

UNIVERSITE DES SCIENCES ET DE LA TECHNOLOGIE D'ALGER

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Département de Mécanique

THÈSE  
DE FIN D'ÉTUDES

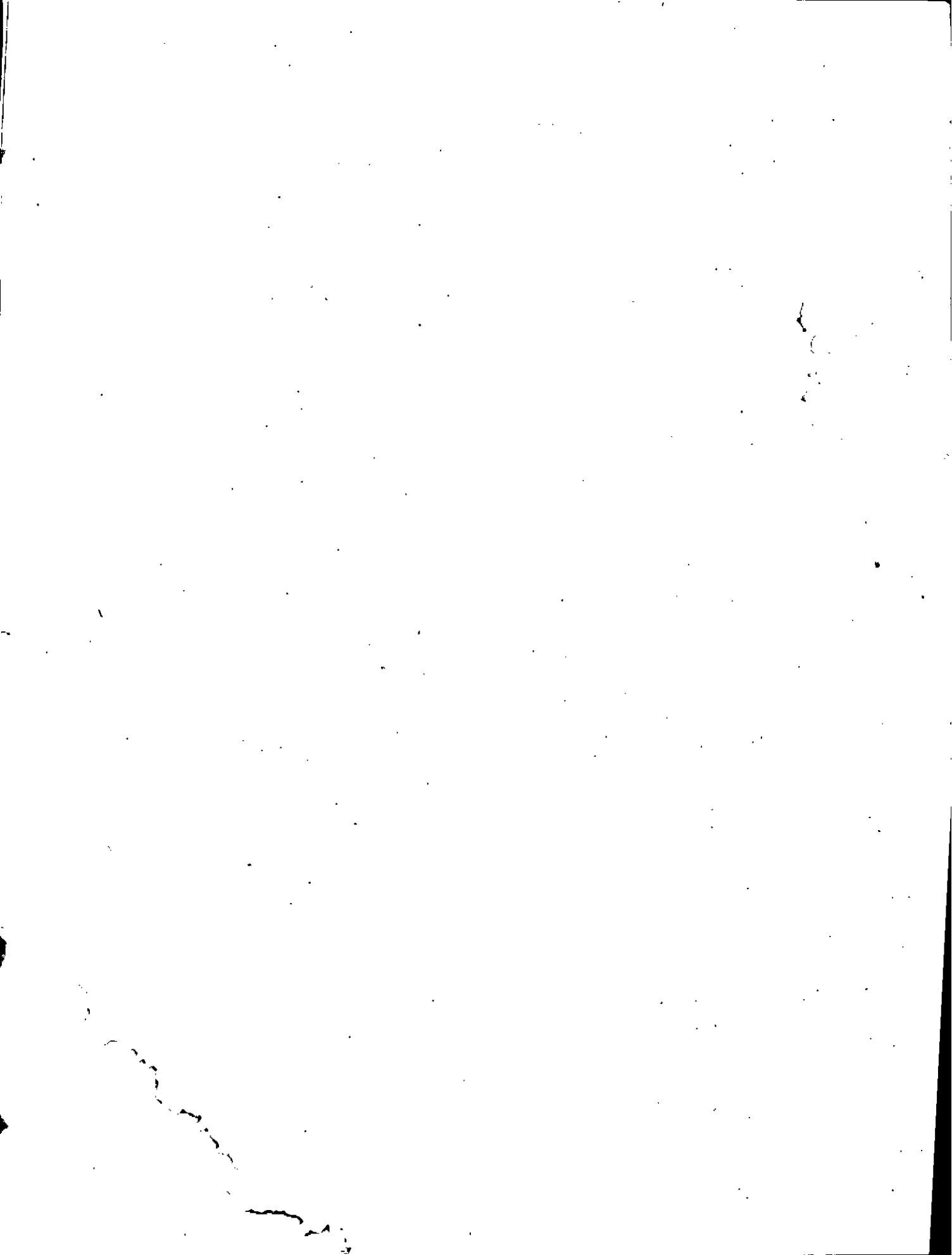
**INSTALLATION D'ESSAIS ET RODAGE  
DE MOTEURS DIESEL**

PROPOSE PAR :

M. DOBRE

ETUDIE PAR :

T. SI-RAMDANE



الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية  
REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

UNIVERSITE DES SCIENCES ET DE LA TECHNOLOGIE D'ALGER

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Département de Mécanique

THESE  
DE FIN D'ETUDES

**INSTALLATION D'ESSAIS ET RODAGE  
DE MOTEURS DIESEL**

PROPOSE PAR :

**M. DOBRE**

ETUDIE PAR :

**T. SI-RAMDANE**

— PROMOTION JUIN 1982 —

\* Dédicaces :

✓ A la mémoire de mon grand père

A mes amis

je dédie ce projet

---

\* Remerciements :

- je tiens à remercier Monsieur DOBRE pour l'aide précieuse qu'il m'a apporté.
- je tiens à remercier également tous les professeurs qui ont contribué à ma formation, ainsi qu'à tous ceux qui ont ménagé leurs efforts pour m'aider.
- je dois remercier également le personnel du service formation de la D.T.P pour leur aide combien précieuse.

## Bibliographie

1. Construction mécanique éléments des projets  
L. Geminard , F. Gros la faige .
2. Moteur Diesel  
E.T.A.I 1991
3. Incercarea motoarelor cu ardere internă.  
M.Stratulat , S.D. Munteanu
4. Résistance des matériaux  
V. Feodosiev
5. Traita thermodynamica  
I. P. B. 1976
6. Frein hydraulique  
Documentation CARL SHENCK.
7. Bancs d'essais moteurs  
B.E.M ETS Muller

# Tables des matières

## Introduction

### I) Généralités

### II) Etude du frein hydraulique

- Calcul et dimensionnement du rotor.
- Calcul de l'arbre et des roulements.
- Vérification des cannelures.

### III) Accouplement et support moteur

- Calcul de l'arbre d'accouplement
- Vérification des boulons d'accouplement
- Etude du support moteur

### IV) Motoréducteur.

- Calcul de résistance
- Calcul dynamique
- Calcul des roulements

### V) Calcul de la fondation

- Choix de la nature de la fondation
- Dimensionnement de la fondation

### VI) Etude de l'installation

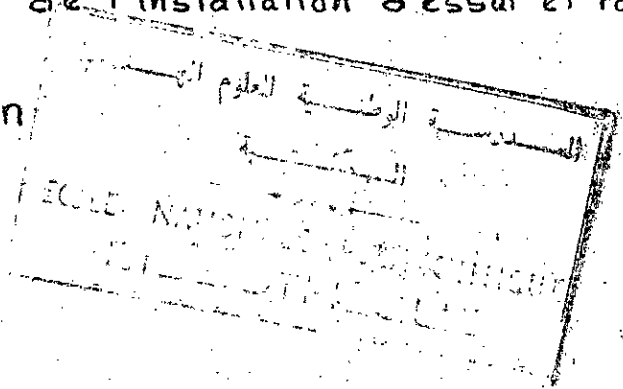
- Alimentation en eau du frein
- Mesure de la consommation d'air
- Mesure de la consommation de combustible
- Analyse des fumées d'échappement.

- Tableau de control
- Peson de mesure du couple

VII) Methode d'essai

- Montage
- Conduite des éssais
- Relevées
- Entretien de l'installation d'essai et rodage

- Conclusion



## Introduction

Malgré tous les soins apportés à la remise en état d'un moteur, il est absolument nécessaire de déterminer d'une façon mécanique la bonne marche d'une machine thermique.

Trop de facteurs impondérables sont en effet liés à sa bonne marche et trop d'incertitudes s'additionnant sont autant de facteurs néfastes.

Le problème se présente sous deux formes : - Moteur neuf  
- Moteur remis en état

L'étude est orientée surtout vers le deuxième cas où les tolérances sont bien souvent fort éloignées et prescriptions du constructeur.

Un test définitif s'avère donc nécessaire avant l'emploi par l'utilisateur. Celui-ci consiste à roder et régler le moteur sur une installation appropriée dénommée « Installation d'essai et rodage ».

Surtout pour les moteurs Diesel où le test est pratiquement obligatoire pour parfaire les réglages et supprimer les risques d'une mauvaise combustion dont les causes sont multiples depuis la mauvaise pulvérisation d'un injecteur ou la torsion non conforme d'un ressort pouvant changer les réglages et les valeurs de synchronisation.

Pour cela le moteur remonté complet avec ses accessoires sera fixé sur l'installation et accouplé au frein d'absorption.

Pour relever ses performances, ou le branche aux différents systèmes de contrôle. le moteur doit être équipé de tous ses accessoires tel qu'il se trouvera en service pour obtenir des résultats satisfaisants.



le but de ce projet est d'équiper un atelier de réparation de moteurs d'une installation permettant d'essayer et roder les moteurs remis en état. L'installation doit être équipée en machines et appareils nécessaires.

L'installation est destinée à une gamme variée de moteurs de différents constructeurs et de différents emplois.

Moteur stationnaire de caractéristiques :

$$P_{\text{max}} = 350 \text{ CV à } 1400 \text{ tr/min}$$

Moteurs de matériels roulants :

1 -  $P_{\text{max}} = 320 \text{ CV à } 2500 \text{ tr/min}$ .

2 -  $P_{\text{max}} = 260 \text{ CV à } 2400 \text{ tr/min}$ .

3 -  $P_{\text{max}} = 260 \text{ CV à } 2200 \text{ tr/min}$ .

le moteur stationnaire utilisé dans le fraise donne le plus grand couple :  $C_{\text{max}} = 1750 \text{ N.m}$

# I-GENERALITES

L'essai d'un moteur consiste essentiellement en la vérification des principaux paramètres et la relevée de ses courbes caractéristiques. Ceci se fait sous des régimes de vitesses et de charges bien définis. C'est cette mise en marche à différentes étapes qui définissent le rodage.

## 1° Paramètres et courbes caractéristiques:

La vérification des différents paramètres et caractéristiques doit se faire en différentes phases pour répondre aux prescriptions. Les principales relevées sont :

- Moment et puissance effectifs.
- Vitesse de rotation
- Consommation
- Différentes pressions et températures (huile, eau, ...).

## 2° - Rodage:

Il est notoirement établi qu'un moteur Diesel ne parvient à parfaire la plénitude de ses moyens avant un temps global de fonctionnement allant de 200 à 300 heures de marche.

C'est ainsi qu'après révision d'un moteur, on fait subir à ce dernier une opération de pré-rodage qui se définit essentiellement par la correction des différences antagonistes de forme et d'état de surfaces périodiquement en contact.

Ce pré-rodage correspond rigoureusement à un début d'usure, usure qui se poursuivra continuellement.

Plus les tolérances sont éloignées de celles prescrites plus l'usure est rapide, donc le fonctionnement du moteur n'est pas adéquat.

### 3° Présentation de l'installation d'essai et de rodage

Elle est essentiellement constituée d'un frein " d'absorption " permettant l'absorption de la puissance fournie par le moteur ou la transformant en chaleur évacuée par un système de refroidissement.

La résistance offerte par le frein étant réglable ce qui permet le fonctionnement du moteur sous différents régimes de charge.

Pour le démarrage du moteur, l'installation est équipée d'un moto-réducteur qui assure aussi un rodage à froid du moteur.

Les appareils et machines de l'installation sont montés dans cet ordre:

- Motoréducteur - accouplement moto-réducteur frein (clabotage).
- Frein - accouplement frein - moteur.
- Moteur branché aux différents systèmes de contrôle.

Les principaux systèmes de contrôle sont :

- Installations de mesure de la consommation de combustible et d'air.
- Installation d'alimentation en eau.
- Un tachymètre pour la mesure de la vitesse de rotation.
- Un manomètre relevant la pression d'huile.
- Thermomètres pour la relevée des températures d'eau de refroidissement du moteur, d'huile.
- Un thermo-couple pour la mesure de la température des gazs de combustion.
- Un thermomètre relevant la température de l'eau à la sortie du frein.
- Un manomètre de pression d'air pour les moteurs suralimentés.

L'installation doit être aussi équipée de :

- Appareil de mesure du degré de fumée résultant de la combustion.
- Silencieux d'échappement qu'on accouplera à la tuyauterie d'échappement.

En règle générale, le moteur doit être équipé de tous ses accessoires tel - qu'il se trouvera en service.

## II) Etude du frein:

### 1° Utilité du frein:

Le rôle principal du frein dans une installation d'essais est de déterminer la puissance et le couple du moteur à essayer.

Ceci se déduit par la connaissance de la charge et de la vitesse.

La vitesse de rotation du vilebrequin est déterminée par un tachymètre qu'on placera sur l'arbre du frein. La charge permettant la détermination du couple est mesurée à l'aide d'un peson de mesure.

### 2° - Choix du frein:

Les freins d'essais sont multiples, on trouve des freins mécaniques, dynamomètre électromagnétique, freins hydrauliques et bien d'autres. En étudiant leurs avantages et leurs inconvénients, le frein hydraulique possède des avantages considérables.

Sa robustesse permet son utilisation à des puissances très élevées, sa résistance est réglable avec beaucoup plus de précision. L'évacuation de la chaleur produite par l'absorption de puissance est assurée par le système d'alimentation du frein.

L'alimentation du frein peut se faire en circuit fermé ou en circuit ouvert.

### 3° - Principe de fonctionnement du frein:

Le principe de fonctionnement est lié surtout à la rotation d'un rotor. Ce dernier tournant dans un carter "stator", il est porté par un arbre tenu par des paliers fixés dans le carter lui-même tenu par des roulements lui permettant d'osciller librement.

Le rotor comporte sur chacune de ses faces des crêtes semi-elliptiques

séparées par des parois obliques. La face intérieure du carter formant le stator est aussi garnie d'aubes montées de la même façon.

Les aubes du rotor et du stator forment ainsi des poches semi-elliptiques au travers desquelles l'eau passe à grande vitesse, ainsi se crée une résistance hydraulique. Ceci permet l'évacuation de la chaleur produite par la destruction de puissance.

Le couple résistant est réglable :

- Soit des vannes agissant sur le débit d'entrée ou de sortie
- Soit par un diaphragme permettant de masquer plus ou moins les alvéoles du rotor et du stator.

L'arbre du rotor est accouplé au moteur à essayer, le carter peut osciller sur son arbre. L'eau d'alimentation est projetée par la rotation du rotor dans les aubes du stator qui tend à tourner. Cette tendance de tourner est contrariée au moyen d'un bras de levier lié à un dispositif de pesage. Ainsi toute force créant une résistance à la rotation du stator réagit sur l'appareil de pesage, ce qui permet de mesurer la charge appliquée au moteur donc la connaissance du couple moteur.

#### 4° Dimensionnement de l'anneau liquide :

Le dimensionnement du rotor consiste à déterminer les dimensions des alvéoles et les différentes dimensions du rotor.

Le dimensionnement des alvéoles se fait à base d'une formule déterminée en considérant la pression de contact entre aubes et liquide et en appliquant la théorie de Bernoulli qui donne le moment de freinage hydraulique en fonction des paramètres relatifs aux rotor, aubes et liquide.

Formule du moment de freinage :

Soit  $M_{fh}$  le moment de freinage hydraulique que peut donner le frein sous le régime de couple maximum.

$$M_{fh} = \frac{Z \cdot K_f \cdot \gamma \cdot \omega \cdot r_1^2}{4,4 \cdot 10^4} (R_2^5 - R_1^5)$$

$Z$  = nombre d'aubes pris dans notre cas égale à  $2 \times 18 = 36$

$Z$  donne le nombre d'aubes du rotor sur les deux faces.

$K_f$  = coefficient de forme.

Pour les aubes semi elliptique  $K_f = 1,62$ .

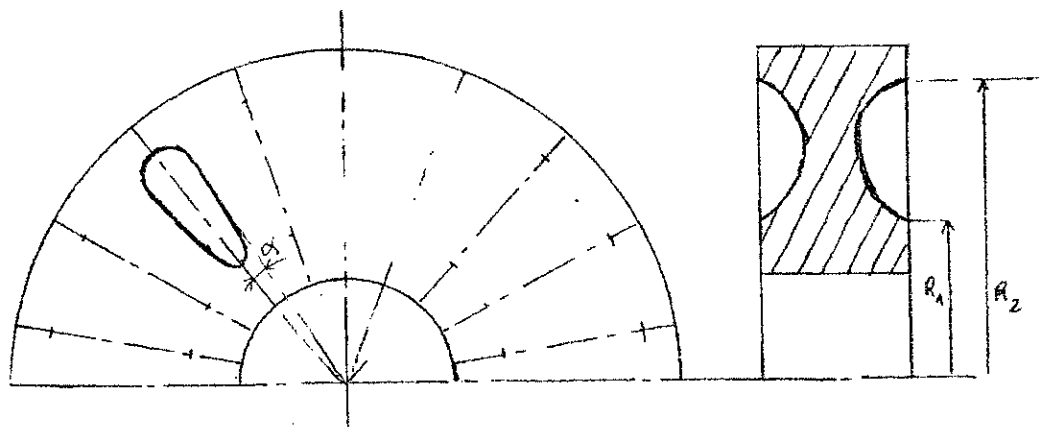
$\gamma$  = poids spécifique de l'eau de freinage  $\gamma = 10^3 \text{ DAN/m}^3$ .

$\alpha$  = pente de l'aube ou tangente de l'angle formé par le bord de l'aube et l'axe de l'aube.

$\omega$  = vitesse de rotation correspondant au couple maximum.

$R_1$  = rayon minimum de l'anneau liquide.

$R_2$  = rayon maximum de l'anneau liquide.



$\alpha$  étant l'angle que forme l'axe de l'aube et le bord de l'aube.

nous avons  $\alpha = 7^\circ \Rightarrow a = \text{tg} \alpha = 0,122$

Pour déterminer les dimensions de l'anneau liquide, on considère que le moment de freinage hydraulique est égal au couple maximum donné par le moteur, c'est à dire que :

$$M_{fh} = C_{max} = 1750 \text{ N.m.}$$

En réalité cette égalité n'est pas vraie vu les pertes mécanique dans les différents organes de transmission.

- Dimensionnement de l'anneau liquide :

$$M_{fh} = \frac{z \cdot K_f \cdot \gamma \cdot a \cdot n^2}{4,4 \cdot 10^4} (R_2^5 - R_1^5)$$

$$\Rightarrow R_2 = \left( \frac{4,4 \cdot 10^4 \cdot M_{fh}}{z \cdot K_f \cdot \gamma \cdot a \cdot n^2} + R_1^5 \right)^{1/5}$$

La vitesse correspondant au couple maximum  $C_{max} = M_{fh} = 1750 \text{ N.m}$  est  $n = 1400 \text{ tr/min}$ .

Pour déterminer le rayon maximum de l'anneau liquide, la connaissance du rayon minimum s'avère nécessaire. Celui-ci est généralement fixé en fonction de la puissance du frein.

Pour d'une telle puissance, on prend  $R_1 = 120 \text{ mm}$ .

$$\Rightarrow R_2 = \left( \frac{4,4 \cdot 10^4 \cdot 1750}{36 \cdot 1,62 \cdot 10^4 \cdot 0,122 \cdot (1400)^2} + (0,12)^5 \right)^{1/5}$$

$$= (0,000552 + 0,000025)^{1/5} = 0,225 \text{ m}$$

$$\Rightarrow R_2 = 225 \text{ mm}$$

Donc l'anneau liquide est ainsi dimensionnée, on prendra :

$$R_2 = 230 \text{ mm}$$

$$R_1 = 120 \text{ mm}$$



## 5 - Dimensionnement du rotor :

le dimensionnement du rotor nécessite la connaissance approximative de l'arbre du frein. Ce dernier peut être déterminé par la condition de rigidité à la torsion, car la connaissance du diamètre du frein donne le diamètre intérieur du rotor.

la condition de rigidité à la torsion est donnée par la relation :

$$\frac{M_t}{G \cdot I_p} \leq \theta$$

$\theta$  = angle de déformation

$I_p$  = moment d'inertie polaire

$G$  = module d'élasticité torsionnel.

$$\text{ou } G = \frac{E}{2(1+\nu)} \quad \text{avec le coefficient de poisson } \nu = 0,3.$$

$$M_t = C_m = 1750 \text{ N.m.}$$

$$I_p = \frac{\pi D^4}{32} \quad (\text{arbre plein}).$$

$$\theta = 0,25 \text{ } ^\circ/\text{m.}$$

$$G = \frac{2,1 \cdot 10^5}{2 \cdot 1,3} = 0,84 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2.$$

$$\frac{M_t}{\frac{\pi D^4}{32} G} \leq \theta \quad \Rightarrow \quad D^4 \geq \frac{32 \cdot C_m}{\pi \cdot G \cdot \theta}$$

$$\theta = \frac{0,25 \cdot \pi}{180} \text{ rad/m} = \frac{0,25 \cdot \pi \cdot 10^{-3}}{180} \text{ rad/mm.}$$

$$D_{\min} = \left( \frac{32 \cdot C_m \cdot 180 \cdot 10^3}{0,25 \cdot 10^{-3} \cdot \pi^2 \cdot G} \right)^{1/4}$$

$$D_{\min} = \left( \frac{32 \cdot 1750 \cdot 180 \cdot 10^3}{0,25 \cdot 10^{-3} \cdot \pi^2 \cdot 84 \cdot 10^3} \right)^{1/4} = 83,2 \text{ mm}$$

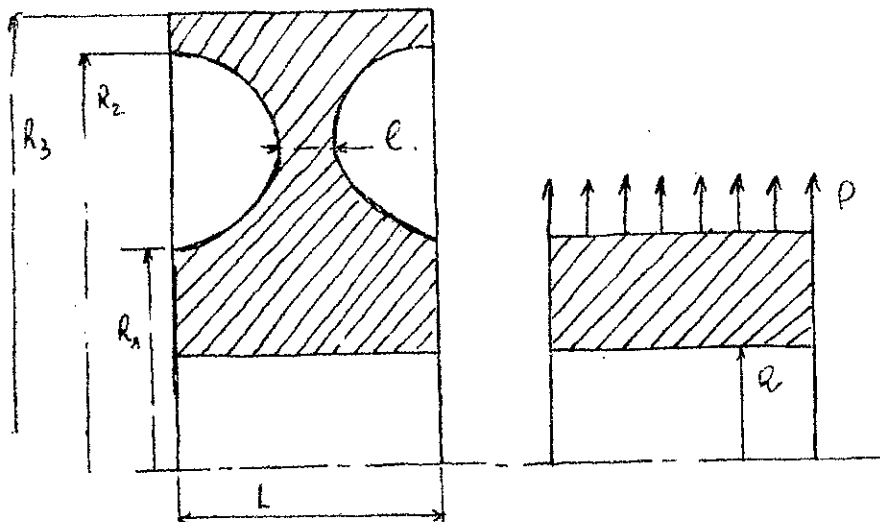
Le couple est transmis de l'arbre au rotor par des cannelures, il est nécessaire de prendre donc un diamètre supérieur pour que ce dernier puisse résister convenablement, on prend  $D = 90 \text{ mm}$ .

### a) - Calcul des épaisseurs du rotor :

Le rotor est soumis essentiellement à la force de freinage et son propre inertie y compris l'inertie du liquide rempli dans les alvéoles. Vu la présence d'alvéoles des deux faces du rotor, les forces des jets de liquide s'annulent.

Le rotor peut être assimilé à un disque dont la forme sera simplifiée.

On suppose que la partie contenant les alvéoles agit comme une pression  $P$  agissant sur le contour du disque.



La couronne ( $R_3 - R_2$ ) est soumise principalement à l'inertie du liquide rempli dans les alvéoles, cette inertie est faible, donc  $R_3 - R_2$  est faible.

on fixe alors  $R_3 = 240$  mm.

Pour la vérification de l'épaisseur  $L$  du rotor, je considère la théorie des disques d'épaisseur constante en rotation rapide vu que la partie des couronnes d'alvéoles est prise comme une pression  $P$ .

#### - Calcul des contraintes d'inertie :

nous avons deux sortes de contraintes dans ce disque :

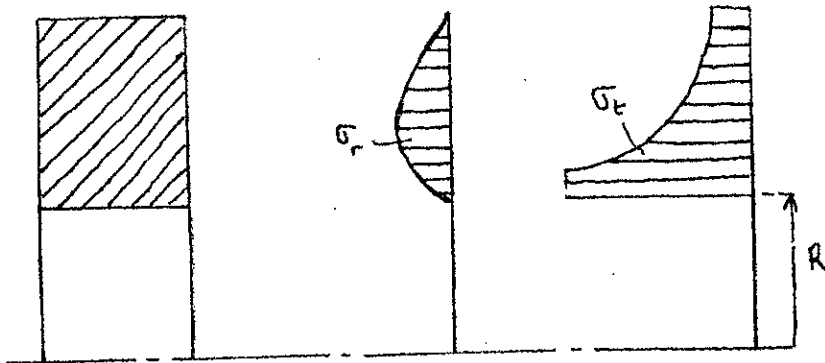
- contrainte radiale  $\sigma_r$
- contrainte tangentielle  $\sigma_t$

Les deux contraintes sont données par les relations suivantes:

$$\sigma_r = \frac{\gamma \omega^2}{8g} (3 + \mu) \left( R^2 - R_1^2 + \frac{R^2 R_1^2}{r^2} - \frac{1 + 3\mu}{3 + \mu} r^2 \right)$$

$$\sigma_t = \frac{\gamma \omega^2}{8g} (3 + \mu) \left( R^2 + R_1^2 - \frac{R R_1^2}{r^2} - r^2 \right)$$

le diagramme donnant la répartition des contraintes est le suivant:



La contrainte principale est donnée par la relation: (maximale et minimale).

$$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma_r + \sigma_t}{2} \pm \frac{1}{2} \sqrt{(\sigma_r - \sigma_t)^2 + 4 \tau_{r,t}^2} \quad \tau_{r,t} = 0 \text{ dans ce cas.}$$

On remarque la contrainte est maximale pour  $r = R = 4,5 \text{ cm}$ .

$$r = R \rightarrow \sigma_r = 0 \text{ et } \sigma_t = \sigma_{t_{\max}} \Rightarrow \sigma_{1,2} = \sigma = \sigma_t$$

Donc la vérification de l'épaisseur du rotor se fera en  $R = 4,5 \text{ cm}$ .

$$\sigma_{t_{\max}} = \frac{3 + \mu}{8g} \cdot \gamma \cdot \omega^2 \left( R^2 + R_1^2 - R_1^2 - \frac{1 + 3\mu}{3 + \mu} R^2 \right)$$

$\gamma = 8,03 \text{ kg/dm}^3$  poids spécifique du matériau du rotor (acier).

$$\omega = \frac{\pi n}{30}, \quad n = \text{vitesse maximale du rotor. } n = 3.000 \text{ tr/min}$$

$$\Rightarrow \omega = 314 \text{ rad/s. } \mu = 0,3 \text{ Coefficient de Poisson.}$$

$$\sigma_{t_{\max}} = \frac{8,03 (314)^2}{8 \cdot 9,81 \cdot 10^2} \cdot 3,3 \left[ (4,5)^2 + 2 \cdot 12^2 - \frac{1,9}{3,3} (4,5)^2 \right]$$

$$= 100,88 \cdot 3,3 \cdot 10^3 (308,25 - 11,65) = 98,75 \text{ DAN/cm}^2$$

$$\Rightarrow \sigma = \sigma_{t_{\max}} = 98,75 \text{ DAN/cm}^2$$

Calculons la contrainte  $\sigma_c^0$  provoquée par la pression P.

la pression  $P$  est calculée par la relation suivante.

$$P = \frac{1}{2\pi R_1} \int_{R_1}^{R_3} dm \cdot r \omega^2$$

$$dm = \frac{\delta}{g} \cdot 2\pi r dr$$

$$\Rightarrow P = \frac{1}{2\pi R_1} \int_{R_1}^{R_3} \frac{\delta}{g} \cdot 2\pi r dr \cdot r \cdot \omega^2 = \frac{\delta \omega^2}{g R_1} \int_{R_1}^{R_3} r^2 dr$$

$$P = \frac{\delta \omega^2}{3g R_1} (R_3^3 - R_1^3) = \frac{8,03 \cdot (314)^2}{3 \cdot 981 \cdot 12 \cdot 10^3} (24^3 - 12^3)$$

$$P = 0,0224 (12096) = 270,95 \text{ DAN/cm}^2$$

la pression  $P$  produit une contrainte radiale  $\sigma_r$  et une tangentielle  $\sigma_t$  données par :

$$\sigma_r' = \frac{P R_1^2}{R_1^2 - R^2} \left( 1 - \frac{R_0^2}{r^2} \right)$$

$$\sigma_t' = \frac{P R_1^2}{R_1^2 - R^2} \left( 1 + \frac{R_0^2}{r^2} \right)$$

la contrainte est maximale pour  $r = R$ .

on remarque que  $\sigma_r'$  est aussi nulle pour  $r = R \Rightarrow (\sigma_r' = 0)_{r=R}$ .

nous avons uniquement la contrainte tangentielle  $\sigma_t'$ .

$$(\sigma_t')_{r=R} = \frac{P R_1^2}{R_1^2 - R^2} \left( 1 + \frac{R^2}{R^2} \right) = \frac{2 P R_1^2}{R_1^2 - R^2}$$

$$\sigma_t' = \frac{2 \cdot 270,95 \cdot 12^2}{12^2 - 4,5^2} = 630,57 \text{ DAN/cm}^2$$

la contrainte totale est la somme de ces deux contraintes.

$$\sigma_{t_r} = \sigma_t + \sigma_t'$$

$$\sigma_{t_r} = 98,75 + 630,57 = 730,51 \text{ DAN/cm}^2$$

le rotor est en acier au nickel-chrome 10 NC6 trempé à l'huile à  $875^\circ\text{C}$  et revenu à  $200^\circ\text{C}$ .

sa résistance à la rupture est est  $R_r = 1000 \text{ N/mm}^2$ .

la présence des cannelures et le service sévère du rotor nous conduit à prendre un coefficient de sécurité égal à 4.

Donc la contrainte admissible du matériau du rotor est :

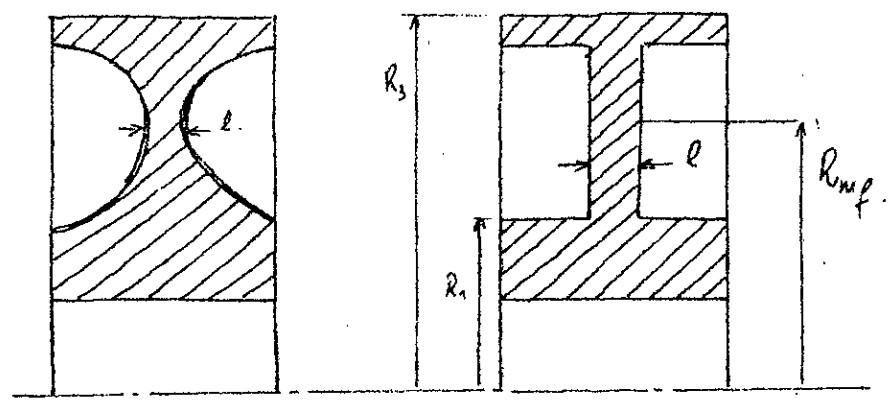
$$\sigma_a = \frac{R_r}{4} = 125 \text{ N/mm}^2 = 12,5 \text{ DAN/mm}^2.$$

$$\sigma_{\tau} = 730,5 \text{ DAN/cm}^2 = 7,3 \text{ DAN/mm}^2.$$

$\Rightarrow \sigma_{\tau} \leq \sigma_a$  - donc le rotor résiste bien aux contraintes.

b) Détermination de l'épaisseur "l" du rotor :

La section dangereuse se trouvera dans la section entre les alevées. Les alevés sont semi-elliptiques, du fait que la forme est compliquée pour être étudiée, on prendra une forme simplifiée en prenant la section minimale au travers de l'aleve. Ceci s'illustre dans le schéma suivant :



"l" définit l'épaisseur de la section minimale entre les deux alevés opposés.

$R_{mf}$  = rayon moyen de freinage.

Pour faire la vérification, on fixe une valeur de l, et on procède au calcul de vérification, si celle-ci ne vérifie on change la valeur jusqu'à trouver une valeur cohérente.

Calculons la contrainte d'inertie qui est maximale pour  $r = R_1$  en basant nos calcul sur la section d'épaisseur l uniquement.

$(\sigma_r)_{r=R_1} = 0$  dans ce cas-ci.

$$(\sigma_t)_{r=R_1} = \frac{\delta \omega^2}{8g} (3 + \mu) \left( R_3^2 + R_1^2 + R_2^2 - \frac{1 + 3\mu}{3 + \mu} R_1 \right).$$

$$(\sigma_t)_{r=R_1} = \frac{8,03 \cdot (314)^2}{8 \cdot 989 \cdot 10^3} \cdot 3,3 \left( 24^2 \cdot 2 + 12^2 - \frac{1,9}{3,3} \cdot 12^2 \right)$$

$$= 0,10088 \cdot 3,3 \cdot 1069,1 = 355,9 \text{ DAN/cm}^2$$

$$(\sigma_t)_{r=R_1} = 3,56 \text{ DAN/mm}^2$$

la section d'épaisseur "l" est soumise à l'action du moment de freinage. celle-ci est supposée répartie uniformément sur toute les alvéoles.

On doit remarquer que nous avons  $\frac{N}{2}$  sections d'épaisseur "l" semblables réparties sur le rotor, où N est le nb<sup>re</sup> d'arcs ou d'alvéoles.

Donc le moment de freinage agit sur toute la périphérie du rotor.

Calculons donc la force de freinage:  $F_f$ .

On fixe le rayon moyen de freinage.

$$R_{mf} = 190 \text{ mm} = 19 \text{ cm}$$

$$C_{mor} = M_{f_{mor}} = F_f \cdot R_{mf} \text{ dans le cas extrême.}$$

$$\Rightarrow F_f = \frac{C_m}{R_m} = \frac{1750 \cdot 10^2}{19} = 9210,5 \text{ N}$$

On suppose que la section d'épaisseur l est répartie sur tout le rotor, forme une couronne d'épaisseur l.

la section soumise à la contrainte tangentielle résultant de la force de freinage est  $S = 2\pi R_{mf} \cdot l$ .

la contrainte dans ce cas est une contrainte de cisaillement puisque la section est soumise au cisaillement.

$$\tau = \frac{F_f}{S}$$

On fixe une valeur à l, et on procède à la vérification

$$\text{Prenons } l = 16 \text{ mm}$$

$$\Rightarrow \tau = \frac{F_f}{2\pi R_{mf} \cdot l} = \frac{9210,5}{2 \cdot 3,14 \cdot 190 \cdot 16} = 0,482 \text{ N/mm}^2$$

$$\Rightarrow \tau = 0,048 \text{ DAN/mm}^2$$

$$\begin{aligned}\sigma_{r,r_1} &= \frac{8W^2}{8g} (3 + \mu) \left( R^2 + R_3^2 - \frac{R^2 \cdot R_3^2}{R_1^2} - R_1^2 \right) \\ &= \frac{8,03 \cdot (314)^2 \cdot 10^{-3}}{8 \cdot 9,81 \cdot 10^2} \cdot 3,3 \left( 4,5^2 + 24^2 - \frac{4,5^2 \cdot 24^2}{12^2} - 12^2 \right) \\ &= 0,1088 \cdot 3,3 \cdot 371,25 = 123,59 \text{ DAN/cm}^2. \approx 1,236 \text{ DAN/mm}^2.\end{aligned}$$

Calculons la contrainte équivalente maximale

$$\begin{aligned}\sigma_1 &= \frac{\sigma_r + \sigma_t}{2} + \frac{1}{2} \left[ (\sigma_r - \sigma_t)^2 + 4\tau^2 \right]^{1/2} \\ &= \frac{1,236 + 3,56}{2} + \frac{1}{2} \left[ (1,236 - 3,56)^2 + 4 \cdot (0,048)^2 \right] = 3,56 \text{ DAN/mm}^2.\end{aligned}$$

le rotor est en acier au nickel-chrome dont la contrainte admissible  $\sigma_a$  est donnée égale à  $12,5 \text{ DAN/mm}^2$ .

$$\Rightarrow \sigma_{eq} < \sigma_a = 12,5 \text{ DAN/mm}^2.$$

Donc l'épaisseur minimale "l" du rotor convient parfaitement dans ce cas vu qu'elle résiste largement aux différentes contraintes qui lui sont appliquées.

- Choix de l'épaisseur "L"

le choix de l'épaisseur L doit se faire en tenant compte des dimensions des aubes et de l'épaisseur l.

La forme semi-elliptique des aubes avec un angle de tangence du bord de sept degrés nous conduit à prendre l'épaisseur L égale à 80 mm.

Donc les dimensions du rotor sont :

$$R = 45$$

$$R_1 = 120$$

$$R_2 = 230$$

$$R_3 = 240$$

$$L = 80.$$

$$l = 16.$$

6-Calcul de l'arbre du frein et des roulements:

L'arbre est appuyé par le carter. Il doit résister au couple moteur, au couple d'inertie du rotor et au poids de ce dernier.

L'inertie de l'anneau de épaisseur peut être négligé dans ce cas. Une le poids du rotor peut produire la flexion. L'arbre du frein.

- Calcul du couple de torsion:

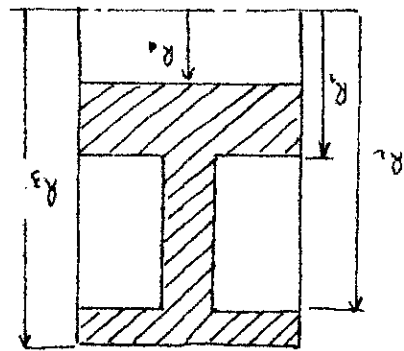
$$C_f = C_m + C_r \text{ ou } C_f = C_m + C_r - \text{ couple d'inertie du rotor}$$

$C_m$  - couple moteur.

- Calcul du couple d'inertie:

$$C_i = I \frac{d\omega}{dt}$$

La forme du rotor est simple, on prend la forme simplifiée pour pouvoir déterminer approximativement son moment d'inertie.



$$I = I_1 - 2I_2$$

avec:  $I_1 = \frac{MR_2^2}{2}$  d'après leau

$$I_2 = \frac{\rho(L-l) \pi (R_4^4 - R_1^4)}{2}$$

dans ce cas:  $I_1 = \frac{\rho L \pi (R_4^4 - R_1^4)}{2}$

$$\Rightarrow I = \frac{\rho L \pi (R_4^4 - R_1^4)}{2} - \frac{\rho(L-l) \pi (R_4^4 - R_1^4)}{2}$$

$$I = \frac{8,03 \cdot 80 \cdot 3,14}{2} (24^4 - 4,5^4) \cdot 10^8 - \frac{8,03 \cdot (80-26) \cdot 3,14}{2} (23^4 - 12^4) \cdot 10^8$$

$$I = (66922537) \frac{1}{2} - 209060010 = 6841552098 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$\Rightarrow I = 2252 \text{ DAN} \cdot \text{m}^2 = 12,52 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$



$\frac{d\omega}{dt}$  = accélération angulaire.

$\omega_0 = 314 \text{ rad/s}$ . vitesse maximale.

Le frein tourne à 3000 tr/min, on l'arrête brusquement, le rotor met un temps  $\Delta t \approx 80$  secondes pour s'arrêter "par expérience".

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{314}{80} = 3,925 \text{ rad/s}^2.$$

$$\Rightarrow C_i = I \frac{d\omega}{dt} = 12,52 \cdot 3,925 = 49,14 \text{ N.m.}$$

$$\Rightarrow C_t = C_w + C_i = 1750 + 49,14 \approx 1800 \text{ N.m.}$$

- Calcul du moment de flexion :

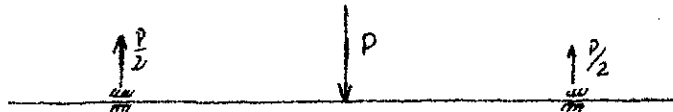
La flexion de l'arbre est due uniquement au poids du rotor. Il n'est soumis à aucune force extérieure.

$$M = P \cdot L \left[ \pi(R_3^2 - R_1^2) - 2l(P) \left( \frac{1}{2} \right) \pi (R_2^2 - R_1^2) \right]$$

$$P = M \cdot g.$$

$$\Rightarrow P = 9,81 \cdot 8,03 \cdot 10^3 \left[ 80 \cdot 10^3 (0,24^2 - 0,065^2) - 64 (0,23^2 - 0,12^2) \cdot 10^3 \right]$$

$$P = 78,774 \pi (4,446 - 2264) = \pi \cdot 159,77 \text{ N.} = 532,3 \text{ N.}$$



le moment fléchissant est donné par :

$$M_f = P \cdot \frac{a}{4} \quad \text{ou à distance entre les deux paliers.}$$

on prend  $a \approx 550 \text{ mm}$ .

$$M_f = 532,3 \cdot \frac{550}{4} \cdot 10^{-3} = 73,10 \text{ N.m.}$$

Calcul du moment idéal :

$$M_i = (M_t^2 + M_f^2)^{1/2}$$

$$M_i = (1800^2 + 73,19^2)^{1/2} = 1801,5 \text{ N.m.}$$

Calcul de diamètre de l'arbre :

la condition de résistance de l'arbre permet de déterminer le diamètre

$$d_{\min} = \left( \frac{32 M_i}{\pi \sigma_a} \right)^{1/3}$$

$\sigma_a = 250 \text{ N/mm}^2$  - arbre en acier au nickel-chrome (A0 NC 6).

$$d_{\min} = \left( \frac{32 \cdot 1801,5 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 250} \right)^{1/3} = 41,87 \text{ mm}$$

$$d_{\min} = 41,87 \text{ mm}$$

On constate que la vérification de la rigidité à la torsion détermine la valeur du diamètre de l'arbre. vu que par cette condition donne un diamètre minimum de  $d_{\min} = 83,2 \text{ mm}$ .

Donc le diamètre de l'arbre du frein est :

$$D = 90 \text{ mm, vu la présence de cannelures.}$$

## 7 - Calcul des roulements :

les roulements supportant l'arbre sont soumis uniquement à des charges radiales faibles et des charges axiales pratiquement nulles.

Donc les roulements à billes rigides conviennent parfaitement dans ce cas.

les roulements supportent aussi les grandes vitesses.

les roulements doivent supporter les poids du rotor et de l'arbre du frein.

Calculons le poids de l'arbre :

$$P_a = \rho \pi R^2 \cdot a \cdot g = 8,03 \cdot 10^3 \cdot 3,14 \cdot 45^2 \cdot 10^{-6} \cdot 9,81 = 500,88 \text{ N}$$

$$P = P_r + P_a = 532,3 + 500,8 = 1033,1 \text{ N}$$

Chaque roulement supporte la moitié de ce poids

$$P' = \frac{P}{2} = 516,5 \text{ N}$$

Toutes les autres charges sont faibles, donc négligées.

Calculons la charge dynamique des roulements :

$$P = X F_r + Y F_a = X F_r = P' \quad ; \quad \text{puisque } F_a = 0.$$

Soit  $C$  la charge dynamique :

$$\text{roulement à bille} \Rightarrow C = P' \sqrt[3]{L}.$$

les roulements sont destinés à une durée de 20.000 de service :

$$L = \frac{n \cdot 60 \cdot 20.000}{10^6} = \frac{2500 \cdot 60 \cdot 20.000}{10^6} = 3.000.$$

$$\Rightarrow C = 516,5 \cdot \sqrt[3]{3.000} = 7449 \cdot \text{N} = 7,45 \text{ kN}.$$

Pour un diamètre  $d = 90 \text{ mm}$ , les roulements correspondant à ce diamètre peuvent supporter des charges de 15 kN.

Donc les roulements à billes rapides conviennent dans ce cas.

- Roulement supportant le carter :

Ces roulements ont des roulements d'oscillation. Ils ne sont soumis à aucune charge axiale ni radiale.

Ils permettent au carter d'osciller par rapport au bâti du frein pour permettre la mesure du couple.

Sans aucun calcul de charge, les roulements peuvent résister à la durée de vie de 20.000 heures.

Le diamètre de l'arbre des roulements d'oscillation est pris égal à

$$D' = 100 \text{ mm} \quad (D' \text{ doit être supérieur bien sûr au diamètre } D).$$

Le choix est porté sur des roulements à rotule sur deux rangées de billes. La désignation des roulements est : 90 BC 02.

la référence de ces roulements : Référence SKF : 61848

Pour les roulements à billes rapides supportant l'arbre :

référence normalisée : 45 B 0,2 (Lenormand).

## 8 - Vérification des cannelures:

La liaison ou la lubrification en rotation du rotor par rapport à l'arbre est assurée par des cannelures. Le couple maximum auquel peut résister ces cannelures est important,  $C_{max} = 1750 \text{ N.m}$ .

Les cannelures normalisées permettent de transmettre un couple beaucoup plus important, à cet effet on prend un nombre de cannelures plus faible que celui donné par les normes.

$$d = 92 \text{ mm}, \quad n = 6 \quad (\text{nombre de cannelures}).$$

$$D = 102 \text{ mm}.$$

$$B = 14 \text{ mm}.$$

$$L = 80 \text{ mm}.$$

- L est donné par l'épaisseur du rotor.

Vérification des cannelures:

$$F_t = \frac{C_m}{R_m} \quad \text{avec} \quad R_m = \frac{D+d}{2}$$

$$F_t = \frac{1750 \cdot 2 \cdot 10^3}{92 + 102} = 36082 \text{ N}.$$

Cette force est répartie uniformément sur les 6 cannelures.

$$\Rightarrow F_{c_i} = F_t / 6 = 6013,6$$

- Vérification au cisaillement:

$$\tau = \frac{F_{c_i}}{S} \leq \tau_a$$

$$S = L \times B = 80 \times 14 = 1120 \text{ mm}^2$$

$$\tau_a = \frac{4}{5} \sigma_a \quad \text{avec} \quad \sigma_a = 250 \text{ N/mm}^2$$

$$\Rightarrow \tau_a = 200 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau = \frac{9090.6}{1120} = 8,05 \text{ N/mm}^2.$$

$\tau \leq \tau_a \rightarrow$  les cannelures résistent au cisaillement.

Vérification à la compression :

On suppose que les cannelures de l'arbre pénètrent totalement dans les rainures du rotor prévu à cet effet.

Donc la section soumise à la compression est :

$$S' = \frac{D-d}{2} \cdot L.$$

La contrainte de compression, doit être inférieure à la contrainte admissible  $\sigma_a$ .

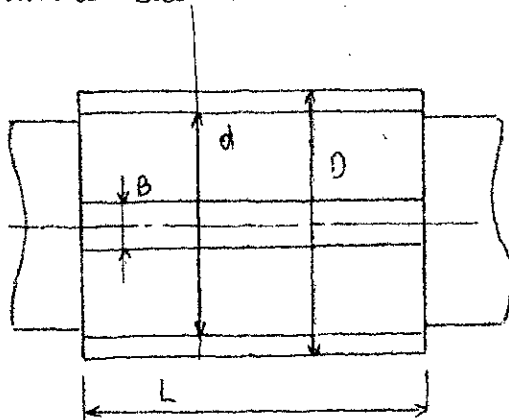
$$\sigma = \frac{F_t}{(R-r)L} \leq \sigma_a.$$

$$\rightarrow \sigma = \frac{9020}{\frac{1}{2} \cdot 80} = 22,55 \text{ N/mm}^2.$$

$$\rightarrow \sigma \leq \sigma_a = 250 \text{ N/mm}^2.$$

$\rightarrow$  Donc les cannelures résistent bien à la compression.

Les dimensions des cannelures sont :



$n_b = 4$  cannelures

$D = 102 \text{ mm}$

$d = 92 \text{ mm}$

$L = 80 \text{ mm}$

$B = 14 \text{ mm}$

### III) Accouplement moteur-frein et support moteur:

#### 1- Choix du type d'accouplement:

Le couple à transmettre du moteur au frein est important, de ce fait la transmission doit être assez résistante.

L'alignement des arbres des organes accouplés doit être respecté pour assurer le meilleur fonctionnement du frein de ce fait on a une bonne utilisation des machines. Pour cela, le choix de la transmission est porté sur l'arbre articulé élastique. Ce dernier ne transmet pas les vibrations du moteur au frein et tolère une légère déviation axiale des arbres accouplés.

#### 2- Dimensionnement de l'arbre d'accouplement:

L'arbre est constitué d'une section creuse et d'un plateau de chaque côté le caoutchouc maintenu entre les plateaux et l'arbre joue le rôle d'amortisseur des vibrations du moteur.

L'arbre doit résister à un couple de torsion  $C_t$  qui est fonction du couple moteur maximum  $C_m$ . Il est donné par la relation.

$C_t = K \cdot C_m$  ou  $K$  est facteur de service dépendant des choix des axes irrégularités du couple et de la durée et de l'inclinaison.

$$K = K_1 \cdot K_2 \cdot K_3$$

$K_1$  = facteur de choc  $K_1 = 1,5$  pour les moteurs Diesel.

$K_2$  = facteur d'utilisation  $K_2 = 1,5$  pour une durée de 10.000 heures.

$K_3$  = facteur d'inclinaison  $K_3 = 1$  - pas d'inclinaison.

La condition de rigidité à la torsion détermine les dimensions de cet arbre.

$$\frac{C_t}{G I_p} \leq \theta$$

$G$  = module de rigidité à la torsion

$I_p$  = moment d'inertie polaire.

Pour une section creuse de dimensions  $D$  et  $d$ ,  $I_p$  est donné par :

$$I_p = \frac{\pi (D^4 - d^4)}{32} \quad d \text{ - diamètre intérieur de l'arbre.}$$

L'angle de torsion  $\theta$  est égal à  $\frac{1}{3}^\circ$  par mètre de longueur.

$$\theta = \frac{1}{3} \cdot \frac{\pi}{180} \text{ rad/m}$$

$$G = 8400 \cdot 10^7 \text{ N/m}^2.$$

$$\frac{C_t \cdot 32}{G \cdot \pi (D^4 - d^4)} \leq \theta \Rightarrow D_{\min} = \left( d^4 + \frac{32 \cdot C_t \cdot 180 \cdot 3}{\pi \cdot G} \right)^{\frac{1}{4}}$$

$$C_m = 1750 \text{ N.m.}$$

$$\Rightarrow C_t = 1,5 \cdot 1,5 \cdot 1 \cdot 1750 = 3937,5 \text{ N.m.}$$

Choix du diamètre intérieur de l'arbre.

Pour valider le diamètre extérieur de l'arbre, on doit connaître le diamètre intérieur. Celui est choisi en fonction du couple de torsion.

Pour un couple de torsion de cet ordre, on prend  $d = 50 \text{ mm}$ .

A.N :

$$D_{\min} = \left( 0,05^4 + \frac{32 \cdot 3937,5 \cdot 180 \cdot 3}{\pi^2 \cdot 8400 \cdot 10^7} \right)^{\frac{1}{4}} = 0,0969 \text{ m.}$$

$$D_{\min} = 96,9 \text{ mm.}$$

On prendra le diamètre extérieur de l'arbre :  $D = 98 \text{ mm}$ .

Les dimensions principales de l'arbre de la transmission sont :

$$\underline{d = 50 \text{ mm}}$$

$$\underline{D = 98 \text{ mm}}$$

Le choix de l'arbre articulé élastique se fait en fonction du couple de torsion dans les catalogues donné par le constructeur "CARL SHENCK".

$$C_{\text{max}} = 1750 \text{ N.m.}$$

L'arbre articulé élastique de référence 48/5 supporte un couple maximum de  $180 \text{ kg.m}$ .  $\rightarrow C'_{\text{max}} = 180 \cdot 9,81 = 1765 \text{ N.m}$ .

$C'_{\text{max}} > C_{\text{max}}$ , donc l'accouplement résiste à ce couple de torsion.

les catalogues des arbres articulés élastique nous donnent les différentes dimensions notamment le nombre de boulons et leur diamètre qui serviront à assurer la liaison des plateaux d'accouplement. nous avons 8 trous de  $\phi 12$  qui supporteront un couple de  $1750 \text{ N.m}$ .

### 3 - Vérification des boulons d'accouplement:

Les boulons sont soumis essentiellement au cisaillement vu la grandeur du couple. Le couple est réparti uniformément sur les différents boulons. Ces boulons sont en acier au carbone de contrainte admissible  $\sigma_a$ .

boulons en XC 32 de  $R_e = 600 \text{ N/mm}^2$ . Avec un coefficient pris égal à 4 nous  $\sigma_a = 150 \text{ N/mm}^2$ .

$$\sigma_a = \frac{3\sigma_e}{5} = 90 \text{ N/mm}^2.$$

La contrainte de cisaillement qui est appliqué sur chaque boulon est donné par la relation :

$$\tau = \frac{C}{nR} \cdot \frac{4}{\pi d^2} \leq \sigma_a \quad \text{ou } n = n_{bx} = \text{le boulons}$$

$d$  - diamètre

A.N:  $C = 1750 \text{ N.m}$

$2R = 155,5 \text{ mm}$  - donné

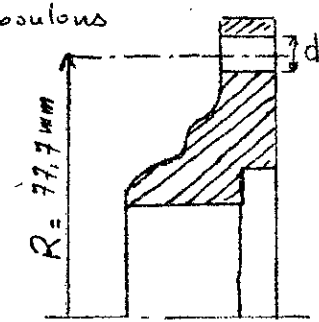
$d = 12 \text{ mm}$

$$\tau = \frac{2 \cdot 1750 \cdot 10^3}{8 \cdot 155,5} \cdot \frac{4}{\pi \cdot 12^2} = 24,9 \text{ N/mm}^2.$$

$\sigma_a = 90 \text{ N/mm}^2$

$$\Rightarrow \tau \leq \sigma_a.$$

On déduit donc que les boulons résistent bien au cisaillement puisque la contrainte auquel est soumis les boulons est inférieur à la contrainte admissible.





#### 4°-Ensemble support-moteur :

Vu que l'installation est destinée à essayer une gamme variée de moteurs, il est nécessaire de prévoir un ensemble support adaptable aux différents moteurs d'où un support réglable. Ce support doit supporter le moteur assurant l'alignement des arbres et la fixation de l'ensemble.

Cet ensemble comporte : Une table en mecano-soudure, des verrins à vis à tête orientable et un support moteur fixé sur les verrins.

##### a) Table en mecano-soudure :

Celle-ci sera fixée directement sur la fondation, ses dimensions doivent être supérieures à celle du plus grand moteur. Elle comporte des rainures en T destinées à recevoir les verrins à vis.

##### b) Verrins à tête orientable :

Les verrins montés rigidement sur la table ont en nombre de six. Elles comprennent à leur base un trou de fixation et deux trous d'alignement chacun. La tête du verrin est à deux flancs perpendiculaires comportants chacun un trou destiné à recevoir le boulon de fixation de la table support-moteur.

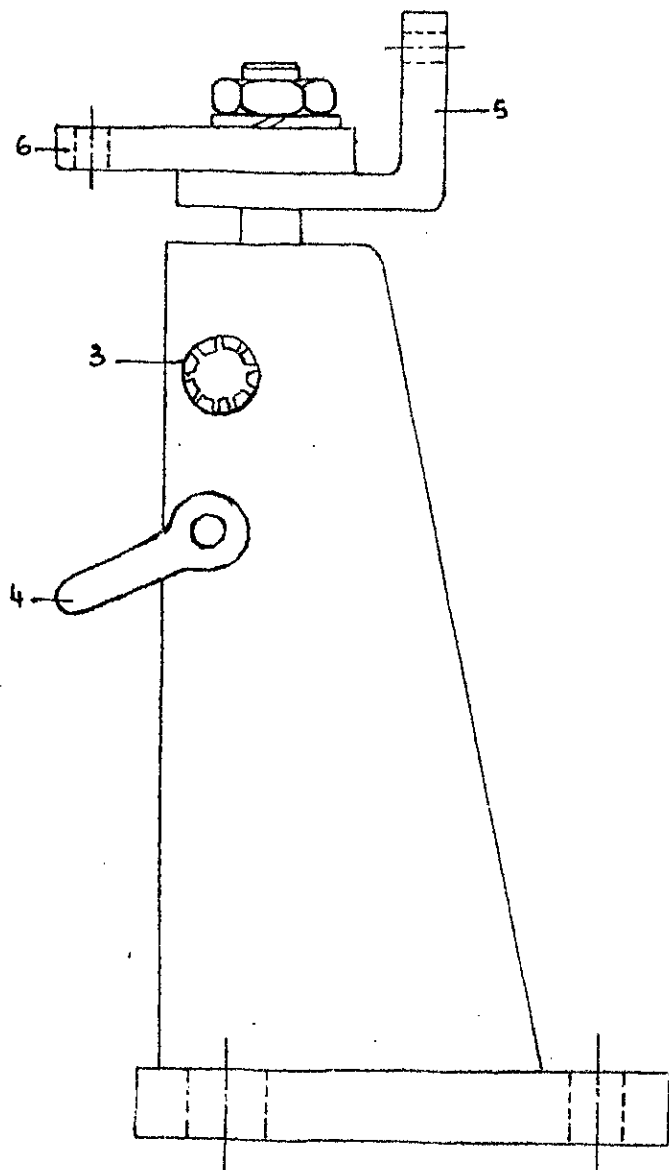
L'alignement des arbres est obtenu par ces verrins à vis. Une fois réglé, le verrin est équipé du manette de blocage (fig: 5).

##### c) Table support-moteur :

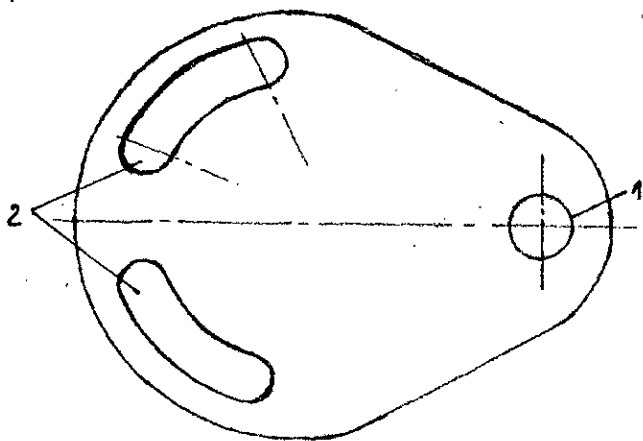
Celle-ci est fixée sur les verrins et réglée de façon à avoir une bonne planéité et un alignement adéquat des arbres. Celle-ci est dotée de trous destinés à recevoir les boulons de fixation du moteur. Parfois on utilise des rainures en T sur cette table au lieu de trous.

# Vérin à vis à tête orientable

fig:5



- 1 - Trou de fixation
- 2 - Trous d'orientation et de fixation.
- 3 - Manette de serrage et de blocage.
- 4 - Commande du vérin
- 5 - Patte de fixation verticale
- 6 - Patte de fixation horizontale



#### IV) Etude du motoréducteur :

la vitesse d'un moteur électrique est assez grande pour être directement utilisée. Pour cela on doit prévoir un réducteur mais cette solution est embarrassante vu la grande variété des moteurs électriques. A cet effet on envisagé la construction d'un ensemble compact moteur - réducteur.

le moto-réducteur doit, lors du service, vaincre les forces d'inertie et de frottements du moteur à essayer et du frein. Pour un frein d'une telle puissance, on conseille un motoréducteur de puissance de 20 CV.

##### 1. Caractéristiques du moteur - réducteur :

- Puissance = 20 CV.

- vitesse d'entrée (moteur électrique) de 750 tr/min.

- vitesse de sortie de 400 tr/min.

##### 2. Calcul du moto-réducteur :

$$\text{Rapport de réduction } r = \frac{N_1}{N_2} = \frac{750}{400} = 1,875$$

le rapport de réduction est faible, on peut adopter un réducteur à un étage.

Calculons le couple moteur

$$P = C_m \cdot \omega \Rightarrow C_m = \frac{P}{\omega} = \frac{30 P}{\pi \cdot N}$$

$$C_m = \frac{20 \cdot 736 \cdot 30}{3,14 \cdot 750} = 187,42 \text{ N.m.}$$

Pour ce réducteur, vu le faible rapport de réduction et le couple pas très important, je choisis les engrenages à dentures droite.

##### - Calcul du module

Pour calculer le module, j'utilise la formule suivante :

$$m \geq \left( \frac{2 \cdot C_m}{Z^2 \cdot \sigma_{b, \text{lim}} \cdot \frac{b}{d_1}} \cdot \frac{Y_F \cdot Y_E}{K_v \cdot K_A \cdot K_{bL} \cdot K_m} \right)^{\frac{1}{3}}$$

Où  $C_m$  - couple moteur.

$$C_m = 187,5 \text{ N.m}$$

$Z_1$  - nbre de dents du pignon. on prend  $Z_1 = 20$

$\sigma_{b,lim}$  - contrainte de base limite

$b$  - épaisseur de la denture.

$d_1$  - diamètre primitif du pignon.

$K_v$  - facteur de vitesse

$K_A$  - facteur de service.

$K_{b,L}$  - facteur de durée

$Y_F$  - facteur de forme.

$Y_E$  - facteur de portée.

## 2° Détermination des différents facteurs :

on fixe  $\frac{b}{d_1} = 0,4$ .

$Z_1 = 20$ , on peut approximer le coefficient de dépend de l'erreur du pas de base du pignon, on choisit donc  $Y_E = 1$  puisque  $Z_1$  est grand.  
le matériau choisi pour la denture est l'acier au nickel-chrome (16NC6)  
de résistance à la rupture  $R_r = 1200 \text{ N/mm}^2$ .

$$R_r = 1200 \text{ N/mm}^2$$

Acier allié trempé superficiellement

$$\left. \begin{array}{l} R_r = 1200 \text{ N/mm}^2 \\ \text{Acier allié trempé superficiellement} \end{array} \right\} \Rightarrow \sigma_{b,lim} = 18,5 \text{ kbars.}$$

$Z_1 = 20 \rightarrow$  la correction n'est pas nécessaire pour cette denture  $\rightarrow X_1 = 0$

$$X_1 = 0$$

$$Z_1 = 20$$

$$\left. \begin{array}{l} X_1 = 0 \\ Z_1 = 20 \end{array} \right\} \Rightarrow Y_F = 2,25$$

le réducteur a une durée de fonctionnement approximative de 10.000 heures.

$$H = 10.000$$

$$N = 750$$

$$\left. \begin{array}{l} H = 10.000 \\ N = 750 \end{array} \right\} \Rightarrow K_{b,L} = 0,69$$

denture sans correction

$$\frac{b}{d_1} = 0,4$$

$$\left. \begin{array}{l} \text{denture sans correction} \\ \frac{b}{d_1} = 0,4 \end{array} \right\} \Rightarrow K_m = 0,98 \quad \text{facteur de portée}$$

le réducteur est accouplé à un moteur électrique, les choix peut être classés du deuxième degré. La durée de fonctionnement journalière est très faible.

$$\Rightarrow K_A = 0,8$$

Denture de précision, de la sixième classe 2.5.0, appartiennent au deuxième groupe, vitesse de 4 m/s.

$$\Rightarrow K_v = 0,86$$

Ces différents facteurs sont déterminés par des tableaux ou des graphes.

$$\text{A.N: } m \geq \left( \frac{2 \cdot 187,5}{400 \cdot 19,5 \cdot 10^3 \cdot 0,4} \cdot \frac{1 \cdot 2,25}{0,86 \cdot 0,8 \cdot 0,69 \cdot 0,98} \right)^{\frac{1}{3}} = 3,87$$

On prend un module normalisé immédiatement supérieur  $\Rightarrow m = 4$ .

- Calcul des principales dimensions des engrenages:

$$D_{p1} = m \cdot z_1 = 4 \cdot 20 = 80 \text{ mm}$$

$$D_{p2} = m \cdot z_2 = m \cdot \frac{z_1}{r} \cdot z_1 = \frac{4}{0,533} \cdot 20 = 150 \text{ mm}$$

$$\text{saillie: } h_a = m = 4 \text{ mm}$$

$$\text{Creux: } h_f = 1,25 \cdot m = 5 \text{ mm}$$

$$\text{épaisseur: } b = 0,4 \cdot d_1 = 0,4 \cdot 80 = 32 \text{ mm}$$

$$\text{diamètre de tête du pignon: } D_{t1} = D_{p1} + 2h_a = 88 \text{ mm}$$

$$\text{diamètre de pied du pignon: } D_1 = D_{p1} - 2h_f = 70 \text{ mm}$$

$$\text{diamètre de tête de la roue: } D_{t2} = D_{p2} + 2h_a = 158 \text{ mm}$$

$$\text{diamètre de pied de la roue: } D_2 = D_{p2} - 2h_f = 140 \text{ mm}$$

Calcul de l'entraxe:

$$a = \frac{D_{p1} + D_{p2}}{2} = \frac{80 + 150}{2} = 115 \text{ mm}$$

### 3<sup>e</sup> Vérification à la pression superficielle :

Cette méthode se base sur la détermination de l'entraxe pour le comparer à celui calculé par le module.

$$a \geq \frac{u+1}{2} \left( \frac{2 M}{\frac{b}{d_1} \sigma_{H, \text{lim}}^2} \cdot \frac{u+1}{u} \cdot \frac{z_1^2 \cdot z_2^2 \cdot z_0^2}{K_v \cdot K_a \cdot K_{H_L} \cdot K_m} \right)^{\frac{1}{3}}$$

Détermination des différents facteurs :

$$\left. \begin{array}{l} N = 750 \text{ tr/min} \\ H = 10.000 \text{ heures} \end{array} \right\} \Rightarrow K_{H_L} = 0,57$$

$$\left. \begin{array}{l} \text{Acier au nickel-chrome} \\ \text{Dureté Brinell de 500 HB} \end{array} \right\} \Rightarrow \sigma_{H, \text{lim}} = 127 \text{ hbars}$$

$$\text{Denture droite} \Rightarrow \beta = 0 \Rightarrow E_\beta = 1$$

$$E_\alpha = \frac{1}{2\pi} \left[ \sqrt{\left(\frac{z_1+z_2}{\cos\alpha}\right)^2 - z_1^2} + \sqrt{\left(\frac{z_1+z_2}{\cos\alpha}\right)^2 - z_2^2} - (z_1+z_2) \tan\alpha \right] \text{ avec } \alpha = 20^\circ$$

$$E_\alpha = \frac{1}{2\pi} \left[ \sqrt{\left(\frac{82}{0,939}\right)^2 - 20^2} + \sqrt{\left(\frac{40}{0,939}\right)^2 - 38^2} - 58 \cdot 0,3639 \right] = 1,63$$

$$\left. \begin{array}{l} E_\beta = 1 \\ E_\alpha = 1,63 \end{array} \right\} \Rightarrow z_\beta^2 = 0,63 \text{ - facteur de longueur de contact.}$$

$$z_E^2 = 0,35 \quad E_e = 7,4 \cdot 10^{10} \text{ - facteur lié au matériau de la denture.}$$

$$z_c = \left( \frac{1}{\cos\alpha' \sin\alpha'} \right)^{\frac{1}{2}} \quad \alpha' = \alpha = 20^\circ \text{ pas de correction de la denture.}$$

$$\Rightarrow z_c^2 = 3,11$$

$$u = i = \frac{z_2}{z_1} = \frac{38}{20} = 1,9$$

$$a \geq \frac{2,9}{2} \left( \frac{2 \cdot 187,5}{0,4 \cdot 16 \cdot 127 \cdot 10^{14}} \cdot \frac{2,9}{1,9} \cdot \frac{0,63 \cdot 7,4 \cdot 10^{10} \cdot 3,11}{0,57 \cdot 0,86 \cdot 0,8 \cdot 0,98} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$a \geq 0,1006 \text{ m} \Rightarrow a = 100,6 \text{ mm}$$

L'entraxe est supérieur à cette valeur, donc la denture résiste bien aux différentes contraintes agissantes.

#### 4° Calcul dynamique :

Force tangentielle sur le pignon :

$$C_m = F_t \cdot \frac{D_{pi}}{2} \Rightarrow F_t = \frac{2 C_m}{D_{pi}}$$

Force radiale ou normale :

$$F_n = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha = \frac{2 C_m}{D_{pi}} \cdot \operatorname{tg} \alpha \quad \text{denture droite, donc } \alpha = 20^\circ$$

$$\text{A.N: } F_t = \frac{2 \cdot 187,5}{80 \cdot 10^{-3}} = 4687,5 \text{ N}$$

$$F_n = 4687,5 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 1706,1 \text{ N}$$

Couple sur la roue :

$$C_r = F_t \cdot \frac{D_{pi}}{2} = 351,5 \text{ N.m}$$

#### 5° Calcul d'arbres du réducteur :

a) Arbre d'entrée :

le pignon est monté en porte à faux sur l'arbre. Ce dernier est soumis à la flexion et torsion.

Calcul du moment fléchissant :

Plan vertical :

$$M_{fv} = F_n \cdot l \quad , \quad l = \text{longueur en porte à faux de l'arbre}$$

Plan horizontal :

$$M_{fh} = F_t \cdot l$$

Moment idéal :

$$M_i = (M_f^2 + M_t^2)^{\frac{1}{2}} \quad \text{avec } M_f = (M_{fv}^2 + M_{fh}^2)^{\frac{1}{2}}$$

$M_t = C_m$  - couple développé par le moteur électrique.

Pour exécuter ce calcul, on fixe  $l = 40 \text{ mm}$ .

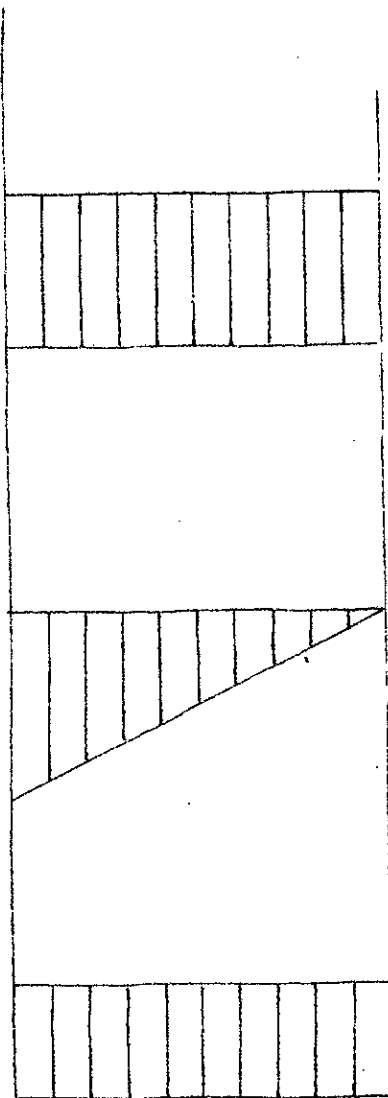
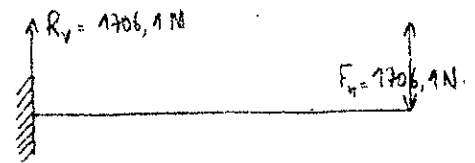
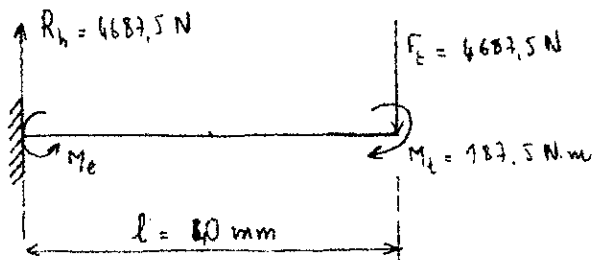
$$M_f = [(1706,1 \cdot 40 \cdot 10^{-3})^2 + (4687,5 \cdot 40 \cdot 10^{-3})^2]^{\frac{1}{2}} = 199,5 \text{ N.m}$$

$$M_t = C_m = 187,5 \text{ N.m}$$

Arbre d'entrée du moto-réducteur : (Diagramme des moments).

• Plan horizontal :

• Plan vertical :



$$T_h = 4687,5 \text{ N}$$

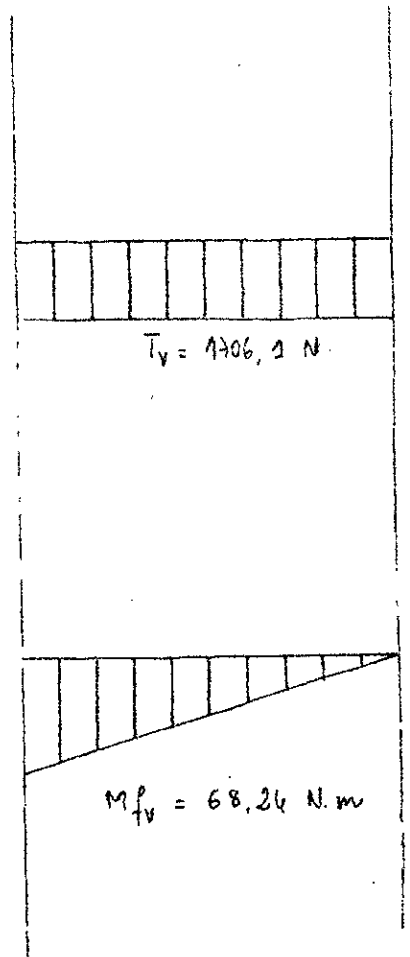
efforts tranchants

$$M_{f_{TH}} = 187,5 \text{ N.m}$$

Moments de flexion

$$M_t = 187,5 \text{ N.m}$$

Moment de torsion



$$T_v = 1706,1 \text{ N}$$

$$M_{f_{TV}} = 68,26 \text{ N.m}$$



$$M_i = (199,5^2 + 187,5^2) = 273,78 \text{ N.m}$$

La condition de résistance permet la détermination du diamètre minimum

$$d_{\min} = \left( \frac{32 M_i}{\pi R_{pe}} \right)^{1/3}$$

L'arbre est en acier au carbone de résistance à la rupture  $R_r = 700 \text{ N/mm}^2$

On adopte un coefficient de sécurité de 5

$$\rightarrow R_{pe} = \frac{R_r}{5} = 140 \text{ N/mm}^2$$

$$d_{\min} = \left( \frac{32 \cdot 273,78 \cdot 10^3}{\pi \cdot 140} \right)^{1/3} = 27,1 \text{ mm}$$

on prend un diamètre d'arbre  $D_a = 30 \text{ mm}$

b) Calcul de l'arbre de sortie du réducteur:

Cet arbre, supporté par des roulements, n'est soumis à aucune charge axiale. La section la plus sollicitée est au niveau de la roue.

Calculons le moment fléchissant maximum.

- Plan horizontal:

$$M_{fh} = F_t \cdot \frac{l'}{4} \quad l' = \text{distance entre les deux paliers } l' = 100 \text{ mm}$$

- Plan vertical:

$$M_{fv} = F_{tr} \cdot \frac{l'}{4}$$

$$M_{f_{\max}} = (M_{fh}^2 + M_{fv}^2)^{1/2} =$$

Moment de torsion:

L'arbre est soumis à un moment de torsion égal au couple transmis par la roue.

$$M_t = C_r = 351,5 \text{ N.m}$$

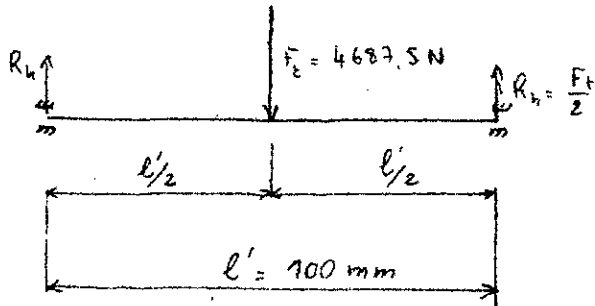
Moment idéal:

$$M_i = (M_t^2 + M_{f_{\max}}^2)^{1/2}$$

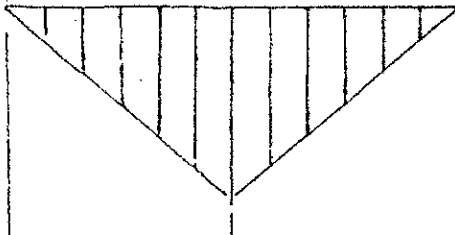
$$M_i = \left[ 351,5^2 + \left[ (4687,5 \cdot \frac{100}{4} \cdot 10^{-3})^2 + (1706,1 \cdot \frac{100}{5} \cdot 10^{-3})^2 \right] \right] = 372,96 \text{ N.m}$$

Arbre de sortie du moto-réducteur :

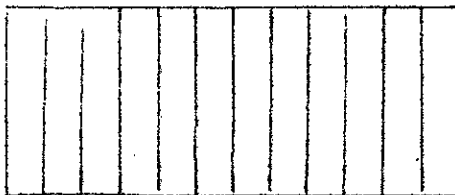
Plan horizontal :



$T_h = 2383.62 \text{ N}$   
 efforts tranchants

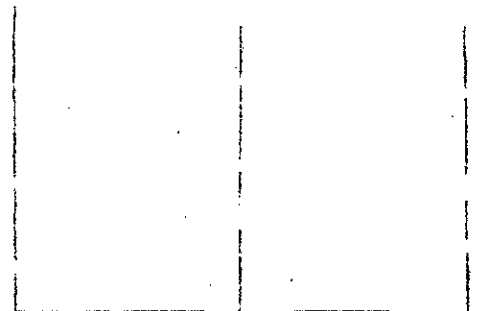
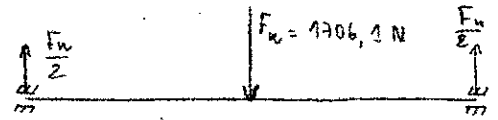


$M_{fh} = 117.2 \text{ N.m}$   
 Moment de flexion

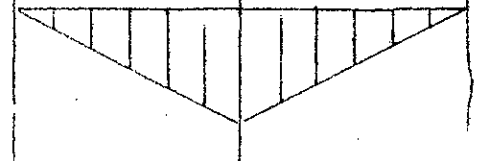


$M_t = 351.5 \text{ N.m}$   
 Moment de torsion

Plan vertical :



$T_v = 853.05 \text{ N}$



$M_{fv} = 42.65 \text{ N.m}$

la condition de résistance permet de déterminer aisément le diamètre minimum de l'arbre de sortie du réducteur. Le matériau de cet arbre est le même que celui de l'arbre d'entrée.

$$d_{\min} = \left( \frac{32 M_i}{\pi R_e} \right)^{\frac{1}{3}} = \left( \frac{32 \cdot 332,96 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 140} \right) = 30,05 \text{ mm.}$$

On fixe le diamètre de sortie  $D_2 = 35 \text{ mm}$ .

Calcul des roulements :

Seul l'arbre de sortie est supporté par des roulements. Ces roulements sont à bille rapide à une seule rangée. L'arbre d'entrée ne nécessite aucun guidage vu qu'il vient directement du moteur électrique.

La charge sur les deux paliers est la même, donc on aura exactement le même calcul pour les deux roulements des deux paliers.

La charge dynamique  $C$  est donnée par la relation :

$$C = P \cdot L^{\frac{1}{3}}$$

$$P = \sqrt{R_{Au}^2 + R_{Av}^2} = \sqrt{R_{ou}^2 + R_{ov}^2} = \sqrt{\left(\frac{F_u}{2}\right)^2 + \left(\frac{F_v}{2}\right)^2}$$

$$P = \left[ \left( \frac{2343,75}{2} \right)^2 + \left( \frac{353}{2} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} = 2494,2 \text{ N.}$$

Le moto-réducteur est destiné à 20 000 heures de service en tournant à 400 tr/min à l'arbre de sortie.

$$L = 20\,000 \cdot 400 \cdot 60 \cdot 10^{-6} = 48 \text{ M (millions de tours).}$$

$$C = 2494 \cdot (48 \text{ M})^{\frac{1}{3}} = 9,06069 \text{ kN} = 9 \text{ kN.}$$

$C = 9 \text{ kN}$  charge dynamique à supporter par les roulements.

le livre de norme donne pour un diamètre de 35 une charge de 19,6 kN.

Donc les roulements résisteront convenablement.

Les roulements choisis sont donnés par la norme : 35 BC 02.

## V - Calcul de la fondation :

### - Introduction :

la fondation consiste au montage de l'installation sur une base et à la fixation des supports de machines. Elle permet de :

- supporter les charges statiques et les efforts dynamiques.
- transmettre les efforts dynamiques au milieu extérieur.
- réduire à une valeur convenable et tolérable les vibrations des machines.
- Etouffer les bruits gênant le manipulateur particulièrement lorsqu'on est en présence de vibrations d'excitation de haute fréquence ( $f > 100 \text{ Hz}$ ).
- assurer la rigidité désirable de bases de la machine pour éviter les déformations susceptibles de nuire au guidage des éléments.

Afin de diminuer la transmission des trépidations à d'autres machines, on doit isoler latéralement la fondation par une couche liège ou de sable fin.

Toutefois, il faut diminuer au maximum l'épaisseur de la fondation car l'épave qui elle-ci absorbe même les forces de choc est écornée.

### - Nature de la fondation :

Pour répondre aux conditions de pression admissible et de stabilité de l'installation, on doit avoir recours à une fondation plus longue et plus large.

le choix est porté sur la fondation dure.

le calcul doit se faire pour que les contraintes normales de flexion restent normales et ceci en tenant compte des surcharges supplémentaires.

nous avons alors la charge de :

$$F = F_{ap} \times K.$$

la charge totale à prendre en considération lors du calcul est :

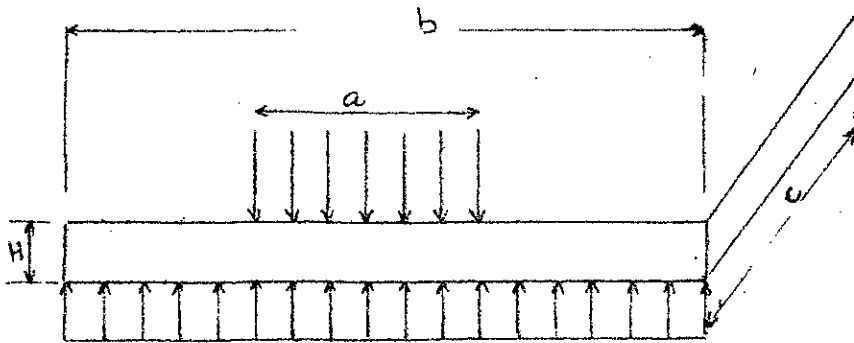
$$M P = P + F_{ap} \times K.$$

ou  $P$  = poids de la machine (installation).

$K$  = coefficient de surcharge qu'on prendra égal à 3.

- Calcul de la fondation :

la fondation est en béton armé de pression admissible  $\eta_a = 25 \text{ kg/cm}^2$ .  
le poids de la machine est relatif dans ce cas au poids du moteur à essayer.



le moment de flexion est donné par la formule :

$$M_f = \frac{P_1 \cdot b^2 - P_2 \cdot a^2}{8} \quad \text{avec} \quad P_1 = \frac{M P}{b}$$

$$P_2 = \frac{M P}{a}$$

$$\Rightarrow M_f = \frac{M P}{8} (b - a).$$

la condition de résistance de la fondation (semelle) est donnée par la relation :

$$\frac{M_f}{\frac{I}{V}} \leq \eta_a \quad - \text{contrainte ou pression admissible en flexion pure.}$$

$$\frac{I}{V} = \frac{C H^2}{6}$$

$I$  = moment d'inertie de la section de la semelle.

$V$  = distance au centre de gravité.

Donc, on déduit l'épaisseur  $H$  de la fondation :

$$H \geq \left( \frac{6 \cdot M_f}{C \cdot \eta_a} \right)^{\frac{1}{2}}$$

- Dimensionnement de la fondation :

le poids du moteur est donné égal à 2180 kgf. Ceci en considérant le plus grand des moteurs auxquels est destinée l'installation, de même que les dimensions b et c qui sont choisis en fonction de celui-ci.

La largeur du moteur est donnée égale 1430 mm. Puisqu'on doit laisser un peu d'espace pour le manipulateur, on prendra  $c = 2,5$  m.

la longueur du moteur est donnée égale à 2 m  $\Rightarrow a = 2$  m.

• Vu la présence de l'accouplement assez long et de l'espace libre à laisser on prendra la longueur de la roue  $b = 4$  m.

Application numérique :

$$M_f = \frac{W P}{8} (b - a).$$

$$= \frac{3 \cdot 2180}{8} (4 - 2) = 1635 \text{ kgf.m.}$$

$$H \geq \left( \frac{6 M_f}{c \cdot \eta_a} \right)^{1/2}$$

$$H \geq \left( \frac{6 \cdot 1635}{2,5 \cdot 25 \cdot 10^4} \right)^{1/2} = 0,125 \text{ m.}$$

$$H \geq 12,5 \text{ cm.}$$

Pour minimiser l'épaisseur et assurer une bonne résistance, on prendra l'épaisseur du béton armé  $H = 13$  cm.

## V - Etude de l'installation :

### 1- Alimentation du frein hydraulique :

Les freins hydrauliques sont dotés de système d'alimentation en eau. Cette installation a pour but :

- d'assurer la variation de la charge appliquée au moteur.
- d'évacuer la chaleur produite par la destruction de puissance.

La pression d'alimentation du frein doit être suffisante pour la vitesse maximale et de s'y maintenir même lors de la diminution de la vitesse.

L'installation doit être dotée d'un bac stabilisateur d'une capacité suffisante pour éviter les chutes de pression. Cette capacité est prise égale à 1000 litres. Le bac doit être placé à une hauteur déterminée.

On peut avoir deux types d'installation d'alimentation :

#### - Alimentation en circuit fermé :

Dans ce cas, l'eau évacuée par le frein est récupérée pour être refoulée dans le bac stabilisateur. Cette installation doit être dotée d'un système de refroidissement de l'eau si la température est supérieure à 70°C.

On prévoit aussi un réservoir dans lequel sera refoulée l'eau du frein. Ce dernier permet une légère diminution de la température de l'eau. L'eau est remontée de ce réservoir vers le bac stabilisateur par une pompe.

#### - Alimentation en circuit ouvert :

L'eau évacuée par le frein n'est pas récupérée dans ce cas. Elle sera refoulée par une conduite dans les égouts prévus à cet effet.

Dans ce cas le risque d'échauffement de l'eau n'y est pas.

# Installation d'alimentation en eau

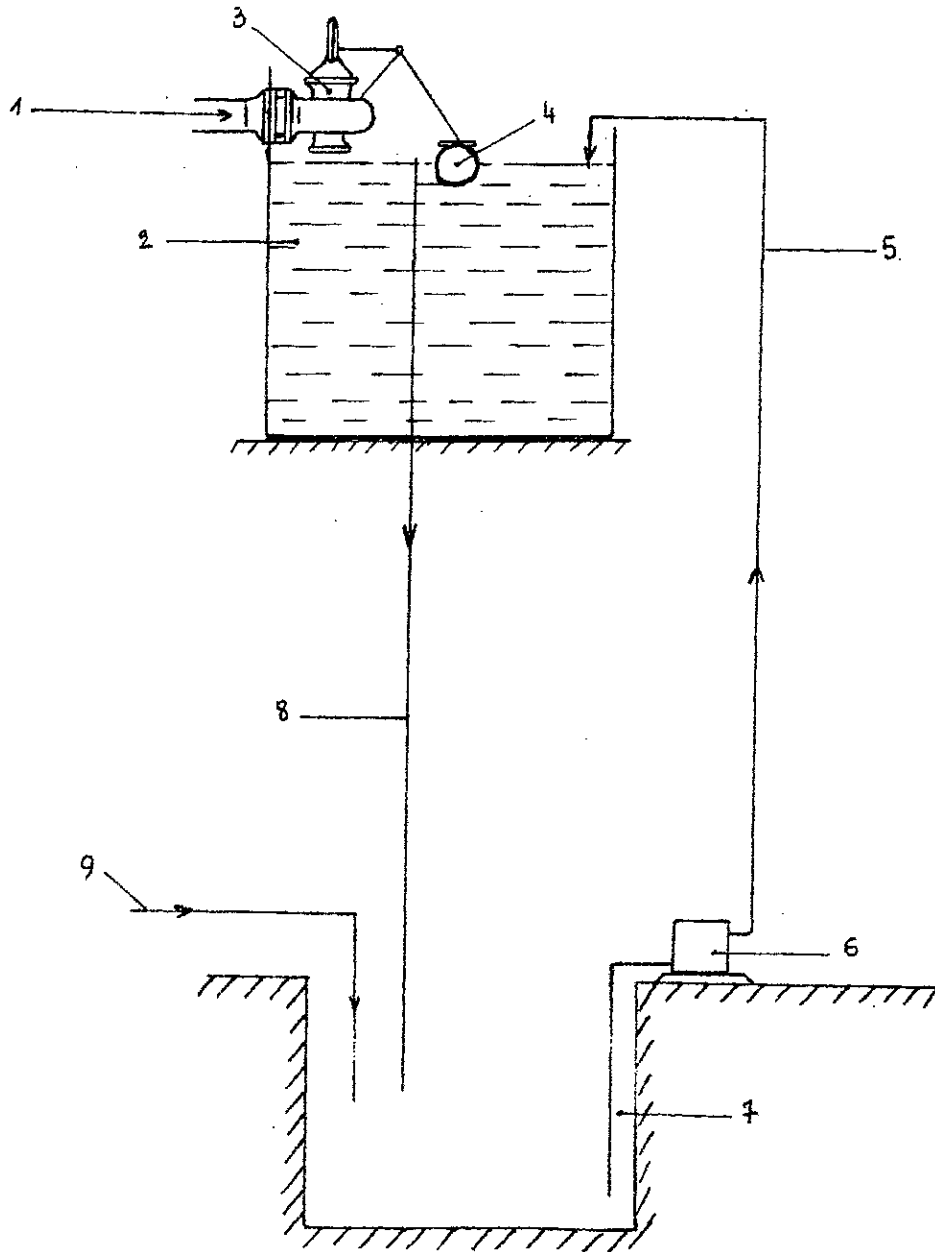


Fig: 3

- 1 - Canalisation générale assurant le maintien du niveau  $H$  constant.
- 2 - Réservoir principale de l'eau d'alimentation du frein
- 3 - Robinet à flotteur
- 4 - flotteur
- 5 - Conduite de remontée de l'eau
- 6 - pompe de refoulement de l'eau vers le réservoir principal.
- 6 - réservoir de récupération de l'eau évacuée par le frein.
- 8 - Trop plein.
- 9 - Conduite de récupération de l'eau évacuée par le frein.



Vu la grande quantité d'eau nécessaire, on choisit l'installation d'alimentation en circuit fermé.

- Etude de l'alimentation du frein :

L'eau traversant le frein emmagazine la puissance dissipée sous forme de chaleur ce qui provoque le chauffage de l'eau d'alimentation. Pour éviter un chauffage exagéré de l'eau ( $t > 70^{\circ}\text{C}$ ), on assure un débit d'eau supérieur au débit minimum.

Les constructeurs conseillent généralement un débit de 15 à 20 l/cv/h. Dans ce cas, vu la puissance assez importante du frein, prenons un débit d'alimentation de 18 l/cv/h.

- Dimensionnement du réservoir d'alimentation :

Celui-ci a une contenance de 3000 litres. Il est de forme cylindrique choisissons un diamètre du réservoir de 120 cm. Ainsi on déduit la hauteur de ce dernier

$$V = \pi \cdot R^2 \cdot H \Rightarrow H = \frac{V}{\pi R^2}$$

$$\text{A.N: } H = \frac{3.000}{3,14 \cdot 6^2} = 26,5 \text{ dm} = 265 \text{ cm}$$

On doit remarquer que la hauteur H donne la hauteur d'eau sous le réservoir. Les freins hydrauliques fonctionnent le plus souvent sous la pression atmosphérique c'est à dire la pression dans le frein est égale à la pression atmosphérique.

Donc les dimensions du réservoir permettant l'alimentation du frein sont :

D = 120 cm - diamètre du cylindre.

H = 265 cm - hauteur du cylindre.

## a) Calcul thermodynamique :

La variation de la charge du moteur traduite par la variation du moment de freinage se fait par variation du débit d'eau.

Ces vannes agissent sur la circulation d'eau entre les aubes du rotor et celle du stator. nous avons de plus un diaphragme qui permet la variation fine de la charge.

Lors du freinage, l'eau s'échauffe proportionnellement à la puissance développée par le moteur, ceci nous amène à son renouvellement continu.

À la sortie du frein, la température de l'eau ne doit pas dépasser  $70^{\circ}\text{C}$ . Au-dessus de cette température, il y a une formation de vapeur qui nuira au bon fonctionnement du frein de plus on aura une détérioration des joints.

La quantité de chaleur à évacuer par l'eau est :

$$Q = \frac{P}{4,18} \times 3600 \quad P = 1 \text{ CV.}$$

$$\rightarrow Q = \frac{935 \times 3600}{4,18} = 633,8 \text{ kcal / CV. h.}$$

$\rightarrow$  l'eau doit évacuer 633,8 kcal par cheval par heure.

Ces calories sont presque totalement évacuées par l'eau d'alimentation. En réalité nous avons une partie de cette chaleur qui est évacuée par convection et rayonnement.

La quantité d'eau à fournir au frein doit être suffisante pour maintenir la température de l'eau inférieure à  $70^{\circ}\text{C}$ .

le calcul du débit se fera pour la température maximale de l'eau

## b). Calcul du débit d'eau :

la quantité de chaleur évacuée s'exprime par la relation :

$$Q = m \cdot c \cdot \Delta T$$

$m$  = débit massique d'eau.

$c$  = chaleur spécifique de l'eau

$\Delta T$  = écart de température de l'eau entre l'entrée et la sortie du frein.

Si l'eau d'alimentation du frein est à une température légèrement supérieure à la température ambiante,

$$\text{prenons } t_e = 30^\circ \text{C} \quad \Rightarrow \quad \Delta T = 40^\circ \text{C}.$$

$$c_p = 1 \text{ kcal} / \text{kg} \cdot \text{C}.$$

$$m = \frac{Q}{c \cdot \Delta T}$$

Pour une puissance de un cheval, nous avons le débit massique  $m$  d'eau nécessaire égal à :

$$m = \frac{633,8}{40 \cdot 1} = 15,84 \text{ kg} / \text{CV} \cdot \text{h}.$$

Pour déterminer le débit volumique, il suffit de diviser par la masse volumique de l'eau  $\rho = 1 \text{ kg} / \text{dm}^3$ .

$$V = 15,84 \text{ dm}^3 / \text{CV} \cdot \text{h}.$$

Les constructeurs de frein conseillent généralement un débit d'eau de 15 à 20 l / CV . h dans les installations en circuit fermé.

Le débit pris dans ce cas est  $q = 18 \text{ l} / \text{CV} \cdot \text{h}$  vu les conditions climatiques défavorables et les puissances importantes des moteurs.

le débit d'eau nécessaire est :

$$Q = 18 \times 350 = 3600 \text{ l} / \text{h}.$$

c) Dimensionnement de l'installation d'alimentation du frein :

La tuyauterie d'alimentation du frein doit permettre l'écoulement d'un débit de 6300 l/h.

Le liquide rompu dans le réservoir d'alimentation du frein n'est soumis qu'à la pression atmosphérique. La pression d'alimentation d'alimentation du frein hydraulique est généralement égale à la pression atmosphérique du fait que la variation de la pression entre le niveau du liquide et l'entrée du frein est relativement négligeable.

Le théorème de Bernoulli appliqué à l'écoulement du liquide entre la surface libre et l'entrée du frein s'écrit :

$$\frac{P_0}{\rho_0} + \frac{V_0^2}{2g} + H_0 = \frac{P_1}{\rho_0} + \frac{V_1^2}{2g} + H_1$$

$P_0 = P_1$  - pression dans le frein est la pression atmosphérique.

$V_0 = 0$  - surface libre du liquide.

$$H_0 - H_1 = H$$

$$\Rightarrow V_1^2 = 2gH \Rightarrow V_1 = \sqrt{2gH}$$

on fixe la hauteur de chute  $H$

$$H = 4 \text{ m.}$$

Ainsi on peut dimensionner la tuyauterie d'alimentation du frein.

$$Q = V \cdot S \Rightarrow S = \frac{Q}{V} = \frac{\pi D^2}{4}$$

$$\Rightarrow D = \left( \frac{4Q}{\pi V} \right)^{1/2} = \left( \frac{4Q}{\pi \sqrt{2gH}} \right)^{1/2}$$

$$Q = 6300 \text{ l/h} = \frac{6300}{3600} \cdot 10^{-3} = 1,75 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$D = \left( \frac{4 \cdot 1,75 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 4}} \right)^{1/2} = 0,0158 \text{ m} \Rightarrow D = 16 \text{ mm.}$$

#### d). Etude du refoulement d'eau :

L'eau évacuée par le frein est récupérée dans un réservoir pour être remontée vers le réservoir d'alimentation du frein par l'intermédiaire d'une pompe. Au passage dans ce réservoir, l'eau perd une partie de la chaleur qu'il emmagasine.

Le débit de refoulement est sensiblement égal au débit d'alimentation du frein vu que nous avons une circulation continue d'eau dans l'installation.

Puisque l'installation est dotée d'une pompe, il est nécessaire de déterminer ses caractéristiques :

#### - Calcul de la pompe :

La puissance de la pompe est fonction du débit à refouler de la hauteur d'aspiration et de refoulement aussi que des différentes pertes de charge dans les conduites.

$$P = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H_T$$

$$H_T = H_1 + H_2 + h_f + h_c$$

$H_1$  = hauteur d'aspiration

$H_2$  = hauteur de refoulement  $H_2 = H_2' + H_{\text{frein}}$

$h_f$  = pertes de charge par frottement

$h_c$  = pertes de charge dans les coudes.

Déterminons les différentes valeurs :

$H_1$  peut être fixe, elle correspond à la hauteur du réservoir de refoulement du frein

ou fixe  $H_1 = 1 \text{ m}$ .

$$H_2 = H_0 + H_{\text{frein}} \quad \text{avec } H_0 = 4 \text{ m.}$$

la hauteur du frein est approximativement égale à 1 m.

$$\Rightarrow H_2 = 5 \text{ m.}$$

- Calculons des pertes de charges :

La perte de charge dans un coude est donnée par la relation

$$h_c = \xi \cdot \frac{V^2}{2g} \quad \text{avec } \xi = 0,05 + 0,19 \frac{d}{R}$$

$V$  = vitesse d'écoulement du liquide

$d$  = diamètre de la conduite

$R$  = rayon de courbure du coude.

On adopte les mêmes dimensions que la conduite d'alimentation

$$\Rightarrow d = 16 \text{ mm}$$

$$V = 8,86 \text{ m/s.}$$

le rayon de courbure est égale à  $R = 45 \text{ mm}$ .

$$\Rightarrow \xi = 0,05 + 0,19 \cdot \frac{16}{45} = 0,1975$$

$$h_{c_1} = \xi \cdot \frac{V^2}{2g} = 0,1975 \cdot \frac{(8,86)^2}{2 \cdot 9,81} = 0,47 \text{ m.}$$

Nous avons deux coudes dans la conduite de refoulement

$$h_c = 2h_{c_1} \Rightarrow h_c = 0,94 \text{ m.}$$

La perte de charge par frottement est donnée par la relation:

$$h_f = \lambda \cdot \frac{l}{D} \cdot \frac{V^2}{2g}$$

$l$  = longueur de la conduite

$D$  = diamètre de la conduite = diamètre de la conduite d'alimentation.

Pour une conduite circulaire,  $\lambda = \frac{64}{Re}$  avec  $Re = \frac{V \cdot D}{\nu}$ .

$Re_D$  = nombre de Reynolds.

$\nu$  = viscosité cinématique de l'eau.

$l = H_1 + H_2 = 1 + 5 = 6 \text{ m}$  - longueur de la conduite.

$D = 16 \text{ mm}$ .

$\nu = 0,0131 \text{ st}$  - viscosité cinématique de l'eau.  $\Rightarrow \nu = 1,31 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$

$Re_D = \frac{V \cdot D}{\nu}$  ou  $D$  = diamètre hydraulique.

$D = 4R = 32 \text{ mm}$ .

$$Re_D = \frac{8,86 \cdot 32 \cdot 10^{-3}}{1,31 \cdot 10^{-6}} = \frac{8,86 \cdot 32 \cdot 10^3}{1,31} = 216,42 \cdot 10^3 :$$

Calculons le coefficient de frottement  $\lambda$ .

$$\lambda = \frac{64}{Re_D} = \frac{64}{216,42 \cdot 10^3} = 0,295 \cdot 10^{-3}$$

$$h_f = \lambda \cdot \frac{l}{D} \cdot \frac{V^2}{2g}$$
$$= 0,295 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{6}{16 \cdot 10^{-3}} \cdot \frac{(8,86)^2}{2 \cdot 9,81} = 0,442 \text{ m}$$

Donc la hauteur que doit fournir la pompe est :

$$H = H_1 + H_2 + h_f + h_c$$
$$= 1 + 5 + 0,94 + 0,44 = 7,38 \text{ m}$$

La masse volumique ou le poids spécifique de l'eau est :

$$W = \rho \cdot g = 1 \text{ ton/dm}^3 = 10^3 \text{ ton/m}^3$$

Donc on peut définir la puissance de la pompe qui permettra de refouler un débit de 6000 l/b.

$$P = W \cdot Q \cdot H$$

$$= 10^4 \text{ N/m}^3 \cdot 1,15 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s} \cdot 7,38 \text{ m}$$

$$= 11,5 \cdot 7,38 = 129,15 \text{ W}$$

$$\Rightarrow P = 130 \text{ W}$$

## - Choix de la nature de la pompe :

Le choix de la pompe est porté sur la pompe centrifuge à une seule roue. Ceci en raison de son encombrement minimum et de sa puissance relativement basse.

Elle résiste à des températures de fonctionnement dépassant  $100^{\circ}\text{C}$  qui est largement supérieure à la température maximale que peut atteindre l'eau en fonctionnement.

Donc la pompe centrifuge convient parfaitement dans cette installation vu qu'elle répond aux critères essentiels du choix.

Les caractéristiques de la pompe sont :

- pompe centrifuge à une seule roue
- sa puissance est  $P = 130 \text{ W}$ .
- Elle doit refouler un débit maximum  $Q = 6300 \text{ l/h}$ .

Dimensionnement du réservoir de refoulement :

Il permet la récupération de l'eau évacuée par le frein, comme il assure un léger refroidissement de l'eau.

Sa contenance est fixée égale à  $2000 \text{ l}$  avec une forme parallélépipédique :  $V = L \times l \times h$ .

$$V = 2000 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 = 2 \text{ m}^3 \quad \text{avec } h = 1 \text{ m}.$$

$$\text{on fixe } L = 2 \text{ m} \text{ et } l = 1 \text{ m}.$$

Donc les dimensions de ce réservoir sont :

$$L = 2 \text{ m}, \quad l = 1 \text{ m}, \quad h = 1 \text{ m}.$$



## 2°) Mesure de la consommation d'air :

La consommation d'air permet la détermination du caractère et du processus de combustion du moteur dans diverses situations de fonctionnement.

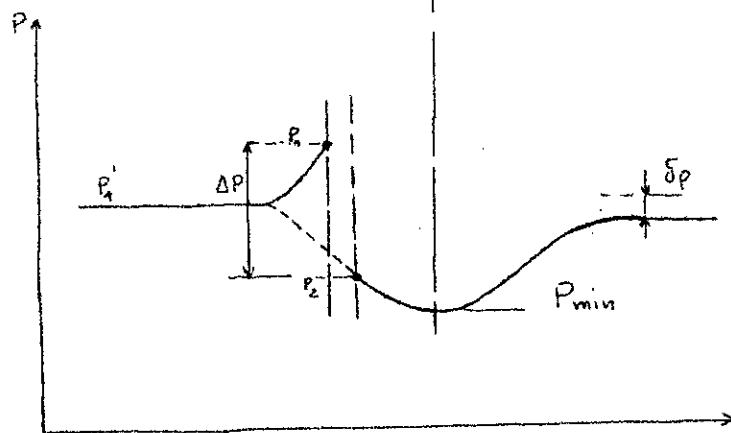
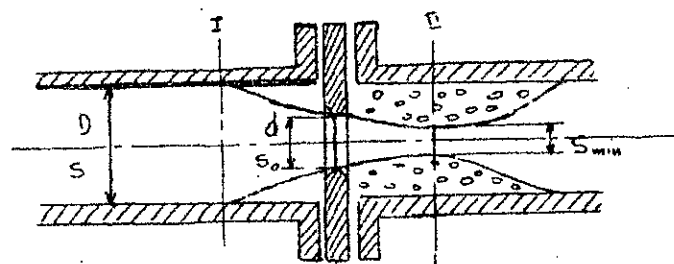
La mesure de la consommation d'air d'un moteur consiste à déterminer le débit aspiré. Plusieurs méthodes permettent de déterminer ce débit.

Le choix est porté dans ce cas sur la méthode différentielle. Celle-ci consiste à placer un diaphragme dans la conduite d'aspiration. A l'aide d'un manomètre différentiel, on détermine la chute de pression au travers du diaphragme.

Celle-ci permet la détermination du débit donc de la consommation.

Avant d'aborder ce problème, il est nécessaire de présenter brièvement la théorie des diaphragmes.

### a) - Principe de la méthode de mesure par ajustement d'un diaphragme :



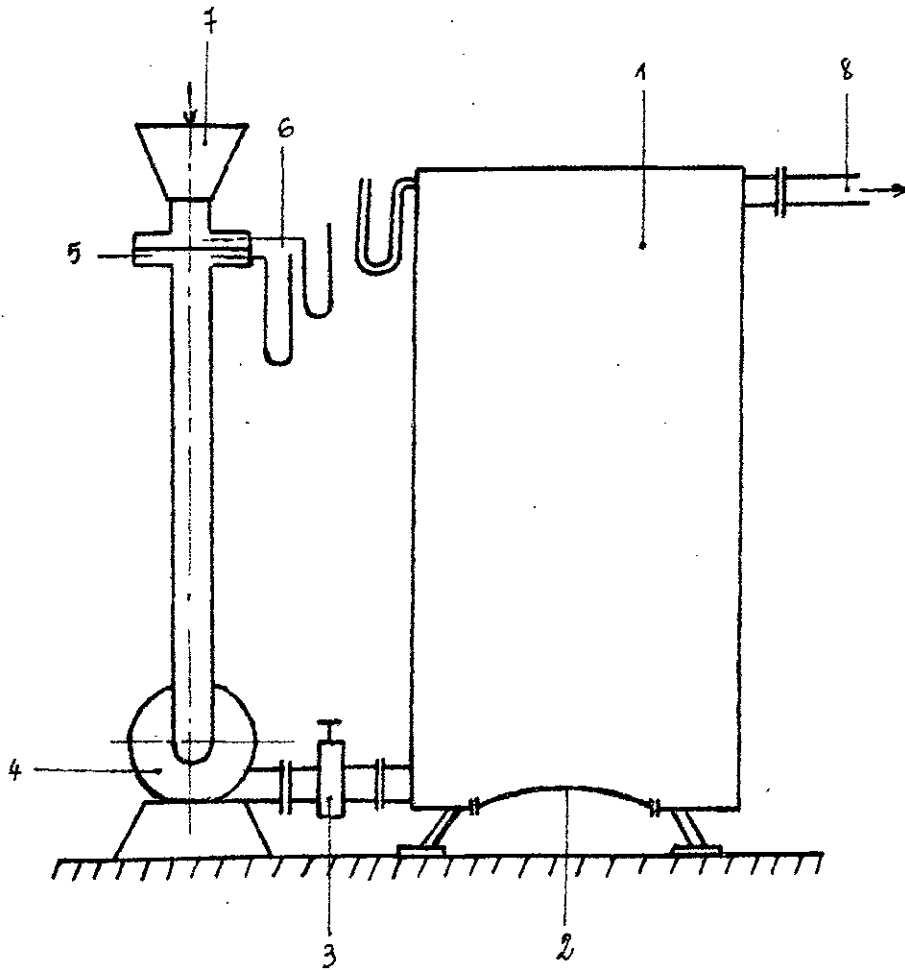
— Variation de la pression sur la périphérie de la conduite.

--- Variation suivant l'axe.

$\delta_p$  = perte de charge résultant de la formation des tourbillonnements lors de la diminution brusque de la section d'écoulement.

Installation de mesure de la  
consommation d'air

Fig. 3



- 1 - Reservoir d'amortissement
- 2 - Membrane d'amortissement
- 3 - Robinet
- 4 - Ventilateur
- 5 - Diaphragme de mesure du débit
- 6 - manomètre différentiel
- 7 - Conduite d'aspiration d'air
- 8 - Conduite d'alimentation du moteur
- 9 - manomètre

Du fait de la variation de la section d'écoulement, nous avons une variation de la pression et une variation de la vitesse d'écoulement. nous avons donc :

$V_{max}$  correspondant à la section minimale ( $S_{min}$ ).

$V_{min}$  correspondant à la section maximale

Soit 2 sections de la conduite : (I)  $\rightarrow P_{max} = P_1 \rightarrow V_1'$

(II)  $\rightarrow P_{min} \rightarrow V_{max}$

Pour un fluide idéal, chute de pression est donnée par la relation.

$$P_1' - P_{min} = \rho \cdot \frac{V_{max}^2 - V_1'^2}{2} \quad (\text{thm. de la conservation de l'énergie cinétique}).$$

L'équation de continuité de l'écoulement entre les sections I et II du fluide.

$$S V_1' = S_{min} \cdot V_{max} \quad (\text{pour fluide incompressible}).$$

$$\Rightarrow V_1' = \frac{S_{min}}{S} \cdot V_{max} = \frac{S_{min}}{S_0} \cdot \frac{S_0}{S} \cdot V_{max}$$

$$\left. \begin{array}{l} \frac{S_{min}}{S_0} = \mu \\ \frac{S_0}{S} = m \end{array} \right\} \Rightarrow V_1' = \mu \cdot m \cdot V_{max}$$

$m$  = degré de rétrécissement de la section d'écoulement

$\mu$  = coefficient de contraction.

$$\text{on déduit alors : } V_{max} = \frac{1}{\sqrt{1 - \mu^2 m^2}} \cdot \sqrt{\frac{2(P_1 - P_{min})}{\rho}}$$

le débit massique est donné par :

$$m_0 = S_{min} \cdot V_{max} \cdot \rho = S_0 \cdot \frac{\mu}{\sqrt{1 - \mu^2 m^2}} \cdot \sqrt{2(P_1 - P_{min})} \rho$$

On détermine en pratique que :  $\sqrt{P_1 - P_{min}} = \varphi \sqrt{P_1 - P_2}$

$$\Rightarrow m_0 = S_0 \cdot \frac{\mu \cdot \varphi}{\sqrt{1 - \mu^2 m^2}} \cdot \sqrt{2(P_1 - P_2)} \cdot \rho$$

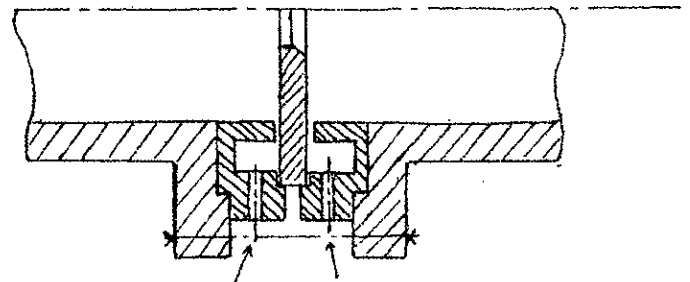
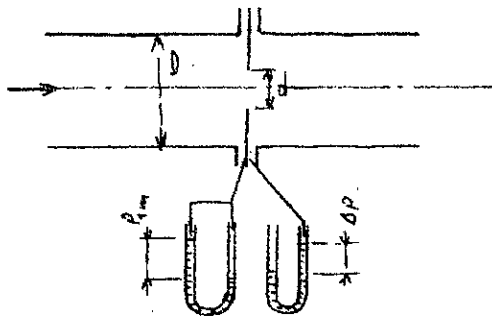
Pour les fluides compressibles, on fait intervenir le coefficient de compressibilité  $\epsilon$ .

$$\alpha = \frac{\mu \varphi}{\sqrt{1 - \mu^2 m^2}} \Rightarrow m_0 = \alpha \cdot \epsilon \cdot S_0 \cdot \sqrt{2(P_1 - P_2)} \cdot \rho$$

avec  $\alpha$  coefficient du débit.

## b) - Etude du diaphragme :

- Schéma de principe :



trous pour le manomètre différentiel

- Calcul et dimensionnement du diaphragme :

Le dimensionnement du diaphragme se fait à base de la formule donnant le débit usuel d'air. Donc le calcul du diaphragme consiste à déterminer les différents coefficients qui interviennent dans le calcul du débit.

- Calcul du coefficient de débit :

$\alpha$  est fonction du nombre de Reynolds et du degré de rétrécissement de la section d'écoulement  $\Rightarrow \alpha = f(Re, m)$ .

Pour déterminer la valeur la plus proche de la valeur exacte, on procède par la méthode des approximations successives.

Pour cela, on fixe une valeur à  $m$ , on prend  $m = 0,3$ .

Calculons le nombre de Reynolds :

$$Re_{max} = \frac{4}{\pi} \cdot \frac{M_{B_{max}}}{K_D \cdot \eta \cdot D}$$

dans notre cas, la température de fonctionnement est faible, on prendra  $K_D = 1$ .

Calcul de  $M_{B_{max}}$  :

Le moteur de plus forte puissance est un moteur synchronisé, calculé en cylindrée.

$$V_s = \frac{P_e \cdot 900}{P_c \cdot n}$$

$$P_i = \text{pu}$$

Pour moteur synchronisé  $P_i = 12$ .

le débit volumique est  $Q = V_s \cdot \frac{n}{120} = \frac{P_e \cdot 900}{P_i \cdot n} \cdot \frac{n}{120} = \frac{P_e \cdot 900}{P_i \cdot 120}$

$$Q = \frac{350 \cdot 900}{12 \cdot 120} = 218,75 \text{ l/s.}$$

$$\rho = \frac{P}{RT} \quad \text{— densité de l'air}$$

dans les conditions normales, on a :  $R_{\text{air}} = 289 \text{ J/kg} \cdot \text{K}$ .

$$T = 293 \text{ K}, \quad P = 1 \text{ bar} = 10^5 \text{ N/m}^2$$

$$\rho = \frac{1,02 \cdot 10^5}{293 \cdot 289} = 1,204 \text{ kg/m}^3.$$

$$\Rightarrow M_{\text{max}} = \rho \cdot Q_{\text{max}} = 1,204 \cdot 218,75 \cdot 10^{-3} = 263,3 \cdot 10^{-3} \text{ kg/s.}$$

Calcul de la viscosité dynamique de l'air :

$$\eta = \eta_0 \cdot \frac{1 + \frac{C}{273}}{1 + \frac{C}{T}} \cdot \sqrt{\frac{T}{273}} \quad \text{pour l'air } \eta_0 = 17,22 \cdot 10^{-3} \text{ Ns/m}^2.$$

$$C = 122^\circ \text{ K}$$

Dans ce cas, on travaille avec l'air ambiant  $\rightarrow T \approx 20^\circ \text{C} = 293 \text{ K}$ .

$$\eta = 17,22 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{1 + \frac{122}{273}}{1 + \frac{122}{293}} \cdot \sqrt{\frac{293}{273}} = 18,22 \cdot 10^{-6} \text{ Ns/m}^2.$$

Ainsi, on peut déduire  $Re_{\text{max}}$  :

$$Re_{\text{max}} = \frac{4}{3,14} \cdot \frac{0,263}{18,22 \cdot 10^{-6}} \quad \text{on fixe } D = 150 \text{ mm.}$$

$$Re_{\text{max}} = \frac{4}{3,14} \cdot \frac{0,263 \cdot 10^6}{18,22 \cdot 0,15} = 4,22 \cdot 10^5.$$

$$M_{\text{max}} = \alpha \cdot E \cdot S_0 \cdot \sqrt{2 \cdot \Delta P_{\text{max}} \cdot \rho_1} = C \cdot \alpha.$$

$$\Rightarrow C = E \cdot S_0 \cdot \sqrt{2 \cdot \Delta P_{\text{max}} \cdot \rho_1}$$

$$\Rightarrow \alpha = \frac{M_{\text{max}}}{C}$$

Calcul de C :  $m$  est fixe à 0,3.

$$\Delta P_{\text{max}} = \rho \cdot g \cdot \Delta h_{\text{max}} \quad \text{avec } \Delta h_{\text{max}} \text{ pris égal à } 25 \text{ cm.}$$

le manomètre différentiel travaille avec une eau colorée de masse volumique sensiblement égale à celle d'une eau normale  $\Rightarrow \rho = \rho_1$ .

$$\Delta P_{\max} = \rho \cdot g \cdot \Delta h_{\max} = 10^3 \cdot 9,81 \cdot 25 \cdot 10^{-2} = 2452,5 \text{ N/m}^2.$$

$$P_1 = P_0 + P_d \quad \text{avec } P_d = \text{pression dynamique ou pression manométrique.}$$

$$P_0 = 1,02 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2 = \text{pression atmosphérique normale.}$$

$$P_1 = 102000 + 2452,5 = 104452,5 \text{ N/m}^2.$$

$$\Delta P = P_1 - P_2 \quad \text{avec } \frac{P_2}{P_1} = 1 - \frac{\Delta P}{P_1}.$$

$$\frac{P_2}{P_1} = 1 - \frac{2452,5}{104452,5} = 1 - 0,0234 = 0,9765.$$

l'air aspire de l'ambiance a pour densité  $\rho_1 = \rho_0$  vu son coefficient de dilatation  $\beta$  qui faible  $\Rightarrow P_1 = P_0 [1 - \beta(T - T_0)] \approx P_0$ .

Lors du calcul du coefficient du débit, on apporte une correction dont le coefficient de correction est donné par la relation.

$$\alpha = r_{Re} \cdot \alpha_0 \quad \text{avec } r_{Re} = 1 + (r_0 - 1) \left( \frac{\log Re_{\max}}{6} \right)^2.$$

ou  $r_0$  est donné dans des tables suivant le diamètre  $D$  de la conduite et de la rugosité de celle-ci.

conduite en acier laminé avec surface intérieure zinguée  $\Rightarrow K = 0,12$ .

$$\left. \begin{array}{l} m = 0,3 \\ \frac{D}{K} = 1250 \end{array} \right\} \Rightarrow r_0 = 1,002.$$

$$\Rightarrow r_{Re} = 1 + (0,002) \left( \frac{5}{6} \cdot 0,0863 \right)^2 = 1,00001.$$

$$\Rightarrow r_{Re} \approx 1.$$

- Calcul du coefficient de détente  $E$ :

Celui-ci est donné par la formule empirique ci-dessous:

$$E = 1 - (0,3707 + 0,3184 m^2) \left[ 1 - \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{1}{\gamma}} \right]^{0,935}$$

$$\gamma = \frac{C_p}{C_v} \quad \text{avec } \gamma = 1,2 \text{ pour l'air.}$$

$$m = 0,3 \quad , \quad \frac{P_2}{P_1} = 0,9765 \quad \Rightarrow E = 0,9897.$$

$$S_0 = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{\pi \cdot m \cdot D^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,5 \cdot (0,15)^2}{4} = 0,0053 \text{ m}^2.$$

$$\Rightarrow C = E \cdot S_0 \cdot \sqrt{2 \cdot \rho_{\text{max}} \cdot \rho_0}$$

$$C = 0,9897 \cdot 0,0053 \cdot \sqrt{2 \cdot 2452,5 \cdot 1,204} = 0,4031.$$

$$\Rightarrow C = 0,4301 \text{ kg/s.}$$

$$\alpha' = \alpha_0 \cdot r_{R_{\text{max}}}$$

$\alpha_0$  est fonction de  $Re$  et de  $m$ .

$$m^2 = 0,09$$

$$Re = 1,22 \cdot 10^5 \approx 10^5 \quad \left. \vphantom{Re} \right\} \Rightarrow \alpha_0 = 0,636.$$

$$\alpha' = 0,636 \cdot 1,000105 = 0,636066.$$

$$m_0' = \alpha' \cdot C = 0,636066 \cdot 0,4031 = 0,2563 \text{ kg/s.}$$

$$Re'' = \frac{4 \cdot m_0'}{\pi \cdot D \cdot \eta}$$

$$Re'' = \frac{4 \cdot 0,2563}{3,14 \cdot 0,15 \cdot 18,22 \cdot 10^{-6}} = 1,195 \cdot 10^5.$$

$$r_{Re''} = 1 + 0,002 \left( \frac{5}{6} \log 1,195 \right)^2 = 1,00008.$$

$$\alpha'' = r_{Re''} \cdot \alpha' = 0,636066 \cdot 1,00008 = 0,63607.$$

$$\Rightarrow \alpha'' \approx 0,636.$$

même si on pousse d'avantage les approximations, on va arriver à une valeur qui sera toujours proche de cette valeur  $\alpha''$ .

Donc, on peut déduire la valeur du coefficient du débit  $\alpha$ .

$$\Rightarrow \alpha = 0,636.$$

- Calcul de l'orifice du diaphragme :

La détermination de l'orifice du diaphragme se fait par le calcul du coefficient de rétrécissement de la section d'écoulement à travers le diaphragme. Celui-ci est dénommé par  $m$  fixe lors du calcul de  $\alpha$ .

$$m_0 = \alpha \cdot E \cdot m \frac{\pi D^2}{4} \sqrt{2 \cdot \Delta P \cdot \rho_1}$$

$$\alpha \cdot E \cdot m = \frac{m_0}{\frac{\pi D^2}{4} \sqrt{2 \cdot \Delta P \cdot \rho_1}} = A$$

Calculons la valeur de A :

$$A = \frac{m_{0 \max}}{\frac{\pi D^2}{4} \sqrt{2 \cdot \Delta P_{\max} \cdot \rho_1}} = \frac{0,263}{\frac{\pi (0,15)^2}{4} \sqrt{2 \cdot 2452,5 \cdot 1,204}} = 0,1936$$

$$A = \alpha \cdot E \cdot m \quad \text{avec} \quad E = 1 + (0,3707 + 0,3184 m^2) \cdot 0,0253$$

Dressons un tableau de valeur donnant  $y = f(m) = \alpha \cdot E \cdot m$ .

Puisque nous avons plusieurs moteurs, on calcule pour chaque la fonction A lui correspondant. Connaissant les différents  $A_i$ , on déduit pour chaque moteur le diaphragme correspondant.

$$Re_{\max} = 1,22 \cdot 10^5 \quad (\text{calculé précédemment}).$$

On doit remarquer que la correction sur  $\alpha$  est très faible vu que le coefficient de correction  $\Gamma_{Re} \approx 1 \Rightarrow \alpha = \alpha_0$ .

Après avoir dressé le tableau de valeur donnant la fonction

$$y = f(m) = \alpha \cdot E \cdot m = A$$

pour  $A = 0,1936$ , on peut déduire le facteur  $m$  donnant le degré de rétrécissement de la section d'écoulement.

Par une interpolation linéaire, on déterminera la valeur de  $m$  correspondant à  $A = 0,1936$ .

$$A = \frac{A_2 - A_1}{m_2 - m_1} \cdot m \quad \Rightarrow \quad m = \frac{A}{\frac{A_2 - A_1}{m_2 - m_1}}$$

$$A_2 = 0,2001 \quad , \quad A_1 = 0,1889$$

$$m_2 = 0,316 \quad \quad m_1 = 0,3$$

$$\Rightarrow m = \frac{0,1936}{\frac{0,2001 - 0,1886}{0,316 - 0,3}} = \frac{0,1936 \cdot 0,016}{0,0115} = 0,305$$

$$d_1 = \sqrt{m} \cdot D = 83 \text{ mm}$$



Tableau de valeur :  $A = E \cdot \alpha \cdot m$

pour  $Re_{lim} = 1,22 \cdot 10^5$

$N^{\circ}$	$m$	$\alpha_0 = \alpha$	$E$	$\gamma = \alpha \cdot E \cdot m$
1	0,050	0,598	0,99061	0,0297
2	0,057	0,599	0,99060	0,0338
3	0,063	0,600	0,99059	0,0374
5	0,10	0,601	0,99059	0,0416
6	0,141	0,603	0,99059	0,0577
7	0,173	0,607	0,99059	0,0847
8	0,2	0,612	0,99059	0,1048
9	0,223	0,616	0,99059	0,1220
10	0,244	0,620	0,99058	0,1369
11	0,264	0,624	0,99057	0,1508
12	0,282	0,628	0,99056	0,1642
13	0,3	0,632	0,9905	0,1765
14	0,316	0,636	0,9898	0,1889
15	0,331	0,640	0,9897	0,2001
16	0,346	0,644	0,9896	0,2109
17	0,36	0,647	0,9895	0,2215
18	0,374	0,651	0,9894	0,2319
19	0,387	0,655	0,9893	0,2423
20	0,4	0,659	0,9892	0,2529
21	0,412	0,667	0,9891	0,2718
22	0,424	0,671	0,98909	0,2814

	$m$	$\alpha_0 = \alpha$	$\varepsilon$	$\gamma = \alpha \cdot \varepsilon \cdot m$
23	0,435	0,675	0,98909	0,2904
24	0,441	0,679	0,98909	0,3002
25	0,458	0,683	0,98893	0,3093
26	0,469	0,687	0,98885	0,3211
27	0,479	0,691	0,98876	0,3276
28	0,489	0,695	0,98868	0,3365
29	0,50	0,699	0,98860	0,3455
30	0,5099	0,703	0,98852	0,3543
31	0,519	0,708	0,98844	0,3636
32	0,529	0,712	0,98836	0,3723
33	0,538	0,716	0,98828	0,3810
34	0,547	0,720	0,98820	0,3896
35	0,556	0,725	0,98812	0,3988
36	0,565	0,729	0,98804	0,4073
37	0,574	0,734	0,98796	0,4165
38	0,583	0,738	0,98788	0,4250
39	0,591	0,743	0,9878	0,4341
40	0,60	0,748	0,98772	0,4432
41	0,608	0,753	0,98764	0,4523
42	0,624	0,757	0,98756	0,4608
43	0,632	0,762	0,98748	0,4698
44	0,640	0,767	0,98740	0,4789

- Calcul des orifices des diaphragmes pour les autres moteurs :

+ Moteur de caractéristique :

$P = 320$  cv à  $2500$  tr/min, non suralimenté  $\Rightarrow P_i \approx 9$ .

$$Q_{\text{max}} = \frac{900 \cdot P_i}{P_i \cdot 120} = \Rightarrow m_{\text{max}} = \rho \cdot Q_{\text{max}}$$

$$\Rightarrow m_{\text{max}} = 1,204 \frac{900 \cdot 320}{9 \cdot 120} = 0,321 \text{ kg/s}$$

$$A_2 = \frac{m_{\text{max}}}{\frac{\pi D^2}{4} \cdot \sqrt{2 \cdot \Delta P_{\text{max}}} \cdot \rho_i}$$

L'installation est la même pour tous les moteurs, seul le diaphragme varie.

$$A_2 = \frac{0,321}{0,0116 \cdot \sqrt{2 \cdot 2452,5} \cdot 1,204} = 0,237$$

$$A_2 = 0,237 \Rightarrow m_2 = 0,37$$

$$\Rightarrow d_2 = \sqrt{m_2} \cdot D = \sqrt{0,37} \cdot 0,15 =$$

$$\Rightarrow d_2 = 91,2 \text{ mm}$$

- Moteur de caractéristique :

$P = 260$  cv à  $2400$  tr/min non suralimenté  $\Rightarrow P_i = 9$ .

$$m_{2,\text{max}} = \frac{900 \cdot 260}{9 \cdot 120} : 1,204 = 0,216 \text{ kg/s}$$

$$A_3 = \frac{m_{2,\text{max}}}{\frac{\pi D^2}{4} \cdot \sqrt{2 \cdot \Delta P_{\text{max}}} \cdot \rho_i} = \frac{0,216}{0,0116 \cdot \sqrt{2 \cdot 2452,5} \cdot 1,204} = 0,1597$$

$$A_3 = 0,1597 \Rightarrow m_3 = 0,26$$

$$\Rightarrow d_3 = \sqrt{m_3} \cdot D \Rightarrow d_3 = 76,5 \text{ mm}$$

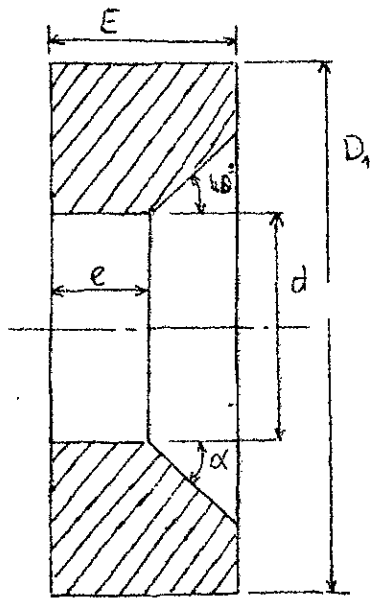
-  $P = 260$  cv à  $2200$  tr/min non suralimenté.

$$m_{3,\text{max}} = m_{4,\text{max}}$$

$$\Rightarrow m_3 = m_4 = 0,26$$

$$\Rightarrow d_3 = d_4 = 76,5 \text{ mm}$$

- Dimensionnement des diaphragmes :



le diamètre  $D_1$  sera pris égal au diamètre du raccord de la conduite.

le diamètre de la conduite est déjà fixé :

$$D = 150 \text{ mm.}$$

$$\alpha \approx 30 - 45^\circ$$

$\alpha$  fixe à  $40^\circ \text{C}$ .

La rugosité de la surface en amont du diaphragme ne doit pas dépasser  $0,003 \text{ d}$ .

les dimensions du diaphragme sont données par les plages suivantes :

$$0,005 D \leq E \leq 0,05 D.$$

Pour les diaphragmes avec chanfreins,  $E \geq 0,02 D$ .

$$\text{pour } m \geq 0,04 \quad 0,005 D \leq e \leq 0,02 D.$$

$$\text{pour } m < 0,04 \quad 0,005 D \leq e \leq 0,01 D.$$

Dans les cas étudiés  $m > 0,04$ .

On peut donc fixer les dimensions des diaphragmes.

Pour plus de commodité au montage et démontage, on prend les mêmes dimensions pour tous les diaphragmes, seul et valet.

$$E = 0,04 D \Rightarrow E = 6 \text{ mm.}$$

$$e = 0,015 D \rightarrow e = 2,25 \text{ mm.}$$

$\alpha = 40^\circ$  angle du chanfrein des diaphragmes.

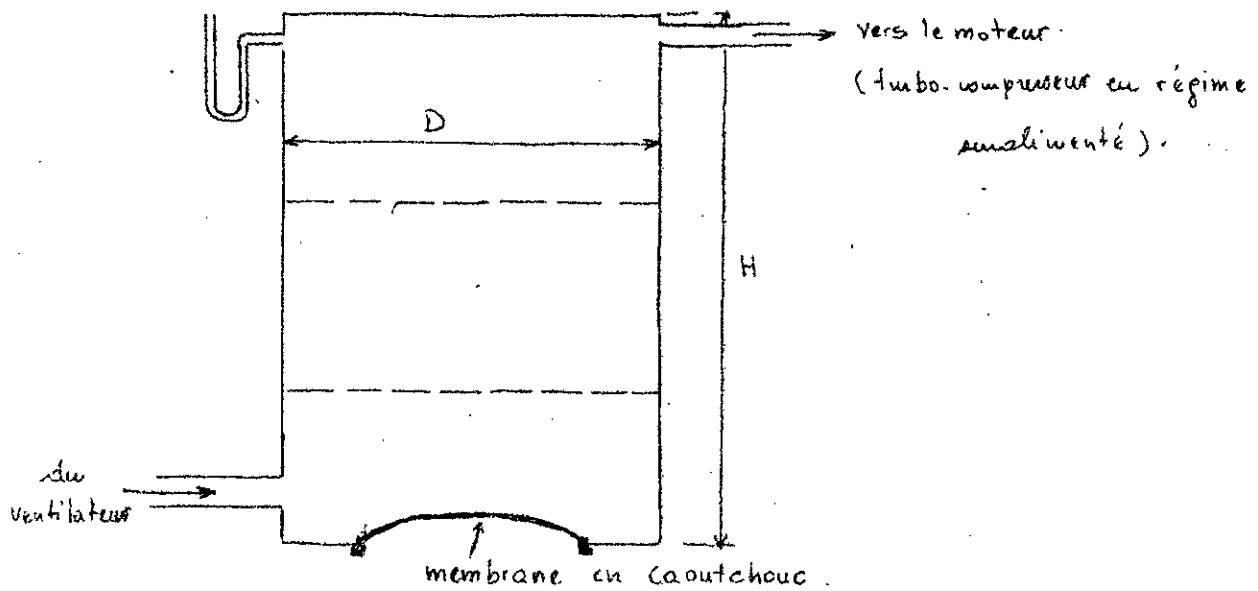
les diamètres des différentes orifices étant calculé, précédemment

$$d_1 = 83 \text{ mm}, \quad d_2 = 91,2, \quad d_3 = 76,5, \quad d_4 = 76,5 \text{ mm}$$

c). Calcul et dimensionnement du réservoir d'amortissement des vibrations des gaz:

Pour assurer le meilleur amortissement des vibrations, la contenance du réservoir doit être 200 fois la cylindrée totale du moteur. Vu que nous aurons un seul réservoir pour tous les moteurs, il est préférable de calculer ce dernier pour le moteur ayant une plus grande cylindrée.

- Schéma de principe du réservoir :



la membrane en caoutchouc est déformable sous l'action des vibrations des gaz provenant du ventilateur, cette déformation permet d'amortir les vibrations. De ce fait l'écoulement du gaz vers le moteur se fait à régime stable.

- Dimensionnement du réservoir :

le réservoir est de forme cylindrique de diamètre  $D$  et de hauteur  $H$ .

la cylindrée du moteur de plus grande puissance est :

$$V_s = \frac{P_c \cdot 900}{P_c \cdot n} = \frac{350 \cdot 900}{12 \cdot 1400} = 18,75 \text{ l} \quad (\text{moteur suralimenté}).$$

$$V = 200 \cdot V_s = 200 \cdot 18,75 = 3750 \text{ l} = 3,75 \text{ m}^3.$$

La forme cylindrique du réservoir permet d'avoir un déplacement uniforme de l'air, pour ce qui on a adopté la forme cylindrique.

$V = \pi R^2 \cdot H$  on fixe la hauteur  $H$  du cylindre.

$H = 2 \text{ m}$  pour deduire son diamètre.

$$D = \left( \frac{4 V}{H \cdot \pi} \right)^{\frac{1}{2}} = 2 \cdot \left( \frac{3,75}{2 \cdot 3,14} \right)^{\frac{1}{2}} = 1,54 \text{ m.}$$

Donc les dimensions du réservoir sont :  $D = 160 \text{ cm}$   $H = 200 \text{ cm}$ .

Choix des dimension de la membrane :

La membrane est fixe dans le fond du réservoir par pucement. Ce pucement est réalisé par un anneau métallique juxtaposé aux rebords du fond du réservoir pour à cet effet. La membrane, de forme circulaire légèrement ovalisée, doit avoir un diamètre inférieur à celui du réservoir.

$D = 1,6 \text{ m} \Rightarrow$  on prend  $D_m = 100 \text{ cm}$ .

Montage de la membrane :



Le montage peut être renforcé en utilisant une colle pour réaliser une meilleure étanchéité du réservoir, donc éliminer les fuites des gaz.

Choix du ventilateur :

Vu que l'installation est doté d'un ventilateur, il est nécessaire de déterminer ses caractéristiques.

La consommation d'air du moteur est de :  $700 \text{ l/h}$ .

La pression de l'air nécessaire est de  $P_0 = 1,02 \text{ kgf/cm}^2$  (en suralimentation).

Moyennant ceci, on peut déterminer la puissance du ventilateur à utiliser.

d) - Calcul de la puissance du ventilateur:

La puissance du ventilateur est donnée par la relation suivante:

$$P = Q \cdot \Delta P + Q \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v^2 \quad \rho - \text{densité volumique de l'air} = 1,294 \text{ kg/dm}^3$$

$v$  - vitesse d'écoulement d'air.

$$Q = \text{débit d'air nécessaire au moteur} \quad Q = \frac{V_0 \cdot n}{2 \cdot 60} = 218,75 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$V_0 = \text{cyclindrée} = 18,75 \text{ l}, \quad n = 1400 \text{ tr/min.}$$

$\Delta P$  = gain de charge du au ventilateur.

$$v = \frac{Q}{S} \quad \text{on fixe } S \text{ en prenant } d = 60 \text{ mm} \Rightarrow S = \frac{\pi d^2}{4} = 2827,09 \text{ cm}^2$$

$$\Rightarrow v = \frac{218,75 \cdot 10^{-3}}{28,27 \cdot 10^{-4}} = 77,37 \text{ m/s}$$

$$\Delta P = Q^2 \left( A + \frac{\rho}{2S^2} \right) \quad A \text{ est une constante définie expérimentalement}$$

on prend  $A = 4,09 \cdot 10^4$

$$S = 28,27 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$\Rightarrow \Delta P = (218,75 \cdot 10^{-3})^2 \left( 4,09 \cdot 10^4 + \frac{1,294}{2 \cdot (28,27)^2 \cdot 10^{-8}} \right)$$

$$= (218,75)^2 \cdot 10^{-6} (4,09 \cdot 10^4 + 8,09 \cdot 10^4) = 5828,32 \text{ N/m}^2$$

Ainsi tous les paramètres étant calculés, on détermine la puissance:

$$P = Q \Delta P + Q \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v^2$$

$$= 218,75 \cdot 10^{-3} \cdot 5828,32 + 218,75 \cdot 10^{-3} \cdot 1,294 \cdot (77,37)^2$$

$$= 1274,94 + 1694,44 = 2969,38 \text{ W}$$

→ Donc la puissance du ventilateur peut être légèrement supérieure vue qu'on a aussi des pertes mécaniques

on prendra donc  $P = 3 \text{ kW}$

### 3°) Mesure de la consommation en combustible :

La consommation de combustible peut être déterminée de deux façons :

- méthode volumétrique.
- Méthode gravimétrique.

Le choix est porté sur la deuxième vu qu'elle permet la détermination exacte de la consommation dans n'importe quelle condition climatique.

Vu l'existence d'une faible variation de volume de combustible avec la variation de la température, la méthode volumétrique ne donne pas des résultats satisfaisants.

#### a) Principe de la méthode :

L'installation comporte un réservoir d'une contenance de 150 à 200 litres, une balance sur laquelle on dispose d'un vase de carburant. Ceux-ci sont connectés à un robinet à trois voies par lequel sort une conduite alimentant le moteur.

L'alimentation du moteur par le vase permet la détermination de la consommation du moteur pendant un interval de temps déterminé.

#### b) - Méthode de mesure :

Elle consiste à déterminer la quantité de carburant débitée par le vase de mesure pendant un interval de temps "g/h". Pour effectuer une mesure, on ouvre le robinet à trois voies de façon à assurer l'alimentation par le vase la balance étant réglée au départ à zéro. Après un interval de temps, on relève la quantité en gramme débitée par le vase. la consommation horaire est donnée par la relation

$$C = \frac{m}{\Delta T} \quad [g/s], [g/h]$$

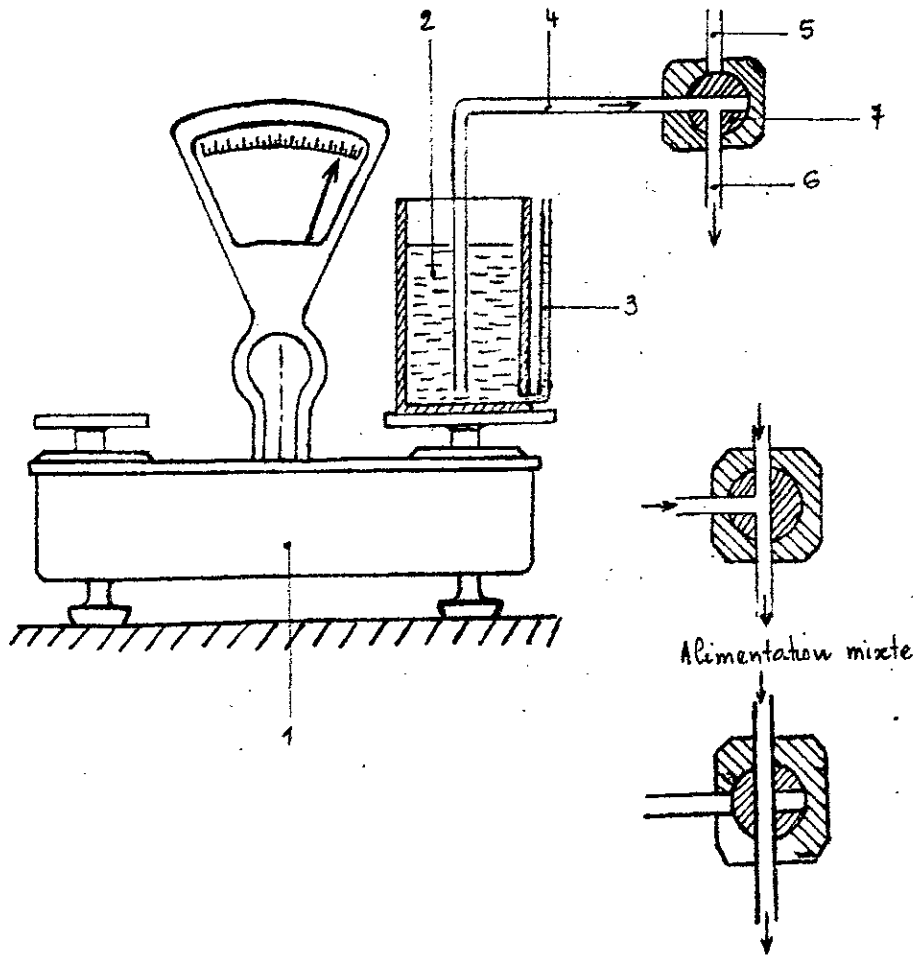
Cette méthode peut être automatisée mais l'étude est difficile vu qu'elle doit être équipée d'un régulateur automatique ou d'un circuit électrique automatisé.



Installation de mesure de la consommation  
de combustible

« méthode gravimétrique »

Fig: 2



- 1 - Balance de mesure
- 2 - Réservoir auxiliaire de mesure
- 3 - tube indicateur du niveau
- 4 - conduite d'alimentation par le réservoir auxiliaire
- 5 - Conduite venant du réservoir principale d'alimentation
- 6 - Conduite d'alimentation du moteur
- 7 - Robinet à trois voies

Alimentation du réservoir principale

L'automatisation de cette méthode permettra la détermination de la consommation sous tous les régimes de vitesse et de la charge.

Le projet d'automatisation s'avère très intéressant mais son étude nécessite une étude approfondie des régulateurs ou des circuits automatiques.

c)- Détermination de la consommation horaire :

$$C_h = \frac{n}{\Delta T}$$

$n$  = quantité consommée par le moteur pendant un interval de temps  $\Delta T$  en seconde.

$$C_h = \frac{n}{\Delta T} \times 3600 \quad [\text{g/h}].$$

d)- Détermination de la consommation spécifique :

Si la puissance débite par un moteur sous un régime déterminé est  $P$  en cv, la consommation spécifique est donnée par :

$$C_s = \frac{n}{\Delta T} \times 3600 \times \frac{1}{P} \quad [\text{g/cv.h}].$$

la consommation spécifique peut aussi être écrite en fonction du rendement global de la machine thermique et du pouvoir calorifique du combustible utilisé.

$$C_s = \frac{640 \cdot 10^3}{\eta \cdot P_{ci}}$$

ou 640 est l'équivalent calorifique du cheval-heure.

Cette relation permet donc la détermination du rendement global du moteur puisque la consommation spécifique et le pouvoir calorifique sont connus, donc nous avons :  $\eta = \frac{640 \cdot 10^3}{C_s \cdot P_{ci}}$ .

Pour le gaz-oil "courant",  $P_{ci} = 10105 \text{ cal/kg}$ .

$P_{ci}$  = pouvoir calorifique inférieur du combustible.

#### 4°) Analyse des fumées d'échappement:

L'état d'un moteur, le bon fonctionnement de sa pompe d'injection peuvent être jugés par l'aspect des fumées d'échappement.

Ce degré de fumée peut être différemment estimé par les opérateurs. A cet effet, sont prévus des appareils spéciaux donnant, par une mesure, un résultat plus concret.

Plusieurs sortes d'appareils existent de nos jours. Elles fonctionnent en majorité sous le principe d'aspiration des gaz d'échappement à travers des filtres de papiers minces.

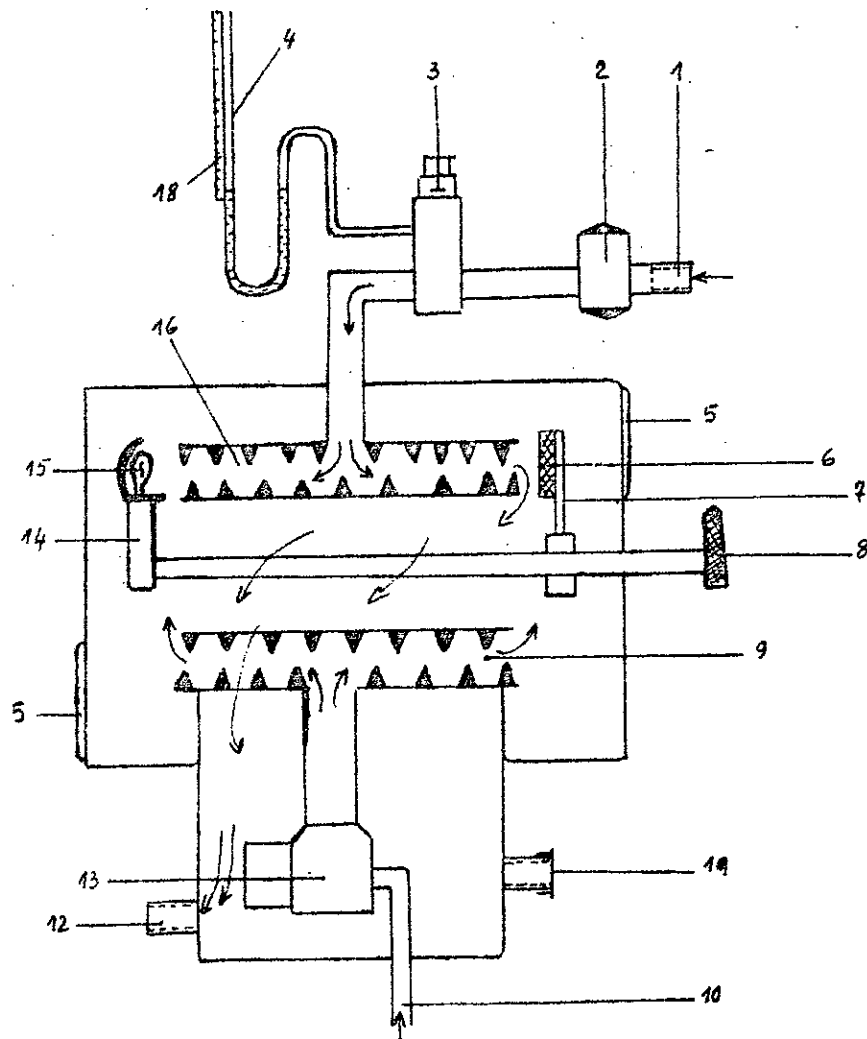
Cependant l'existence d'appareils donnant directement la mesure du degré de fumée s'avère d'un grand avantage notamment l'appareil "HARTRIDGE" qui est la plus utilisée de nos jours. Elle assure une mesure rapide avec des résultats satisfaisants.

##### - Description de l'appareil HARTRIDGE:

Cet appareil est composé essentiellement de deux tubes de même dimensions et ayant des propriétés optiques semblables. L'un est parcouru par l'air frais et sert de tube de référence. Dans l'autre circule la fumée à mesurer. L'air arrive sous une légère pression donnée par un ventilateur. La fumée est introduite dans le tube par une petite canalisation branchée directement dans la pipe d'échappement du moteur. Cette canalisation peut être aussi introduite au bout du tuyau d'échappement pour recueillir un échantillon de la fumée à mesurer.

Un bras basculant sur lequel sont fixées une source de lumière et une cellule photo-électrique qui peuvent être placés soit en face du tube -

## Analyseur des fumées "HARRIDGE"



1. Entrée des fumées
2. Diaphragme d'admission des fumées
3. Soupape de décharge
4. Manomètre à eau
5. Couvrecle de nettoyage
6. Cellule photo-électrique
7. Bras support de la cellule
8. Poignée de manœuvre
9. tube etalon
10. Entrée d'air frais
11. Sortie facultative
12. Sortie de la fumée
13. Ventilateur d'air frais
14. Bras support de la lampe
15. lampe témoin
16. Tube de fumée
17. Couvrecle de nettoyage.
18. Règlette

étalon parcouru par l'air frais soit en face du tube de mesure parcouru par les fumées.

Un milliampèremètre gradué en unité "HARTIDGE" connecté par des fils à la cellule photo-électrique. le milliampèremètre est gradué de 0 à 100 le zéro indique une fumée incolore alors que la fumée à opacité totale est indiquée par la graduation 100 (noir absolu).

le réglage de l'appareil est assuré par un potentiomètre. le zéro est observé en plaçant la cellule photo-électrique et la source de lumière en face du tube étalon.

Par basculement de la source de la source de lumière et la cellule photo-électrique aux extrémités du tube de fumée, on réalise la mesure du degré ou opacité de la fumée.

La figure "4" illustre les principaux dispositifs de l'appareil.

La source de lumière et la cellule photo-électrique sont rapidement fixées à l'axe actionne par la poignée.

La cellule photo-électrique peut être éclairer à travers le tube étalon d'air frais ou à travers le tube de fumée.

Les déflécteurs hérissant l'intérieur des tubes previennent les réflexions internes de la lumière et captent les faibles dépôts qui pourraient nuire à l'équilibre optique des deux tubes.

Un écran d'air frais évite l'encrassement de la cellule photo-électrique et de la source. Cet écran passe devant la cellule et la source et balaye toute les particules hors des logements des instruments pour sortir à la fin par l'échappement des fumées.

Pour éliminer l'eau résultant de la condensation des gaz d'échappement il est prévu un condenseur avec une soupape de décharge qui limite la pression dans le tube de fumée pour qu'elle ne dépasse pas celle de l'air frais parcourant le tube étalon. Ceci peut être la cause de la destruction des écrans d'air frais.

On contrôle la pression des gaz d'échappement à l'aide d'un diaphragme placé à l'entrée.

On vérifie l'appareil à l'aide d'un film coloré livré avec l'instrument. Quand ce film est placé entre la cellule et la source de lumière, la lecture doit être de  $50 \pm 2$  unités pour un appareil bien réglé.

Pour éviter des pressions et températures excessives au fumimètre, on place la prise d'échantillon à une distance convenable, ceci permet aussi d'avoir un bon mélange des gaz d'échappement.

Le tube de connexion doit être assez long, armé et isolé à l'amiante pour éviter les chutes brusques de température dans la canalisation de prise. Les chutes provoquent le dépôt de suie.

L'appareil fonctionne en courant continu sous une tension de 12 volts.

## 5) Tableau de contrôle :

Pour rendre plus aisée la tâche du manipulateur et permettre le contrôle continu des différents paramètres du moteur à essayer, il est nécessaire de rassembler les différents appareils dans un même tableau dénommé : Tableau de contrôle.

Il doit essentiellement comporter :

a) - Un thermomètre mesurant la température d'huile moteur.

La sonde sera placée à la partie inférieure du carter du moteur.

Ceci se réalise le plus souvent dans le bouchon de vidange.

Il est à remarquer que la puissance et le rendement du moteur sont directement influencés par la température d'huile de graissage ainsi que sa qualité lubrifiante et sa viscosité.

Il est donc nécessaire de maintenir la température d'huile dans les limites raisonnables car un échauffement très important peut provoquer le grippage des pistons et des paliers.

b) - Un manomètre mesurant la pression d'huile du moteur. La tubulure du manomètre est associée ou raccordée à l'endroit du manomètre du moteur à essayer.

c) - Un thermomètre mesurant la température de sortie de l'eau du frein. Celui-ci sera branché dans la conduite de refroidissement. Celle-ci ne doit pas dépasser  $70^{\circ}\text{C}$ . Dépassée cette valeur, le fonctionnement du frein est inadéquat.

d) - Deux thermomètres permettant de relever la température à l'entrée et à la sortie du circuit de refroidissement du moteur.

Ceci concerne bien sûr les moteurs à refroidissement à eau. Les thermomètres seront placés respectivement dans les dérives d'entrée et de sortie du radiateur.

e). Un thermocouple permettant de relever la température des gaz de combustion. La canne du thermocouple doit être placée dans la canalisation d'échappement suffisamment éloignée du collecteur.

Le choix du thermo-couple est porté sur le thermo-couple à base de nickel. Chacune des bagues comporte du nickel auquel on ajoute d'autres éléments différents pour ces bagues.

Les qualités choisies sont :

- Bague en alliage au nickel-chrome.

Ni = 85 % , Cr = 15% .

- Bague en alliage de nickel-aluminium et silicium.

Ni = 94 % ; Mn = 3% , Al = 2% , Si = 1% .

Ce thermocouple peut mesurer dans températures allant de  $-50^{\circ}\text{C}$  à  $900^{\circ}\text{C}$ . Ceci convient parfaitement dans notre cas puisque la température des fumées d'échappement est d'environ de  $550^{\circ}\text{C}$  à  $600^{\circ}\text{C}$ .

f). D'autres appareils peuvent être utilisés pour surveiller convenablement les performances du moteur.

- Un oscillographe pour le contrôle de l'allumage.

- Un compresseur pour le contrôle du taux de compression surtout pour les moteurs Diesel où ce paramètre revêt d'une grande importance.

- Un dépressomètre pour le contrôle du taux de dépression



## 6°) Etude du peson de mesure :

Les éléments essentiels dans le système de mesure du couple sont le ressort et le cadran de mesure. Ce dernier nécessite une étude assez approfondie et compliquée vu la multitude de ses réductions. A cet effet l'étude est orientée surtout sur la détermination des différentes caractéristiques du ressort dynamométrique.

### a) Dimensionnement du ressort :

Le dimensionnement du ressort dépend de la flèche maximale et minimale. Celles-ci sont fonction respectivement de l'effort maximum et minimum ainsi que des diamètres et du nombre de spires de ce ressort.

Pour cela on fixe la flèche maximale du ressort en fixant l'angle maximum d'oscillation du carter du frein. Cet angle est pris égal à un degré, ce qui permet de définir la flèche maximale comme suit :

$$f_{\max} = \alpha \cdot R = \frac{\pi}{180} \cdot 1 \cdot R \quad \text{avec } R = 716 \text{ (bras de levier)}$$

Le ressort n'est pas à spires jointives. La flèche maximale est définie par  $f_{\max} = f_2 - f_1$ .

$f_2$  - flèche avec maximum de contre-poids.

$f_1$  - flèche définie par le minimum de charge du ressort. Celle-ci correspond au poids du support des surcharges.

on prend  $P_1 = 200 \text{ N}$ .

$P_2 = 2000 \text{ N}$  donné par la caractéristique du frein.

Donc nous avons :  $f_2 - f_1 = f_{\max} = K(P_2 - P_1) = KP$

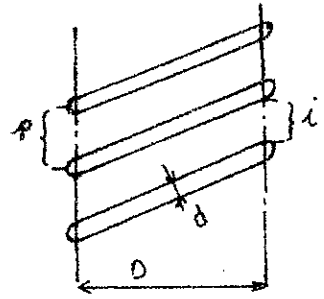
$$\text{avec } K = \frac{8D^3}{Gd^4} \cdot n$$

$n =$  nbre de spires

$K$  définit la raideur du ressort.

$i =$  interval d'enroulement.

$P =$  Pas d'enroulement du ressort.



Les caractéristiques principale ( $D, d, n$ ) du ressort sont définies par les 2 relation relation.

$$• f = f_2 - f_1 = K (P_2 - P_1) = KP = \frac{8D^3 \cdot n}{G d^4} \quad (1)$$

$$• \tau = \frac{8PD}{\pi d^3} \leq \tau_a \quad (2)$$

le ressort est en acier supportant une contrainte égale au  $\frac{2}{3}$  de la limite élastique, soit  $\tau_a = 800 \text{ N/mm}^2$ .

Généralement dans les ressort nous avons,  $\frac{D}{d} = 5 \div 10$ .

on fixe dans ce  $D/d = 8$ .

Pour effectuer le calcul, on fixe  $n = 8$ .

la relation (2) permet d'écrire :  $d_{\min} = \left( \frac{8P}{\pi \tau_a} \cdot \left(\frac{D}{d}\right) \right)^{\frac{1}{2}}$

$$\Rightarrow d_{\min} = \left( \frac{8(2000 - 200)}{3,14 \cdot 800} \cdot (8) \right)^{\frac{1}{2}} = 6,77 \text{ mm}$$

on fixe  $d = 7 \text{ mm}$ .

$$D = 8 \times 7 = 56 \text{ mm}.$$

$$K = \frac{8 D^3 \cdot n}{G d^4} = \frac{8 \cdot (56)^3 \cdot 8}{80.000 \cdot 7^4} = 0,0585' \text{ (m/N)}.$$

Pour définir convenablement le ressort on fixe, on fixe les valeurs des paramètres d'enroulement.

on fixe  $i = 8 \text{ mm} \Rightarrow P = i + d = 13 \text{ mm}$ .

Donc les caractéristiques du ressort sont :

$$D = 56; \quad d = 7; \quad n = 8, \quad \text{Pas} = 13 \text{ mm}.$$

## Recherche du couple et de la puissance:

### b). Mesure de la vitesse de rotation:

La vitesse de rotation est mesurée à l'aide d'un tachymètre. Celui-ci est monté dans le corps du frein. La relevée de la vitesse est faite sur l'arbre du frein puisque ce dernier tourne à la même vitesse que le moteur. A cet effet on prévoit une denture sur l'arbre du frein pour ajuster la denture du tachymètre.

### c). Mesure du couple:

La mesure du couple se fait par un peson accouplé à un dynamomètre. Le dynamomètre est placé à 316 mm de l'axe du frein, ce qui permet la mesure du moment par la connaissance de la charge donnée par le peson du mesure.

Le couple est donné donc par la relation:

$$C = P \cdot g \cdot L$$

$P$  = charge donnée par le peson (kg).

$L$  = longueur du bras de levier  $L = 0.316 \text{ m}$ .

$C$  = couple - N.m

En donnant un régime défini au moteur, on change le frein. Ainsi on obtient deux couples opposés en équilibre.

- L'un formé par le levier ( $L$ ) et le poids lu sur le peson ( $P$ ).

$$C = P \cdot L \cdot g \quad [\text{N.m}]$$

- L'autre est le couple moteur représenté par l'effort tangentiel  $F$  à la jante du volant moteur de rayon  $R$ .

$$\text{soit } C = F \cdot R$$

A l'équilibre, nous avons :  $F \cdot R = P \cdot L \quad [\text{N.m}]$

d) Recherche de la puissance :

Le moteur tourne à une vitesse de rotation  $N$  en  $\text{tr/min}$ , donnée par le tachymètre.

$$\Rightarrow \omega = \frac{\pi N}{30} \quad [\text{rad/s}] .$$

la puissance est donnée par la relation :

$$P = C \cdot \omega \quad (\text{W}) .$$

Comme la puissance est donnée le plus souvent en chevaux, on effectue la conversion en prenant :  $1 \text{ CV} = 736 \text{ W}$ .

$$P = \frac{C \cdot \omega}{736} \quad (\text{CV}) .$$

$$C = P \cdot g \cdot L$$

$$\omega = \frac{\pi N}{30}$$

$L$  est fixe à  $0,716 \text{ m}$ .

Donc la puissance devient :

$$P = \frac{P \cdot g \cdot L \cdot \pi \cdot N}{736 \cdot 30}$$

$$g = 9,81 \text{ m/s}^2 .$$

$$L = 0,716 \text{ m}$$

$$\pi = 3,14 .$$

$$\Rightarrow P = P \cdot N \cdot \frac{9,81 \cdot 0,716 \cdot 3,14}{736 \cdot 30} = P \cdot N \cdot 10^{-3} .$$

$$\Rightarrow P = 0,001 \cdot P \cdot N \quad [\text{CV}] \quad \text{avec } P = [\text{kg}] .$$

$$N \cdot [\text{tr/min}] .$$

Aussi, la détermination de la puissance

plus aisée par la simple connaissance de la charge en  $\text{kg}$  donné par le cadran de mesure et la vitesse en  $\text{tr/min}$  donné par le tachymètre.

## VII. Méthode d'essai :

### 1°) Instructions pour le montage :

Pour avoir les vides performances du moteur, il est nécessaire de vérifier la bonne fixation du moteur dans son support, ceci pour éliminer les vibrations qui peuvent provoquer des effets très néfastes.

L'accouplement du moteur au frein doit être monter avec un maximum de précision de centrage malgré que ce dernier peut supporter un desaxement jusqu'à 8 mm à la vitesse maximale et 14 mm au démarrage. Plus le desaxement est faible plus les vibrations du moteur amorties donc ne sont pas transmises au frein.

Le réglage de la coaxialité se fait par les verrous à vis supportant le support-moteur. De plus un mauvais centrage peut provoquer des effets néfastes dans les joints de l'arbre articulé élastique, du vilebrequin des coussinets ainsi que des pieds de bielle.

Avant le démarrage, il est obligatoire d'effectuer un contrôle de tous les éléments de l'installation, notamment l'alimentation en combustible, en air, refroidissement du moteur.

L'équilibrage statique du pignon de mesure est nécessaire pour avoir des relevés justes. Ce dernier se fait par le volant d'équilibrage placé à proximité du cadran de mesure.

Parfois, il est nécessaire d'effectuer une opération de préchauffage au moteur avant le démarrage, ceci se réalise par le moto-réducteur accouplé au frein, le frein tourne fou dans ce cas. Après ceci le moteur est lancé par le moto-réducteur.

## 2°. Conduite des essais :

Avant d'entamer la vérification des performances du moteur, il est nécessaire d'effectuer une opération de pré-rodage.

Celle-ci se fait à froid en coupant l'alimentation du moteur, donc sans compression.

Elle consiste à user sans heurt ni grippage les points de frottement dus aux rayures microscopiques de rectification des pièces en mouvement. Ceci permet d'obtenir un glissement favorisant le glissement qui peut être amélioré par un additif dans l'huile de passage ou dans le combustible (bisulfure de molybdène  $MbS_2$ ).

Cette opération de rodage à froid est assurée par le moto-réducteur le frein jouant uniquement le rôle d'accouplement moteur-moto-réducteur.

### . Rodage à chaud :

Après quelques minutes de marche sans compression, on lance le moteur en s'assurant dès les premiers tours du bon fonctionnement de la pompe à huile et de ses raccordements à l'aide du manomètre. Sa pression doit varier entre 3 et 6 kg et ne doit jamais être en dehors de ce domaine.

Après quelques instants de marche à bas régime et sans charge, on élèvera progressivement la vitesse pour activer le rodage.

La charge et le régime doivent augmenter simultanément suivant un programme défini dénommé "programme de rodage".

Chaque phase du programme est définie par le régime de rotation de la charge à donner au moteur et du temps de maintien.

le démarrage de la charge se fait par la fermeture de la vanne de sortie d'eau et l'ouverture légère de la vanne réglant l'entrée d'eau. Pour augmenter la charge, on agit sur les deux vannes en les ouvrant simultanément.

le réglage fini se fait par diaphragme qui masque plus ou moins les alvéoles. Le damier est actionné par un volant fixé sur le système de vis sans fin. Le diaphragme est doté de denture sur arc de  $20^\circ$  juste pour masquer au maximum les alvéoles semi-elliptiques. Le diaphragme comporte donc les "trous" de même dimension que les alvéoles pour permettre un bon réglage.

### 3°) Relevées :

Au fur et à mesure qu'on augmente la vitesse et la charge, on doit relever à chaque phase du programme les différents paramètres du moteur : vitesse, couple, températures et pressions.

Le bon fonctionnement du moteur est caractérisé par l'approche maximum des caractéristiques et des paramètres des valeurs réelles "données par le constructeur".

Les différentes valeurs du couple, de la consommation de combustible et de la puissance peuvent données dans un graphique pour permettre une comparaison rapide aux courbes du constructeur.

Les différentes températures et pressions peuvent être données dans un tableau.

Mais il est remarquer que ces valeurs ne sont pas parfaites vu les erreurs volontaires et involontaires qui existent toujours.

L'erreur peut résulter de l'opérateur, de l'appareil de mesure ou des conditions atmosphériques au moment de l'essai.

Il est nécessaire donc d'effectuer une correction des résultats pour être dans la certitude que la machine a réalisé la performance donnée dans sa fiche signalétique d'essai.

#### 4<sup>e</sup> Étude des relevés:

##### a) Erreurs de précision:

Dans toute mesure, de n'importe quelle nature soit-elle, l'erreur existe toujours, ceci peut résulter de différentes causes:

- Imparfaitement des instruments de mesure, des conditions de mesure et de la compétence du manipulateur.

L'erreur peut être systématique, accidentelle ou grossière.

La première est inévitable tandis que les autres proviennent des causes probatrices. Ainsi elles sont déterminées généralement par les lois régissant les probabilités et statistiques.

##### a) Calcul des erreurs probatrices:

Des  $n$  mesures effectuées, on calcule la valeur moyenne.

$$\bar{x} = \frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n x_i$$

L'erreur individuelle sur une mesure  $x_i$  est alors

$$\delta_i = \bar{x} - x_i$$

L'erreur moyenne sur les  $n$  mesures effectuées est:

$$\delta_m = \frac{\sum_{i=1}^n \delta_i}{n} = \frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})}{n}$$

Ceci détermine l'erreur moyenne arithmétique. Pour plus de précision on pousse d'avantage le calcul de l'erreur.



- Calcul de la précision de mesure :

$\delta_m$  étant l'erreur moyenne globale.

On peut aussi, par nécessité, déterminer la valeur de l'erreur absolue.

$$\theta = \frac{\sum_{i=1}^n |\delta_i|}{n} = \frac{\sum_{i=1}^n |x_i - \bar{x}|}{n}$$

L'erreur moyenne quadratique est donnée par la relation :

$$s = \left( \frac{\sum_{i=1}^n \delta_i^2}{n} \right)^{1/2} = \left( \frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2}{n-1} \right)^{1/2}$$

Pour déterminer l'erreur moyenne quadratique résultante, on divise par  $\sqrt{n}$  la valeur de l'erreur quadratique individuelle.

$$\Rightarrow S = \frac{s}{\sqrt{n}}$$

$$\Rightarrow S = \pm \left( \frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2}{n(n-1)} \right)^{1/2}$$

Donc la valeur à tenir en considération est :

$$x = \bar{x} \pm S \quad \begin{cases} x_{\max} = \bar{x} + S \\ x_{\min} = \bar{x} - S \end{cases}$$

- Erreurs systématiques

L'erreur systématique est due essentiellement aux conditions atmosphériques lors de l'essai. Puisque la puissance d'un moteur est fonction de la pression atmosphérique et de la température de l'ambiance, la correction des valeurs trouvées s'avère d'une grande nécessité.

Pour pouvoir comparer et vérifier les performances d'une machine thermique, il faut les corriger aux conditions atmosphériques standard. Le facteur de correction est donné dans des tables, ce facteur est fonction :

- De l'altitude
- De la température de l'ambiance.

Le tableau ci-dessus donne le coefficient de correction en fonction de l'altitude et de la température de l'ambiance :

Température en °C Altitude en m	-30	-20	-10	0	15	30	40	50
0	1,10	1,07	1,05	1,03	1,00	0,97	0,96	0,94
600	1,02	0,99	0,98	0,96	0,93	0,91	0,89	0,88
800	1,00	0,97	0,95	0,93	0,91	0,89	0,87	0,86
1000	0,97	0,95	0,93	0,91	0,89	0,87	0,86	0,84
1200	0,94	0,92	0,91	0,89	0,87	0,85	0,83	0,82
1400	0,92	0,90	0,89	0,87	0,85	0,83	0,81	0,80
1600	0,90	0,88	0,87	0,85	0,83	0,80	0,79	0,78
1800	0,88	0,86	0,84	0,83	0,81	0,79	0,77	0,76
2000	0,85	0,84	0,82	0,81	0,79	0,77	0,75	0,74
2200	0,84	0,82	0,80	0,79	0,77	0,75	0,74	0,72
2400	0,80	0,78	0,77	0,75	0,73	0,71	0,70	0,69
3000	0,76	0,74	0,73	0,72	0,70	0,68	0,67	0,66

## 5°) Entretien de l'installation d'essais

### a) Entretien du frein:

L'élément essentiel à entretenir dans l'installation d'essais est le frein. La pureté de l'eau d'alimentation doit être respecter au maximum pour éviter les dépôts de sable, de gravier ...

Le frein doit être périodiquement nettoyer pour éliminer les dépôts et les incrustations calcaires sans endommager l'intérieur ni attaquer les joints et l'arbre.

Ce nettoyage s'effectue au moyen d'un produit dénommé "Lithax".

Pour avoir un meilleur nettoyage, il est nécessaire d'utiliser le lithax non dilué.

De l'acide carbonique se dégage lors du nettoyage, ce dernier est très dangereux, il faut donc prendre un maximum de précaution.

Celui-ci est avide du feu, il faut donc éviter l'approche des flammes et assurer une bonne aération de la salle d'essai lors du nettoyage pour assurer l'évacuation totale de l'acide carbonique.

Il est conseillé de mettre des lunettes lors de l'opération d'entretien car le lithax est très nocif pour les yeux et les muqueuses.

Le nettoyage se fait par simple rotation du rotor qui envoie le lithax dans toute les alvéoles. Une à deux rotations suffisent largement en ayant le frein plein.

Les autres organes sont entretenus par un simple graissage notamment les roulements, les paliers. Les roulements doivent avoir une grande étanchéité pour éviter le contact avec l'eau et l'humidité.

L'étanchéité réalisée par les garnitures doit être surveiller continuellement sans que ces garnitures provoquent un frottement important avec l'arbre.

#### b) Peson de mesure :

Les articulations du peson être nettoyer et graisser périodiquement  
Ceci pour assurer son bon fonctionnement et lui assurer une meilleure  
protection contre la rouille.

Il est nécessaire de vérifier l'état des articulations avant chaque essai.  
Le peson doit être déchargé de tous contre poids à la fin de l'essai.

#### c) Arbre à cardan et motoréducteurs :

Vérifier quotidiennement l'usure de l'arbre surtout les joints. Un graissage  
toute les semaines est conseillé. Les différentes parties de l'arbre doivent  
être monter avec grand soin. Il est recommandé de veiller au bon  
alignement des arbres pour augmenter la durée de vie des joints et de l'arbre.

#### d) Sécurité de service :

La vitesse maximale du frein ne doit jamais être dépasser. Celle-ci est  
égale à 3000 tr/min dans notre cas. Veillez ne pas dépasser aussi la charge  
maximale qui est égale dans ce cas 200 kg.

L'accouplement moteur frein doit s'effectuer avec un grand soins et utiliser  
les boulons prescrits.

L'alimentation du frein doit être continue car un arrêt est très néfaste  
à l'installation. A cet effet, il est recommandé d'équiper l'installation  
d'un déclencheur automatique de l'installation en cas de défaillance  
de l'eau de freinage.

## - Conclusion :

Cette étude n'est pas une fin en soi vu qu'elle peut être approfondie d'avantage notamment le système de mesure du couple, le support moteur pour diminuer les vibrations ---

Tout de même, j'espère avoir donné une idée assez précise d'une installation d'essais et de rodage des moteurs Diesel.

Comme il m'a été donné le privilège d'effectuer des expériences sur une installation, je me suis efforcé d'approcher au maximum la réalité du problème soit par une documentation souvent incomplète soit par les conseils de différentes personnes qui ont bien voulu m'aider.

De ce fait mon travail se limite au calcul et dimensionnement des principaux éléments de l'installation et au choix des différents appareils de mesure.

La précision du dynamomètre est assez satisfaisante vu les différents facteurs qui résistent à la notation de l'arbre :

- résistance hydraulique créée par le rotor
- frottement des paliers sur l'arbre
- frottement des presses garnitures et des différents joints.

Chacun des facteurs réagit sur le carter lequel peut osciller et transmettre le couple (puissance) au système de mesure.

J'espère avoir fourni le meilleur de moi-même pour que ce modeste ouvrage servira d'outil de travail à la D.T.P et de documentation utile à l'école.

