

وزارة التعليم العالي
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
BIBLIOTHEQUE — المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT : GENIE MECANIQUE

1er

PROJET DE FIN D'ETUDES

SUJET

CONCEPTION D'UN BANC
D'ESSAI POUR MOTEUR DIESEL

2 PLANCHES

Proposé par :

C.R.F (S.N.T.F)

Etudié par :

A.KEMOUN

Dirigé par :

M. BENBRAIKA

PROMOTION : JUIN 1990

بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ

الحمد لله الذي هدانا لهذا وما كنا لنهتدي

لولا أن هدانا الله:

اللهم تقبل منا أعمالنا واجعلها خالصة لوجهك

الكريم ووقفنا للعمل بها في مرضاتك.

اللهم انفعنا بما علمتنا وعلما ما ينفعنا

وزهدنا علما.

الأمين

Dedicaces

Je dédie ce projet de fin d'études à :

- ma famille
- mes amis

Remerciements

Je remercie vivement Mr M.BENBRAIKA , enseignant à l'E.N.P.A ,pour les conseils qu'il m'a prodigués et grâce à qui cette étude a été rendue possible.

Que les professeurs qui ont contribué à ma formation trouvent, ici , ma gratitude la plus expressive.

Je suis reconnaissant envers tous ceux qui ont contribué, de quelque manière que ce fut, à l'élaboration de ce projet.

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE

PROMOTEUR : M. BENBRAIKA

ELEVE INGENIEUR : A. KEMOUN

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
المكتبة — BIBLIOTHEQUE
وزارة التعليم العالي والبحث العلمي
Ecole Nationale Polytechnique

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات

دائرة الهندسة الميكانيكية

الموجه : السيد محمد بن بريكة

الطالب المهندس السيد عبد النور كمن

-----\$ ملخص \$-----

الموضوع : ابتكار منضدة تجريب لمحرك ديزل .
الملخص : يتناول مشروعنا هذا ابتكار منضدة لتجريب
محركات الديزل مكونة من اذوات قياس
والاجهزة الضرورية لانجاز هذه المنضدة .
هذه المنضدة التجريبية موجهة للاستعمال في ورشة
الشركة الوطنية للسكك الحديدية وذلك لمراجعة خصوصيات
المحركات المستعملة .

-----\$ SUMMARY \$-----

Subject : The conception of test bench for Diesel engine

Abstract : This study concerns the conception of a test bench for
Diesel engine and the equipments for experimental
measurements .

This bench will be used by the work shop of
the (S.N.T.F) in order to renew Diesel engines .

-----\$ RESUME \$-----

Sujet : Conception d'un banc d'essai pour moteur diesel

Résumé : Ce projet, consiste à concevoir un banc d'essai muni des
instruments de mesures et équipements nécessaires pour
sa réalisation.

Ce banc d'essai sera destiné à équiper un atelier de
maintenance de la S.N.T.F , et servir à la
vérification des caractéristiques des moteurs révisés.

Sommaire

CHAPITRE 0.....

INTRODUCTION

CHAPITRE I.....2

GENERALITES

I.1 - Information générale sur le moteur de la locomotive.....2
 I.2 - Rappels sur les grandeurs mesurables au banc d'essais.....3
 I.2.1 - Couple3
 I.2.2 - Puissance4
 I.2.3- Consommation spécifique (Cs) :.....4
 I.3 - Equipement d'un banc d'essais de moteurs.....5

CHAPITRE II.....7

MESURES ET APPAREILLAGE CLASSIQUES UTILISES AU BANC D'ESSAI

II.1 - Mesure de la puissance effective.....7
 II.2 - Mesure du couple.....8
 II.2.1 - Montage du frein en balance.....8
 II.2.2 - Mesure directe du couple par torsiomètre.....8
 II.3 - Mesure de la vitesse de rotation.....9
 II.3.1 - Appareils mécaniques.....9
 II.3.2 - Appareils électriques.....9
 II.3.3 - Appareils électroniques.....10
 II.3.4 - Appareils stroboscopiques.....10
 II.4 - Mesure de débits de liquides (débit de carburant).....10
 II.4.1 - Mesures discontinues.....10
 II.4.2 - Mesures continues.....13
 II.4.2.1 - Orifice calibré et perte de charge variable.....13
 II.4.2.2 - Rotamètre ou débitmètre à section variable.....14
 II.5- Mesure de débits de gaz (débit d'air, de gaz d'échappement).16
 II.5.1 - Méthodes de mesure directe.....16
 II.5.1.1 - Compteurs volumétriques.....16
 II.5.1.2 - Débitmètres à pression différentielle.....18
 II.5.1.3 - Mesure du débit par col sonique.....21
 II.5.2 - Méthode de mesure indirecte du débit d'air à l'admission.....24
 II.6 - Mesure des températures.....25
 II.6.1 - Thermomètres à dilatation de liquide.....25
 II.6.2 - Thermomètres à tension de vapeur (fig II.10).....26
 II.6.3 - Thermomètres à résistances.....27

II.6.4 - Thermocouples.....	29
II.7 - Mesure de pression.....	31
II.7.1 - Manomètre de bourdon.....	31
II.8 - Analyseur des fumées d'échappement	32
<u>CHAPITRE III</u>	34

ETUDE COMPARATIVE DES FREINS

III.1 - Généralités sur les freins.....	34
III.2 Frein à friction (frein de prony).....	35
III.3 - Moulinet Renard.....	36
III.4 - Généralités sur les freins hydrauliques et électriques.....	37
III.5 - Freins hydrauliques (Froude, Schenck-Häcker).....	38
III.6 - Frein électriques.....	39
III.6.1 - Freins à courant continu (dynamo-dynamomètre).....	39
III.6.2 - Freins à courant alternatif.....	41
III.6.3 - Freins à courants de Foucault ou électro- magnétique.....	42

<u>CHAPITRE IV</u>	44
--------------------------	----

CHOIX DU TYPE DE FREIN A UTILISER

<u>CHAPITRE V</u>	48
-------------------------	----

DIMENSIONNEMENT DU FREIN

V.1 - Dimensionnement de l'arbre du rotor.....	48
V.2 - Dimensionnement de l'anneau liquide.....	49
V.3 - Dimensionnement du rotor.....	50
V.3.1 - Calcul de l'épaisseur (l) du rotor.....	50
V.3.2 - Détermination de l'épaisseur (L).....	53
V.4 - Calcul de l'arbre du frein et du roulement.....	53
V.4.1 - Calcul du couple de torsion.....	53
V.4.2 - Calcul du moment de flexion.....	54
V.4.3 - Calcul du diamètre de l'arbre.....	55
V.4.4 - Calcul des roulements.....	56

<u>CHAPITRE VI</u>	57
--------------------------	----

ACCOUPLLEMENT MOTEUR-FREIN ET ENSEMBLE SUPPORT MOTEUR

VI.1 - Accouplement moteur-frein.....	57
VI.2 - Ensemble support moteur.....	59

CHAPITRE VII.....64

CALCUL DE LA FONDATION

CHAPITRE VIII.....64

ETUDE DE L'INSTALLATION

VIII.1 - Alimentation du frein hydraulique.....64

VIII.1.1 - Etude de l'alimentation du frein.....64

VIII.1.2 - Dimensionnement du réservoir d'alimentation.....65

VIII.1.3 - Calcul thermodynamique.....65

VIII.1.4 - Calcul du débit d'eau.....65

VIII.1.5 - Dimensionnement de l'installation d'alimentation
 du frein.....66

VIII.2 - Etude du refoulement d'eau.....67

VIII.2.1 - Calcul de la pompe.....67

VIII.2.2 - Dimensionnement du réservoir de refoulement.....70

VIII.3 - Circuit de lubrification.....70

VIII.4 - Circuit de refroidissement.....70

CHAPITRE IX.....72

METHODE D'ESSAI

IX.1 - Instructions pour le montage.....72

IX.2 - Conduite des essais.....72

IX.3 - Relevés.....73

CONCLUSION

BIBLIOGRAPHIE

ANNEXE

INTRODUCTION

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

Les bancs d'essais occupent une place importante dans les domaines d'études technologiques, de contrôle et de mise au point de fabrication et de réparation des moteurs à combustion interne.

Les essais effectués au banc permettent de mesurer les performances des moteurs à divers régimes pour déterminer leur caractéristiques de couple, de puissance, de consommation et par conséquent de rendement.

Pour un banc d'essais moteur, on peut définir trois principales formes d'utilisation :

- Lors de l'étude ou de la mise au point d'un prototype, il est essentiel de procéder à des essais minutieux pour connaître le comportement du moteur à différents régimes et sous l'effet des diverses contraintes qu'il doit vaincre au cours de son fonctionnement sur un véhicule.

- Dans la fabrication des moteurs en série, le banc d'essais est simplement utilisé pour le contrôle et le rodage des pièces en mouvement.

- Dans un atelier de réparation, le banc d'essais sert à vérifier les caractéristique des moteurs après la remise à neuf de l'organe défectueux . Ces essais permettent également le rodage des moteurs.

Le banc d'essais à étudier sera destiné à équiper un atelier de maintenance de la société nationale de transport ferroviaire (S.N.T.F), afin de vérifier les caractéristiques des moteurs révisés.

GENERALITES

I.1 - Information générale sur le moteur de la locomotive

Dans ce moteur à deux temps, chaque cylindre produit un temps moteur pour chaque tour de vilebrequin. Le piston ne fonctionne pas comme pompe à air au cours d'une révolution du vilebrequin comme c'est le cas dans un moteur à quatre temps qui exige deux révolutions du vilebrequin pour produire une course motrice complète dans chaque cylindre. L'alimentation en air et la purge des gaz brûlés du cylindre d'un moteur à deux temps sont assurés par des moyens séparés. Le moteur est équipé de soufflantes, (voir fig I.1), destinées à assurer une alimentation adéquat d'air pour la combustion et le refoulement.

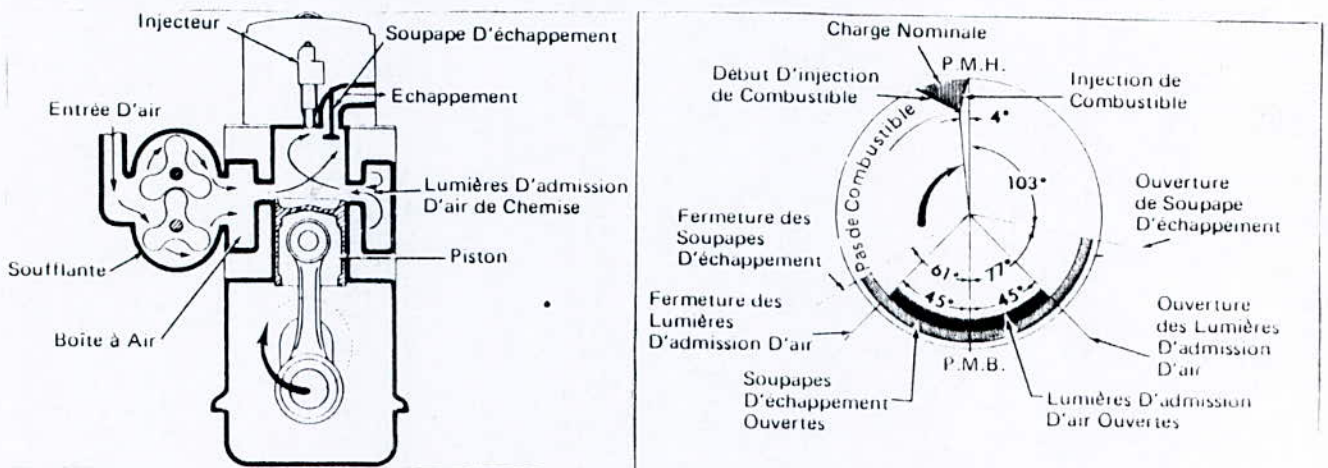


Fig. I.1 - Représentation schématique du fonctionnement du moteur

Referons nous à present à la fig(I.1) et supposons que le piston se trouve au bas de sa course, juste avant de commencer son ascension, les lumières d'admission d'air et les soupapes d'échappement seront ouvertes. De l'air sous pression entre dans le cylindre par les lumières de la chemise, pousse les gaz d'échappement produits par la course motrice précédente a travers les soupapes d'échappement et remplit le cylindre d'une nouvelle quantité d'air frais. Lorsque le piston atteint 45 degrés après, le point mort bas, les lumières d'admission seront fermées par le piston, comme indique sur le diagramme de distribution. Peu après la fermeture des lumières d'admission d'air, les soupapes d'échappement se fermeront également et l'air frais sera emprisonné dans le cylindre. La fermeture des soupapes d'échappement après celle des lumières d'admission permet d'obtenir un refoulement plus efficace des gaz brûlés du cylindre.

Au fur et à mesure que le piston continue sa course ascendante, il comprime l'air emprisonné en un volume extrêmement faible. Juste avant que le piston n'atteigne le point mort haut, l'injecteur de combustible pulvérise du combustible dans le cylindre. L'allumage de ce dernier est pratiquement instantané par suite de la température de l'air comprimé emprisonné au sommet du cylindre. Le combustible brûle rapidement et le piston est forcé vers le bas pour produire la course motrice. Comme le montre le diagramme de distribution, le piston continue sa course motrice vers le bas jusqu'à ce que les soupapes d'échappement s'ouvrent.

Les soupapes d'échappement sont ouvertes un peu avant les lumières d'admission d'air pour permettre à la plus grande partie des gaz brûlés de s'échapper et de réduire la pression dans le cylindre. Lorsque les lumières d'admission d'air sont dégagés par le piston à 45 degrés avant le P.M.B au cours de sa descente, l'air sous pression de la boîte à air peut entrer immédiatement dans le cylindre pour refouler le reste des gaz brûlés et fournir de nouvelle quantité d'air frais au cylindre. Le piston se trouve de nouveau au point de départ et le cycle recommence.

Caractéristiques du moteur, [1] :

Modèle : EMD 645 E3.
Nombres de cylindres : 16.
Disposition des cylindres : V à 45 degrés.
Taux de compression : 14.5:1.
Puissance max : 3300 Cv.
Régime max : 900 tr/min.
Régime min : 315 tr/min.

I.2 - Rappels sur les grandeurs mesurables au banc d'essais

Les courbes caractéristique des moteurs sont établis à l'aide des grandeurs mesurées au banc d'essais.

Ces grandeurs qui sont :

- le couple
- la puissance
- la consommation spécifique

dépendent de la vitesse de rotation du moteur à essayer.

I.2.1 - Couple

Le couple est l'effort instantané développé par moteur (c à d) le produit de la force par la longueur du bras de levier:

$$C = F.r \text{ (m.Kgf ou m.daN)}$$

Les valeurs du couple relevées au cours des essais indiquent exactement le comportement du moteur en fonction du régime.

Quelque soit le type de moteur, la caractéristique du couple présente trois zones distinctes (voir fig I.2):

- une zone d'accroissement jusqu'à une valeur max .
- une zone de décroissement à partir de cette même valeur optimale.
- une zone de chute rapide correspondant au régime de fonctionnement limite.

Cette brusque variation est due au mauvais remplissage des cylindres qui se répercute sur la pression d'explosion.

I.2.2 - Puissance

La puissance d'un moteur est égale au travail par unité de temps :

$$P = \frac{\text{travail(J)}}{\text{temps(S)}} = \text{travail par tour} \cdot \frac{N}{60}$$

Le travail par tour est donné par la relation:

$$T = 2 \pi C$$

L'expression de la puissance devient :

$$P = 2 \pi C N / 60$$

Quand le couple C garde une valeur constante, l'expression de la puissance est une fonction du premier degré.

I.2.3- Consommation spécifique (Cs) :

La consommation spécifique d'un moteur mesurée au banc d'essais est la quantité de carburant (en gr) brûlée pour produire 1 ch/heure. Sa détermination lors des essais permet d'évaluer le rendement du moteur. Pour cela, nous procédons de la manière suivante: nous mesurons le temps (Δt) mis par le moteur pour consommer une quantité C_0 de combustible à un régime où la puissance est P :

$$Cs = \frac{C_0}{\Delta t} \cdot 3600 \cdot \frac{1}{P} \quad (\text{g/cv.h})$$

P : en Cv , C_0 : en g , Δt : en sec .

La consommation spécifique peut être écrite en fonction du rendement globale de la machine thermique et du pouvoir calorifique du combustible utilisée (P_{ci}):

$$Cs = \frac{640 \cdot 10^3}{\eta \cdot P_{ci}} \quad \begin{array}{l} 640 = \text{calorifique du} \\ \text{cheval heure} \end{array}$$

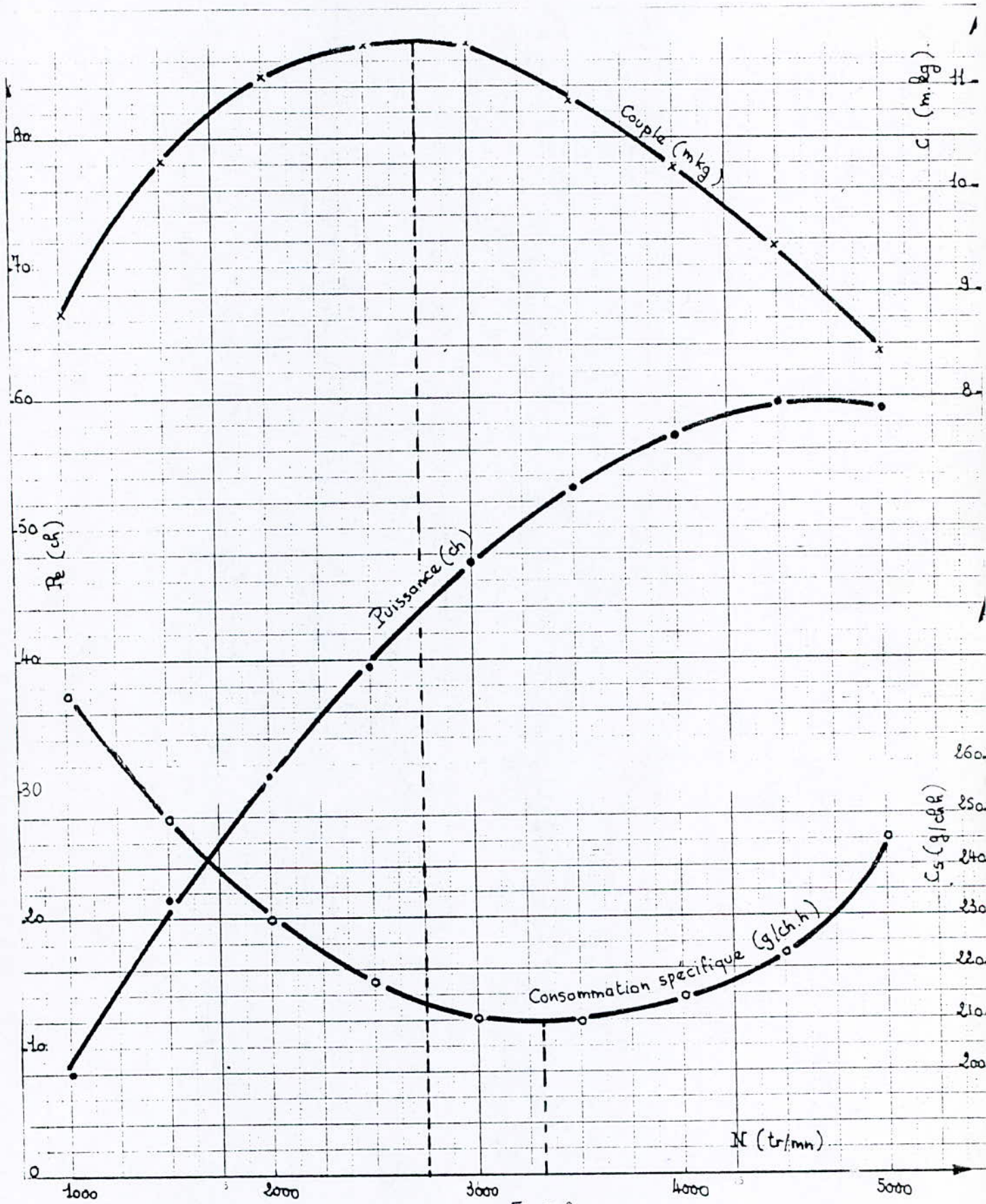


Fig I.2

4.bis

cette relation permet donc la détermination du rendement global du moteur :

$$\eta = \frac{640 \cdot 10^3}{Cs Pci}$$

Pci : pouvoir calorifique inférieur du combustible
Pci = 10105 Cal/Kg pour le gaz-oil

Théoriquement le minimum de la consommation spécifique correspond au couple maximum. Pratiquement, le rendement augmente avec le nombre de tours pour des raisons thermiques et mécaniques, alors le remplissage diminue, il en résulte que le minimum de la courbe de consommation est légèrement décalée vers la droite par rapport au maximum du couple (voir fig I.2).

I.3 - Equipement d'un banc d'essais de moteurs

L'équipement d'un banc d'essais de moteur dépend évidemment de la nature des essais envisagés (essais de réception ou de contrôle, essais de moteurs prototypes, essais d'endurance, essais de recherche, etc...) et de l'étude particulière du fonctionnement du moteur effectuée au cours de ces essais.

La figure (I.3) représente une installation classique de moteur sur un banc d'essai.

Les mesures à effectuer pour caractériser le fonctionnement d'un moteur sont très diverses et les appareils employés pourront parfois être fonction de l'échelle de mesure ou de la précision nécessaires.

Parmi les mesures classiques généralement utilisées, citons :

- Le couple;
- La vitesse de rotation (nombre de tours du moteurs par minute ou nombre de tours total au cours d'une mesure);
- Le débit :
 - de combustible
 - d'air admis
- La température :
 - de l'air ambiant
 - du fluide de refroidissement du moteur
 - de l'huile de graissage
 - des gaz d'échappement
 - d'une pièce particulière du moteur
- La pression :

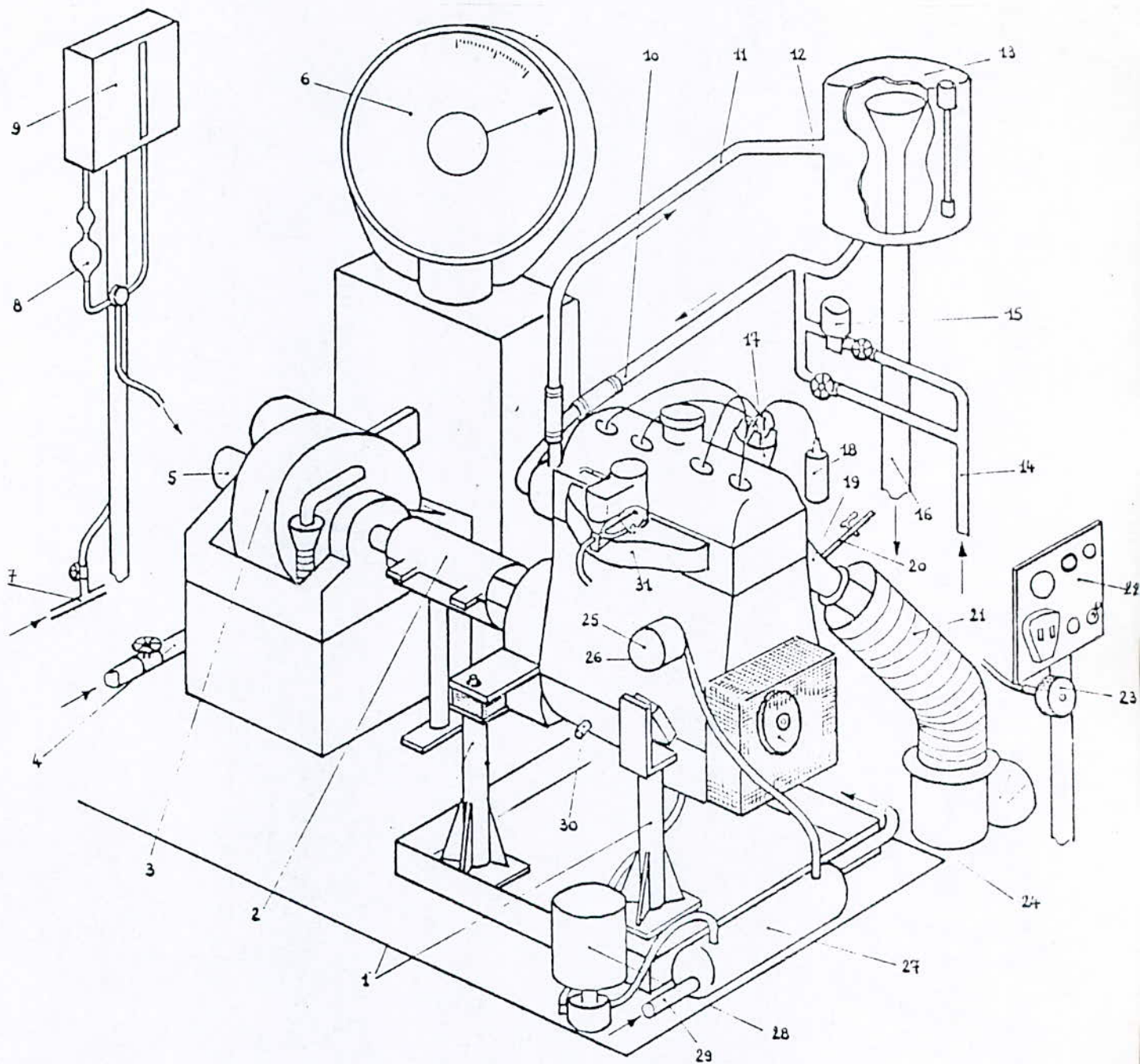


Fig. I. 3

SCHEMA D'INSTALLATION DE MOTEUR AU BANC D'ESSAI

- | | |
|------------------------------------------------------|---------------------------------------------------------|
| 1 - Supports du moteur | 17 - Distributeur d'allumage |
| 2 - Protection d'accouplement | 18 - Bobine d'allumage |
| 3 - Frein dynamométrique | 19 - Echappement |
| 4 - Arrivée d'eau du frein | 20 - Prise de gaz pour analyse |
| 5 - Dynamo tachymétrique | 21 - Gaine d'aspiration |
| 6 - Balance de mesure du couple | 22 - Commandes principales du moteur et du frein |
| 7 - Ligne d'alimentation en carburant | 23 - Commende des gaz |
| 8 - Pipettes de mesure de consommation | 24 - Prise de mouvement |
| 9 - Réservoir d'essence à niveau constant | 25 - Filtre à huile |
| 10 - Arrivée d'eau au moteur | 26 - Contrôle de pression d'huile |
| 11 - Retour de l'eau au bac | 27 - Echangeur eau/huile moteur |
| 12 - Contrôle de température d'eau | 28 - Pompe électrique auxiliaire de circulation d'huile |
| 13 - Bac de mélange d'eau | 29 - Arrivée d'eau régulée à l'échangeur |
| 14 - Arrivée d'eau froide | 30 - Contrôle de température d'huile |
| 15 - Electrovanne de régulation de température d'eau | 31 - Tubulure d'admission et carburateur |
| 16 - Départ trop plein du bac | |

- de l'air ambiant
- de l'huile dans le circuit de graissage
- du combustible dans le circuit d'alimentation

- L'humidité de l'air ambiant ;

- L'avance à l'allumage ou à l'injection, etc...

Les appareils le plus souvent employés pour ces mesures sont présentés succinctement ci-après .

La précision maximale qui peut être obtenue au cours de ces mesures est conditionnée par l'instrument utilisé mais dépend en outre des conditions d'emploi de cet instrument par l'expérimentateur lui-même.

CHAPITRE II

MESURES ET APPAREILLAGE CLASSIQUES UTILISES AU BANC D'ESSAI

II.1- Mesure de la puissance effective

Méthodes directes

Par mesure de la puissance électrique fournie par une génératrice de courant continu, connaissant son rendement dans les conditions d'utilisation (voir parag III.6.1).

D'après la valeur de puissance absorbée par une hélice ou un moulinet en fonction de la vitesse de rotation N (tr/mn) (voir parag III.3).

Méthode indirecte

La puissance P se déduit des mesures séparées du couple C et de vitesse de rotation N .

On a :

$$P \text{ (m kg/s)} = C \text{ (m kg)} \cdot \omega \text{ (rad/s)}$$

soit:

$$P(\text{ch}) = \frac{C \text{ (m kg)} \cdot N \text{ (tr/mn)}}{716}$$

ou:

$$P(\text{kw}) = \frac{C \text{ (m kg)} \cdot N \text{ (tr/mn)}}{974}$$

Remarque: Interposition d'une boîte de vitesses entre moteur et frein



fig II.1

Si la boîte de vitesse est indépendante du frein, la vitesse à prendre en considération pour le calcul de la puissance est la vitesse de rotation du frein, [2].

Si le carter de la boîte de vitesse est solidaire du stator du frein, quel que soit le rapport de démultiplication, la puissance sera calculée en tenant compte de la vitesse de

rotation du moteur . Dans ce dernier cas le rendement de la boîte de vitesse n'intervient pas, [2].

II.2 - Mesure du couple

II.2.1 - Montage du frein en balance

La méthode la plus employée pour déterminer le couple en fonctionnement stabilisé consiste en la mise en balance du stator du frein (voir parag III.1, fig III.1).

Les sources d'erreurs possibles de la mesure sont alors :

- Les frottements parasites dus aux roulements de balance (la détérioration des roulements intérieurs entre rotor et stator, créant des forces intérieures au système, n'intervient pas sur la mesure) ;
- Les frottements aérodynamiques du rotor dans l'air ambiant (correction de ventilation) ;
- Pour les freins refroidis par eau : le manque de souplesse des durites d'amenée d'eau au stator et, éventuellement, le couple de réaction créé par la sortie d'eau si celle-ci n'est pas située près de l'axe de rotation.

Le dispositif de mesure du couple peut être :

- Un peson dynamométrique à ressort ;
- Un poids à l'extrémité d'un bras de levier ;
- Une balance automatique (exp : balance à pendule d'inclinaison Schenck) ;
- Peson électrique .

Compte tenu des formules précédentes donnant la puissance, les longueurs des bras de levier L sont généralement choisies égales à 0.716 m ou 0.974 m , de telle façon que l'expression de la puissance soit simplifiée et du type:

$$P(\text{ch ou kw}) = \frac{F \text{ (kg)} \quad N(\text{tr/mn})}{1000}$$

où F(kg) est la force donnée par la lecture de la balance.

II.2.2 - Mesure directe du couple par torsiomètre, [2]

Ces appareils comportent un arbre parfaitement élastique et sans hystérésis qui transmet le couple entre le moteur et la machine absorbant l'énergie.

Si le couple transmis C est tel que la limite élastique du matériau ne soit nulle part dépassée et si l'on admet que, sous l'action de ce couple, chaque section droite de l'arbre reste plane et tourne d'un angle très petit proportionnel à la cote de la section, la théorie de l'élasticité montre que l'on a :

$$\theta = \frac{C \quad L}{G \quad I_0}$$

avec : θ = angle de torsion
 L = longueur de l'arbre
 G = module d'élasticité à la torsion du matériau
 (pour l'acier: $G \approx 8500 \text{ kgf/mm}^2$)
 I_0 = moment polaire de la section.

On a donc :

$$C = k \cdot \theta$$

pour un appareil donné, k étant une constante qui peut être déterminée par un étalonnage statique préalable.

La mesure de l'angle de torsion θ peut se faire par méthode optique, inductive.

L'utilisation de torsiomètres donne la possibilité d'effectuer des mesures de couples instantanés pendant un fonctionnement transitoire du moteur.

II.3 - Mesure de la vitesse de rotation

II.3.1- Appareils mécaniques, [3]

- tachymètre centrifuge : Il fonctionne à la manière d'un régulateur centrifuge: la rotation de l'aiguille est produite par un jeu de leviers actionnés par les effets centrifuges agissant sur des masselottes. Ces appareils sont peu précis et leur sensibilité n'est pas constante sur la plage d'utilisation. En outre il nécessite une liaison entre le moteur et l'appareil.

- tachymètre mécanique ou chrono-totalisateur: Cet appareil permet de totaliser les tours pendant un temps déterminé (en général de l'ordre de 3 secondes). Le cadran est gradué en tours/min. Ce sont des appareils plus précis que les précédents (± 5 tours) mais ne permettant pas des mesures continues.

La méthode la plus précise consiste en l'emploi d'un compte-tours associé à un chronomètre, les deux appareils étant mis en route et arrêtés simultanément.

II.3.2 - Appareils électriques, [4]

- Appareils à courant continu : Ils consistent en une génératrice à courant continu et à aimant permanent entraînée par le moteur. La tension délivrée est proportionnel à la vitesse de rotation ; on la mesure à l'aide d'un voltmètre directement gradué en tours/min. L'échelle de l'appareil est en principe linéaire. L'inconvénient de ce type d'appareil provient de l'existence de contacts tournants.

- Appareils à courant alternatif : Constitués d'un générateur à courant alternatif débitant sur un galvanomètre à travers un redresseur. L'échelle est quadratique, la précision des mesures est de l'ordre de $\pm 1\%$.

II.3.3 - Appareils électroniques, [4]

L'essentiel de l'appareil est un compteur électronique d'impulsions, ces dernières sont fournies soit par une cellule photoélectrique soit par un capteur électromagnétique convenablement excités. Leur précision est excellente.

II.3.4 - Appareils stroboscopiques

Ces appareils dont on ne rappellera pas le principe de fonctionnement permettent une mesure de la vitesse de rotation de parties tournantes sans liaison mécanique.

II.4 - Mesure de débits de liquides (débit de carburant)

Les essais de moteurs requièrent des mesures de différents débits de liquides, en particulier : débit de carburant permettent la détermination des consommations spécifiques, débit du fluide de refroidissement, débit du fluide de graissage,...

Nous examinerons ci-après les différentes méthodes de mesures en considérant d'une manière générale le cas du débit de carburant, mais il est évident que l'application de ces techniques peut éventuellement se faire à d'autres cas de mesures.

II.4.1 - Mesures discontinues

On peut déterminer la consommation en fonctionnement stabilisé par mesure du temps correspondant au débit d'un volume ou d'une masse de carburant déterminés.

a) Mesure volumétrique par pipette auxiliaire, [5] : placée en dérivation sur le circuit d'alimentation en carburant (fig II.2). Cependant quelques précautions sont à prendre :

- choisir une forme de pipette telle que l'écoulement du carburant ne soit pas gêné et que la variation de hauteur de charge entre le début et la fin de la mesure ne soit pas trop importante.

- la capacité de la pipette doit être adaptée à la consommation du moteur, à savoir: assez grande pour réduire l'erreur relative sur le temps, assez faible pour éviter des erreurs sur le régime du moteur. Généralement, on choisit une pipette se vidant en un temps de l'ordre de 30 à 60 secondes.

- Eliminer les accessoires qui risquent d'introduire une capacité variable entre la pipette et le moteur (pompe à carburant à membrane par exemple).

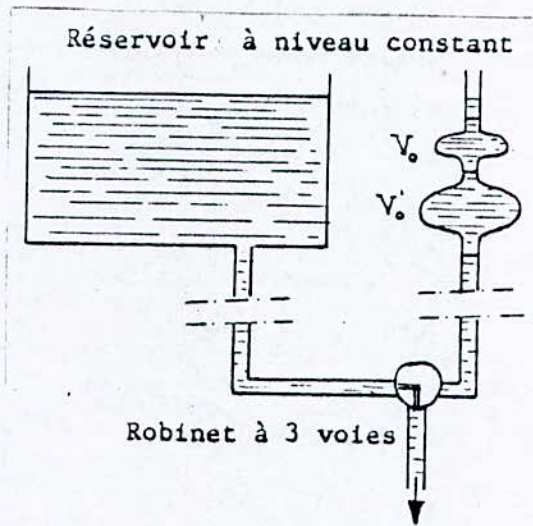


Fig. II.2

Il faut d'autre part se rappeler que le volume indiqué sur une pipette n'est rigoureusement exact qu'à une température déterminée.

La masse volumique du carburant variant avec la température, pour exprimer la consommation en masse, il faudra connaître la température du carburant dans la pipette elle-même.

On peut considérer à titre indicatif que la variation relative de densité est de :

- . 8 à $9 \cdot 10^{-3} / ^\circ\text{C}$ pour l'essence
- . 6 à $7 \cdot 10^{-3} / ^\circ\text{C}$ pour le gaz oil

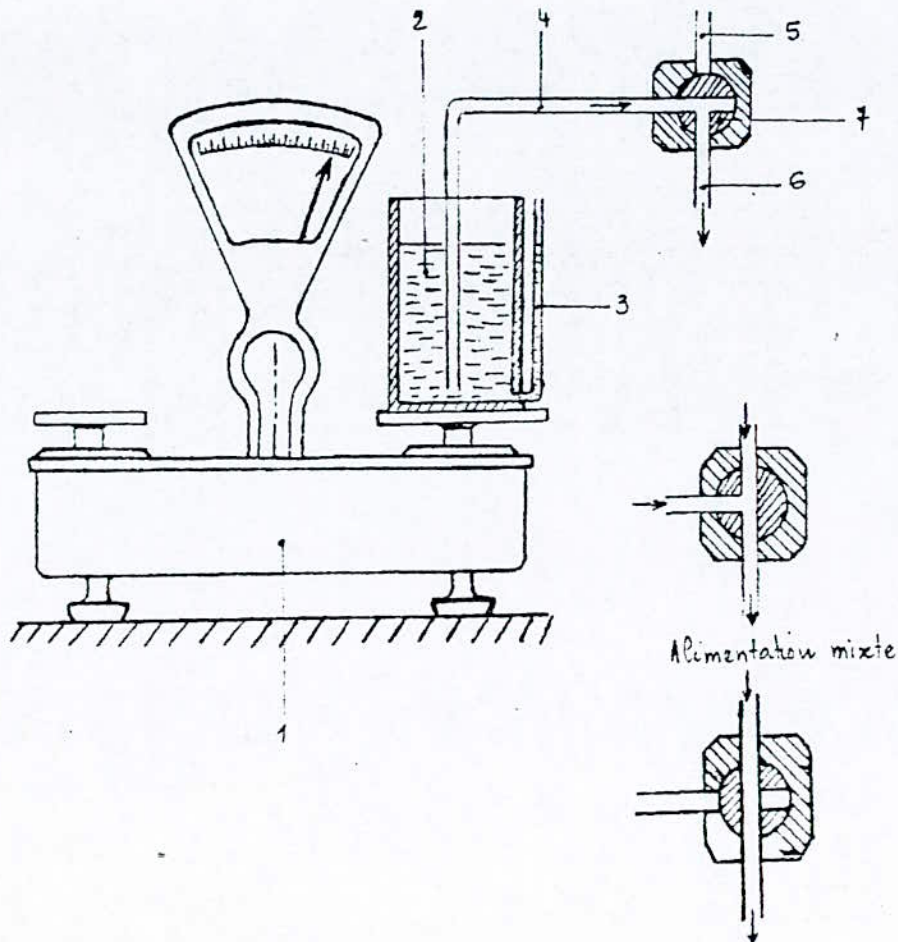
b) Mesure pondérale, [6] : Cette méthode permet d'éliminer les erreurs éventuelles sur la détermination de la masse volumique du carburant. On mesure directement la masse de carburant consommé dans un réservoir placé sur le plateau d'une balance (voir fig II.3). A noter que les tubes de liaison doivent être suffisamment souples pour ne pas agir sur l'équilibre de la balance.

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 intervalle de temps, on relève la quantité en gramme débité par le vase. La consommation horaire est donnée par la relation :

$$C = \frac{m}{\Delta t} \quad [\text{g/s}]$$

Cette méthode peut être automatisée mais l'étude est

Installation de mesure de la consommation
de combustible
« méthode gravimétrique »



- 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

Fig. II.3.

difficile vue qu'elle doit être équipée d'un régulateur automatique ou d'un circuit électrique automatisé.

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

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

c) Calcul de la consommation spécifique d'un moteur dans le cas d'une mesure discontinue du débit de carburant :

La précision sur la détermination de la consommation spécifique peut être augmentée si l'on peut disposer d'un totalisateur de tours et d'un chronomètre déclenchés simultanément.

En effet :

$$C_s = \frac{V_o \rho_c}{t_o} \cdot \frac{3600}{P} \quad (\text{g/ch.h})$$

avec :

V_o = volume de carburant consommé (cm^3)
 ρ_c = masse volumique du carburant (g/cm^3)
 t_o = temps de consommation du volume V_o (s)
 P = puissance (ch)

or :

$$P = k \quad C \quad N$$

C = couple moteur (m kg)
 N = nombre de tours/minute

Si N_o est le nombre de tours du moteur pendant le temps t_o , correspondant au vidange de la pipette V_o , on a :

$$C_s = \frac{V_o \rho_c}{t_o} \cdot \frac{3600}{k \quad C \quad \frac{N_o}{t_o} \quad 60}$$

d'où :

$$C_s = \frac{V_o \rho_c \quad 60}{k \quad c \quad N_o}$$

La mesure du temps t_o n'intervient plus dans le calcul de C_s . Cette méthode évite également l'erreur due aux fluctuations de régime du moteur pendant la mesure .

II.4.2 - Mesures continues

Les méthodes précédentes fournissent la consommation sur une période de temps déterminée et s'appliquent donc au fonctionnement stabilisé. Il peut être intéressant de pouvoir évaluer le débit instantané du carburant.

II.4.2.1 - Orifice calibré et perte de charge variable (fig II.4), [7]

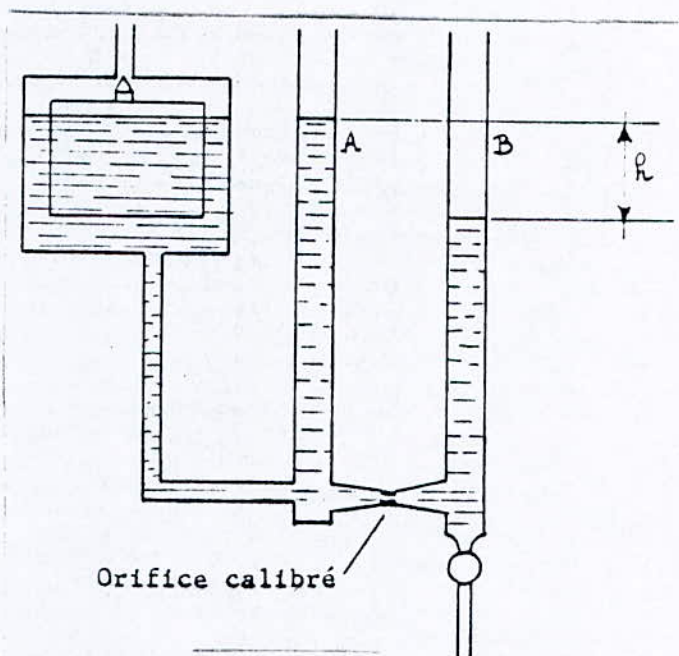


Fig. II.4.

Lorsque le débit est nul, les niveaux dans les deux tubes A et B sont identiques.

Pour un débit donné, le niveau en A restant constant, le niveau en B se stabilise à une cote déterminée. On a dans ces conditions:

$$Q_v = C_q S \sqrt{2 g h}$$

Q_v = débit volumique de carburant

C_q = coefficient de débit de l'orifice calibré

S = section de passage de l'orifice calibré

g = accélération de la pesanteur

h = différence de niveau dans les tubes A et B

Le débit en masse Q_m dépend évidemment de la nature du carburant et de sa température et pour un orifice donné il est directement fonction de \sqrt{h} .

Les erreurs sur la mesure peuvent provenir de l'influence de la viscosité et de modifications éventuelles de C_q ou S dues à des dépôts au voisinage de l'orifice. Pratiquement, h ne pouvant varier que dans certaines limites, pour des débits différents, on utilise des orifices de sections différentes.

II.4.2.2 - Rotamètre ou débitmètre à section variable (fig II.5), [5]

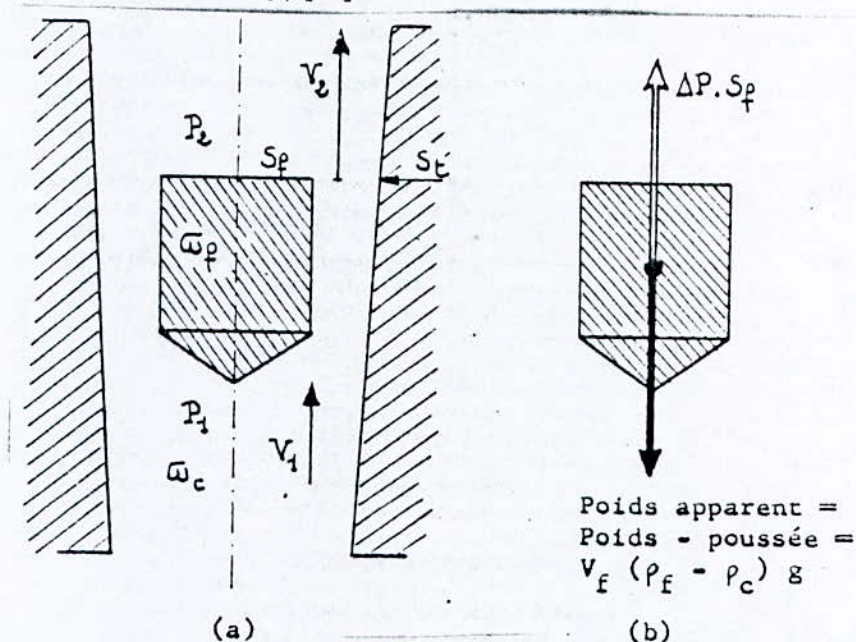


Fig. II.5

L'appareil est constitué d'un tube de verre tronconique, monté verticalement, la plus grande section étant à la partie supérieure.

Un flotteur (parfois de forme sphérique) peut se déplacer à l'intérieur du tube. Le fluide s'écoulant de bas en haut, pour un débit donné, le flotteur prend une position d'équilibre sous l'action de son poids et des forces aérodynamiques dues à la vitesse d'écoulement du fluide.

Ces appareils sont utilisés soit pour les liquides soit pour les gaz. On peut montrer, dans le cas de fluides parfaits (sans viscosité et incompressibles) que :

$$Q_v = S \cdot \frac{1}{\sqrt{1 - \frac{S^2}{S_t^2}}} \cdot \sqrt{2 \frac{\Delta P}{\rho_c}}$$

où :

- Q_v = débit volumique du fluide
- S = section de passage = $S_t - S_f$
- S_t = section du tube
- S_f = section du flotteur
- ΔP = différence de pression statique de part et d'autre du flotteur = $P_1 - P_2$
- ρ_c = masse volumique du fluide, dans les conditions d'écoulement.

On a par ailleurs, à partir des équations d'équilibre du flotteur :

$$\Delta P = \frac{V_f}{S_f} (\rho_f - \rho_c) g$$

V_f = volume du flotteur

ρ_f = masse spécifique du flotteur

g = accélération de la pesanteur

Donc $\Delta P = \text{constante}$ et le débit Q_v ne dépend que de la section S qui varie au fur et à mesure que le flotteur change de position. On a finalement pour un fluide donné :

$$Q_v = K S \sqrt{2 \frac{\Delta P}{\rho_c}} = K' S \quad \text{et} \quad Q_m = K S \sqrt{2 \rho_c \Delta P}$$

Formule dans laquelle, pour les fluides réels, K dépend en outre de la viscosité du fluide, de la forme du flotteur, de la vitesse et du nombre de Reynolds de l'écoulement.

Si l'on choisi comme conicité du tube un angle de faible valeur (inférieur à 5 - 6 degrés), l'échelle de l'appareil est pratiquement linéaire. En général, les débitmètres sont donnés avec des courbes d'étalonnages relatives soit à l'eau (à 20 °C), soit à l'air (dans des conditions standard: 1 atmosphère, 20 °C).

Influence d'une variation de densité du fluide :

A partir de la formule générale donnant le débit en masse :

$$Q_m = K S \sqrt{2 g \frac{V_f}{S_f}} \sqrt{\rho_c (\rho_f - \rho_c)}$$

On peut voir que Q_m est proportionnel à $\sqrt{\rho_c (\rho_f - \rho_c)}$. Les variations de cette quantité seront minimales pour $\rho_f = 2 \rho_c$. Dans le cas des liquides cette condition peut être satisfaite et adoptera généralement un flotteur de poids spécifique double de celui du liquide en écoulement.

Si le débitmètre est utilisé pour un fluide différent ou dans des conditions différentes (masse spécifique ρ'_c) du fluide d'étalonnage, le débit Q'_m pourra s'exprimer en fonction de Q_m par:

$$Q'_m = \sqrt{\frac{(\rho_f - \rho'_c) \rho'_c}{(\rho_f - \rho_c) \rho_c}} \cdot Q_m$$

Dans le cas où le fluide est un gaz étant donné que $\rho_f \gg \rho_c$ ou ρ'_c on aura :

$$Q'm = \sqrt{\frac{\rho_c}{\rho'_c}} \cdot Q_m$$

Si par exemple on utilise un débitmètre étalonné avec un gaz spécifique ρ_c pour un autre gaz de masse spécifique ρ'_c , tous deux mesurés dans les conditions standard, les débits seront donnés par :

$$Qv'^{\circ} = \sqrt{\frac{\rho_c^{\circ}}{\rho_c'^{\circ}}} \cdot Qv^{\circ} \quad \text{et} \quad Qm'^{\circ} = \sqrt{\frac{\rho_c'^{\circ}}{\rho_c^{\circ}}} \cdot Qm^{\circ}$$

En particulier, si pour un même fluide, seules les conditions de T et P sont modifiées, on aura :

$$Q'v = Qv \sqrt{\frac{P}{1.013} \cdot \frac{293}{T}}$$

Qv = volume de gaz mesuré et s'écoulant dans les conditions standard

$Q'v$ = volume de gaz mesuré dans les conditions standard mais s'écoulant à la pression P et à la température T

Condition d'étalonnage $P_0 = 1 \text{ atm} = 1.013 \text{ bars}$ $T_0 = 20 \text{ }^{\circ}\text{C} = 293 \text{ }^{\circ}\text{K}$

P = pression absolue du gaz en écoulement (bars)

T = température absolue du gaz en écoulement ($^{\circ}\text{K}$)

Une correction tenant compte de la viscosité du fluide est généralement donnée par des abaques pour chaque appareil.

La précision de mesure généralement obtenue est de l'ordre de 2% de la pleine échelle.

II.5- Mesure de débits de gaz (débit d'air, de gaz d'échappement)

Les mesures de différents débits de gaz peuvent être nécessaires au cours des essais (air admission, gaz d'échappement, etc...), le cas le plus général étant cependant la mesure du débit d'air à l'admission du moteur.

La détermination du débit massique d'air par une mesure volumétrique implique la connaissance de son poids spécifique dans les conditions de la mesure, c'est-à-dire la connaissance de sa température, de sa pression et de son état hygrométrique. L'abaque B1 en annexe donne le poids spécifique de l'air atmosphérique pour un degré hygrométrique égal à 60 % .

II.5.1 - Méthodes de mesure directe

II.5.1.1 - Compteurs volumétriques, [5]

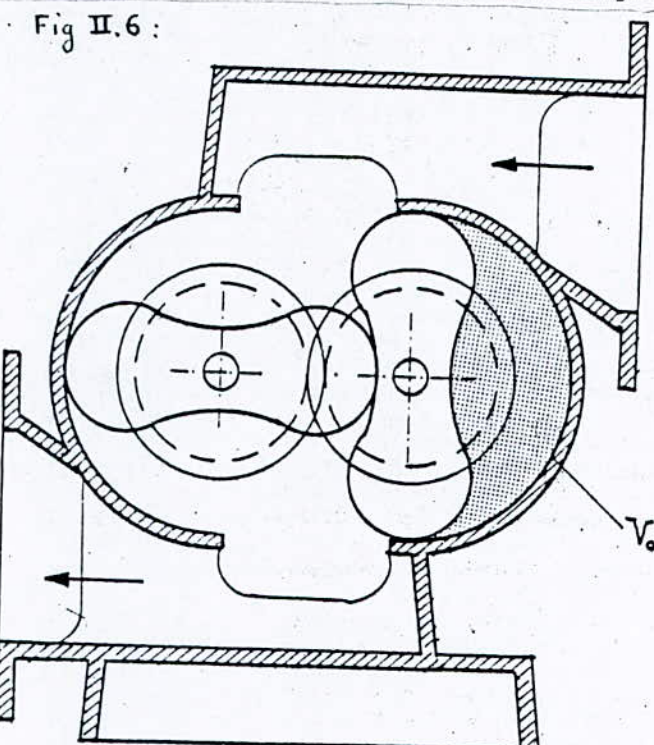
De tels appareils peuvent être utilisés à l'admission d'un

moteur à la condition qu'ils n'introduisent qu'une faible perte de charge (< 20 mm H₂O).

Ces appareils étant généralement prévus pour utilisation sur un écoulement permanent et stable, des précautions devront être prises pour les relier à l'admission d'un moteur essentiellement pulsatoire en particulier sur un moteur monocylindre. Une capacité tampon entre l'appareil et le moteur.

Compteurs à piston rotatifs (fig II.6)

Ces compteurs, qui sont utilisés principalement pour les grands débits, sont des compresseurs du type Roots qui, au lieu d'être entraînés par un moteur, sont actionnés par le gaz dont on veut mesurer le débit, cela moyennant une légère perte de charge.



Chaque rotation d'une des roues en huit entraîne un volume égal à $2 V_0$, V_0 étant le volume délimité par une des roues et la paroi intérieure fixe du compteur.

Le débit est donc égal à :

$$Q_v = n (4 V_0) + q_f$$

n = nombre de tours.

q_f = débit de fuite entre les différentes pièces.

L'arbre du rotor entraîne un dispositif d'intégration qui donne directement Q_v . Cet appareil n'est précis que dans les conditions d'étalonnage, les fuites variant en fonction de la pression, de la température, des jeux entre pièces mobiles, etc...

II.5.1.2 - Débitmètres à pression différentielle

Compte tenu des relations existant entre la vitesse et la pression en différents points d'un fluide en écoulement, on peut au moyen de certains dispositifs (diaphragmes , venturis , tuyères, tubes de pitot,...) ramener la mesure d'un débit à une simple détermination de différences de pression.

Remarque : De tels dispositifs ne pourront être employés que pour mesurer des écoulements stables et non pulsatoires. Donc des mesures des débits d'air à l'admission d'un moteur ne seront précises que si l'écoulement peut être stabilisé au niveau du système déprimogène.

Par ailleurs, de par leur principe, ces dispositifs introduisent une perte de charge non négligeable, ce qui dans certains cas peut modifier de façon indésirable les conditions de fonctionnement du moteur.

Diaphragmes, venturis, tuyères, [5],[7]

Principe des dispositifs déprimogènes (fig II.7)

Nous considérerons que le fluide est parfait, c'est-à-dire théorique, sans viscosité et incompressible.

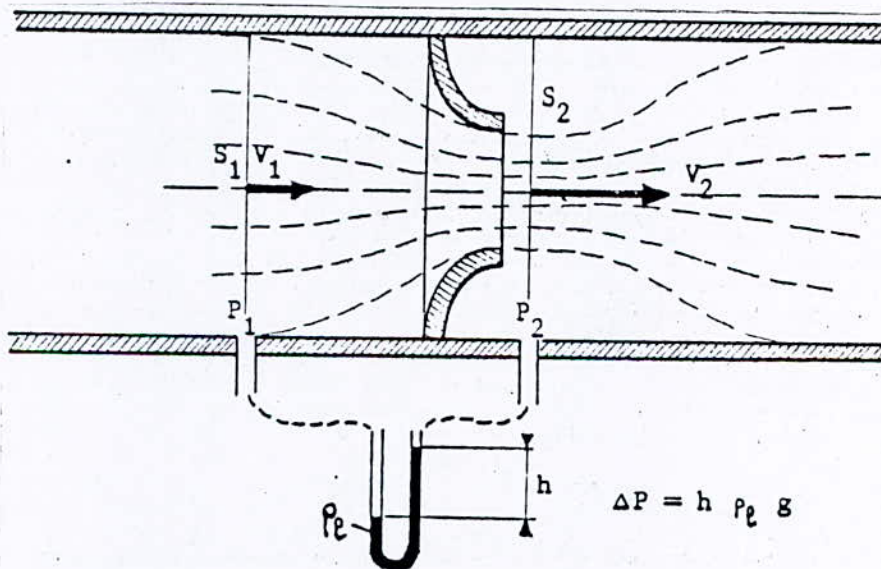


Fig. II.7

En écrivant le principe de conservation de l'énergie entre les sections 1 et 2, nous avons:

$$\Delta P = P_1 - P_2 = \rho (V_2^2 - V_1^2) / 2$$

$$V_1 S_1 = V_2 S_2$$

avec :

ΔP = différence de pression statique entre amont et aval de l'orifice.

V = vitesse d'écoulement du fluide

S = section de passage

ρ = masse volumique du fluide

d'où :

$$V_2 = \frac{1}{\sqrt{1 - (S_2/S_1)^2}} \cdot \frac{2 \Delta P}{\rho}$$

et le débit volumique dans l'orifice est égal à :

$$Q_v = \frac{S_2}{\sqrt{1 - (S_2/S_1)^2}} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{\Delta P}$$

pour un fluide réel, on aura :

$$Q_v = K S_2 \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{\Delta P} = K' \sqrt{\Delta P}$$

K étant un coefficient dépendant de la forme et de la nature de l'orifice, de la viscosité du fluide, du nombre de Reynolds de l'écoulement et tenant compte de l'influence de la compressibilité du fluide .

Dans la pratique, les coefficients permettant d'apporter les corrections nécessaires sont donnés par des tables, des abaques ou des courbes .

Ainsi pour des fluides compressibles, le débit est donné par une formule du type :

$$Q_v = C J E \varepsilon S_2 \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta P}$$

et exprimé en poids :

$$Q_p = C J E \varepsilon S_2 \sqrt{2 g \Delta P \bar{w}}$$

où :

ρ = masse volumique du fluide dans les conditions d'écoulement.

\bar{w} = poids spécifique du fluide dans les conditions d'écoulement

S_2 = section de l'orifice

C = coefficient dépendant de m ($m = \frac{S_2}{S_1}$ rapport des sections de passage) et du nombre de Reynolds Re de l'écoulement

$$Re = \frac{V D}{\nu}$$

V = vitesse d'écoulement dans la tuyauterie
 D = diamètre hydraulique de la conduite
 ν = viscosité cinématique du fluide dans les conditions d'écoulement

E = coefficient de vitesse d'approche égal à $\frac{1}{\sqrt{1 - m^2}}$

J = coefficient égal au produit J1 J2 J3

J1 = coefficient donnant l'influence de la viscosité en fonction de Re

J2 = coefficient tenant compte de la rugosité et de l'effet d'échelle

J3 = coefficient donnant l'influence de l'acuité de l'arête.

ϵ = coefficient tenant compte de l'influence de la compressibilité ($\epsilon = 1$ pour les fluides incompressibles).

Tube de Pitot (fig II.8)

Cet appareil permet une mesure de la vitesse d'écoulement en évaluant la pression dynamique due à la vitesse. Celle-ci qui est égale à la différence de pression ΔP mesurée peut s'écrire :

$$\Delta P = \rho V^2 / 2$$

d'où
$$V = \sqrt{\Delta P \cdot \frac{2}{\rho}}$$

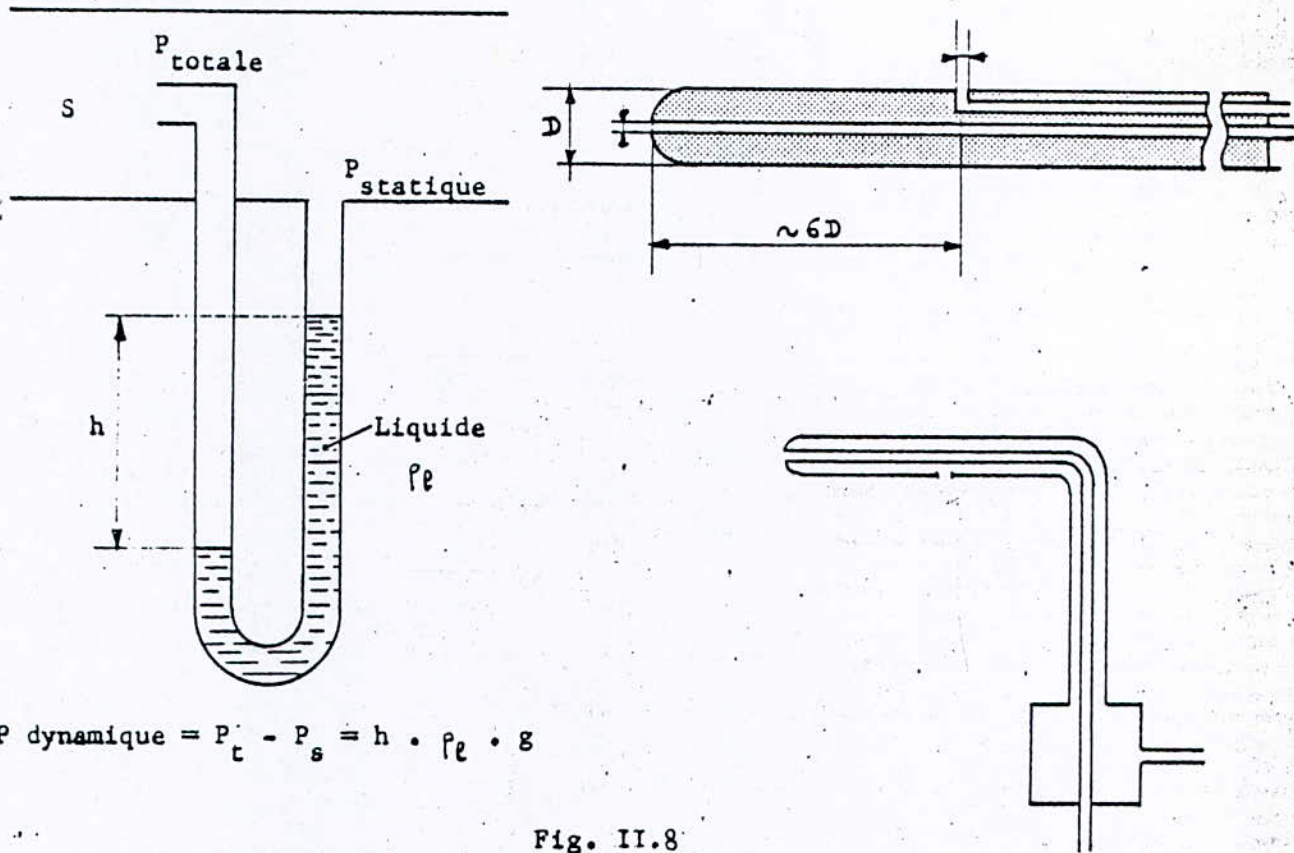
Dans le cas des fluides réels, ce résultat est corrigé par un coefficient K que l'on déterminera expérimentalement comme pour les autres éléments déprimogènes. Le débit volumique est donné par :

$$Q_v = K S K_1 \sqrt{2 \Delta P / \rho}$$

avec :

S = section de passage

K1 = coefficient tenant compte de l'inégalité de répartition des vitesses dans la veine fluide



On peut comparer la sensibilité du tube de Pitot à celle du diaphragme. Pour une même vitesse d'écoulement dans la tuyauterie, on a :

$$\Delta P(\text{Pitot}) = \zeta V^2 / 2$$

$$\Delta P(\text{diaphragme}) = \zeta V^2 ((S_1/S_2)^2 - 1) / 2$$

Dans la pratique, pour un diaphragme on a $m = 0.5$, soit $(S_1/S_2)^2 = 4$. Donc finalement :

$$\frac{\Delta P(\text{Pitot})}{\Delta P(\text{diaph})} = 1/3$$

Le tube de Pitot sera donc préférentiellement utilisé pour des débits importants. Il a l'avantage de ne créer aucune perte de charge dans la conduite. Pour ne pas entraîner de perturbations dans l'écoulement, les montages utilisés présentent de faibles ouvertures, qui risquent cependant de s'obturer si le fluide contient des impuretés (fig II.8).

II.5.1.3 - Mesure du débit par col sonique, [8]

Cette méthode de mesure très précise peut être utilisée lorsque le débit du fluide à mesurer est obtenu à partir d'une source de pression (par exemple circuit d'air comprimé).

Principe de la mesure

Pour un fluide parfait en écoulement isentropique permanent à partir d'un état générateur où le fluide au repos a les caractéristiques P_i , T_i , ρ_i , ect., la vitesse V dans une section de canalisation où règne une pression P est donnée par la formule:

$$V = \sqrt{\frac{2 \gamma}{\gamma - 1} \cdot \frac{P_i}{\rho_i} \left[1 - \left(\frac{P}{P_i} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right]}$$

La valeur maximale de V qui pourrait être atteinte en détente isentropique (pour $P=0$) est alors :

$$V_{\max} = \sqrt{\frac{2 \gamma}{\gamma - 1} \cdot \frac{P_i}{\rho_i}} = a_i \sqrt{\frac{2}{\gamma - 1}}$$

où a_i = célérité du son dans le réservoir.

Le débit en masse dans la canalisation peut s'écrire :

$$Q_m = \rho S V = \rho_i S \sqrt{\frac{2 \gamma}{\gamma - 1} \cdot \frac{P_i}{\rho_i}} \left(\frac{P}{P_i} \right)^{\frac{1}{\gamma}} \sqrt{1 - \left(\frac{P}{P_i} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}$$

$$\text{où : } Q_m = \rho_i S V_{\max} Y$$

Y passe par un maximum pour une valeur P_c telle que :

$$\frac{P}{P_i} = \frac{P_c}{P_i} = \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$$

maximum qui ne peut être atteint que dans la section d'air minimale de la conduite (col de la tuyère). Dans ces conditions, la vitesse d'écoulement V_c est égal à la célérité du son dans cette section.

$$V_c = a_i \sqrt{\frac{2}{\gamma + 1}} = a_c$$

Le débit masse est alors égal à :

$$Q_{mc} = \rho_c S_c V_c = S_c \frac{P_i}{\sqrt{T_i}} \sqrt{\frac{\gamma}{r}} \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}}$$

Donc pour un écoulement à travers un orifice débouchant dans une enceinte à la pression P , le débit maximal est atteint lorsque le régime sonique le régime sonique est établi ($P_i \leq P_c$) et dans ces conditions il ne dépend que des conditions (P_i , T_i) de l'état générateur .

Le rapport critique de pression P_c/P_i , qui dépend de γ , est compris entre 0.4 et 0.6. Pour l'air, $\gamma = 1.405$ et $P_c/P_i = 0.527$.

Pour un gaz donné, le débit masse s'écrit :

$$Q_m = K S_c \frac{P_i}{\sqrt{T_i}}$$

Avec :

$$P_i = \text{Kgf} / \text{Cm}^2 \text{ abs}$$

$$S_c = \text{Cm}^2$$

$$T_i = \text{°K}$$

Pour l'air : $K = 0.397$ si Q_m est en Kg/s
 $K = 1429$ si Q_m est en Kg/h

Utilisation pratique

De préférence à un simple orifice, on utilise une tuyère convergente-divergente dont les cônes d'entrée et de sortie ont respectivement des angles de 20 à 30° et 11 à 14°. Pour les diamètres au col relativement élevés le coefficient de débit est ainsi voisin de 1 et la section S_c peut être calculée en déterminant le diamètre au col exact au moyen de tampons calibrés. Pour les très faibles diamètres ($0.1 < \varnothing < 1$ mm) il est néanmoins préférable de procéder à un étalonnage direct au moyen d'un compteur volumétrique.

Le montage généralement utilisé est donné par la figure (II.9)

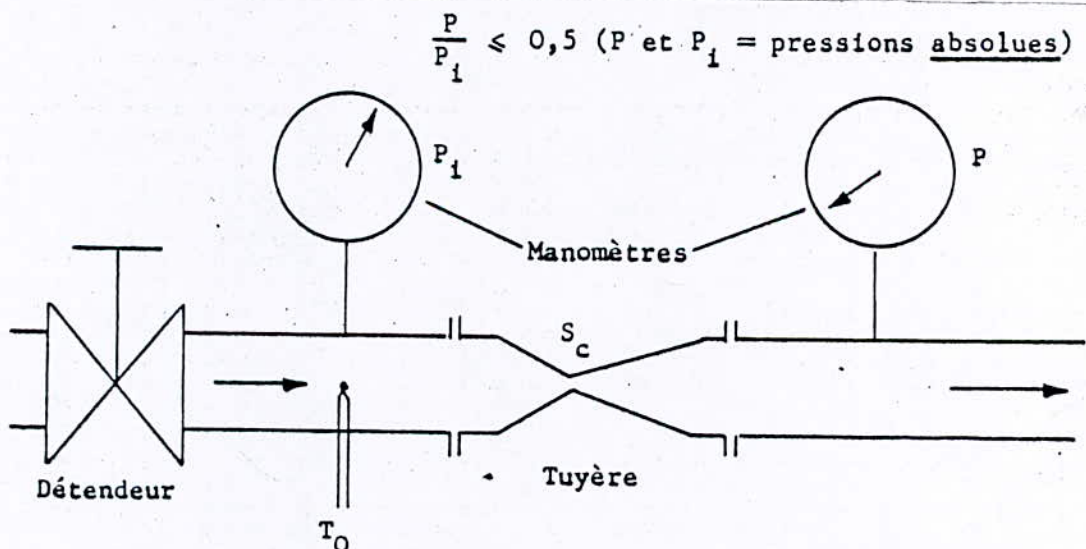


Fig. II.9.

La vitesse du gaz en amont de la tuyère devra être suffisamment faible pour que l'on puisse assimiler la pression statique mesurée par manomètre à la pression d'arrêt P_i . Il est en général utile de connaître la contre-pression aval P due à l'utilisation pour s'assurer que les conditions d'écoulement sonique sont bien remplies $P/P_i = 0.5$. En fait, la présence du divergent sur la tuyère de mesure permet de l'utiliser jusqu'à $P/P_i = 0.6 \div 0.7$.

Remarque: Les relations précédentes débit-pression, établies dans le cas d'un fluide parfait ($P = \rho r T$ et $\gamma = \text{Cst}$) devront être corrigées :

- Aux très hautes températures et à pression modérée où des variations appréciables de chaleurs spécifiques peuvent être observées ;

- Aux très hautes pressions et à température modérée, auquel cas la loi $P = \rho r T$ s'écarte trop de la réalité.

II.5.2 - Méthode de mesure indirecte du débit d'air à l'admission

On peut déterminer indirectement le débit d'air à l'admission d'un moteur, à partir de la richesse de fonctionnement et de la consommation de carburant. Cette méthode peut être très utile, par exemple pour connaître le coefficient de remplissage, car elle ne nécessite aucune modification du circuit d'admission du moteur.

Exemple : Soit un moteur de 1565 cm³ de cylindrée développant à 4500 tr/mn une puissance effective de 90 ch. La consommation spécifique dans ces conditions est de 225 g/ch.h. La richesse de fonctionnement déterminée à partir des analyses de gaz d'échappement est égale à $R = 1.25$. Le rapport air/carburant à la stoechiométrie pour l'essence utilisée est : 14.4. Les conditions atmosphériques pendant l'essai sont :

$$P_{atm} = 760 \text{ mm Hg} \quad T_{amb} = 20^\circ\text{C}$$

$$\text{d'où : } \rho_{air} = 1.20 \text{ g/l}$$

Par définition de la richesse, pour $R = 1.25$ la consommation de 1 g de carburant nécessite $14.4/1.25$ g d'air, soit $14.4/(1.25 \cdot 1.20) = 9.6$ l d'air dans les conditions de l'essai.

La consommation de carburant par mn est :

$$\frac{225 \cdot 90}{60} = 338 \text{ g/mn}$$

d'où un débit d'air admis par le moteur :

$$338 \cdot 9.6 = 3240 \text{ l/mn}$$

Le volume total balayé par les pistons est :

$$1.565 \frac{4500}{2} = 3520 \text{ l/mn}$$

d'ou un coefficient de remplissage en air :

$$r = \frac{3240}{3520} = 0.92$$

II.6 - Mesure des températures

Au cours des essais de moteurs, il est nécessaire de mesurer et contrôler différentes températures, en particulier : températures du fluide de refroidissement, du lubrifiant, de l'air à l'admission, des gaz d'échappement, température de certaines pièces, culasse, piston, etc...

Le choix de l'instrument de mesure sera généralement conditionné par les possibilités de montages, l'ordre de grandeur des températures à repérer, la précision requise, la commodité d'emploi et la nécessité ou non de lire ou contrôler ces températures à distance.

Les instruments le plus couramment utilisés sont basés sur :

- Les propriétés thermiques des solides et des fluides (thermomètres à dilatation de liquides ou de solides, thermomètres à tension de vapeur, éléments fusibles, crayons thermochromes) ;

- Les propriétés thermoélectrique (thermomètres à résistance, couples thermoélectriques);

- Des dispositifs optiques (pyromètres optiques, pyromètres à radiations calorifiques).

II.6.1 - Thermomètres à dilatation de liquide, [5]

Ils sont basés sur la propriété des liquides de se dilater avec la température suivant une loi approchée:

$$V_t = V_o (1 + \alpha T)$$

où :

V = volume

α = coefficient de dilatation du liquide

T = température.

Différents liquides peuvent être utilisés suivant l'échelle de températures :

- Mercure permettant des échelles entre -35°C et $+500^{\circ}\text{C}$ ($\alpha=0.0002$)
- Toluène permettant des échelles entre -85°C et $+100^{\circ}\text{C}$ ($\alpha=0.0012$)
- Alcool permettant des échelles entre -70°C et $+75^{\circ}\text{C}$ ($\alpha=0.00117$)
- Pentane permettant des échelles entre -200°C et $+20^{\circ}\text{C}$ ($\alpha=0.0014$)
- Xylène permettant des échelles entre -100°C et $+250^{\circ}\text{C}$ ($\alpha=$)

La précision courante obtenue est de $1/10^{\circ}\text{C}$.

Il est nécessaire d'apporter des corrections tenant compte des dilatations parasites du capillaire.

Les thermomètres à liquide ne peuvent s'adapter partout en raison du volume du puits thermométrique. On les utilise dans le cas de mesures simples : T ambiante, T air à l'admission,...

II.6.2 - Thermomètres à tension de vapeur (fig II.10), [5]

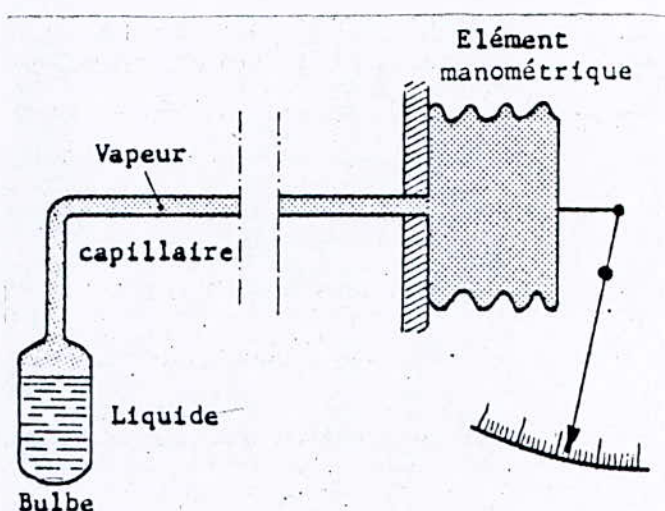


Fig. II.10

Ces appareils comportent :

- Un bulbe métallique soumis à la température à mesurer
- Un élément manométrique relié au bulbe par un capillaire métallique, le tout constituant un volume invariable.

La mesure de T est ramenée à une mesure de la tension de vapeur du liquide (par exemple toluène).

Ces appareils conviennent pour des températures jusqu'à $150-200^{\circ}\text{C}$. La précision de la mesure n'est que de l'ordre de 2%. La courbe de tension de vapeur n'étant pas linéaire, l'échelle de l'élément manométrique directement graduée en $^{\circ}\text{C}$ n'est pas linéaire.

Cet appareil permet des mesures à distance mais la liaison entre bulbe et manomètre est assez fragile. Par ailleurs le temps de réponse de l'ensemble est relativement long.

On peut utiliser ces appareils principalement sur les circuits de liquides (eau de refroidissement du moteur), dans la mesure où leur adaptation est possible compte tenu du volume du bulbe.

II.6.3 - Thermomètres à résistances, [5]

La résistance électrique d'un conducteur métallique varie avec la température suivant une loi qui, en première approximation, peut s'écrire :

$$R_t = R_0 (1 + \alpha T)$$

Où α est un coefficient de variation de résistance du métal utilisé. La résistance électrique des métaux augmente avec la température. L'appareil de mesure est ainsi composé d'une résistance R_s soumise à la température à mesurer et appelée sonde. On utilise en général des résistances en nickel ou en cuivre pour des températures allant jusqu'à 150°C environ. Pour des températures supérieures et jusqu'à 1000°C, on peut utiliser des résistances en platine.

A titre indicatif, les coefficients de température ont les valeurs approximatives suivantes :

- Pour le nickel + $6.2 \cdot 10^{-3}$ entre 0 et 100°C
- Pour le platine + 3.8 à $3.0 \cdot 10^{-3}$ dans la zone 0 - 800°C .

Les résistances nominales à 0°C sont généralement égales à 100 Ω .

La mesure peut s'effectuer au moyen d'un pont de Wheatstone (fig II.11) dont l'une des résistances est la résistance thermométrique, les autres étant des résistances calibrées.

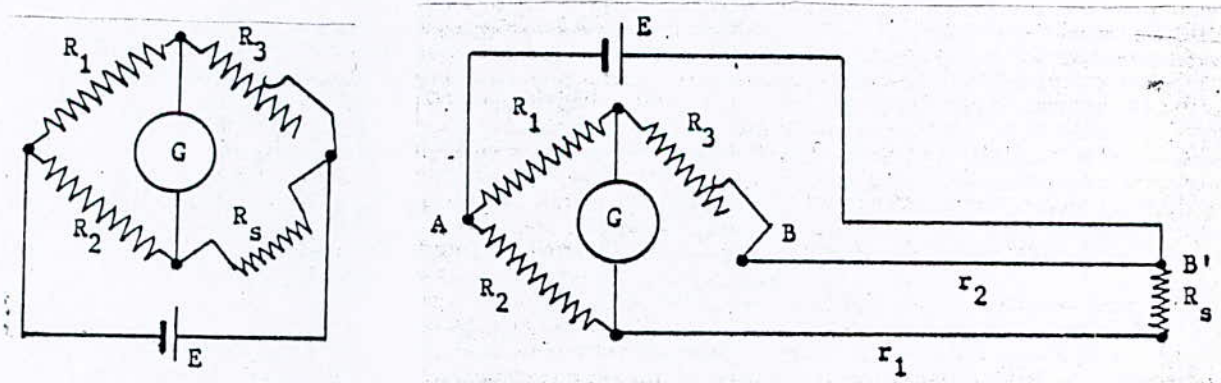


Fig. II.11

L'équilibrage du pont permet de mesurer la valeur de la résistance thermométrique R_s . D'où l'on déduit la valeur de la température à mesurer, suivant le type de l'appareil. L'équilibrage est manuel ou réalisé au moyen d'un servo-mécanisme.

Etant donné la faible valeur des résistances thermométriques, il est nécessaire que les fils de liaison entre la résistance R_s et l'appareil de mesure aient une résistance de ligne faible et invariable avec la température. Une compensation de la résistance de ligne peut être obtenue avec une sonde à 3 fils (fig II.11). Dans ce cas, on rajoute dans les branches opposées du pont des résistances r_1 et r_2 identiques (résistances de ligne). Ces résistances placées dans les mêmes conditions de température varient simultanément sans fausser l'équilibre du pont.

Thermistances

Les thermistances, à l'inverse des conducteurs métalliques précédents, se caractérisent par un coefficient de température négatif (C.T.N.). La variation de résistance en fonction de la température est en outre comparativement beaucoup plus importante que pour les métaux (fig II.12).

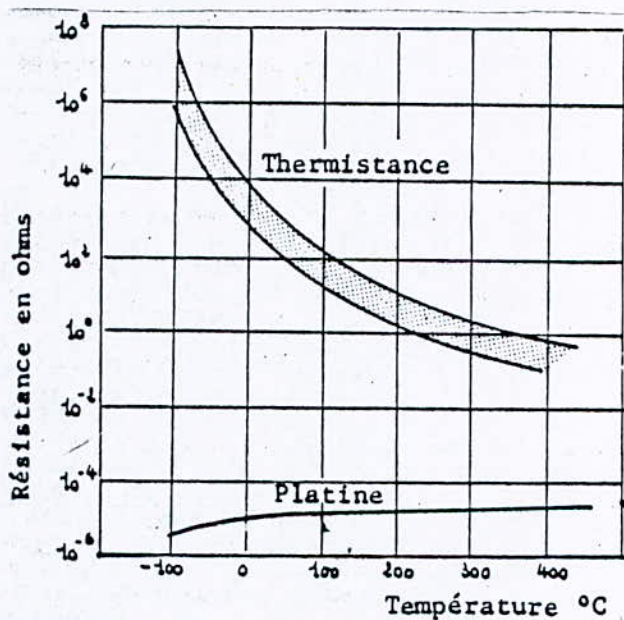


Fig II.12

En fonction de la température absolue T , la résistance R_0 peut s'exprimer sous une forme :

$$\frac{R_0(T)}{R_0(T_0)} = e^{\beta (1/T - 1/T_0)}$$

β étant une constante dépendant du matériau utilisé ($\beta \approx 4000$).

Les thermistances sont des semi-conducteurs de céramique obtenus en agglomérant des mélanges d'oxydes de métaux tels que Mn, Ni, Co, Cu, Fe, U, etc.

La zone d'utilisation des thermistances se situe entre -80°C et 300°C environ.

Elles peuvent s'utiliser dans des montages analogues à ceux des résistances. Compte tenu des variations plus importantes de résistance avec la température, la précision des mesures est nettement améliorée et les températures peuvent être évaluées à 0.01°C près.

II.6.4 - Thermocouples, [9]

Un circuit constitué par deux conducteurs métalliques de natures différentes M_1 et M_2 (fig II.13) est parcouru par un courant électrique lorsque les contacts A et B (soudure chaude et soudure froide) entre les deux conducteurs sont portés à des températures différentes T_1 et T_2 (effet Peltier).

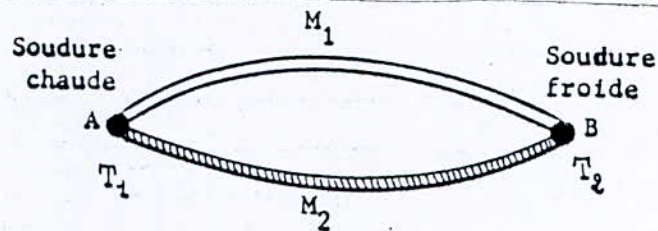


Fig. II.13

La force électromotrice créée par un couple thermo-électrique est la résultante de ces phénomènes. Elle ne dépend que de la nature des conducteurs et des températures T_1 et T_2 des contacts. Si l'un des contacts est maintenu à une température de référence fixe (soudure froide), la f.e.m du thermocouple est uniquement fonction de la température de l'autre contact (soudure chaude) et indépendante des température intermédiaires le long des fils. Pour mesurer la f.e.m du thermocouple, on peut relier directement les fils du couple aux bornes de l'appareil de mesure (millivoltmètre ou potentiomètre). La d.d.p mesurée est alors égale à la différence entre la f.e.m du couple à la température T_1 à mesurer et sa f.e.m à la température des bornes de l'appareil, c'est à dire à la température ambiante. Comme la f.e.m ne varie pas linéairement avec la température, il n'est pas rigoureusement exact d'ajouter à la lecture de l'instrument, supposée faite en $^{\circ}\text{C}$, la valeur de la température ambiante.

Les courbes d'étalonnage des thermocouples sont généralement données pour une jonction de référence à 0°C (fig II.14). Il est possible d'en déduire des courbes d'étalonnage pour différentes températures constantes de soudure froide ou de prévoir des dispositifs de "compensation de soudure froide".

FORCES ELECTROMOTRICES DES DIFFERENTS COUPLES POUR UNE JONCTION DE Ref: 0 °C

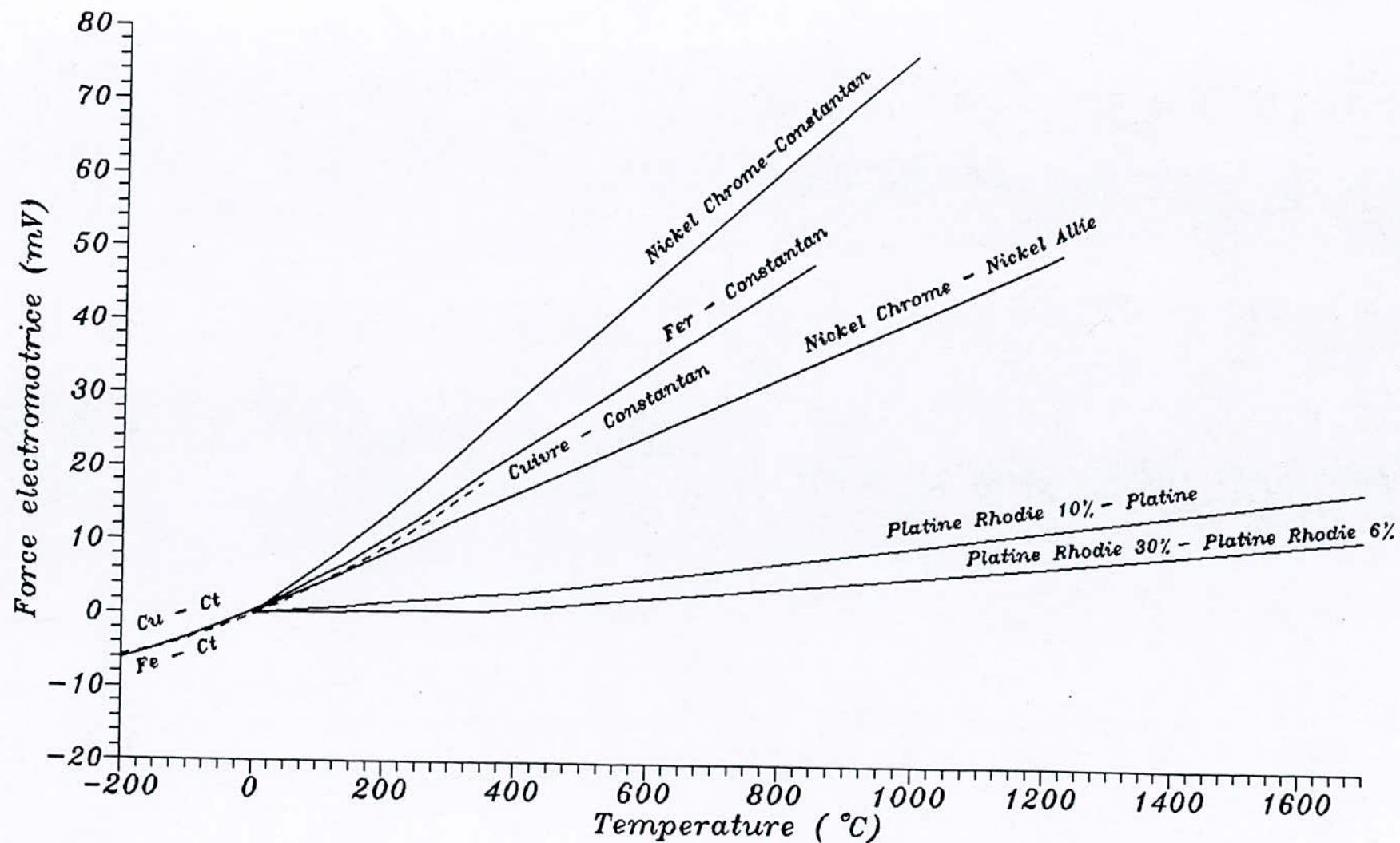


Fig II.14

Remarque sur l'utilisation des thermocouples, [9]

Des erreurs sur les mesures de températures par thermocouple (ainsi d'ailleurs que par d'autres éléments thermométrique) peuvent être dues aux échanges de chaleur avec l'extérieur, soit par conductibilité calorifiques des fils du couple, soit par rayonnement.

Des erreurs dues au rayonnement peuvent s'introduire lorsqu'on mesure la température d'un gaz entouré d'une enceinte à température différente (gaz d'échappement par exemple). On aura donc intérêt à protéger le thermocouple par un écran (figII.15).

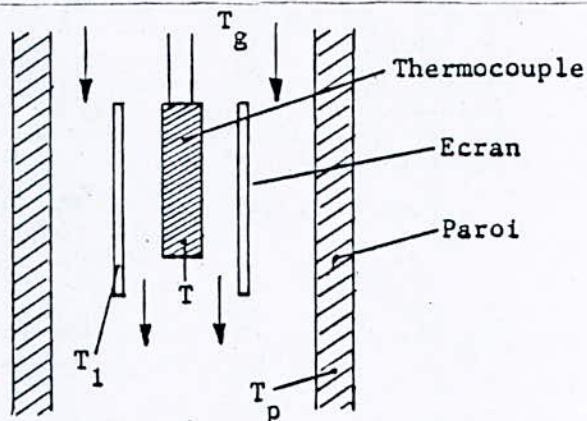


Fig. II.15

Le thermocouple s'échauffe principalement par convection avec les gaz en écoulement à température T_g . Il est par ailleurs refroidi par rayonnement avec les parois à une température T_p inférieure à T_g .

T étant la température du thermocouple, à l'équilibre on a :

$$a (T_g - T) = b (T^4 - T_p^4)$$

La différence $T_g - T$ peut être réduite en interposant un écran autour du thermocouple. Si T_1 est sa température d'équilibre, on a en effet :

$$T > T_1 > T_p$$

et ainsi :

$$a (T_g - T) = b (T^4 - T_1^4) < b (T^4 - T_p^4)$$

Si les températures à mesurer sont rapidement variable, le temps de réponse du thermocouple pourra être diminué en choisissant un thermocouple possédant :

- Une masse et une capacité calorifique aussi faibles que possible;
- Une conductibilité thermique importante ;
- Un rapport surface/volume élevé .

Ce temps de réponse dépendra en outre du coefficient de transfert de chaleur entre le fluide et la surface du thermocouple, par conséquent de la vitesse du fluide et de ses caractéristiques physiques (capacité et conductibilité thermiques).

Exemple de montage d'un thermocouple avec compensation de soudure froide par glace fondante (fig II.16).

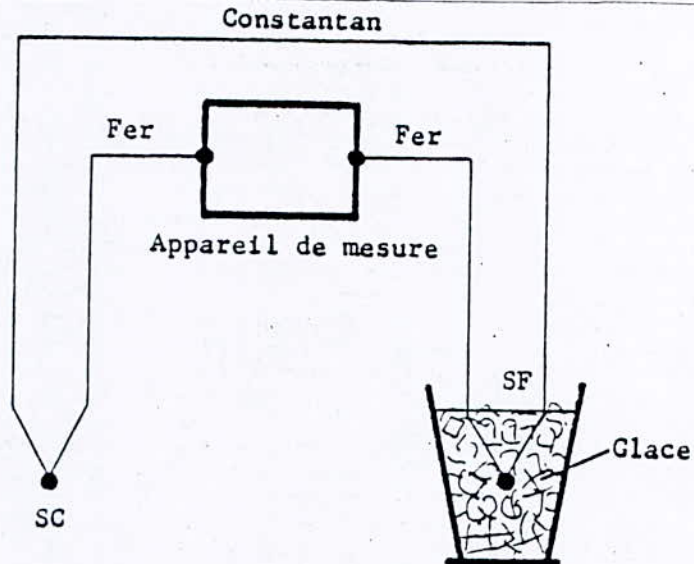


Fig. II.16

II.7 - Mesure de pression

II.7.1 - Manomètre de bourdon, [5]

principe :

On prend une barre creuse de section rectangulaire encastrée à une extrémité dans un support rigide.

Si on soumet intérieurement la barre à la pression P (fig II.17). Après avoir préalablement cintré la barre jusqu'à déformation permanente et lui avoir fait subir les traitements appropriés, on constate :

- Au cours du cintrage la face (a') s'est allongée, la face (b') s'est contracté donc $La' < Lb'$.

Quand P agit dans le tube on a des forces qui agissent sur les parois :

- (a') : $Fa' = P \text{ a } La'$
- (b') : $Fb' = P \text{ a } Lb'$

$Fa' > Fb'$ puisque $La' > Lb'$, la résultante de ces forces a pour valeur $R = Fa' - Fb'$ est dirigée vers le haut et tend à redresser la barre.

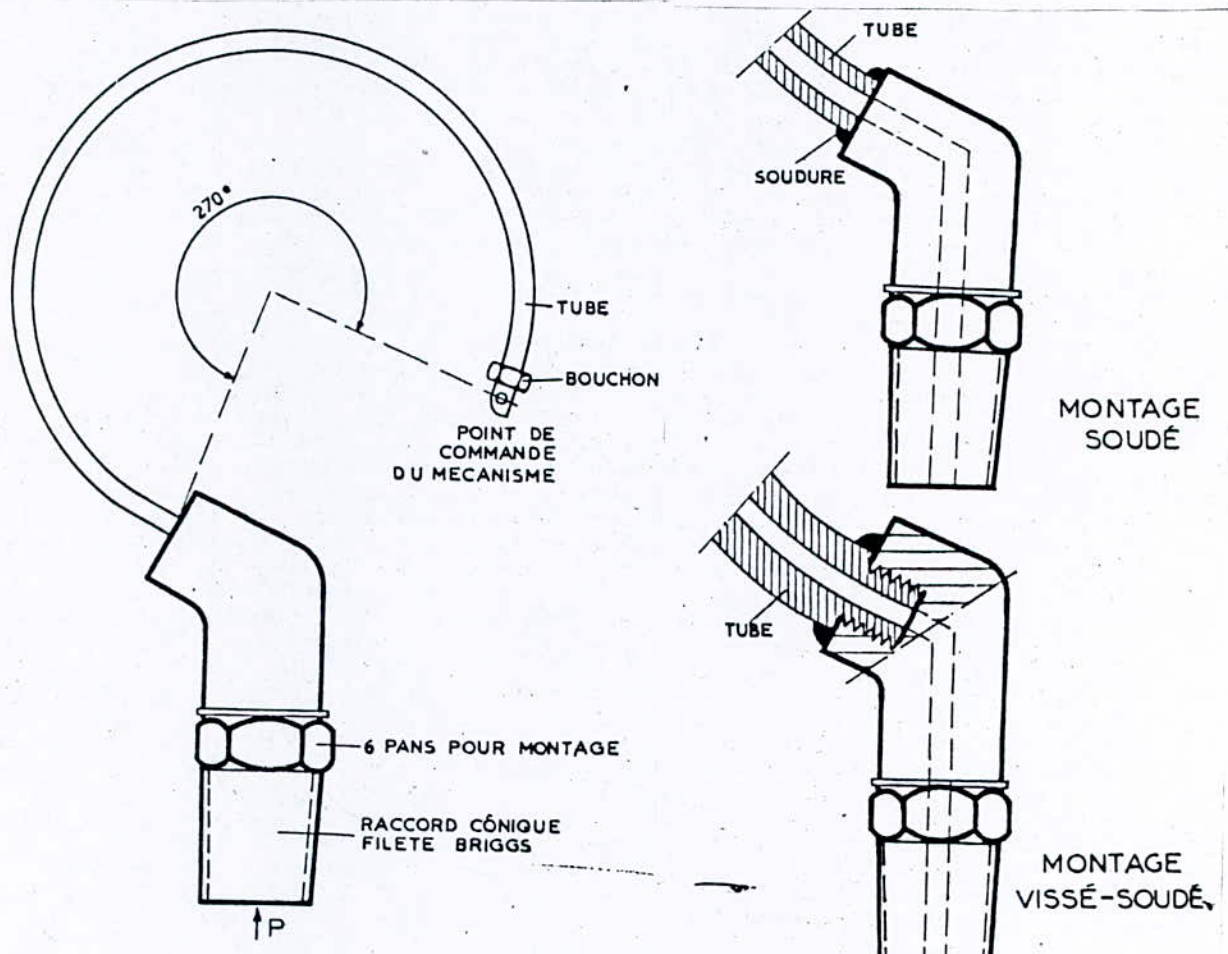
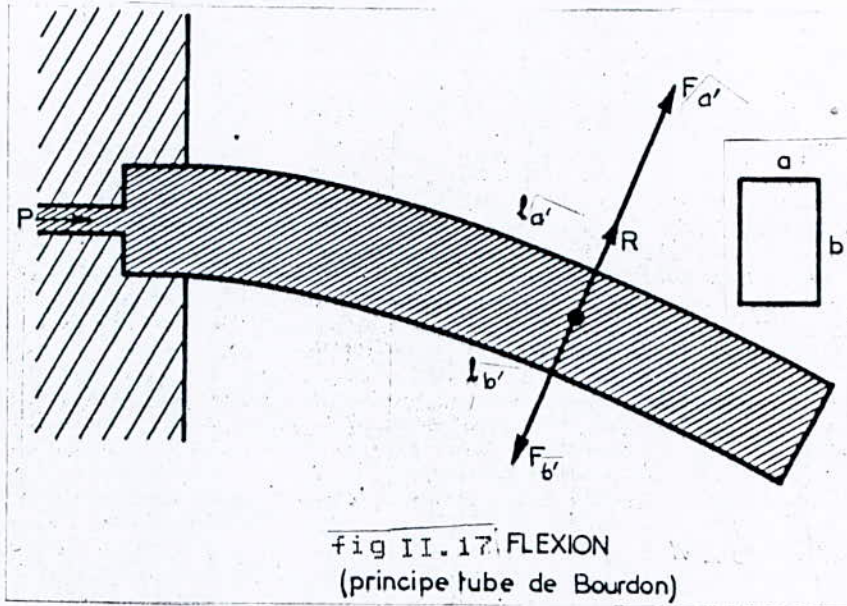


fig II.18. TUBE DE BOURDON

fig II.19. TUBE DE BOURDON

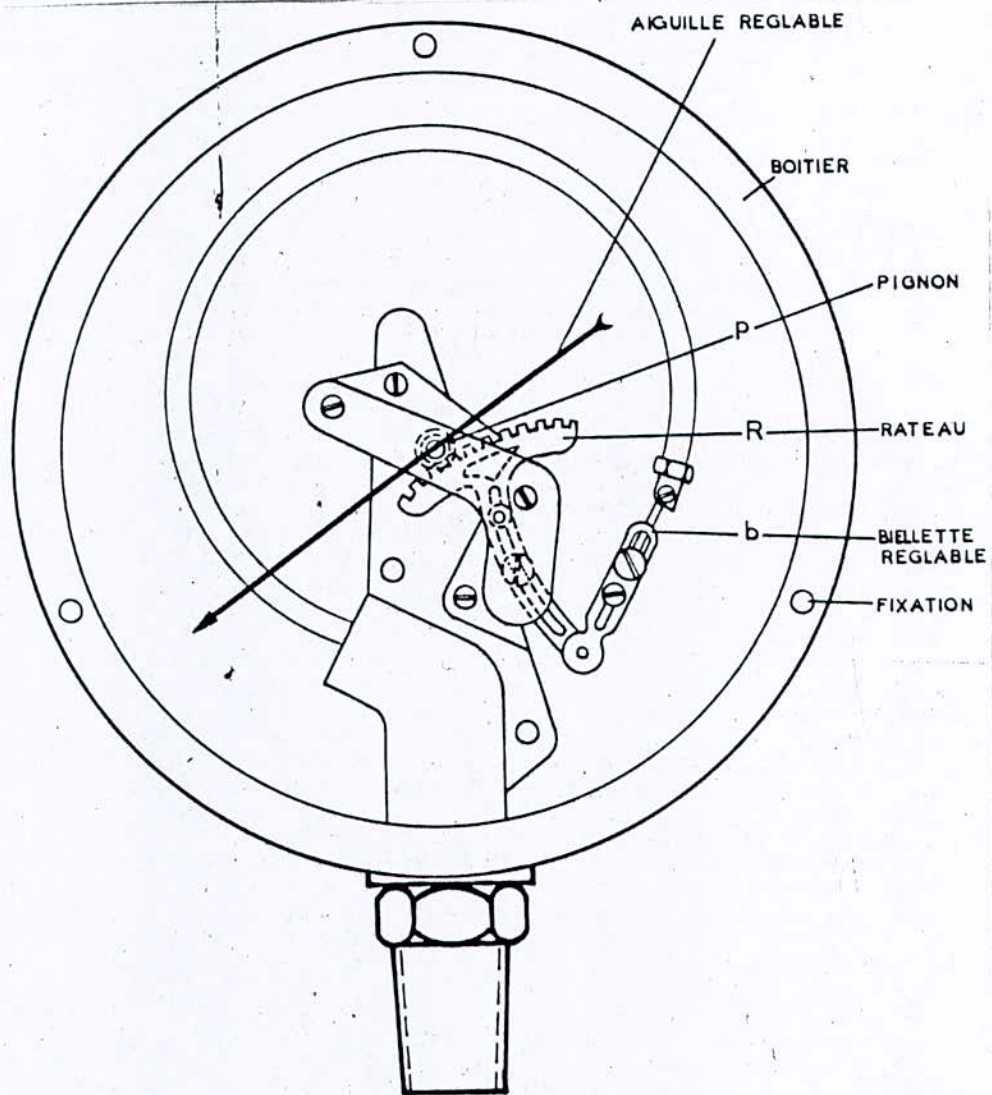


fig II.20. MANOMETRE DE BOURDON

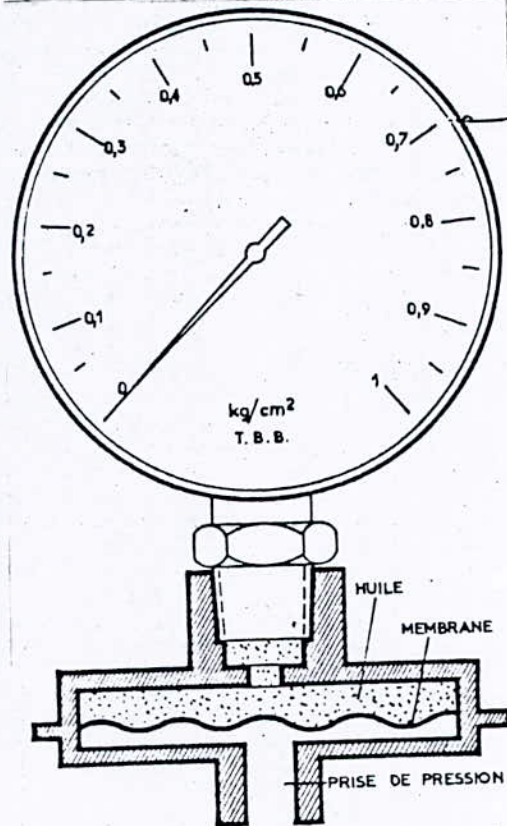


fig II.21 PROTECTEUR A MEMBRANE

Le déplacement de extrémité est donné par :

$$f = \frac{P l^3}{3 E I}$$

Si P était plus petite que l'atmosphère la barre tendrait à se cintrer d'avantage vers le haut (R en sens inverse).

Réalisation de tube de bourdon simple :

Le tube est cintré selon un arc de cercle sur un angle de 270° environ (fig II.18).

La nature du métal constituant le tube est variable : bronze, acier, acier spécial . Le tube est fixé sur un raccord de branchement par brasure ou soudure, le raccord recevant la pression P à mesurer. Le montage se fait également vissé et soudé pour les pressions plus élevées (P > 10 à 40 kg/cm²) (voir fig II.19).

L'ensemble tube et raccord supporte le mécanisme et sont fixés dans un boîtier (fig II.20).

L'extrémité du tube est attelée à une bielle (b) qui entraîne un secteur denté appelé râteau, qui engrène avec un pignon (P) qui supporte l'aiguille. Le mécanisme a pour but d'amplifier le déplacement du tube.

Pour protéger l'appareil une membrane isole le manomètre du contact du fluide se trouvant à la pression P (voir fig II.21). On remplit de liquide la chambre au dessus de la membrane et le manomètre lui même. Ce liquide transmet au manomètre la pression agissant sous la membrane.

La protection de l'appareil contre les vibrations consiste à le placer sur un système de suspension souple à ressorts ou caoutchouc.

II.8 - Analyseur des fumées d'échappement fig (II.22)

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

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

Description de l'appareil " HARTRIDGE ", [10]

Cet appareil est composé essentiellement de 2 tubes de mêmes dimensions et ayant des propriétés optiques semblables. L'un est parcouru par l'air frais et sert de tube de référence. Dans

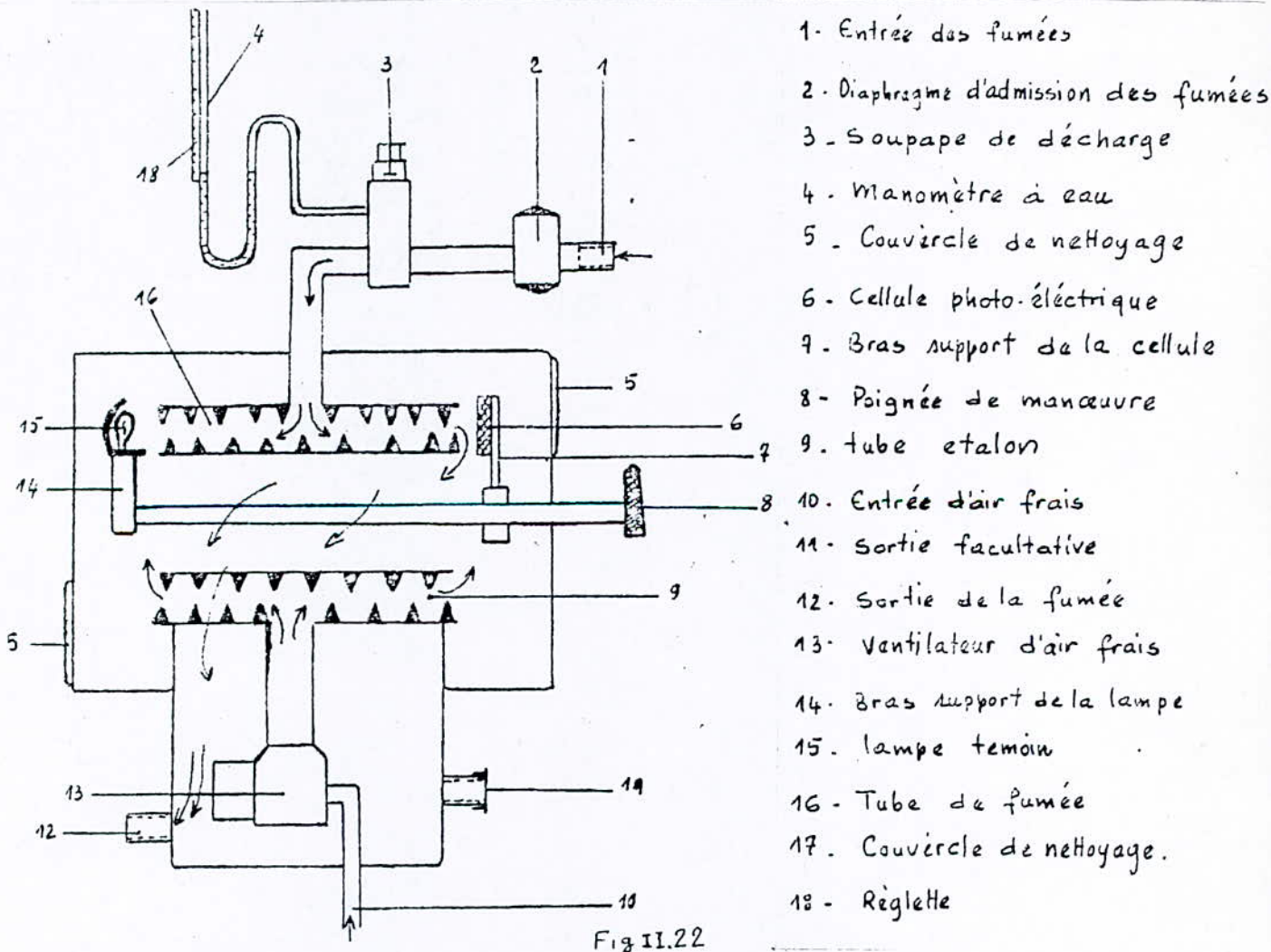
l'autre circule de la fumée à mesurer. L'air arrive sous une légère pression donnée par un ventilateur. La fumée est introduite dans le tube par une petite canalisation branchée directement dans la pipe d'échappement du moteur.

Un bras basculant sur lequel sont fixées une source de lumière et une cellule photo-électrique qui peuvent être placés en face du tube étalon parcouru par l'air frais soit en face du tube de mesure parcouru par les fumées.

Un milliampèremètre gradué en unité " HARTRIDGE " est 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 capacité 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 un basculement de la source de lumière et la cellule aux extrémités du tube de fumée, on réalise la mesure du degré ou capacité de la fumée.



- 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

Fig II.22

CHAPITRE III

ETUDE COMPARATIVE DES FREINS

III.1 - Généralités sur les freins

Les freins utilisés au banc d'essai permettent de maintenir le moteur dans des conditions déterminées nécessaires pour une mesure du couple et non, dans le cas le plus général, directement de puissance.

Ils doivent donc réunir les conditions suivantes:

- Absorber la puissance effective du moteur dans le domaine de charges et de vitesses de rotation utilisées ;
- Maintenir un couple de freinage constant pendant un temps suffisamment long;
- Maintenir le régime lors des variations accidentelles de charge;
- Etre sensibles.

Les freins transforment l'énergie mécanique produite par le moteur en chaleur. Suivant le mode de transformation on peut classer les freins en différentes catégories :

- Les freins à friction mécanique (de Prony)
- Les moulinets à air (Renard)
- Les dynamomètres hydrauliques
- Les dynamomètres électriques :
 - freins à courant continu (dynamo-dynamomètre),
 - freins à courant alternatif,
 - freins à courants de Foucault ou électromagnétiques.

Montage du frein en balance

La mesure du couple est généralement obtenue par montage du frein en balance (fig III.1).

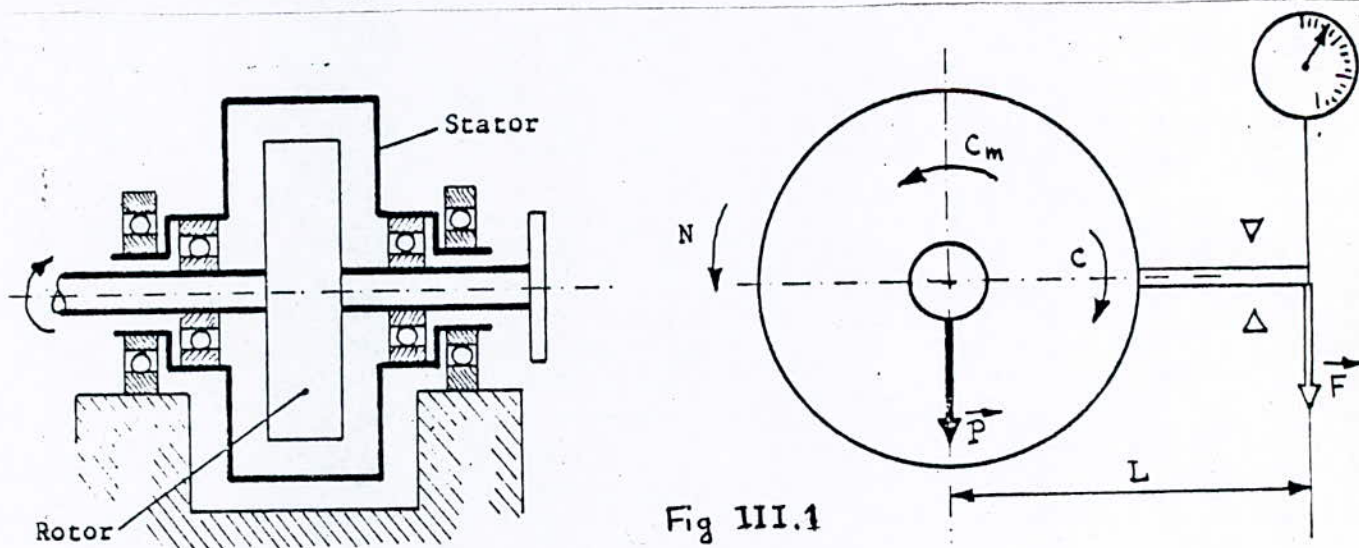


Fig III.1

Le stator du frein est libre d'osciller entre deux butées autour du même axe que l'axe de rotation du rotor par l'intermédiaire de deux roulements à billes. Les forces extérieures auxquelles est soumis le stator sont :

- Son poids P dont la résultante a un moment nul par rapport à son axe de rotation .
- Le couple moteur C_m transmis par l'intermédiaire du rotor
- Le couple C de basculement du stator.

pour une vitesse de rotation uniforme du moteur, à l'égalité entre le couple moteur C_m et le couple de basculement C , le stator garde une position d'équilibre. Le couple C réalisé au moyen de poids placés à l'extrémité d'un bras de levier ou par d'autres dispositifs . On a :

$$C_m = F L$$

Stabilité d'un ensemble moteur-frein,[11]

Pour que la stabilité soit assurée, il faut que, lorsque le régime augmente, le couple de freinage augmente plus rapidement que le couple moteur (fig III.2).

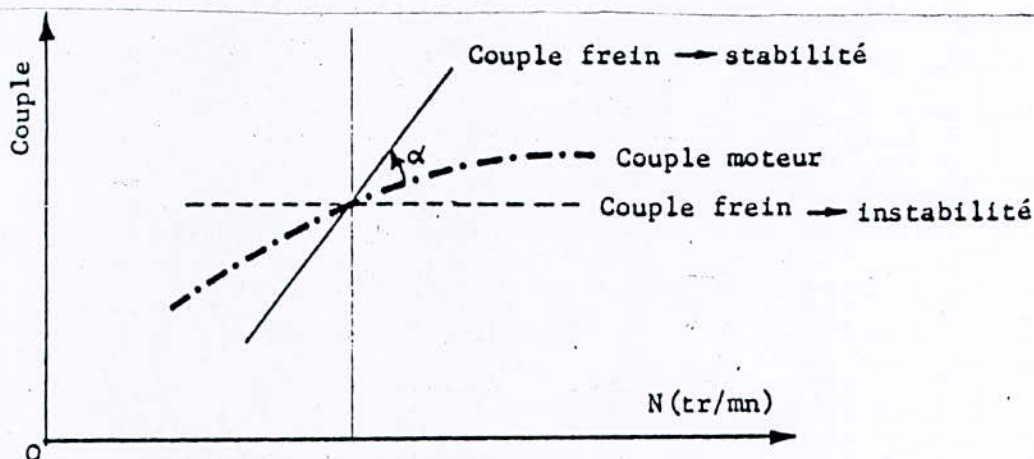


Fig. III.2

La stabilité sera d'autant meilleure que l'angle α sera grand (caractéristique de freinage verticale.) On verra que dans le cas d'un moteur, la stabilité est obtenue par leurs caractéristique naturelles pour les freins hydrauliques et les dynamo-freins et grâce à un dispositif électronique supplémentaire pour les freins à courants de Foucault.

III.2 Frein à friction (frein de prony)

Schéma de principe, (fig III.3),[11] :

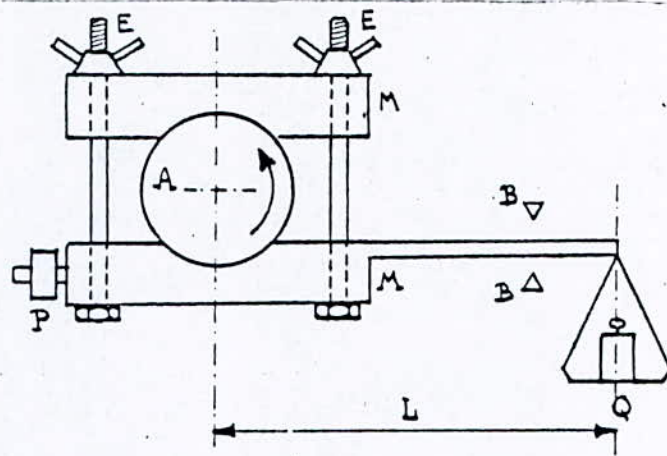


Fig III.3

Un tambour A solidaire de l'arbre du moteur tourne entre deux mâchoires M. Le freinage mécanique peut être modifié en appuyant plus au moins les mâchoires sur le tambour au moyen des écrous E. Des butées B limitent le débattement d'un levier solidaire des mâchoires et un contre poids P permet de réaliser l'équilibre du frein en l'absence de couple de freinage. Dans sa rotation, le moteur entraîne le levier dont l'équilibre est rétabli par des poids Q. Les forces de frottement et le poids Q forment un système en équilibre. Par ailleurs le couple moteur est égal au couple résistant dû aux frottements

$$C_m = C_f = Q \cdot L$$

Une circulation d'eau à l'intérieur du tambour permet l'évacuation de la chaleur due aux forces de frottement.

Les mâchoires peuvent être remplacées par une bande de friction. Ce type de frein, dont l'installation est relativement facile et peu coûteuse, présente cependant l'inconvénient d'être instable. Le dispositif de friction s'use rapidement et en outre, il existe des difficultés de refroidissement et de réglage.

Une bande de friction est parfois adjointe à un frein hydraulique classique pour bénéficier d'un couple de freinage important à bas régime (voir fig III.7).

III.3 - Moulinet Renard, [11]

C'est un frein à air composé essentiellement d'une barre entraînée par l'arbre du moteur en essai, perpendiculaire à l'axe de rotation et portant deux plans symétriques par rapport à cet axe et parallèles à ce dernier. Ces plans de dimensions variables peuvent être éloignés plus ou moins de l'axe de rotation.

Le couple résistant d'un tel moulinet est proportionnel au carré de la vitesse de rotation et à la densité de l'air.

Si :

$$\delta = \frac{\text{densité de l'air au moment de l'essai (Pa , Ta)}}{\text{densité de l'air à 15°C et 760 mm Hg}}$$

Pa , Ta = pression et température ambiantes.

- Co = couple résistant du moulinet à 1000 tr/mn et dans les conditions standard ci-dessus.

Le couple Cm à N (tr/mn) peut s'écrire :

$$C_m = C_o \left(\frac{N}{1000} \right)^2 \delta$$

Co est déterminé par tarage pour chaque écartement et chaque dimension des plans. Connaissant Pa et Ta, au moment de l'essai, la simple mesure de N(tr/mn) permet donc de déterminer le couple et la puissance du moteur pour ce régime.

Une mesure indirecte du couple peut être obtenue en montant un tel frein en balance.

Ce type de frein est parfois utilisé pour absorber la puissance pendant le rodage des moteurs.

III.4 - Généralités sur les freins hydrauliques et électriques

Caractéristique de freinage en fonction du régime (figIII.4), [12], [13], [14]

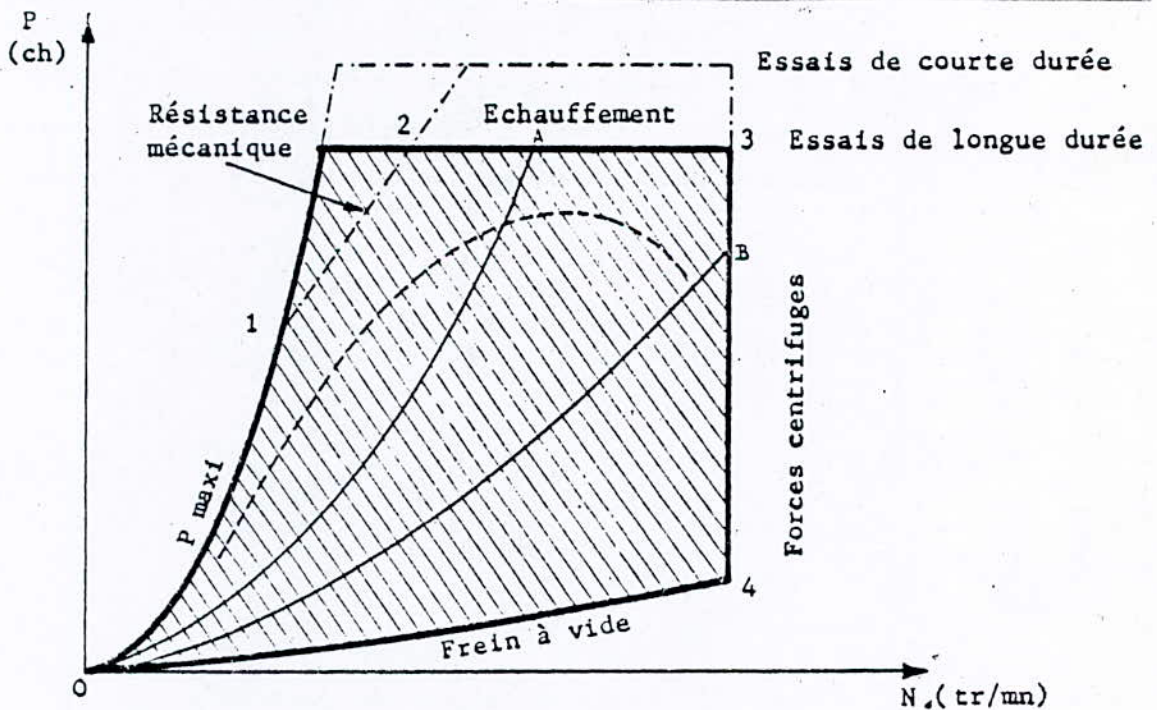
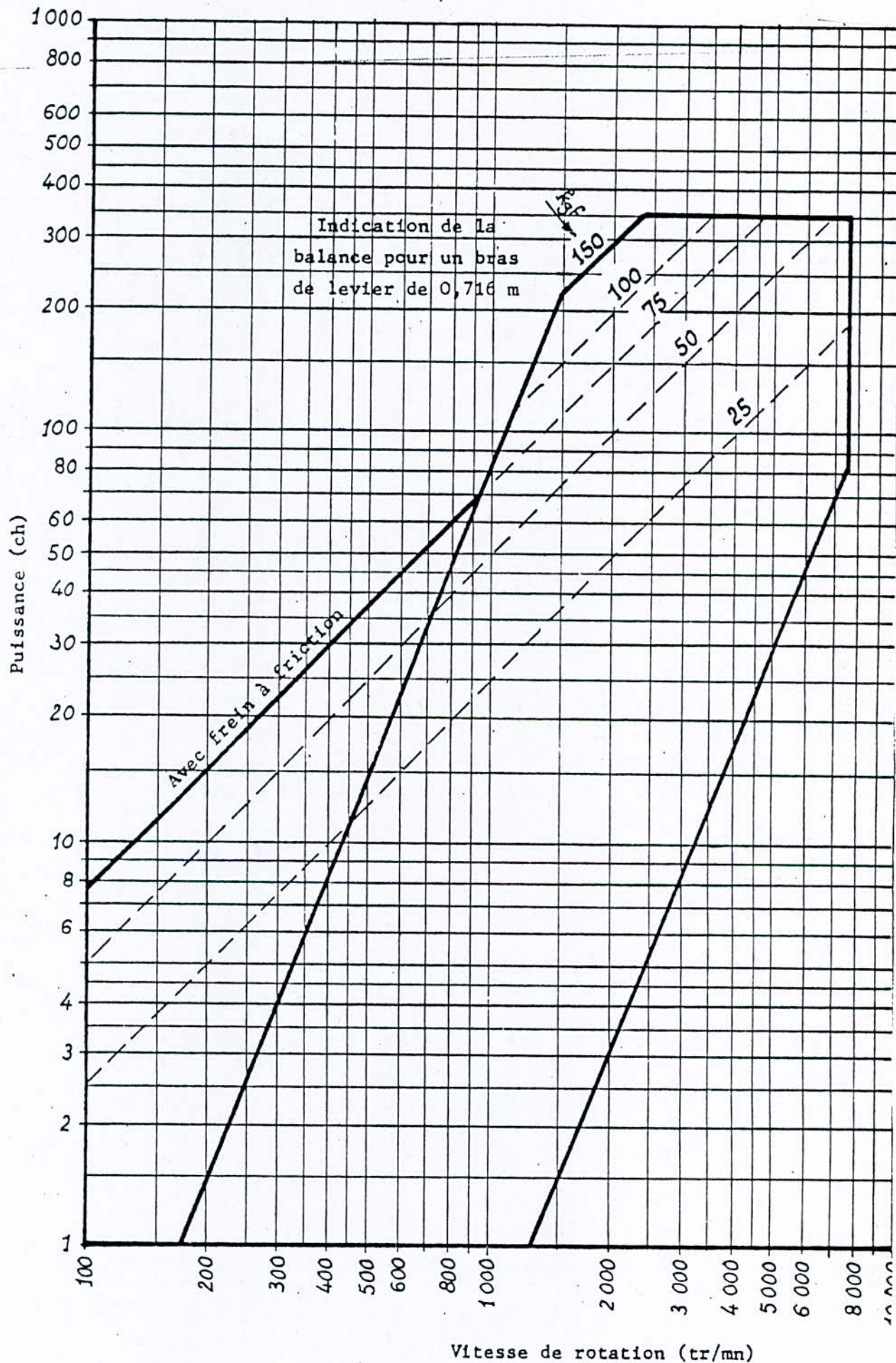


Fig.III.4

Fig.III.4 bis
 FREIN HYDRAULIQUE SCHENCK U 1 - 25 h
 Diagramme Caractéristique



(d'après documentation Schenck)

La zone 0-1-2-3-4-0 correspond au domaine où le frein assure l'absorption de la puissance du moteur. Pour des raisons physiques et techniques ce diagramme de charge est limité par les lignes suivantes :

0-1 correspond au maximum de puissance pouvant être absorbée par le frein et constitue la caractéristique du frein à pleine charge

1-2 correspond éventuellement à la limitation de puissance imposée par le couple limite compatible avec la résistance mécanique de l'arbre et du rotor du frein (σ_t).

2-3 correspond à la puissance limite conditionnée par l'échauffement des enroulements pour les freins électrique ou de l'eau de refroidissement pour les freins hydrauliques.

3-4 correspond à la limitation imposée par la vitesse maximale de rotation à laquelle le rotor peut tourner avec une sécurité suffisante compte tenu de sa résistance mécanique

0-4 correspond à l'utilisation du frein à vide (forces de frottement).

Les courbes O-A, O-B sont des exemples de caractéristiques de freinage obtenues pour un réglage donné du dispositif de régulation (résistance de charge d'une dynamo-frein, position des cloisons ou vanne pour un frein hydraulique,...).

Le frein à accoupler à un moteur d'essai sera choisi de telle façon que la courbe de puissance maximale du moteur s'inscrive entièrement à l'intérieur du diagramme de charge du frein (fig III.4).

Les diagrammes caractéristiques des frein sont le plus souvent présentés en coordonnées log-log comme sur la (fig III.4bis).

III.5 - Freins hydrauliques (Froude, Schenck-Häcker), [14],[15]

Le frein Froude (fig III.5) se compose d'un rotor solidaire d'un arbre accouplé en bout du moteur d'essai; ce rotor tourne à l'intérieur d'un carter monté en balance autour de l'arbre. Le rotor et l'intérieur du carter sont munis d'alvéoles de formes appropriées en regard les unes des autres. Entre rotor et carter circule un courant d'eau sous pression. La résistance présentée par l'eau au mouvement du rotor réagit sur le carter qui tend à tourner sur ses paliers. Cette tendance est contrebalancée par un bras de levier L solidaire du carter et à l'extrémité duquel est disposée une balance permettant une mesure du couple de basculement. Un système de cloisons est interposé entre les aubes du rotor et celles du carter. Le déplacement de ces cloisons est commandé par un volant. La résistance du frein s'accroît avec l'ouverture de ces cloisons.

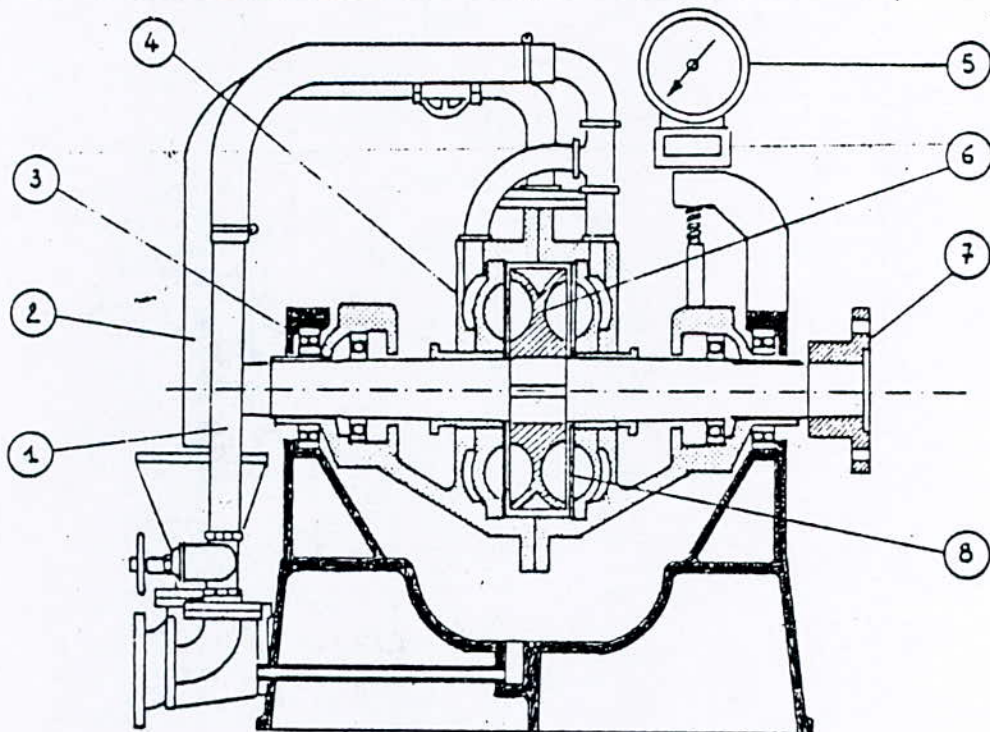


Fig.III.5 - Schéma d'un frein hydraulique FROUDE

- | | | | |
|---|---------------|---|----------------------|
| 1 | Arrivée d'eau | 5 | Tachymètre |
| 2 | Sortie d'eau | 6 | Rotor |
| 3 | Palier | 7 | Bride d'accouplement |
| 4 | Carter | 8 | Cloisons |

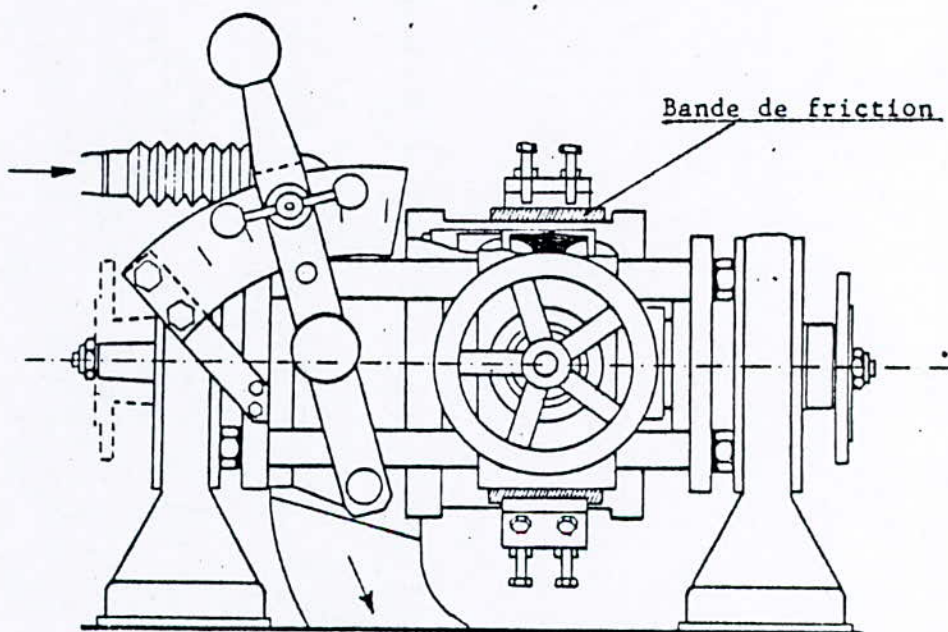


Fig.III.7 - Frein hydraulique dynamométrique SCHENCK avec frein à friction complémentaire

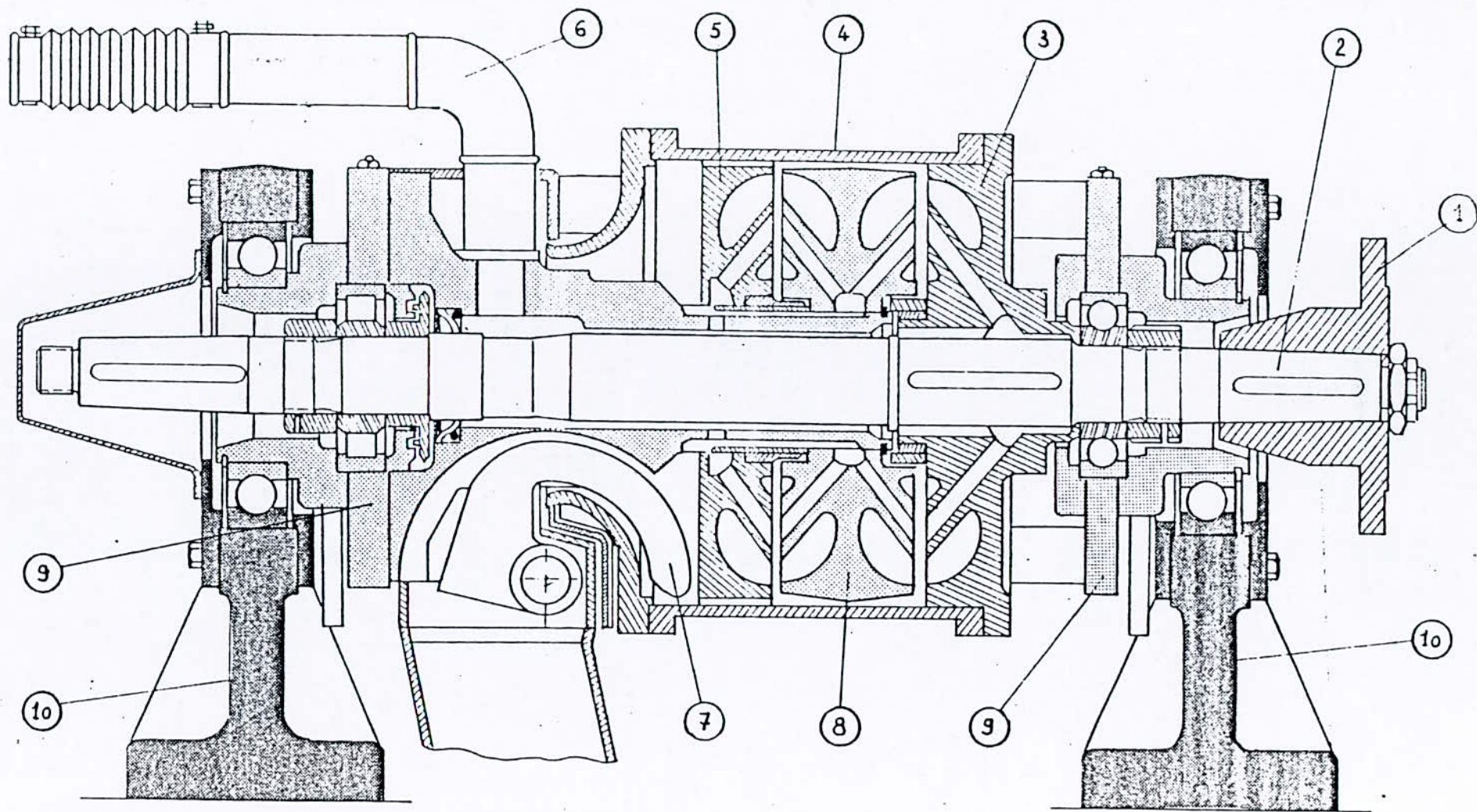
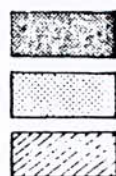


Fig.III.6 - FREIN DYNAMOMETRIQUE HYDRAULIQUE (D'après Documentation Schenck)



Parties fixes

Parties oscillantes

Parties tournantes

1 Bride d'accouplement

2 Arbre du frein

3 Rotor droit

4 Carter du frein

5 Rotor gauche

6 Arrivée d'eau

7 Ecope

8 Stator double

9 Montant pendulaire

10 Support

La construction Schenck-Häcker (fig III.6) est caractérisée par la position à l'extérieur des parties tournantes du frein (rotor extérieur). Le carter tourne autour de la roue à aubes intérieure immobile, montée en bascule et reliée au dispositif de mesure.

La charge du frein est réglée par variation de l'épaisseur d'un anneau d'eau intérieur au frein, à l'aide d'une écope.

La capacité de freinage de ces derniers freins peut être accrue dans le domaine des basses vitesses au moyen d'un frein à friction complémentaire agissant sur la surface lisse du rotor extérieur (fig III.7).

Ce type de frein peut être utilisable dans les deux sens de rotation. Dans ce cas les parois des cavités ou aubes sont droites pour obtenir ainsi la même efficacité de freinage dans les deux sens de rotation. La capacité de charge est cependant réduite par rapport au frein correspondant construit pour un seul sens de rotation.

La chaleur de frottement est évacuée par l'eau circulant dans le frein. La quantité d'eau fournie au frein doit être suffisante pour que la température de l'eau sortant du frein ne dépasse pas 80°C .

Dans la plus grande partie du diagramme du frein la consommation d'eau est de l'ordre de 10 à 15 litres par ch et par heure pour une température de sortie d'eau de 75°C environ.

Pour un réglage déterminé (position des cloisons ou de l'écope), la puissance absorbée varie sensiblement comme le cube de la vitesse de rotation :

$$P = K N^3$$

Les freins hydraulique permettent l'absorption de puissances importantes pour un poids, un encombrement réduit et un coût relativement faible.

Le rotor présente une faible inertie d'où risques diminués de problèmes d'accouplement entre moteur et frein.

Le couple de freinage minimal de ces freins n'est jamais nul, ce qui peut être un inconvénient dans le cas d'utilisation d'un moteur à très faible charge pour des vitesses de rotation élevées.

III.6 - Frein électriques

III.6.1 - Freins à courant continu (dynamo-dynamomètre), [11]

On accouple au moteur à l'essai le rotor d'une génératrice à courant continu qui débite dans un système de résistances.

Mesure directe de la puissance

Connaissant le rendement η de la dynamo dans les conditions de l'essai, en mesurant la puissance W dissipée dans la charge, on peut évaluer la puissance P du moteur :

$$P(\text{ch}) = \frac{W \text{ (watts)}}{736 \cdot \eta}$$

Une telle mesure nécessite un wattmètre de précision et la connaissance du rendement de la génératrice pour toutes les charges et tous les régimes auxquels elle est susceptible de fonctionner. Cette dernière méthode est peu utilisée et une meilleure précision est obtenue par le montage de la dynamo en balance.

Montage de la dynamo en balance

Le principe est analogue à celui du frein hydraulique. L'induit de la dynamo est accouplé au moteur à l'essai, l'inducteur peut tourner libre sur l'arbre de l'induit. Par suite des réactions électromagnétiques, l'inducteur a tendance à être entraîné dans le sens de rotation de l'induit. Le couple de basculement est mesuré au moyen d'un bras de levier et de poids ou directement d'une balance.

L'excitation peut être en dérivation, en série ou séparée ce qui permet un réglage plus souple. On règle la puissance de freinage en agissant sur le courant de l'induit. En outre, pour une résistance de charge donnée, la variation de la tension d'excitation permet de faire varier d'une manière continue le couple de freinage depuis zéro jusqu'à la valeur maximale permise les caractéristiques de la dynamo utilisée.

Exemple d'adaptation d'une dynamo-frein

Une dynamo est définie par :

- la puissance maximale qu'elle peut freiner en fonction du régime;
- la vitesse de rotation maximale ;
- L'intensité maximale dans l'induit à ne pas dépasser.

Soit par exemple la caractéristique donnée par la fig III.8.

La tension aux bornes de la dynamo est de la forme :

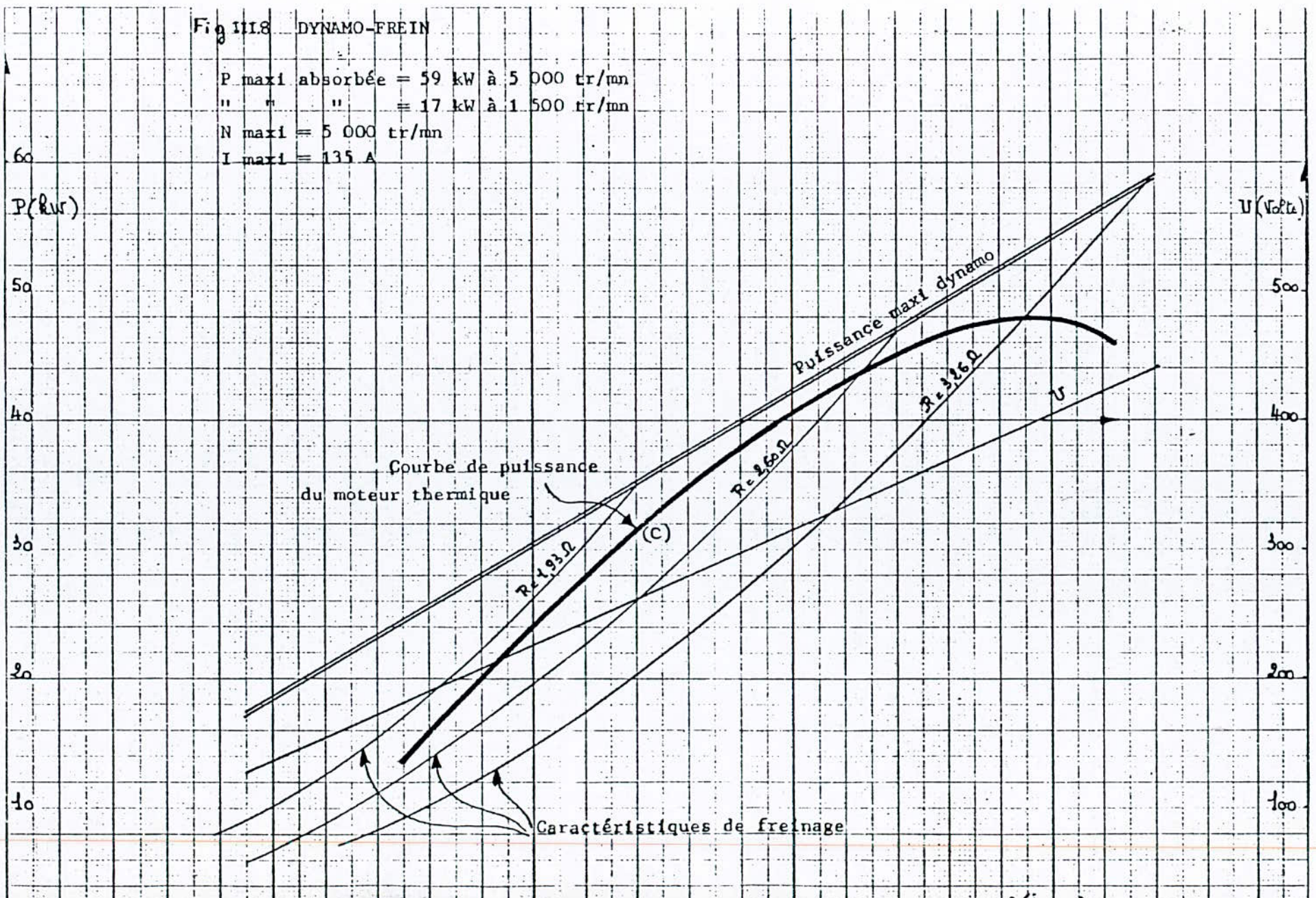
$$U = K I N$$

avec I = courant d'excitation
 N = vitesse de rotation

En général on garde une résistance de charge fixe et on agit sur la tension d'excitation. On a alors :

Fig 1118 DYNAMO-FREIN

P maxi absorbée = 59 kW à 5 000 tr/mn
 " " " = 17 kW à 1 500 tr/mn
 N maxi = 5 000 tr/mn
 I maxi = 135 A



40.bis

40.bis

$$R = \frac{U}{I} \quad \text{et} \quad W = U \cdot I = \frac{U^2}{R} = K \frac{N^2}{R}$$

Les caractéristiques de freinage obtenues pour des valeurs fixes de R sont représentées en fonction du régime par des courbes du second degré .

On choisit R de telle façon que, pour N maxi, $R = \frac{U}{I_{\max}}$

soit dans le cas présent $R = \frac{440}{135} = 3.26 \, \Omega$ pour N = 5000 tr/mn.

Soit à freiner un moteur dont la puissance maximale est donnée par la courbe (C) et développant 48 KW (65 ch) à 4500 tr/mn. On ne pourra pas freiner le moteur à pleine puissance à la fois à 4500 tr/mn et à bas régime avec la même résistance de charge. En

effet par exemple à 3000 tr/mn, $P = \frac{260^2}{3.26} = 20.7 \text{ KW}$.

Pour profiter de la capacité maximale de freinage de la dynamo frein, il est nécessaire d'ajuster constamment la valeur de la résistance de charge pour maintenir l'intensité débitée à la valeur maximale fixée par le constructeur.

La dynamo-frein présente les avantages suivants :

- Couple minimal de freinage pratiquement nul pour une tension d'excitation nulle (un léger couple résistant peut être dû à l'aimantation rémanente et aux frottements des paliers et de l'air) ;
- Possibilité d'utiliser la dynamo en moteur électrique pour le démarrage ;
- Sensibilité de freinage assez grande ;
- Commande à distance et régulation adaptables facilement.

Parmi les inconvénients :

- Prix élevé et encombrement important par rapport à un frein hydraulique ;
- Inertie du rotor élevée d'où risques de problèmes d'accouplement plus grands qu'avec un frein hydraulique (ruptures de vilebrequin entraînées par des vibrations de torsion ou en cas d'arrêt brusque du moteur) ;
- Risque d'emballement du moteur en cas de coupure du secteur assurant l'excitation .

III.6.2 - Freins à courant alternatif, [11]

Le domaine d'emploi des freins à courant continu ne s'étend

pas aux vitesses de rotation élevées par suite des forces centrifuges qui s'exercent sur les enroulements du rotor. La répartition approximatives des domaines d'utilisation des machines à courant continu et des machines à courant alternatif est donnée par la figure III.9 .

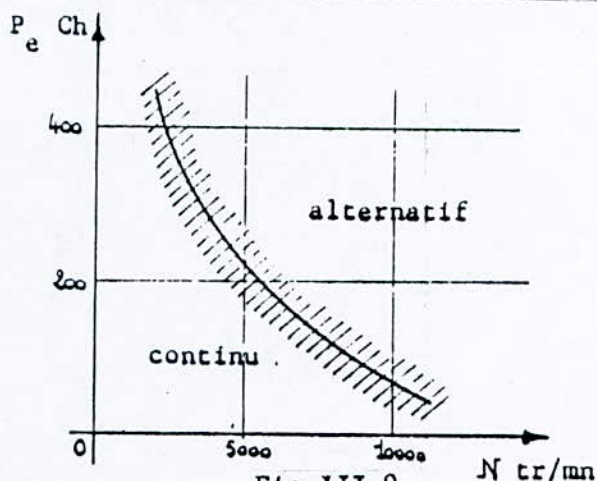


Fig.III.9

Dans le cas des machines à courant alternatif, le rotor pour une même puissance est de dimensions beaucoup plus réduites. La variation de vitesse pour de telles machines peut être obtenue par un variateur de fréquence ce qui accroît le prix de l'installation.

Les freins à courant alternatif sont parfois utilisés lors des essais de contrôle de moteurs rapides de grande puissance en fabrication ou lors de l'expérimentation sur les moteurs de course.

III.6.3 - Freins à courants de Foucault ou électro-magnétiques (Schenck), [15],[16],[17]

Le schéma d'un frein Schenck est donné par la figure III.10

Le carter du frein est monté en balance et enveloppe le rotor dont la périphérie est dentée et les deux demi-arbres bridés de part et d'autre. Un bobinage d'excitation est monté à la périphérie du carter et des chambres de refroidissement sont prévues de part et d'autre du rotor. Les surfaces des dents de ce dernier en acier spécial de grande perméabilité magnétique sont séparées des surfaces correspondantes des chambres de refroidissement par entrefer. Parcouru par un courant continu, le bobinage crée un champ magnétique dont les lignes de forces se ferment autour de la bobine perpendiculairement à la direction du courant. Le flux magnétique traversant le carter, les chambres d'eau, les entrefers et le rotor est concentré aux extrémités des pôles du rotor. Le déplacement de ce dernier crée des courants de Foucault au niveau des surfaces actives des chambres de refroidissement. Ces courants produisent un champ magnétique s'opposant au champ d'excitation et exerçant un effet de freinage dépendant de la tension d'excitation. Le couple de freinage est

transmis du carter monté en balance à l'appareil de mesure par l'intermédiaire d'un levier.

Le réglage de la puissance absorbée s'effectue en agissant sur l'intensité du courant d'excitation. Le coffret de commande équipant le frein à courants de Foucault permet les opérations suivantes :

- Commande de l'intensité du courant d'excitation.

Les caractéristiques de freinage obtenues pour un courant d'excitation constant (fig III.11.a) ne permettent pas un fonctionnement stable d'un moteur thermique si ce dernier n'est pas lui-même équipé d'un régulateur de vitesse.

- Régulation avec caractéristique à pente raide (fig III.11.b), qui permet de freiner presque toutes les machines à piston. On peut régler avec potentiomètre la pente de la courbe caractéristique.

- Régulation à vitesse constante (fig III.11.c). Un régulateur de vitesse maintient la vitesse constante avec une grande précision sur la valeur affichée, quelle que soit la charge du moteur.

- Régulation avec caractéristiques quadratiques (fig III.11.d). Par l'excitation du frein avec un courant d'excitation proportionnel à la vitesse de rotation, on obtient une caractéristique presque quadratique.

Les freins électromagnétiques, malgré leur prix élevé sont de plus en plus employés en raison de leurs avantages suivants :

- très grande sensibilité;
- Couple résiduel très faible ;
- Faible inertie du rotor.

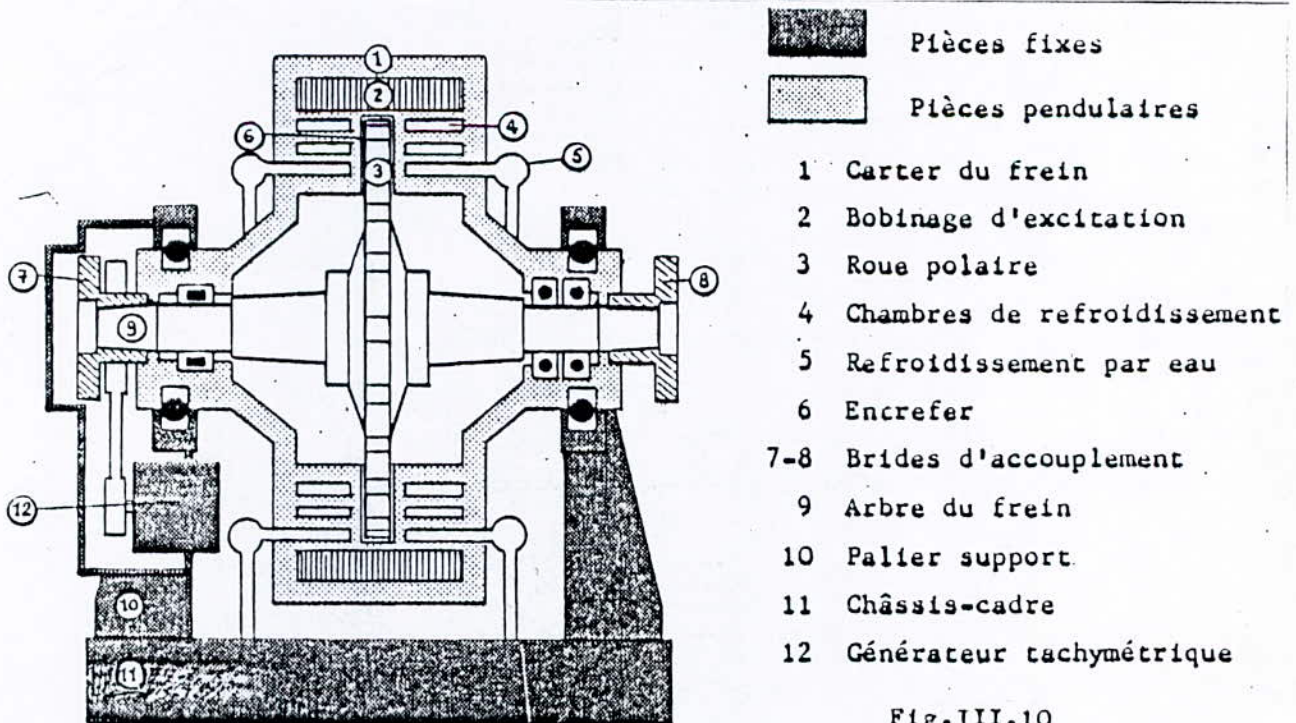


Fig. III.10

COURBES CARACTERISTIQUES DU FREIN A COURANTS DE FOUCAULT

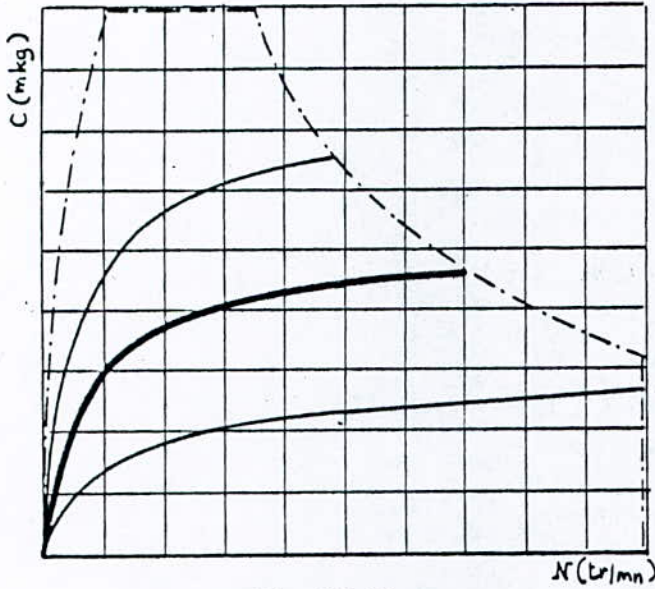


Fig. II.11 a

Caractéristiques de freinage pour un courant d'excitation constant

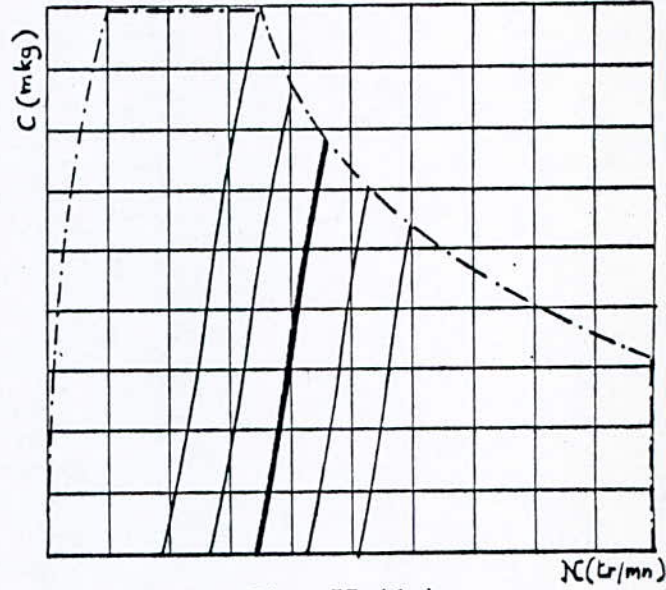


Fig. II.11 b

Régulation sur caractéristiques à pente raide

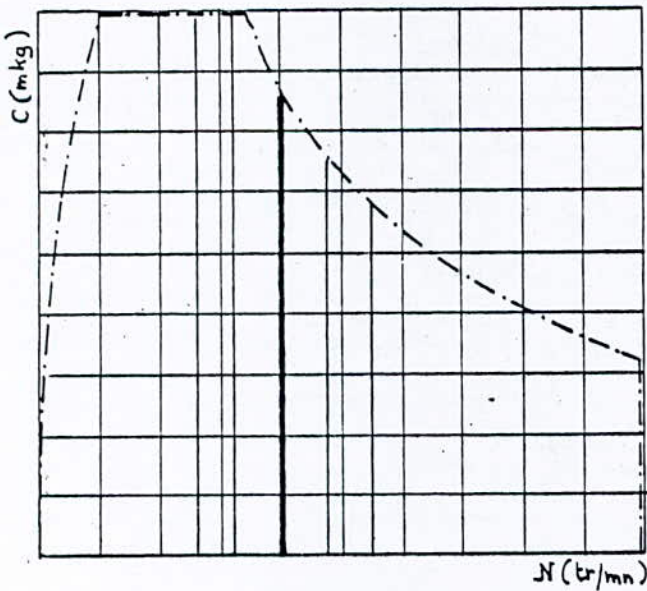


Fig. II.11 c

Régulation sur vitesse constante

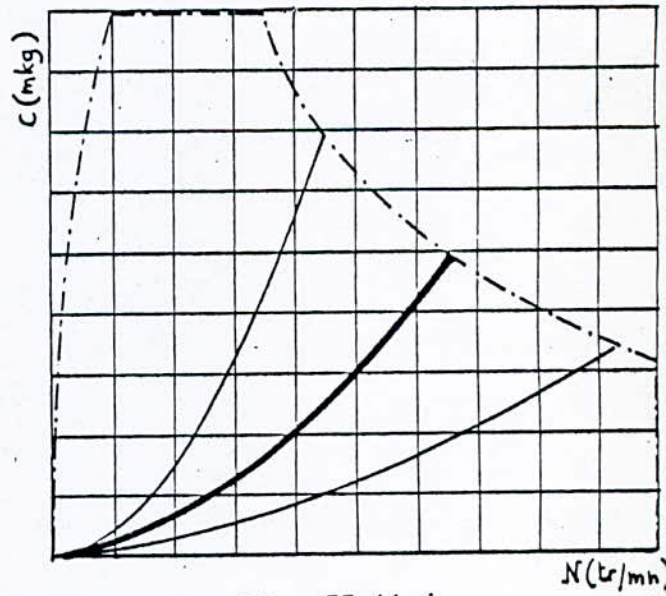


Fig. II.11 d

Régulation sur caractéristiques quadratiques

CHAPITRE IV

CHOIX DU TYPE DE FREIN A UTILISER

Vue l'étude comparative citée précédemment le frein hydraulique DYNABAR (Schenck) permet des avantages considérables:

- Coût relativement faible;
- Sa robustesse permet son utilisation à des puissances élevées;
- Corps pendulaire sur ressort-lames, avantages particuliers: aucun entretien, absence d'hystérésis entre charge et décharge du système de mesure, insensible à l'humidité et à la poussière;
- transmission du couple par peson électrique;
- mesure de la vitesse de rotation sans contact, par capteur inductif;
- réglage rapide et précis de point de fonctionnement stables grâce à la caractéristique du frein;
- longévité de fonctionnement, entretien réduit grâce aux joints labyrinthes sans contact, ni usure, montés entre rotor et stator et devant les roulements;
- maintenance aisée due à une construction mécanique simplifiée et à une grande facilité de démontage et remontage;
- diagramme de puissance élargi, vitesse de rotation élevées.

Schéma du frein hydraulique DYNABAR : (fig IV.1)

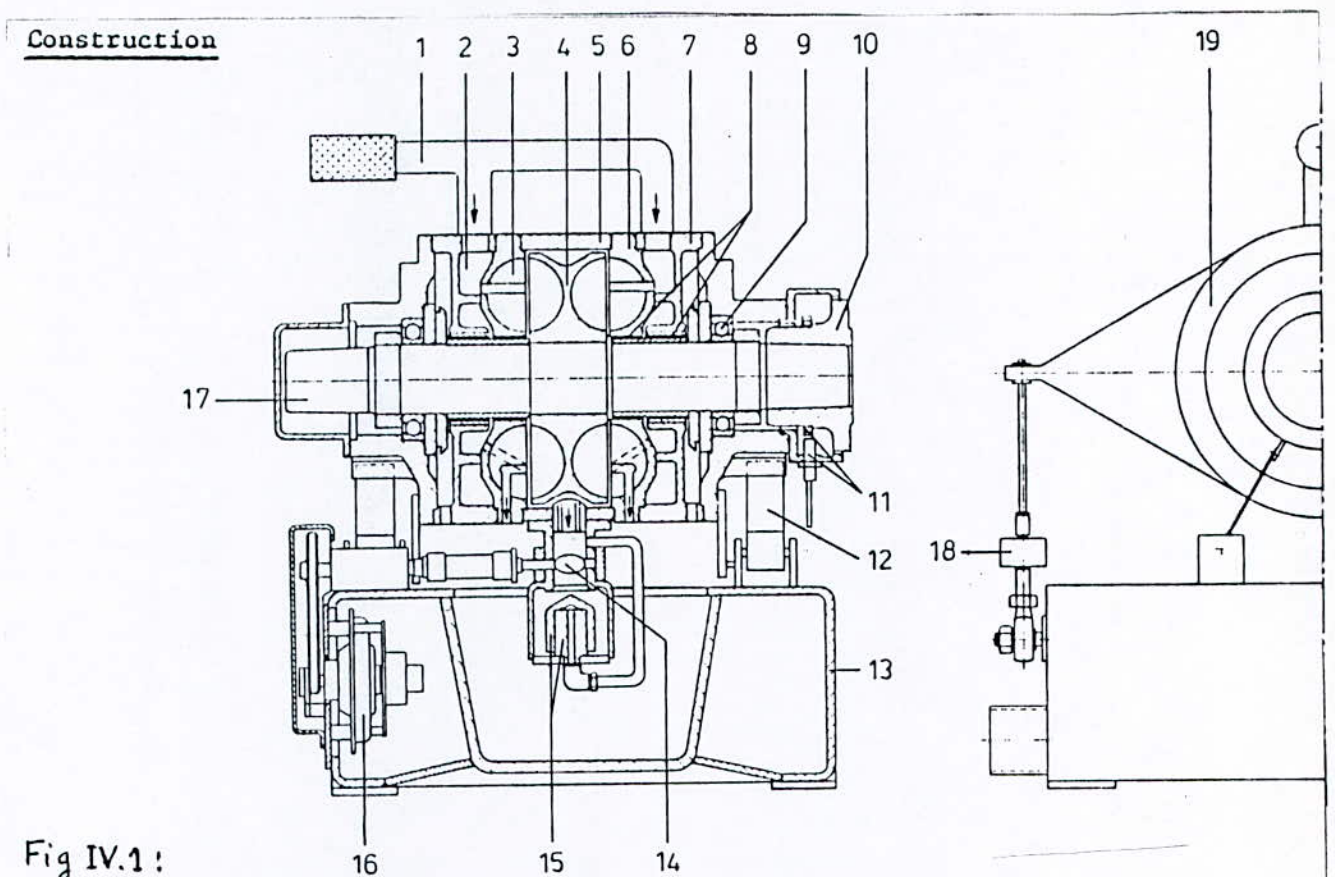


Fig IV.1:

- 1 Conduite d'arrivée d'eau avec manchon flexible
- 2 Chambre annulaire
- 3 Chambre de turbulence
- 4 Rotor double
- 5 Anneau de stator pour l'écoulement d'eau
- 6 Stator
- 7 Anneau de stator pour arrivée d'eau
- 8 Joints d'étanchéité sans contact (joints labyrinthes)
- 9 Roulement de rotor (lubrification par graissage jusqu'au frein de type D 3600; à partir du D 6300, lubrification par brouillard d'huile sous air comprimé)
- 10 Bride d'accouplement pour montage de l'arbre de transmission (montage sous pression d'huile et par pression de contact).
- 11 Capteur de vitesse (inductif avec roue 60 dents et générateur d'impulsions)
- 12 Suspension du corps pendulaire avec ressorts-lames; autres types de suspension de corps pendulaire voir chap. 3.1.3.
- 13 Cadre
- 14 Vanne de pilotage
- 15 Piston avec guidage
- 16 Servo-moteur de la vanne de pilotage
- 17 Arbre de rotor de frein
- 18 Peson électrique de traction-compression avec jauges d'extensométrie, fixation supérieure par barre de flexion, fixation inférieure par rotule
- 19 Corps pendulaire

Le frein hydraulique DYNABAR dispose d'un ensemble de commande composé de (fig IV.2)

- coffret de commande
- coffret d'alimentation

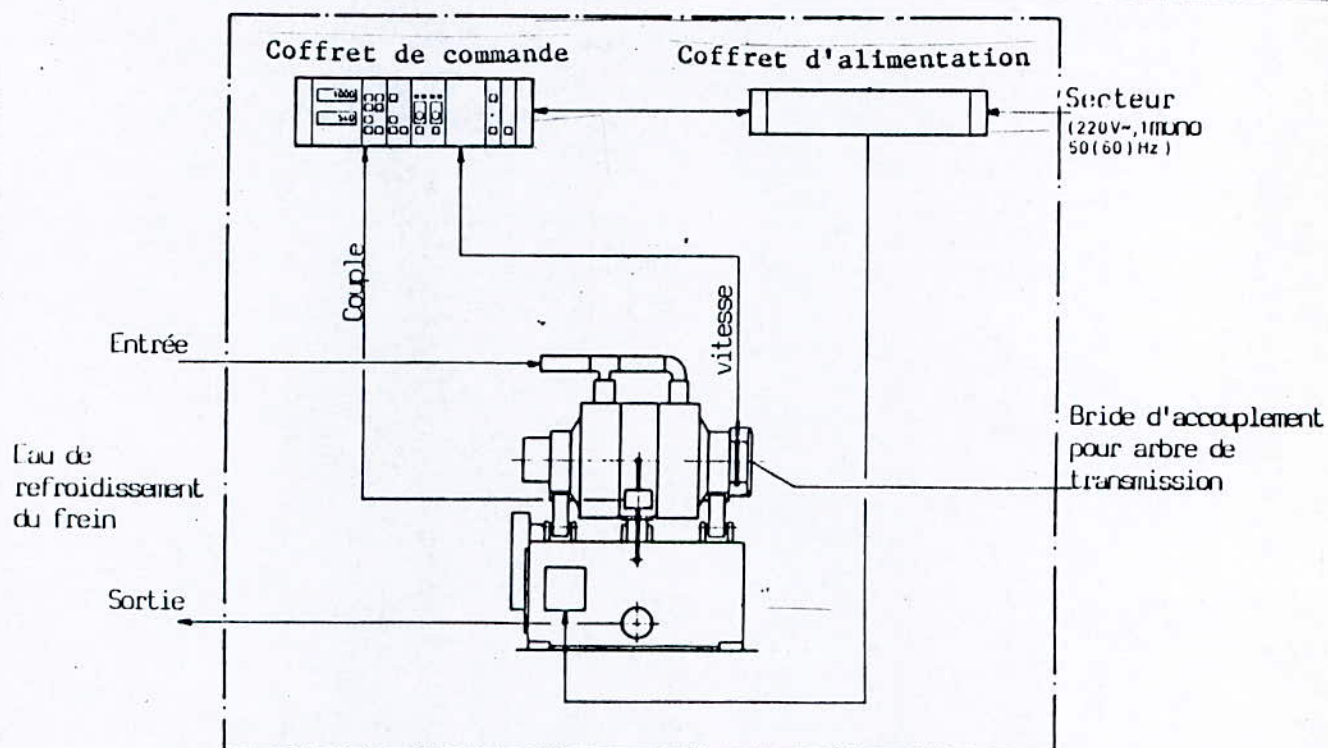


Fig IV.2

Le frein hydraulique que nous utilisons dans le banc d'essais est du type DS 3600-2, ce choix est basé sur la courbe de puissance du moteur (S.N.T.F) (voir fig IV.3) .

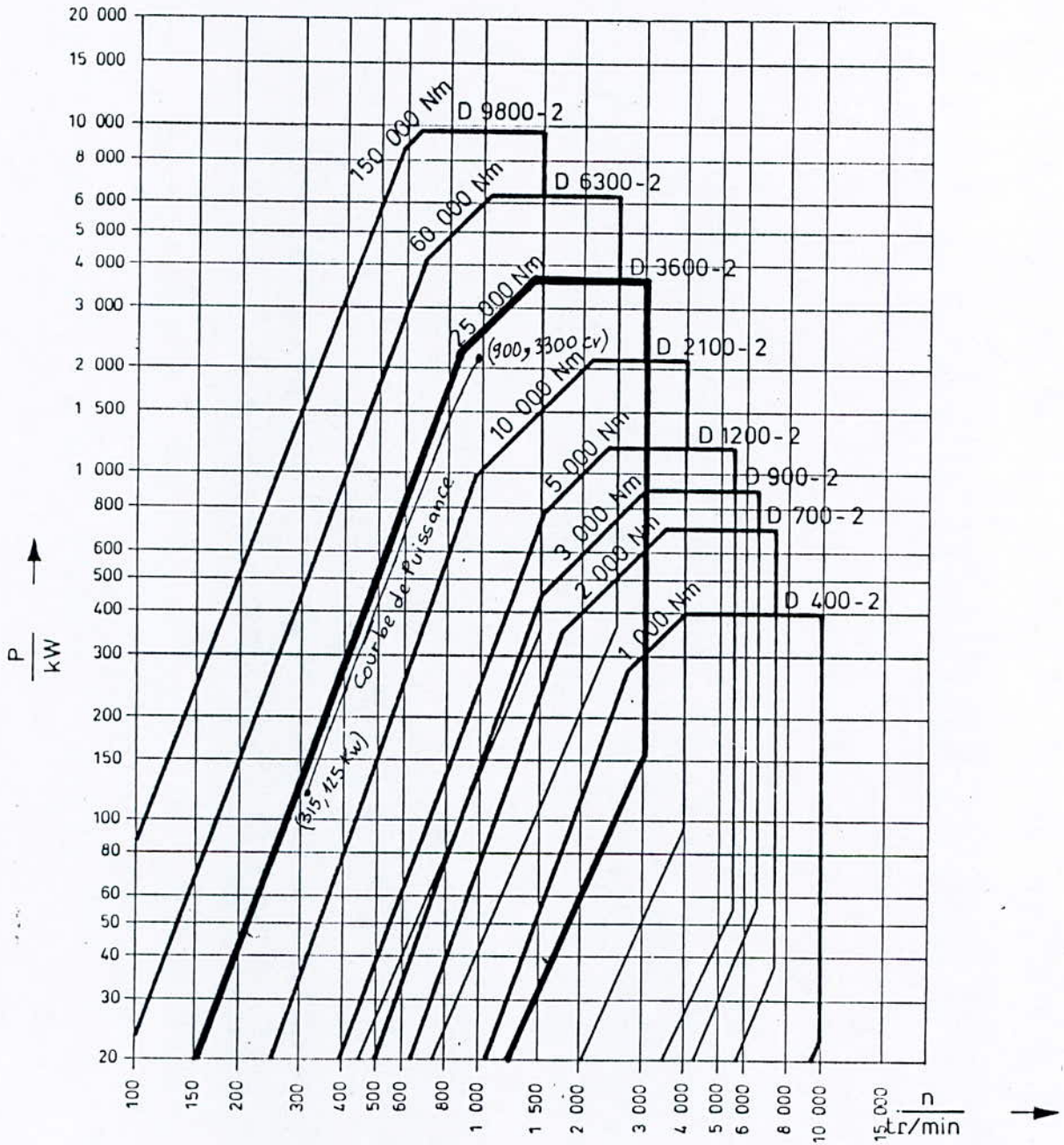


Fig IV.3

CHAPITRE V

DIMENSIONNEMENT DU FREIN

L'organe le plus important pour le dimensionnement du frein est le rotor, car il subit plusieurs contraintes.

V.1 - Dimensionnement de l'arbre du rotor

La condition de rigidité à la torsion est donné par la relation :

$$\frac{M_t}{G I_p} \leq \theta \quad , [18]$$

θ = angle de déformation.
 I_p = moment d'inertie polaire.
 G = module d'élasticité de torsion.

$$G = \frac{E}{2(1 + \mu)}$$

μ = coefficient de poisson $\mu = 0.3$
 $M_t = C_{\max} = 25000 \text{ N.m}$

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

$$\theta = 0.25 \text{ } ^\circ/\text{m} = \frac{0.25 \pi 10^{-3}}{180} \quad (\text{rd} / \text{mm})$$

$$G = \frac{2.1 \cdot 10^5}{2 \cdot 1.3} = 8.07 \text{ (N} / \text{mm}^2)$$

$$\frac{M_t}{\pi D^4 G / 32} \leq \theta$$

d'où :

$$D^4 \geq \frac{32 C_{\max}}{\pi G \theta}$$

$$D_{\min} = \left(\frac{32 \cdot 25000 \cdot 10^{-3} \cdot 180 \cdot 10^3}{\pi^2 \cdot 80.7 \cdot 0.25 \cdot 10^{-3}} \right)^{\frac{1}{4}} = 163.98 \text{ mm}$$

Le couple est transmis de l'arbre au rotor par des cannelures ou clavettes, il est nécessaire de prendre un diamètre supérieur.

On prend donc :

$$D = 170 \text{ mm} \implies R = 85 \text{ mm}$$

V.2 - Dimensionnement de l'anneau liquide

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

Formule du moment du freinage :

$$M_{fh} = \frac{Z \quad K_f \quad \gamma \quad a \quad n^2 (R_2^5 - R_1^5)}{4.4 \quad 10^4} \quad , [14]$$

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

Kf = coefficient de forme, pour les aubes semi elliptique Kf=1.62

γ = masse de spécifique de l'eau de freinage = $10^3 \text{ daN} / \text{m}^3$

a = pente de l'aube du tangente de l'angle formé par le bord de l'aube et l'axe de l'aube.

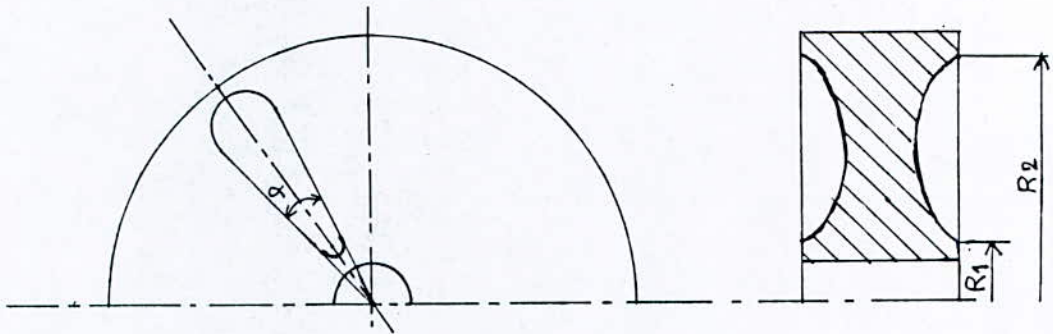


Fig V.1

α : angle que forme l'axe de l'aube et le bord de l'aube nous avons $\alpha = 7^\circ$ donc $\alpha \approx \text{tg} \alpha = 0.122$

n : vitesse de rotation correspondant au couple maximum

R1 : rayon minimum de l'anneau liquide

R2 : rayon maximum de l'anneau liquide

Pour déterminer les dimensions de l'anneau liquide, on considère que le moment de freinage hydraulique est égale au couple maximum.

$$M_{fh} = C_{max} = 25000 \text{ N.m}$$

d'où :

$$R_2 = \left(\frac{4.4 \cdot 10^4 \cdot M_{fh}}{Z \cdot K_f \cdot \gamma \cdot a \cdot n^2} + R_1^5 \right)^{1/5}$$

La vitesse correspondant au couple maximal $C_{max} = 25000 \text{ N.m}$ est $n = 900 \text{ tr/mn}$.

Pour le calcul de R2, la connaissance de R1 s'avère nécessaire, celui ci est généralement fixe en fonction de la puissance du frein, [14].

Pour une telle puissance, on prend R1 = 120 mm

$$R2 = \left(\frac{4.4 \cdot 10^4 \cdot 25000}{36 \cdot 1.62 \cdot 10^4 \cdot 0.122 \cdot (900)^2} + (0.12)^5 \right)^{1/5}$$

$$R2 = 0.4531 \text{ m}$$

donc l'anneau liquide est ainsi dimensionnée :

$$R2 = 454 \text{ mm} \quad R1 = 120 \text{ mm} .$$

V.3 - Dimensionnement du rotor

V.3.1 - Calcul de l'épaisseur (l) du rotor

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

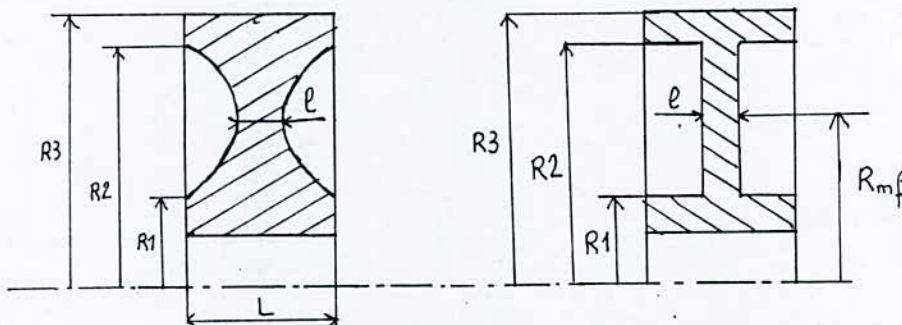


Fig V.2.

Rmf : rayon moyen de freinage

La couronne (R3 - R2) est soumise principalement à l'inertie du liquide compris dans les alvéoles, cette inertie est faible, donc R3 - R2 est faible.

On fixe alors: R3 = 464 mm

La section dangereuse se trouvera dans la section entre les alvéoles. Les aubes étant semi-elliptique, leur forme est compliquée à étudier, on prendra ainsi une forme simplifiée en prenant la section minimale au travers de l'alvéole (voir fig V.2).

La contrainte d'inertie est maximale pour r = R1 dans la zone de section d'épaisseur l.

Calculons les contraintes σ_t et σ_r provoqué par l'inertie de la couronne R3 - R1

$$P = \frac{1}{2 \pi R_1 l g} \int_{R_1}^{R_3} r w^2 dm$$

$$dm = \gamma 2 \pi r dr l$$

$$P = \frac{w^2}{2 \pi R_1 l g} \int_{R_1}^{R_3} \gamma 2 \pi r dr l$$

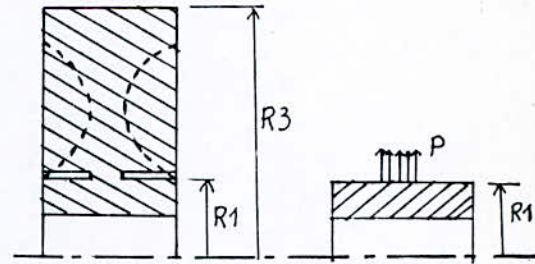


Fig V.3

$$P = \frac{\gamma w^2}{g R_1} \int_{R_1}^{R_3} r^2 dr = \frac{\gamma w^2}{3 R_1} (R_3^3 - R_1^3)$$

avec :

$$w = \frac{\pi n}{30}$$

n = vitesse maximal = 2000 tr/mn

$$P = \frac{8.03 (209)^2}{9.81 \cdot 3.12 \cdot 10^3} (46.4^3 - 12^3) = 975 \text{ Kg/Cm}^2 = 956.5 \text{ daN/Cm}^2$$

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

pour $r = R_1$

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

$$(\sigma_r)_{r=R_1} = \frac{956.5 \cdot 12^2}{12^2 - 8.5^2} \left(1 - \frac{8.5^2}{12^2} \right) = 956.5 = 9.56 \text{ daN/mm}^2$$

$$(\sigma_t)_{r=R_1} = \frac{956.5 \cdot 12^2}{12^2 - 8.5^2} \left(1 + \frac{8.5^2}{12^2} \right) = 2882.8 \text{ daN/Cm}^2 = 28.83 \text{ daN/mm}^2$$

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

Calculons la force de freinage : Ff

$$C_{max} = Ff \cdot R_{mf}$$

$$R_{mf} = \frac{R_2 - R_1}{2} + R_2 = 287 \text{ mm}$$

$$F_f = \frac{C_{max}}{R_{mf}} = \frac{25000}{287 \cdot 10^{-3}} = 87108 \text{ N}$$

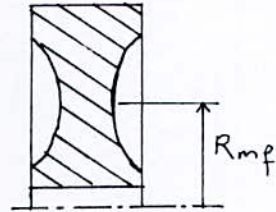


Fig V.4

On suppose que la section dangereuse l est répartie surtout le rotor. La section soumise à la contrainte tangentielle résultant de la force de freinage est :

$$S = 2 \pi R_{mf} l$$

La contrainte dans ce cas est une contrainte de cisaillement puisque la section n'est qu'au cisaillement

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

$$\tau = \frac{F_f}{2 \pi R_{mf} l}$$

On fixe une valeur à l, et on procède à la vérification prenons l = 10 mm

$$\tau = \frac{87108}{2 \pi 287 10} = 4.83 \text{ N/mm}^2 = 0.483 \text{ daN/mm}^2$$

Calculant σ (équivalent)

$$\sigma_{\text{equiv}} = \frac{\sigma_r + \sigma_t}{2} + \frac{1}{2} \left[(\sigma_r - \sigma_t)^2 + 4 \tau^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$\sigma_{\text{eq}} = \frac{9.56 + 28.83}{2} + \frac{1}{2} \left[(9.56 - 28.83)^2 + 4 \cdot 0.483^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$\sigma_{\text{eq}} = 28.85 \text{ daN/mm}^2$$

Le rotor est en acier au Nickel-chrome

$$R_r = 1800 \text{ N/mm}^2$$

En prenant un coefficient de sécurité égale à 4, il vient :

$$\sigma_{adm} = \frac{R_r}{4} = \frac{1800}{4} = 450 \text{ N/mm}^2 = 45 \text{ daN/mm}^2$$

$$\sigma_{\text{equiv}} < \sigma_{adm}$$

donc l'épaisseur l du rotor convient parfaitement .

V.3.2 - Détermination de l'épaisseur (L)

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

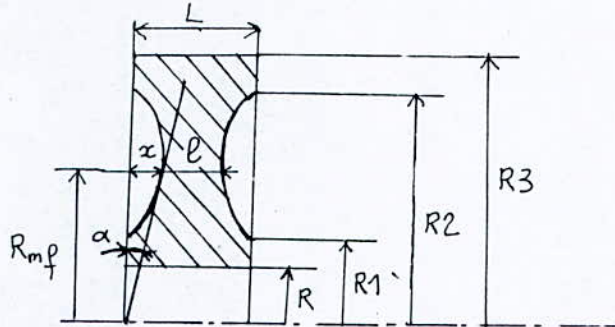


fig V.5

$$R_{mf} = 287 \text{ mm}$$

$$\frac{x}{R_{mf}} = \operatorname{tg} \alpha$$

$$x = \operatorname{tg} \alpha \cdot R_{mf} = \operatorname{tg} 7^\circ \cdot 287 = 35.24 \text{ mm}$$

$$L = 2x + l = 80.5 \text{ mm}$$

donc les dimensions du rotor sont :

$R = 85 \text{ mm}$	$R_1 = 120 \text{ mm}$
$R_2 = 454 \text{ mm}$	$R_3 = 464 \text{ mm}$
$l = 10 \text{ mm}$	$L = 80.5 \text{ mm}$

V.4 - Calcul de l'arbre du frein et du roulement

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

L'inertie de l'anneau liquide peut être négligé dans ce cas. Donc le poids du rotor seul produit la flexion de l'arbre du frein.

V.4.1 - Calcul du couple de torsion

$$C_t = C_m + C_i$$

C_i = couple d'inertie du rotor;
 C_m = couple moteur.

$$C_i = I \frac{dw}{dt} \quad , [18]$$

la forme du rotor étant complexe on prend la forme simplifiée pour pouvoir déterminer approximativement son moment d'inertie.

$$I = I_1 - 2 I_2$$

$$I_1 = \frac{\gamma L \pi (R_3^4 - R^4)}{2}$$

$$I_2 = \frac{\gamma ((L-1)/2) \pi (R_2^4 - R_1^4)}{2}$$

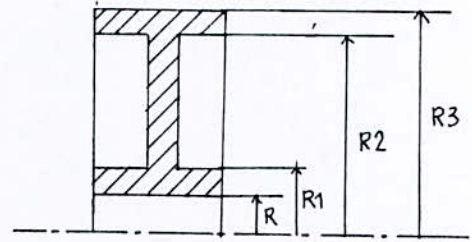


Fig V.6

$$I_1 = \frac{8.03 \cdot 10^3 \cdot 80.5 \cdot 10^{-3} \pi (46.4^4 - 8.5^4) \cdot 10^{-8}}{2} = 47.01 \text{ Kg m}^3$$

$$I_2 = \frac{8.03 \cdot 10^3 \cdot 35.25 \cdot 10^{-3} \pi (45.4^4 - 12^4) \cdot 10^{-8}}{2} = 18.8 \text{ Kg m}^3$$

$$I = 9.42 \text{ Kg m}^3 = 92.41 \text{ N.m}^3$$

$\frac{dw}{dt}$: accélération angulaire

Quand le frein atteint une vitesse de rotation de 2000 tr/mn on désaccouple le frein du moteur, le rotor mettra approximativement un temps $\Delta t = 2$ mn pour s'arrêter.

$$\frac{dw}{dt} = \frac{209}{120} = 1.74 \frac{rd}{s^2}$$

$$C_i = I \frac{dw}{dt} = 92.41 \cdot 1.74 = 160.94 \text{ N.m}$$

$$C_t = C_m + C_i = 25000 + 160.94 = 25161 \text{ N.m}$$

V.4.2 - 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.

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

$$M = 8.03 \cdot 10^3 \pi \left[(0.464^2 - 0.085^2) 80.5 \cdot 10^{-3} - 70.5 \cdot 10^{-3} (0.454^2 - 0.12^2) \right]$$

$$M = 81.57 \text{ Kg}$$

$$P = M g$$

$$P = 800.27 \text{ N}$$

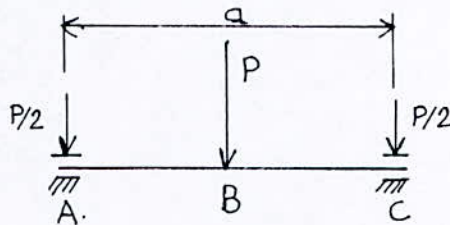


Fig V.7

Le moment fléchissant au point B est donné par :

$$M_f = \frac{P}{2} \cdot \frac{a}{2} = \frac{p a}{4}$$

a = distance entre les deux paliers
on prendra a = 630 mm

$$M_f = \frac{800.27 \cdot 0.630}{4} = 126.04 \text{ N.m}$$

Calcul du moment idéal :

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

$$M_i = (25161^2 + 126.04^2)^{\frac{1}{2}} = 25161.31 \text{ N.m}$$

V.4.3 - Calcul du diamètre de l'arbre

La condition de résistance de l'arbre permet de déduire le diamètre :

$$d_{\min} = \left(\frac{32 M_i}{\pi \sigma_{adm}} \right)^{\frac{1}{3}}, [18] \quad \text{avec } \sigma_{adm} = 450 \text{ N/mm}^2$$

$$d_{\min} = \left(\frac{32 \cdot 25161.31 \cdot 10^3}{\pi \cdot 450} \right)^{\frac{1}{3}} = 82.89 \text{ mm}$$

On constate que la vérification de la rigidité à la torsion détermine la valeur du diamètre de l'arbre, vu que cette condition donne un diamètre minimum de 163.98 mm donc le diamètre de l'arbre du frein est :

$$D = 170 \text{ mm}$$

V.4.4 - Calcul des roulements, [19]

Les roulements supportant l'arbre sont soumis uniquement à des charges radiales faibles et des charges axiales pratiquement nulles. Donc les roulements à billes conviennent parfaitement dans ce cas. Ces roulements supportent aussi des grandes vitesses. Ces roulements doivent supporter les poids du rotor et de l'arbre de frein.

Calculons le poids de l'arbre

$$P_a = \gamma \pi R^2 a g$$

$$P_a = 8.03 \cdot 10^3 \pi (0.085)^2 (0.630) 9.81 = 1126 \text{ N}$$

$$P_a = 1126 \text{ N}$$

$$P = P_r + P_a = 800.27 + 1126 = 1926 \text{ N}$$

Chaque roulement supporte la moitié du poids total

$$P' = \frac{P}{2} = 963 \text{ N}$$

Toutes les autres charges sont faibles, donc on les néglige. Calculons la charge dynamique des roulements :

$$F = X F_r + Y F_a = X F_r = P' \quad \text{car } F_a = 0$$

Soit C la charge dynamique. Nous avons pour un roulement à billes :

$$C = P' \sqrt[3]{\frac{n_{\max} 60 L_h}{10^6}}$$

Les roulements sont destinés à une durée de 20000 h de service, donc $L_h = 20000$

d'où

$$C = 963 \sqrt[3]{\frac{2000 \cdot 60 \cdot 20000}{10^6}}$$

$$C = 12.89 \text{ KN}$$

Si l'on considère la série de dimensions O3 type BC on trouve : $C = 156 \text{ KN}$, correspondant à un roulement d'alésage $d = 170 \text{ mm}$.

Donc les roulements à billes 170BC03XE (réf: S.K.F) convient dans ce cas.

CHAPITRE VI

ACCOUPLLEMENT MOTEUR-FREIN ET ENSEMBLE SUPPORT MOTEUR

VI.1 - Accouplement moteur-frein, [20]

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 respectée 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 un accouplement élastique pneumobloc. Celui-ci a les avantages suivants :

- Amortit les vibrations
- Tolère un désalignement angulaire maximal de 4°
- Tolère un désalignement radial maximal de 3 mm
- Tolère un déplacement axial jusqu'à 8 mm

Caractéristiques principales des accouplements pneumobloc :

Taille	Couple nominal Nm	Type de moyeu			Vitesse maxi tr/mn	Puissance transmissible (kW à 100 tr/mn) en fonction du facteur de service						*Coefficient de rigidité de torsion statique en Nm par degrés	Moment d'inertie J kg m ²
		Inter-national	Veco bloc	Alesage maxi		Fact. 1	Fact. 1,5	Fact. 2	Fact. 2,5	Fact. 3	Fact. 3,5		
PV 40	30	1108	28.20	28	4500	0,31	0,21	0,16	0,13	0,10	0,088	6,0	0,0016
PV 50	75	1210	30.25	32	4500	0,76	0,50	0,38	0,30	0,25	0,22	25,7	0,0037
PV 60	131	1610	40.25	42	4000	1,33	0,88	0,66	0,52	0,44	0,38	47,6	0,011
PV 70	226	1610	40.25	42	3600	2,30	1,36	1,14	0,91	0,76	0,66	62,5	0,0156
PV 80	339	2012	50.30	50	3100	3,44	2,29	1,72	1,37	1,14	0,98	100	0,038
PV 90	500	2517	65.45NE	65	2800	5,07	3,38	2,53	2,02	1,69	1,45	125	0,0675
PV 100	604	2517	65.45NE	65	2600	6,12	4,08	3,06	2,44	2,04	1,75	176	0,114
PV 110	719	2517	65.45NE	65	2300	7,29	4,86	3,64	2,91	2,43	2,08	278	0,193
PV 120	1044	3020	75.50	75	2100	10,58	7,08	5,30	4,25	3,53	3,02	465	0,343
PV 140	2087	3535	90.90NE	90	1840	21,17	14,11	10,58	8,45	7,05	6,05	954	0,97
PV 160	4347	4040	100.100	100	1560	44,11	29,41	22,05	17,64	14,70	12,60	1380	1,75
PV 200	8694	4545	115.115	115	1300	88,23	58,82	44,11	35,29	29,41	25,20	3330	5,25
PV 240	17390	5050	125.125	125	1080	176,47	117,54	88,23	70,58	58,82	50,42	5520	12,01
PV 280	34730	7060	180.150	180	910	352,50	235,00	176,25	140,95	117,50	100,71	11270	27,98
PV 320	52100	8065	200.160	200	810	528,67	352,50	264,33	211,47	170,35	151,05	17360	54,6

Sélection du type d'accouplement :

$$\text{Puissance requise à } 100 \text{ tr/mn} = \frac{P_{\text{max}} \cdot 100}{N_{\text{max}}}$$

P_{max} = puissance maximal du moteur en Kw

N_{max} = régime correspondant à la puissance maximal du moteur en tr/mn

$$\text{Puissance requise à } 100 \text{ tr/mn} = \left[\frac{(3300 \cdot 736 / 10^3) \cdot 100}{900} \right] = 269.8 \text{ Kw}$$

Le facteur de service pris pour ce type de moteur et pour des charges régulières est : $K = 1$

Dans le tableau de puissance et dans la colonne facteur égale à 1, l'accouplement ayant la puissance requise à 100 tr/mn est l'accouplement taille PV280 (puissance transmissible 352.5Kw)

Détermination de nombre de vis, [18] :

Les vis sont soumises essentiellement au cisaillement vu la grandeur du couple. On admet que le couple est reparti uniformément sur les différents vis, ces vis sont en acier au carbone XC32 dont la résistance à la rupture est $R_r = 600 \text{ N/mm}^2$.

Avec un coefficient pris égal à 4 nous aurons la contrainte admissible égale :

$$\sigma_{\text{adm}} = 150 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau_{\text{adm}} = (3/5) \sigma_{\text{adm}} = 90 \text{ N/mm}^2$$

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

$$\tau = \frac{C_{\text{max}}}{n R} \cdot \frac{4}{\pi d^2}$$

n = nombre de vis

d = diamètre du vis

La condition de non cisaillement est :

$$\tau \leq \tau_{\text{adm}} \implies \frac{C_{\text{max}}}{n R} \cdot \frac{4}{\pi d^2} \leq \tau_{\text{adm}}$$

On déduit donc le nombre de vis

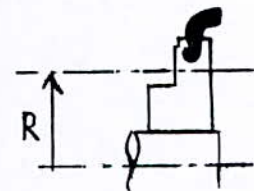


Fig VI.1

$$n \geq \frac{C_{\max}}{\tau_{\text{adm}} R} \cdot \frac{4}{\pi d^2}$$

$$R = 267 \text{ mm}$$

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

$$n \geq \frac{25000}{90 \cdot 0.267} \cdot \frac{4}{\pi (16)^2} = 5.17$$

On prend donc $n = 6$

VI.2 - Ensemble support moteur

Cette installation comporte: une table en mécano soudure et des supports-moteur.

a) Table en mécano-soudure, [21] :

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

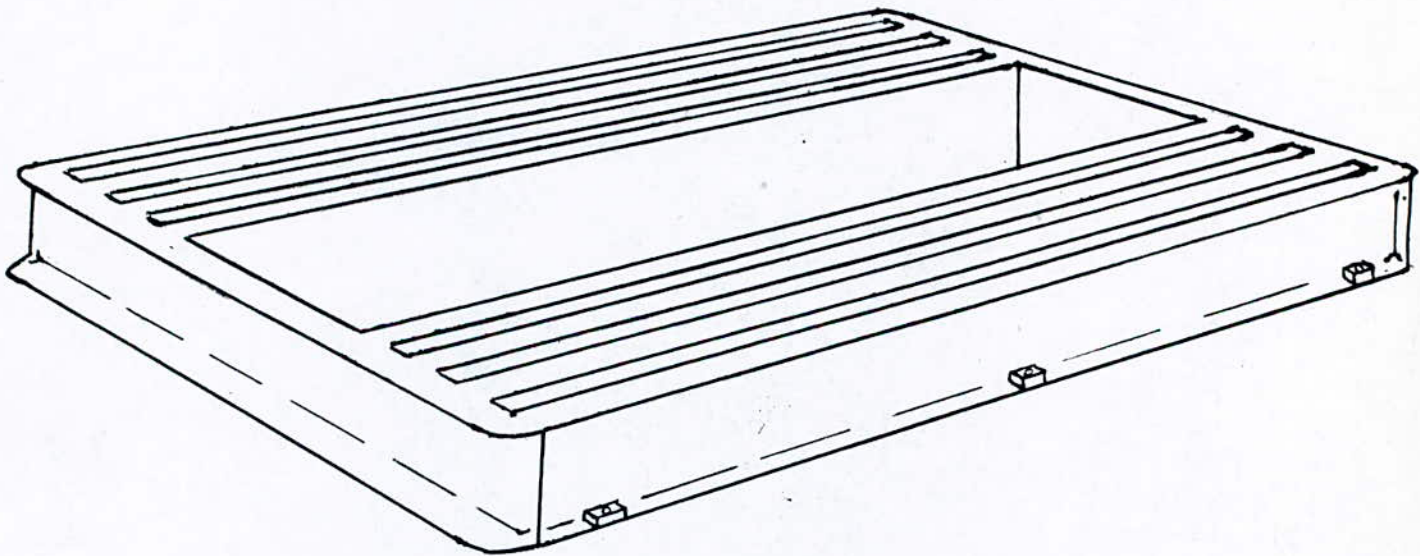


Fig VI.2

b) Supports moteur, [22], [23] :

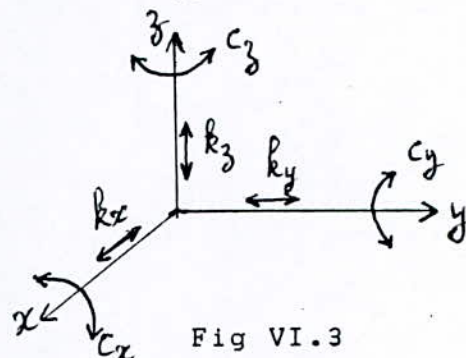
Les supports utilisés dans ce banc sont des supports élastiques, ces derniers possèdent des propriétés d'élasticité et d'amortissement.

L'élasticité est la faculté pour le support de se déformer avec une aptitude sensiblement proportionnelle à la charge et de manière réversible, au moins dans certaines limites.

L'amortissement est un effort de freinage du mouvement, dont le principal effet est la réduction des amplitudes.

Les caractéristiques élastique sont les paramètres qui définissent les possibilités de déformation du support dans les différentes direction.

Par rapport à des axes fixes Ox, Oy, Oz on a les coefficients de proportionnalité k_x, k_y, k_z des efforts aux déplacements. De même on a les coefficients de proportionnalité C_x, C_y, C_z des couples aux angles de torsion par rapport à Ox, Oy, Oz .



Choix du support :

Les supports-pieds sont des éléments universels et éprouvés pour le montage élastique de machines de toutes sortes. Ils évitent, s'il sont montés correctement, la transmission de tout bruit et de toute vibration.

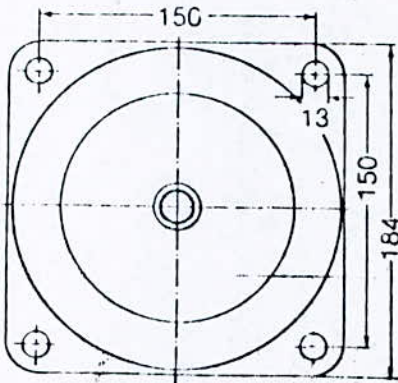
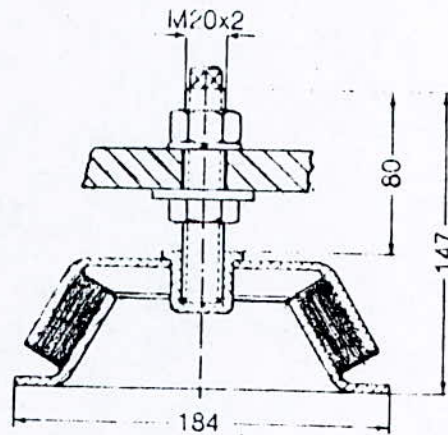
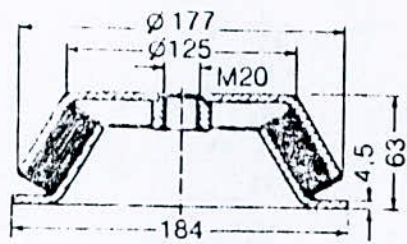
Avantages particuliers :

Par leur conception particulière, les supports-pieds, dont la raideur horizontale est plus supérieure que la raideur verticale, permettent d'avoir des flèches horizontales faible dans le cas de contraintes horizontales. Le rapport entre la constante d'élasticité en compression et la constante d'élasticité au cisaillement est de 1/1.1 à 1/2.

Les supports-pieds se distinguent par une faible hauteur et une absence totale d'entretien. Leur longévité est très grande si on prend soin de respecter la règle d'utilisation de toutes pièces : pas d'effort de traction pure.

Dimensionnement du support :

On veut isoler le moteur pesant de 16000 kg, nous mettrons le moteur sur dix supports disposés sur un plan horizontal symétriquement par rapport à la verticale du centre de gravité. Chaque support étant prévu pour une charge de 2000 kg (coefficient de sécurité 1.25). Nous choisirons des supports dont la charge admissible est supérieur à 2000 kg (fig VI.4)



COMPRESSION

CISAILLEMENT

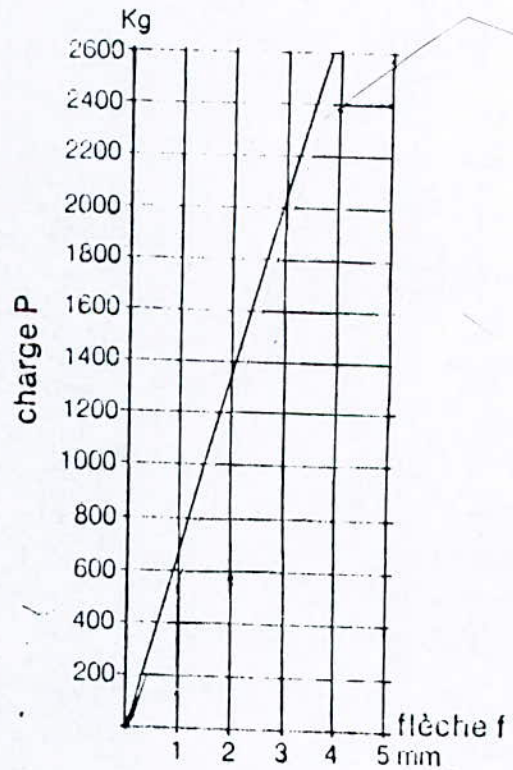
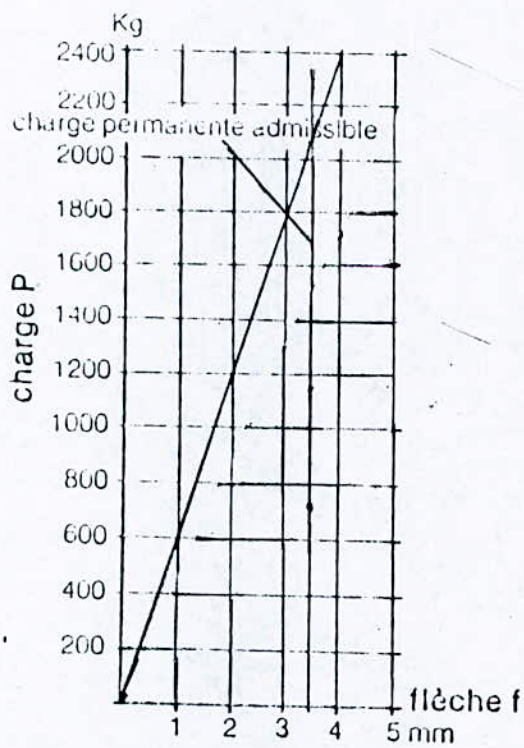


Fig VI.4
60. bis

CHAPITRE VII

CALCUL DE LA FONDATION

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

- supporter les charges statiques et les efforts dynamiques
- transmettre les efforts dynamique au milieu extérieur
- réduire a une valeur convenable et tolérables les vibrations des machines .

Afin de diminuer la transmission des trépidation à d'autre machines, on doit isoler latéralement la fondation par une couche de sable fin.

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 calcul doit se faire en tenant compte des surcharges supplémentaires.

La charge total à prendre en considération lors du calcul est :

$$F = \mu P$$

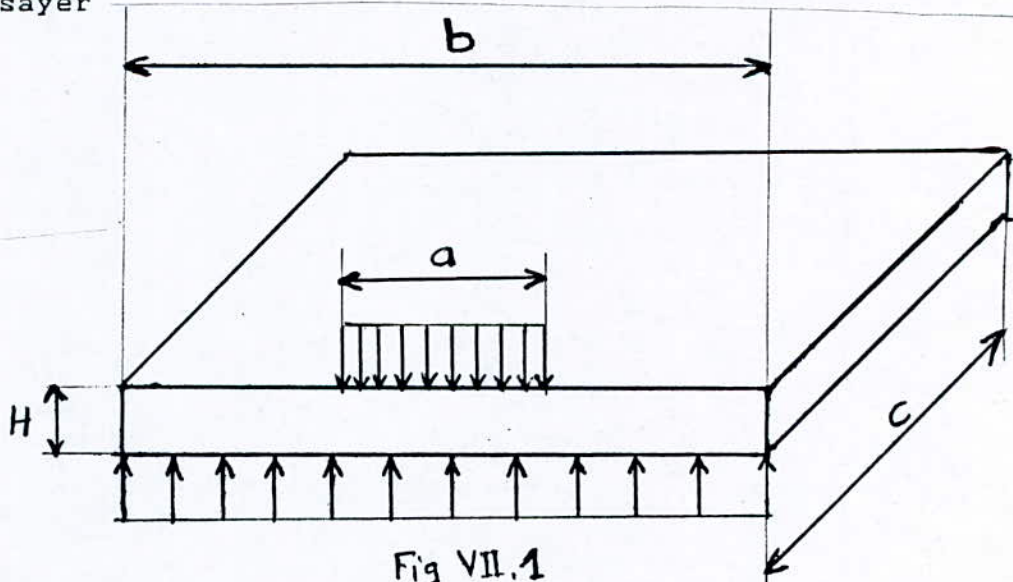
P = poids de la machine et des surcharges supplémentaire

μ = coefficient de surcharges qu'on prendra égal à 3

La fondation est en béton armé de pression admissible :

$$r_a = 25 \text{ kg/cm}^2$$

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

$$Mf1 = P1 \frac{b}{4} \cdot \frac{b}{2} = P1 \frac{b^2}{8}$$

avec $P1 = \frac{F}{b}$ $P2 = \frac{F}{a}$

$$Mf2 = P2 \frac{a^2}{8}$$

$$Mf = Mf1 - Mf2 = \frac{P1 b^2 - P2 a^2}{8}$$

$$Mf = \frac{F}{8} (b - a)$$

La condition de résistance de la fondation est donnée par la relation :

$$\frac{Mf}{I/V} \leq \eta_a \quad , [18]$$

$$I/V = \frac{c H^3 / 12}{H/2} = \frac{c H^2}{6}$$

donc, on déduit l'épaisseur H de la fondation

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

Dimensionnement de la fondation :

Le poids du plus grand des moteurs auxquels est destinée l'installation est : $Pm = 16000 \text{ kg}$.

Le poids du frein hydraulique est $Ph : 3200 \text{ kg}$

Le poids de l'accouplement $\approx 1000 \text{ kg}$

Les dimensions b et c sont choisies en fonction des dimensions du moteur, du frein hydraulique et de l'accouplement double.

- La longueur du moteur est voisin de 2.5 m.
- La longueur du frein hydraulique est voisin de 1.26 m .
- La longueur de l'accouplement est voisin de 1 m .

La longueur de l'installation est donc $a = 4.76$ m, on prendra $a = 5$ m.

Comme on doit laisser peu d'espace au manipulateur, on prendra $c = 3$ m et $b = 6$ m.

AN:

$$Mf = \frac{F}{8} (b - a)$$

$$F = 3 (Pm + Ph + Pacc + Psurch) = 3 (16000 + 3200 + 1000 + 800)$$

$$F = 3 (21000) = 63000 \text{ kg}$$

$$Mf = \frac{63000}{8} (6 - 5) = 7875 \text{ Kgf.m}$$

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

$$H \geq \left(\frac{6 \cdot 7875}{3.25 \cdot 10^4} \right)^{\frac{1}{2}}$$

$$H \geq 25.1 \text{ cm}$$

Pour minimiser l'épaisseur et assurer une bonne résistance, on prendra l'épaisseur du béton armé égale à 26 cm.

CHAPITRE VIII

ETUDE DE L'INSTALLATION

VIII.1 - Alimentation du frein hydraulique

Les freins hydrauliques sont dotés de systèmes 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 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. La pression relative maximal en amont du frein est de 0.4 bar .

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

Alimentation en circuit ouvert :

L'eau évacuée par le frein n'est pas récupérée dans ce cas. Elle sera refoulée par une conduite dans des égouts prévus à cet effet. Dans ce cas le risque d'échauffement de l'eau n'y est pas.

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.

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.

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

VIII.1.1 - Etude de l'alimentation du frein

L'eau traversant le frein emmagasine 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 ($t > 80^{\circ}\text{C}$), on assure un débit d'eau supérieur au débit minimum.

D'après l'abaque de refroidissement pour freins DYNABAR (fig VIII.1) pour la pression d'admission $P_a = 0.13 \text{ bar}$, le débit d'eau est de $60 \text{ m}^3 / \text{h}$, la plage de puissance maximale à freiner est de 700 Kw à 4000 Kw .

Abaque de refroidissement pour freins D

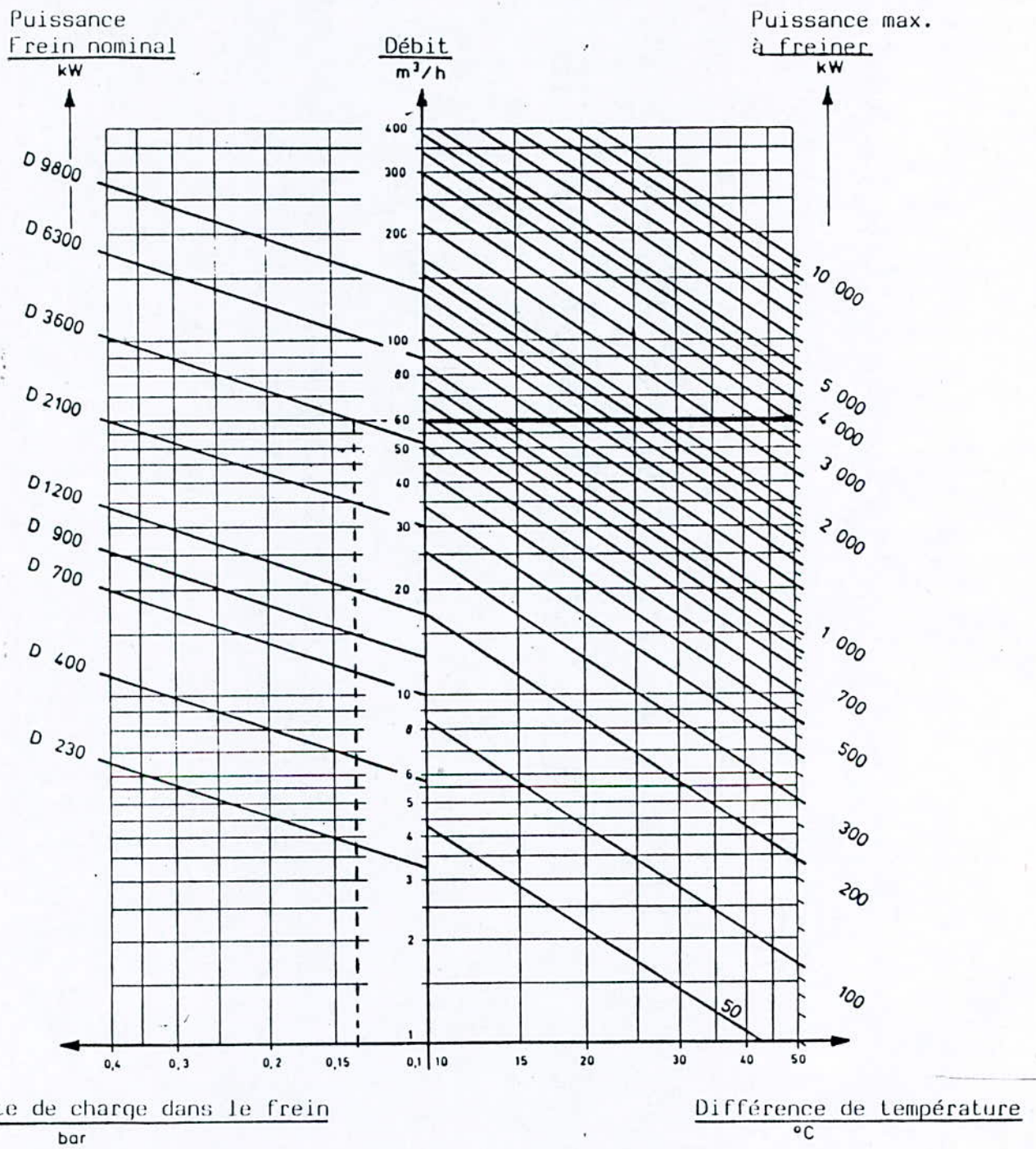


Fig VIII.1

64.bis'

VIII.1.2 - Dimensionnement du réservoir d'alimentation

Celui ci a une contenance de 5000 litres. Il est de forme cylindrique.

Choisissons un diamètre du réservoir de 1.5 m ,on déduit la longueur du réservoir :

$$L = \frac{4 V}{\pi D^2}$$

V = volume de cylindre

$$L = \frac{4 \cdot 5000}{\pi \cdot 15^2} = 28.3 \text{ dm} = 283 \text{ cm}$$

$$L = 283 \text{ cm}$$

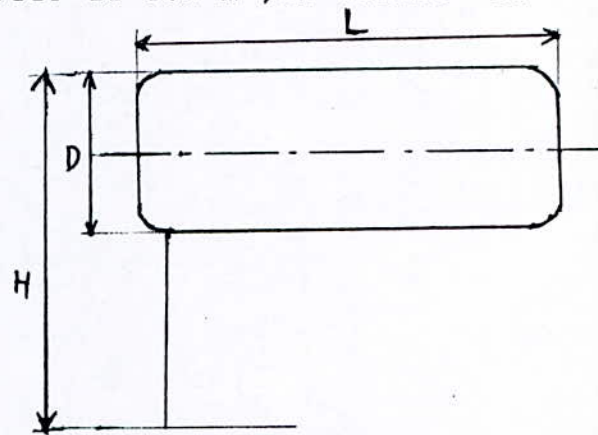


Fig VIII.2

VIII.1.3 - Calcul thermodynamique

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

A la sortie du frein, la température de l'eau ne doit pas dépasser 80°C car il y aura une formation de vapeur qui nuira au bon fonctionnement du frein.

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

$$Q = \frac{P}{4.18} \cdot 3600$$

$$P = 1 \text{ ch}$$

$$Q = \frac{736 \cdot 3600}{4.18} = 633.8 \text{ Kcal/Cv.h}$$

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 doit être suffisante pour maintenir la température de l'eau inférieure à 80°C.

Le calcul du débit se fera pour la température maximale de 60°C (< 80°C)

VIII.1.4 - Calcul du débit d'eau

La quantité de chaleur à évacuer s'exprime par la relation :

$$Q = \dot{m} c \Delta t \quad , [9]$$

\dot{m} = débit massique d'eau;
 c = chaleur spécifique de l'eau;
 Δt = écart de température 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 prenons $T_e = 20^\circ\text{C}$ alors $\Delta t = 40^\circ\text{C}$.

$$\dot{m} = \frac{Q}{c \Delta t}$$

Pour une puissance de 2502 Kw (≈ 3400 Cv) nous avons le débit massique m d'eau nécessaire :

$$\dot{m}_{\min} = \frac{633.8 \quad 3400}{40 \quad 10^3} = 53.87 \text{ m}^3 / \text{h} .$$

D'après l'abaque (fig VIII.1) le débit qu'on utilise est de $60 \text{ m}^3 / \text{h}$. Ce dernier est supérieur à $53.87 \text{ m}^3 / \text{h}$ donc l'eau n'atteindra jamais la température de 80°C .

VIII.1.5 - Dimensionnement de l'installation d'alimentation du frein

La tuyauterie d'alimentation du frein doit permettre l'écoulement d'un débit de $60 \text{ m}^3 / \text{h}$.

Le liquide contenu dans le réservoir d'alimentation du frein n'est soumis qu'à la pression atmosphérique. La pression absolue d'alimentation du frein hydraulique est la suivante :

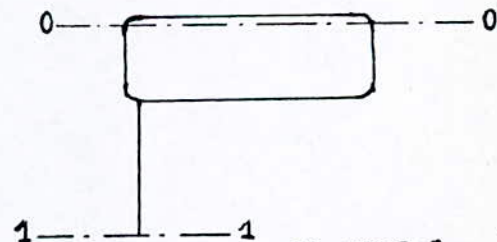
$$P_1 = 1 + 0.13 = 1.13 \text{ bar}$$

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

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

$$\Delta H = \frac{V_1^2 l}{C^2 R_h}$$

l = longueur de la conduite ;
 C = coefficient de Chezy ; soit $C = 80$;
 $R_h = D/4$ (rayon hydraulique)
 D = diamètre de la conduite .



$$\rho \frac{V_1^2}{2} + \Delta H \rho g = P_0 + \rho \frac{V_0^2}{2} + \rho g H_0 - P_1 - \rho g H_1 .$$

$$V_0 \approx 0$$

$$V1^2 \left(\frac{\rho}{2} + \frac{\rho g l}{C^2 Rh} \right) = P_0 - P_1 + \rho g (H_0 - H_1).$$

$$V1 = \left[\frac{P_0 - P_1 + \rho g (H_0 - H_1)}{\rho/2 + (\rho g l / C^2 Rh)} \right]^{1/2}$$

Prenons $l = 10 \text{ m}$; $D = 6 \text{ cm} = 0.06 \text{ m}$

$$Q = V1 S$$

donc :

$$V1 = \frac{4 Q}{\pi D^2}$$

$$V1 = \frac{4 \cdot 60/3600}{\pi \cdot 0.06^2} = 5.89 \text{ m/s}$$

donc :

$$H_0 - H_1 = \frac{1}{\rho g} \left(\frac{\rho V1^2}{2} + \frac{\rho g l V1^2}{C^2 Rh} - P_0 + P_1 \right)$$

$$H_0 - H_1 = \frac{V1^2}{2 g} + \frac{l V1^2}{C^2 Rh} - \left(\frac{P_0 - P_1}{\rho g} \right)$$

$$H_0 - H_1 = \frac{5.89^2}{2 \cdot 9.81} + \frac{10 \cdot 5.89^2}{80^2 \cdot 0.06/4} - \left(\frac{10^5 - 1.13 \cdot 10^5}{10^3 \cdot 9.81} \right)$$

$$H_0 - H_1 = 6.7 \text{ m}$$

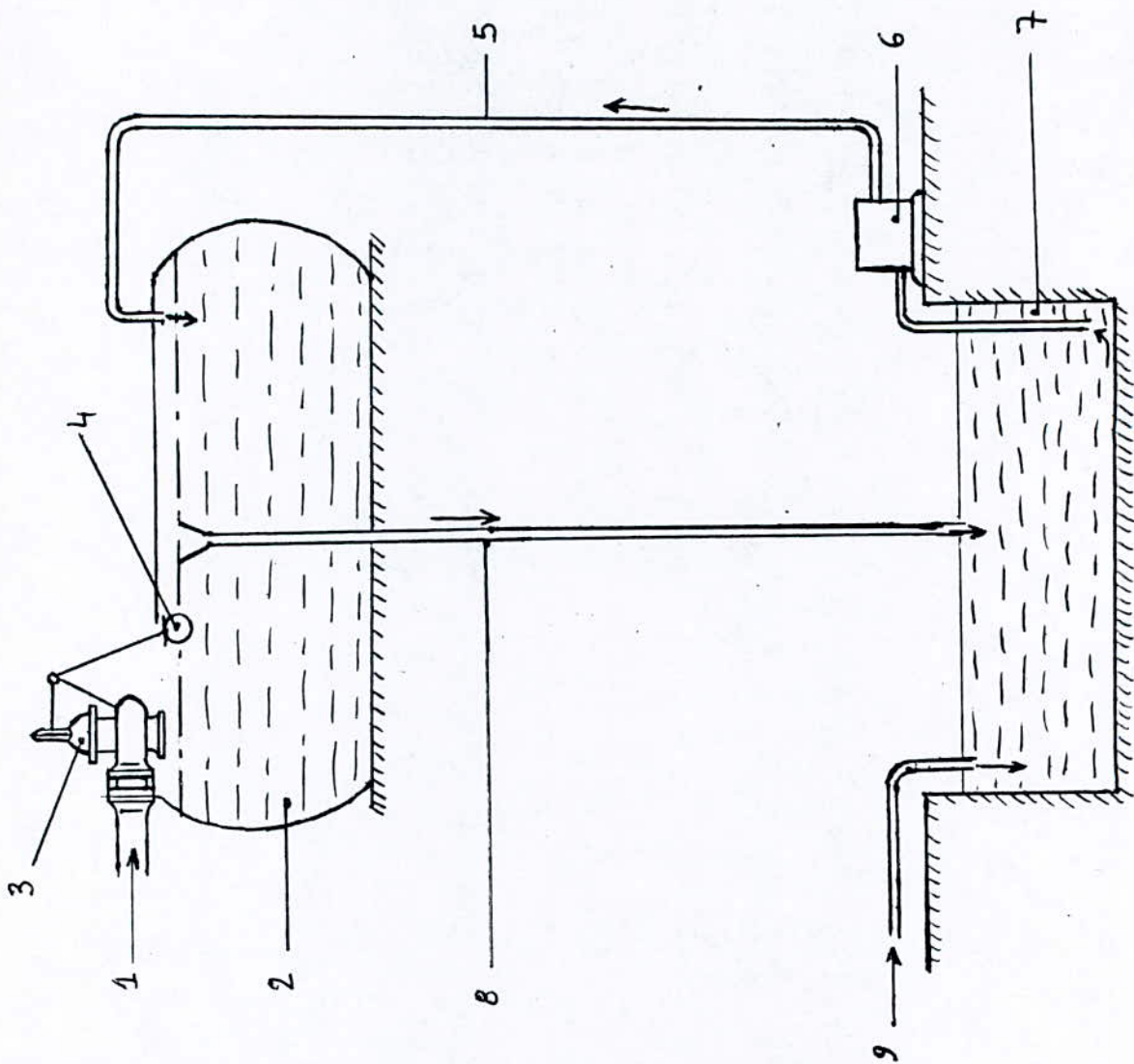
VIII.2 - Etude du refoulement d'eau

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

Le débit de refoulement est sensiblement égale au débit d'alimentation du frein, puisque la circulation d'eau est continue.

VIII.2.1 - Calcul de la pompe, [24]

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



- 1- Canalisations 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
- 7- Réservoir de récupération de l'eau évacuée par le frein.
- 8- Trop plein
- 9- Conduite de récupération de l'eau évacuée par le frein.

Fig V.III.0 ; Installation d'alimentation du frein.

$$P = \xi g Q H_t$$

$$H_t = H_1 + H_2 + h_f + h_c$$

H_1 = hauteur d'aspiration

H_2 = hauteur de refoulement

h_f = perte de charge par frottement

h_c = perte de charge dans les coudes.

H_1 est fixe. Elle correspond à la hauteur du réservoir de refoulement du frein. On prend $H_1 = 1 \text{ m}$;

$$H_2 = H_o + H_{fr}$$

avec : $H_o = 6.7 \text{ m}$;

H_{fr} = la hauteur du frein, égale à 1.7 m ;

donc : $H_2 = 8.4 \text{ m}$

Calculons les pertes de charges :

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

$$h_{c1} = \xi \frac{V^2}{2g} \quad \text{avec} \quad \xi = 0.05 + 0.19 \frac{d}{R}$$

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

$$d = 0.06 \text{ m}$$

$$V = 5.89 \text{ m/s}$$

Le rayon de courbure (fig VIII.4) est égal à :

$$R = r + d$$

On choisit $r = 20 \text{ mm}$

$$\text{donc : } R = 20 + 60 = 80 \text{ mm}$$

$$R = 0.08 \text{ m}$$

$$\text{Alors : } \xi = 0.05 + 0.19 \cdot \frac{60}{80} = 0.1925$$

$$h_{c1} = \xi \frac{V^2}{2g} = 0.34 \text{ m}$$

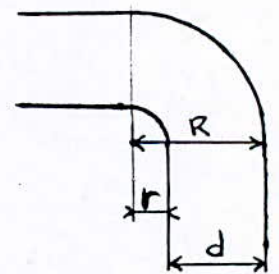


Fig VIII.4

Nous avons trois (3) coudes dans la conduite de refoulement

$$h_c = 3 h_{c1} \implies h_c = 1.02 \text{ m}$$

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

$$hf = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{v^2}{2g}$$

l = longueur de la conduite

d = diamètre de la conduite

pour une conduite circulaire $\lambda = \frac{64}{Re_D}$

avec : $Re_D = \frac{v D}{\nu}$

Re_D = nombre de Reynolds

ν = viscosité cinématique de l'eau $\nu = 1.31 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$

D = diamètre hydraulique

$$D = 2d \implies D = 120 \text{ mm}$$

$$Re_D = \frac{5.89 \cdot 120 \cdot 10^{-3}}{1.31 \cdot 10^{-6}} = 5.39 \cdot 10^5$$

Calculons le coefficient de frottement λ

$$\lambda = \frac{64}{Re_D} = \frac{64}{5.39 \cdot 10^5} = 1.186 \cdot 10^{-4}$$

$$hf = 1.186 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{10}{0.06} \cdot \frac{5.89^2}{2 \cdot 9.81} = 0.035 \text{ m}$$

Donc la hauteur manométrique que doit fournir la pompe est :

$$H = H_1 + H_2 + hf + hc$$

$$H = 1 + 8.4 + 0.035 + 1.02 = 10.46 \text{ m}$$

Le poids spécifique de l'eau est :

$$\bar{w} = \rho g = 1 \text{ daN/dm}^3 = 10^3 \text{ daN/m}^3 = 10^4 \text{ N/m}^3$$

Donc on peut déduire la puissance de la pompe qui permettra de refouler un débit de $60 \text{ m}^3/\text{h}$

$$P = \bar{w} Q H$$

$$P = 10^4 \cdot \frac{60}{3600} \cdot 10.46 = 1742.5 \text{ W}$$

$$P = 1750 \text{ W}$$

Choix de la nature de la pompe :

Le choix de la pompe est porté sur la pompe centrifuge. Ceci en raison de son encombrement minimum, et sa résistance à des températures de fonctionnement dépassant 100°C .

Comme la température limite de fonctionnement du frein hydraulique est de 80°C, la pompe centrifuge conviendra parfaitement dans cette installation.

Les caractéristiques de la pompe sont :

- pompe centrifuge à une seule roue.
- sa puissance est $P = 1750 \text{ W}$
- elle doit refouler un débit maximum $Q = 60 \text{ m}^3 / \text{h}$

VIII.2.2 - 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 à 2000 l avec une forme parallélépipédique.

$$V = L \quad l \quad h$$

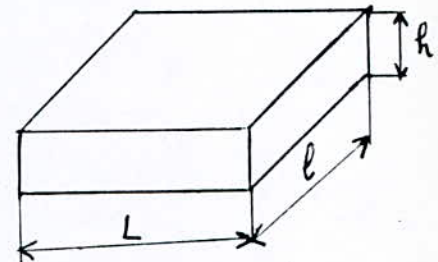
$$V = 2000 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$$

avec : $h = 1 \text{ m}$

On fixe $L = 2 \text{ m}$ donc $l = 1 \text{ m}$

Donc les dimensions de ce réservoir est :

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



VIII.3 - Circuit de lubrification, [1]

Un schéma du circuit de lubrification est représenté sur la figure VIII.6 . Les pompes combinées de lubrification générale et de refroidissement des pistons, forcent l'huile sous pression à travers le moteur pour assurer la lubrification du moteur . La pompe à huile de refoulement aspire l'huile du carter, au travers de la crépine et la force dans le compartiment des filtres à huile et dans l'ensemble refroidisseur d'huile. Du refroidisseur, l'huile est amenée dans un autre compartiment de la crépine d'où elle est alors recirculée par les pompes combinées de lubrification et de refroidissement des pistons.

L'huile de lubrification du turbo- compresseur provient du circuit de lubrification du moteur. Une pompe auxiliaire de lubrification du turbo- compresseur est utilisée pour fournir de l'huile au turbo- compresseur. La pompe aspire l'huile du carter du moteur. L'huile est alors filtrée et introduite dans l'ensemble de tête du filtre à huile principale du turbo-

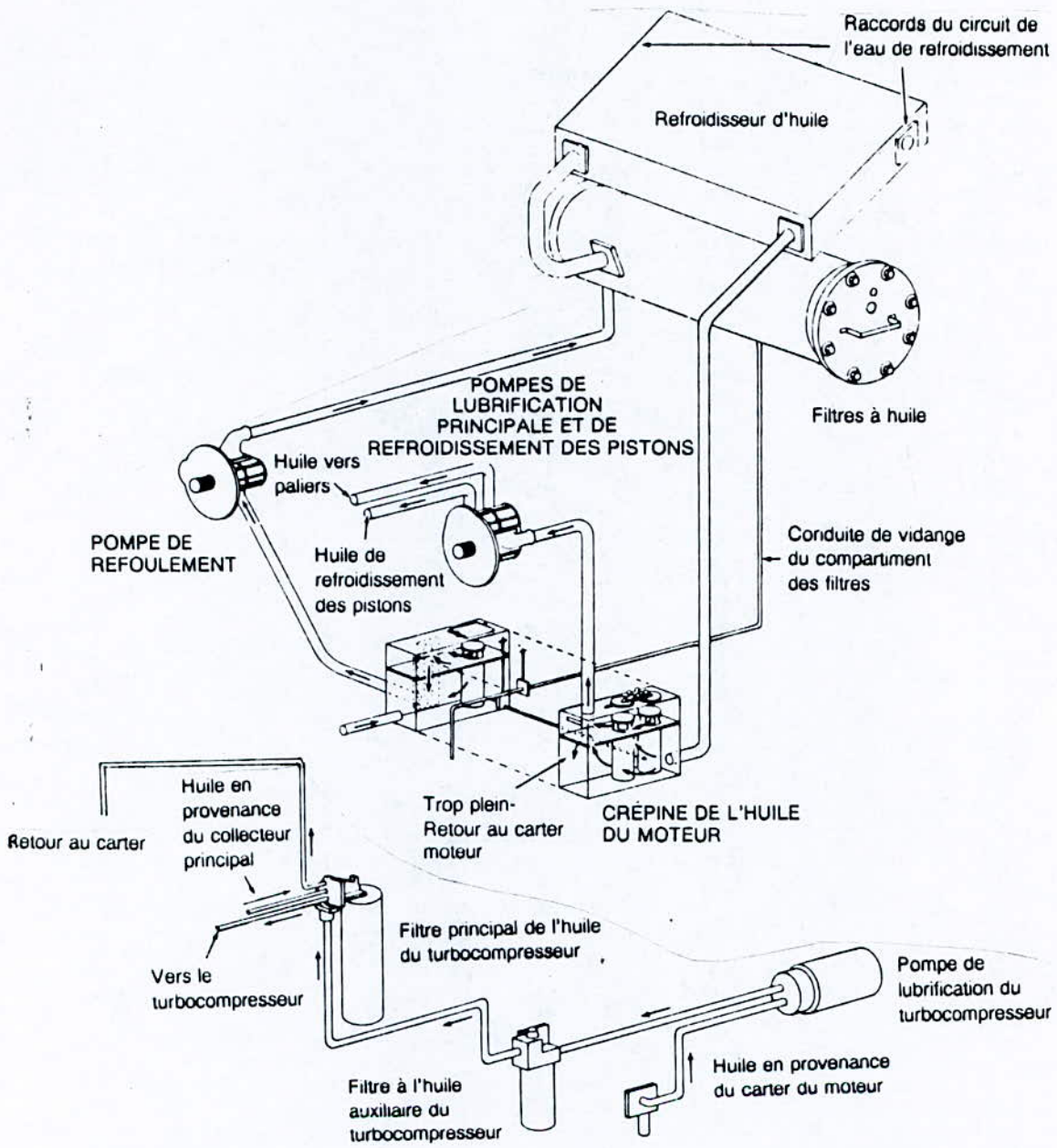


Fig VIII.6 : circuit de lubrification

compresseur. L'huile est ensuite dirigée vers le turbo-compresseur .

VIII.4 - Circuit de refroidissement, [1]

Le circuit de refroidissement est conçu de façon à fournir un refroidissement uniforme sur toute la gamme des régime du moteur diesel. Un schéma du circuit de refroidissement est représenté sur la figure VIII.7. Les pompes installées sur le moteur aspirent le liquide de refroidissement du réservoir et de l'ensemble refroidisseur de l'huile de lubrification et le pompent dans le moteur. Le liquide chauffé quitte le moteur diesel et circule à travers un ensemble de radiateurs dans lequel il est refroidi. Le liquide refroidi retourne dans l'ensemble refroidisseur d'huile et le cycle recommence.

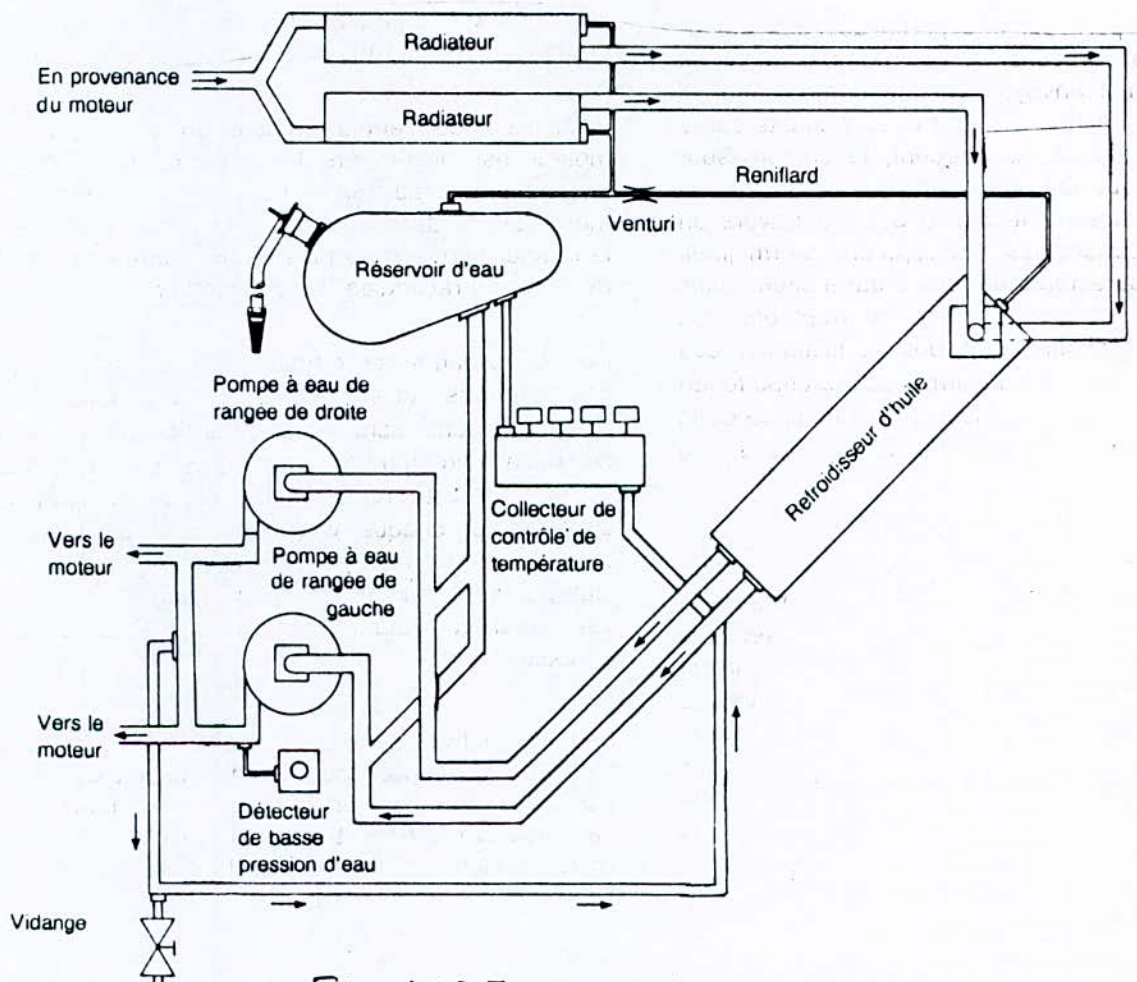


Fig VIII.7: Circuit de refroidissement

CHAPITRE IX

METHODE D'ESSAI

IX.1 - Instructions pour le montage

Pour avoir un bon relevé des performances du moteur, il est nécessaire de vérifier la bonne fixation du moteur sur son support ceci pour éliminer les vibrations qui peuvent provoquer des efforts très néfastes.

L'accouplement du moteur au frein doit être fait avec un maximum de précision de centrage malgré que ce dernier supporte un desaxement. Plus le desaxement est faible plus les vibrations du moteur sont amorti, donc ne sont pas transmises au frein.

Le réglage de la coaxialité se fait par des vérins à vis supportant le frein (fig IX.1)

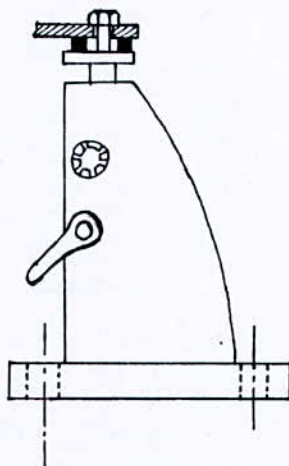


Fig IX.1

Avant le démarrage, il est obligatoire d'effectuer un contrôle de tous les éléments de l'installation, notamment l'alimentation en combustible, en air et le refroidissement du moteur.

IX.2 - Conduite des essais

On lance le moteur en s'assurant dès les premières tours du bon fonctionnement de la pompe à huile et de ses raccordements à l'aide du manomètre. Après quelques instants de marche à bas régime et sans-charge, on élèvera progressivement la vitesse pour activer le rodage des pièces dans le cas où le moteur a été révisé.

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 ouvre les deux vannes simultanément jusqu'à atteindre un débit désiré.

Le réglage de la charge dépend du taux de remplissage des chambres de turbulence. Le remplissage est réglé par la vanne de pilotage au niveau de l'écoulement d'eau. La régulation électronique de cette vanne est assurée par le coffret de commande et le servo-moteur.

Le couple de freinage du corps pendulaire est transmis au peson électrique par l'intermédiaire d'un bras de levier.

IX.3 - Relevés

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 moteurs : vitesse, couple, la consommation en combustible, 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 ".

Il est à remarquer que ces relevés 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 et aux conditions des essaies.

Conclusion

Ce travail, terminé avec l'aide de Dieu, peut être exploité pour la réalisation de ce banc d'essais moteur.

Tout de même, j'espère avoir donné une étude assez précise d'une installation d'essais de moteur diesel.

Comme il m'a été donné le privilège d'effectuer un stage pratique sur un banc d'essais moteur, 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.

Mon travail se limite au calcul et dimensionnement des principaux éléments du banc et aux choix des différents appareils de mesure.

J'espère avoir fourni le meilleur de moi même pour que ce modeste ouvrage servira :

- d'outil de travail à celui qui veut faire la réalisation de ce banc.
- de documentation utile à l'école.

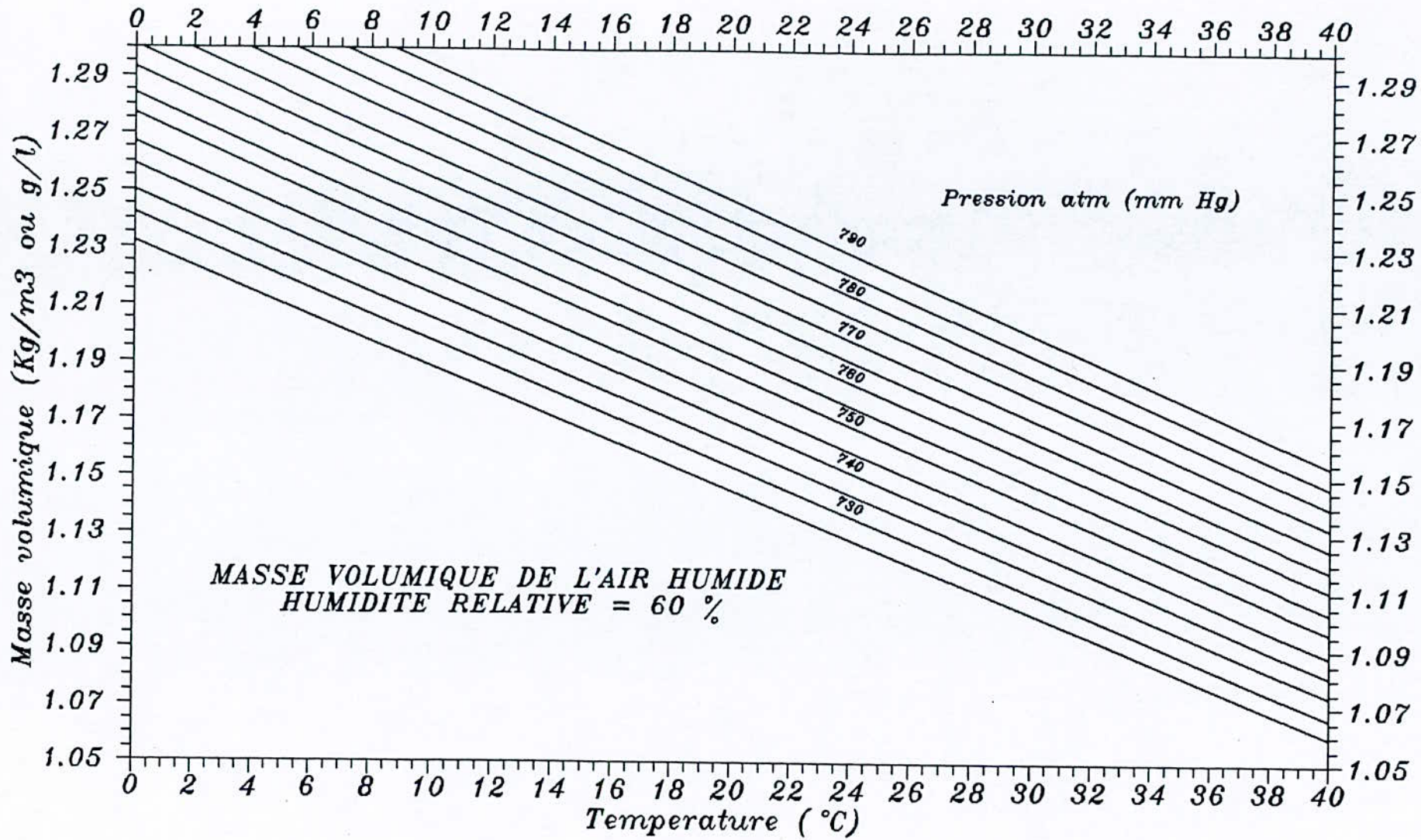
Bibliographie

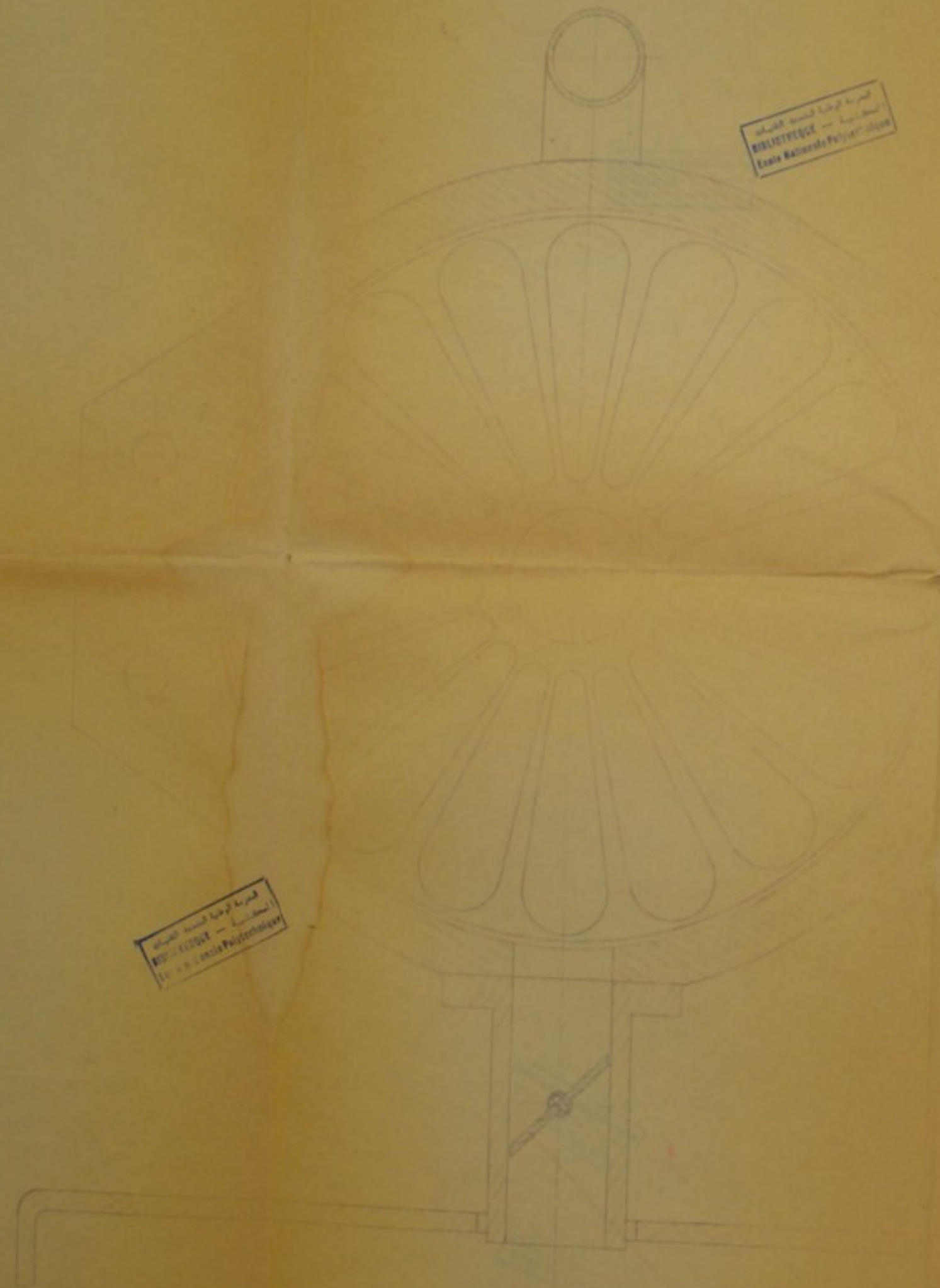
BIBLIOGRAPHIE

- [1] : Manuel d'entretien de la locomotive
GM division diesel (documentation : S.N.T.F)
- [2] : Travaux pratiques de " Mécanique physique et expérimentale "
J. BAUDRY, J. CHOPIN
- [3] : Mesures électriques et électroniques
R. BEAUVILLAIN - J. LATY
- [4] : Electronique industrielle, mesures en milieu industriel
HAI VO-HO
- [5] : Les principes des mesures
M. CAPOT
- [6] : Installation d'essais et rodage de moteurs diesel
T. SI-RAMDANE (Thèse ,promotion juin 1982)
- [7] : Pratique de la mesure et du contrôle dans l'industrie
BURTON
- [8] : Mécanique des fluides appliquée
OUZIAUX
- [9] : Transmission de la chaleur et thermodynamique
KREITH
- [10]: Traité de manipulation et d'analyse des gaz
HENRI GUERIN
- [11]: Travaux pratiques de l'école nationale supérieure du
pétrole et des moteurs sur les essais de moteurs
J. BAUDRY, J. CHOPIN
- [12]: Modern engine test systems with the DYNABAR hydraulic
dynamometer
Catalogue SCHENCK
- [13]: Frein hydraulique DYNABAR pour bancs d'essai moteurs
Catalogue SCHENCK
- [14]: Essai des moteurs avec le dynamometre hydraulique Froude
Documents HEEMAN ET FROUDE
- [15]: Matériel d'essais de moteurs
Catalogue Ets NEYRPIC
- [16]: Les application industrielles du frein électrique
Catalogue TELMA
- [17]: Les bancs dynamométriques
Catalogue LABINAL
- [18]: Résistance des matériaux
TIMOSHENKO
- [19]: Guide du dessinateur industriel
A. CHEVALIER
- [20]: Accouplements
Catalogue COLMANT CUVELIER
- [21]: Bancs d'essais et de rodage des moteurs
Catalogue BEM MULLER
- [22]: Isolation antivibratoire et antichocs
(B595) Technique d'ingénieur
- [23]: Suspensions antivibratoires
ANGEST PFISTER (revue)
- [24]: Construction mécanique élément de projet
GEMINARD

ANNEXE

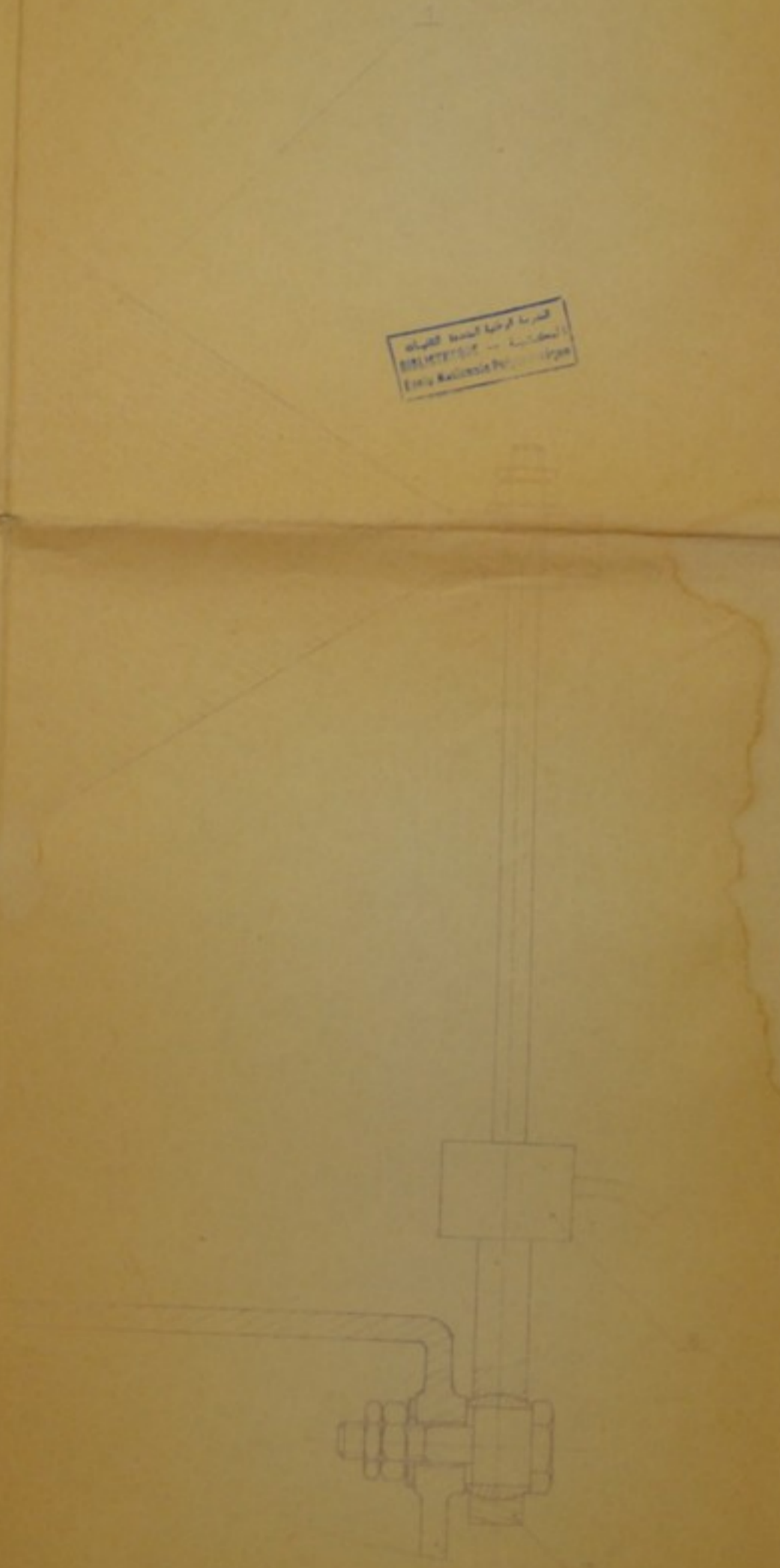
ABAQUE





المعهد الوطني للتكنولوجيا
BIBLIOTHEQUE - المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

المعهد الوطني للتكنولوجيا
BIBLIOTHEQUE - المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique



المعهد الوطني للتكنولوجيا
BIBLIOTHEQUE - المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

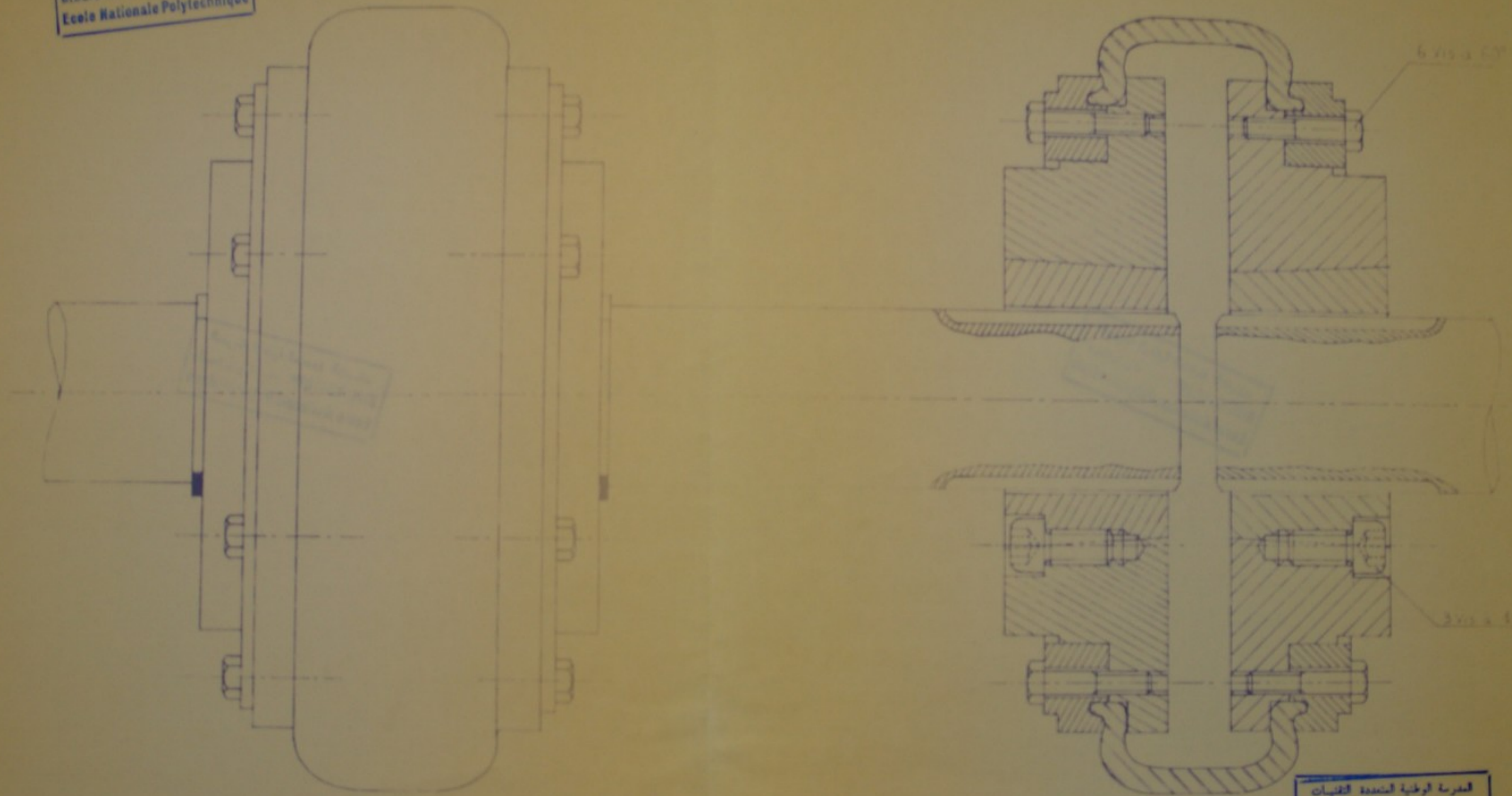
PM01330
-A-

المعهد الوطني للتكنولوجيا
BIBLIOTHEQUE - المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

شعار	1	025 kg	250x150	
شعار	1		100x50	
شعار	1			
شعار	2			
شعار	10			
شعار	1	210 kg	100x50	
شعار	1		100x50	
شعار	100	Plaque	Plaque	Plaque

PROJET DE FIN D'ETUDE
FREIN
HYDRAULIQUE
ENIPA
A KEMOUN
470770

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
 BIBLIOTHEQUE — المكتبة
 Ecole Nationale Polytechnique



المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
 BIBLIOTHEQUE — المكتبة
 Ecole Nationale Polytechnique

PM 01390
 - 2 -

Ech 1/4	PROJET DE FIN D'ETUDE	E.N.P.A
	ACCOUPLLEMENT	A. KEMOUN
	FREIN - MOTEUR	12/05/90

