

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

UNIVERSITE SAAD DAHLEB - BLIDA -

INSTITUT D'AERONAUTIQUE



**PROJET DE FIN D'ETUDE POUR L'OBTENTION DU DIPLOME
D'INGENIEUR D'ETAT EN AERONAUTIQUE**
Option : Propulsion

THEME

**CONCEPTION ET REALISATION D'UN BANC
DE SIMILITUDE DU CIRCUIT DE GRAISSAGE
DU CFM56-7B**

*Présentée par : ABOUR SABRINA
SAYAD KAHINA*

Promoteur : Mr BENTRAD Hocine

** ANNEE UNIVERSITAIRE 2000/2001 **



DEDICACE

A ceux qui m'ont fait grandir, soutenu et animés.

A ceux qui, sans leurs acharnement, je n'aurai pu être ce que je suis.

A vous chers parents, que dieu vous garde, je vous aime.

A mes frères Abderazek et Fouzi.

A ma sœur Naima et son mari Omar.


A mes sœurs Dalila, Atika, Kahina, Nawel, yasmine.

A mes chers grands mères.

A mon binôme kahina et sa famille.

A tous qui me connaissent.

ABOUR SABRINA



REMERCIEMENTS

Nous tenons à exprimer notre reconnaissance envers notre promoteur BENTRAD Hocine qui nous à honoré par ce sujet et qui nous a prodigué ses connaissances, conseils et encouragements.

Nos profonds remerciements vont également à Monsieur BERGHEUL, Directeur de l'Institut d'Aéronautique pour sa confiance et son soutien Durant la réalisation de ce travail.

Nous remercions vivement :

Mr MOKHTARI de l'atelier de propulsion

Mr DAOUADJI du labo de métallurgie

Mr Hakim de l'Institut Mécanique

Mr ALILI

Mme BOUKHATMI Leila

Mehdi et Lotfi les deux techniciens

Nous présentons notre profonde reconnaissance à toute personne qui nous a apporté son aide de près ou de loin.

Tanemirt

III.1.1- INTRODUCTION	40
III.1.2- GRANDEURS CARACTERISTIQUES	40
* III.1.3- PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT D'UNE POMPE A ENGRENAGE ELEMENTAIRE	44
* III.1.4- PERFORMANCE D'UNE POMPE A ENGRENAGE	46
III.1.5- ENTRAINEMENT ET SYSTEMES AUXILIAIRES	50
III.2- LES ECHANGEURS DE CHALEUR	53
III.2.1- INTRODUCTION	53
III.2.2- CLASSIFICATION	54
III.2.3- ECHANGEUR MULTIBULAIRE (FAISCEAUX)	54
III.2.4- PRINCIPE DU CALCUL THERMIQUE DES RECUPERATEURS	59
III.2.5- ASPECT EXTERNE	60
III.3- EQUIPEMENT DE MESURE ET DE PROTECTION	62
III.4- INSTALLATION ET MISE EN SERVICE	63
III.4.1- MISE EN PLACE DU GROUPE	63
III.4.2- RACCORDEMENT AVEC LES TUYAUTERIES	64
III.5- ACCESSOIRES DE L'INSTALLATION	65
III.6- AMORCAGE	65
CHAPITRE IV : BANC D'ESSAI DU CIRCUIT	67
IV.1- LE CHASSI	67
IV.2- LE RESERVOIR D'HUILE	68
IV.3- MOTEUR ELECTRIQUE	70
IV.4- LE BLOC DE POMPE	71
IV.4.1- REALISATION DU COUVERCLE	71
IV.4.1.1- LE SABLE	72
IV.4.1.2- METAL	73
IV.4.1.3- FOUR	74
IV.4.2- REALISATION	76
IV.4.3- DIMENSIONS DU BLOC DE POMPE	79
IV.4.3.1- PIGNONS D'ENTRAINEMENT	79
IV.4.3.2- PIGNONS POMPES REFOULEMENT ET RECUPERATION	80
IV.5- ECHANGEUR DE CHALEUR	80
IV.6- CIRCUIT DE REFROIDISSEMENT D'EAU	83
IV.7- FILTRE D'HUILE	85
IV.8- ELEMENT CHAUFFANT	86
IV.9- BACS DE RECUPERATION	86
IV.10- APPAREILS DE MESURE	87
IV.10.1- DEBIMETRE	87
IV.10.2- THERMOMETRE	87
IV.10.3- MANOMETRE	88
* CHAPITRE V : LES ESTIMATIONS THEORIQUES	90
* V.1- LE GROUPE DE LA POMPE	90
V.1.1- LE DISPOSITIF D'ENTRAINEMENT	90
V.1.2- FONCTIONNEMENT DU GROUPE DE LA POMPE	90
V.1.3- L'HUILE DE LUBRIFICATION	93
V.1.4- LES DEBITS REFOULES ET RECUPERES	94

<i>V.1.5- ESTIMATION DES PUISSANCES</i>	<i>97</i>
<i>V.2- L'ECHANGEUR DE CHALEUR</i>	<i>100</i>
<i>V.2.1- BUT DE CALCUL</i>	<i>100</i>
<i>V.2.2- HYPOTHESES</i>	<i>100</i>
<i>V.2.3- CALCUL DU DEBIT D'EAU</i>	<i>100</i>
<i>V.3- LA TUYAUTERIE</i>	<i>103</i>
<i>V.3.1- CHEMINEMENT DE L'HUILE</i>	<i>103</i>
<i>V.3.2- ESTIMATION DES PERTES DE CHARGE</i>	<i>10</i>
<i>ANNEXES</i>	
<i>CONCLUSION</i>	

NOTATION :

V : la vitesse

U_m : la vitesse moyenne

T : le temps

P_g : la pression génératrice

P_a : La pression atmosphérique

p : La pression atmosphérique

q : le débit volumique

m : le débit massique

S : la section

C_q : le coefficient de débit

L : la longueur

d, D : le diamètre.

C_f : le coefficient de perte de charge linéaire.

Re : le nombre de Reynolds

g : l'accélération de la pesanteur

Z : le nombre de dents

m : le module de fonctionnement

b : la longueur de dent

N : la vitesse de rotation

W : le travail

P : la puissance

C_p : la chaleur massique

Δ : la variation

σ : la section contractée

ρ : la masse volumique

ν : la viscosité cinématique

τ : le coefficient de perte singulière

B_x : rapport de filtration

η : rendement

λ : conductivité thermique

μ : viscosité dynamique

INTRODUCTION

Le graissage des mécanismes dans les machines tournantes est essentiel pour réduire l'usure des éléments en contact, pour évacuer la chaleur issue du frottement et protéger les pièces contre la corrosion. D'où il a suscité un grand intérêt de la part des constructeurs d'engins .

La complexité d'étudier un circuit de graissage réel sur un moteur nous a ramené à développer l'idée de concevoir un banc de simulation, similaire à un circuit de graissage récent du CFM56-7B, afin de permettre aux étudiants de pratiquer des essais et fournir un outil pédagogique.

Différents éléments constituant le circuit ont été récupérés et adaptés de manière à se rapprocher du circuit réel.

Notre étude est donc une approche préliminaire dont nous avons estimé les grandeurs nécessaires pour la réalisation du banc d'essai. Cette dernière a été conduite en collaboration « à plein temps pendant une année » avec deux techniciens supérieurs qui ont aussi complété le projet par une recherche bibliographique sur les inspections et recherche de pannes sur le circuit de graissage du CFM56-7B.

Notre étude comporte les chapitres suivants :

CHAPI : Ce chapitre présentation est une présentation bref du circuit de graissage du CFM56-7B.

CHAPII : Dans ce chapitre nous avons rassemblé des notions élémentaires de la mécanique des fluides

CHAP III : C'est une étude théorique du comportement des éléments du circuit.

CHAP IV : Dans ce chapitre nous avons présenté le circuit au cours de sa réalisation

CHAP V : Ce chapitre traite les estimations théoriques de conception

Nous avons terminer avec une conclusion.



CHAPITRE I

**LE CIRCUIT DE GRAISSAGE DU
CFM56-7B**

LE CIRCUIT DE GRAISSAGE DU CFM56-7B

I.1- INTRODUCTION

le système de graissage d'un moteur est un circuit comportant des éléments qui assurent le cheminement de l'huile vers les paliers et les surfaces de frottement.

I.2- ROLE DU SYSTEME DE GRAISSAGE

Le système de graissage a pour rôle de :

- a) Diminuer l'usure des pièces .
- b) Evacuer la chaleur dégagée à la suite du frottement.
- c) Protéger les pièces contre la corrosion.
- d) Récupérer les particules qui s'infiltrèrent en suspension dans le circuit.

Les surfaces de frottement sont :

- 1- Les roulements des paliers du moteur.
- 2- Les articulations des arbres.
- 3- Les réducteurs et dents de pignons de commandes des accessoires.

I.3- PRESENTATION DU CIRCUIT DEGRAISSAGE DU CFM56-7B

Il est constitué de trois (03) parties principales : [Ref 1]

- Le stockage.
- La distribution.
- L'indication

I.3.1- STOCKAGE

Le réservoir de stockage d'huile est intégré dans le circuit pour assurer une alimentation continue et une quantité d'huile suffisante en réserve.

Le réservoir d'huile du moteur CFM56-7B est conçu en aluminium, et protégé par une enveloppe protectrice anti-feu. Sa capacité est de 21,14 litres. Il comporte les éléments suivants : (fig I.1)

- Un bouchon de remplissage par pression .
- Un transmetteur de quantité d'huile.
- Un séparateur air / huile.
- Une jauge d'indication de quantité d'huile.
- Un bouchon de vidange.

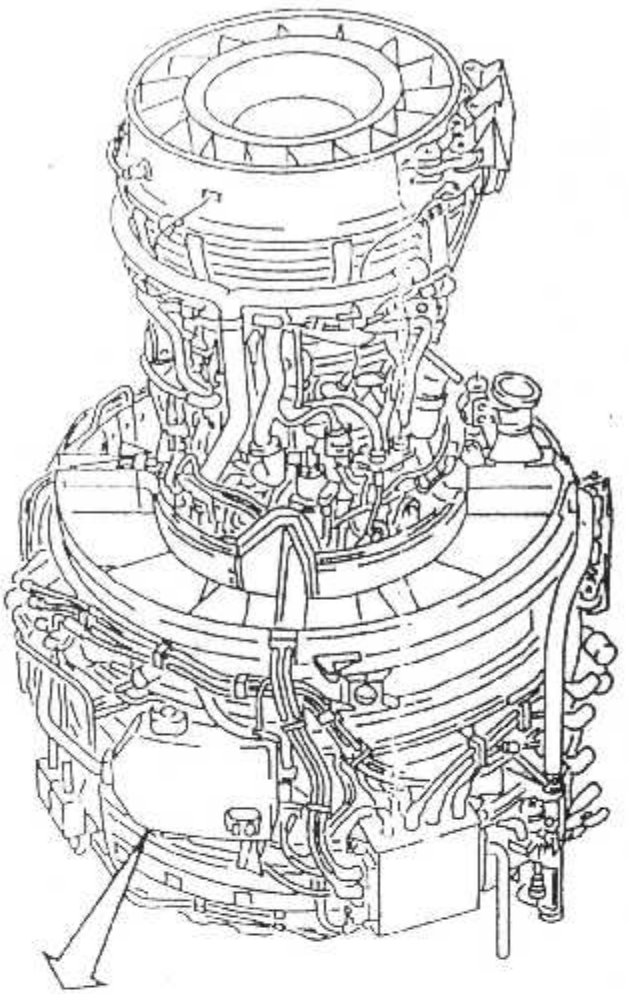
- **Mode d'opération**

L'huile descend par gravité vers l'unité de lubrification, puis récupérée dans la partie supérieure du réservoir à travers le séparateur air/huile.

- **Etat de fonctionnement**

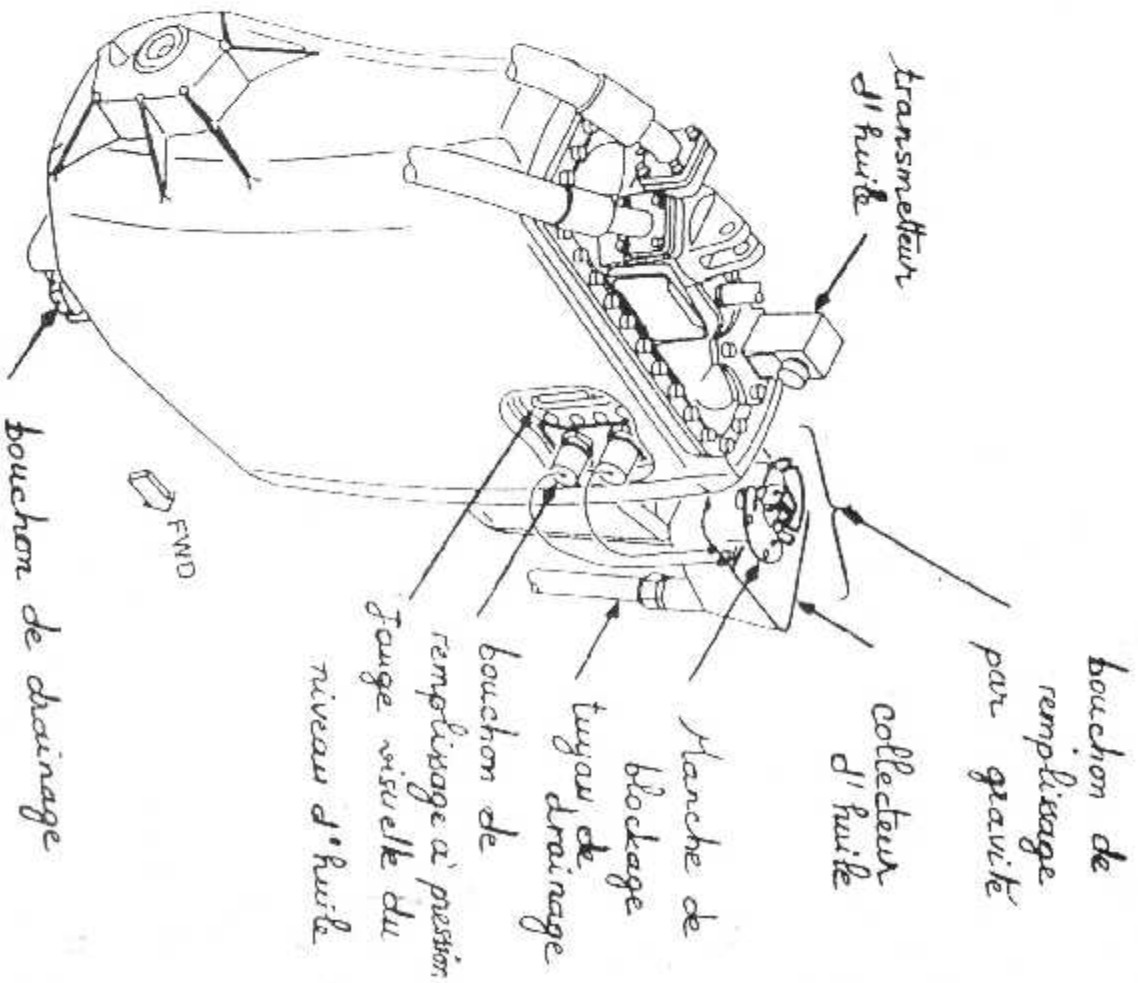
Le niveau d'huile dans le réservoir diminue pour une augmentation de R.P.M (rotation par minute). La portion pressurisée provoque une fluctuation.

- Au démarrage, la quantité d'huile diminue de 4 litres.
- Au décollage, la quantité d'huile descend d'environ 2 litres.
- A l'arrêt, le retour d'huile au réservoir est partiel, diminué de la quantité qui a été consommée.
- La quantité maximale de l'huile est 20,09 litres.



CFM56-7B

fig I.1 Reservoir d'huile



- **Maintenance**

Une quantité insuffisante d'huile peut entraîner une surchauffe des roulements des paliers, puis leurs défaillance.

Le remplissage manuelle du réservoir s'effectue 5 minutes après l'arrêt du moteur.

I.3.2- DISTRIBUTION

Le système d'huile se compose des circuits suivants : (fig I.2)

- Le circuit d'alimentation (ou refoulement).
- Le circuit d'aspiration (ou retour).
- Le circuit d'aération (dégazage).

Le circuit d'alimentation refoule l'huile aux roulements et aux engrenages pour les lubrifier, le circuit d'aspiration récupère l'huile des roulements et engrenages et la renvoi vers le réservoir. Le circuit de dégazage équilibre la pression d'air dans le système de graissage.

I.3.2.a- L'UNITE DE LUBRIFICATION

L'unité de lubrification refoule l'huile sous pression vers les paliers et les engrenages, puis elle le récupère pour une nouvelle utilisation. Elle est entraînée par un arbre de la gear-box, et fournit à différents régimes du moteur un débit d'huile et une pression de sortie proportionnelles à la rotation N_2 .

L'unité de lubrification comporte les éléments suivants : (fig I.3).

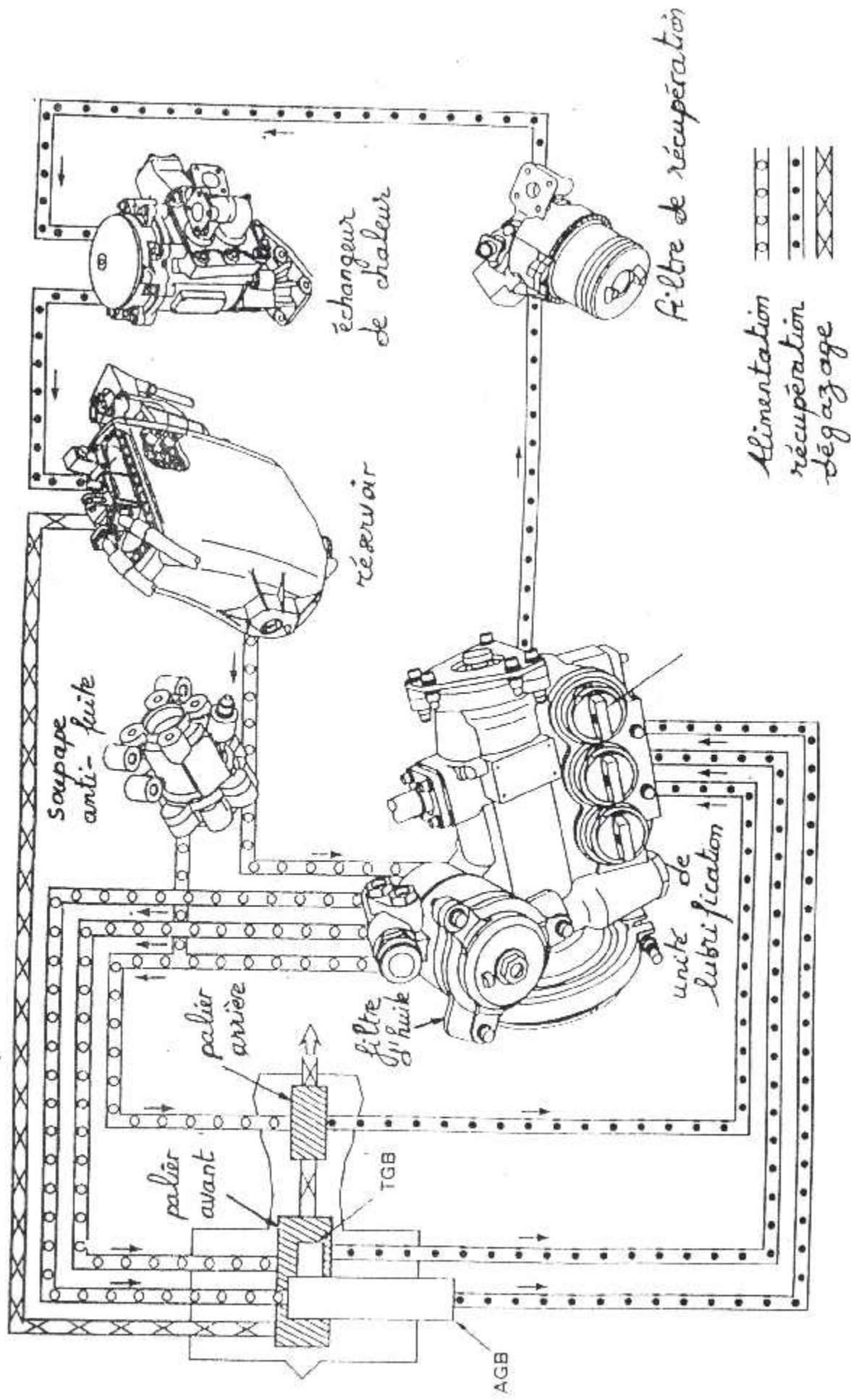


Fig I.2 - Distribution d'huile -

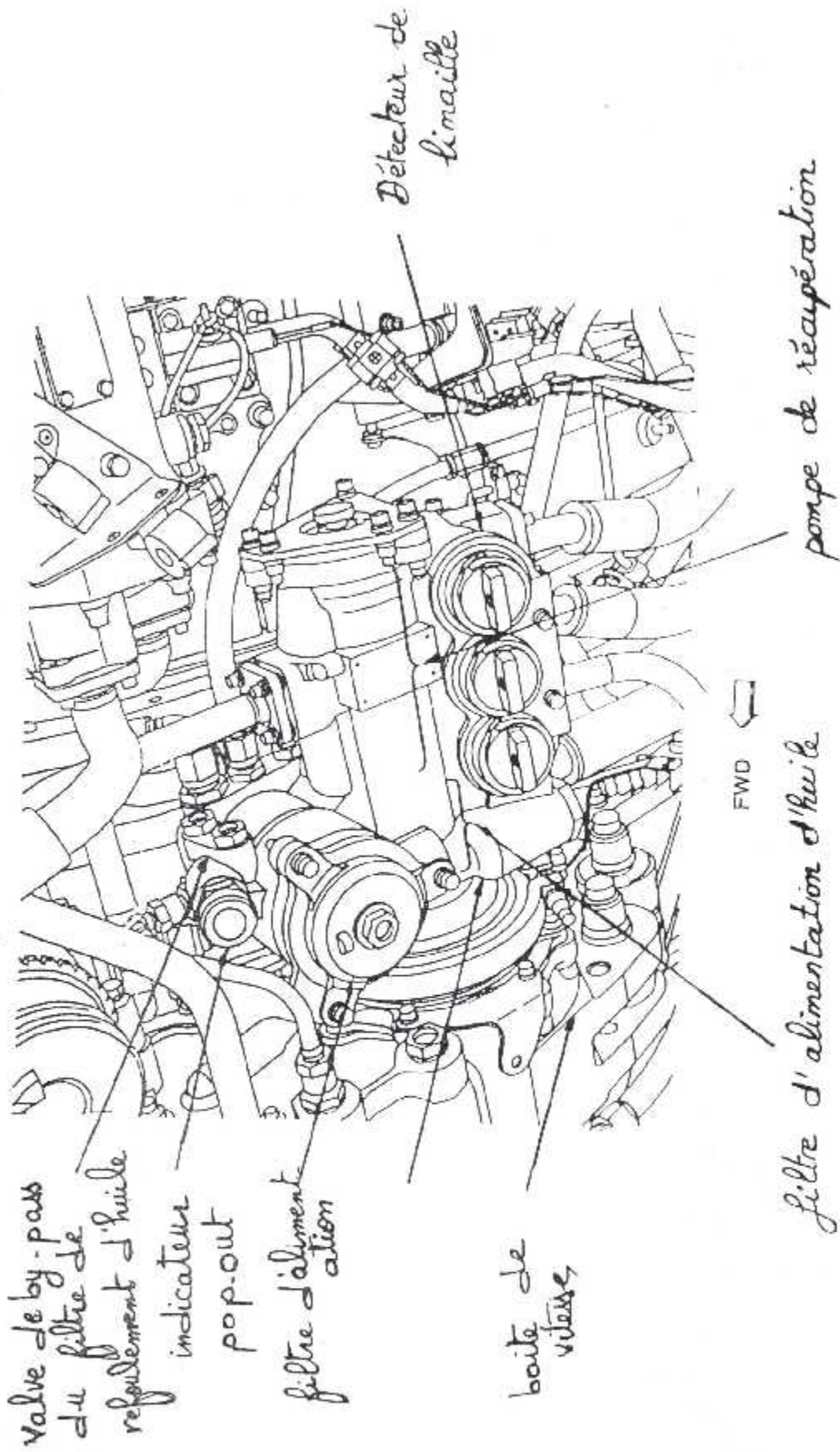


Fig I.3 - Unité de lubrification -

- Pompe d'alimentation (refoulement).
- Filtre d'huile du circuit d'alimentation.
- Soupape by-pass du filtre d'alimentation.
- Indicateur d'ouverture de la soupape du filtre d'alimentation .
- Soupape de protection de surpression de refoulement.
- Les détecteurs de limaille .

Si la pression de refoulement dépasse la limite, la soupape de surpression s'ouvre et envoie une partie de l'huile à l'entrée de la conduite de la pompe d'aspiration provenant de AGB/TGB.

- **Filtre de refoulement**

C'est une cartouche interchangeable, type à papier, ce filtre se trouve sur l'unité de lubrification, à sa base est placé un couvercle et un bouchon de drainage . (fig I.4)

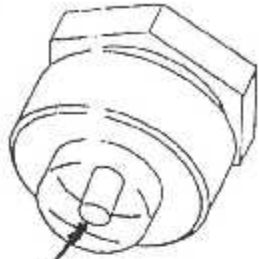
Au colmatage, la valve du filtre de refoulement sera actionnée par le fait de l'augmentation de pression et ainsi le circuit by-pass s'ouvre.

Un indicateur visuel (bouton de couleur rouge dans une glasse transparente) signale à la maintenance un colmatage du filtre refoulement d'où nécessite d'effectuer un changement avant qu'il y est contamination totale du circuit.

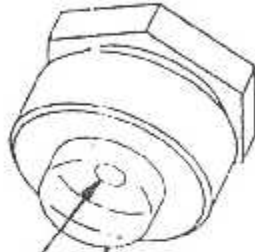
- **Détecteur de limaille**

Le système de graissage du CFM56-7B comporte trois détecteurs de limaille attachés à l'entrée des pompes du circuit de retour (fig I.5)

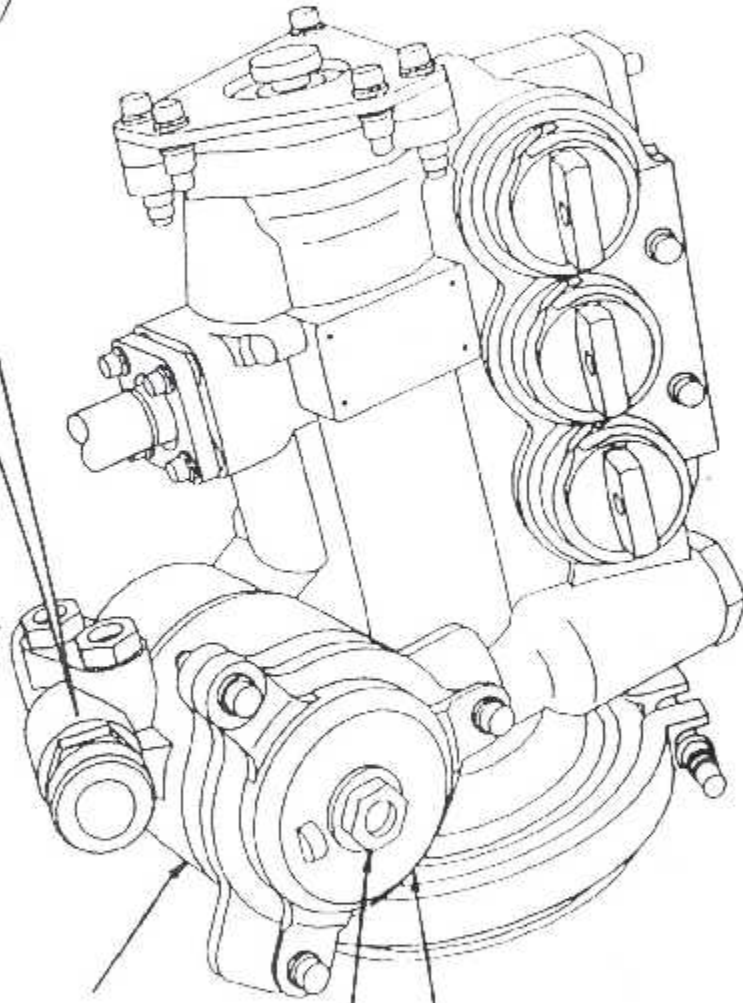
bouton rouge (out)



bouton rouge (in)



classe de
visualisation



filtre de
refoulement

bouchon de drainage

couvercle

Fig I.4 - Filtre de refoulement d'huile -

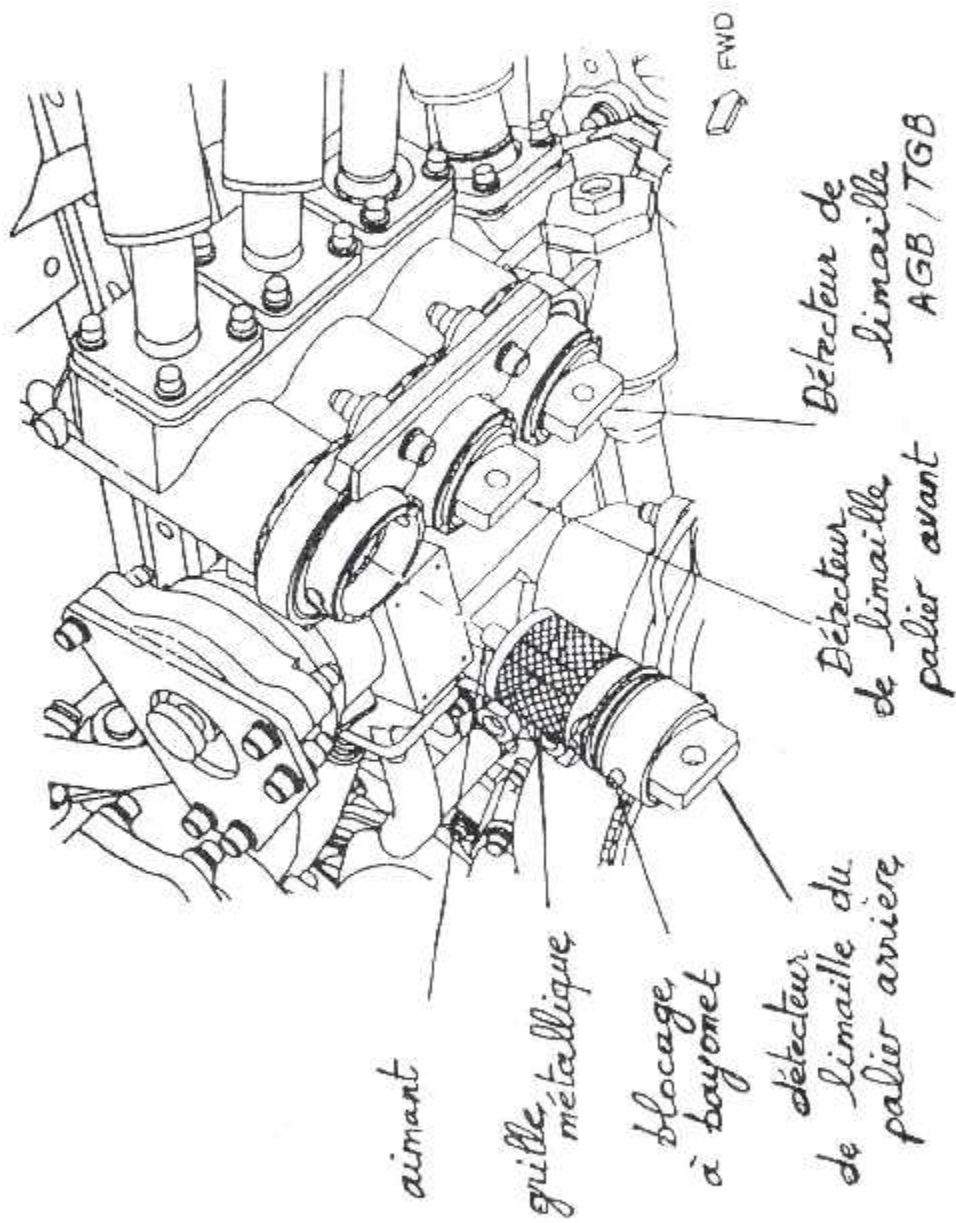


Fig I.5 Détecteur de limaille



نشرة إعلامية

أيها المتعاضدون و المتعاضدات نزولا عند رغبتكم واستجابة لمطلبكم أتمثل في التعرف على حقوقكم وواجباتكم اتجاه تعاضديتكم و تجسيدا لكلمة التعاضد و ما تحمله من أهداف نبيلة تنمائي و طموحات المتعاضدين و تطبيقا لتوصيات و مجهودات أعضاء الجمعية العامة و على رأسهم السيد رئيس التعاضدية الوطنية لعمال التربية والثقافة. يسرنا نحن مسؤولو و عمال مركز الدفع لولاية البليدة أن نضع بين أيديكم بعض الخدمات التي تقدمها التعاضدية للمنخرطين و المشاركين و هذا حسب أصناف المستفيدين

فيما يخص التعويضات

تعويضات المكملة للضمان الاجتماعي
تعويضات 20% للمواد الصيدلانية - الفحوصات الطبية - الأشعة - التحاليل (كثف التعويض المقدم من طرف الضمان الاجتماعي)

ت/ الاستجمام - ت/ المشدات - أحزمة الصلب - أجهزة السمع - تعويضات العطل المرضية 25%

تعويضات فحوصات الأشعة

- تعويضات - تم إدراج نسبة 20 في المائة في بطاقة الشفاء

- أشعة الصدى المغناطيسي (IRM) : 5000 دج - أشعة سكا نير : 2500 دج - أشعة الثدي : 1000 دج

تعويضات الأسنان

طاقم الأسنان كلي: 5000 دج - نصف طاقم: 2500 دج - مع إحضار الكثف من الضمان الاجتماعي لدفع تعويض الأسنان حسب جدول التعويض

تعويضات النظارات زجاج مصحح: 600 دج - زجاجتين: 1200 دج - الإطار - 1200 دج ويتم تعويض ما سلف بعد تقديم كثف التعويض المقدم من طرف الضمان الاجتماعي و صورة طبق الأصل للشهادة الطبية بالنظارات و معللة للزجاج و الإطار

فيما يخص المنح

منحة التقاعد: -40.000 دج -منحة الأزيداد: 6000 دج - منحة الزواج: 20.000 دج

ملاحظة / تمنح منحة التقاعد للمنخرطين الذين لديهم عشرة سنوات اشتراك الأخيرة في التعاضدية بدون انقطاع عند إحالتهم على التقاعد.
ملاحظة / يستمر المتقاعد في الاستفادة من خدمات التعاضدية و هذا مقابل دفع اشتراكه للتعاضدية بمبلغ رمزي 200 دج شهريا أي ما يعادل 2400 دج سنويا عن طريق حوالة بريدية إلى مركز الدفع التابع له
منح الوفاة: وفاة المنخرط 50.000 دج - وفاة زوج (ة) المنخرط (ة) 30.000 دج - وفاة احد أبناء المنخرط - 30.000 دج - وفاة والد أو والدة المنخرط تحت الكفالة 20.000 دج - وفاة احد أطفال تحت الكفالة 10.000 دج - منحة زوجة المنخرط المتوفى الغير عاملة 1000 دج شهريا تدفع جملة واحدة في السنة ما لم تكرر الزواج

منحة الأيتام: يتيم الأبوين 2500 دج شهريا - يتيم وئيه لا يعمل 600 دج شهريا - يتيم وئيه يعمل 400 دج شهريا .

الإعانات تقدم التعاضدية إعانات نقدية تتعلق بالمصاريف الأدوية الباهظة - الإعاقات - العمليات الجراحية - و هذا بعد تقديم الوثائق الثبوتية
المراكز الطبية/ المركز الطبي بالجزائر: 021.23.89.5 - المركز الطبي بوسيجور 021.66.58.17 - المركز الطبي سطيف 036.61.92.90
المركز الطبي عنابة - 038.57.03.19 - المركز الطبي بجاية- 034.10.51.08 - المركز الطبي وهران - 014.33.57.26 - المركز الطبي تيارت - 046.41.57.21 - المركز الطبي الجلفة - 027.92.31.33 - المركز الطبي س/ بلعباس 048.75.64.07 - المركز الطبي الطارف - 038.30.32.76 - المركز الطبي ام البواقي 032.56.22.02 - المركز الطبي ميله 031.47.54.15

الاستجمام و الراحة

دور المعلم / دار المعلم الجزائر: 021.74.01.45 - 021.74.66.69 - دار المعلم سطيف 036.61.30.95 - دار المعلم قلمة 037.11.17.37
دار المعلم برج بوعريش - 005.70.44.51 - دار المعلم بسكرة 04/ 033.51.51.18 - دار المعلم مستغانم 045.41.31.69
دار المعلم بشار - 049.81.32.86 - المركز العائلي تيبازة 024.47.78.24 - دار المعلم سكيكدة 038.75.20.46
دار المعلم خنشلة 032.31.78.40 - دار المعلم المدية - 025.73.00.13 - دار المعلم ورقلة - 029.71.63.32 - مركز كناساتل وهران 040.23.41.70

أيها المتعاضدون و المتعاضدات بعدما تعرضتم على حقوقكم تجاه تعاضديتكم توجهوا إلى مركز الدفع لولايتكم لطلب حق التعاضد و لا تنسوا بان أحلام الأمس هي حقائق اليوم وان تعاضديتكم هي أمانة بين أيديكم و هي دائما في تحسن مستمر فلنجد شعارنا - القوي فينا قوي لنا و الضعيف منا قوي بنا .

Les détecteurs de limaille empêchent le passage des matériaux ferreux et non ferreux dans l'huile de retour. Chacun d'eux est constitué d'un écran métallique et d'un aimant, et se fixe dans un logement par bayonnette. A l'ouverture, il est repoussé par un ressort.

Quand les détecteurs de limaille sont enlevés une soupape de sécurité se ferme pour éviter les fuites d'huile.

1.3.2.b- LE FILTRE DE RECUPERATION

C'est un assemblage qui empêche la contamination d'atteindre le réservoir d'huile.

Il comporte les éléments suivants : (fig I.6)

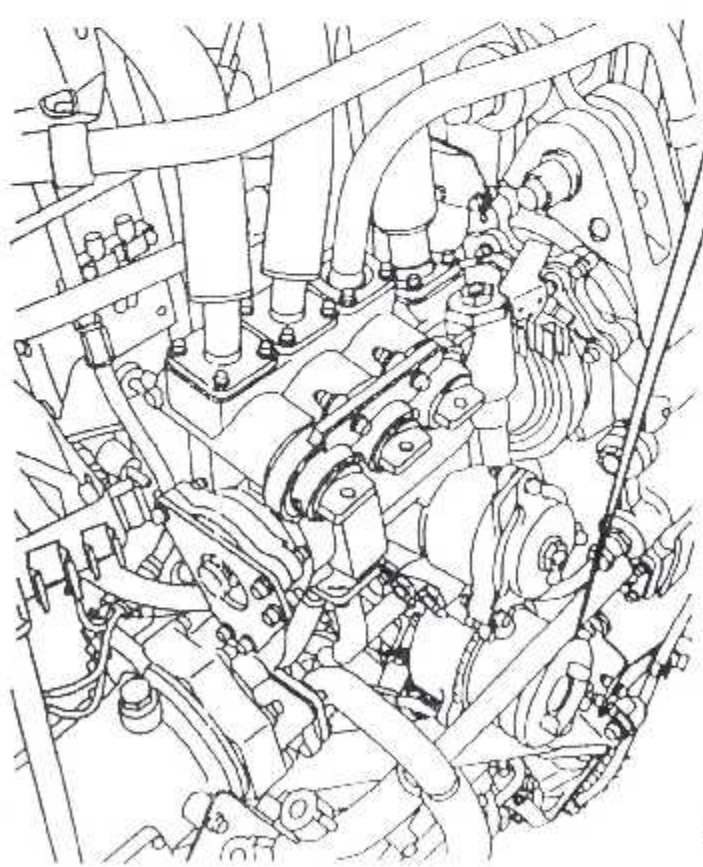
- La boîte du filtre. (*cuvette*)
- Le corps qui enferme un circuit de by-pass.
- Un collier denté empêchant la rotation de la boîte du filtre.

Quand le filtre est colmaté, la pression augmente et provoque l'ouverture du circuit de by-pass.

1.3.2.c- L'ECHANGEUR DE CHALEUR

Il utilise le carburant par processus de convection forcée (transfert de chaleur) pour refroidir l'huile. (fig I.7)

Le carburant provient de la partie basse pression du bloc à carburant alors que l'huile provient du filtre de retour du circuit aspiration. L'échange de chaleur ainsi effectué, l'huile revient vers le réservoir de stockage.



Switch
by-pass du
filtre d'huile

Corps

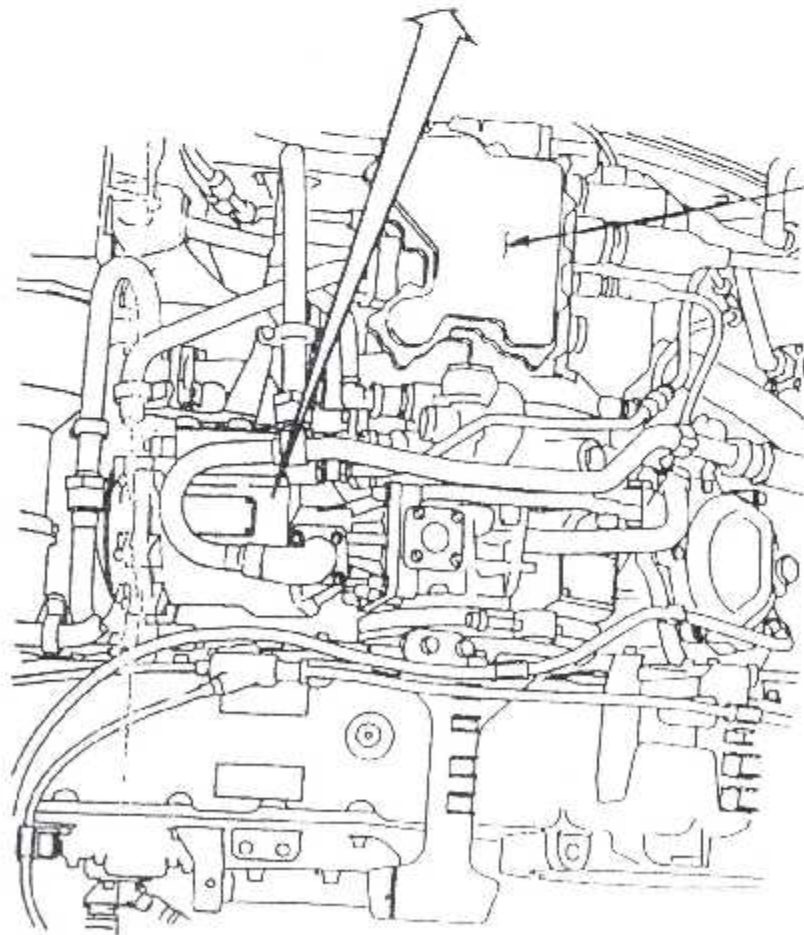
levier de
blocage

Cuvette du
filtre

FWD

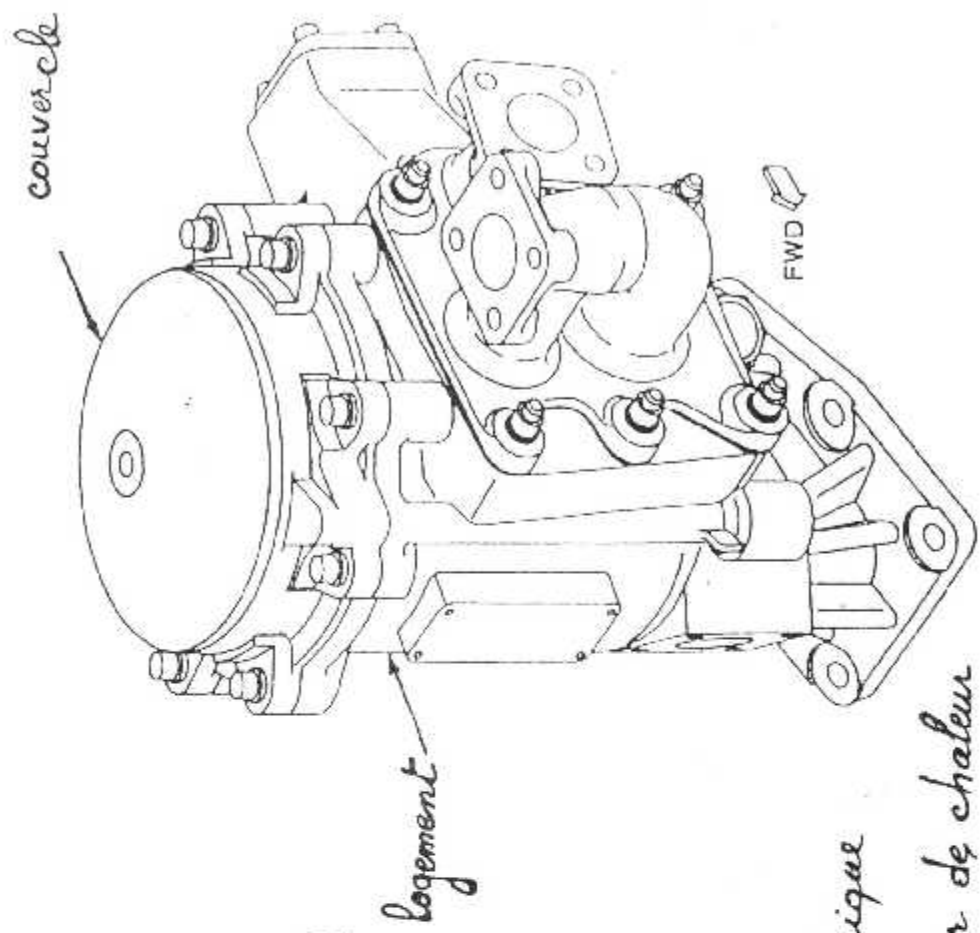
Fig I.6 Ensemble filtre
de récupération

FWD



FWD →

unité
hydromécanique



couverture

logement

FWD →

Fig I.7 Echangeur de chaleur

1.3.3- L'INDICATION

Le système d'indication comporte les éléments suivants : (fig 1,8)

- Un transmetteur de quantité d'huile .
- Un transmetteur de pression d'huile.
- Une sonde de température d'huile.
- Un switch du circuit de by-pass du filtre de récupération.

Les quantités à être transmises sont donc :

- La quantité d'huile.
- La température d'huile.
- La pression d'huile.
- L'état du filtre de récupération.

Le transmetteur de quantité d'huile transmet directement son message à la C.D.S (common display system); contrairement aux trois autres, leurs messages passent d'abord par l'EEC (electronic engine control) avant d'être affiché sur la CDS.

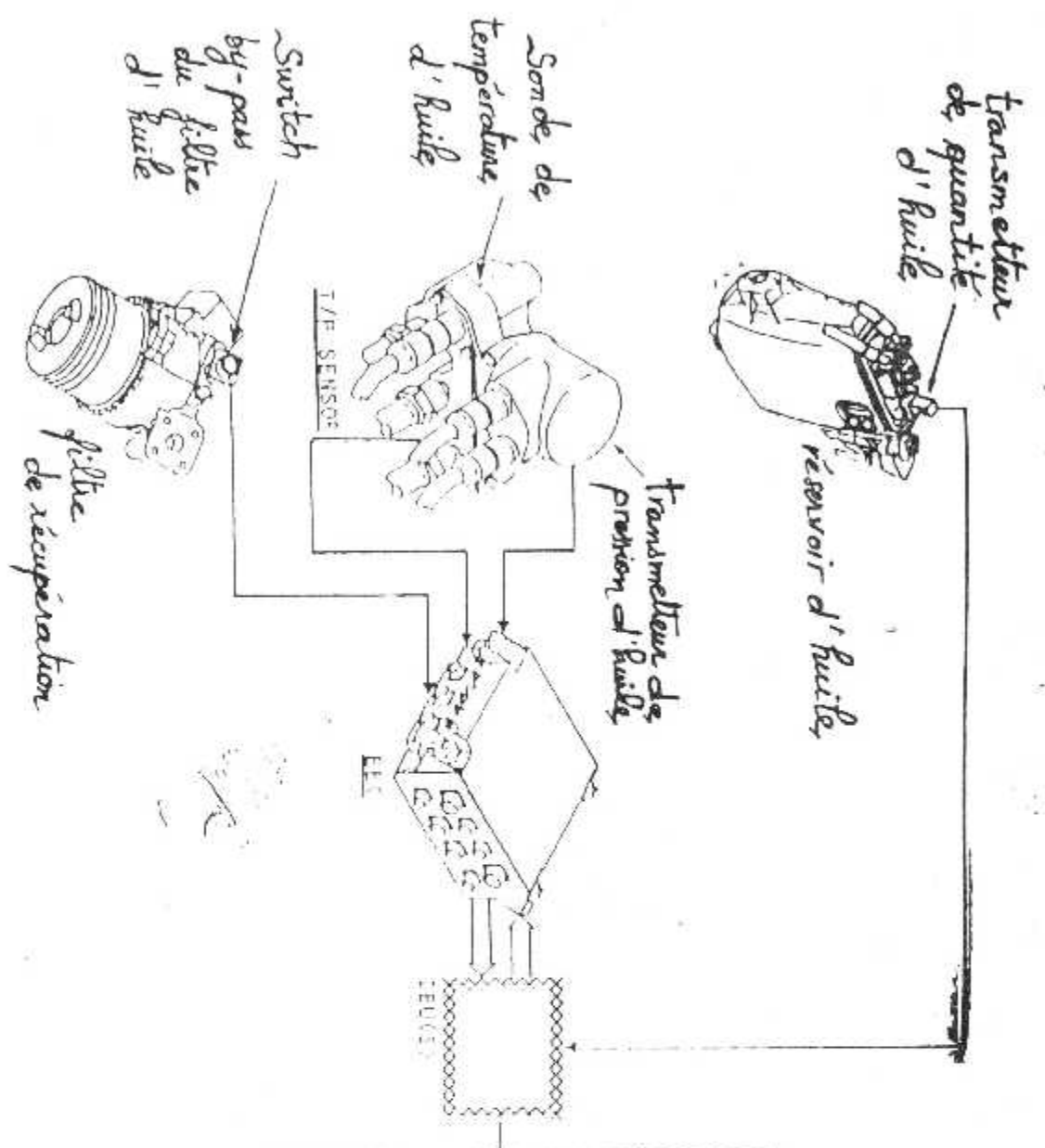
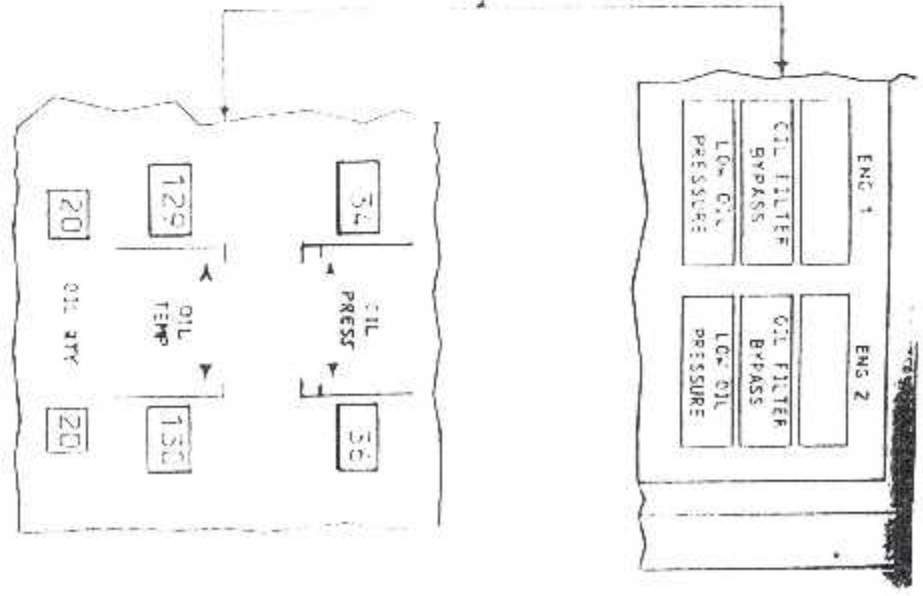


Fig. I. 8 Indication





CHAPITRE II
NOTIONS
ELEMENTAIRES

NOTIONS ELEMENTAIRES

II.1- APPLICATION DU THEOREME DE BERNOULLI

But :

De calculer le débit de fluide qui s'écoule à travers un orifice étroit de section S d'un réservoir contenant un fluide.

Le théorème de Bernoulli va permettre de déterminer la vitesse V de sortie du fluide, à partir de laquelle on pourra obtenir le débit.

Hypothèses :

- Le réservoir contient un liquide qui s'écoule à l'aire libre.
- Ses dimensions sont suffisamment grandes pour que, pendant un certain intervalle de temps Δt , on puisse négliger la variation du niveau de la surface libre et considérer le mouvement comme permanent.

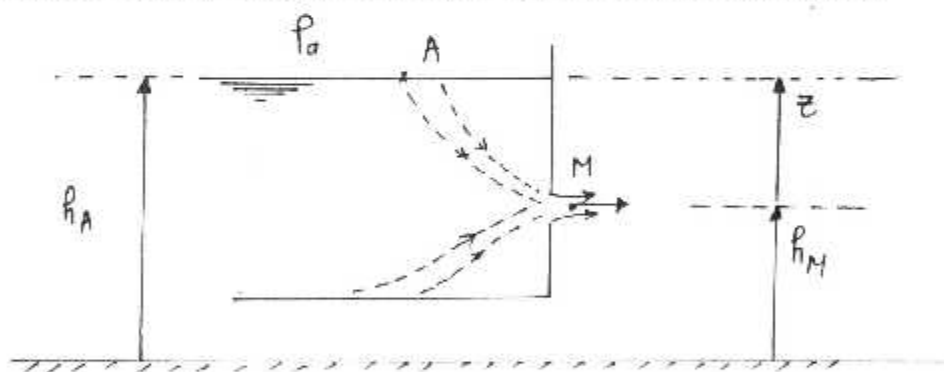


FIG (II.1) Ecoulement d'un liquide par un orifice en mince paroi.

Caractéristiques de l'écoulement :

- Tout le fluide participe au mouvement.
- Dans le réservoir l'écoulement est du type convergent.
- A la sortie de l'orifice, le jet présente une partie contractée où les lignes de courant sont parallèles et pratiquement rectilignes et le long desquelles la pression génératrice P_g reste constante.

C'est dans cette région que nous pourrions facilement calculer V , sa valeur sera par exemple égale à celle qu'elle prend sur les bords du jet, au contact de l'air.

Si M est un point de la section contractée, on a donc :

$$P_{gM} = cte \quad (II.1)$$

En mouvement permanent, la constante de Bernoulli est la même pour toutes les lignes de courant, pour tous les points du fluide.

Entre un point A quelconque de la surface libre et un point M quelconque de la section contractée, nous avons ainsi :

$$P_{gA} + \rho \frac{V_A^2}{2} = P_{gM} + \rho \frac{V_M^2}{2} = cte \quad (II.2)$$

P_{gM} étant constante ;

$P_{gM} - V_M$ l'est aussi : dans la section contractée, la vitesse est donc constante.

V_A , peut être considéré comme négligeable

D'où

$$V_M = \sqrt{2 \cdot \frac{P_{gA} - P_{gM}}{\rho}} \quad (II.3)$$

Cas d'un liquide : (réservoir ouvert)

La pression atmosphérique extérieure P_a règne en A et M (on néglige les effet capillaires).

$$\begin{aligned} P_{gA} - P_{gM} &= (P_a + \rho g h_A) - (P_a + \rho g h_M) \\ &= \rho g (h_A - h_M) = \rho g z \end{aligned}$$

Nous avons donc

$$V = \sqrt{2gz} \quad (II.4)$$

II.1.1- CALCUL DU DEBIT D'UN ORIFICE

La vitesse étant uniforme dans la section contractée, en appelant σ l'aire de cette dernière, le débit en volume est donné par :

$$q_v = \sigma V \quad (II.5)$$

Mais σ est inconnu en général, car sa valeur dépend de divers facteurs, et pour la caractériser, on introduit le rapport C_c :

$$C_c = \frac{\text{section contractée}}{\text{section de l'orifice}} = \frac{\sigma}{s} \quad (II.6)$$

appelé coefficient de contraction ; il a été déterminé dans certains cas simples. [Ref 2].

a) orifice en mince paroi :

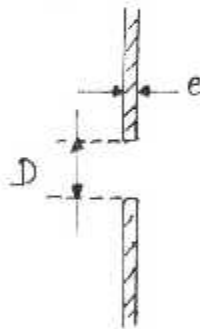


Fig (II.2) Orifice en mince paroi

Un orifice est dit en mince paroi, quand l'épaisseur e de la paroi est petite devant les dimensions transversales de l'orifice.

- Orifice circulaire

a condition que $\frac{e}{D} \leq \frac{1}{100}$ on peut admettre que $C_c = 0,6$

- Orifice carré ou rectangulaire

Le coefficient de contraction

$$C_c = 0,611$$

b) orifice quelconque :

- Orifice en forme de tuyère (fig II.3)

Si on donne à l'orifice une forme arrondie, épousant la forme des lignes de courant, le jet ne présente plus de contraction à sa sortie et le coefficient de contraction est égal à l'unité :

$$C_c = 1$$

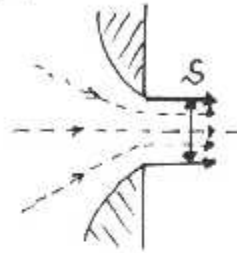


Fig (II.3) Orifice à bords profilés

- Orifice rentrant (fig II.4)

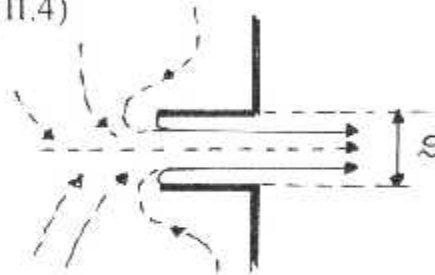


Fig (II.4) Orifice rentrant

Dans certaines conditions bien précises, on peut calculer le coefficient de contraction qui est égal à : $C_c = 0,5$

En conclusion suivant la forme de l'orifice, le coefficient de contraction est susceptible de prendre des valeurs variant entre 0,5 et 1, cette dernière valeur correspond aux orifices les mieux profilés.

II.2-ÉCOULEMENT REEL A TRAVERS UN ORIFICE

II.2.1-COEFFICIENT DE VITESSE ET DE DEBIT

Si nous considérons un écoulement réel, la vitesse réelle mesurée dans la section contractée est légèrement inférieure à celle que nous donne l'équation de Bernoulli (II.3) car il se produit toujours une certaine perte d'énergie dans l'écoulement.

$$W_M = \varphi V_M \quad (II.7)$$

φ : étant un coefficient numérique de l'ordre de 0,95 à 0,99 appelé coefficient de vitesse.

On introduit également dans les calculs le coefficient de débit C_q défini par :

$$C_q = \frac{q_v}{S \sqrt{\frac{2\Delta p_g}{\rho}}} \quad (II.8)$$

q_v : étant le débit de l'orifice, s la section de l'orifice et Δp_g la différence des pressions (motrices) régnant en amont de celui-ci et la section contractée.

Ainsi dans le cas d'un liquide naturel s'écoulant par un petit orifice, au lieu de l'équation (II.4) nous aurons les résultats suivants :

$$\begin{aligned} W_M &= \varphi \sqrt{2gz} \\ q_v &= W_M \cdot \sigma = \varphi C_c S \sqrt{2gz} = C_q S \sqrt{2gz} \\ C_q &= \varphi C_c \end{aligned} \quad (II.9)$$

II.2.2- RENDEMENT D'UN ORIFICE

Considérons maintenant une particule de fluide issue du point A (fig II.1), elle possède au départ une certaine énergie mécanique, pratiquement entièrement potentielle. A mesure qu'elle se rapproche de l'orifice, une partie de l'énergie potentielle se transforme en énergie cinétique.

La transformation est complète quand la particule arrive dans la section contractée : un orifice est donc un transformateur d'énergie potentielle (de pression ou d'altitude, ou les deux)) en énergie cinétique.

Dans la réalité, une telle transformation s'accompagne toujours d'une certaine perte d'énergie, on peut donc définir le rendement de transformation comme étant le rapport des énergies mises en jeu.

Si l'on considère l'unité de masse traversant l'orifice, ce rapport est donné par l'expression, suivante (dans le cas d'un orifice de petites dimensions).

$$\eta = \frac{\text{energie cinetique}}{\text{energie potentielle transformee}}$$

$$\frac{W_M^2 / 2}{gz} = \frac{W_M^2}{2gz} = \varphi^2 \quad (\text{II.10})$$

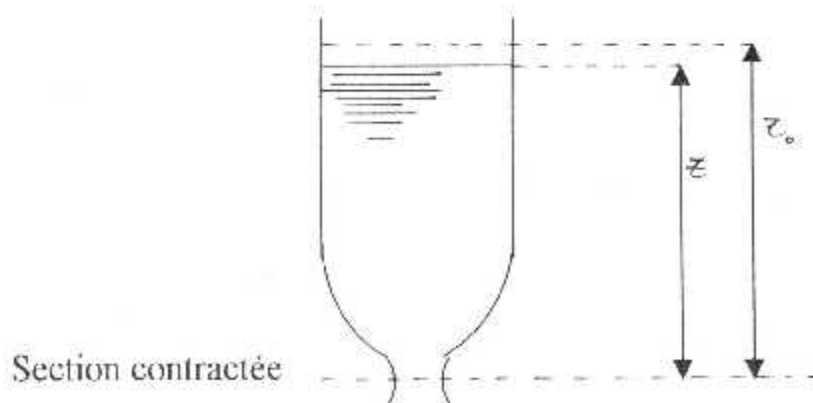
Temps de vidange d'un récipient

Si Σ est la section du récipient à la côte z , atteinte à l'instant t , S la section de l'orifice, et dv le volume écoulé pendant le temps dt , nous avons successivement :

$$dv = -\Sigma dz$$

$$dv = q_v dt = C q S \sqrt{2gz} dt$$

$$t = - \int_{z_0}^0 \frac{\Sigma dz}{C q S \sqrt{2gz}} \quad (\text{II.11})$$



Le calcul n'est possible que si on peut exprimer Σ en fonction de z .

Remarque

Si par exemple il s'agit d'un liquide sortant d'un réservoir clos ou règne à la surface libre la pression $P \neq P_a$, il faudra écrire :

$$p + \rho g h_B = p_a + \rho g h_M + \rho \frac{V^2}{2} \quad (\text{II.12})$$

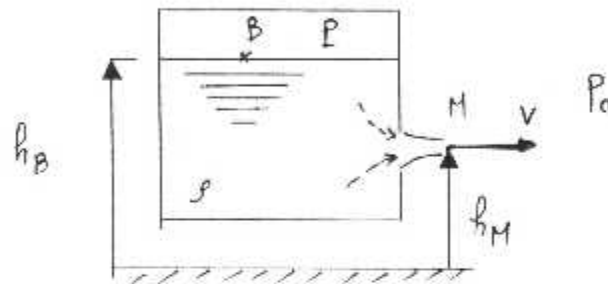


Fig (II.5) Réservoir de liquide sous pression

Pour simplifier, on pourra exprimer les pressions P et P_a en hauteur de liquide de masse volumique ρ soit :

$$p_a = \rho g h_A \quad \text{et} \quad p = \rho g h$$

II.3- ECOULEMENT D'UN LIQUIDE DANS UNE CONDUITE

• Le liquide étant incompressible, en régime permanent les quantités de liquide qui s'écoulent à travers deux sections S_1 et S_2 , dans l'unité de temps, sont égales ; si V_1 et V_2 désignent les vitesses du liquide dans les deux sections, on aura donc :

$$S_1 V_1 = S_2 V_2 = q_v \quad (\text{II.13})$$

c'est l'équation de continuité.

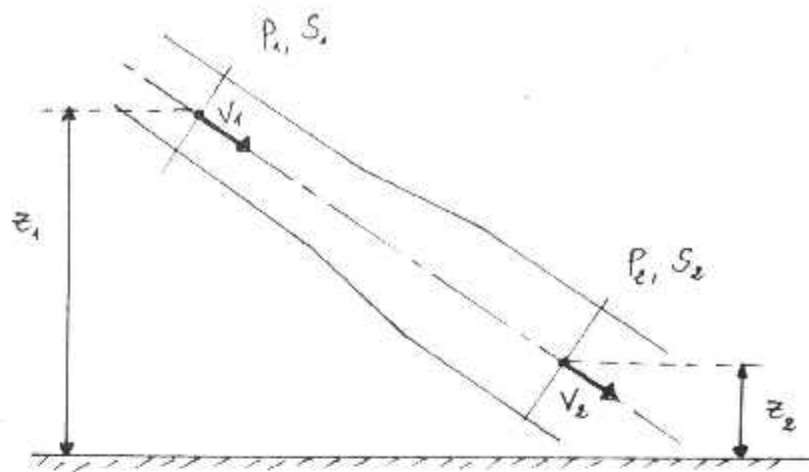


Fig (II.6) Ecoulement d'un liquide dans une conduite.

- La somme de l'énergie potentielle et de l'énergie cinétique du liquide reste constante le long de la canalisation. (théorème de Bernoulli). Soit p_1 et p_2 les pressions aux centres de gravité des deux sections, z_1 et z_2 l'altitude de ces deux points, ρ la masse volumique du liquide. Pour une masse de liquide égale à l'unité le théorème de Bernoulli se traduit par l'égalité :

$$gz_1 + p_1 / \rho + V_1^2 / 2 = gz_2 + p_2 / \rho + V_2^2 / 2 = cte \quad (II.14)$$

Cette quantité d'énergie s'appelle la « charge ».

Perte de charge : En réalité par suite des frottements des filets liquides entre eux et contre les parois, de remous produit par les variations brusques de section ou de direction, etc..., le liquide ne conserve pas intégralement son énergie ; une partie est dépensée pour vaincre les différents frottements, et cette partie se dissipe en chaleur ; il se produit donc une diminution de vitesse, ou de pression, donc l'énergie, cette perte est appelée « perte de charge ».

L'équation de Bernoulli s'écrit alors :

$$gz_1 + p_1 / \rho + V_1^2 / 2 = gz_2 + p_2 / \rho + V_2^2 / 2 + \text{pertes de charge} \quad (II.15)$$

Le frottement contre les parois est mis en évidence par le relevé des vitesses dans une section d'un liquide en déplacement (fig II.7)

La vitesse est plus faible près des parois, par suite de frottements, et maximale au centre ; d'autre part, cette inégalité des vitesses entre les filets liquides détermine un frottement entre eux ; la vitesse moyenne du liquide est le quotient

$$\frac{q_v}{S} = U_m \quad (II.16)$$

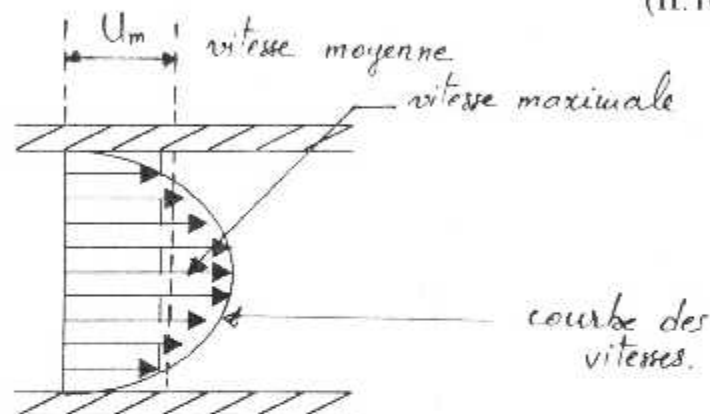


Fig (II.7) Profil des vitesses d'un liquide en déplacement dans une section

II.4-PERTE DE CHARGE DANS LES CONDUITES

Nous avons vu en quoi consistait la perte de charge subie par un fluide au cours de son déplacement ; examinons de façon plus détaillée les causes des pertes de charge, afin d'en déduire les conséquences sur la construction des appareils.

II.4.1.-PERTES DE CHARGE LINEAIRE

La perte de charge générale le long d'une conduite de section constante : elle est [Ref 3]

- Proportionnelle à la longueur de la conduite (L)
- Approximativement proportionnelle au carré de la vitesse du fluide (U_m^2).
- Inversement proportionnelle au diamètre (d).
- Elle augmente avec la viscosité du fluide .
- Elle dépend de la nature et de l'état de surface des parois de la conduite.

Ainsi, pour diminuer les pertes de charge linéaires, on a donc intérêt à limiter la vitesse du fluide, à adopter les conduites de grand diamètre, à parois lisses.

II.4.2- CALCUL DES PERTES DE CHARGE LINEAIRES

L'expression de pertes de pression dues aux frottements dans le cas d'un fluide isotherme est obtenue par intégration de l'équation du mouvement pour un tronçon de longueur L ; elle est exprimé par : [Ref 4]

$$\Delta p_f = f_f \cdot \frac{L}{d} \cdot \rho \cdot \frac{U_m^2}{2} \quad (\text{II.17})$$

avec $f_f = 4C_f$

C_f est appelé coefficient de frottement, et f_f coefficient de perte de charge linéaire ou par frottement, qui est fonction des propriétés physiques du fluide, de la physique du fluide, de la vitesse d'écoulement et de la géométrie du canal.

Pour déterminer ces coefficients on utilisera le diagramme de Moudy pour les conduites industrielles . Reproduit comme annexe 1.

la vitesse moyenne U_m ; est choisi comme vitesse de référence dans un nombre qui caractérise l'écoulement dit nombre de Reynolds, défini par :

$$R_e = \frac{U_m \cdot d_H}{\gamma} \quad (\text{II.18})$$

γ étant la viscosité cinématique du fluide

d_H : diamètre hydraulique (pour une section circulaire de diamètre d, $d_H = d$)

II.4.3- PERTES DE CHARGE SINGULIERES

Tout obstacle qui détermine une déformation ou une déviation de la veine liquide est une cause de perte de charge locale ou singulière qui s'ajoute aux pertes de charge linéaire : coudes ; raccords, déviations, etc... La perte de charge est d'autant plus grande que la déformation, ou la déviation est plus grande.

II.4.4- CALCUL DES PERTES DE CHARGE SINGULIERES

La perte de charge singulière dans les deux régimes (laminaire et turbulent) est donnée par la relation [Ref 4].

$$\Delta p_s = \frac{1}{2} \rho \tau U_m^2 \quad (\text{II.19})$$

τ est appelé coefficient de perte singulière, on le détermine en utilisant le tableau de l'annexe 2.

II.5- CONDUITES POUR FLUIDE

II.5.1-FONCTION

Les conduites ont pour but de transporter les fluides du point de production ou de stockage aux différents points d'utilisation.

II.5.2-CONDITIONS A REMPLIR

- Le fluide doit arriver au point d'utilisation avec le débit, la pression, la température, la vitesse, etc qui ont été prévus ; il faut donc, d'une part, éviter les fuites qui font perdre une partie du débit et qui sont la cause d'une baisse de pression ; d'autre part, éviter toutes les causes de pertes de charges dans les conduites, qui diminuent la pression et la vitesse du fluide.

- La conduite doit résister indéfiniment aux divers agents physiques, chimiques, mécaniques, etc...provenant soit du fluide lui même, soit du milieu extérieur ; en particulier, le fluide et le matériau constituant la conduite doivent être inertes l'un par rapport à l'autre.

- Travail de pose de la conduite, de raccordement, de déviation, d'entretien, facile et économique.

II.5.3- MATERIAUX UTILISES

Pour répondre aux conditions d'emploi, fonction de la nature du fluide, de sa pression, de sa température, de ses propriétés physiques et chimiques etc... du diamètre de la conduite, de la facilité de mise en œuvre, on utilise de très nombreux matériaux :

- La fonte pour les grands diamètres, les conduites enterrées.
- L'acier doux obtenu par forgeage, l'acier moulé pour les fortes pressions.
- Un certain nombre d'autres métaux : plomb, cuivre, laiton aluminium, zinc etc...
- Des métaux divers : ciment et ciment armé,, amiante ciment verre, caoutchouc, etc...
- Des matières plastiques, souples ou rigides.

II.6- LES LIQUIDES DE LUBRIFICATION

II.6.1- GENERALITES

Les phénomènes fondamentaux de la lubrification et du graissage ont incontestablement été en grande partie élucidé grâce à l'usage généralisé des huiles de pétrole. Leur étude ne saurait être étrangère à la « connaissance » des lubrifiants, car ceux-ci sont élaborés en fonction de leurs emplois et, par conséquent, leurs propriétés se rattachent étroitement aux exigences des machines.

II.6.2-LUBRIFICATION ET GRAISSAGE

On réserve de préférence le mot « lubrifier » à l'opération qui fait participer le lubrifiant à l'élaboration de la matière (fraisage, perçage, étirage des métaux etc...).

Le mot « graisser » s'applique à la contribution essentielle que les lubrifiants apportent à la réduction des frottements. Il découle de ceci que l'on graisse un moteur.

II.6.3- CLASSIFICATION DES LUBRIFIANTS

On distingue :

Les lubrifiants naturels, d'origine animale, végétale, minérale.

a- Les lubrifiants artificiels.

Appartenant aux lubrifiants naturels, les huiles de pétrole constituent, tant par l'importance des ressources que par leurs qualités, la majeure partie des huiles de graissage et on les incorpore à de nombreuses compositions de lubrifiants artificiels. [Ref 5]

II.6.4- PROPRIETES DES LUBRIFIANTS

Les propriétés des lubrifiants sont : physiques, chimiques, physico-chimiques et mécaniques. Dans toute la mesure du possible, on s'efforce de les chiffrer ou tout au moins de caractériser certaines d'entre elles. L'ensemble de ces propriétés, chiffrées ou non, constitue :

- a- Soit des caractéristiques dites d'identification, c'est à dire la fiche signalétique du lubrifiant grâce à laquelle on peut s'assurer que le lubrifiant reste identique à lui-même.
- b- Soit des caractéristiques d'utilisation par lesquelles le technicien s'assure que le lubrifiant possède le minimum de propriétés exigées en vue d'un usage bien déterminé.

Ainsi on dira que les caractéristiques d'identification résultent de l'examen analytique des qualités jugées suffisantes tandis que celles d'utilisation sont la synthèse des qualités reconnues nécessaires (et pas nécessairement suffisantes).

II.6.4- PROPRIETES PHYSIQUES

De toutes les propriétés physiques à considérer en matière de graissage, on cite :

a- la compressibilité :

Les huiles de graissage sont peu compressibles. Leurs volume diminue de $\frac{1}{20000}$ par 1kg/cm^2 de suppression, comme pour l'eau. [Ref 5] .

b- La viscosité :

C'est la propriété qui exprime la résistance qu'opposent les molécules de liquide à toute force tendant à les déplacer par glissement.

Les unités de viscosité dynamique (absolue) sont :

- Dans le système C.G.S (centimètre, gramme, seconde) l'unité est le poise, étant trop grande pour les huiles de graissage, on adopte le centipoise.

- Dans le système M.K.S (mètre, kilogramme, seconde) on utilisera l'unité technique de viscosité absolue dynamique ; kilogramme seconde par mètre carré.
- Dans le système anglais (inch, pound, second), l'unité est le Reynolds.

L'unité de la viscosité cinématique (absolue) est le stokes, qui est la viscosité dynamique rapportée à la masse volumique du liquide considéré.

Les tables internationales reproduites en annexe 3 donnent les correspondances des viscosités empiriques E (Engler), S (Secondes Saybolt A), et R (secondes Redwood A) avec la viscosité C en centistokes.

On note aussi que la viscosité du liquide baisse en fonction de la croissance de la température, et l'inverse, c'est pour cela, qu'il faut préciser une température de définition de la viscosité.

c- Les propriétés thermiques :

Les lubrifiants sont susceptibles de jouer leur rôle à des températures variables dans l'espace et dans le temps. Ils manifestent donc des changements d'état, soit par refroidissement (congélation), soit par élévation de température (volatilité).

*** Inflammabilité. Point d'éclair**

L'inflammabilité d'une huile de graissage caractérise son aptitude à donner naissance à des vapeurs inflammables. La température à laquelle il faut porter cette huile pour que les vapeurs s'enflamment au contact d'une flamme ou d'une étincelle est ce que l'on appelle le point d'éclair.

*** Point d'auto inflammation**

lorsqu'une huile de graissage tirée du pétrole est portée à une température suffisamment élevée, en présence de l'air et même en l'absence de toute allumage provoquée, elle est susceptible de prendre feu. La température à laquelle il faut porter le liquide, sous la pression atmosphérique pour que ce phénomène se produise s'appelle le point d'auto inflammation.

*** La chaleur spécifique**

La connaissance de la chaleur spécifique des huiles de graissage permet d'apprécier leur efficacité comme agent de transmission de la chaleur. Elle est en moyenne de $0,46 \text{ cal.kg}^\circ\text{C}$ [Ref 5]. Elle est d'autant plus élevée que la densité de l'huile est plus faible et elle augmente avec la température.

II.7- FILTRATION

La durée de vie, la fiabilité et le rendement d'un circuit hydraulique et de ses composants sont aussi liés au niveau de pollution du fluide et plus particulièrement à sa contamination. Il importe donc de prévenir, de combattre et de contrôler cette contamination pour assurer le bon fonctionnement désiré. Et pour cela, plusieurs techniques de filtration sont en général employées.

II.7.1- TECHNIQUES DE FILTRATION

a- Tamisage (fig II.8)

On fait passer le fluide à travers une surface filtrante (média) constituée par une toile, un papier, une membrane ou un réseau de fibres.

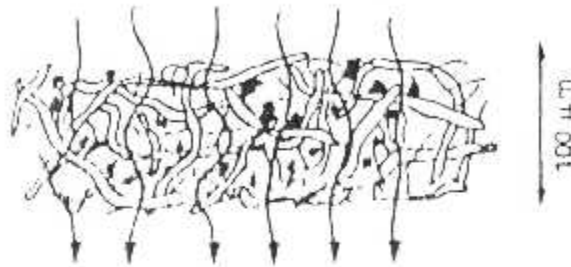


Fig (II.8) Coupe à grande échelle d'un média filtrant

Les particules dont la dimension est supérieure à la maille du média sont arrêtées et si la résistance du média est suffisante elles sont maintenues prisonnières, même si le débit de fluide et la perte de charge dans le média fluctuent. Pour la plupart des médias filtrants, la dimension de la maille n'est pas uniforme.

b- FILTRATION MAGNETIQUE (fig II.9)

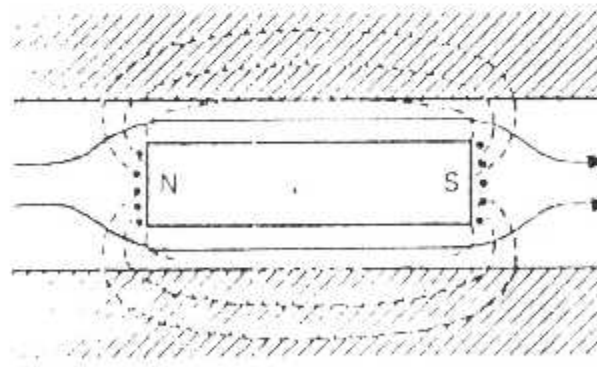


Fig (II.9) N et S pôles nord et sud de l'aimant

Elle concerne surtout les particules métalliques on obtient un filtre magnétique en plongeant un aimant permanent dans une zone de circulation du fluide à faible vitesse. Le champ de l'aimant dévie la trajectoire de la particule qui vient se déposer sur un pôle.

c – DECANTATION

C'est le dépôt des particules par simple gravité dans une zone suffisante colure du circuit.

Une variante est le filtre centrifuge où un écoulement tourbillonnaire crée une gravité apparente. Cette décantation n'est efficace qu'avec des fluides peu dispersifs, ce qui n'est pas le cas de la plupart des huiles hydrauliques.

d- D'AUTRES ACCESSOIRES DE FILTRATION

D'autres accessoires de filtration ont une action sur la contamination d'un circuit.

- Le filtre de remplissage qui sert à éliminer au moins les grosses particules lors du plein du réservoir.
- Le filtre de reniflard qui arrête une partie de la pollution atmosphérique.

Des dispositifs de distillation en continu qui éliminent les vernis et résidus carbonés.

II.7.2-CARACTERISTIQUES DES FILTRES

L'efficacité des filtres à tamis, qui se mesure par le rapport de filtration β_x défini par le rapport du nombre de particules de taille supérieure à la dimension x

(en micromètre) présentes dans un volume de fluide en amont du filtre, au nombre de particules de même dimensions présentes dans le même volume en aval du filtre

$$\beta_x = \frac{\text{Particules en amont } \times x}{\text{Particules en aval } \times x}$$

Les autres caractéristiques du filtre, comme la résistance à l'écrasement, la comptabilité avec les différents fluides, le point de première bulle, la tenue de la fatigue permettent de choisir l'élément filtrant en fonction des contraintes d'utilisation.

- Les filtres couramment rencontrés sur les circuits hydrauliques sont : [Ref 6]

- filtres à $10 \mu_m$ ($\beta_{10} \geq 50$), en papier à grande surface ; ils sont suffisants quand le matériel est peu sensible à la contamination ; ce sont des filtres de sécurité employés généralement sur la totalité du débit du circuit.
- Filtre à $5 \mu_m$, en papier ou en fibres synthétiques agglomérées ; ce sont des filtres utiles lorsque le matériel a une durée de vie très liée aux contaminants de 5 à $15 \mu_m$, ils sont généralement placés sur les circuits de gavage ou annexes et filtrent en continu une partie du débit de l'installation, on les appelle des filtres de décontamination.
- Filtres à $2 \mu_m$, ils sont utilisés sur les installations équipées de servovalve, ou de valves très sensibles aux petits contaminants ; il faut prendre garde à ne pas les installer que sur un débit réduit déjà décontaminé sinon ils sont rapidement colmatés.

- La perte de charge dans l'élément filtrant est limitée généralement à 1,5 ou 3,5 bar.

II.7.3- RELARGAGE D'UN FILTRE

Sur un circuit où le débit et la température fluctuent, la pression subie par le média filtrant est limitée par un by-pass, sinon, les surpressions provoquées par les à-coups de débit ou les températures basses forment les particules à traverser le média en écartant les maille. Il y a alors relargage des particules, ce qui est le plus gros risque d'une mauvaise filtration. On doit donc s'assurer que la pression du by-pass du filtre est nettement inférieure à la pression occasionnant le réglage.



CHAPITRE III

**ETUDE THEORIQUE DES ELEMENTS
DU BANC D'ESSAI**

ETUDE THEORIQUE DES ELEMENTS DU BANC D'ESSAI

III.1-INSTALLATION DU GROUPE DE LA POMPE :

III.1.1-INTRODUCTION

Les pompes sont des machines destinées à transformer l'énergie mécanique d'un moteur en énergie hydraulique, le plus souvent, il s'agit de faire passer un liquide d'un niveau de pression initial à un autre plus élevé

III.1.2- GRANDEURS CARACTERISTIQUES

Les principales grandeurs caractéristiques dans une installation contenant une pompe sont : [Ref 7]

- Le plan de référence : plan à partir duquel sont mesurées les différentes hauteurs, qu'elles soient géométrique, manométriques, pratique d'aspiration, de charge, de refoulement, etc....
- La hauteur géométrique d'aspiration (h_a) (fig III.1) distance vertical qui sépare le niveau du liquide à l'aspiration, du plan de référence.

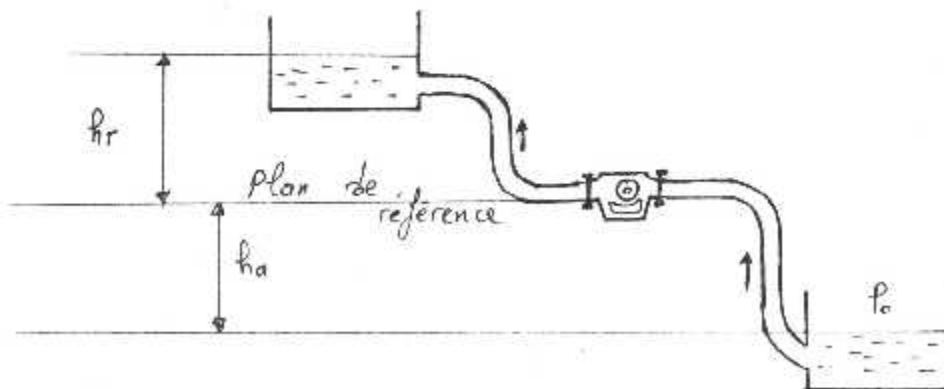


FIG (III.1) Pompe en aspiration (plan de référence au-dessus du niveau du liquide à véhiculer).

- La hauteur pratique d'aspiration (H_a): hauteur d'aspiration qui, pratiquement, ne dépend que des conditions de l'installation à l'exclusion de la pompe. C'est la somme de la hauteur géométrique d'aspiration h_a et des pertes de charge linéaires et singulières (Δp_a) au débit q , dans la conduite d'aspiration.

$$H_a = h_a + \Delta p_a \quad (\text{III.1})$$

- La hauteur manométrique d'aspiration M_a : lorsque la pompe est en aspiration, lecture faite sur un manomètre gradué en hauteur de dépression (vacuomètre), corrigée de la distance verticale entre le plan de référence de la pompe et le point de la tuyauterie où est branchée la prise de l'appareil.

Cette lecture est la somme de la hauteur géométrique d'aspiration h_a , des pertes de charge Δp_a au débit q dans la conduite d'aspiration et de la hauteur due à la vitesse du liquide $U_{m_a}^2 / 2g$ (ou hauteur dynamique), dans la section de la tuyauterie où se trouve branchée la prise du vacuomètre :

$$M_a = h_a + \Delta p_a + \frac{U_{m_a}^2}{2g} \quad (\text{III.2})$$

avec g : accélération de la pesanteur.

- La hauteur géométrique de charge h_c (fig III.2) / lorsque la pompe est placée en charge, distance vertical qui sépare le niveau du liquide dans le réservoir d'alimentation, du plan de référence.

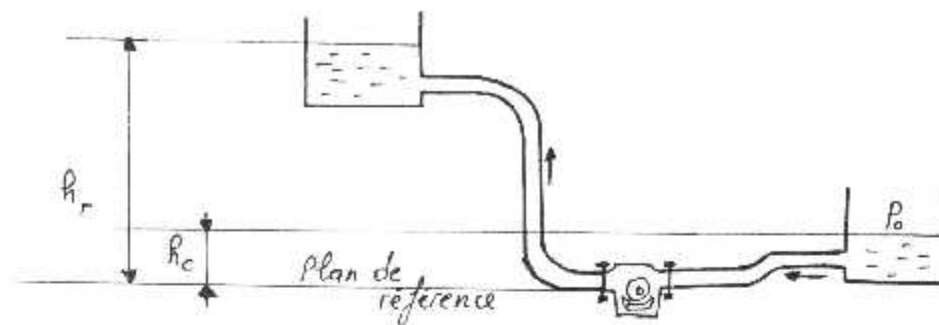


Fig (III.2) Pompe en charge (plan de référence au dessous du niveau du liquide à véhiculer).

- La hauteur pratique de charge H_c : hauteur géométrique de charge h_c diminuée des pertes de charge Δp_a au débit q dans la conduite d'aspiration.

$$H_c = h_c - \Delta p_a \quad (\text{III.3})$$

- La hauteur manométrique de charge M_c : lorsque la pompe débite en charge, lecture faite sur un manomètre gradué en hauteur de pression corrigée de la distance vertical entre le plan de référence de la pompe et le pivot de l'aiguille indicatrice de l'appareil. Cette lecture représente la hauteur géométrique de charge h_c , diminuée des pertes de charge Δp_a au débit q dans la conduite d'aspiration et de la hauteur dynamique dans la section de tuyauterie où se trouve branchée la prise du manomètre.

$$M_c = h_c - \Delta p_a - \frac{U_{m_a}^2}{2g} \quad (\text{III.4})$$

La somme des deux termes Δp_a et $U_{m_a}^2 / 2g$ peut être plus grande que h_c d'où M_c négatif. Bien qu'étant en charge manométrique, la pompe fonctionne alors en aspiration manométrique à son orifice d'aspiration.

- La hauteur géométrique de refoulement h_r (fig III .1 et III.2) distance verticale qui sépare le niveau du liquide dans le réservoir de refoulement du plan de référence.
- La hauteur pratique de refoulement : hauteur de refoulement qui, pratiquement, ne dépend que des conditions de l'installation. Elle est la somme des termes suivants :

- Hauteur géométrique de refoulement h_r .
- Pertes de charge dans la conduite de refoulement Δp_r .
- (Pertes pression p (exprimée en mCE) régnant dans le réservoir lorsque la pompe refoule dans une cuve hydropneumatique.)
- Hauteur dynamique à l'arrivée dans le réservoir de refoulement $\frac{U_{m_r}^2}{2g}$

$$\text{Soit : } H_r = h_r + \Delta p_r - p + \frac{U_{m_r}^2}{2g} \quad (\text{III.5})$$

- La hauteur manométrique de refoulement M_r : lecture faite sur un manomètre gradué en hauteur de pression, et disposé sur le refoulement de la pompe, corrigée de la distance verticale entre le plan de référence et le pivot de l'aiguille indicatrice de l'appareil. Cette grandeur est la somme des termes suivants :

- Hauteur géométrique de refoulement h_r .
- Pertes de charge dans la conduite de refoulement Δp_r .
- (Pression p (exprimée en mCE) régnant dans le réservoir si la pompe refoule dans une cuve hydropneumatique.)

- Hauteur dynamique à l'arrivée dans le réservoir de refoulement $\frac{U_{m_r}^2}{2g}$

$$\text{Soit : } h_r + \Delta p_r + p + \frac{U_{m_r}^2}{2g} \quad (\text{III.6})$$

Total duquel il convient de réduire la hauteur dynamique à la hauteur de la prise du manomètre $\frac{U_{m_s}^2}{2g}$ d'où

$$M_r = h_r + \Delta p_r + p + \frac{U_{m_r}^2}{2g} - \frac{U_{m_s}^2}{2g} \quad (\text{III.7})$$

- Le vide sec : vide que peut créer une pompe volumétrique tournant à sec, dans une capacité hermétiquement fermée, c'est à dire hauteur pratique d'aspiration à laquelle elle peut s'amorcer dans les mêmes conditions.

- Le vide mouillé : vide que peut créer une pompe volumétrique préalablement remplie de liquide dans une capacité hermétiquement fermée, c'est à dire hauteur pratique d'aspiration à laquelle elle peut s'amorcer, dans les mêmes conditions.

III.1.3- PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT D'UNE POMPE

A ENGRENAGE ELEMENTAIRE

Considérons la figure (III.3) relative à une pompe à deux pignons identiques à denture droite, l'un étant « menant » et l'autre « mené ».

le liquide est entraîné du côté aspiration au côté refoulement enfermé entre les creux de la denture et le carter de la pompe.

Après une certaine rotation de la pompe, la dent B du deuxième pignon pénétrera dans le creux A. Similairement à un petit piston, le liquide est chassé vers l'orifice de refoulement, le contact des dents empêchant dans ce cas le retour vers l'orifice d'aspiration.

Le creux ainsi se libère de son liquide et repasse dans la zone d'aspiration pour se remplir à nouveau. Ce mécanisme se généralise sur tous les creux qui appartiennent aux pignon menant et au pignons menés.

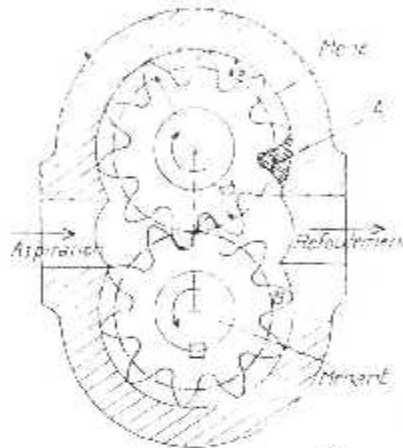


Fig (III.3) Pompe à engrenage élémentaire

- Denture droite :

Utilisons les notations suivantes

D : diamètre primitif de fonctionnement de chacun des pignons ; (mm)

D_s : diamètre de tête des pignons (mm).

S : saillie (mm).

Z : nombre de dents.

M : module de fonctionnement $= \frac{D}{Z}$

b : largeur de denture (mm).

N : rotation en (tr mn.)

q : débit de la pompe en (m^3 / mn)

III.1.4- PERFORMANCE D'UNE POMPE A ENGRENAGE**a) DEBIT THEORIQUE**

Nous préférons indiquer la valeur théorique du débit que nous donne la formule pratique suivante [Ref 8]

$$Q_{th} = N.2\pi.D.S.L.10^{-6} \quad (III.8)$$

Avec N la vitesse de rotation de la pompe, qui fixe le débit instantané (c'est en effet la caractéristique de la pompe volumétrique de délivrer un volume constant par tour), est fonction de la viscosité du liquide.

Cette viscosité détermine la vitesse maximale admissible par la pompe, sachant que plus la viscosité est élevée, plus la vitesse doit être faible. Cette vitesse limite correspond à une vitesse tangentielle dont nous donnons dans le tableau suivant la valeur à titre indicatif :

TABLEAU III.1**Ref[8]**

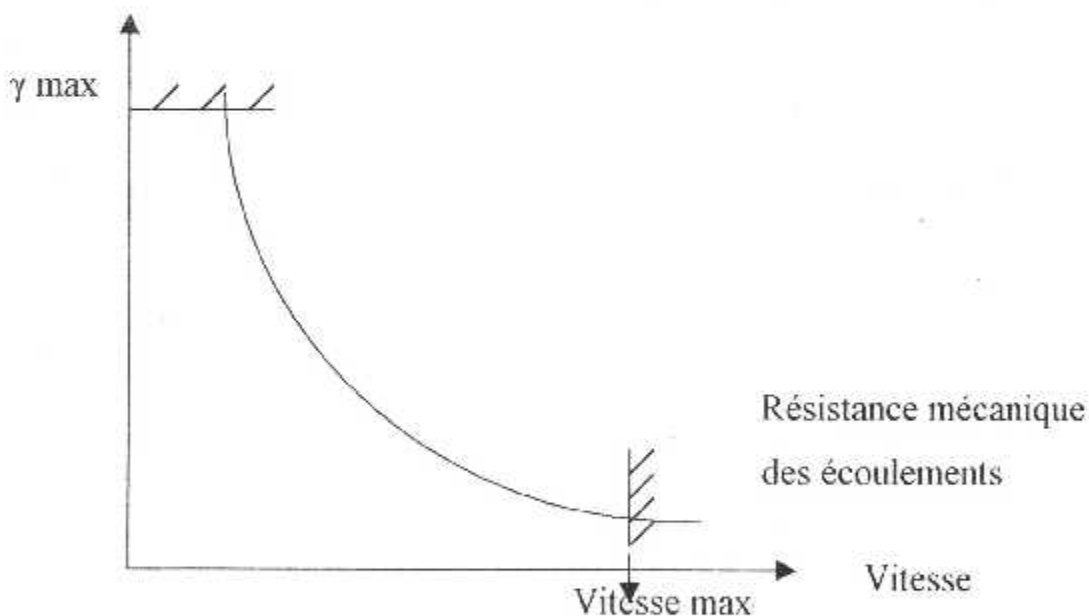
VISCOSITE ° ENGLER	VITESSE TANGENTIELLE LIMITE (m/s)
2	6
5	5,5
10	5
20	4
40	2,8
60	2,1
100	1,5

La vitesse doit être calculée pour la viscosité maximale que peut avoir le liquide dans des conditions normales d'exploitation. Dans le cas de liquides faiblement visqueux, il se peut que la vitesse ne soit plus limitée par la viscosité, mais plutôt par la résistance mécanique des éléments constitutifs de la pompe.

Pour un type de pompe donné, on peut donc établir des limites de vitesse telles qu'elles sont proposées sur la courbe de la (fig III.4)

la vitesse de la pompe est déterminée par le constructeur et ne doit pas être dépassée sans son approbation.

Viscosité



Fig(III.4) limites de vitesse d'une pompe [Ref.7]

b- TRAVAIL, PUISSANCE ET RENDEMENT

- Travail :

Si $C\gamma$ représente la cylindrée de la pompe, c'est à dire le volume de liquide déplacé par tour pour une pompe rotative, et P la pression, le travail hydraulique fourni pour un tour est donné par [Ref 7] :

$$W_f = Cy \times p$$

$$[Joule] = [m^3] \times [p_a] \quad (III.9)$$

Le travail absorbée par tour est égale au couple nécessaire à l'entraînement de la pompe multiplié par 2π (un tour exprimé en radian).

$$W_a [Joule] = C [N.m] \times 2\pi \quad (III.10)$$

Le travail fournie est égale au travail absorbé multiplié par le rendement mécanique.

$$W_f = W_a \cdot \eta_m \quad (III.11)$$

• **Puissance :**

La puissance fournie par la pompe (à la sortie de la pompe) est donnée par [Ref 8] :

$$Pr = q \cdot p \cdot 10^{-3}$$

$$[kw] = \left[\frac{l}{s} \right] [bar] \quad (III.12)$$

Avec q : débit de la pompe

P : pression de refoulement

La puissance nécessaire pour la commande de la pompe est :

$$P = \frac{Pr}{\eta_t} \quad (III.13)$$

η_t : le rendement totale de la pompe, il est défini par.

$$\eta_t = \eta_v \cdot \eta_m \quad (III.14)$$

où η_v : rendement volumétrique.

η_m : est le rendement mécanique.

Comme valeur moyenne du rendement totale η_t , nous pourrions adopter :

$\eta_t : [0,4 \text{ } 0,6]$ pour les pompes à basse pression

$\eta_t : [0,5 \text{ } 0,75]$ pour les pompes à haute pression

La puissance absorbée par la pompe : elle est égale au couple moteur multiplié par la vitesse angulaire :

$$\begin{aligned} Pa &= C.\omega \\ [w] &= [N.m][rd/s] \end{aligned} \quad (III.15)$$

- Rendement volumétrique

Il est donné par [Ref 8] :

$$\eta_v = \frac{\text{debit effectif}}{\text{debit theorique}} = \frac{Q}{Q_n} \quad (III.16)$$

Il dépend tout d'abord de la précision d'exécution de la pompe et du maintien de cette précision en fonction du temps de fonctionnement (usures) : il y a intérêt à réduire le plus possible les jeux entre le cylindre de tête des pignons et l'alésage du carter, et surtout entre les faces latérales des pignons et le carter.

Le rendement volumétrique varie également avec les conditions de fonctionnement de la pompe :

- Viscosité du liquide ou de la matière pompée et refoulée.
- Vitesse de rotation.
- Pression de refoulement.

Choix d'une valeur moyenne du rendement volumétrique η_v [Ref 9]

- Pour les pompes à basse pression, disons jusqu'à 10 bars, on peut adopter a priori une valeur moyenne $\eta_v = 0,90$.

- Pour les précision comprises entre 10 et 40 bars prendre une valeur un peu plus faible $\eta_v = 0,85$.
- **Le rendement intermédiaire**

Le rendement intermédiaire est le rendement de la transmission entre le moteur et la pompe : coupleur, réducteur, multiplicateur, ligne d'arbre, c'est donc le rapport de la puissance absorbée P_a par la pompe à la puissance mesurée sur l'arbre moteur P_{am} . [Rcf 7]

$$\eta_{int} = P_a / P_{am} \quad (III.17)$$

- **Le rendement moteur :**

Rapport de la puissance mesurée sur l'arbre moteur P_{am} à la puissance développée pour alimenter le moteur P_{gr} .

$$\eta_{mot} = P_{am} / P_{gr} \quad (III.18)$$

- **Le rendement du groupe :**

Rapport de la puissance hydraulique fournie par la pompe P_f à la puissance développée pour alimenter le moteur P_{gr} .

$$\eta_{gr} = P_f / P_{gr} \quad (III.19)$$

C'est aussi le produit de tous les rendements des éléments constitutifs du groupe :

$$\eta_{gr} = \eta_{mot} \times \eta_{int} \times \eta_m \times \eta_v$$

III.1.5- ENTRAINEMENT ET SYSTEMES AUXILAIRES

La vitesse de rotation d'une pompe volumétrique est fonction des caractéristiques du problème posé par l'utilisateur : débit souhaité, viscosité du produit, température, etc...

Nous avons donc pratiquement une vitesse particulière de la pompe pour chaque application.

Or les moteurs utilisés actuellement sont des appareils qui, en général, fonctionnent à une vitesse fixe. Cela nous amène à introduire entre le moteur et la pompe un élément d'adaptation servant de liaison entre la vitesse du moteur fixe et la vitesse requise pour que la pompe fonctionne dans les conditions définies.

Il existe également un certain nombre d'éléments de contrôle, de mesure, de protection, qui sont utiles voire indispensables en exploitation.

a- TYPES D'ENTRAÎNEMENT

Les systèmes d'entraînement les plus couramment utilisés en pompage sont :

- Le moteur électrique, le plus simple à utiliser et le plus « écologique ».
- Le moteur thermique, pour être autonome .
- Le moteur hydraulique, très souple, ou le moteur à air comprimé, utilisées en atmosphère explosive ou en immersion, dont les rendements sont excellents.

b- TRANSMISSION MOTEUR-POMPE

La vitesse d'une pompe volumétrique est essentiellement fonction de la viscosité du produit pompé . Il faut donc adopter la vitesse du moteur d'entraînement, lorsqu'elle est fixe, à la vitesse calculée de la pompe et utiliser à cet effet différents types de transmissions dont le choix dépend de la vitesse de la pompe et de l'utilisation que l'on veut en faire, à savoir :

- Une transmission directe, si les vitesses du moteur et de la pompe sont identiques.
 - Une transmission poulie-courroie. C'est le moyen le plus simple et le plus économique si les vitesses du moteur et de la pompe sont différentes. Il permet aussi d'avoir exactement le rapport de vitesse souhaité. Par contre, il se produit un phénomène de glissement entre poulie et courroie, et le principe induit un effort radial sur l'arbre qui nécessite souvent l'emploi d'un roulement à bille sur le palier de la pompe.
 - Une transmission par réducteur (ou moto réducteur) à train parallèle ou épicycloïde ; c'est le principe le plus répandu car il a le meilleur rapport qualité-prix dans la majorité des applications (haut rendement, robustesse, pas de charges radiales). Son inconvénient majeur est de ne pas donner la vitesse exacte souhaitée :
- Une transmission par variateur de vitesse, dans le cas où il est nécessaire de faire varier la vitesse. Il en existe trois types :
- ❖ Le variateur de vitesse mécanique, le plus économique, notamment pour les vitesses faible ou moyennes, et le plus simple à utiliser lorsque la commande de variation doit être manuelle.
 - ❖ Le variateur de vitesse électronique à courant continu, qui nécessite l'emploi d'un moteur à courant continu. Il est utilisé de préférence pour des puissances élevées ou moyennes (>10kw)
 - ❖ Le variateur de vitesse électronique de fréquence, qui commande un moteur asynchrone classique. C'est un appareil encore récent, surtout utilisé pour les petites puissances (<10kw), mais il est probable, compte tenu des développements actuels, que d'ici quelques années il prenne une part non négligeable du marché des variateurs à courant continu, notamment dans le domaine des moyennes puissances (jusqu'à 100 kw environ).

c- CHOIX DE LA PUISSANCE ET DU COUPLE MOTEUR

La puissance que doit développer le moteur d'entraînement est, en principe, égale à la puissance absorbée par la pompe et par l'organe de transmission intermédiaire, s'il existe, compte tenu du rendement de l'ensemble. La puissance absorbée étant déterminée pour un régime précis de la pompe qui inclut la viscosité, le débit, la température, la hauteur pratique d'élévation.

Cependant, pour tenir compte de plusieurs phénomènes qui peuvent se produire, tels que usure progressive, modification de la hauteur pratique d'élévation, variation de la température donc de la viscosité, etc..., il est prudent de prévoir pour le moteur un léger excédent de puissance, capable d'absorber sans dommages une légère augmentation du couple résistant. Il est, en effet, préférable d'avoir un moteur surdimensionné plutôt qu'un moteur qui risque d'être régulièrement en surcharge et qui va s'user rapidement.

Tout cela dépend évidemment de la fréquence et de la valeur de la surcharge, qui doit être appréciée par le concepteur de l'installation.

Quoi qu'il en soit, le fabricant de pompes est à même, en fonction du produit et des caractéristiques de l'installation de calculer la puissance et le couple du moteur d'entraînement.

III.2-LES ECHANGEURS DE CHALEUR

III.2.1-INTRODUCTION

Un échangeur de chaleur est un appareil destiné à transmettre la chaleur d'un fluide à un autre. Dans les échangeurs les plus courants, les deux fluides sont séparés par une paroi à travers laquelle des échanges se font par conduction, la transmission de chaleur fluide paroi relevant essentiellement de la convection.

III.2.2- CLASSIFICATION

D'après le principe de fonctionnement on distingue les appareils à surface : il existe les récupérateurs et les régénérateurs.

Dans les récupérateurs les fluides chauffants et chauffé (caloporteurs) se déplacent simultanément et la chaleur est transmise par la paroi qui les sépare.

Dans les générateurs, la même surface de chauffe est baignée à tour de rôle par le fluide chaud et le fluide froid. Le fluide chaud en se déplaçant transmet la chaleur aux parois de l'appareil ou à l'ajustage, où elle s'accumule pour être transmise au fluide froid lors de son écoulement ultérieur.

- Les appareils à mélange : l'échange de chaleur est assuré par le brassage direct des caloporteurs. La chaleur est alors transmise simultanément avec l'échange de masse.

Les avantages que présentent les récupérateurs sont leur herméticité et la possibilité de travailler sous d'importantes différences de pression des fluides chauffant et chauffé.

Les régénérateurs présentent l'avantage celui d'être très simples .

Nous nous intéressons aux échangeurs de chaleurs multibulaires type récupérateur.

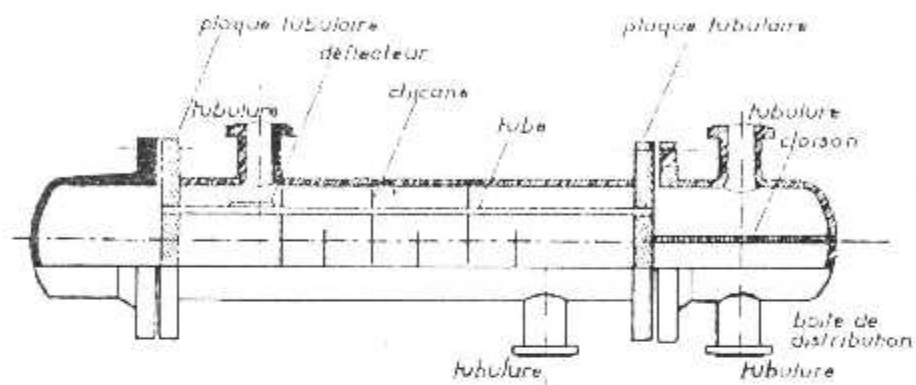
III.2.3- ECHANGEUR MULTIBULAIRE (Faisceaux)

Un échangeur multitubulaire est du type récupérateur, il est constitué d'un faisceau tubulaire placé dans une enveloppe métallique appelée calandre.

Les tubes sont fixés à leurs extrémités dans des plaques métalliques percées de trous ou plaques tubulaires.

Le fluide passant dans les tubes est distribué à l'entrée ou recueilli à la sortie par les boîtes d'échangeurs ou boîtes de distribution.

Des chicanes sont placés à l'intérieur de la calandre, elle permettent de modifier l'écoulement du fluide circulant à l'extérieur du faisceau tubulaire.



Fig(III.5) Echangeur à plaques tubulaires fixes.

a- FAISCEAU TUBULAIRE

C'est lui qui constitue la surface d'échange. Par rapport à l'écoulement dans la calandre, on peut avoir les quatre dispositions de tubes suivantes (III.7).

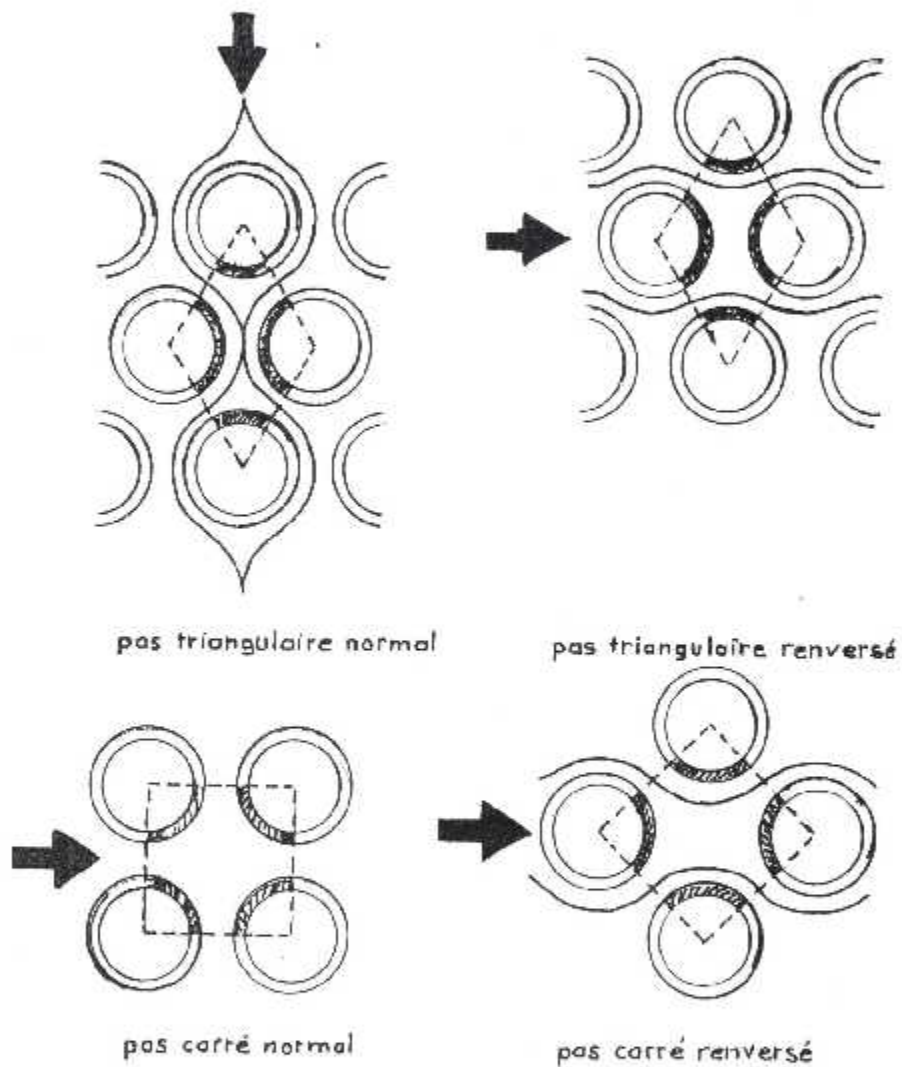


Fig (III.6) Les dispositions des tubes

Si la disposition en pas triangulaire est plus compacte donc à priori plus économique, on lui préférera toujours la disposition en pas carré lorsque le fluide circulant dans la calandre est encrassant ; en effet, dans cette dernière disposition, toute la surface des tubes est accessible au nettoyage.

b- CALANDRE

Elle contient le faisceau tubulaire et assure la circulation du fluide extérieur au faisceau. Elle est presque toujours cylindrique mais, elle peut avoir une forme quelconque, par exemple parallélépipédique.

c- PLAQUES TUBULAIRES

Les plaques tubulaires (Fig III.7) sont des éléments importants et délicats des échangeurs multitubulaires.

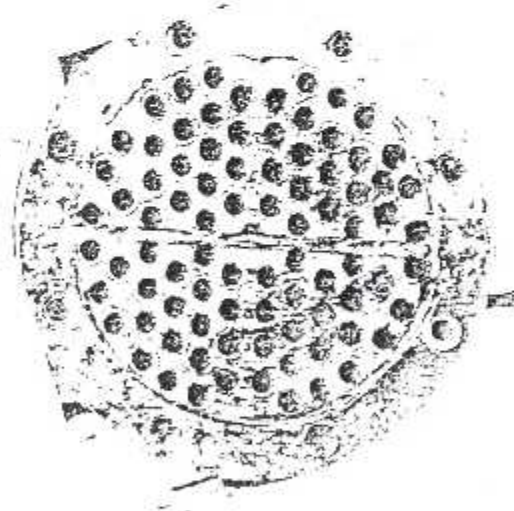


Fig (III.7) Plaque tubulaire

En effet, elles supportent les tubes à leurs extrémités et doivent résister aux contraintes que créent la différence de pression entre les deux fluides, les différences de dilatation des tubes et de la calandre, ainsi que les vibrations éventuelles.

d- BOITES D'ECHANGEURS

Elles assurent la distribution du fluide dans les tubes selon le schéma de circulation qui a été choisi et le nombre de passages du fluide dans la calandre (appelé aussi nombre de « passes ») grâce à des cloisons.

e- CHICANES

Les chicanes, qui peuvent avoir plusieurs formes (fig III.8), servent à la fois à augmenter la vitesse du fluide sur les tubes donc le coefficient d'échange et la rigidité du faisceau pour éviter les phénomènes de vibration des tubes.

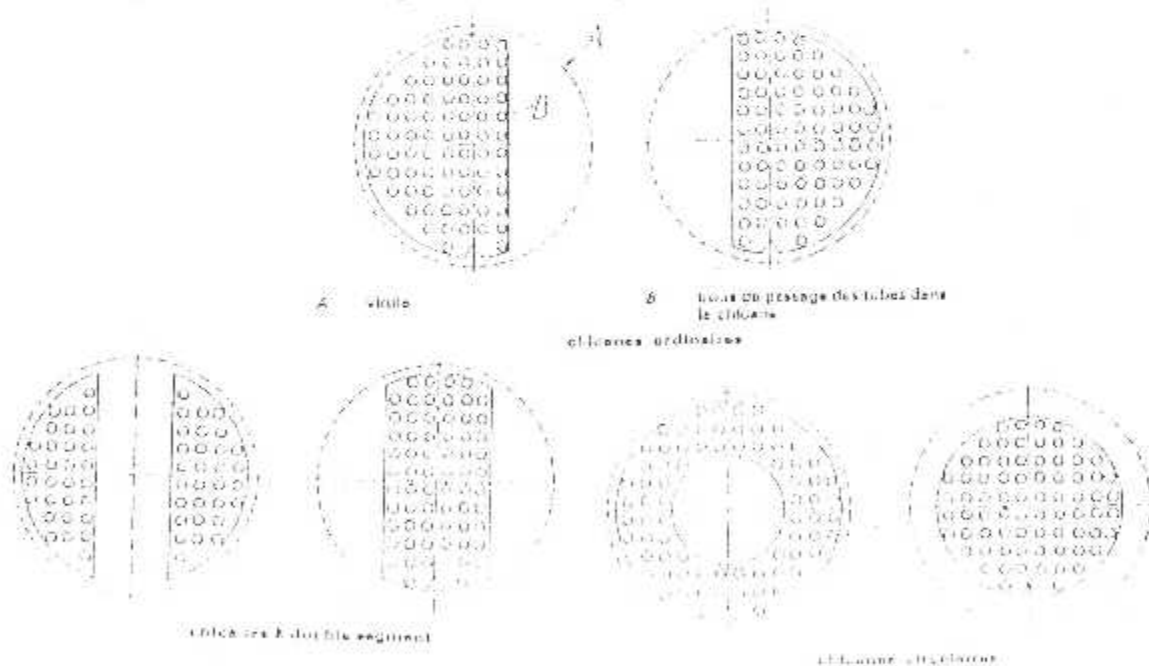


Fig (III.8) Différents types de chicanes.

III.2.4- PRINCIPE DU CALCUL THERMIQUES DES RECUPERATEURS

Le calcul thermique des échangeurs se fait soit pour concevoir un appareil, soit pour le vérifier, suivant la position du problème.

Si on donne les paramètres des caloporteurs (vitesse, densité, température à l'entrée et à la sortie) et il faut établir les dimensions de l'échangeurs : on dit que le calcul est de construction.

Mais si les dimensions de l'échangeurs sont connues et il faut déterminer les paramètres des caloporteurs on dit que le calcul est de vérification.

Ces deux formes de calcul sont fondées sur l'utilisation des équations du transfert de chaleur et du bilan thermique qui, sous un régime stationnaire, et en adiabaticisme sans stockage s'écrivent :

$$q = \dot{m}_1 . Cp_1 . \Delta T_1 = \dot{m}_2 . Cp_2 . \Delta T_2 \quad (\text{III.20})$$

L'allure de la variation de la température des caloporteurs suivant la longueur de l'échangeur dépend non seulement du rapport des équivalents $\frac{\dot{m}_1 . Cp_1}{\dot{m}_2 . Cp_2}$, mais encore du mode de déplacement des caloporteurs.

On distingue le courant directe, le contre courant et le courant croisé.

Si les caloporteurs chauffant et chauffé se déplacent parallèlement et dans la même direction, on dit que le courant est directe (parallèle).

Si les caloporteurs se déplacent parallèlement mais des deux sens différents, on est en présence d'un contre courant.

Si en se déplaçant, ils se croisent, le courant est dit croisé.

Dans le cas du courant direct la température finale du caloporteur chauffé est toujours inférieure à celle du caloporteur chauffant.

Dans le cas du contre courant la température finale du caloporteur chauffé peut être plus élevée que celle du caloporteur chauffant.

Il s'en suit que le contre courant permet de transmettre par le caloporteur chauffant la même quantité de chaleur que le courant direct, mais pour une plus petite quantité de caloporteur chauffé.

III.2.5- ASPECT EXTERNE

Vu de l'extérieur, un échangeur se présente comme une boîte noire pourvue, comme un quadripôle électrique, de deux entrées et de deux sorties.

Il est bien commode de mesurer les caractéristiques essentielles du fonctionnement de l'échangeur à l'un de ces (4) quatre pôles, plutôt que de faire des mesures forcément plus délicates à l'intérieur.

C'est ainsi que nous établirons pour chacun des fluides 1 et 2 des paramètres mesurables à l'entrée et à la sortie de chacun des deux :

- L'état : liquide , gazeux .
- Le débit-masse , constant de l'entrée à la sortie.
- La température, variable dans l'échangeur.
- La pression, peu variable.

Il est entendu que l'on connaît par ailleurs les caractéristiques thermophysiques de chacun des deux fluides et notamment :

- La capacité thermique massique (chaleur massique C_p).
- La masse volumique ρ .
- La conductivité thermique λ .

➤ La viscosité μ .

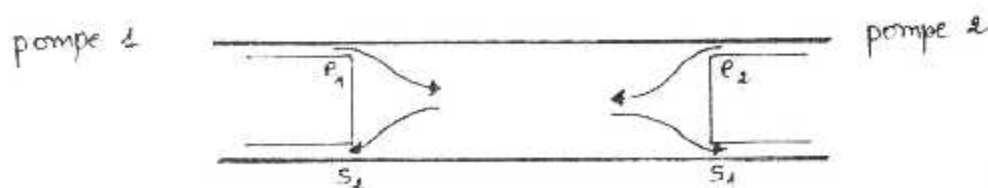
Ainsi que les lois de variation avec la pression, et surtout avec la température, de ces différents paramètres.

Par ailleurs, et comme les différents paramètres qui gouvernent le fonctionnement de l'échangeur ont aux entrées-sorties des valeurs privilégiées parce que aisément mesurables, une théorie de fonctionnement interne visera donc à calculer pour chacun des fluides les paramètres essentiels de l'évolution en fonction précisément des valeurs aux entrées-sorties.

Le schéma de principe (fig III.9) serait cependant fort incomplet s'il était adjoint, extérieurement au quadripôle, deux pompes destinées à mettre en mouvement les fluides 1 et 2 à l'intérieur de l'échangeur, en générant pour chacun des fluides entre l'entrée et la sortie une différence de pression égale à la perte de pression visqueuse à l'intérieur de l'échangeur.

Cette perte de pression (perte de charge) dépend pour chacun des fluides :

- De la nature du fluide.
- De sa température : le coefficient de viscosité qui gouverne cette perte de pression γ est très sensible.
- De son débit et de la géométrie interne de l'échangeur.



Trajet indéterminé à l'intérieur du quadripôle.

Fig (III.9) Schéma du quadripôle

III.3- EQUIPEMENT DE MESURE ET DE PROTECTION

Toute installation, si simple soit elle, nécessite de mesurer certaines caractéristiques et de protéger les points importants, de manière à contrôler voire stopper rapidement le déroulement du processus si nécessaire.

- Le thermomètre peut être à mercure ou à aiguille.
- Le thermostat n'est ni plus ni moins qu'un thermomètre qui comporte un contact électrique de commande.
- Le relais thermique sert à protéger un ensemble électrique tel qu'un moteur contre les dépassements de puissance.
- Le manomètre permet de mesurer la pression dans un milieu liquide ou gazeux.
- Le pressostat permet de contrôler et de réguler la pression.
- Le débitmètre existe en de nombreux types : à cible ou à palette, à flotteur, électronique, à différence de pression, électromagnétique, à principe capacitif, massique, ou à ultrasons.
- Le compteur volumétrique n'est ni plus ni moins qu'une pompe volumétrique à palettes fonctionnant en récepteur.
- Le contrôleur de niveau peut être soit un indicateur de niveau visuel, soit un système à flotteur, soit encore un système plus sophistiqué pour contrôler en continu.
- Le by-pass, également appelé soupape de sécurité, permet, lors de la fermeture voulue ou accidentelle d'une vanne au refoulement, le retour d'une partie de liquide de refoulement à l'aspiration dès que la limite de pression est atteinte. Il est fixé sur le corps de la pompe. Le by-pass peut être à réglage manuel ou pré-réglé, ou encore à réglage combiné. Il permet dans ce cas, au démarrage, de faire fonctionner la pompe sur elle-même lorsque le produit est très visqueux, en marche, de régler le débit

est réellement refoulé en fonction de la hauteur manométrique prévue et de la viscosité du produit et, enfin, de vidanger les tuyauteries.

Il existe des soupapes simple effet pour un seul sens de rotation, des soupapes double effet pour une utilisation avec une pompe réversible.

- Le clapet anti-retour empêche le fluide de revenir en arrière. Il peut être à boule ou à battant articulé.
- La crépine filtre les particules solides les plus importantes qui risqueraient d'endommager la pompe.
- Le filtre permet de retenir les particules de taille moyenne ou faible suivant sa composition, mais il induit une perte de charge importante dans le circuit.
- Le limiteur de couple est destiné à désaccoupler le moteur de l'ensemble de pompage en cas de dépassement d'un couple limite prééglé. C'est un élément qui devrait être monté systématiquement sur tous les groupes de pompages, dès qu'il y a un risque de surcouple par exemple dans toutes les applications où il y a risque de blocage de la pompe.

III.4-INSTALLATION ET MISE EN SERVICE

III.4.1- MISE EN PLACE DU GROUPE :

Rappelons, dans la grande majorité des cas, une pompe volumétrique est associée à un réducteur, ou à un moto réducteur, la liaison avec la pompe se faisant par un accouplement. Cette disposition implique l'alignement pompe réducteur moteur.

Le groupe est donc en général monté sur un châssis commun, qui permet d'avoir un encombrement plus réduit, une plus grande sécurité en matière de qualité, donc un prix de revient plus intéressant et une facilité de mise en place.

III.4.2- RACCORDEMENT AVEC LES TUYAUTERIES :

Lorsque le groupe est positionné et fixé, on peut alors procéder à la fixation finale des tuyauterie sur les brides de la pompe.

En effet, il est impératif que les tuyauteries d'aspiration et de refoulement soient ajustées en fonction de la position des brides de la pompe et non pas que la pompe serve à maintenir les tuyauteries.

De même, il est impératif que les tuyauteries d'aspiration et de refoulement soient maintenues par des supports très rigides. Cela permet d'éviter l'apparition de vibrations importantes et bruyantes qui risquent à terme de détériorer la pompe.

Les coudes des tuyauteries doivent avoir des rayons les plus grands possible. On cherche à réduire le plus possible le nombre de ces rayons afin de limiter les pertes de charge.

Les joints présentés par la conduite d'aspiration doivent être parfaitement étanches pour éviter les pertes d'énergie et un désamorçage éventuel.

La pose, au refoulement d'un clapet de retenue (anti-retour) est moins impératif qu'avec les pompes centrifuge. En effet, une pompe volumétrique doit fonctionner orifices grands ouverts et ces organes, qui n'ont d'autre objet que de permettre d'isoler la tuyauterie lors de la visite du corps de pompe, sont en milieu visqueux générateurs de pertes de charge considérables. Il est donc simple de prévoir, à l'extrémité inférieure de la tuyauterie, un robinet de vidange.

Si la pompe ne comporte pas de by-pass et pour éviter des surpressions dangereuses qui pourraient se développer, il est recommandé de placer une soupape de décharge.

S'il existe une vanne sur la canalisation de refoulement, l'emploi d'un by-pass est fortement conseillé, pour ne pas dire obligatoire. En effet, si le groupe démarre, vanne de refoulement fermée, il peut y avoir une élévation de pression très importante dans la pompe, avant qu'une sécurité ne se déclenche, par exemple au niveau du moteur (thermique). Il y a de ce fait un risque de détérioration de la pompe.

Enfin, il va de soi que, si la pompe doit débiter dans les deux sens, le refoulement ne doit pas comporter de clapet anti-retour.

III.5- ACCESSOIRES DE L'INSTALLATION

Les éléments fragiles tels que thermomètres, thermostat, manomètres, pressostat, etc..., doivent être placés dans des espaces protégés.

Il est souvent utile, voire indispensable, de prévoir une crépine ou un filtre à l'entrée de la pompe pour éviter le passage d'éléments solides. Cela est notamment vrai lorsque les tuyauteries ont été soudées sur place, quitte à éliminer cet appareil au bout de quelques semaines si l'on s'aperçoit de son inutilité. Il n'est en effet pas rare qu'une pompe soit abîmée au moment de la mise en route, à cause de morceau de soudure qui se détachent des tuyauteries.

III.6- AMORCAGE

La plupart des pompes volumétriques s'amorcent d'elles mêmes mais il est recommandé, au démarrage, de les remplir du liquide pompé, ce qui évite tout échauffement et augmente le pouvoir d'aspiration.

Cette prescription est parfois indispensable ; dans ce cas, elle est signalée soit sur une plaque, soit dans les instructions de mise en route.



CHAPITRE IV
BANC D'ESSAI DU
CIRCUIT

BANC D'ESSAI DU CIRCUIT

Le banc de simulation du circuit de graissage relative au moteur CFM 56-7B est constitué des éléments suivants :

- D'un chassi
- D'un réservoir
- D'un moteur électrique
- D'un bloc de pompe
- D'un filtre d'huile
- D'élément chauffant
- De 3 bacs de récupération
- Appareils de mesures
- La tuyauterie

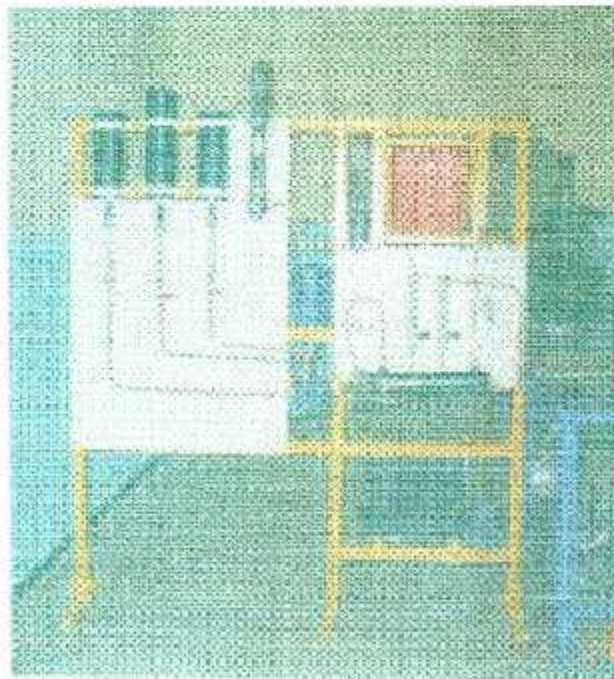


Fig (IV.1) Banc de simulation

IV.1- LE CHASSI :

C'est un batti de 173 cm de longueur et 178 cm de hauteur. Il est constitué de tubes (40 x 27) mm² pour le cadre plus des tubes (21x19)mm² pour le support des éléments tel que le réservoir.

(Voir Annexe 04-1 : chassi du banc de simulation)

La fixation des barres est faite par soudage et boulonnerie.

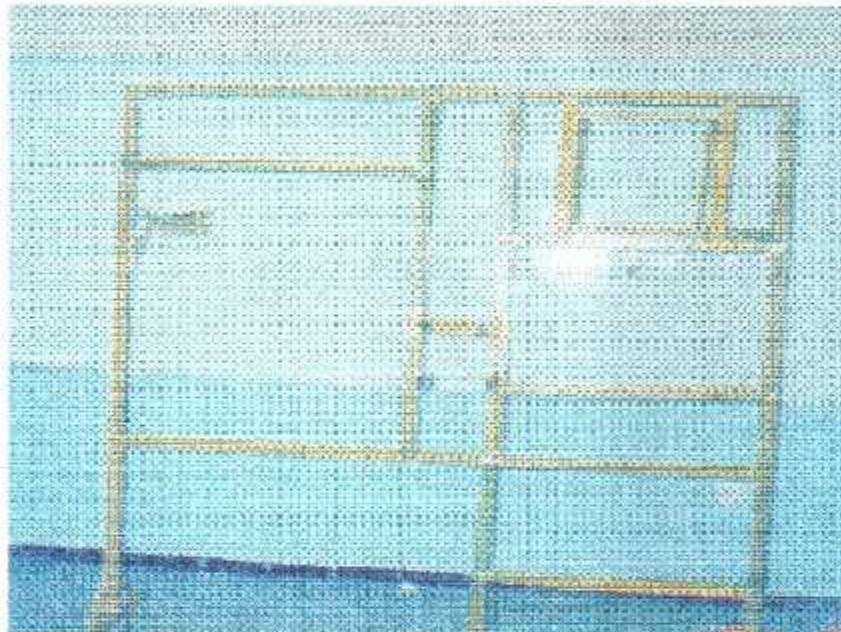


Fig (VI.2) Le chassi

IV.2- LE RESERVOIR D'HUILE :

Le réservoir est en plastique, sa capacité est de 20 litres . Il est composé :

- D'un robinet à guillotine.
- D'un bouchon de remplissage (plus dégazage) .
- D'un raccord.
- D'un indicateur de niveau.



Fig (IV.3) Le réservoir d'huile

Le réservoir d'huile est fixé dans la partie supérieure droite du châssis. Il est situé à une hauteur de 128 cm du sol pour permettre l'écoulement d'huile par gravité.

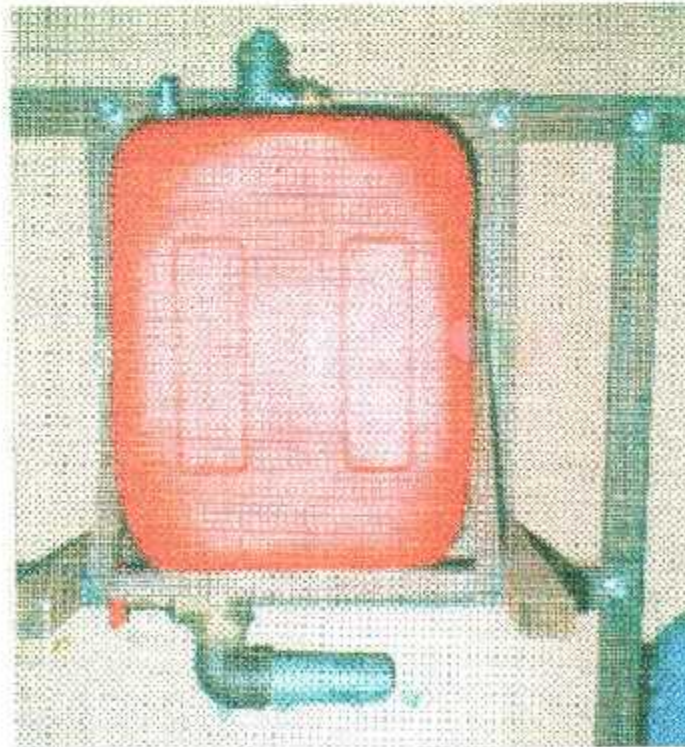


Fig (IV.4) support du réservoir

IV.3- MOTEUR ELECTRIQUE :

Le moteur transmet le mouvement de rotation à la pompe à une vitesse maximale de 1380 *tour/min* par l'intermédiaire d'un arbre d'accouplement.



Fig (IV.5) Moteur électrique

Le moteur a les caractéristiques suivantes :

- Alimentation 220 V ; 380 V en Y
- Ampérage (1,4/0,8)A
- Puissance 0,25 kw
- Fréquence 50 Hz
- $\cos \varphi = 0,78$;
- $S = 1$

IV.4-LE BLOC DE POMPE :

C'est une pompe à engrenages à deux étages :

- Le premier étage comporte deux pompes élémentaires de récupération.
- Le deuxième comprend :
 - Une pompe élémentaire de refoulement.
 - Une pompe élémentaire de récupération.



Fig (IV.6)Le bloc de pompe

la pompe récupère du moteur ATAR 111 est sans couvercle, ce qui nous a mené à effectuer sa réalisation.

(Voir Annexe 04-2 : Différents étages du bloc de pompe)

IV.4.1- REALISATION DU COUVERCLE :

Nous avons réalisé ce couvercle par moulage, d'où nous ne donnons ici que des généralités sur le sable, le métal et(le four utilisés en fonderie.

Pour plus d'information, consulter le technique de l'ingénieur [Ref 9].

IV.4.1.1- LE SABLE :

a. qualité exigées d'un sable de fonderie :

- La mise en forme au contact d'un modèle mère en épousant tous les détails, le compactage est effectué soit par simple gravité ou soit par un effort mécanique de serrage.
- La conservation de cette forme jusqu'à la solidification complète du métal.

D'autres propriétés sont également nécessaires :

- La réfractarité (température de ramollissement du sable supérieure à la température de fusion de l'alliage considéré).
- La perméabilité (évacuation des gaz contenus dans l'empreinte du moule ou générés à la coulée).

L'absence de réaction moule-métal susceptible de créer des défauts d'inclusion solides ou gazeuses dans le métal.

- La facilité de décochage, afin de pouvoir séparer facilement le métal de son moule.

Tout en prenant en compte les considérations de coût et de disponibilité.

La satisfaction de l'ensemble de ces exigences fait qu'un sable de fonderie est généralement composé de 03 catégories de matériaux :

- Un matériaux granuleux ou sable de base.
- Un liant destiné à agglomérer les grains entre eux.
- Un certains nombre d'adjuvants, sans pouvoir liant destiné à conférer des propriétés secondaires

b. Sable disponible :

Les principaux sables sont :

- La silice.
- La chromite.
- Le zircon.
- Les solico-alumineux.

Notre sable est la silice Si O_2 . Utilisées à l'origine à l'état brut, les sables de silice sont désormais souvent traités par lavage, classification granulométrique séchage afin de répondre à des spécifications précises.

Dans ces conditions, la pureté des sables peut atteindre 99,8 %.

IV.4.1.2- METAL :

a.) Alliage d'aluminium de moulage :

Déf: les alliages à base d'aluminium (à 50 % d'al pur au moins dans leur composition) avec leurs faibles densités et leurs grande faculté d'adaptation à tous procédés de mise en forme par moulage permettant leurs utilisation dans tous les domaines de l'industrie.

Les principaux éléments d'addition sont le silicium, le cuivre, le magnésium, le zinc et le manganèse, à chacune de ces compositions, peut s'ajouter une faible teneur d'éléments permettant de conférer à l'alliage des propriétés spécifiques.

Alliage Aluminium – Silicium : il ya une grande variété d'alliages aux différentes propriétés suivant les teneurs en silicium, l'aspect des structures et les éléments additionnels ajoutés pour obtenir certaines propriétés spécifiques.

On distingue les alliages suivants :

- Alliages à teneur en Si inférieure à 5 %
- Alliage à teneur en Si comprise entre 6 et 12 %

Notre alliage comprend 7 % de Si, il fait partie des alliages de la deuxième variété, ils sont les plus employés pour l'obtention de pièce à bonne résistance mécanique.

Les compositions comportent toutes une teneur en magnésium variant de 0,2 mm pour leur permettre de subir un traitement thermique .

b) Propriétés de comportement au moulage :

Déf : les alliages d'Aluminium présentent des aptitudes au moulage différentes suivant leur :

- Composition
- Etat structural
- Le procédé de mise en forme retenu
- Les traitements thermiques effectués sur les pièces.

Pour définir ces divers critères, un certain nombre de mesure ou d'observation sont faites sur des éprouvettes (dites technologiques) que l'on peut classer en deux groupes :

- L'un correspondant au comportement des alliages lors du remplissage du moule et du passage de l'état liquide à l'état solide.
 - Coulabilité (aptitude à bien remplir au moule).
 - Criquabilité (sensibilité aux ruptures en cours de solidification).
 - Aptitude aux retassures (formes des retraits lors du passage de l'état liquide à l'état solide).
- L'autre correspondant à des propriétés plus spécifiques de l'état moulé.
 - Sensibilité aux tensions internes (contraintes résiduelles).
 - Aptitude de l'étanchéité.
 - Usinabilité.

IV.4.1.3-FOUR :

a.) Moyen de fusion :

La fusion est la première opération de transformation dans la fabrication d'une pièce.

Les erreurs commises à ce niveau ne sont souvent décelable que sur pièces terminées, après toutes les opérations de fabrication.

Il est indispensable que l'appareil servant à obtenir l'état liquide réponde à des critères de qualité bien défini dont les principaux sont :

- Fusion en temps minimal.
- Réglage précis de la température.
- Facilité de chargement, de vidange, de nettoyage.
- Rendement thermique élevé.
- Facilité de conduite et d'entretien.
- Frais d'exploitation et de maintenance minimaux.

Certains d'autres facteurs peuvent intervenir pour déterminer le choix d'un moyen de fusion tel que : la variété des alliages à couler, le débit des drainés de moulage, le type d'énergie disponible.

b.) Four à induction :

Caractéristiques :

Le principe de ces fours est de transformer l'énergie électrique dans une bobine d'induction en énergie électromagnétique qui est transmise, sous cette forme, à la charge métallique où les courants induits se transforment en chaleur par effet Joule.

Dans les fours à creuset, l'inducteur entoure toute la capacité du four et la puissance apparente nécessaire est un multiple de la puissance réelle (qui dépend beaucoup de l'épaisseur du garnissage) ce qui conduit à prévoir une batterie de condensateurs très importants.

Le flux électromagnétique alternatif des courants de Foucault qui tendent à se localiser en surface de la masse métallique intéressée, dans une pellicule.

IV.4.2- REALISATION :

Les différentes étapes de la réalisation du couvercle de la pompe de la fig IV.5 sont :

1^{ère} étape : préparation du modèle en bois.



Fig (IV.7) Modèle de la pièce en bois.

2^{ème} étape :

a.) préparation du sable :

Sable à base de silice + des éléments d'additions

- Le sable à base de silice est réfractaire.
- Les éléments d'additions sont :

- * l'argile (8-15%) : pour rendre le moulage malliable.
- * Poudre de carbone (2-3%) pour remplir le vide entre les grains de sable.
- * L'humidité (4-5%).

b.) positionnement de la pièce :

- Choisir une partie supérieure et une partie inférieure de la pièce, sans oublier le joint de moulage.
- Prélèvement

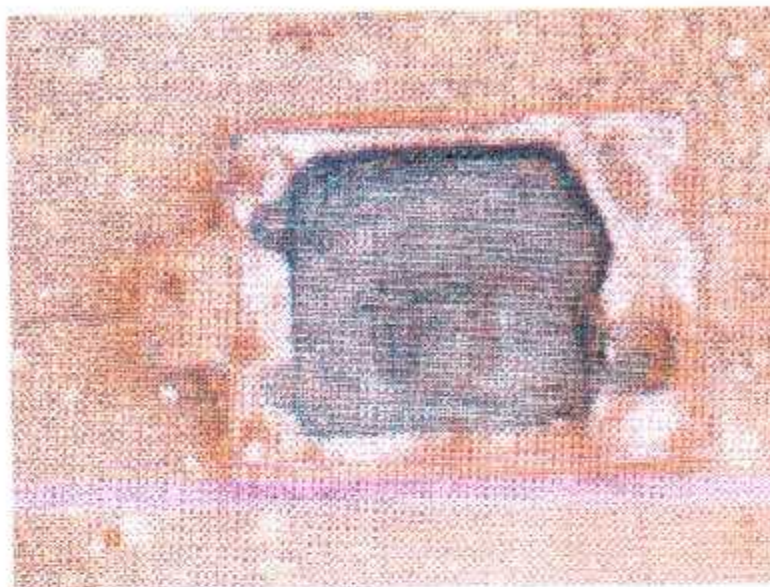


Fig (IV.8) Empreinte de la partie supérieure

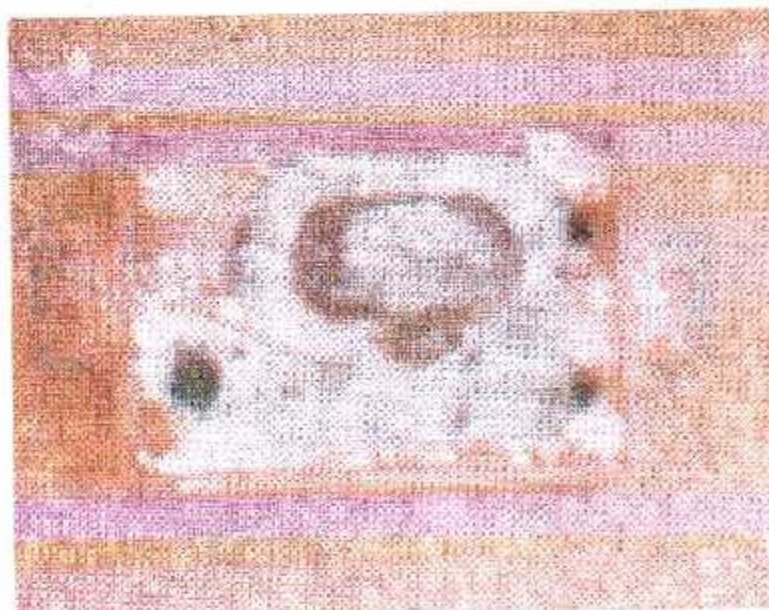


Fig (IV.9) Empreinte de la partie inférieure

c.) La coulée du métal :

AS7 à l'état liquide (température à 680°C).

La coulée du métal et le dégazage se fait à travers des orifices.

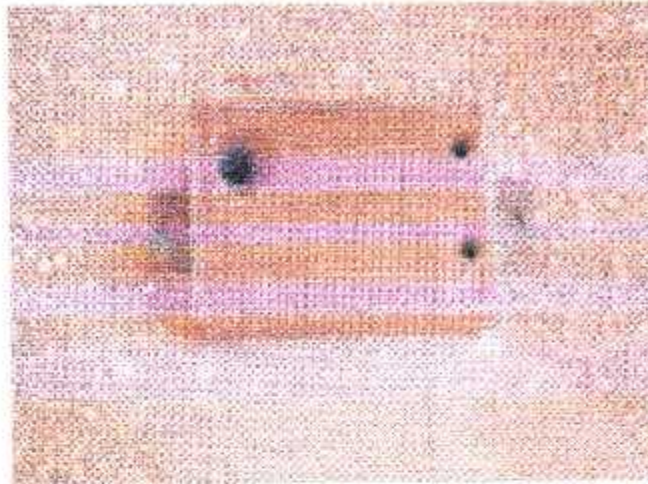


Fig (IV.10) Orifices de coulée et de dégazage

d.) récupérer la pièce et la laisser refroidir.

- contrôler la pièce.

3^{ème} étape : finition de la pièce :

- Usinage.
- Perçage .

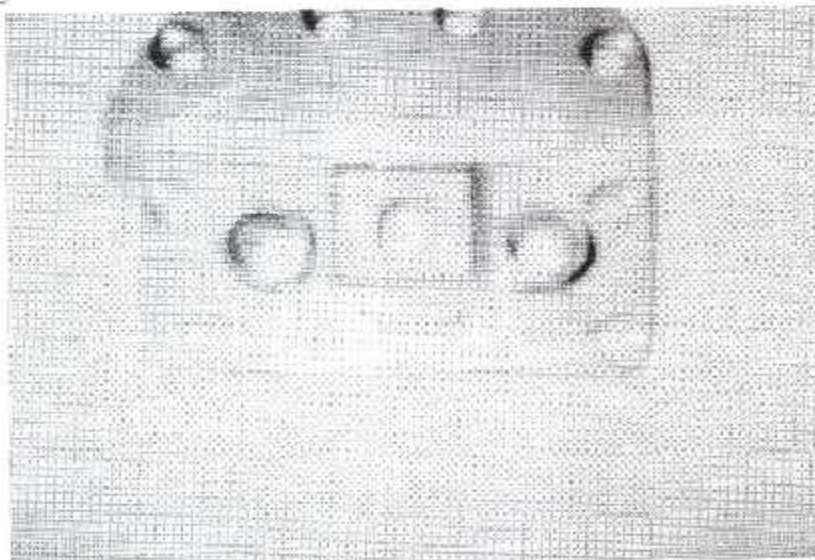


Fig (IV.11) Couvercle de la pompe
(voir Annexe 04-3: couvercle de la pompe)

IV.4.3- DIMENSIONS DU BLOC DE POMPE :

Voir schéma descriptifs des différents corps de la pompe.

IV.4.31- PIGNONS D'ENTRAÎNEMENT :

Leurs rôle est d'entraîner les pompes de refoulement et de récupérations.(voir Annexe 04-4 : pignons d'entraînement).

Le pignon menant est entraîné par un arbre de liaison pompe-moteur (voir Annexe 04-: arbre de liaison moteur-pompe).

Le pignon menant à les caractéristiques suivantes :

$$D = 27 \text{ mm}$$

$$D_s = 31 \text{ mm}$$

$$S = 1,966$$

$$\eta = 13$$

$$L = 8 \text{ mm}$$

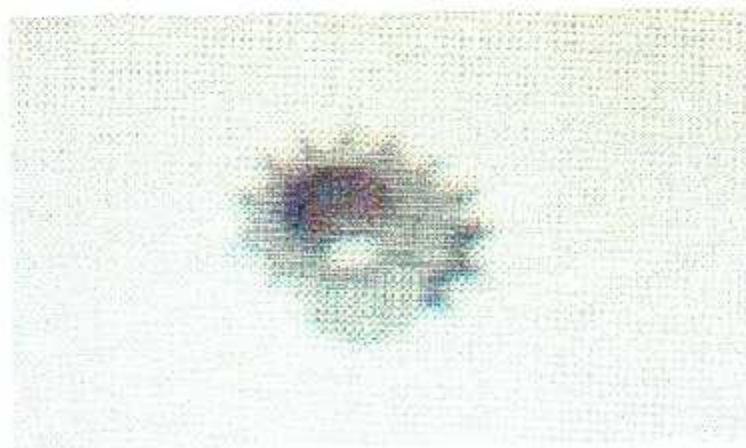


Fig (IV.12) Pignon menant

Les pignons menés transmettent à leurs tours le mouvement de rotation aux pompes de refoulement et de récupération.

Ils ont les caractéristiques suivantes :

$$D = 48 \text{ mm}$$

$$D_s = 54 \text{ mm}$$

$$S = 1,824$$

$$\eta = 25$$

$$L = 8 \text{ mm}$$

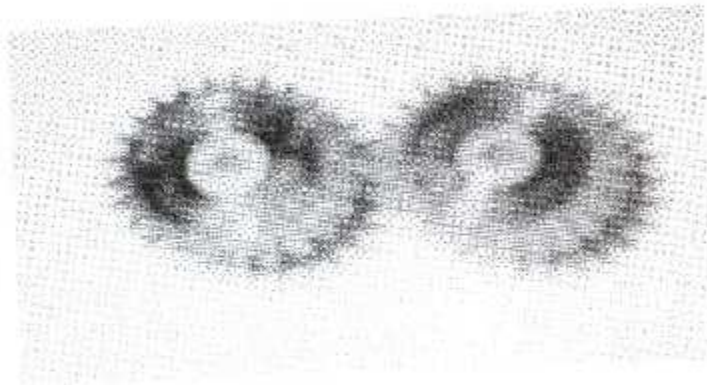


Fig (IV.13) Pignons menés

IV.4.3.2 – PIGNONS POMPES REFOULEMENT ET RECUPERATION :

La disposition des pignons est schématisée dans le schéma, dispositions des pignons de la pompe.

(Voir Annexe 04-5 : disposition des pignons du bloc pompe)

Ils ont les caractéristiques suivantes :

$$D = 28 \text{ mm}$$

$$D_s = 38 \text{ mm}$$

$$S = 3,80$$

$$\eta = 7$$

$$L = 8 \text{ mm}$$

Sauf pour la pompe de récupération 3 où $L = 12 \text{ mm}$

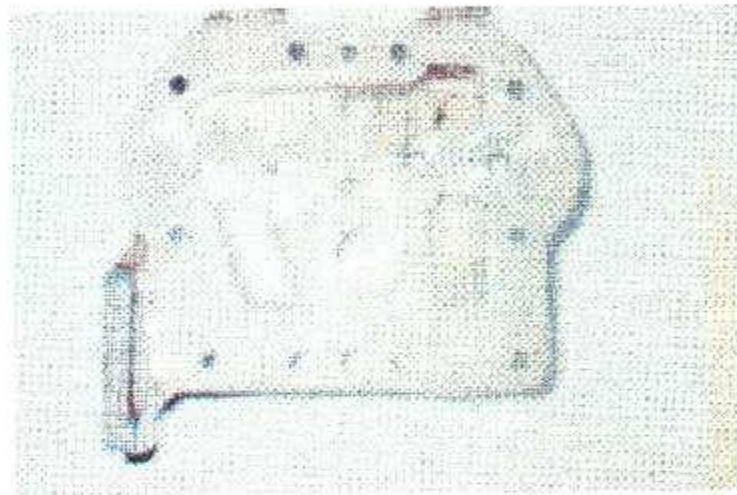


Fig (IV.14) Pignons pompes refoulement et récupération.

IV.5- ECHANGEUR DE CHALEUR :

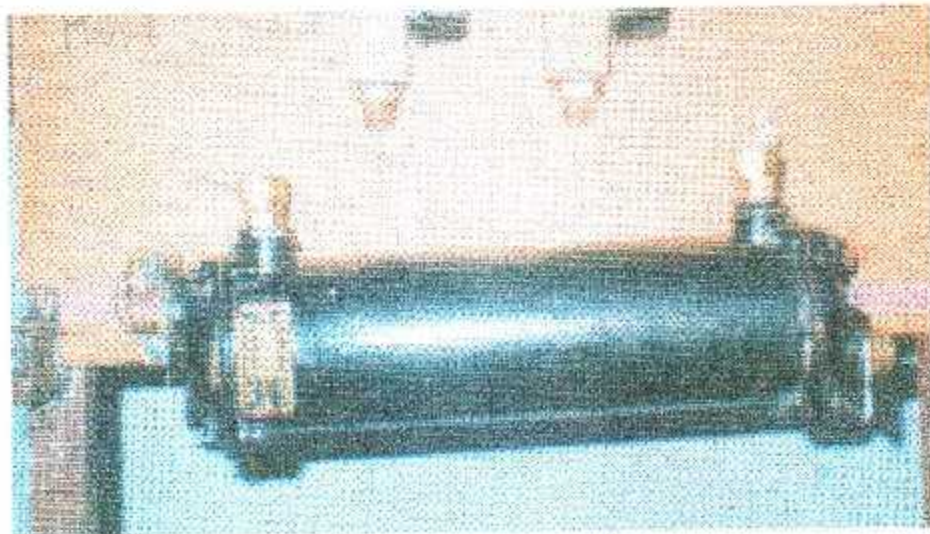


Fig (IV 15) Echangeur de chaleur.

L'échangeur est de type tubulaire à courant parallèle, monté sur le côté droit du chassi à proximité de la pompe. Il est composé de deux parties principales :

- La calandre.
- Le faisceau tubulaire.

Il est équipé :

- D'une entrée d'huile.
- D'une sortie d'huile.
- D'une entrée d'eau.
- D'une sortie d'eau.

L'eau passe à travers des tubes (faisceau tubulaire)

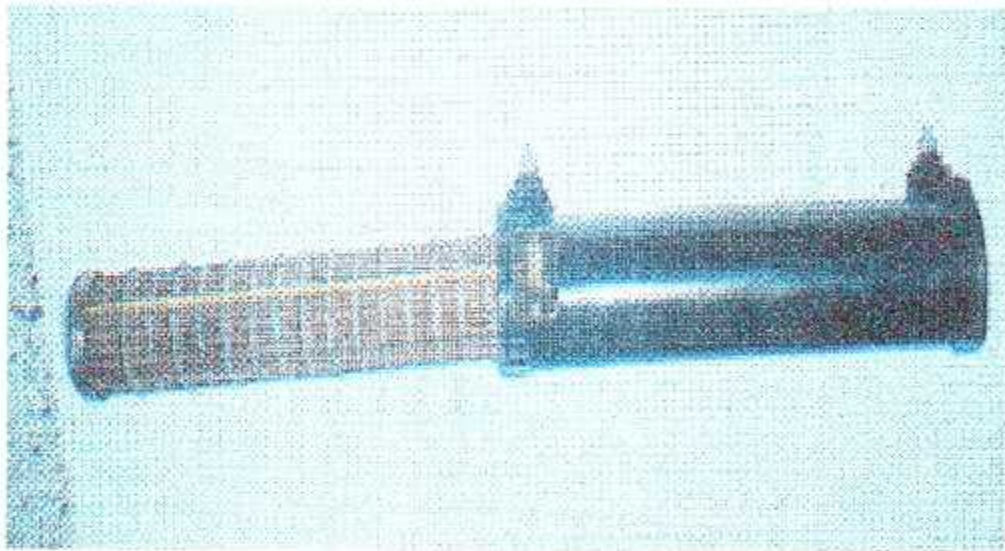


Fig (IV.16) Faisceau tubulaire et calandre

Le schéma suivant nous explique d'une manière simple comment se fait le passage d'eau dans le faisceau tubulaire.

(Voir Annexe 04-6 : schéma de circulation)

L'huile passe entre les tubes.

Les chicanes servent à augmenter la durée du refroidissement tout en augmentant la trajectoire du passage d'huile.

Les caractéristiques de l'échangeur sont :

- Nombre de tubes 61.
- Nombre de chicanes 8.
- Nombre d'inter chicanes 7.

Voir schéma : (04-7)

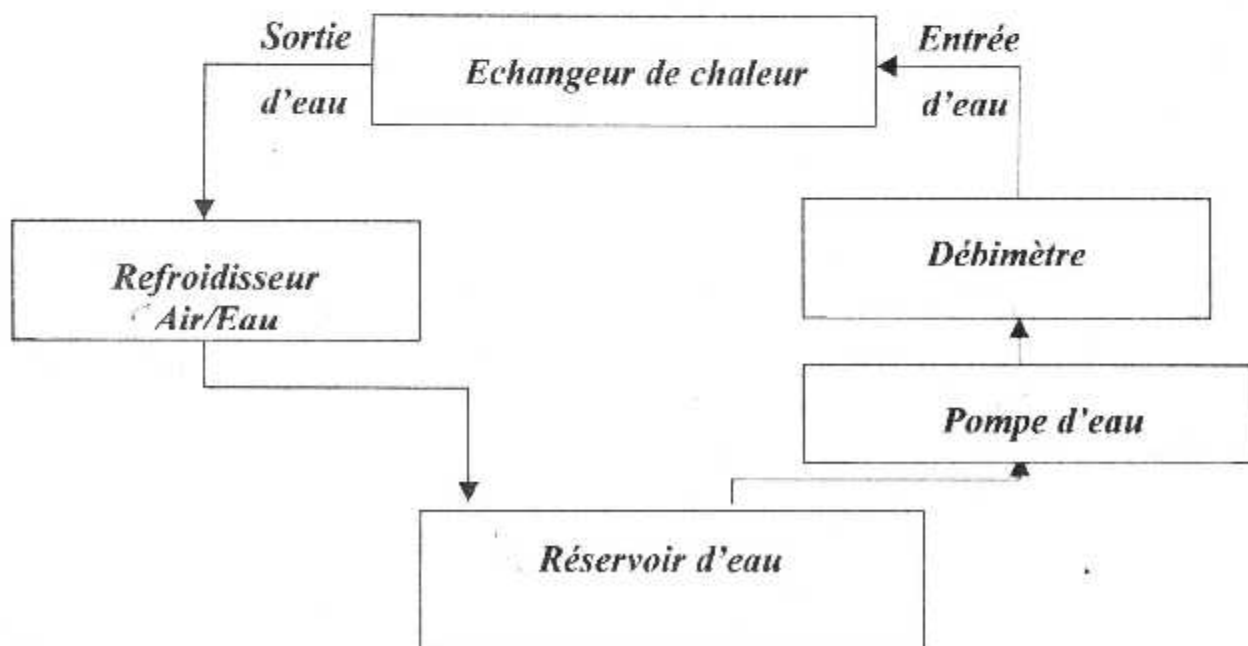
- faisceau tubulaire d'un échangeur.
- L'échangeur de chaleur.

★ V.6- CIRCUIT DE REFROIDISSEMENT D'EAU

Il est composé :

- d'un refroidisseur air/eau
- d'un réservoir d'eau
- d'une pompe

Le mécanisme de refroidissement est simple, l'eau chaude sortante de l'échangeur de chaleur passe à travers un refroidisseur (air/eau) pour la refroidir, ensuite elle est récupérée dans un réservoir pour être aspirée une autre fois par une pompe vers l'échangeur de chaleur.



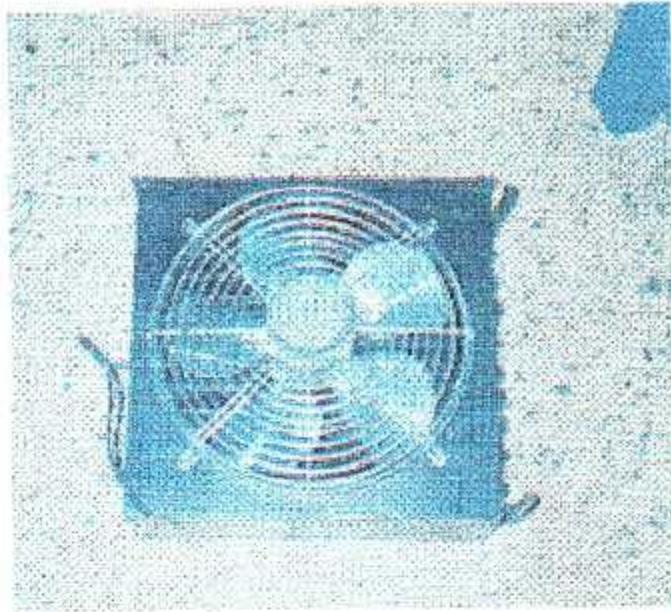


Fig (IV.17) Refroidisseur (air/eau)



Fig (IV.18) Pompe d'eau

IV.7- FILTRE D'HUILE :

Il se trouve au dessus du moteur, monté sur le côté droit du chassi. C'est une cartouche inter changeable, type à papier.

(Voir Annexe 04-8 : Filtre d'huile)



Fig (IV.19) Filtre d'huile

IV.8- ELEMENT CHAUFFANT :

Sa puissance est de 2000 W

Comportant un thermostat de 80°C.

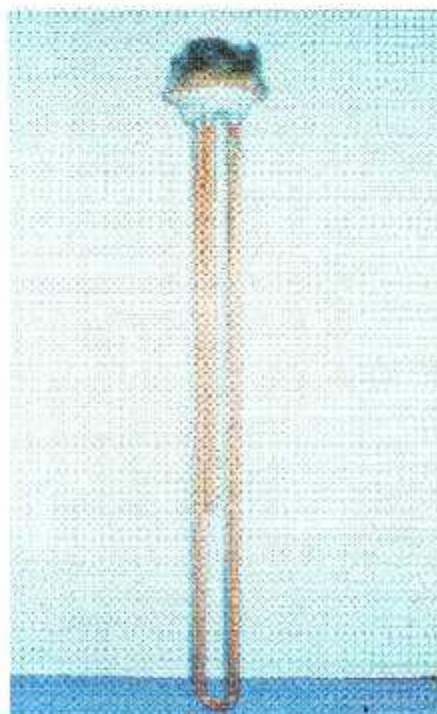
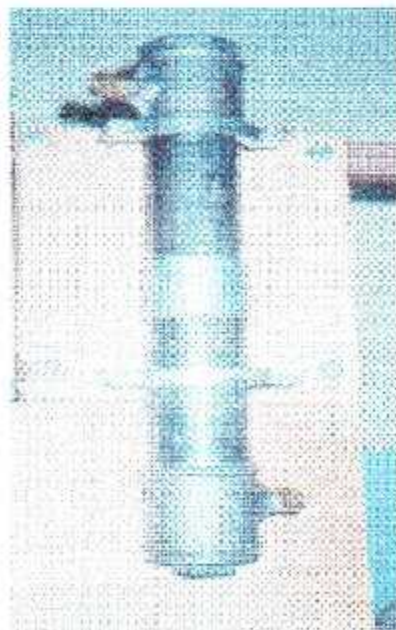


Fig (IV.20) Elément chauffant.

IV.9- BACS DE RECUPERATION :

C'est des cylindres de 120 mm de diamètre ; deux d'entre eux représente les paliers avant et arrière et l'autre la gear box.

Les 03 bacs de récupérations sont placés à gauche du banc, juste après l'élément chauffant, car l'huile chauffée est récupérée directement par les 03 bacs.

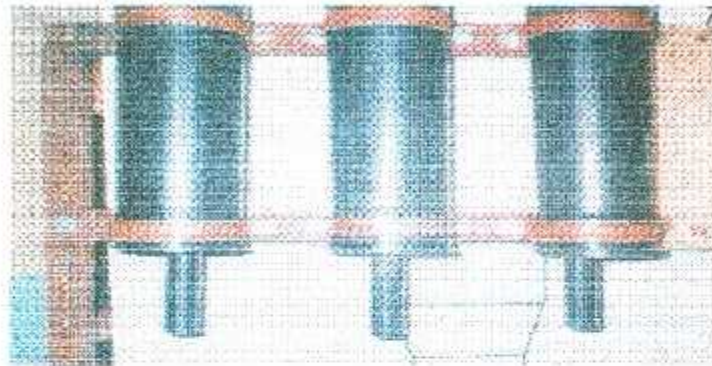


Fig (IV.21) Bacs de récupération.

IV.10- APPAREILS DE MESURE :

Comme appareils de mesure, notre banc comporte :

- Deux débitmètres.
- Trois thermomètres.
- Deux manomètres.
-

IV.10.1- DEBITMETRES :

C'est des débitmètres hydrauliques

- Un débitmètre pour mesurer le débit d'eau rentrant dans l'échangeur.
- Un débitmètre pour mesurer le débit d'huile sortant de la pompe.



Fig (IV.22) Débimètres

IV.10.2- THERMOMETRES :

À aiguille, pour mesurer :

- La température d'huile à l'entrée de l'échangeur.
- La température d'huile à la sortie de l'échangeur.
- La température d'eau sortante de l'échangeur.



Fig (IV.23) Thermomètres

IV.10.3- MANOMETRES :

A aiguille, pour mesurer la pression d'huile.

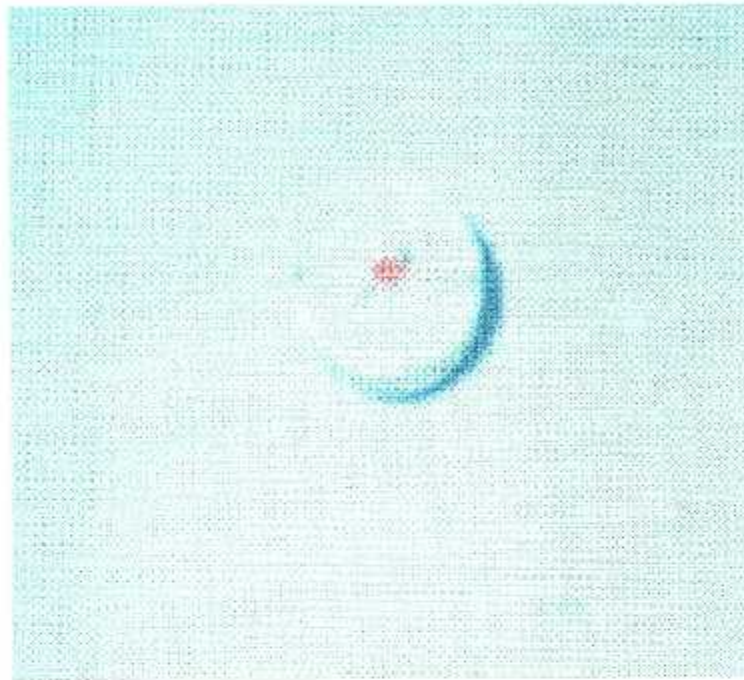


Fig (IV.24) Manomètres

Les appareils de mesure sont tous fixés dans le même côté du châssis tel qu'il est montré par la fig IV.1.

A decorative border in an Art Nouveau style, featuring intricate, flowing lines and knot-like motifs at the corners and midpoints of the sides, framing the central text.

CHAPITRE V
LES ESTIMATIONS
THEORIQUES

LES ESTIMATIONS THEORIQUES

V.1- LE GROUPE DE LA POMPE :

V.1.1- LE DISPOSITIF D'ENTRAÎNEMENT

a) type d'entraînement

Le système entraînement utilisé est un moteur électrique comportant les caractéristiques suivantes :

- La puissance $P = 0,25 \text{ kw}$
- La vitesse de rotation maximale $N_m = 1380 \text{ tour/mn}$

b) Transmission moteur-pompe

C'est une transmission directe.

V.1.2- FONCTIONNEMENT DU GROUPE DE LA POMPE

a) Schéma fonctionnel :

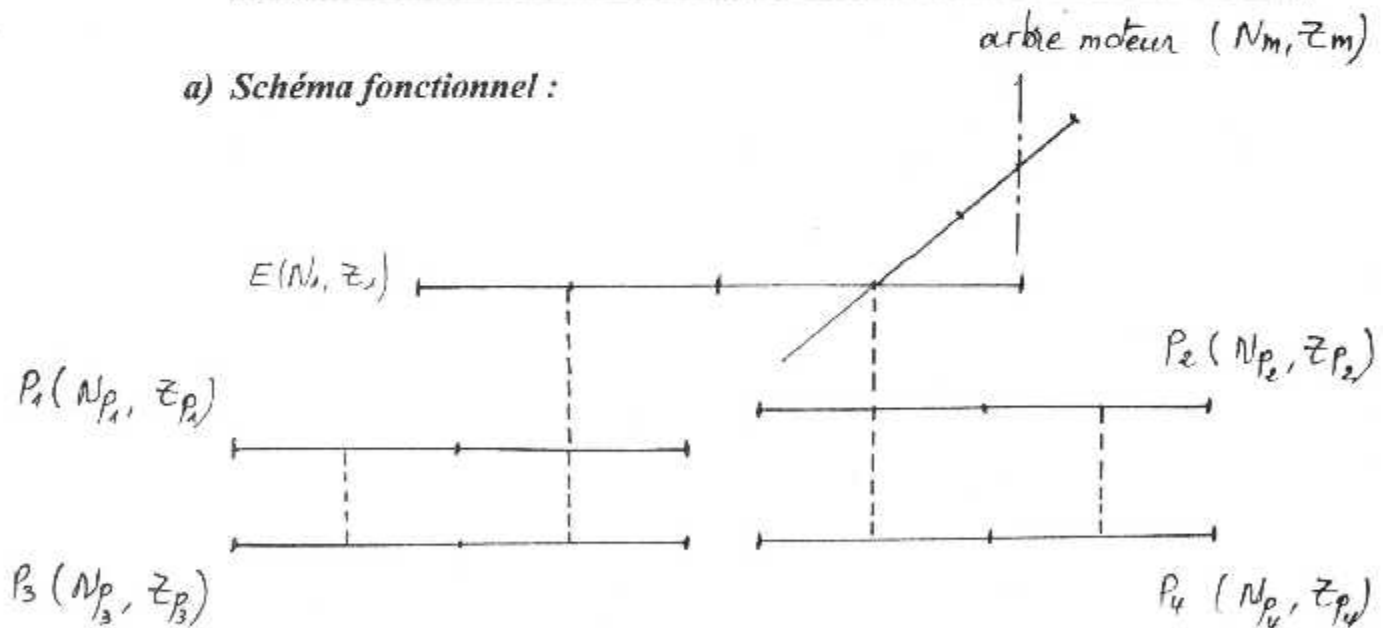


Fig (V.1) Schéma fonctionnel du bloc de la pompe

E : engrenage d'entraînement

P_1, P_2, P_3, P_4 : pompes élémentaires

$N_m, N_1, N_{p_1}, N_{p_2}, N_{p_3}, N_{p_4}$: leur vitesse de rotation.

$Z_m, Z_1, Z_{p_1}, Z_{p_2}, Z_{p_3}, Z_{p_4}$: leur nombre de dents.

b- rapport de transmission

Nous avons vu que la transmission moteur-pompe est directe, il nous reste à déterminer le rapport de transmission dans le bloc de la pompe ou précisément entre l'engrenage d'entraînement et les quatre pompes élémentaires.

D'après le schéma fonctionnel du bloc de la pompe :

$$\frac{N_1}{N_m} = \frac{Z_m}{Z_1}$$

$$N_1 = \frac{Z_m}{Z_1} \cdot N_m$$

Nous avons aussi :

$$N_1 = N_{p_1} = N_{p_2} = N_{p_3} = N_{p_4} = N$$

D'où :

$$N = 0,52 \cdot N_m$$

c) Détermination de la vitesse maximale admissible en considérant la viscosité de l'huile de lubrification :

la viscosité du liquide à pomper détermine la vitesse tangentielle limite V exprimée en mètre par seconde (d'une pompe à engrenage élémentaire) : cette vitesse correspond à une vitesse maximale de rotation de la pompe N (tours/s) ; qui correspond à son tour à une vitesse de rotation maximale du moteur N_m :

$$N = \frac{V}{D \cdot \pi} \cdot 60$$

Avec

D : diamètre primitif de la pompe ;

TABLEAU (V.1)

Viscosité °E	V (m/s)	D (m)	N maximale (tours/mn)	N_m maximale (tours/mn)
2	6		4092,555	7870,288
2,73				
5	5,5		3751,509	7214,441
10	5	$28,10^{-3}$	3410,463	6558,582
17,11				
20	4		2728,37	5246,866
21,06				
40	2,8		1909,859	3672,806
60	2,1		1432,394	2754,604
100	1,5		1023,138	1967,574

V.1.3- L'HUILE DE LUBRIFICATION :

Nous avons utilisé l'huile pour moteur à essences : NAFTILIA SAE 20W50.

a- Propriétés :

Huile contenant des additifs détergent/dispersant pour moteur à essence et diesel non suralimentés, elle possède une parfaite résistance à l'oxydation et à la corrosion.

b- Caractéristiques typiques :

Notre huile comporte les caractéristiques suivantes : [Ref.10]

- Densité moyenne à 15°C : 0,881
- Point d'éclaircissement : 228 °C
- Point d'écoulement : -24 °C
- Les viscosité cinématiques et empirique sont données dans le tableau (V.2) en fonction de la température :

TABLEAU(V.2)

<i>Température (°C)</i>	<i>Viscosité cinématique (C.ST)</i>	<i>Viscosité empirique (°E)</i>
40	158	21,06
50	130	17,11
98,88	19	2,75
100	17,3	2,7

c- Constatations

Vu les changements d'état que peut manifester un lubrifiant, la température de l'huile doit être inférieure au point éclair 228°C et supérieure au point de congélation -24°C.

la viscosité de l'huile utilisé diminue de 21,06°E jusqu'à 2,7°E dans une plage de température allant de [40°C à 100°C].

A partir du tableau (V.1), on constate que ces viscosités correspondent à des vitesses maximales admissibles supérieures à la vitesse de rotation du moteur utilisé.

Par conséquent, il n'y a pas de risque d'utiliser le bloc de pompe adapté.

Pour des mesures de sécurité de l'installation, la température de l'huile est contrôlée, et ne doit pas dépasser le voisinage de 60°C.

V.1.4- LES DEBITS REFOULE ET RECUPERE

a- Calcul des débits théoriques q_{th} pour chaque pompe élémentaire

$$q_{th} = N \cdot 2\pi \cdot D \cdot S \cdot b$$

avec :

$$S = 0,95 \times \text{module} = 0,95 \cdot 4 = 3,8$$

Nous avons effectuer le calcul pour différentes valeurs de la vitesse de rotation du moteur.

Les résultats sont affichés dans le tableau (V.3)

b- Calcul du débit effectif q pour chaque pompe élémentaire :

$$q = q_{th} \cdot \eta_v$$

avec :

$$* \eta_v = 0,85 \quad \text{si} \quad 10 \text{ bar} < p < 40 \text{ bar}$$

$$* \eta_v = 0,90 \quad \text{si} \quad p < 10 \text{ bar}$$

Nous avons effectué le calcul pour les deux cas ; voir le tableau V.3

TABLEAU (V.3)

Nm (tour/mn)	N (tour/mn)	P1 P3 et P4 D= 28 mm ; S= 3,8 mm ; b = 8 mm			P2 D= 28 mm ; S= 3,8 mm ; b = 12 mm		
		q_{th} (l/mn)	Q (l/mn)		q_{th} (l/mn)	q (l/mn)	
			$n_v = 0,85$	$n_v = 0,90$		$n_v = 0,85$	$n_v = 0,90$
500	260	1,39	1,181	1,251	2,085	1,772	1,876
600	312	1,668	1,417	1,501	2,502	2,126	2,251
700	364	1,946	1,654	1,751	2,920	2,482	2,538
800	416	2,224	1,890	2,001	3,337	2,836	3,003
900	468	2,502	2,126	2,251	3,754	3,190	3,378
1000	520	2,781	2,363	2,502	4,171	3,545	3,753
1100	572	3,059	2,600	2,753	4,588	3,899	4,129
1200	624	3,337	2,836	3,003	5,005	4,254	4,504
1300	676	3,615	3,072	3,253	5,423	4,609	4,880
1380	717,6	3,837	3,261	3,453	5,756	4,892	5,180

- Pour un rendement volumétrique $\eta_v = 0,85$; le bloc de pompe refoule du réservoir un débit de 3,261 litre par minute ($N_m = 1380 \text{ tr/mn}$), il récupère 11,414 litre par minute.

c- Temps de vidange du réservoir

comme a été indiqué dans le chapitre II.2.3, le temps de vidange du réservoir est obtenu de la relation :

$$t = - \int_0^0 \frac{\Sigma dz}{Cq \cdot S \cdot \sqrt{2gz}}$$

avec

Σ : est la section du réservoir ; pour notre cas $\Sigma = \text{constante}$.

$Cq . S \sqrt{2gz}$: c'est le débit imposé par la pompe

Pour un débit $q = 0,054$ l/s ; et une section $\Sigma = 24 \times 28 = 672.10^{-4} \text{ m}^2$; nous avons pour différentes hauteurs z_0 les résultats suivants : Tableau (V.4)

TABLEAU (V.4)

$Z_0 \cdot 10^{-2}$ (m)	t (s) (s)
35	432
34	420
33	408
32	395
31	383
30	370
29	358
28	346
27	333
26	321
25	309
24	295
23	284
22	272
21	259
20	247
19	234
18	222
17	210
16	197
15	185

V.1.5- ESTIMATION DES PUISSANCES :

a- la puissance nécessaire à l'entraînement du bloc de la pompe :

Pour calculer la puissance nécessaire à l'entraînement des quatre pompes élémentaires ; nous avons utilisé la relation suivante :

$$P = \frac{qp}{10\eta_t}$$

Avec :

- la puissance P est exprimée en kw
- le débit q est exprimé en l/s
- la pression p est exprimée en bar
- pour le rendement total, nous avons considéré deux valeurs (0,4 et 0,6 bars) pour les basses pressions, et deux valeurs (0,5 et 0,75 bars) pour les hautes pressions. Voir tableaux (V.5.a) et (V.5.b).

Remarque :

Le calcul est effectué pour la vitesse de rotation du moteur $N_m = 1380$ tours/mn.

TABLEAU (V.5.a)

<i>P</i> (bar)	<i>q</i> (l/s) <i>P</i> ₁ , <i>P</i> ₃ , <i>P</i> ₄		<i>P</i> (kw)		<i>q</i> (l/s) <i>P</i> ₂	<i>P</i> (kw)	
	η_v		$\eta_t = 0,4$	$\eta_t = 0,6$		$\eta_t = 0,4$	$\eta_t = 0,6$
2,5	0,85	0,054	0,033	0,022	0,081	0,05	0,033
	0,90	0,057	0,035	0,023	0,086	0,053	0,035
5	0,85	0,054	0,067	0,045	0,081	0,101	0,067
	0,90	0,057	0,071	0,047	0,086	0,107	0,071
7,5	0,85	0,054	0,101	0,067	0,081	0,151	0,101
	0,90	0,057	0,106	0,071	0,086	0,161	0,107
10	0,85	0,054	0,135	0,09	0,081	0,202	0,135
	0,90	0,057	0,142	0,095	0,086	0,215	0,143

TABLEAU (V.5.b)

P (bar)	$Q(e/s)$ P_1, P_3, P_4		$P (kw)$		$Q(l/s)$ P_2	$P (kw)$	
	η_v		$\eta_i = 0,5$	$\eta_i = 0,75$		$\eta_i = 0,5$	$\eta_i = 0,75$
15	0,85	0,054	0,162	0,108	0,081	0,243	0,162
	0,90	0,057	0,171	0,114	0,086	0,258	0,171
20	0,85	0,054	0,216	0,144	0,081	0,324	0,216
	0,90	0,057	0,228	0,152	0,086	0,344	0,229
25	0,85	0,054	0,27	0,18	0,081	0,405	0,27
	0,90	0,057	0,285	0,19	0,086	0,43	0,286
30	0,85	0,054	0,324	0,216	0,081	0,486	0,324
	0,90	0,057	0,342	0,228	0,086	0,516	0,344
35	0,85	0,054	0,378	0,252	0,081	0,567	0,378
	0,90	0,057	0,399	0,266	0,086	0,602	0,401
40	0,85	0,054	0,432	0,288	0,081	0,648	0,432
	0,90	0,057	0,456	0,304	0,086	0,688	0,458
45	0,85	0,054	0,486	0,324	0,081	0,729	0,486
	0,90	0,057	0,513	0,342	0,086	0,774	0,516
50	0,85	0,054	0,54	0,36	0,081	0,81	0,54
	0,90	0,057	0,57	0,38	0,086	0,86	0,573

b) constatations :

la puissance utile pour l'entraînement du bloc de pompes est déterminée par la somme des puissances nécessaires à l'entraînement des quatre pompes élémentaires. La valeur retrouvée ne doit pas dépasser la puissance délivrée par le moteur électrique qui est de l'ordre de 0,25 kw.

A partir du tableau (V.5.a), on constate que cette condition n'est satisfaite que pour des pressions de refoulement inférieures ou égales à 5 bars.

V.2- L'ECHANGEUR DE CHALEUR

V.2.1-But de calcul

Estimer le débit d'eau nécessaire pour le refroidissement de l'huile à travers l'échangeur de chaleur.

V.2.2- Hypothèses

- On porte l'huile à une température de chauffe voisine à $T_c = 40^\circ\text{C}$
- Cette température reste constante jusqu'à l'entrée de l'échangeur .

$$T_{e1} = T_c = 40^\circ\text{C}$$

- La température de l'eau à l'entrée de l'échangeur est voisine à $T_{e2} = 20^\circ\text{C}$.

V.2.3- Calcul du débit d'eau

Si on impose la température de sortie de l'huile T_{s1} ; on peut calculer le débit de l'eau m_e nécessaire au refroidissement pour différentes valeurs de la température de sortie de l'eau T_{s2} .

Ce calcul est effectué suivant le bilan d'énergie si dessous :

$$\dot{m}_H C_{p_H} \Delta T_1 = \dot{m}_E C_{p_E} \Delta T_2$$

avec :

\dot{m}_H : débit massique de l'huile en (kg/mn)

C_{p_H} : la chaleur spécifique de l'huile en (kj/kg.°C)

ΔT_1 : $T_{e1} - T_{s1}$ (°C)

la variation de la température de l'huile entre l'entrée et la sortie de l'échangeur.

m_E : débit massique de l'eau en (kg/mn)

C_{p_E} : la chaleur spécifique de l'eau en (kj/kg.°C)

ΔT_2 : $T_{s2} - T_{e2}$ (°C)

la variation de la température de l'eau entre l'entrée et la sortie de l'échangeur.

a : approximations

La fiche technique de l'huile 20w50 ne contient pas la valeur de la chaleur spécifique C_{p_H} (voir annexe 6) ; c'est pourquoi nous l'avons approximé à une autre valeur $C_{p_H} = 1,729 \text{ kj/kg}^\circ\text{C}$ qui correspond à une autre huile retrouvée dans la littérature.

Pour les mêmes raisons, nous avons approximé la valeur de la masse volumique à

$$\rho_H = 874,2 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

b : Evaluation du calcul

- La valeur du débit volumique de l'huile est prise pour un rendement $\eta_v = 0,85$.
- Les débits massiques des deux liquides sont retrouvés à partir de la relation :

$$\dot{m} = q \cdot \rho$$

$$\left[\frac{\text{kg}}{\text{mn}} \right] = \left[\frac{\text{m}^3}{\text{mn}} \right] \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right]$$

- la chaleur spécifique de l'eau à 30°C est $C_{p_E} = 4,174 \text{ kj/kg}^\circ\text{C}$; et sa masse volumique à cette température est $\rho_E = 995,7 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$ (annexe 5)

Voir Tableau (V.6) pour observer les résultats.

TABLEAU (V.6)

Ts1 °C	$\Delta T1$ °C	Débit massique de l'eau (m_E) (l/mn)										
		Ts2 °C	22	24	26	28	30	32	34	36	38	40
		$\Delta T2$ °C	2	4	6	8	10	12	14	16	18	20
20	20	403,912	201,956	134,636	100,978	80,782	67,318	57,701	50,489	44,878	40,390	
22	18	363,522	181,760	121,174	90,879	72,703	60,586	51,931	45,439	40,390	36,351	
24	16	323,130	161,564	107,710	80,782	64,625	53,854	46,161	40,390	35,903	32,312	
26	14	282,788	141,368	94,246	70,683	56,547	47,122	40,390	35,341	31,415	28,273	
28	12	242,348	121,174	80,782	60,586	48,469	40,390	34,620	30,293	26,926	24,234	
30	10	201,956	100,978	67,318	50,489	40,390	33,658	28,850	25,244	22,439	20,194	
32	08	161,564	80,782	53,854	40,390	32,312	26,926	23,080	20,194	17,951	16,156	
34	06	121,174	60,586	40,390	30,293	24,234	20,194	17,310	15,146	13,462	12,117	
36	04	80,782	40,390	26,926	20,194	16,156	13,462	11,539	10,097	8,975	8,077	
38	02	40,390	20,194	13,462	10,097	8,077	6,730	5,769	5,048	4,487	4,038	

Ts1 : température de sortie de l'huile.

Ts2 : température de sortie de l'eau.

c- Constatations

La pompe qui entraîne le refroidisseur d'eau a la capacité de délivrer un débit de 5 à 40 l/mn.

La variation de température $\Delta T2$ maximale que peut effectuer le refroidisseur d'eau est d'environ 10°C.

En considérant ces deux données, on constate que les valeurs du débit d'eau qui peuvent être délivrées par ce système sont ceux délimitées en rouge sur le tableau (V.6).

Le débitmètre adopté *indique* au maximum 12 l/mn ; on constate alors que seules les valeurs soulignées dans le tableau (V.6) (10,097 et 8,077) l/mn peuvent être *lues* par le système de refroidissement adopté.

V.3- LA TUYAUTERIE

V.3.1- CHEMINEMENT DE L'HUILE (fig V.2)

L'huile est aspiré du réservoir par la pompe P₄ ; puis refoulée vers l'élément chauffant en passant par le filtre. Elle arrive donc ; avec une température élevée aux bacs de récupération ; à partir desquels, elle est récupérée par les pompes P₁, P₂ et P₃ et refoulée vers l'échangeur de chaleur pour le refroidissement et revient de nouveau au réservoir.

V.3.2- ESTIMATIONS DES PERTES DE CHARGE

a : Approximations

Les valeurs des diamètres des conduites reliant les différents éléments ont été rapporté d'un circuit réel ; sauf ceux qui relient l'éléments chauffant aux trois bacs de récupération.

Les vitesses moyennes de l'huile U_m dans les conduites sont déterminées à partir de la relation

$$U_m = \frac{4 \cdot q}{\pi d^2}$$

avec :

q et d : le débit de l'huile et le diamètre de la conduite dans le tronçon considéré.

Les pertes de charge singulières sont calculées suivant la relation

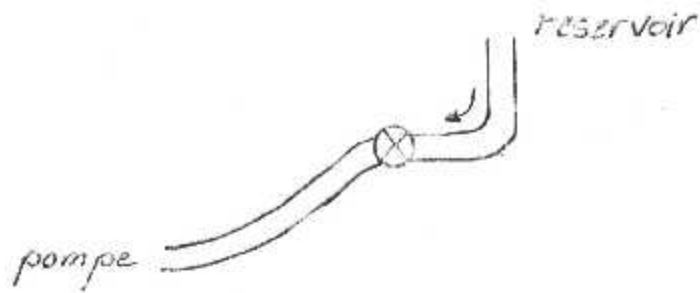
$$\Delta p_s = \frac{1}{2} \rho_H \cdot \alpha \cdot U_m^2$$

avec :

τ est un coefficient sans unité déterminé à partir de l'angle de déviation de la conduite et sa forme. (Annexe 2)

Nous avons supposé que l'écoulement est établie, et nous avons négligé les pertes de charge linéaires.

Voir tableau (V.7) et fig (V.2) pour observer les résultats.



Courbe: Courbure

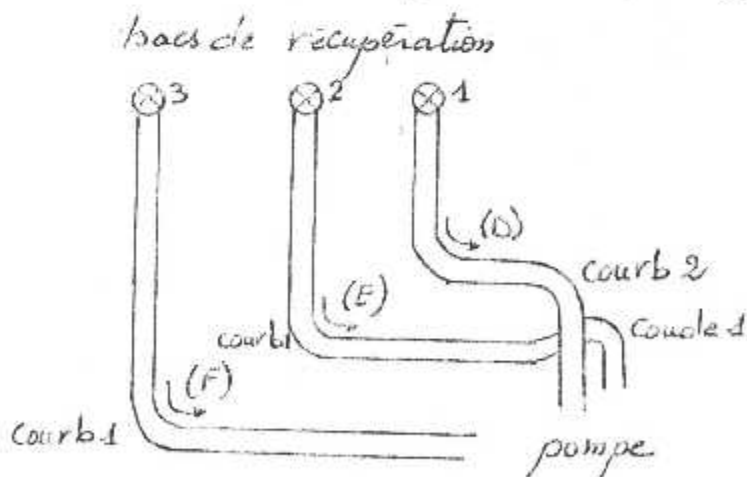
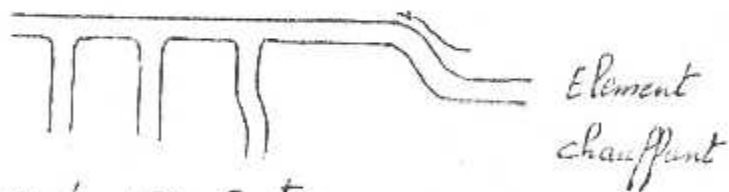
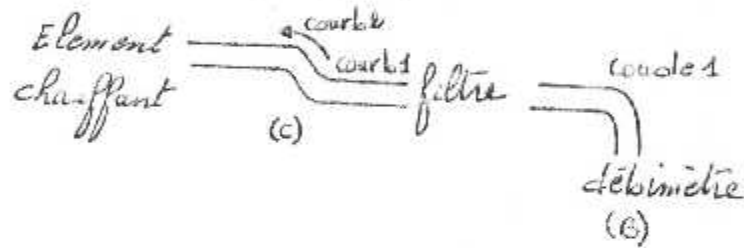
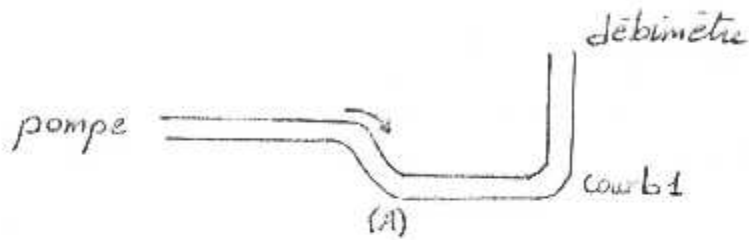


Fig (st. 2) - Les conduites reliant les éléments -

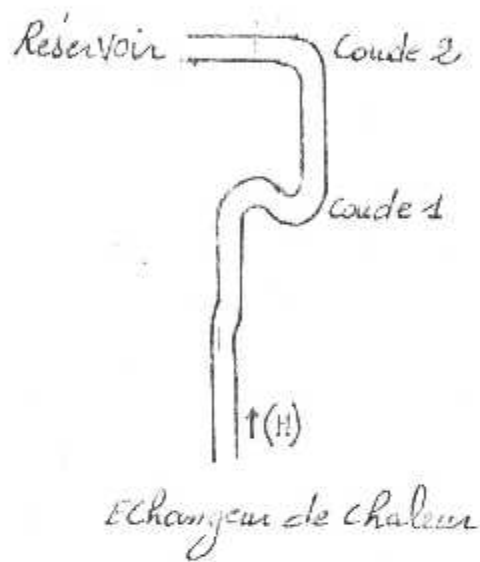
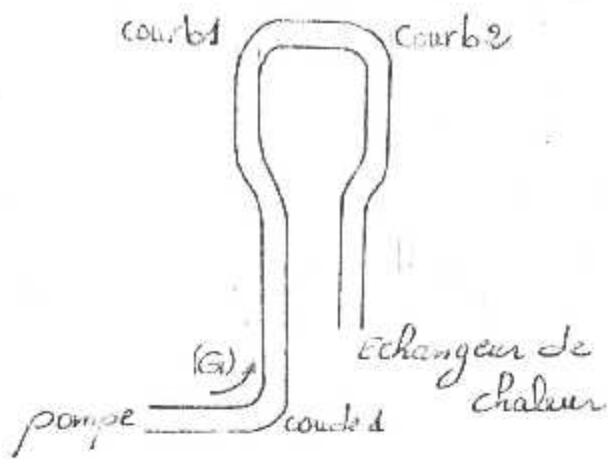


Fig (4.2) - les conduites reliant les éléments -
(suite) -

TEBLEAU (V.7.a)

Tronçon considéré	d (m)	\dot{U}_m (m/s)	Type de singularité	caractéristiques	τ	Δp_s (bar)
Pompe Débitmètre	$16 \cdot 10^{-3}$	0,270	Courbure	$\frac{R}{d} \cong 2$	0,2	$6,37 \cdot 10^{-5}$
Débitmètre Filtre	$16 \cdot 10^{-3}$	0,270	Coude	$\alpha = 90^\circ$	1,3	$4,14 \cdot 10^{-4}$
Filtre résistance	$16 \cdot 10^{-3}$	0,270	Courbure 1	$\frac{R}{d} \cong 2$	0,2	$6,37 \cdot 10^{-5}$
			Courbure 2	$\frac{R}{d} \cong 2$	0,2	$6,37 \cdot 10^{-5}$
Récup1 Pompe	16	0,270	Courbure 1	$\frac{R}{d} \cong 2$	0,2	$6,37 \cdot 10^{-5}$
			Courbure 2	$\frac{R}{d} \cong 2$	0,2	$6,37 \cdot 10^{-5}$
Récup2 Pompe	16	0,405	Courbure 1	$\frac{R}{d} \cong 2$	0,2	$1,433 \cdot 10^{-4}$
			Coude	$\alpha = 90^\circ$	1,3	$9,32 \cdot 10^{-4}$
Récup3 Pompe	16	0,270	Courbure 1	$\frac{R}{d} \cong 2$	0,2	$6,37 \cdot 10^{-5}$
Pompe échangeur	16	0,946	Coude 1	$\alpha = 90^\circ$	1,3	$5,08 \cdot 10^{-3}$
			Courbure 1	$\frac{R}{d} \cong 2$	0,2	$7,823 \cdot 10^{-4}$
			Courbure 2	$\frac{R}{d} \cong 2$	0,2	$7,823 \cdot 10^{-4}$
Echangeur Réservoir	16	0,946	Coude 1	$\alpha = 90^\circ$	1,3	$5,08 \cdot 10^{-3}$
			Coude 2	$\alpha = 90^\circ$	1,3	$5,08 \cdot 10^{-3}$
Les pertes de charge singulières						0,0186

TABLEAU (V.7.b)

Tronçon considéré	d (m)	U_m (m/s)	Re	f_f	L (m)	Δp_f par
Réservoir de pompe	31.10^{-3}	0,0675	147	0,435	78.10^{-2}	$21,116.10^{-5}$
Pompe de débitmètre	16.10^{-3}	0,270	294	0,217	12.10^{-2}	$51,859.10^{-5}$
A					16.10^{-2}	$69,146.10^{-5}$
Débitmètre	16.10^{-3}	0,270	294	0,217	7.10^{-2}	$30,251.10^{-5}$
Filtre					2.10^{-1}	$86,432.10^{-5}$
B					4.10^{-2}	$17,286.10^{-5}$
Filtre	16.10^{-3}	0,270	294	0,217	17.10^{-2}	$73,467.10^{-5}$
Résistance					4.10^{-2}	$17,286.10^{-5}$
C						
Récup1	16.10^{-3}	0,270	294	0,217	35.10^{-2}	$151,257.10^{-5}$
Pompe					30.10^{-2}	$129,64.10^{-5}$
D					10^{-1}	$43,216.10^{-5}$
Récup2	16.10^{-3}	0,405	441	0,145	25.10^{-2}	$162,434.10^{-5}$
Pompe					54.10^{-2}	$350,859.10^{-5}$
E					6.10^{-2}	$38,984.10^{-5}$
Récup3	16.10^{-3}	0,270	294	0,217	35.10^{-2}	$151,25.10^{-5}$
Pompe					75.10^{-2}	$324,122.10^{-5}$
F						
Pompe	16.10^{-3}	0,946	1030	0,062	5.10^{-2}	$75,788.10^{-5}$
Echangeur					27.10^{-2}	$818,518.10^{-5}$
G					13.10^{-2}	$394,101.10^{-5}$
					8.10^{-2}	$121,262.10^{-5}$
Echangeur	16	0,27	294	0,217	7.10^{-1}	$302,514.10^{-5}$
Réservoir					2.10^{-1}	$86,432.10^{-5}$
II					15.10^{-2}	$129,649.10^{-5}$
Les pertes de charge singulières						0,036 bar

b- constatations

- Les pertes de charge totale du circuit sont donc :

$$\Delta p_v + \Delta p_f = 0,0546 \text{ bars}$$

* Dans cette installation, la pompe adaptée peut vaincre ses pertes de charge vu qu'elle est supposée refouler à 5 bars.

c- Remplissage des bacs de récupération

Les trois bacs de récupération doivent se remplir au même temps à des niveaux $h_1 = h_3 \neq h_2$ (Fig V.4).

En fonction du temps de remplissage t et des hauteurs h_1, h_2 et h_3 , on peut estimer les diamètres des conduites d_1, d_2 et d_3 .

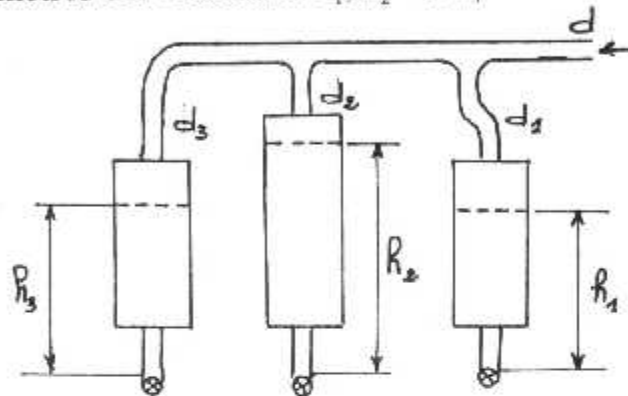


Fig (V.4) remplissage des bacs de récupération.

- Si le diamètre de la conduite qui sort de la résistance est $d = 16 \cdot 10^{-2} \text{ m}$, la vitesse moyenne $U_m = 0,270 \text{ m/s}$.
- Si on pose $h_1 = h_3 = 2 \cdot 10^{-2} \text{ m}$, et $h_2 = 35 \cdot 10^{-2} \text{ m}$; le volume à atteindre dans le bac 1 et 3 et donc 2,437l; et dans le bac 2 est 4,133l.

les résultats sont présentés dans le tableau (V.8)

TABLEAU (V.8)

Temps de remplissage $t(s)$	Débit volumique $10^{-3} (m^3 / s)$			Section de la conduite $10^{-3} (m^2)$			Diamètre (m)		
	q_1	q_2	q_3	S_1	S_2	S_3	d_1	d_2	d_3
30	0,081	0,137	0,081	0,3	0,5	0,3	0,019	0,025	0,019
60	0,040	0,068	0,040	0,148	0,251	0,148	0,0137	0,0178	0,0137
90	0,027	0,045	0,027	0,1	0,166	0,1	0,0112	0,0241	0,0112

CONCLUSION

Malgré les difficultés rencontrées et le manque d'informations techniques des éléments récupérés ; notre projet s'est concrétisé et le banc d'essai est aujourd'hui fonctionnel.

Le travail que nous avons effectué nous a permis d'acquérir beaucoup de connaissance pratiques à travers lesquelles nous avons enrichis nos études théoriques.

Nous avons travaillé en symbiose entre ingénieurs et techniciens supérieurs; ce qui a créé au sein de l'atelier de propulsion un milieu d'étude, de conception et de réalisation, et a fait naître en nous l'esprit d'équipe.

Nous avons effectué quelques essais, et ouvert des perspectives sur les études futures concernant l'amélioration du circuit, l'application des essais, et le développement de manipulation permettant aux étudiants d'effectuer des travaux pratiques sur ce banc d'essai.

BIBLIOGRAPHIE

- [1] **Manuel de Maintenance**
Ligne et Base Maintenance
CFM56-7B

- [2] **Mécanique Expérimentale des Fluides**
Tome 1 :
Statique et Dynamique des Fluides non Visqueux
R.Comolet

- [3] **Technologie de Construction Mécanique**
Tome 2 :
M.NORBERT
R.PHILIPPE
H.BOYER

- [4] **Mécanique Expérimentale des Fluides**
Tome 2 :
Dynamique des Fluides Réels ,Turbo-Machines
R.Comolet

- [5] **ABC du Graissage**
J.L.E GROFF (ENP)
Publication de l'Institut Français du Pétrole

- [6] **Technique de l'Ingénieur (BD4)**
Fonction et Composant Mécanique

- [7] **Technique de l'Ingénieur (BL2)**
Machine hydraulique et thermique

- [8] **Traité Théorique et pratique des** (ENP)
Engrenages
G.HENRIOT

- [9] **Technique de l'Ingénieur M3**
Fonderie - Moulage

- [10] **Fiche technique**
NAFTILIA SAE 20W50



ANNEXES

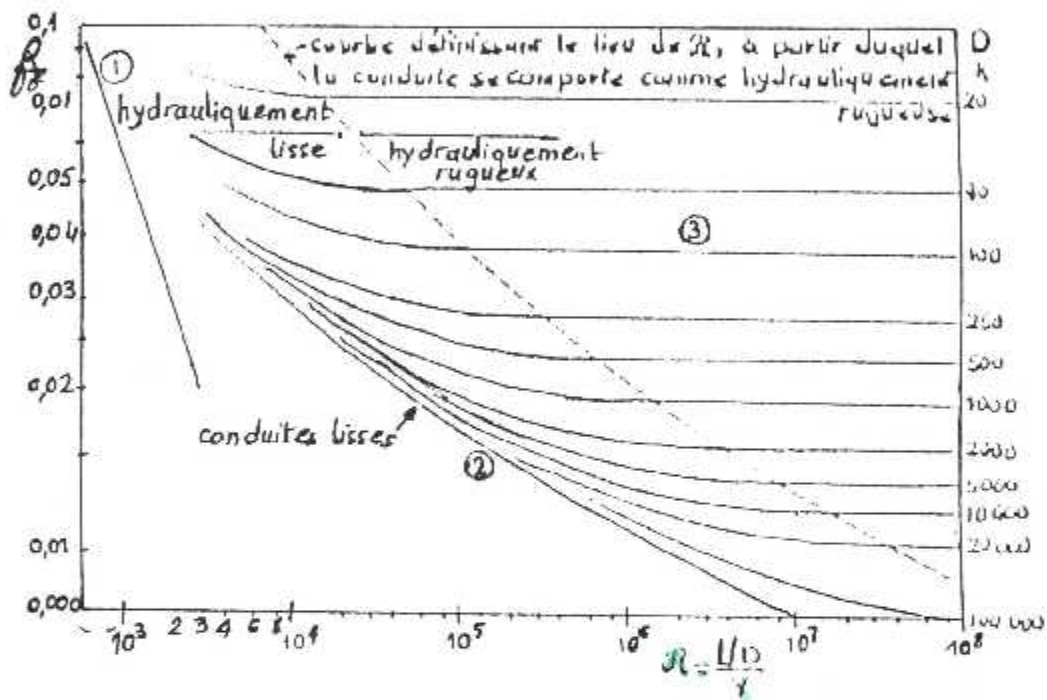


Diagramme de Moody pour les conduites industrielles

$$1) f_f = \frac{64}{R}$$

$$2) \frac{1}{\sqrt{f_f}} = 2 \log R \sqrt{f_f} - 0,1$$

$$3) \frac{1}{\sqrt{f_f}} = 2 \log \frac{D}{k} + 1,14$$



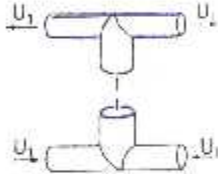
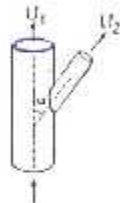
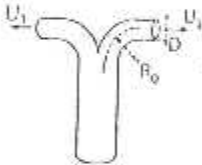
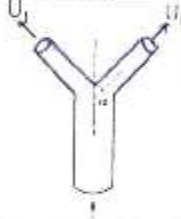


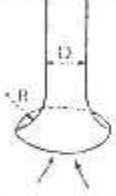

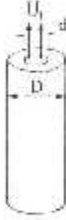

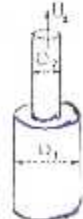
 <table border="1" data-bbox="613 479 760 674"> <thead> <tr> <th>$\frac{R}{D}$</th> <th>ξ</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>0,5</td> <td>0,90</td> </tr> <tr> <td>0,75</td> <td>0,45</td> </tr> <tr> <td>1,0</td> <td>0,35</td> </tr> <tr> <td>1,5</td> <td>0,25</td> </tr> <tr> <td>2</td> <td>0,20</td> </tr> </tbody> </table>	$\frac{R}{D}$	ξ	0,5	0,90	0,75	0,45	1,0	0,35	1,5	0,25	2	0,20	 <table border="1" data-bbox="971 479 1117 674"> <thead> <tr> <th>α</th> <th>ξ</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>15°</td> <td>0,4</td> </tr> <tr> <td>30°</td> <td>0,2</td> </tr> <tr> <td>45°</td> <td>0,5</td> </tr> <tr> <td>60°</td> <td>0,7</td> </tr> <tr> <td>90°</td> <td>1,1</td> </tr> </tbody> </table>	α	ξ	15°	0,4	30°	0,2	45°	0,5	60°	0,7	90°	1,1
$\frac{R}{D}$	ξ																								
0,5	0,90																								
0,75	0,45																								
1,0	0,35																								
1,5	0,25																								
2	0,20																								
α	ξ																								
15°	0,4																								
30°	0,2																								
45°	0,5																								
60°	0,7																								
90°	1,1																								
 <p>$\xi = 1,4$</p>	<p>$\xi_1 = 0$</p>  <table border="1" data-bbox="1003 719 1138 936"> <thead> <tr> <th>α</th> <th>ξ_1</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>15°</td> <td>0,4</td> </tr> <tr> <td>30°</td> <td>0,3</td> </tr> <tr> <td>45°</td> <td>0,5</td> </tr> <tr> <td>60°</td> <td>0,7</td> </tr> <tr> <td>90°</td> <td>0,3</td> </tr> </tbody> </table>	α	ξ_1	15°	0,4	30°	0,3	45°	0,5	60°	0,7	90°	0,3												
α	ξ_1																								
15°	0,4																								
30°	0,3																								
45°	0,5																								
60°	0,7																								
90°	0,3																								
 <table border="1" data-bbox="630 981 764 1176"> <thead> <tr> <th>$\frac{R_0}{D}$</th> <th>ξ_1</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>0,5</td> <td>1,2</td> </tr> <tr> <td>0,75</td> <td>0,6</td> </tr> <tr> <td>1</td> <td>0,4</td> </tr> <tr> <td>1,5</td> <td>0,25</td> </tr> <tr> <td>2,0</td> <td>0,2</td> </tr> </tbody> </table>	$\frac{R_0}{D}$	ξ_1	0,5	1,2	0,75	0,6	1	0,4	1,5	0,25	2,0	0,2	 <table border="1" data-bbox="1003 965 1133 1182"> <thead> <tr> <th>α</th> <th>ξ_1</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>15°</td> <td>0,4</td> </tr> <tr> <td>30°</td> <td>0,3</td> </tr> <tr> <td>45°</td> <td>0,7</td> </tr> <tr> <td>60°</td> <td>1,0</td> </tr> <tr> <td>90°</td> <td>1,4</td> </tr> </tbody> </table>	α	ξ_1	15°	0,4	30°	0,3	45°	0,7	60°	1,0	90°	1,4
$\frac{R_0}{D}$	ξ_1																								
0,5	1,2																								
0,75	0,6																								
1	0,4																								
1,5	0,25																								
2,0	0,2																								
α	ξ_1																								
15°	0,4																								
30°	0,3																								
45°	0,7																								
60°	1,0																								
90°	1,4																								
 <p>$\xi = 0,9$</p>  <p>$\xi = 0,5$</p>	 <table border="1" data-bbox="1003 1211 1138 1406"> <thead> <tr> <th>$\frac{R}{D}$</th> <th>ξ</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>0,2</td> <td>0,2</td> </tr> <tr> <td>0,5</td> <td>0,4</td> </tr> <tr> <td>0,8</td> <td>0,65</td> </tr> </tbody> </table>	$\frac{R}{D}$	ξ	0,2	0,2	0,5	0,4	0,8	0,65																
$\frac{R}{D}$	ξ																								
0,2	0,2																								
0,5	0,4																								
0,8	0,65																								
 <p>$\xi = 1$</p>	 <table border="1" data-bbox="1003 1435 1133 1653"> <thead> <tr> <th>$\frac{d}{D}$</th> <th>ξ_1</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>0,1</td> <td>2,5</td> </tr> <tr> <td>0,2</td> <td>2,5</td> </tr> <tr> <td>0,4</td> <td>2,5</td> </tr> <tr> <td>0,6</td> <td>2,1</td> </tr> <tr> <td>0,8</td> <td>1,9</td> </tr> <tr> <td>0,9</td> <td>1,5</td> </tr> </tbody> </table>	$\frac{d}{D}$	ξ_1	0,1	2,5	0,2	2,5	0,4	2,5	0,6	2,1	0,8	1,9	0,9	1,5										
$\frac{d}{D}$	ξ_1																								
0,1	2,5																								
0,2	2,5																								
0,4	2,5																								
0,6	2,1																								
0,8	1,9																								
0,9	1,5																								
 <table border="1" data-bbox="630 1675 764 1892"> <thead> <tr> <th>$\frac{D_2}{D_1}$</th> <th>ξ_1</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>0,1</td> <td>1,0</td> </tr> <tr> <td>0,2</td> <td>0,9</td> </tr> <tr> <td>0,4</td> <td>0,7</td> </tr> <tr> <td>0,6</td> <td>0,4</td> </tr> <tr> <td>0,8</td> <td>0,2</td> </tr> </tbody> </table>	$\frac{D_2}{D_1}$	ξ_1	0,1	1,0	0,2	0,9	0,4	0,7	0,6	0,4	0,8	0,2	 <table border="1" data-bbox="1003 1682 1133 1899"> <thead> <tr> <th>$\frac{D_2}{D_1}$</th> <th>ξ_2</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>0,1</td> <td>0,6</td> </tr> <tr> <td>0,2</td> <td>0,5</td> </tr> <tr> <td>0,4</td> <td>0,4</td> </tr> <tr> <td>0,6</td> <td>0,3</td> </tr> <tr> <td>0,8</td> <td>0,2</td> </tr> </tbody> </table>	$\frac{D_2}{D_1}$	ξ_2	0,1	0,6	0,2	0,5	0,4	0,4	0,6	0,3	0,8	0,2
$\frac{D_2}{D_1}$	ξ_1																								
0,1	1,0																								
0,2	0,9																								
0,4	0,7																								
0,6	0,4																								
0,8	0,2																								
$\frac{D_2}{D_1}$	ξ_2																								
0,1	0,6																								
0,2	0,5																								
0,4	0,4																								
0,6	0,3																								
0,8	0,2																								

Tableau de correspondance des unités de viscosité

CENTISTOKES	SECONDES SAYBOLT UNIVERSAL	ENGLER	SECONDES REDWOOD N° 1	CENTISTOKES	SECONDES SAYBOLT UNIVERSAL	ENGLER	SECONDES REDWOOD N° 1
2,0	32,6	1,150	30,35	55,0	208,3	5,975	183,5
2,5	35,5	1,182	31,60	60,0	213,0	6,195	187,5
3,0	36,0	1,224	32,85	65,0	217,6	6,235	191,5
3,5	37,6	1,266	34,15	70,0	222,2	6,265	195,5
4,0	39,1	1,308	35,40	75,0	226,8	6,595	199,5
4,5	40,7	1,350	36,68	80,0	231,4	6,630	203,5
5,0	42,3	1,400	38,01	85,0	236,0	6,890	211,5
5,5	43,9	1,441	39,32	90,0	240,8	7,105	219,5
6,0	45,5	1,481	40,61	95,0	245,0	7,370	227,5
6,5	47,1	1,521	41,96	100,0	248,2	7,630	235,8
7,0	48,7	1,560	43,30	105,0	257,4	7,896	243,9
7,5	50,3	1,605	44,65	110,0	266,6	8,16	251,9
8,0	52,0	1,653	46,02	115,0	275,8	8,42	260,0
8,5	53,7	1,700	47,42	120,0	285,0	8,69	268,1
9,0	55,4	1,746	48,91	125,0	294,2	8,95	276,2
9,5	57,1	1,791	50,31	130,0	303,4	9,21	284,3
10,0	58,8	1,837	51,75	135,0	312,6	9,48	292,3
10,5	60,6	1,882	53,30	140,0	321,9	9,74	300,4
11,0	62,3	1,928	54,80	145,0	331,1	10,00	308,4
11,5	64,1	1,973	56,39	150,0	340,3	10,26	316,5
12,0	65,9	2,020	57,95	155,0	349,5	10,53	324,5
12,5	67,8	2,070	59,59	160,0	358,8	10,79	332,5
13,0	69,6	2,120	61,19	165,0	368,1	11,05	340,6
13,5	71,5	2,170	62,77	170,0	377,3	11,32	348,7
14,0	73,4	2,220	64,39	175,0	386,6	11,58	356,8
14,5	75,3	2,270	66,05	180,0	395,8	11,84	365,0
15,0	77,2	2,323	67,75	185,0	405,0	12,11	373,1
15,5	79,2	2,378	69,49	190,0	414,3	12,37	381,2
16,0	81,1	2,434	71,29	195,0	423,5	12,63	389,3
16,5	83,1	2,490	72,90	200,0	432,8	12,90	397,4
17,0	85,1	2,540	74,59	205,0	442,0	13,16	405,5
17,5	87,1	2,590	76,35	210,0	451,2	13,43	413,6
18,0	89,2	2,644	78,17	215,0	460,4	13,70	421,7
18,5	91,2	2,700	79,97	220,0	469,6	13,97	429,8
19,0	93,3	2,755	81,78	225,0	478,8	14,23	437,9
20,0	97,5	2,870	85,47	230,0	488,0	14,51	446,0
21,0	101,7	2,984	89,26	235,0	497,2	14,78	454,1
22,0	106,0	3,100	92,97	240,0	506,4	15,05	462,2
23,0	110,3	3,215	96,77	245,0	515,6	15,32	470,3
24,0	114,6	3,335	100,5	250,0	524,8	15,59	478,4
25,0	118,9	3,455	104,3	255,0	534,0	15,86	486,5
26,0	123,3	3,575	108,2	260,0	543,2	16,13	494,6
27,0	127,7	3,695	112,0	265,0	552,4	16,40	502,7
28,0	132,1	3,820	115,9	270,0	561,6	16,67	510,8
29,0	136,5	3,945	119,8	275,0	570,8	16,94	518,9
30,0	140,9	4,070	123,8	280,0	580,0	17,21	527,0
31,0	145,3	4,195	127,7	285,0	589,2	17,48	535,1
32,0	149,7	4,320	131,7	290,0	598,4	17,75	543,2
33,0	154,2	4,445	135,6	295,0	607,6	18,02	551,3
34,0	158,7	4,570	139,6	300,0	616,8	18,29	559,4
35,0	163,2	4,695	143,6	305,0	626,0	18,56	567,5
36,0	167,7	4,825	147,5	310,0	635,2	18,83	575,6
37,0	172,2	4,955	151,5	315,0	644,4	19,10	583,7
38,0	176,7	5,080	155,5	320,0	653,6	19,37	591,8
39,0	181,2	5,205	159,4	325,0	662,8	19,64	599,9
40,0	185,7	5,335	163,4	330,0	672,0	19,91	608,0
41,0	190,2	5,465	167,4	335,0	681,2	20,18	616,1
42,0	194,7	5,590	171,4	340,0	690,4	20,45	624,2
43,0	199,2	5,720	175,4	345,0	699,6	20,72	632,3
44,0	203,8	5,845	179,4	350,0	708,8	20,99	640,4

**FICHE TECHNIQUE****NAFTILIA SAE 20W50**

Huile pour moteurs à essences.

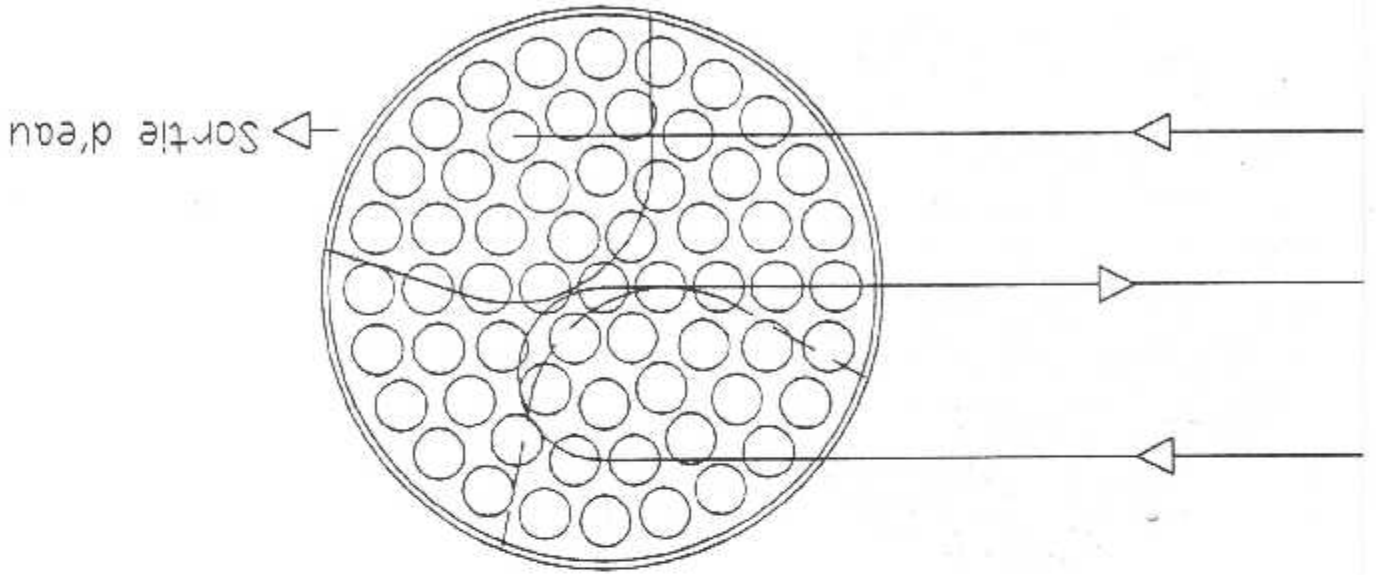
Huile multigrade pour moteurs essence. La vidange est recommandée tous les 10 000 kms.

CARACTERISTIQUE PHYSICO-CHIMIQUE	NORME	UNITE	RESULTAT		
			GARANTIE		TYPIQUE
			MINIMUM	MAXIMUM	
COULEUR	D 1500				
DENSITE A 15 °C	D 1298				0.881
VISCOSITE	D 445	A 40 °C	CST		158
		A 100 °C	CST	17	18
INDICE DE VISCOSITE	D 2270		110		122
P. ECLAIR	VC	D 93	°C		
	VO	D 92	°C		228
P. SECULEMENT	D 97		°C	- 15	- 24
T. B. N.	D 2896	Mg kol/g	6		6.3
CENDRES SULFATEES	D 874	% Pds			0.8
VISCOSITE DYN A -10 °C	D 2602	CPS		4500	3800
PERTE PAR EVAPORATION	NF T60-161	%Pds		15	2
TENEUR EN PHOSPHORE	IP 308	%Pds	0.091		
TENEUR EN METAUX	Zn	IP 308	%Pds	0.1	
	Ca		%Pds		
	Mg		%Pds		

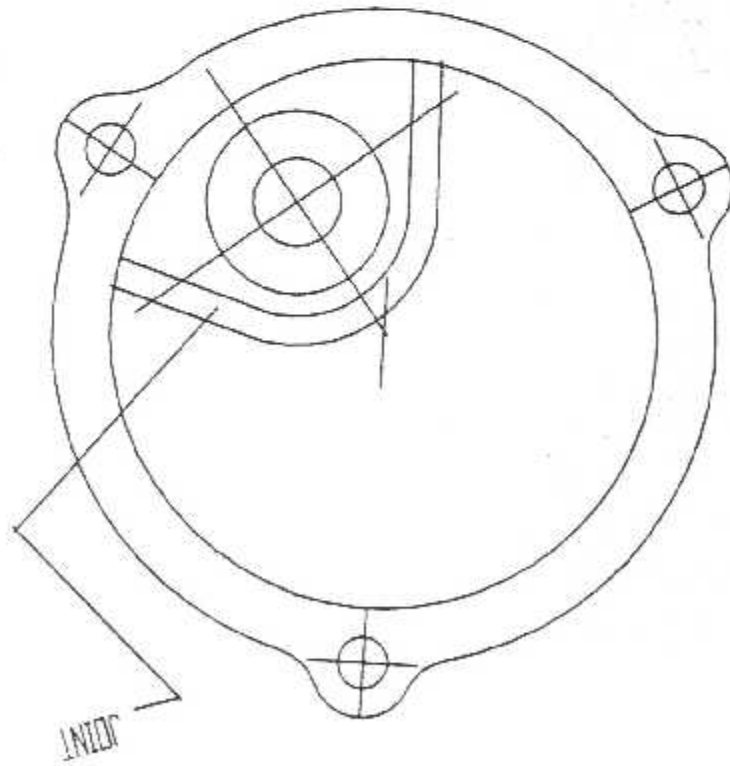
SPECIFICATIONS : APIS® / CC - MULTIGRADE 20W/50

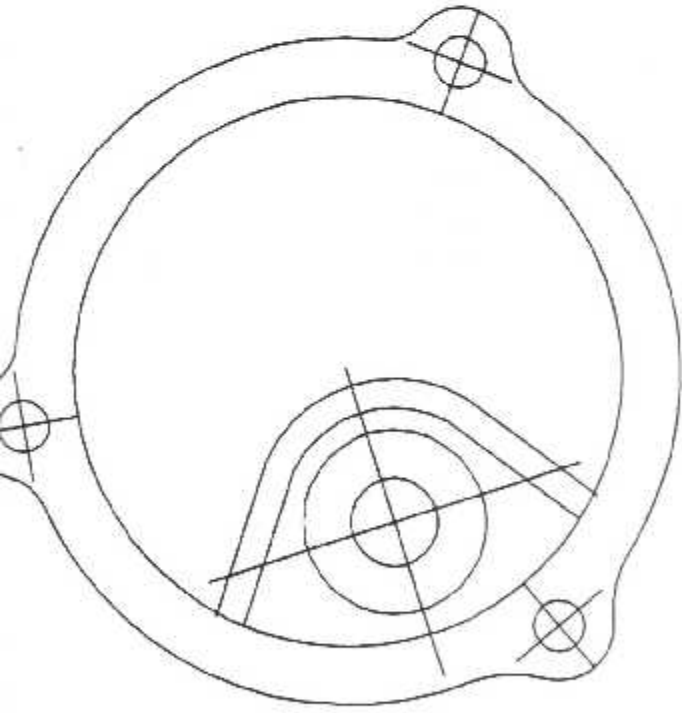
Propriétés physiques de l'eau.

$t, ^\circ\text{C}$	$\rho, 10^{-3}, \text{kg/m}^3$	$\rho, \text{kg/m}^3$	$\gamma, \text{kJ/kg}$	$c_p, \text{kJ/(kg}\cdot^\circ\text{C)}$	$\lambda, 10^2, \text{W/(m}\cdot^\circ\text{C)}$	$\nu, 10^6, \text{m}^2/\text{s}$	$\mu, 10^6, \text{Pa}\cdot\text{s}$	$\alpha, 10^6, \text{m}^2/\text{s}$	$\beta, 10^{-4}, \text{K}^{-1}$	$\sigma, 10^4, \text{N/cm}^2$	ρ_r
0	1,013	999,9	0,00	4,212	55,1	13,1	1788	1,789	-0,63	756,3	13,67
10	1,013	999,7	42,04	4,191	57,4	13,7	1306	1,306	-0,70	741,6	9,52
20	1,013	998,2	83,91	4,183	59,9	14,3	1004	1,006	-1,82	726,9	7,02
30	1,013	995,7	125,7	4,174	61,8	14,9	801,5	0,805	-3,21	712,2	5,32
40	1,012	992,2	167,5	4,174	63,5	15,3	653,3	0,659	-3,87	696,5	4,34
50	1,013	988,1	209,3	4,174	64,8	15,7	549,4	0,556	-3,49	679,9	3,54
60	1,013	983,2	251,1	4,179	65,9	16,0	469,9	0,478	-5,11	662,2	2,98
70	1,013	977,8	293,0	4,187	66,8	16,3	406,1	0,415	-5,70	643,5	2,55
80	1,013	971,8	335,0	4,195	67,4	16,5	355,1	0,365	-6,32	625,9	2,21
90	1,013	965,3	377,0	4,208	68,0	16,8	314,9	0,326	-6,95	607,2	1,95
100	1,013	958,4	419,1	4,220	68,3	16,9	282,5	0,295	-7,52	588,6	1,75
110	1,43	951,0	461,4	4,233	68,5	17,0	259,0	0,272	-8,08	569,0	1,60
120	1,98	943,1	503,7	4,250	68,6	17,1	237,4	0,252	-8,64	548,4	1,47
130	2,70	934,8	546,4	4,258	68,6	17,2	217,8	0,233	-9,19	528,8	1,36
140	3,61	926,1	589,4	4,287	68,5	17,2	201,1	0,217	-9,72	507,2	1,26
150	4,76	917,0	632,2	4,313	68,4	17,3	186,4	0,203	-10,3	486,6	1,17
160	6,18	907,4	675,4	4,346	68,3	17,3	173,6	0,191	-10,7	466,0	1,10
170	7,92	897,3	719,3	4,383	67,9	17,3	162,8	0,181	-11,3	443,4	1,05
180	10,03	889,9	763,3	4,417	67,4	17,2	153,0	0,173	-11,9	422,8	1,00
190	12,55	876,0	807,8	4,459	67,0	17,1	144,2	0,165	-12,6	401,2	0,96
200	15,55	863,0	852,5	4,505	66,3	17,0	136,4	0,158	-13,3	376,7	0,93
210	19,08	852,8	897,7	4,555	65,5	16,9	130,5	0,153	-14,1	354,1	0,91
220	23,20	840,3	943,7	4,614	64,5	16,6	124,6	0,148	-14,8	331,6	0,89
230	27,98	827,3	990,2	4,681	63,7	16,4	119,7	0,145	-15,9	310,0	0,88
240	33,48	813,0	1037,5	4,756	62,8	16,2	114,8	0,141	-16,8	285,5	0,87
250	39,78	799,0	1085,7	4,844	61,8	15,9	109,9	0,137	-18,4	261,9	0,86
260	46,94	784,0	1135,1	4,949	60,5	15,6	105,0	0,135	-19,7	237,4	0,87
270	55,05	767,0	1185,3	5,070	59,0	15,1	102,0	0,133	-21,6	214,8	0,88
280	64,19	750,7	1236,8	5,230	57,4	14,6	98,1	0,131	-23,7	191,3	0,90
290	74,45	732,3	1290,0	5,485	55,8	13,9	94,2	0,129	-26,2	168,7	0,93
300	85,92	712,5	1344,9	5,736	54,0	13,2	91,2	0,128	-29,2	144,2	0,97
310	98,70	691,1	1402,2	6,071	52,3	12,5	88,3	0,128	-32,9	120,7	1,03
320	112,90	667,1	1462,1	6,574	50,6	11,5	85,3	0,128	-38,2	98,10	1,11
330	128,65	640,2	1526,2	7,244	48,4	10,4	81,4	0,127	-43,3	76,71	1,22
340	146,08	610,1	1594,8	8,165	45,7	9,17	77,5	0,127	-53,4	56,70	1,39
350	165,37	574,4	1671,4	9,504	43,0	7,88	72,6	0,126	-66,8	38,16	1,60
360	186,74	528,0	1761,5	13,984	39,5	5,36	66,7	0,126	109	20,21	2,35
370	210,53	450,5	1892,5	40,321	33,7	1,86	56,9	0,126	264	4,709	6,79



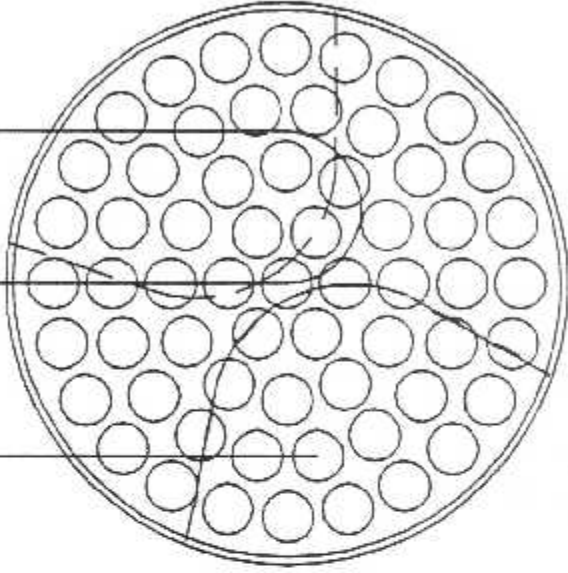
Detail B





Détail A

Entrée d'eau



Entrée

UNIVERSITE DE BLIDA

INSTITUT D'HERONAUTIQUE

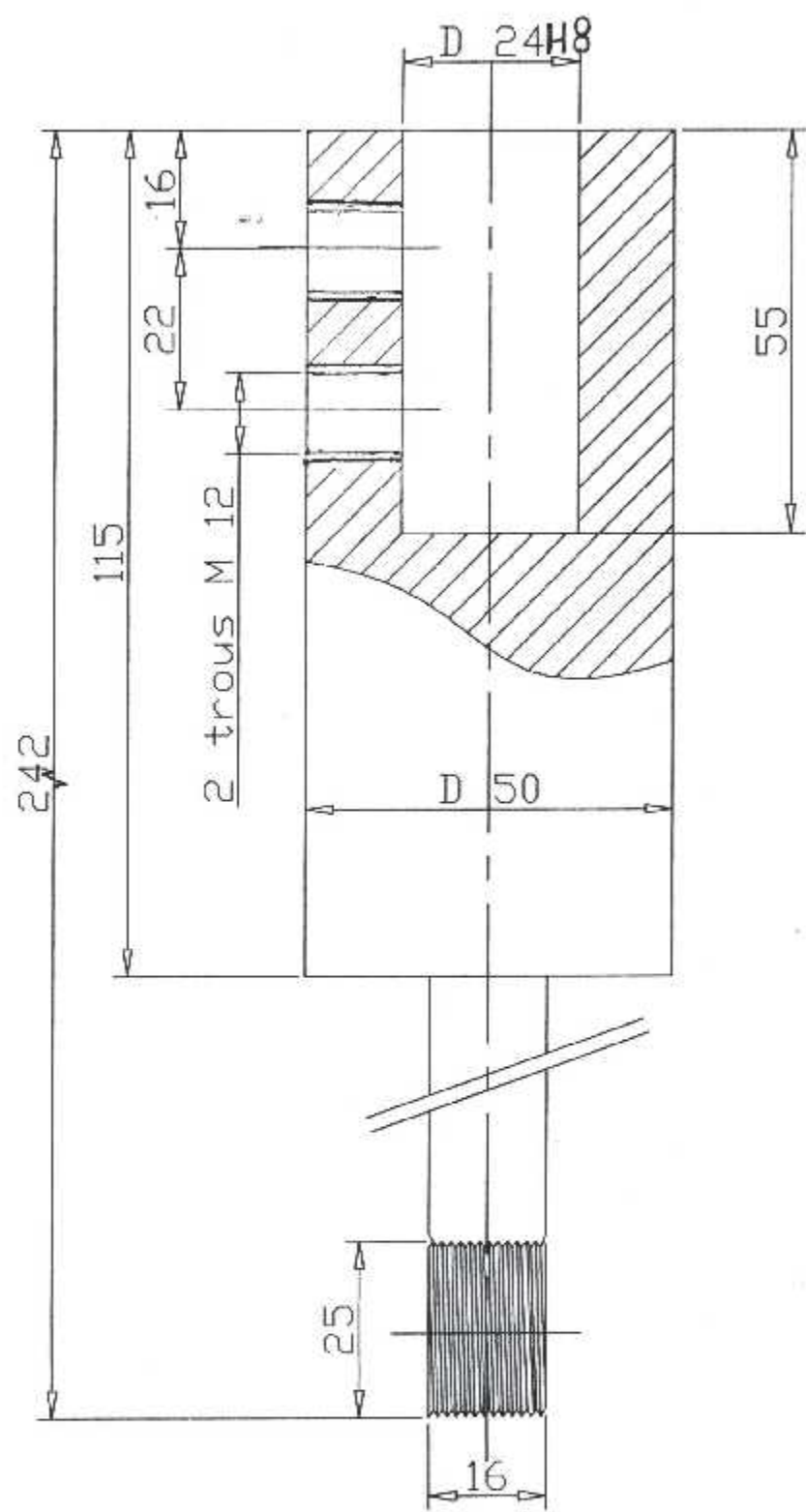
Ech : 1/1

DATE :

ABOUR, S

SAYAD, K

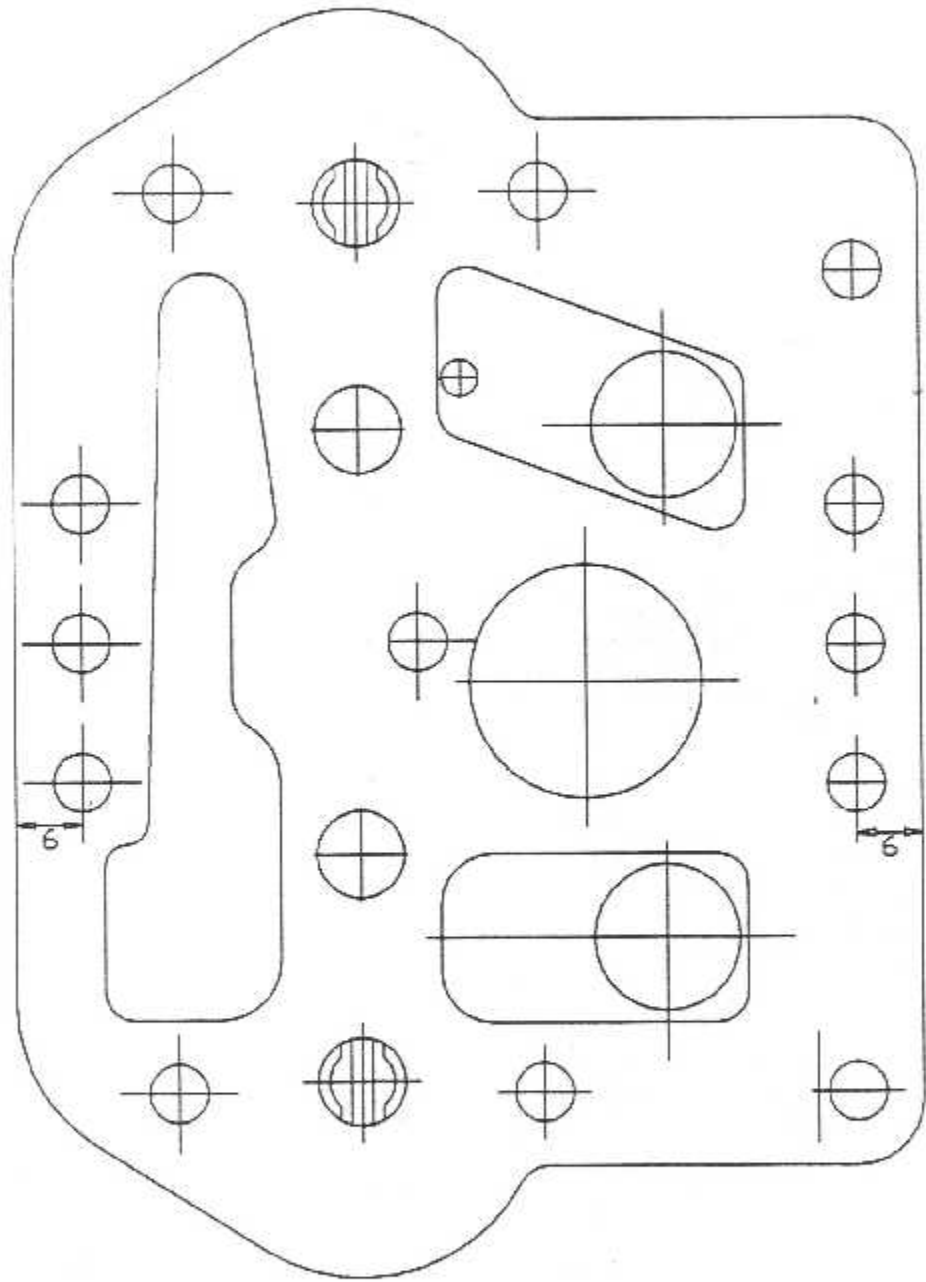
HEMA DE CIRCULATION DE L'EAU



UNIVERSITE DE BLIDA

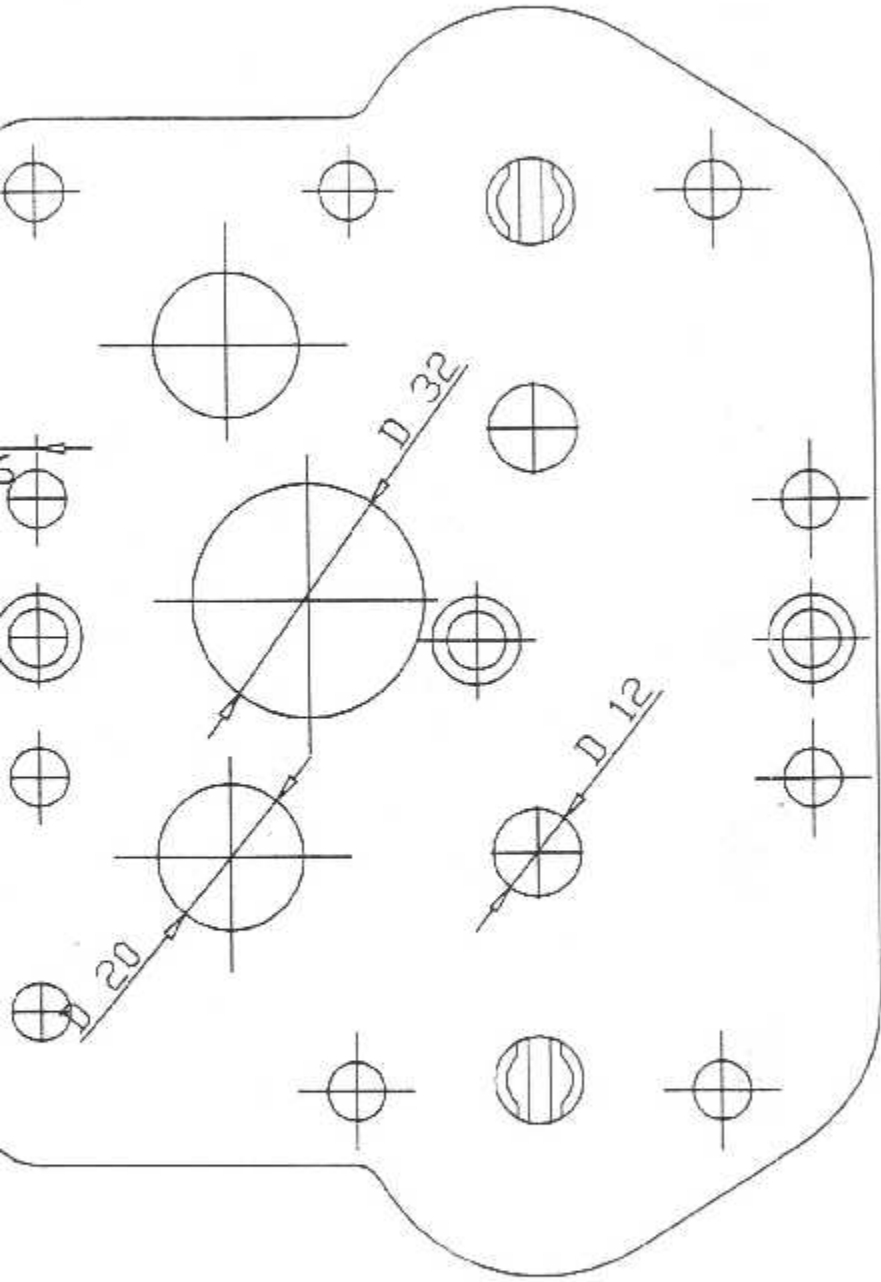
INSTITUT D'ERONAUTIQUE

Ech : 1/1	ARBRE DE LIAISON MOTEUR - POMPE	ABOUR , S
DATE :		SAYAD, K



Vue de dessous





Vue de dessus

UNIVERSITE DE BLIDA

INSTITUT D'ERONAUTIQUE

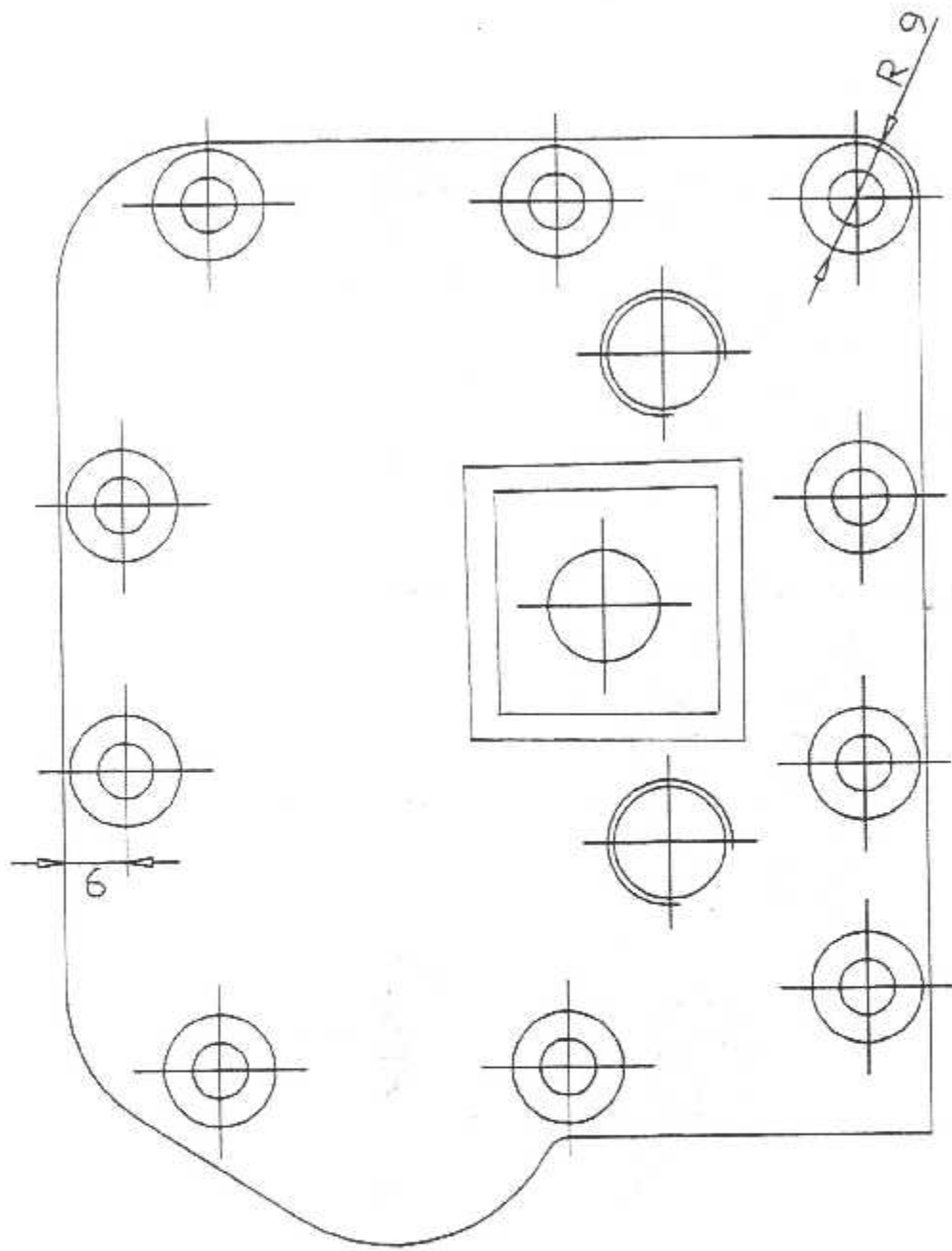
Ech : 1/1

DATE :

Bloc de pompe
partie superieure

ABOUR . S

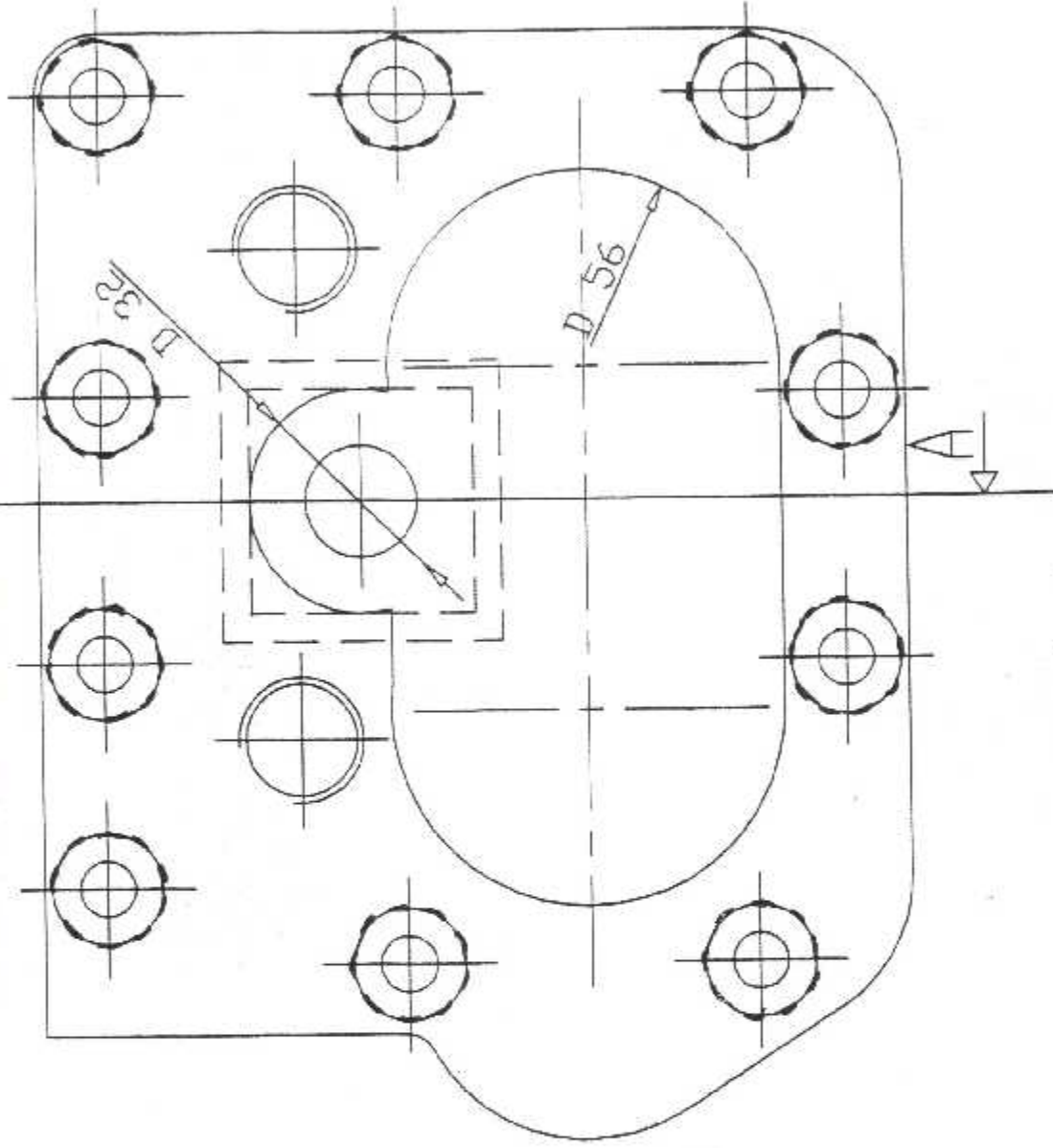
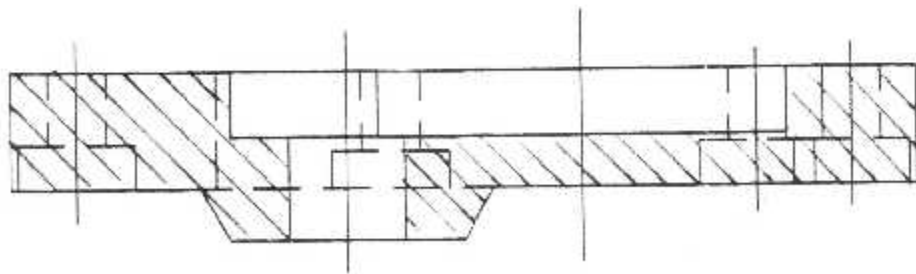
SAYAD. K



Vue de dessus

LA

Coupe A-A



Vue de dessous

UNIVERSITE DE BLIDA

INSTITUT D'ERONAUTIQUE

Ech : 1/1

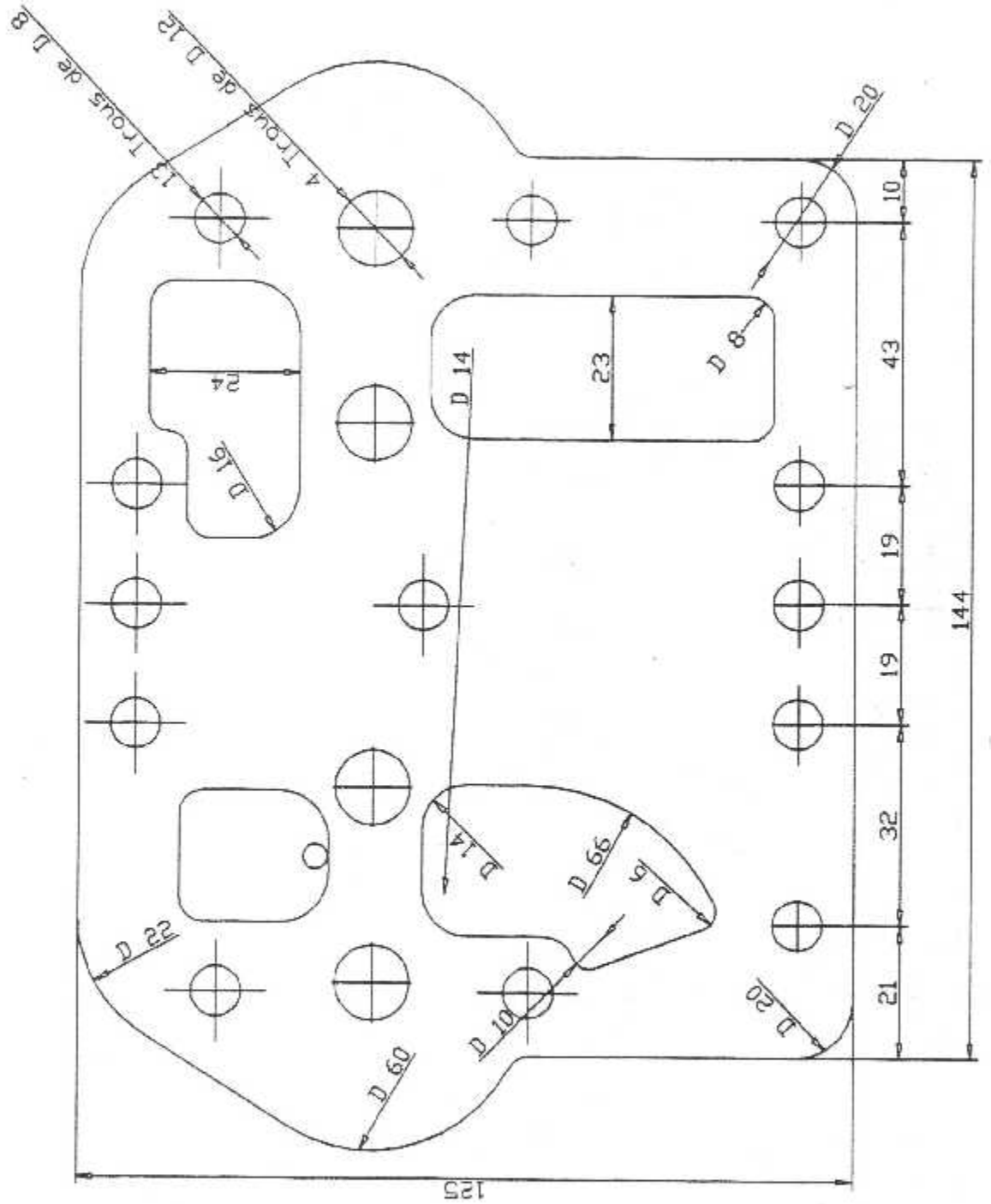
DATE :

COUVERCLE SUPERIEUR DU BLOC

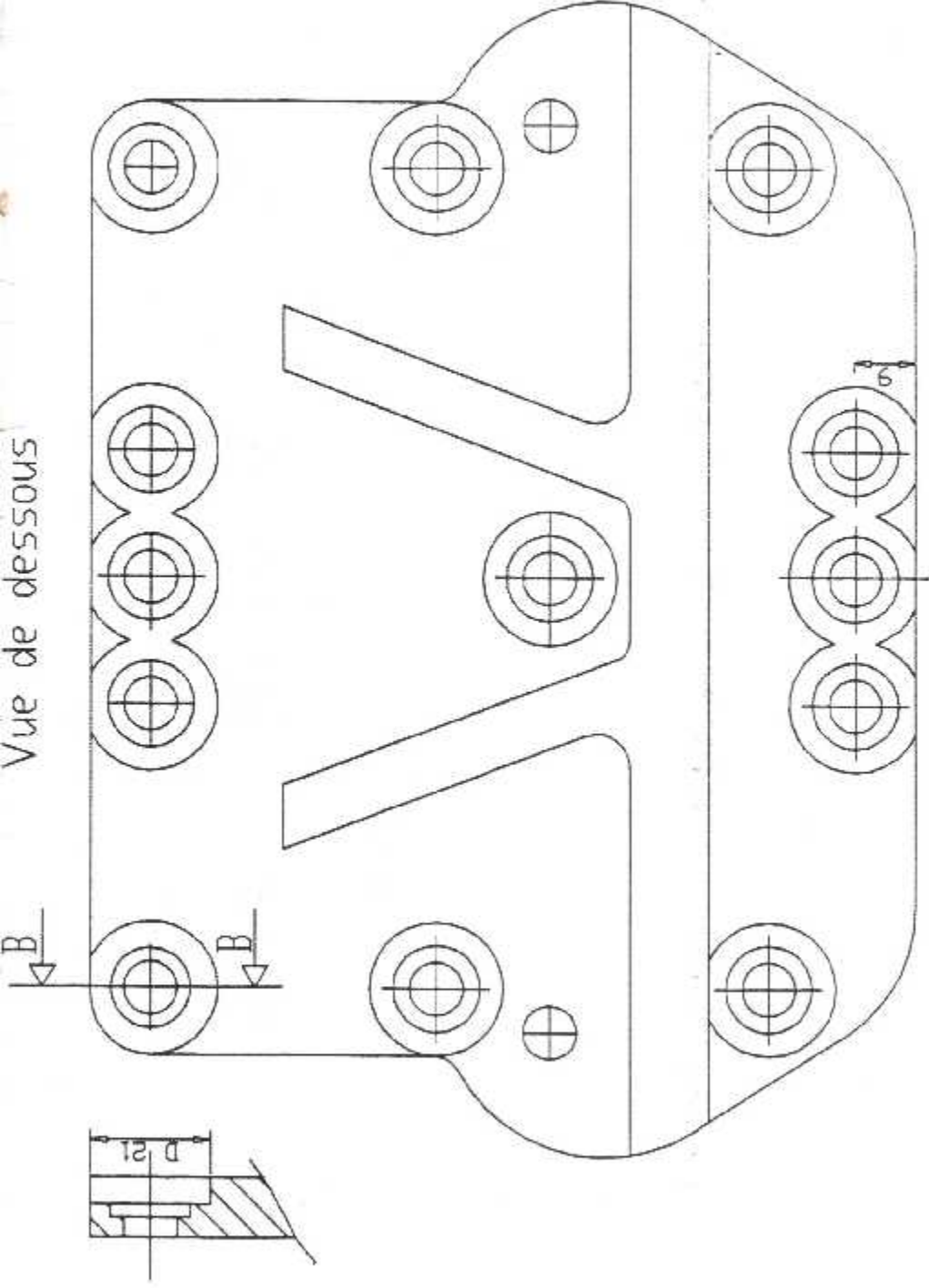
POMPE

ABOUR . S

SAYAD. K

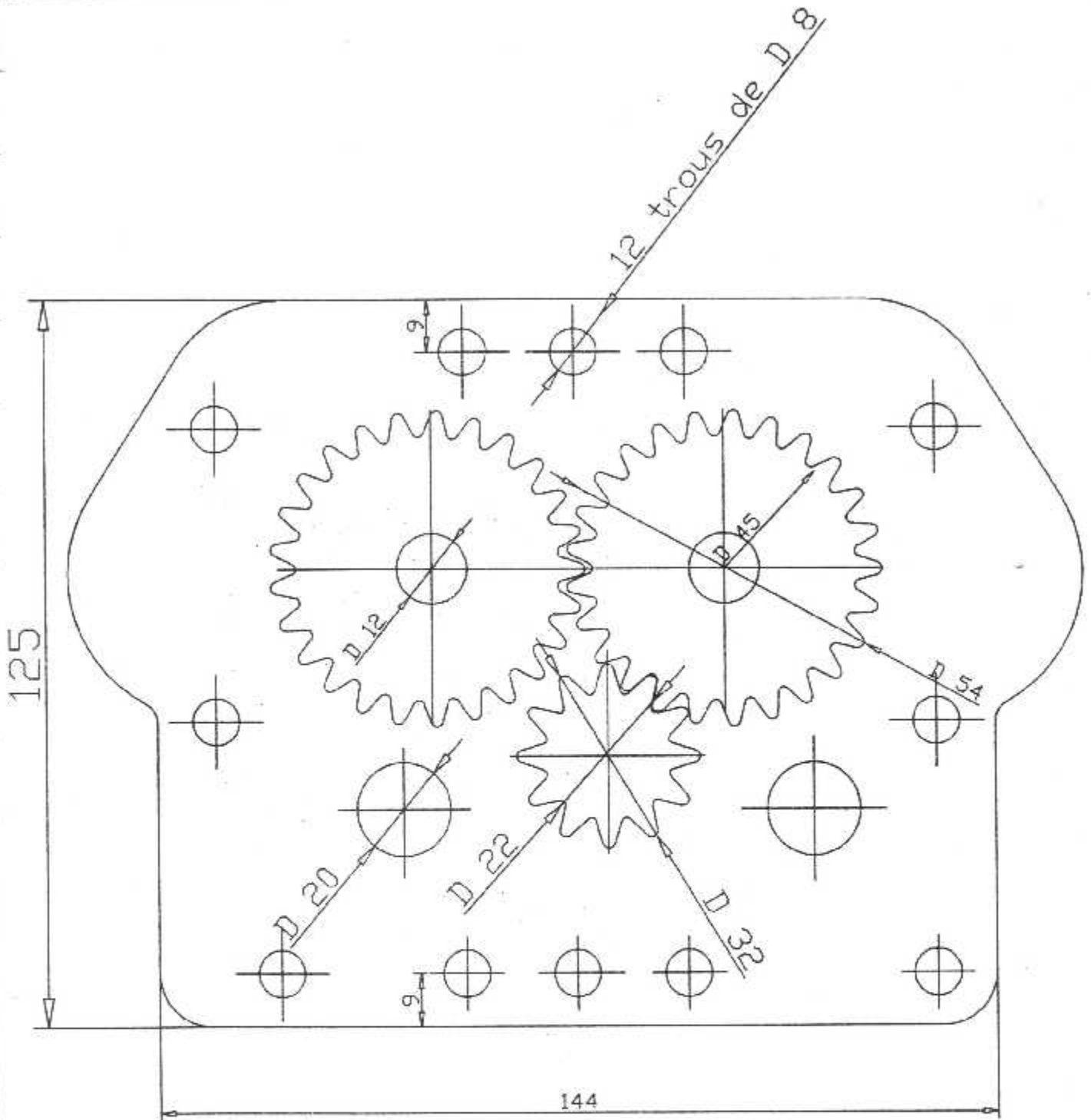


Vue de dessous



Vue de dessus

UNIVERSITE DE BLIDA		ABOUR . S SAYAD. K
INSTITUT D'ERONAUTIQUE		
Couvercle Inferieur		
Ech : 1/1	DATE :	



UNIVERSITE DE BLIDA

INSTITUT D'ERONAUTIQUE

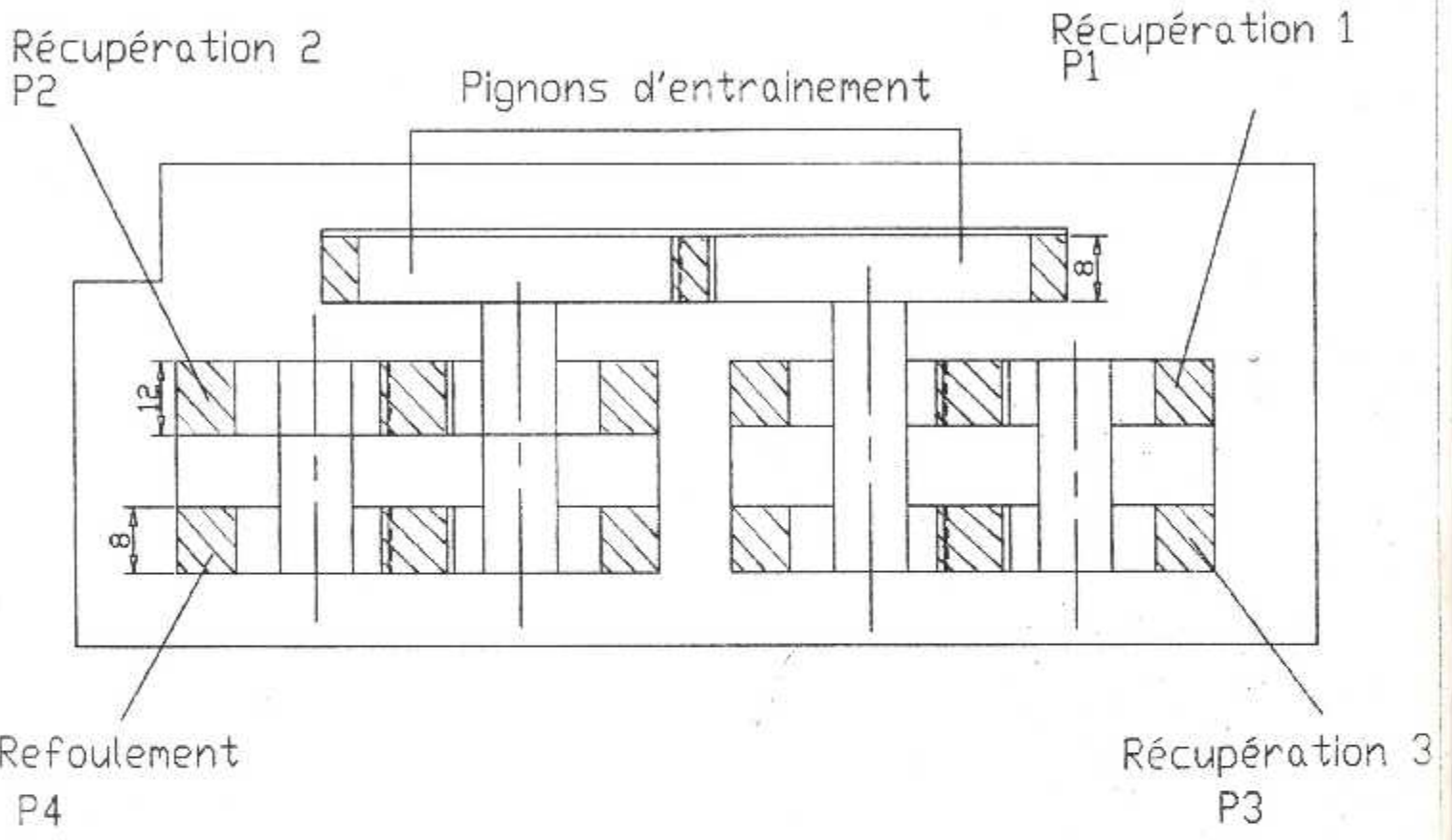
PIGNON D'ENTANNEMENT

Ech : 1/1

DATE :

ABOUR . S

SAYAD. K



UNIVERSITE DE BLIDA

INSTITUT D'ERONAUTIQUE

Ech : 1/1	Disposition des pignons de la pompe	ABOUR . S
DATE :		SAYAD. K