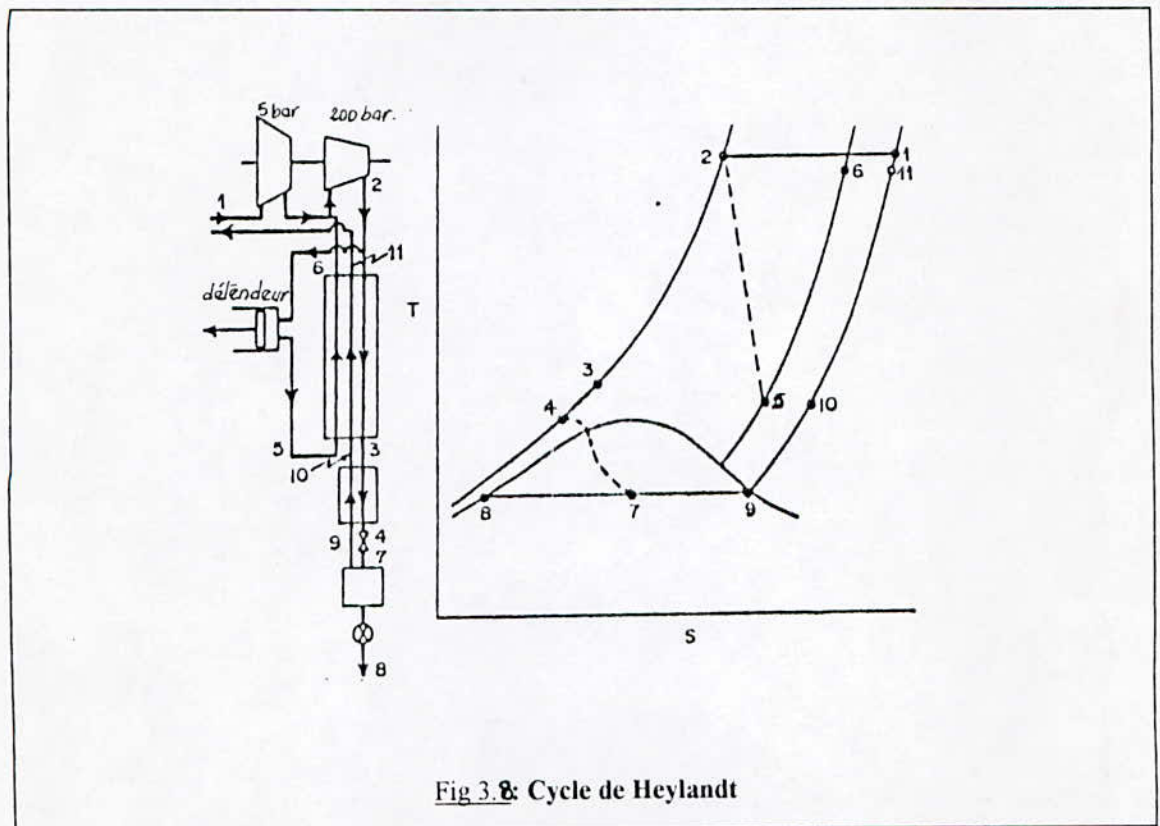
On adopte pour ce cycle les suppositions suivantes:

- Gaz d'alimentation: Azote à la pression de 200 bars.
- Le travail récupéré représente 65% du travail théorique.

Ainsi, on trouve les résultats suivants:

- $\varepsilon = 44\%$.
- $W_L = 2.496 \text{ KJ/Kg}$ (d'azote liquide).
- C.O.P = 31.2 %.

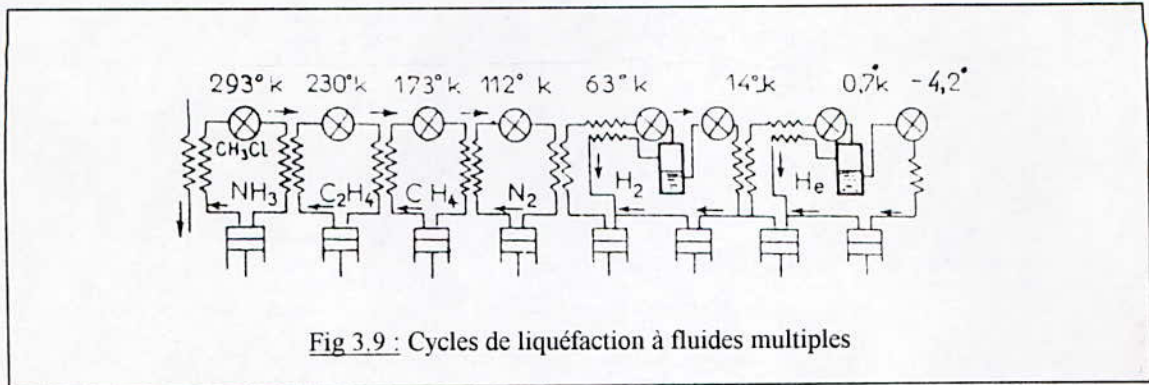
Le travail récupéré est de l'ordre de 12% du travail total de compression. Ce qui montre étrangement que le C.O.P du cycle de Heylandt est inférieur à celui de Claude [18]



3.2.5 CYCLES DE LIQUEFACTION A FLUIDES MULTIPLES:

L'emploi d'un seul fluide frigorigène permet dans les meilleures conditions d'atteindre la température de 200°K. Pour aller au delà, on réalise alors un cycle à cascades. On utilise dans le premier étage comme fluide frigorigène l'Ammoniaque (NH_3), dans le second l'Ethylène (C_2H_4) qui s'évapore à la température de 173°K et liquéfie le méthane comprimé qui sert de fluide frigorigène dans le troisième étage. L'azote (N_2), fluide frigorigène du quatrième étage se liquéfie à 112°K. L'évaporation de l'azote sous vide permet d'atteindre la température de 63°K. Les deux étages suivants

sont constitués par des cycles à compression étagés avec une détente partielle. Dans le premier, on utilise l'Hydrogène et dans le second l'Hélium. On peut ainsi atteindre des températures voisines de 0.7°K . La figure (3.9) schématise une telle installation qui a été étudiée et mise au point par Keeson. Cette méthode exige 0.54 Kwh par Kg d'azote liquide contre 0.85 et 0.88 Kwh nécessaires, respectivement, dans les procédés de Linde et de Claude[25]



3.2.6 CYCLES A CASCADES DE DETENDEURS:

En plaçant des détendeurs aux différents niveaux de températures, on peut réaliser un cycle de liquéfaction très voisin du cycle réversible.

La figure (3.10) représente le schéma et le cycle d'une installation pourvue de trois détendeurs. Avec l'accroissement du rapport de compression, on réduit le nombre de détendeurs. Ces types de cycles sont surtout utilisés dans le cas de la liquéfaction de l'Hélium[25]

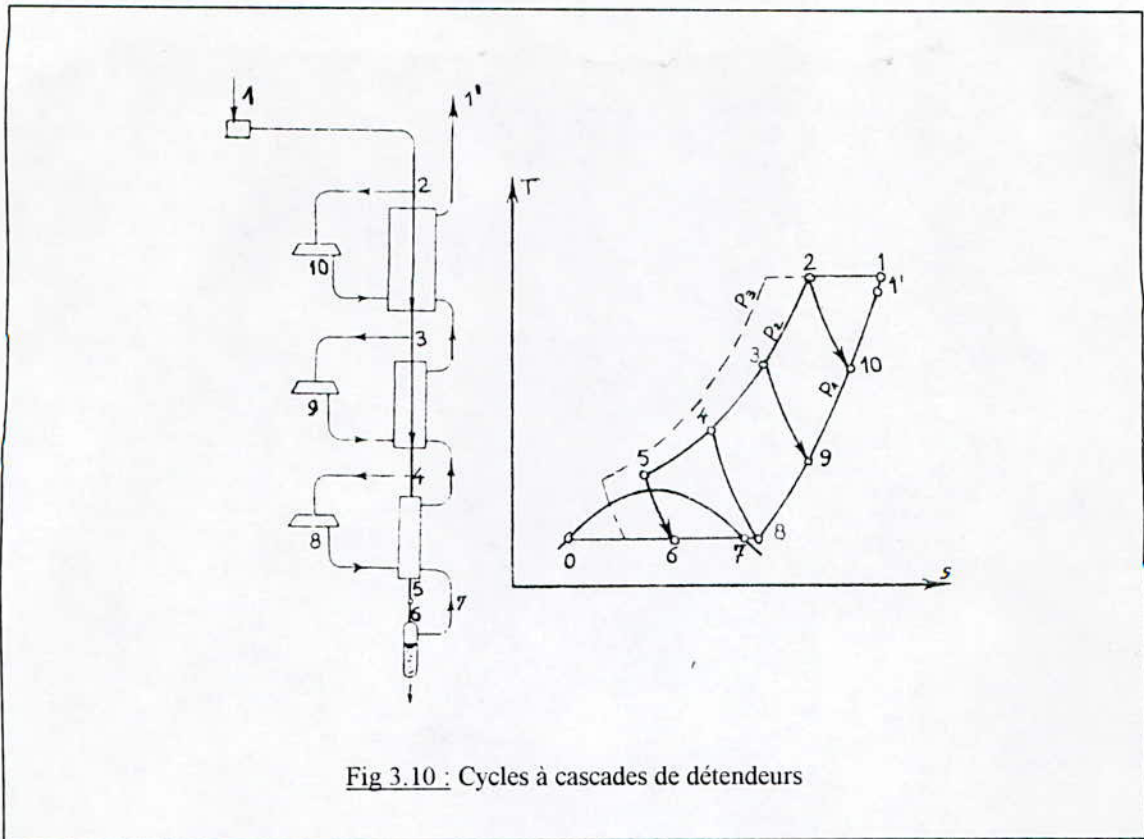


Fig 3.10 : Cycles à cascades de détendeurs

3.2.7 COMPARAISON DU CYCLE DE STIRLING INVERSE AVEC LES AUTRES PROCEDES DE LIQUEFACTION:

Habituellement, on utilise dans le liquéfacteur PHILIPS, l'Hélium ou l'Hydrogène, en tant que fluide moteur, avec un taux de détente de 2 à 2,5.

Le rendement maximal est réalisé lors de l'obtention de la température de 150°K (Fig 3.11).

Contrairement aux autres machines, le liquéfacteur PHILIPS permet très aisément de produire l'air liquide par condensation de l'air ambiant sur la culasse à ailettes du détendeur. En joignant à cette machine une colonne de rectification, on peut extraire de l'Azote liquide.

Le travail nécessaire pour la liquéfaction d'un Kg d'Azote liquide est de 2,94 KJ/Kg, avec un C.O.P de 35,4 % pour les machines PHILIPS mono-cylindre.

On constate, d'après les données du tableau récapitulatif (3.1) [18] que le cycle qui nécessite le minimum de travail est celui de Claude. Mais, malgré ça, la machine qui reste

la plus intéressante est la machine PHILIPS vu les nombreux avantages qui la diffère des autres machines (plus performante, fiable, économique, etc.) (Chap. 1).

Tableau 3.1: Caractéristiques des différents procédés de liquéfaction

	LINDE		CLAUDE		HEYLANDT	STIRLING INVERSE
	<u>Simple</u> détente de Joule Thomson	<u>Double</u> détente de JouleThomson	Cas <u>.a.</u>	Cas <u>.b.</u>		
Travail nécessaire (pour l'Azote liquide) (KJ/Kg) " d'azote liquide "	10,630	5,250	2,478	2,244	2,946	2,940
C.O.P (%)	7,3	14,8	31,4	34,6	31,2	35,4

La figure (3.11) [7] montrant la variation du C.O.P des cycles de liquéfactions rapporté à celui du cycle de Carnot fait apparaître la supériorité de ce cycle, du point de vue performance, à différentes températures.

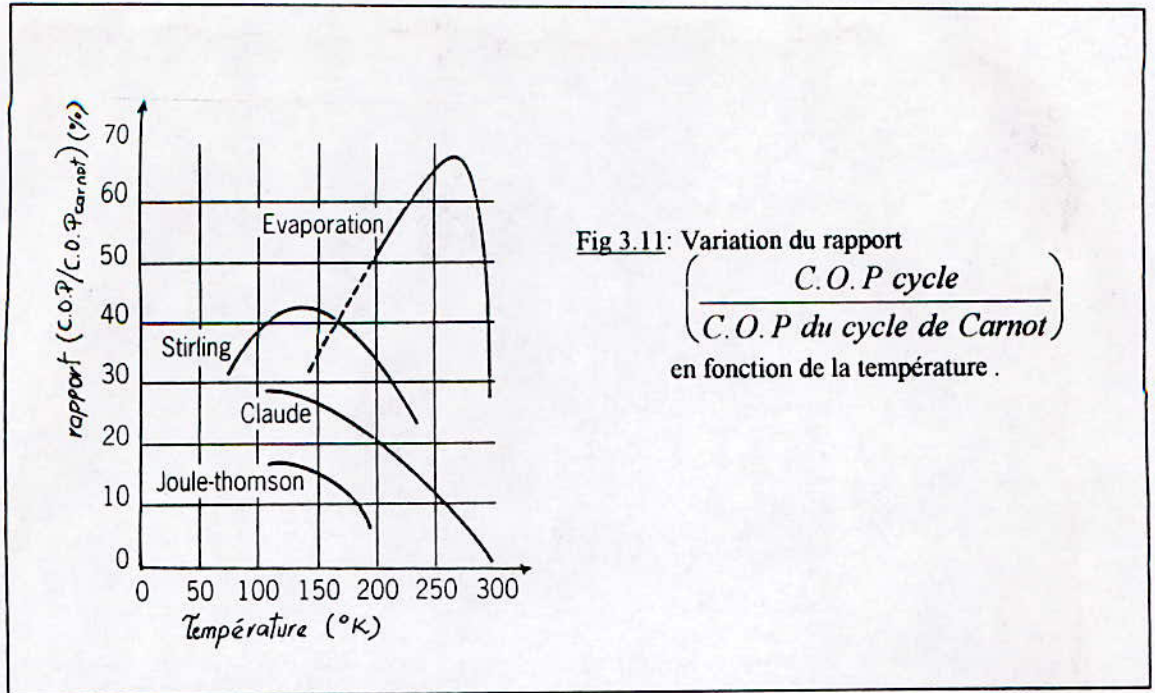


Fig 3.11: Variation du rapport $\left(\frac{C.O.P \text{ cycle}}{C.O.P \text{ du cycle de Carnot}} \right)$ en fonction de la température .

3.3 ETUDE THERMODYNAMIQUE DU LIQUEFACTEUR PHILIPS TYPE PLA 107

3.3.1 DESCRIPTION

Le cylindre comprend un ensemble de deux pistons, l'un pour la compression et l'autre pour le transfert de la masse gazeuse d'une partie du cylindre dans l'autre.

Le piston déplaceur (le balayeur) divise l'espace au-dessus du piston en deux parties.

La partie qui se trouve juste au-dessous du balayeur constitue l'espace de compression, alors que la partie au-dessus est utilisée pour la détente du gaz frigorigène.

Ces parties sont connectées par un canal comprenant trois échangeurs thermiques: radiateur à circulation d'eau, régénérateur et échangeur frigorifique.

Le gaz frigorigène à l'intérieur du cylindre est transféré de la chambre de compression à la chambre d'expansion par le mouvement du balayeur. Ainsi, on réalise les quatre phases décrites au chapitre (3.1). Dans la première phase, on réalise une compression polytropique. Dans la deuxième phase, le balayeur fait passer le gaz frigorigène dans un échangeur où se trouve évacuée par l'eau la chaleur de compression. Puis, le gaz traverse le régénérateur où il se refroidit davantage. Dans la troisième phase, presque la totalité du gaz est dans la chambre d'expansion. Sa température est réduite grâce à l'augmentation du volume résultant du mouvement du piston principal et du balayeur. Ceci entraîne le refroidissement ou la condensation du gaz extérieur sur le condenseur. Dans la quatrième phase, le gaz frigorigène est introduit dans la chambre de compression par le balayeur. Durant ce transfert, le gaz absorbe la chaleur emmagasinée dans la régénérateur au cours de la deuxième phase.(fig 3.12)

Le comportement réel de la machine n'est pas décrit, exactement, par le cycle tel qu'il sera étudié dans le paragraphe (3.3.3).

On donnera quelques notions sur la déviation du comportement idéal au paragraphe (3.3.5).

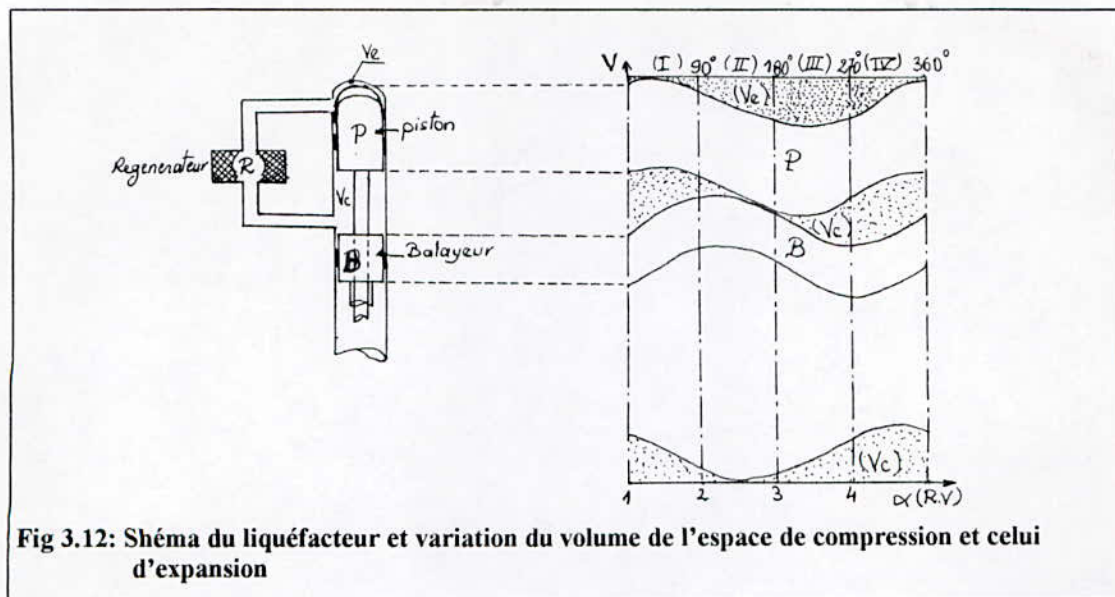


Fig 3.12: Schéma du liquéfacteur et variation du volume de l'espace de compression et celui d'expansion

3.3.2 MOUVEMENT DU PISTON ET DU REFOULEUR

Pratiquement, dans le liquéfacteur PHILIPS type PLA-107, se trouve réalisé non pas le mouvement discontinu des pistons mais un mouvement oscillatoire harmonique classique. Le cycle effectivement réalisé est assez proche du cycle théorique décrit au chapitre (3.1) selon lequel chacun des deux pistons comprime, transfère et détend successivement le gaz frigorigène.

Le mouvement harmonique des pistons évite les accélérations et les forces importantes et assure un arrangement mécanique très simple. Le piston et le balayeur sont couplés mécaniquement à deux bielles solidaires d'un vilebrequin à manetons déphasés d'un angle ($\varphi=70^\circ$).

Partant de l'équation de l'élongation du pied de bielle, d'un système bielle-manivelle et a partir des dimensions des éléments mécaniques (fig 3.13), on peut écrire les équations suivantes:

$$X_{SE} = 428 \text{-----(1)}$$

$$X_{SB} = 15 (1 + \cos\alpha) + 392 \text{-----(2)}$$

$$X_{BB} = 15(1 + \cos\alpha) + 240 \text{-----(3)}$$

$$X_{SP} = 26[1 + \cos(\alpha - 70)] + 201 \text{-----(4)}$$

$$X_{BP} = 26[1 + \cos(\alpha - 70)] + 108 \text{-----(5)}$$

$$L_C = X_{BB} - X_{SP} \text{-----(6)}$$

$$L_E = X_{SE} - X_{SB} \text{-----(7)}$$

Avec comme supposition:

- La longueur de la bielle et très grande par rapport au rayon de la manivelle (pour le piston et le balayeur).
- Le repère de ces équations est l'axe du vilebrequin.

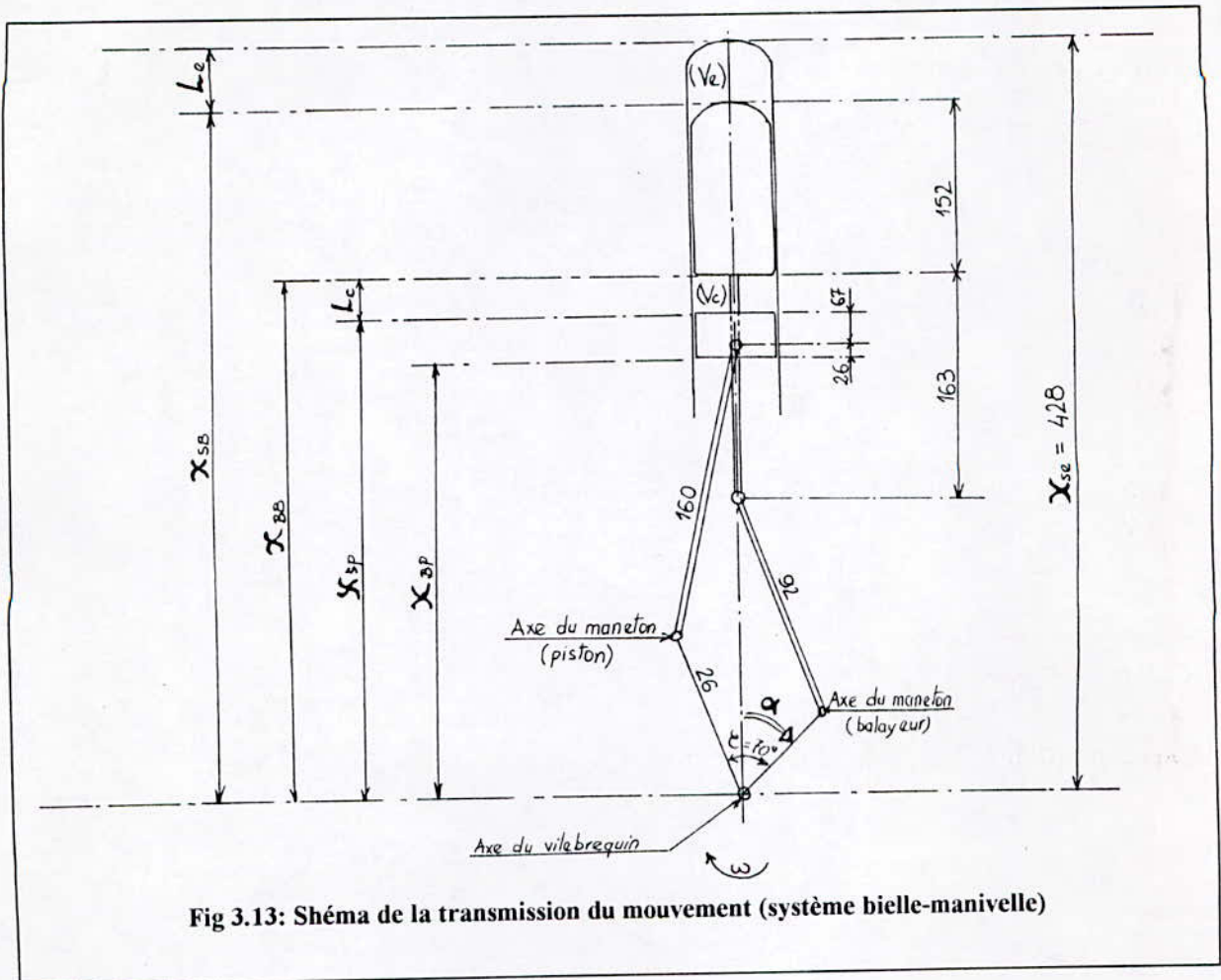
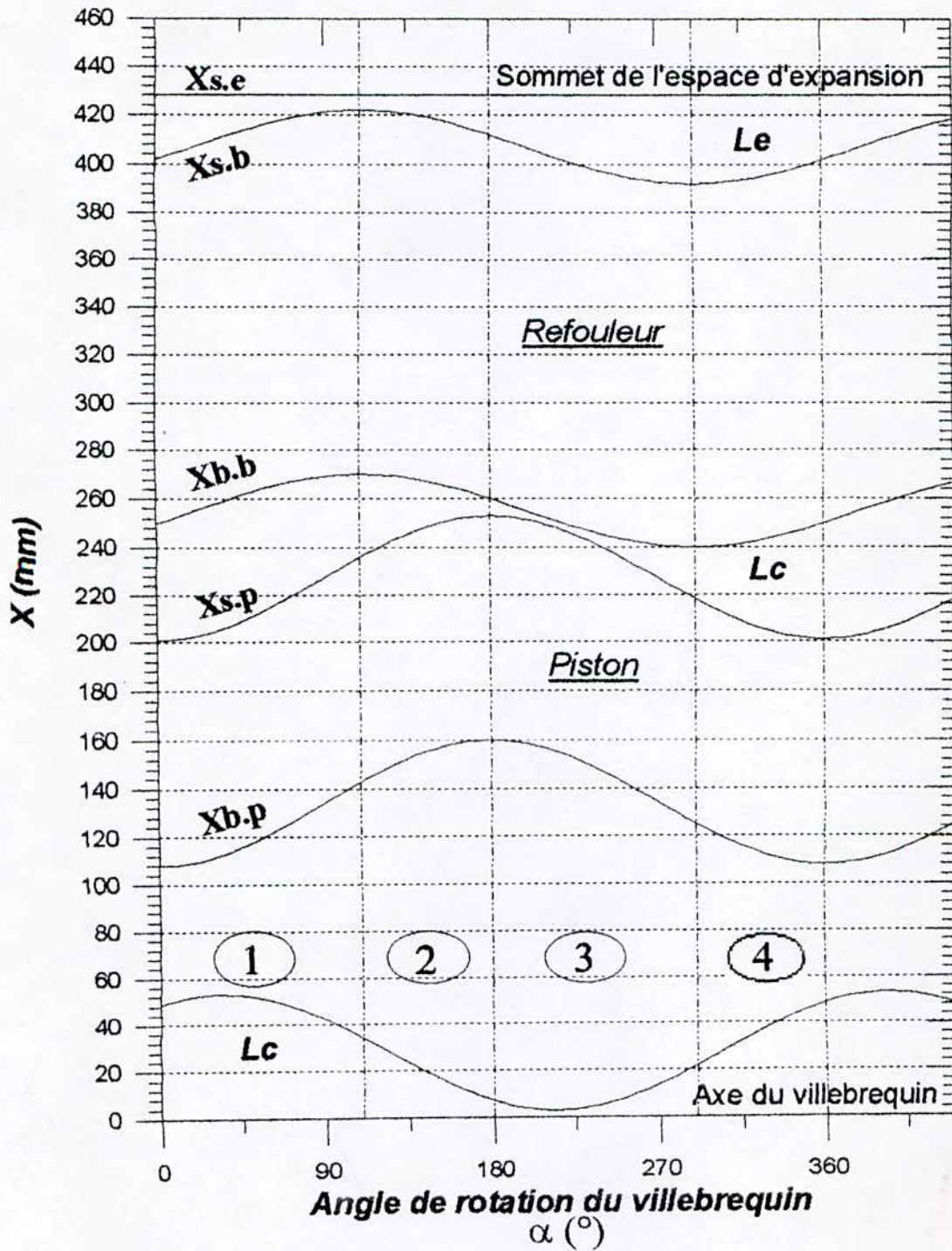


Fig 3.13: Schéma de la transmission du mouvement (système bielle-manivelle)

Ces distances nous conduisent à dessiner le graphe du mouvement du piston et du balayeur en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin (fig3.14) Elles sont aussi nécessaires pour établir les équations des variations du volume de compression et du volume d'expansion en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin (α).

Fig 3.14: Mouvements du piston et du refouleur en fonction de α (angle de rotation du vilebrequin)



33.3 LE CYCLE IDEAL

Dans ce paragraphe, on fera les suppositions suivantes:

1. Le fluide frigorigène est un gaz parfait (H_2 , He).
2. La pression est entièrement uniforme dans le liquéfacteur ; pas de résistance à l'écoulement du fluide frigorigène.
3. Les pertes thermiques dans le régénérateur sont nulles ; toute la quantité de chaleur extraite dans la phase 2-3 est régénérée dans la phase 4-1.
4. Les pertes de chaleur par conduction , convection, etc...sont nulles. Toute la quantité de chaleur absorbée par la machine est récupérée par le gaz.
5. La détente et la compression sont isothermiques. Dans chaque point de la machine la température est constante.
6. Les volumes d'expansion et de compression varient sinusoïdalement avec le temps.
7. On néglige les frottements mécaniques.

Malgré toutes ces suppositions, les résultats obtenus, en utilisant les équations qui suivent, donnent une idée très claire sur les performances du liquéfacteur.

A. Variations du volume et de la pression:

Dans ce cas, les coins du diagramme P-V sont, quelque peu arrondis puisque la détente du gaz ne prend pas place complètement dans l'espace d'expansion ni la compression complètement dans l'espace de compression.

Si on suppose pour $\alpha = \omega t = 0$, on a: $V_e(\alpha=0) = V_{e \max} = V_0 + V_{e \min}$

Alors:

$$V_e = \frac{V_0}{2}(1 + \cos \alpha) + V_{e \min} \text{-----}(8)$$

$$V_c = \frac{W \times V_0}{2} [1 + \cos(\alpha - \phi)] + V_{c \min} \text{-----}(9)$$

où:

$$V_0 = V_{e \max} - V_{e \min}$$

$$V_{e \min} = \frac{\pi \times D_e^2}{4} L_{e \min}$$

$$V_{e \max} = \frac{\pi D_e^2}{4} L_{e \max}$$

$$V_{c \min} = \frac{\pi}{4} (D_c^2 - d^2) \times L_{c \min}$$

$$V_{c \max} = \frac{\pi}{4} (D_c^2 - d^2) \times L_{c \max}$$

$$W = \frac{V_{c \max} - V_{c \min}}{V_0}$$

L'angle de déphasage ϕ entre le volume d'expansion et celui de compression n'est pas le même que celui de déphasage ($\phi=70^\circ$) entre le maneton du balayeur et celui du piston.

Puisque V_e est maximal pour $\alpha=\omega t=0$, donc l'angle ϕ correspond à l'angle α pour lequel V_c (ou L_c) est maximal.

On démontre que: $\frac{dL_c(\alpha)}{d\alpha} = 0$ pour $\alpha=\phi=104^\circ$

La machine a plusieurs espaces morts V_s qui ne sont pas balayés par les pistons (refroidisseur, régénérateur, condenseur).

Pour un calcul approximatif de la masse m_s du gaz dans l'espace mort, il faut calculer les rapports des volumes élémentaires de V_s sur leurs températures et faire la somme

pour avoir $\frac{V_s}{T_s}$.

$$\sum_{V_s} \frac{V_i}{T_i} = \frac{V_s}{T_s}$$

Avec: pour $i=1$. Volume mort dans le refroidisseur.

pour $i=2$. Volume mort dans le régénérateur.

pour $i=3$. Volume mort dans le condenseur.

Pour calculer la valeur de la pression en fonction de la valeur de l'angle α dans la machine (cycle fermé), on utilisera le principe de la conservation de la masse totale.

En appliquant la loi des gaz parfaits sur les trois espaces V_e , V_c et V_s , on a:

$$m_e = \frac{M}{R} \times P \times \frac{V_e}{T_e} \quad , \quad m_c = \frac{M}{R} \times P \times \frac{V_c}{T_c} \quad , \quad m_s = \frac{M}{R} \times P \times \frac{V_s}{T_s}$$

et puisque la masse totale est constante:

$$\frac{M}{R} \times P \times \left(\frac{V_e}{T_e} + \frac{V_c}{T_c} + \frac{V_s}{T_s} \right) = m_t \text{-----(10)}$$

ou bien:

$$\frac{V_e}{T_e} + \frac{V_c}{T_c} + \frac{V_s}{T_s} = \frac{m_t \times R}{MP} = \frac{CV_0}{2T_c \times P} \text{-----(10a)}$$

avec: $C = \frac{2RT_c}{MV_0} m_t$

En combinant les équations (8), (9) et (10a), on obtient:

$$\frac{T_c}{2T_e} \left(1 + \cos \alpha + 2 \frac{V_{e \min}}{V_0} \right) + \frac{W}{2} [1 + \cos(\alpha - \phi)] + \frac{V_{c \min}}{V_0} + \frac{T_c V_s}{V_0 T_s} = \frac{C}{2P} \text{-----(10b)}$$

alors:

$$\frac{C}{P} = \tau \cos \alpha + W \cos(\alpha - \phi) + \left(1 + 2 \frac{V_{e \min}}{V_0} \right) \tau + W + 2 \frac{V_{c \min}}{V_0} + 2 S \text{-----(10c)}$$

Nous introduisons là un angle θ défini par l'équation suivante:

$$\operatorname{tg} \theta = \frac{W \sin \phi}{\tau + W \cos \phi} \text{-----(11)}$$

On définit aussi la quantité:

$$A = \left[(\tau + W \cos \phi)^2 + W^2 \sin^2 \phi \right]^{1/2} = \left[\tau^2 + W^2 + 2\tau W \cos \phi \right]^{1/2} \text{-----(12)}$$

A et θ sont reliées tel que représentées sur la figure (3.15).

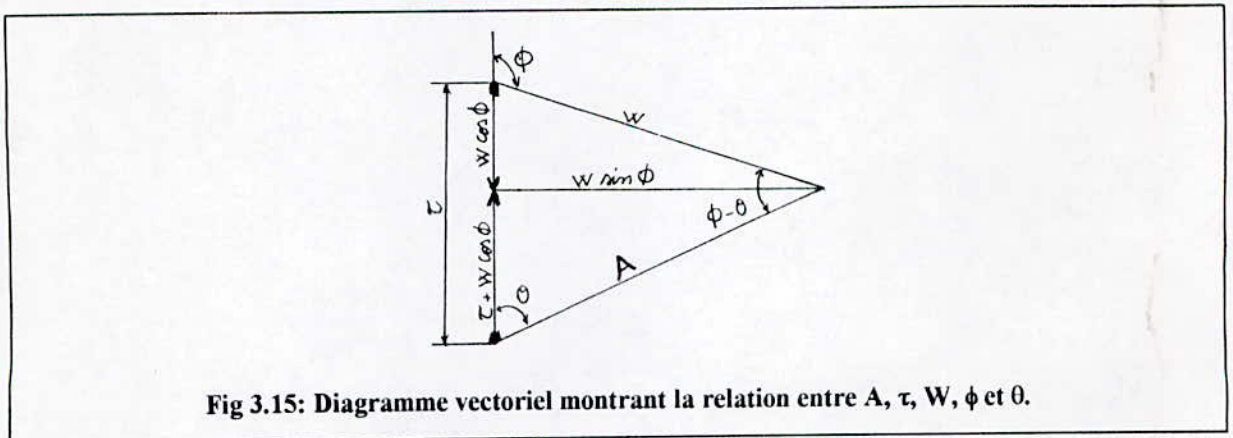


Fig 3.15: Diagramme vectoriel montrant la relation entre A, τ , W, ϕ et θ .

On voit que:

$$\tau + W \cos \phi = A \cos \theta \text{-----(13)}$$

et:

$$W \sin\phi = A \sin\theta \text{-----(14)}$$

En introduisant ces équations dans l'équation (10c), nous obtenons:

$$\frac{C}{P} = A \cos(\alpha - \theta) + \tau \left(1 + 2 \frac{V_{e \min}}{V_0} \right) + W + 2 \frac{V_{c \min}}{V_0} + 2 S$$

Si on définit la quantité B par l'équation:

$$B = \tau \left(1 + 2 \frac{V_{e \min}}{V_0} \right) + W + \frac{2 V_{c \min}}{V_0} + 2 S$$

on aura:

$$\left(\frac{R T_c m_t}{M P} \right) \frac{2}{V_0} = A \cos(\alpha - \theta) + B \text{-----(15)}$$

La quantité entre parenthèses dans le membre de gauche de l'équation (15) représente le volume total pour $\alpha=0$ (conditions aux limites).

On obtient ainsi:

$$V_t = \frac{V_0}{2} [B + A \cos(\alpha - \theta)] \text{-----(16)}$$

et:

$$P = \frac{C}{A \cos(\alpha - \theta) + B}$$

Si on pose: $\delta = \frac{A}{B}$ on aura:

$$P = \frac{c}{B[1 + \delta \cos(\alpha - \theta)]} \text{-----(17)}$$

Evidemment la valeur minimale de P correspond à $\alpha=\theta$ et la valeur maximale à $(\alpha=\theta + \pi)$.

Donc:

$$P_{\min} = \frac{c}{B} \times \frac{1}{1 + \delta} \text{-----(18)}$$

$$P_{\max} = \frac{c}{B} \times \frac{1}{1 - \delta} \text{-----(19)}$$

La figure(2) Annexe schématise la variation de la pression et du volume total en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin (α) d'après les données du tableau des résultats (Chapitre 4).

Pour intégrer l'équation (17) à travers le cycle afin de trouver l'expression de la pression moyenne, on développe en série de FOURRIER le facteur:

$$\frac{1}{1 + \delta \cos \gamma} \text{ avec } \gamma = \alpha - \theta \quad [1]$$

On trouve:

$$\frac{1}{(1 - \delta^2)^{1/2}} \left[1 - \frac{2\delta}{1 + (1 - \delta^2)^{1/2}} \cos \gamma + 2 \left(\frac{\delta}{1 + (1 - \delta^2)^{1/2}} \right) \cos 2\gamma + \dots \right]$$

Après intégration entre $\alpha = 0$ et $\alpha = 2\pi$, on trouve la pression moyenne:

$$P_m = \frac{c}{B} \times \frac{1}{(1 - \delta^2)^{1/2}} = \frac{2RT_c}{BMV_0} \times \frac{m_i}{(1 - \delta^2)^{1/2}} \quad \text{-----(20)}$$

Alors, la pression donnée par l'équation (17) peut être remplacée par:

$$P = P_m \frac{(1 - \delta^2)^{1/2}}{1 + \delta \cos(\alpha - \theta)} \quad \text{-----(21)}$$

En combinant l'équation (21) avec l'équation (18) puis avec l'équation (19), on trouve respectivement:

$$P_{\min} = P_m \frac{(1 - \delta)^{1/2}}{(1 + \delta)^{1/2}} \quad \text{-----(22)}$$

$$P_{\max} = P_m \frac{(1 + \delta)^{1/2}}{(1 - \delta)^{1/2}} \quad \text{-----(23)}$$

B-Puissance frigorifique et puissance fournie:

Le travail nécessaire par cycle est:

$$W = Q_c - Q_f$$

En appliquant le premier principe de la thermodynamique sur les deux espaces ouverts V_e et V_c , on aura:

$$Q_e = \oint P dV_e \quad \text{et} \quad Q_c = \oint P dV_c$$

En introduisant γ dans les équations (8) et (9), on obtient:

$$V_e = \frac{V_0}{2} [1 + \cos \gamma \cos \theta - \sin \gamma \sin \theta] + V_{e \min}$$

et:

$$V_c = \frac{W V_0}{2} [1 + \cos \gamma \cos(\theta - \phi) - \sin \gamma \sin(\theta - \phi)] + V_{c \min}$$

alors:

$$dV_e = -\frac{V_0}{2} [\sin \gamma \cos \theta + \cos \gamma \sin \theta] d\gamma$$

$$\text{et: } dV_c = -\frac{W V_0}{2} [\sin \gamma \cos(\theta - \phi) + \cos \gamma \sin(\theta - \phi)] d\gamma$$

Donc la puissance frigorifique est:

$$Q_e = \frac{n}{60} \int P dV_e = -\frac{n V_0}{120} P_m \int_0^{2\pi} (1 - 2e \cos \gamma) [\sin \gamma \cos \theta + \cos \gamma \sin \theta] d\gamma$$

$$\Rightarrow |Q_e| = \pi V_0 \frac{n}{60} P_m e \sin \theta \text{ -----(24)}$$

La quantité de chaleur rejetée à la source chaude:

$$Q_c = \frac{n}{60} \int P dV_c = -\frac{n W V_0}{120} P_m \int_0^{2\pi} (1 - 2e \cos \gamma) [\sin \gamma \cos(\theta - \phi) + \cos \gamma \sin(\theta - \phi)] d\gamma$$

$$Q_c = -\frac{n}{60} \pi V_0 P_m e W \sin(\phi - \theta)$$

alors:

$$|Q_c| = \tau \pi V_0 \frac{n}{60} P_m e \sin \theta \text{ -----(25)}$$

finalement, la puissance nécessaire est:

$$P = |Q_c| - |Q_e| = (\tau - 1) \pi V_0 \frac{n}{60} P_m e \sin \theta \text{ -----(26)}$$

C: Coefficient de performance:

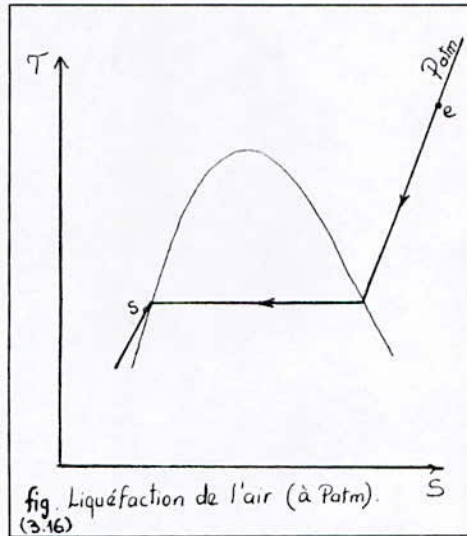
En remplaçant (25) et (26) dans (27), on trouve:

$$C.O.P = \frac{Q_e}{Q_c - Q_e} = \frac{1}{\tau - 1} \text{ -----(27)}$$

$$\Rightarrow C.O.P = \frac{T_f}{T_c - T_f}$$

On remarque que c'est le même coefficient que celui calculé pour le cycle de Stirling inversé (Paragraphe 3.1).

3.3.4 Puissance frigorifique effective:



En faisant un bilan énergétique sur l'écoulement de l'air dans la tête du condenseur, nous obtenons d'après le premier principe de la thermodynamique sous sa forme détaillée:

$$Q_{\text{eff}} - W = \dot{m}_s \left(h_s + \frac{V_s^2}{2} + g z_s \right) - \dot{m}_e \left(h_e + \frac{V_e^2}{2} + g z_e \right)$$

En négligeant la variation des énergies cinétique et potentielle, le débit des gaz non condensables et d'après le principe de la conservation de la masse ($\dot{m}_e = \dot{m}_s = \dot{m}$).

$$Q_{\text{eff}} = \dot{m} (h_s - h_e)$$

3.3.5 Déviation du cycle idéal:

Le cycle de Stirling inversé n'est pas constitué de trois espaces, tel qu'il est décrit au chapitre (3.3), mais de cinq espaces (espace de compression, d'expansion, refroidisseur, régénérateur et condenseur).

La quantité de chaleur dégagée lors de la compression polytropique est absorbée par l'eau de refroidissement (refroidisseur). Donc, la température dans l'espace de compression est très supérieure à celle dans l'espace de refroidissement. D'autre part,

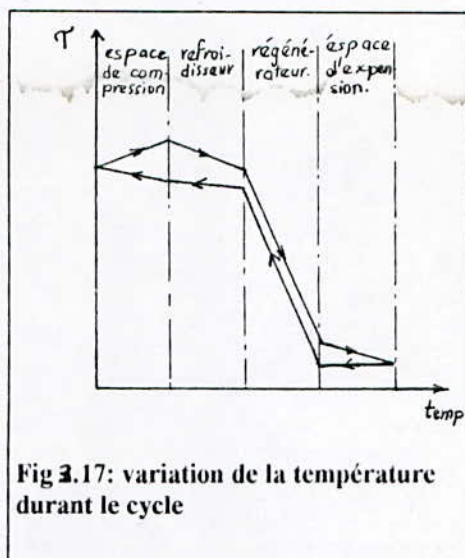


Fig 3.17: variation de la température durant le cycle

la quantité de chaleur absorbée par le fluide frigorigène lors de la détente est dégagée par l'air ambiant. De ce fait, la compression et l'expansion sont loines d'être isothermes. La figure (3.17) donne le profil de variation des températures dans le liquéfacteur.

A: Transformation polytropique

Les températures du gaz lors de l'écoulement dans les espaces de compression et d'expansion ne sont uniformes du fait de l'existence d'imperfections dans le mélange (gaz à différentes températures). Malgré ça, il est possible d'attribuer des valeurs moyennes de T_c et T_e du gaz dans V_c et V_e et de les utiliser pour définir pour définir la valeur effective de τ . En utilisant cette valeur pour calculer la puissance frigorifique et la puissance motrice, on obtiendra une correction raisonnable donnant des résultats proches de ceux du processus réel. Pour cela, on utilise les corrélations suivantes [1]:

$$T_c = \frac{T_{co}}{1 - \frac{\pi(\gamma - 1)\delta}{4\gamma}}$$

$$T_e = \frac{T_{eo}}{1 + \frac{\pi(\gamma - 1)\delta}{4\gamma}}$$

Il faut noter que δ dépend lui aussi de T_e et T_c . Cependant, ces valeurs (T_e , T_c et δ) peuvent être estimées par des méthodes itératives.

Néanmoins, on obtiendra pour l'Hélium $\frac{\pi(\gamma-1)}{4\gamma} \approx 0.3$ et pour l'Hydrogène presque à 0.23 [1]. En prenant $\delta = 0.3$ comme valeur moyenne pour un rapport de compression (≈ 2), le terme de correction $\frac{\pi \delta(\gamma-1)}{4\gamma}$ est de 9% pour l'Hélium et de 7% pour l'Hydrogène [1].

B. Pertes dans le régénérateur:

Pour un liquéfacteur travaillant dans les conditions suivantes:

- $T_e = 75 \text{ °K}$.
- $\tau = \frac{T_c}{T_e} = 4$

$$\frac{\text{Chaleur emmagasinée par le régénérateur } (Q_R)}{\text{Puissance frigorifique } (Q_f)} \approx 14$$

Par contre, pour une machine Stirling motrice, $\frac{Q_f}{Q_R} = \frac{1}{4}$ [1].

Pour cela, le régénérateur est plus important dans les machines Stirling liquéfactrices. Les pertes dans le régénérateur sont dues à l'imperfection du processus de transfert de chaleur entre le gaz et le régénérateur, et aux pertes de chaleur longitudinales. Ces dernières sont tellement minimes qu'on les néglige, sauf dans les petites machines [1].

C. Conduction dans les parois du cylindre:

Le cylindre du liquéfacteur doit résister à de grandes pressions et à des températures élevées sans déformation. L'épaisseur des parois dépend de ces conditions, du diamètre du cylindre et de la matière à partir de laquelle il est fabriqué. L'épaisseur des parois est de l'ordre du centimètre, le transfert de chaleur par conduction à travers les parois se trouvant ainsi non négligeable.

D. Pertes mécaniques:

Elles sont dues au:

- Frottements piston-cylindre, balayeur-cylindre.
- Frottements dans les axes et les manetons du vilebrequin.
- Excentricité du volant du liquéfacteur avec l'axe du moteur électrique.



IV- ETUDE
EXPERIMENTALE

4. ETUDE EXPERIMENTALE

4.1 Introduction:

Pour une analyse parfaite des performances du liquéfacteur, l'étude expérimentale d'une telle installation nécessite un nombre de données suffisants. A savoir:

- Les températures dans les espaces de compression et d'expansion (T_C et T_f).
- La pression moyenne dans la machine.
- Les dimensions de certains organes (Cylindre du piston, longueurs des bielles, rayon de la manivelle, etc.).
- Les températures d'entrée et de sortie du refroidisseur de l'eau de refroidissement.
- Le débit d'eau de refroidissement.
- La température ambiante.
- La température de l'air liquide.
- Le volume mort V_S .
- Les caractéristiques techniques du moteur électrique.

Malheureusement, les températures T_C et T_f ne sont pas mesurées directement par une sonde mais seulement estimées et corrigées par des formules empiriques (itératives) décrites au chapitre (3.5).

4.2 Tableau des données techniques:

Tableau 4.1: Données techniques du liquéfacteur.			
Donnée	Symbole	Unité	Valeur numérique
Angle de déphasage entre les manetons du piston et du balayeur	φ	(°)	70
Diamètre du cylindre du piston (espace de compression)	D_c	(mm)	80
Diamètre du cylindre du refouleur (espace d'expansion)	D_e	(mm)	70
Diamètre de la tige du refouleur.	d	(mm)	12
Angle de déphasage entre les volumes de compression et d'expansion.	ϕ	(°)	104
Vitesse de rotation du moteur électrique.	n	tr/mn	1425
Fréquence	f	Hz	50
D.D.P	V	Volts	220
Intensité du courant électrique.	I	Ampère	40
Cosinus de l'angle de déphasage entre V et I .	$\cos \varphi'$		0.86
Puissance (de sortie) du moteur électrique.	P	KW	11
Volume mort total (régénérateur, refroidisseur et condenseur).	V_s	m^3	$2 \cdot 10^{-4}$

4.3 Détermination du débit d'air liquide:

Pour vérifier le bon fonctionnement du liquéfacteur, on mesure le débit d'air liquide produit par deux méthodes:

- Une méthode pratique qui consiste, tout simplement, à mesurer le temps nécessaire pour l'obtention de 2 L d'air liquide.

- Une deuxième méthode théorique, où le débit est calculé en multipliant le débit théorique (7.5 L/h) par 3 facteurs de correction A, B et C (§ 2.3.1) donnés par le graphe (Fig 2.15).

Dans les mêmes conditions de travail, on remarque que le débit mesuré est inférieur à celui calculé (Tableau 4.2). Ce résultat est dû à :

- Influence de paramètres autres que A, B et C (§ 2.3.1).

Exemples:

hauteur au-dessus du niveau de la mer.

taux d'humidité.

Vitesse de rotation.

- Pertes par évaporation.

Mesure	Unité	Valeur numérique
Pression moyenne du gaz (P_{moy})	bar	24
Pression d'eau de refroidissement (P_{eau})	m. C.E	34
Débit d'eau (\dot{Q}_{eau})	m ³ /h	0.6
Température d'entrée dans le refroidisseur (T_{er})	(°c)	20
Température de sortie du refroidisseur (T_{sr})	(°c)	33
Facteurs de correction	A	0.97
	B	0.97
	C	0.98
Débit d'air liquide calculé (\dot{Q}_{cal})	L/h	6.91

Volume du « Dewar »	L	2
Temps mis pour remplir le « Dewar »	s	1066
Débit d'air liquide mesuré (\dot{Q}_{mes})	L/h	6.75

Pertes par évaporation:

La quantité d'air liquide évaporée (\dot{Q}_{ev}) par unité de temps peut être calculée, en mesurant le temps nécessaire pour l'évaporation de 10 g d'air liquide.

On trouve: $t=505$ s.

Avec: $\rho_{air\ liquide} = 0.875$ Kg/L.

donc:

$$\dot{Q}_{ev} = 0.08 \text{ L/h.}$$

Si on ajoute Q_{ev} au débit d'air mesuré, on se rapprochera du débit calculé:

$$\dot{Q}_{mes} + \dot{Q}_{ev} = 6.83 \text{ L/h.}$$

4.4 Paramètres influençant la production d'air liquide:

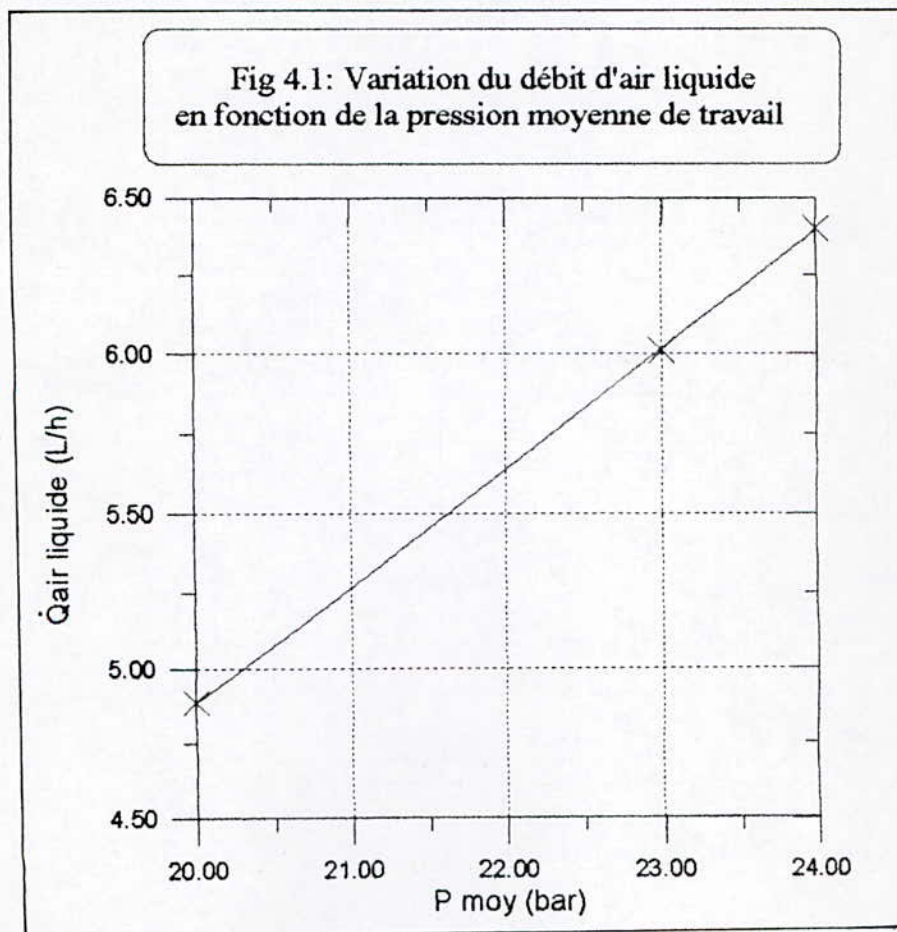
A. Influence de la pression moyenne:

Les paramètres constants pour cette expérience sont:

- Fluide frigorigène: Hydrogène.
- Pression d'eau de refroidissement: $P_{eau} = 34$ m.C.E.
- Débit d'eau de refroidissement: $\dot{Q}_{eau} = 0.6$ m³/h.
- Température d'entrée dans le refroidisseur: $T_{er} = 20^\circ\text{c}$.
- Température de sortie du refroidisseur: $T_{sr} = 32^\circ\text{c}$.

Pression moyenne (bar)	20	23	24
Volume (L)	2		
Temps (s)	1473	1198	1125
Débit d'air liquide (L/h)	4.89	6.01	6.4

D'après la graphe (4.1) dessiné à partir des résultats figurant dans le tableau (4.3), on constate que le débit d'air liquide varie linéairement avec la pression moyenne du gaz.



De ce fait, la société PHILIPS a introduit le facteur de correction A défini au chapitre (2.3.1), qui permet d'évaluer le débit d'air liquide à partir de la pression moyenne et du débit théorique (7.5 L/h).

B. Influence de la température d'entrée de l'eau de refroidissement (T_{er}):

T_{er} ($^{\circ}C$)	14 (Hiver)	20 (été)
Pression moyenne du gaz (bar)	23	
Pression de l'eau de refroidissement (m.C.E)	34	
Débit de l'eau de refroidissement (m^3/h)	0.6	
Débit d'air liquide (L/h)	6.624	6.316

On remarque d'après le tableau (4.4) que la production est d'autant plus élevée que la température d'entrée de l'eau de refroidissement (T_{er}) est plus basse.

Le facteur de correction B (§ 2.3.1) permet donc à partir de T_{er} de calculer le débit d'air liquide à partir du débit standard (7.5 L/h).

C. Influence du débit de l'eau de refroidissement:

\dot{Q}_{eau} (m^3/h)	0.59	0.462
Pression moyenne du gaz (bar)	23	
Pression de l'eau de refroidissement (m.C.E)	34	19
Température d'entrée de l'eau du refroidisseur ($^{\circ}C$)	20	
Température de sortie de l'eau du refroidisseur ($^{\circ}C$)	33	36
Débit d'air liquide (L/h)	6.32	6.12

Dans les conditions standards, le débit de l'eau est de $0.75 \text{ m}^3/\text{h}$. D'après le tableau (4.5), on remarque que la chute de \dot{Q}_{eau} entraîne une chute du débit d'air liquide.

Il est important de noter que la machine ne doit pas fonctionner avec un débit inférieur à $0.4 \text{ m}^3/\text{h}$. Pour cela, il faut bien régler la sécurité de pression d'eau de refroidissement (§ 2.2.2.D).

Cette perturbation est corrigée par le facteur C (§ 2.3.1) qui permet, à partir de la valeur standard du débit d'air liquide de calculer le débit réel.

D. Influence de la nature du fluide frigorigène:

Les paramètres constants pour cette expérience sont:

- Pression d'eau de refroidissement: 34 m.C.E.
- Débit d'eau de refroidissement: $0.6 \text{ m}^3/\text{h}$.
- Température d'entrée de l'eau dans le refroidissement: $T_{\text{er}} = 20^\circ\text{C}$.

Fluide moteur	Hélium (He)		Hydrogène (H ₂)	
Pression moyenne du gaz (bar)	21	23	21	23
Température (T_{se}) de sortie de l'eau de refroidissement (°C)	31	32	31	32
Débit d'air liquide (m^3/h)	5.80	6.56	5.26	6.01

On remarque que le fluide frigorigène qui permet d'obtenir le meilleur débit d'air liquide, d'où une puissance frigorifique effective élevée, est l'Hélium.

4.5 Performances du liquéfacteur:

A. Puissance frigorifique effective:

D'après l'équation (3.4.1), la quantité de chaleur fournie par l'air (puissance frigorifique effective) est:

$$Q_{\text{eff}} = \dot{m} (h_2 - h_1)$$

$$Q_{\text{eff}} = \rho \dot{Q} (h_2 - h_1)$$

Avec: $\rho = 0.875 \text{ Kg/L}$.

$$\dot{Q} = 6.83 \text{ L/h } (\S 4.3)$$

où: $\dot{Q} = \dot{Q}_{\text{mes}} + \dot{Q}_{\text{ev}}$: débit volumique d'air liquide.

La connaissance des températures, de la pression atmosphérique et de l'humidité absolue permet de déterminer h_2 et h_1 .

1: air ambiant.

$$\left. \begin{array}{l} t_1 = 294^\circ \text{K} \\ P_1 = 1 \text{ atm} \end{array} \right\} \text{on trouve sur le diagramme psychrométrique [20] : } h_1 = 40 \text{ KJ/Kg.}$$

2: air liquide.

$$\left. \begin{array}{l} t_2 = 78^\circ \text{K} \\ P_2 = 1 \text{ atm} \end{array} \right\} \text{on trouve: } h_2 = -403 \text{ KJ/Kg. [20]}$$

Avec: l'air dénué d'humidité.

D'où:

$$Q_{\text{eff}} = -0.735 \text{ KW}$$

Cette valeur sera utilisée comme paramètre de comparaison dans le paragraphe (4.5.C).

4.5.B Quantité de chaleur absorbée par l'eau de refroidissement:

D'après le premier principe de la thermodynamique appliqué entre l'entrée et la sortie du refroidisseur, on a:

$$Q_{\text{C eau}} = \dot{m}_{\text{eau}} \Delta h.$$

Avec: $\Delta h = C_{p \text{ moy}} \Delta T$.

D'où:

$$Q_{\text{C eau}} = \dot{m}_{\text{eau}} C_{p \text{ eau}} (T_{\text{sr}} - T_{\text{er}}).$$

Avec:

- $m_{\text{eau}} = \rho \dot{Q}_{\text{eau}} = 0.167 \text{ Kg/s.}$
- $T_{\text{sr}} = 33^{\circ}\text{C.}$
- $T_{\text{er}} = 22^{\circ}\text{C.}$
- $C_{\text{p moy}} = 4.172 \text{ KJ/Kg.}^{\circ}\text{C. (pris à: Erreur! Objet incorporé incorrect.) [].}$

Finalement:

$$Q_{\text{C eau}} = 7.664 \text{ KW}$$

De même, on utilisera cette valeur comme paramètre de comparaison dans le paragraphe qui suit (§ 4.5.C).

4.5.C Caractéristiques et performances du processus interne du liquéfacteur:

Dans ce paragraphe, on utilisera les équations développées dans le chapitre (3.3) et réunies dans le tableau récapitulatif (Tableau 4.7).

Tableau N°1

Tableau 4.6: Données (Hélium)		
Donnée	Valeur numérique	Unité
$L_{\text{e min}}$	6	mm
$L_{\text{e min}}$	2.82	mm
$L_{\text{e max}}$	36	mm
$L_{\text{e max}}$	53.18	mm
R	8.31434	J/mole °K
M	2.016	g/mole
V_{S}	$2 \cdot 10^{-4}$	m^3
T_{er} (entrée)	22	(°C)
T_{sr} (sortie)	33	(°C)
P_{eau}	34	m.C.E
P_{m} (He)	24	bar
\dot{q}_{eau}	0.60	m^3/h
$\dot{q}_{\text{air liquide}}$	6.75	l/h
T_{Co}	318	(°K)
T_{fo}	70	(°K)

Tableau 4.7: Récapitulatif des résultats numériques (Hélium)			
N°	Equation	Valeur numérique	Unité
	$T_c = \frac{T_{c_0}}{1 - 0.09}$	349	(°K)
	$T_f = \frac{T_{f_0}}{1 + 0.09}$	64	(°K)
	$T_s = \frac{T_f + T_c}{2}$	206	(°K)
	$V_{e \max} = \frac{\pi D_e^2}{4} L_{e \max}$	$1.38 \cdot 10^{-4}$	m^3
	$V_{e \min} = \frac{\pi D_e^2}{4} L_{e \min}$	$2.31 \cdot 10^{-5}$	m^3
	$V_{c \max} = \frac{\pi}{4} (D_c^2 - d^2) L_{c \max}$	$2.61 \cdot 10^{-4}$	m^3
	$V_{c \min} = \frac{\pi}{4} (D_c^2 - d^2) L_{c \min}$	$1.39 \cdot 10^{-5}$	m^3
	$V_0 = V_{e \max} - V_{e \min}$	$1.16 \cdot 10^{-4}$	m^3
	$W = \frac{V_{c \max} - V_{c \min}}{V_0}$	2.130	
	$\tau = \frac{T_c}{T_f}$	5.453	
	$S = \frac{V_s T_c}{T_s V_0}$	2.921	
	$A = \sqrt{\tau^2 + W^2 + 2\tau W \cos \phi}$	5.353	
	$B = \tau \left(1 + 2 \frac{V_{cm}}{V_0} \right) + W + 2 \frac{V_{cm}}{V_0} + 2S$	15.836	
	$\delta = \frac{A}{B}$	0.338	
20	$m_i = \frac{BMV_0}{2RT_c} (1 - \delta^2)^{1/2} P_m$	1.441	g
11	$\theta = \text{Arctg} \left(\frac{W \sin \phi}{\tau + W \cos \phi} \right)$	22.7	(°)
22	$P_{\min} = P_m \frac{(1 - \delta)^{1/2}}{(1 + \delta)^{1/2}}$	16.88	bar
23	$P_{\max} = P_m \frac{(1 + \delta)^{1/2}}{(1 - \delta)^{1/2}}$	34.12	bar

	$e = \frac{\delta}{1 + (1 - \delta^2)^{1/2}}$	0.174	
24	$ Q_c = \pi V_0 \frac{n}{60} P_m e \sin \theta$	1.395	KW
25	$ Q_c = \tau \pi V_0 \frac{n}{60} P_m e \sin \theta$	7.606	KW
26	$P = Q_c - Q_e $	6.211	KW
27	$C.O.P = \frac{1}{\tau - 1}$	0.225	

Remarques:

- La masse totale évoluant dans le cycle est très inférieure à la masse de remplissage (1.441 g \ll 30 g).
- Les pressions maximale et minimale sont proches de celles données par le constructeur. A savoir: $P_{\min} = 16$ bar, $P_{\max} = 35$ bar.
- La quantité de chaleur absorbée par le fluide frigorigène (Puissance frigorigène) est supérieure à la quantité de chaleur dégagée par l'air à liquéfier (Puissance frigorigère effective). Donc, les pertes de chaleur dans la tête du condenseur sont estimées à:

$$\Delta Q_f = Q_f - Q_{\text{eff}} = 1.395 - 0.735 = 0.66 \text{ KW.}$$

- La quantité de chaleur calculée par l'équation (25) (§ 3.3) est inférieure à la quantité de chaleur absorbée par l'eau de refroidissement. Donc, les pertes de chaleur par frottement du piston dans la chemise sont estimées à:

$$\Delta Q_C = Q_{C_{\text{eau}}} - Q_C = 7.664 - 7.606 = 0.058 \text{ KW}$$

- La puissance nécessaire dans le processus interne de liquéfaction est très inférieure à la puissance fournie par le moteur électrique (6.211 KW \ll 11 KW).

4.6 Exploitation des résultats:

- Le débit d'air liquide donnée par le constructeur (7.5 L/h) dans des conditions bien déterminées n'est jamais atteint dans les conditions de travail de notre laboratoire. En plus de la pression moyenne de travail et des températures d'entrée et de sortie dans le refroidisseur, le débit d'air liquide est influencé par l'hauteur au-dessus du

niveau de la mer, le taux d'humidité, la vitesse de rotation du moteur électrique et les pertes par évaporation.

- Puisque la température ambiante et la température d'ébullition de l'air à la pression atmosphérique (77 °K) sont constantes, la puissance frigorifique effective varie linéairement avec le débit d'air liquide ($Q_f = m \Delta h = K m$). Etant donné que ce dernier varie linéairement avec la pression moyenne, on déduit que la puissance frigorifique varie linéairement avec la pression moyenne (Chose qui est démontrée par la formule (24) (§3.3)).
- L'Hélium est le fluide frigorigène qui donne de meilleurs résultats (Un débit plus élevé) en plus de ces qualités sécurisantes (inflammable).
- La grande différence entre la masse de remplissage et la masse totale évoluant dans l'espace de travail est due à la nature du carter dont les avantages sont énumérées au § 2.2.1.a (Un système de remplissage et de compensation interne).
- Les pertes de chaleur dans la tête du condenseur sont importantes, vu la grande différence de température entre le milieu ambiant et l'espace d'expansion (température cryogénique). S'y ajoute l'imperfection de l'isolation dans la tête du condenseur.
- L'échauffement du fluide frigorigène dans l'espace de travail du à la compression est faiblement influencé par la quantité de chaleur dégagée par frottement des segments du piston sur le cylindre. Pour cela, la quantité de chaleur absorbée par l'eau de refroidissement $Q_{C \text{ eau}}$ est supérieure à celle (Q_C) calculée en utilisant l'équation (25).
- Si on prend en considération les notions négligées dans le chapitre (3.3) et mentionnés dans le paragraphe (3.5), ^{à savoir} les pertes par frottement (dans le coussinet, les paliers, cylindre-piston et cylindre-balayeur) et la puissance nécessaire à l'entraînement de la pompe à huile, la puissance nécessaire calculée par la formule (26) (§3.3) se rapprochera de plus en plus de la puissance nécessaire théorique (11 KW).



V- CONCLUSION

CONCLUSION

Notre étude a constitué une comparaison d'une approche thermodynamique avec l'étude expérimentale du liquéfacteur PHILIPS type PLA-107. Ceci a nécessité la remise en exploitation de cette installation. Chose qui a engendrée un démontage complet. En outre, nous avons élaboré un guide de fonctionnement et d'entretien assurant un fonctionnement idéal pour d'éventuels utilisateurs de cette installation intéressante.

D'après l'étude théorique, on a pu constater d'une part, le regain d'intérêt et l'avenir prédit au cycle de Stirling. La comparaison avec d'autres procédés de liquéfaction a confirmé cela. D'autre part, on a jugé les performances thermodynamiques de l'installation satisfaisantes et proches de celles données par le constructeur.

Néanmoins, la nature du carter entraîne une contamination périodique du régénérateur. Chose qui diminue sensiblement le rendement de l'installation.

Il serait intéressant dans le but d'augmenter la fiabilité de l'installation de:

- Changer l'huile de lubrification existante par une huile plus conforme (TORBA 33).
- Changer toutes les canalisations du système de refroidissement ($\varnothing_{\min.} = 20 \text{ mm}$).
- Respecter toutes les consignes données dans le chapitre maintenance et entretien (2.4).
- La faire fonctionner au moins une fois par semaine, durant une à deux heures, pour éviter l'endommagement des différents éléments.

Il serait intéressant aussi de compléter l'étude de la déviation du cycle idéal entamée, et d'étudier l'effet de la miniaturisation sur les performances de l'installation.

BIBLIOGRAPHIE

- [1] The Philips Stirling Engine. C.M. Hargreaves. The Philips Laboratories, Eindhoven, The Netherlands. Elsevier 1991.
- [2] Guide Du Dessinateur Industriel. A. Chevalier. Edition Hachette Techniques. 1995.
- [3] Cryogénie : Mise En Oeuvre Des Basses Températures. J. C. Boissin. Techniques de l'Ingénieur. 1995.
- [4] Théorie Des Machines Thermiques. J. Conan. Thechniques de l'Ingénieur. 1995.
- [5] Cycles et Problèmes de rendement dans les Moteurs à Combustion Interne. M. Serruys. Techniques de l'Ingénieur. 1995
- [6] Methodologie Pour La Réduction des Machines Thermodynamiques. P. Nika. Oct. 1992.
- [7] Le Cycle Stirling Et La Miniaturisation. G. Ganne et M. Martin. I.G.E. à l'U. F. R. S.T.C.I. Belfort. N° P/92/06. 1992.
- [8] Stirling And Vuilleumier Heat Pumps : Design And Applications. J. Wurm And All. Mc Graw-Hill inc. 1991.
- [9] The Stirling Alternative : Power Systems, Refrigerants And Heat Pumps. G. Walker And All. University of Calgary, Alberta, Canada. Gordon And Breach Science Publishers. 1994.
- [10] Liquid Nitrogen Plant PLN 108S : Operating Manual. Philips. 1970.
- [11] Stirling Cycle Engine Analysis. I. Urieli And D. M. Berchowitz. A. Hilger Ltd, Bristol. 1984.
- [12] The Next Great Thing : The Sun, The Stirling Engine And The Drive To Change The World. M. L. Shelton. W. W. Norton and Company, NY. 1980.
- [13] Super Fluid Stirling Cycle Regrigeration Below 1 Kelvin. V. Kutsubo and G. W. Swift. Condensed Matter and Thermal Physics Group at Los Alamos National Laboratory, Los Alamos, New Mexico. Plenum Publishing Corp. 1991.
- [14] Liquid Piston Stirling Engines. C. D. West. OAK Ridge Laboratory. 1985.
- [15] Theoretical Analysis and Performance Investigation Of Stirling Cycle Regenerators. M. D. Atrey, S. L. Bapat and K. G. Navayankhedkar. Dept of Mechanical Engineering, India Institute of technology at Bombay. Cryogenics, Vol 31. Dec. 1991.
- [16] Study On Microengines, Miniaturizing Stirling Engines For Actuators. N. Nakajima, K. Ogawa and I. Fujimasa. Elsevier Sequoia Printed in The Netherlands. 1991.
- [17] Cryogenic Products : Stirling Cryogenics And Refrigerators. BV. Nov. 1995.

- [18] Fundamental Cryogenics. Hazerden. 1980.
- [19] Remise En Exploitation du Liquifacteur d'Hélium de l'USTHB. S. Atout. Institut de Chimie Industrielle, USTHB. 1985.
- [20] Handbook of Chemical Engineering. M. Perry . 1982.
- [21] Liquifacteur d'Air PLA 107S, Notice d'Emploi Philips. 1971.
- [22] Elements de Cryogénie. R. R. Conte. Edition Masson et Cie. 1980.
- [23] Formulaire du Frigoriste. W. Pohlmann. Edition Dunod. 1981.
- [24] Thermodynamique Technique. Tomes 2.a. et 2.b. M. Bailly. Edition Bordas. 1975.
- [25] Thermodynamique Appliquée Aux Machines. R. Vichnievsky. Edition Masson et Cie. 1975.
- [26] Thermodynamique Technique. A. Houberechts. Edition Ch. Upstpruyst. 1977.
- [27] Liquefaction Des Gaz Par La Machine Philips. Y. Farhi. E. N. P. 1982.
- [28] Thermodynamique. A. Kastler. 1985.
- [29] Mise Au Point D'un Liquifacteur d'Hélium. F. Ayati et H. Dinars. Institut de Chimie Industrielle, USTHB. 1981.
- [30] Le Froid : Questions Et Réponses. M. E. Anderson. 1982.



ANNEXE

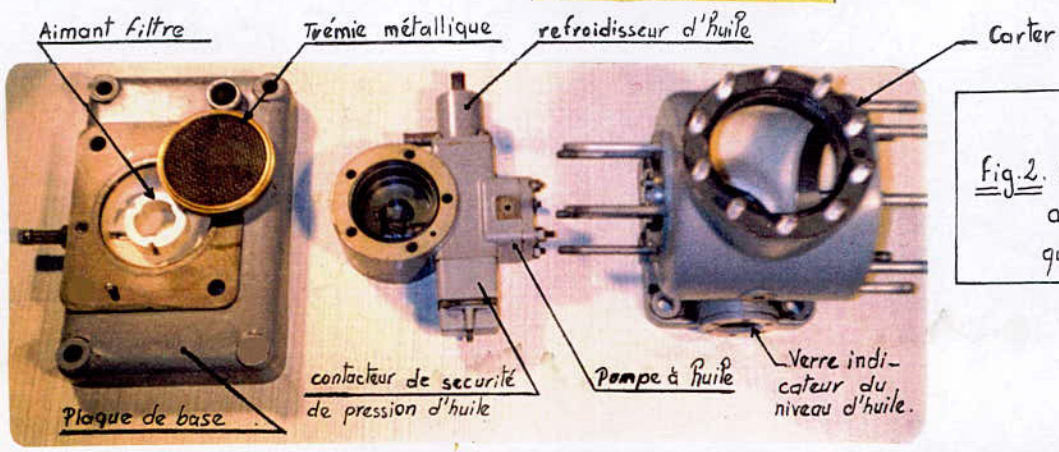
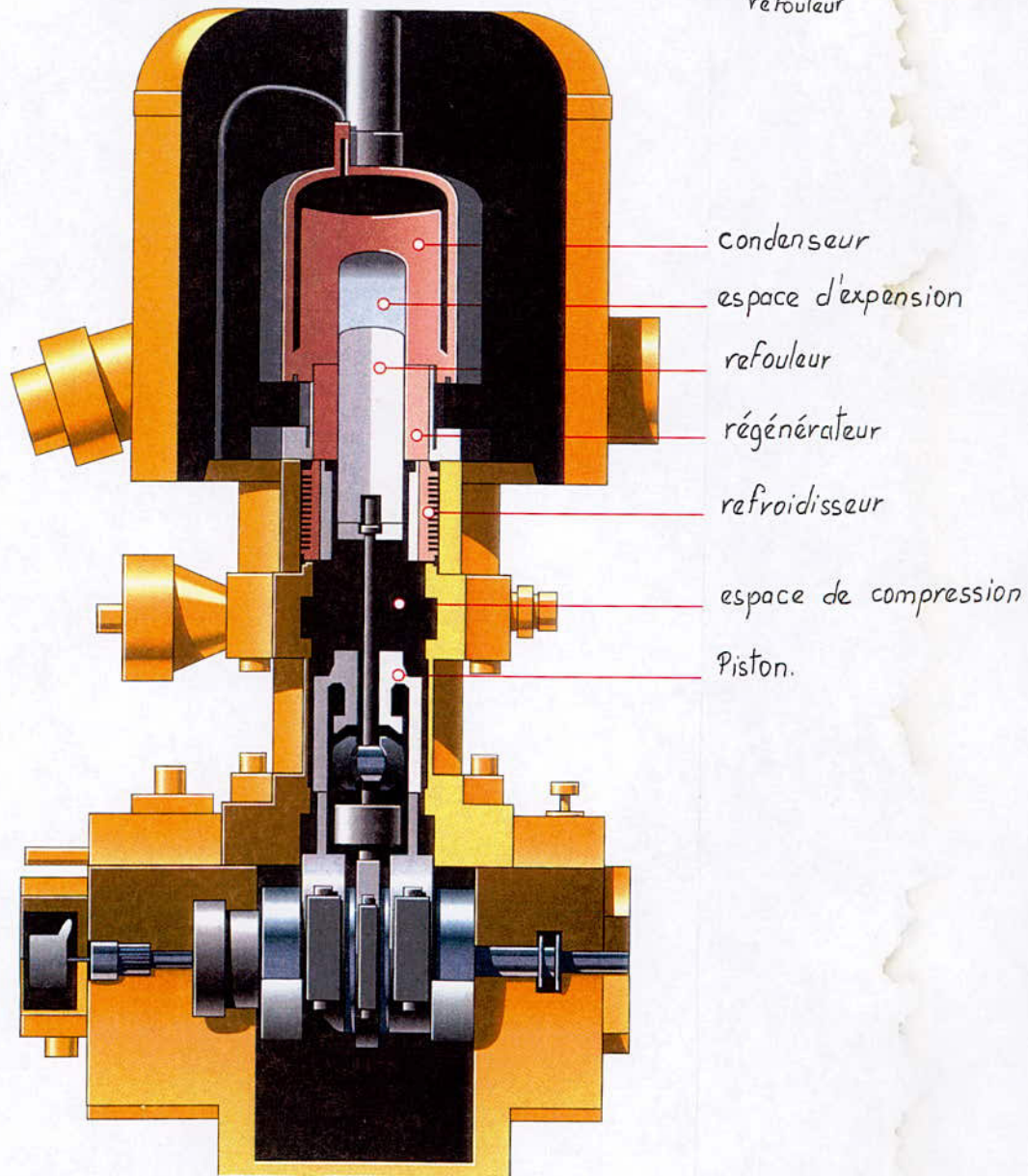
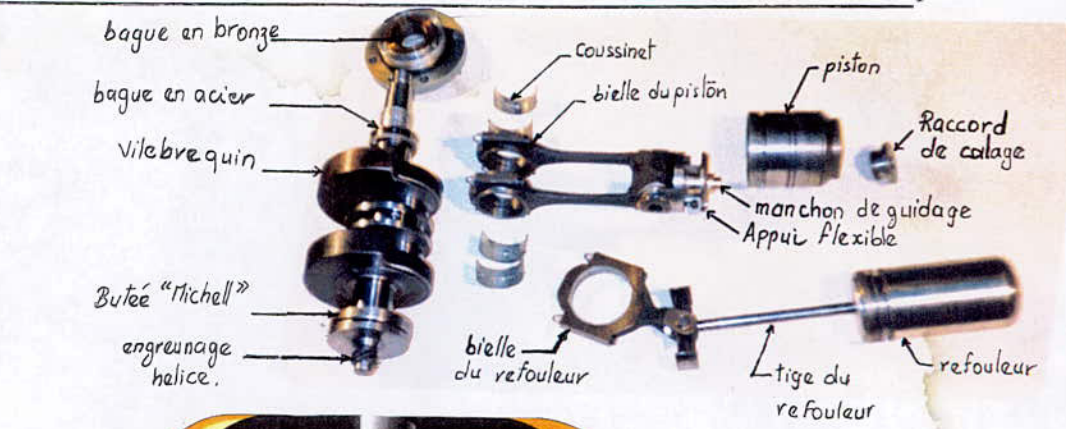
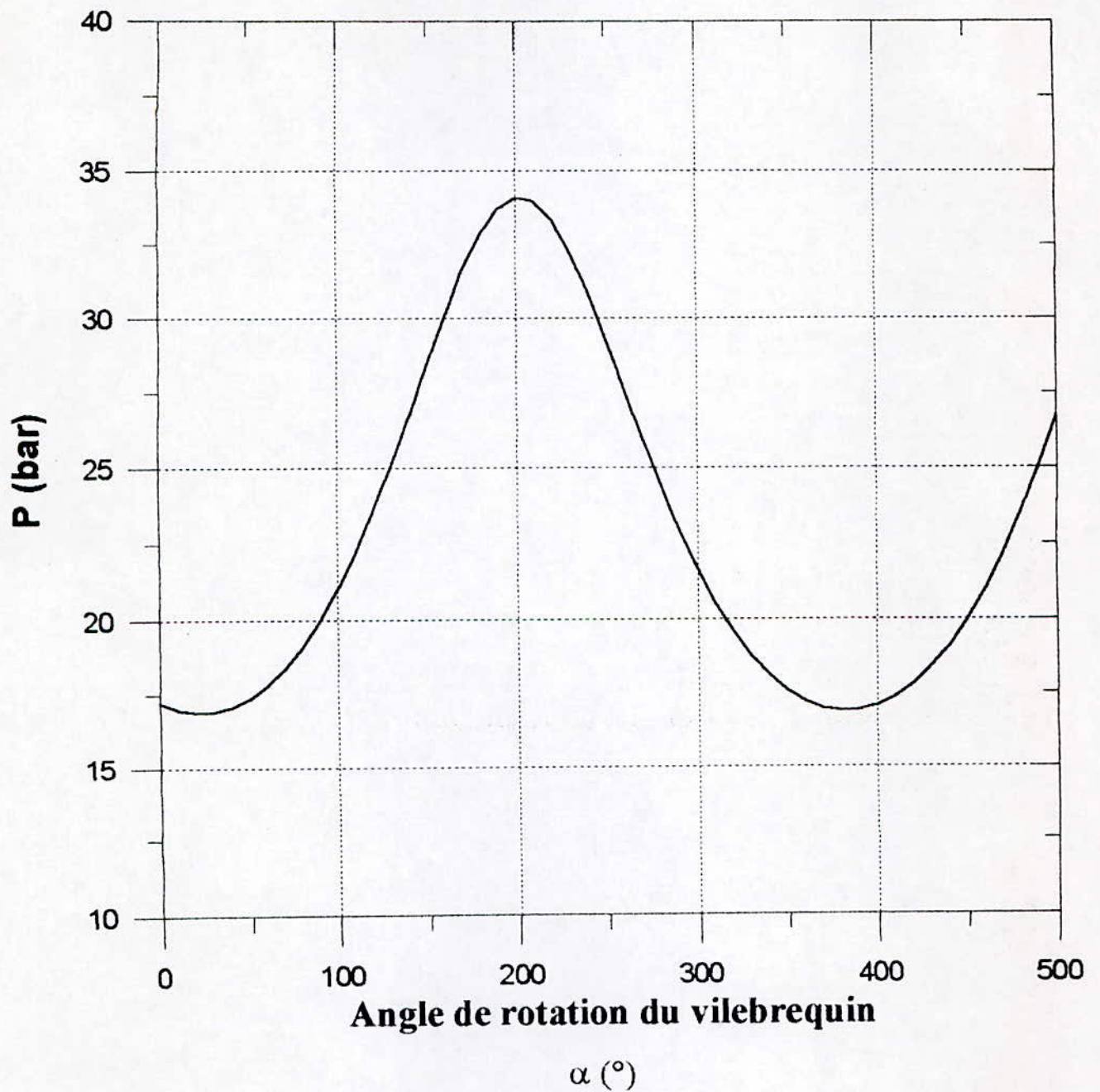


Fig. 2. Schéma du liquéfacteur avec deux photos de quelques composants.

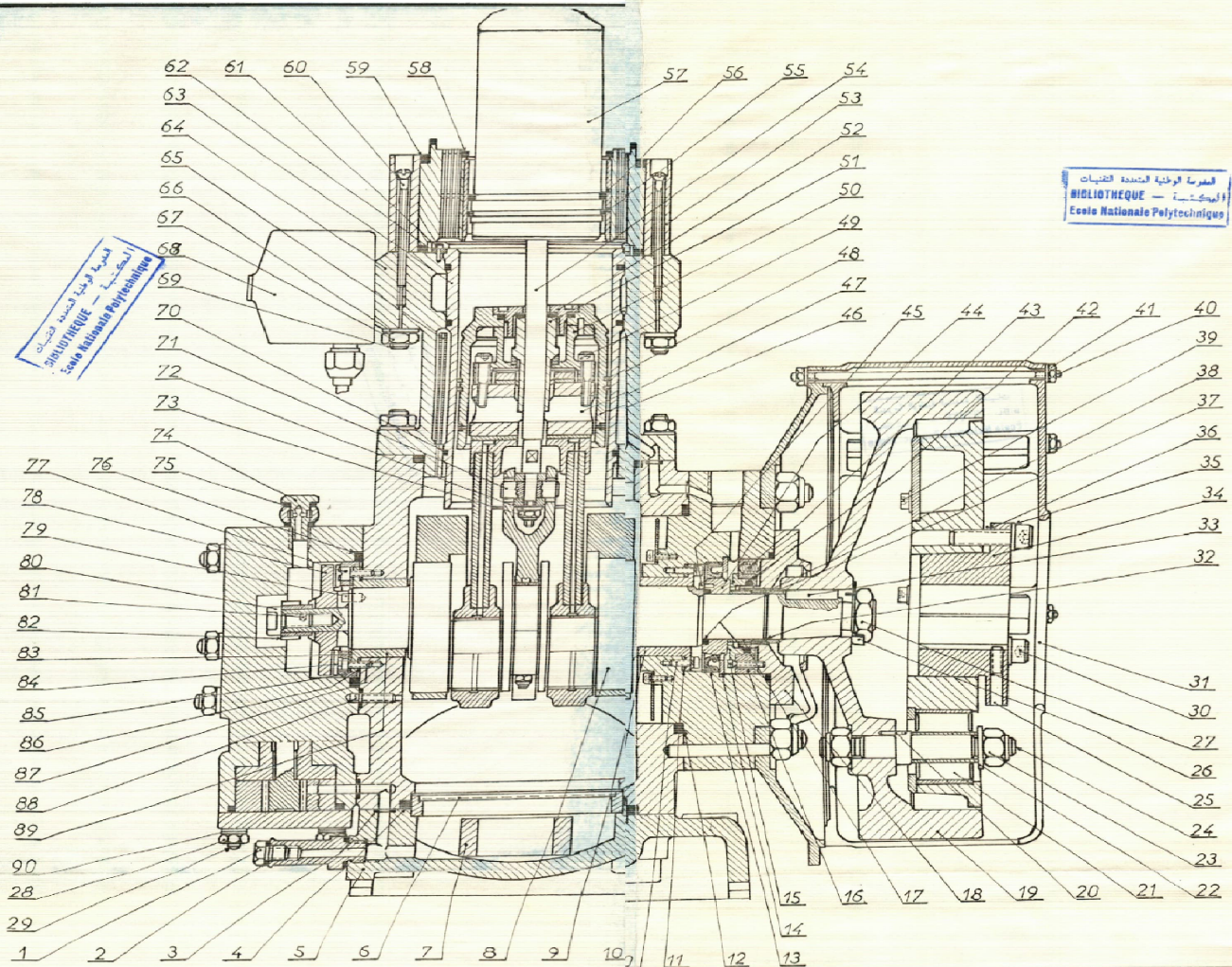
fig.3:

Variation de la pression en fonction
de l'angle de rotation du vilebrequin



المعرض الوطني للتقنيات
BIBLIOTHEQUE — المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

المعرض الوطني للتقنيات
BIBLIOTHEQUE — المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique



90	1	Rondelle M8 N	4		39	1	Vis Chc, M6	4	
89	1	Palter	1		38	1	Manchon de calage	1	du jonc 32
88	1	Capillaire	1		37	1	Joint torique 30,8 x 3,6	1	
87	1	Goupille de blocage	1		36	1	Espace de séparation	1	
86	1	Bague d'ajustement	1		35	1	Rondelle, M10	3	
85	1	Bague d'appui	1		34	1	Manchon de serrage	1	de l'axe du moteur
84	1	Plaquettes « Michell »	8		33	1	Clavette parallèle β 8x7x30	1	
83	1	Cale de positionnement	1	du vilebrequin	32	1	Jonc	1	pour fixer l'entretoise 17
82	1	Roue dentée hélicoïdale	2		21	1	Couvercle du volant d'inertie	1	
81	1	Goupille d'arrêt	1		30	1	Vis CH c. M10 - 34	3	
80	1	Vis à pas très fin	1		29	1	Goujon M8-40/10	4	
79	1	Goupille d'arrêt	1		28	1	Ecrou H. M8	4	
78	1	Flasque (Collet)	1		27	1	Ecrou Hm, M20	1	
77	1	Vis d'appui	1		26	1	Rondelle de freinage	1	de l'écrou 27
76	1	Joint torique 75,6 x 5,3	2		25	1	Vis de blocage 7x20	1	de l'axe du moteur
75	1	Bague B.S 19x12	11	avec alésage	24	1	Broche de fixation	3	
74	1	Vis spéciale	3		23	1	Ecrou Hh, M12	14	
73	1	Ecrou Hh, M6	1		22	1	Rondelle M12 N	3	
72	1	Rondelle, M6 U	1		21	1	Manchon « Metagalstik »	3	
71	1	Axe de la bielle du refouleur	1	المعرض الوطني للتقنيات BIBLIOTHEQUE — المكتبة Ecole Nationale Polytechnique	20	1	Goupille d'arrêt 2x10	1	
70	1	Joint torique 88,3x5,3	3		19	1	Volant d'inertie	1	
69	1	Goujon M8	25		18	1	Couvercle de la bague 44	1	
68	1	Soupape de démarrage	1		17	1	Entretoise	1	
67	1	Ecrou H. M10	25		16	1	Anneau de pression	1	
66	1	Rondelle, M10 U	25		15	1	Vis C. M4	3	
65	1	Tuyau de trap plein	3		14	1	Circuits pour alésage 72x2,5	1	but: calage de la bague suivant NF-joint à lèvres IE
64	1	Corps de cylindre du piston	1		13	1	Bague « Simrit » 72x50	1	
63	1	Chemise de piston	1		12	1	Joint torique 135,9x7	1	du vilebrequin
62	1	Plaquette de calage	3	de la chemise du piston dans le bloc cylindre	11	1	Bague d'ajustement	1	
61	1	Vis de fixation de la chemise	3		10	1	Vis CH c. M4	4	
60	1	Vis fb/90 M6-60	2		9	1	Palter	1	à 3 manetons
59	1	Joint torique 113,7x7	2		8	1	Vilebrequin	1	
58	1	Joint torique 72,4x5,3	1		7	1	Almant filtre	1	
57	1	Refouleur	1		6	1	Tremie métallique	1	
56	1	Bague de guidage	1	bois spécial	5	1	Plaque de base	1	
55	1	Bande d'étanchéité	1		4	1	Joint torique 113,7x5,3	2	
54	1	Tige du refouleur	1	Surface bien polie	3	1	Joint torique 6,4 x 1,2	4	
53	1	Corps du refroidisseur	1		2	1	Bague B.S 17x10	2	
52	1	Raccord de calage	1		1	1	Bouchon de vidange	1	
51	1	Manchon de guidage	1	Métal blanc					
50	1	Appui flexible	1						
49	1	Vis Chc. M5	2						
48	1	Segment du piston	2						
47	1	Axe du piston	1						
46	1	Piston	1						
45	1	Goupille d'arrêt	1						
44	1	Bague d'étanchéité	1	Acier					
43	1	Ressort	3						
42	1	Bague d'étanchéité	1	Bronze					
41	1	Ecrou Hm, M6	5						
40	1	Goujon M6-140/14	5						

المعرض الوطني للتقنيات
BIBLIOTHEQUE — المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Echelle		Masse		LIQUEFACTEUR D'AIR PHILIPS PLA-107	ENP Dép. MECANIQUE
1/2		500 kg			
Etudiants		Atif Belghache			
Promoteur		N.YOUNSI			
Chef dép'		N.YOUNSI			
Prés. jury					