

12/87  
جمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية  
REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

وزارة التعليم والبحث العلمي  
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

المكتبة  
BIBLIOTHEQUE  
Ecole Nationale Polytechnique

# ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT : GENIE MECANIQUE

## PROJET DE FIN D'ETUDES

En vue de l'obtention d'un diplôme d'ingénieur d'Etat

SUJET

**Conception d'un Banc d'Essai  
servant à mesurer les Efforts  
exercés par un Moteur Diesel  
sur ses appuis**

Proposé par :

**M. FAOUSSI**

Etudié par :

**MOSTEFAI. M**

Dirigé par :

**M. FAOUSSI**

PROMOTION : JANVIER 1987



الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية  
REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

وزارة التعليم والبحث العلمي  
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

# ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT : GENIE MECANIQUE

المدرسة الوطنية المتعددة التخصصات  
BIBLIOTHEQUE — المكتبة  
Ecole Nationale Polytechnique

## PROJET DE FIN D'ETUDES

En vue de l'obtention d'un diplôme d'ingénieur d'Etat

### SUJET

**Conception d'un Banc d'Essai  
servant à mesurer les Efforts  
exercés par un Moteur Diesel  
sur ses appuis**

Proposé par :

**M. FAOUSSI**

Etudié par :

**MOSTEFAI. M**

Dirigé par :

**M. FAOUSSI**

PROMOTION : JANVIER 1987

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR  
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE  
DEPARTEMENT: MECANIQUE  
PROMOTEURS : FAOUSSI  
ELEVE INGENIEUR : MOSTEPAI

وزارة التعليم العالي

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات  
المكتبة - BIBLIOTHEQUE  
Ecole Nationale Polytechnique

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات  
فرع: الهندسة الميكانيكية

الدرجة: فحوصي

الطالب المهندس: محمد مصطفى

الموضوع: ابتكار منظومة تجريب لقياس القوى التي يؤثر بها محرك ديزل على نقاط ارتكازها  
المختص: تهدف هذه الدراسة إلى ابتكار منظومة تجريب لقياس القوى التي يؤثر بها محرك ديزل على نقاط ارتكازها. وبهذا الصدد قمنا بتكييف محرك شاحنة K 66 نوع F 4 L 912 مع شروط التشغيل على منظومة التجريب كما ابتكار قطع ارتكازها، تكييفها مع شروط التركيب وتثبيت الملتقطات على قطع الارتكاز وسيتم القيام بمسلسلين من التجارب في الحالتين السكونية والديناميكية

Sujet : Conception d'un banc d'essai servant à mesurer les efforts exercés par un moteur diesel sur ses appuis.

Résumé : Cette étude consiste à concevoir un banc d'essai servant à mesurer les efforts exercés par un moteur diesel sur ses appuis. A cet effet on a adapté un moteur d'un camion K 66 type F 4 L 912 aux conditions de fonctionnement sur banc, conçu les éléments qui lui servent d'appuis, procédé à leur adaptation aux conditions de montage, installé les capteurs sur ces appuis. Deux séries de mesure seront effectuées à l'état statique et dynamique.

SUBJECT : Conception of a test bench for measurement of efforts applied by a diesel engine on its supports.

Abstract : This study consists in the conception of a test bench for the measurement of efforts applied by diesel engine type F 4 L 912 of a K 66 truck on its supports.

For this reason we adapted the engine to the working conditions on a bench, designed the support elements, proceeded to their adaptation to the assembling conditions, positioned transducers on the supports and carried out two series of measurements under static and dynamique conditions.

## DEDICACES

C'est à :

Mes chers parents, ma défunte grand-mère.

Mes frères et sœurs.  
Toute ma famille et tous les amis.

Ainsqu'à tous ceux qui témoignent qu'il n'ya de dieu  
qu'ALLAH et que MOHAMED est son envoyé  
et son prophète: *أشهد أن لا إله إلا الله ;*  
que je dédie ce modeste travail.

## REMERCIEMENTS

Je tiens à remercier chaleureusement Monsieur. FAOUSSI, mon promoteur pour l'aide qu'il ma apportée et pour les précieux Conseils qui m'ont largement aidé à l'élaboration de ce modeste travail.

Mes remerciements vont également à tous ceux qui ont contribué à ma formation, ainsi qu'à tous ceux qui ont Collaboré, de près ou de loin, à la réalisation de ce travail.

# SOMMAIRE

Introduction . . . . . I

Chap I Analyse des efforts engendrés par un moteur

1.1 Généralités sur les moteurs. . . . . 1

1.2 Différentes phases du cycle thermodynamique

1.2.1 Moteur à allumage commandé. . . . . 3

1.2.2 Moteur à allumage par compression . . . . . 4

1.3 Organes principaux d'un moteur thermique

1.3.1 Le cylindre . . . . . 4

1.3.2 Le piston . . . . . 4

1.3.3. la bielle . . . . . 5

1.4 Mise en évidence des efforts agissant sur un moteur. . . . .

1.4.1 vibrations transmises aux fondations par l'ensemble du moteur. . . . . 6

1.4.2 vibrations de torsion dans le vilebrequin . . . . . 6

1.4.3 Cinématique d'un embeillage simple. . . . . 7

1.4.4 Etude dynamique . . . . . 8

Chap II Démarrage du moteur

2.1 démarrage du moteur . . . . . 20

Chap III Conception et fabrications des appuis

3.1 Calcul de résistance . . . . . 25

3.2 Dessin de définition de la bague (anneau dynamométrique) . . . . . 30

## IV. Mesure des efforts sur les appuis

4. Principes fondamentaux de la mesure . . . . .	31
4.1 Définitions et caractéristiques générales . . . . .	31
4.2 Capteurs actifs . . . . .	34
4.2 Capteurs passifs . . . . .	35
4.3 Corps d'épreuve . . . . .	37
4.4 Grandeurs d'influence . . . . .	38
4.5 chaîne de mesure . . . . .	39
4.6 Méthode de mesure par variation de résistance . . . . .	41
4.6.1 Variation de résistance d'un fil métallique . . . . .	41
4.6.2 Caractéristiques physiques . . . . .	42
4.6.3 Caractéristiques électriques . . . . .	43
4.6.4 Technique d'application . . . . .	46
4.6.5 Procédés de mesure . . . . .	49
4.6.7 Description de la chaîne de mesure . . . . .	53
4.6.6 les ponts . . . . .	51
4.6.7.1 Schémas électrique . . . . .	53
4.6.7.2 Courbe d'étalonnage . . . . .	54
4.6.7.3 détermination des charges sur les appuis . . . . .	56
4.6.7.4 détermination des charges par la Méthode de calcul . . . . .	58
V Conclusion . . . . .	60
bibliographie . . . . .	61



# INTRODUCTION:

Le moteur diesel, étant le siège des efforts à caractère cyclique (Périodique), alternés lors de son fonctionnement; Cela se traduit par l'apparition des vibrations dans le milieu Communiquant avec le moteur, ces vibrations se propagent à travers ce milieu occasionnant de nombreux effets néfastes, parmi lesquels on retient, qu'ils altèrent le confort du véhicule.

On souligne l'importance de ce paramètre dans la construction de véhicules; en effet il s'agit là d'une performance très recherchée dans les véhicules d'aujourd'hui.

Vibro-isoler le moteur de son milieu Communiquant constitue actuellement le souci de l'heure dans l'industrie de l'automobile; C'est dans ce concept général que se situe l'étude que menons dans ce projet, dans la mesure où elle envisage la mise au point d'un banc d'essai pour déterminer les efforts; Communiqués par le moteur à son milieu extérieur, pour permettre par la suite de concevoir la suspension susceptible de minimiser l'effet vibratoire dont le moteur est la source et l'amélioration le confort du véhicule.

# I. ANALYSE DES EFFORTS ENGENDRES PAR UN MOTEUR

## 1.1 Généralité sur les moteurs.-

Le moteur est un organe qui transforme en travail mécanique une source d'énergie qui lui est fournie.

Il est dit « moteur thermique » si la source d'énergie est constituée par un combustible.

Il est dit « moteur électrique » si la source d'énergie est l'électricité.

Dans un moteur thermique, la combustion peut se faire:

- A l'extérieur du moteur: On le dénomme alors « moteur thermique à combustion externe ». C'est le cas de la machine à vapeur.
- A l'intérieur du moteur: On le dénomme alors « moteur thermique à combustion interne ». C'est le cas de tous les moteurs thermiques employés actuellement en automobile et engins roulants.

En pratique, on a toutefois réservé le terme « moteur à combustion interne » aux moteurs employant comme carburant le gas-oil, dont le principe d'allumage n'est pas le même que celui des moteurs à essence.

Les moteurs utilisant l'essence ont été dénommés « moteurs à explosion » (ou à allumage commandé).

Dans ces moteurs, l'inflammation des gaz est produite par une étincelle électrique qui provoque « l'explosion » du mélange gazeux.

Selon la manière dont le mélange combustible est réalisé, on distingue deux types de moteurs:

- les moteurs à explosion, qui exigent un carburateur;
- les moteurs Diesel, alimentés en combustible par injection.

L'évolution des gaz de combustion peut s'effectuer avec plus ou moins de rapidité, ce qui conduit à une seconde classification:

- les moteurs à deux temps,
- les moteurs à quatre temps.

1.2. Différentes phases du cycle thermodynamique:-

1.2.1. Moteur à allumage commandé « à explosion ».

- Introduction du mélange combustible.
- Compression du mélange.
- Déclenchement de la combustion par apport de chaleur.
- Détente des gaz qui produit l'énergie mécanique recherchée.
- Evacuation des gaz brûlés.

## 1.2.2 Moteur à allumage par compression (Diesel).

- Introduction de l'air "Admission".

- Compression de l'air, cette compression est plus importante que dans les moteurs à explosion.

- Injection du combustible qui s'enflamme en contact de l'air chaud. l'élévation de la température provoque une élévation de la pression des gaz.

- Détente des gaz qui produit l'énergie recherchée.

- Evacuation des gaz brûlés "Echappement".

Pour un moteur à deux temps il réalise le cycle qui comprend: admission, compression, explosion, détente, échappement en deux courses du piston.

## 1.3 Organes principaux d'un moteur thermique.

1.3.1 le cylindre: c'est un tube ouvert à sa partie inférieure.

Il peut être mis en communication par des ouvertures appropriées qui sont soit la source d'énergie ou bien l'atmosphère.

Son rôle est de servir d'enceinte aux gaz provenant de la source d'énergie, assurant ainsi le guidage du piston dans son mouvement alternatif.

1.3.2 le Piston: permet l'échange d'énergie entre les gaz et l'embellage. pendant la détente les gaz fournissent de l'énergie au piston mais au cours des autres temps du cycle c'est la bielle qui commande le mouvement du piston.

Bielle: permet l'échange d'énergie entre le piston animé d'un mouvement rectiligne alternatif et le vilebrequin d'un mouvement de rotation. Elle comporte:

a- le pied articulé sur l'axe du piston.

b- la tête articulée sur le maneton du vilebrequin

c- le corps qui transmet l'effort entre les deux articulations.

Le vilebrequin: sert principalement à transformer le mouvement alternatif qu'il reçoit de l'ensemble de bielles en un mouvement circulaire permettant ainsi de mettre à la disposition des organes utilisateurs (arbres, roues, ... ect) la puissance nécessaire à leur fonctionnement.

1.4 Mise en évidence des efforts agissant sur un moteur.  
Il y a deux groupes de phénomènes vibratoires très importants dans les moteurs alternatifs.

1.4-1 Vibrations transmises aux fondations par l'ensemble du moteur

1.4-2 Vibrations de torsion dans le vilebrequin, ou dans les arbres des machines accouplées au moteur.

Chacun de ces groupes résulte d'une combinaison des sollicitations périodiques agissant sur les organes mobiles (Piston, bielle et manivelle).

Le piston est animé d'un mouvement alternatif vertical c-à-d qu'il subit des accélérations périodiques verticales.

Quand le piston est accéléré vers le bas la force dont résulte cette accélération est-elle même dirigée vers le bas. La réaction sur les parties fixes du moteur est dirigée en sens inverse c-à-d.

vers le haut. Donc le piston est source d'une force alternative. La bielle et divers autres parties mobiles sont aussi accélérées transversalement c-à-d suivant une direction horizontale dans le plan d'action de la bielle. Les forces qui causent ces accélérations doivent avoir des réactions qui leur sont égales et opposées sur le bâti du moteur. Ce dernier effet est connu sous le nom de "déséquilibre horizontal".

Dans la direction longitudinale e-à-d dans le sens de l'axe du

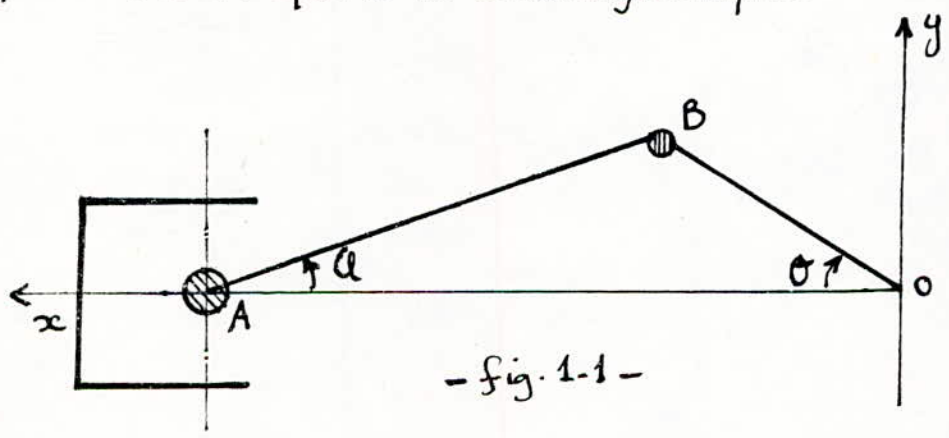
Vilebrequin aucune force d'inertie n'apparait; puisque toutes les parties se meuvent dans des plans perpendiculaires au vilebrequin. Or on sait que le vecteur résultant  $\vec{F}$  de toutes les forces agissant sur un système est égale à la dérivée du vecteur quantité de mouvement du système.

$$\frac{d}{dt} \left( \sum m \cdot \vec{v} \right) = \vec{F} \quad (1-1)$$

Cette relation vectorielle donne trois équations algébriques si on la projette sur trois axes de coordonnées; dans notre problème deux sont d'importance; tandis que la troisième (dans la direction longitudinale) se réduit à zéro.

On peut écrire l'équation (1-1) sous la forme  $\sum \left( m \cdot \frac{d\vec{v}}{dt} \right) = \vec{F}$   
 Ou  $\left( m \cdot \frac{d\vec{v}}{dt} \right)$  est la force d'inertie et l'on peut dire que la force extérieure agissant sur le système est égale à la somme de toutes les forces d'inertie des organes mobiles.

Système de forces appliquées + système de forces d'inertie = 0  
 1-4-3 Cinématique d'un embeillage simple.



la manivelle OB tourne à vitesse constante.

$$\frac{d\theta}{dt} = \omega = \text{cte} \quad , \quad OB = R \quad , \quad AB = L$$

1-4-3-1 Etude de  $\alpha$ ,  $\frac{d\alpha}{dt}$ ,  $\frac{d^2\alpha}{dt^2}$ .

Dans le triangle OBA on a.

$$\frac{AB}{\sin \theta} = \frac{OB}{\sin \alpha} \quad , \quad \text{ou } \sin \alpha = \frac{OB}{AB} \sin \theta = \frac{R}{L} \sin \theta.$$

on pose généralement  $\frac{R}{L} = m$ .

Comme le sens de rotation de OB autour de O et AB autour de A sont inverses  $\sin \alpha = -m \sin \theta$  avec

$$\alpha = b_1 \sin \theta + b_3 \sin 3\theta + \dots + b_{2p+1} \sin(2p+1)\theta + \dots$$

$$b_1 = -m - \frac{m^3}{8} - \frac{3m^5}{64} - \dots$$

$$b_3 = \frac{m^3}{24} + \frac{3m^5}{128} + \dots$$

$$b_5 = -\frac{3m^5}{640} - \dots$$

Comme  $m$  est toujours inférieur à  $1/2$  les termes de degré supérieur à  $m^5$  sont négligeables.

$$\frac{d\alpha}{dt} = -\frac{m\omega \cos \theta}{\cos \alpha} = +\omega \frac{\tan \alpha}{\tan \theta} = \omega (b_1 \cos \theta + 3b_3 \cos 3\theta)$$

$$\frac{d^2\alpha}{dt^2} = \omega^2 (-b_1 \sin \theta - 9b_3 \sin 3\theta) \quad [I]$$

1-4-3-2 Etude de  $x$ ,  $\frac{dx}{dt}$ ,  $\frac{d^2x}{dt^2}$ .

$$\text{on a } OA = x = R \cos \theta + L \cos \alpha = R \left( \cos \theta - \frac{\cos \alpha \sin \theta}{\sin \alpha} \right).$$

$$x = R \frac{\sin(\alpha - \theta)}{\sin \alpha} \quad \frac{dx}{dt} = -R\omega \left[ \sin \theta + \frac{m}{2} \sin 2\theta \right].$$

$$\frac{d^2x}{dt^2} = -R\omega^2 (\cos \theta + m \cos 2\theta).$$



### 1-4-4 Etude dynamique.

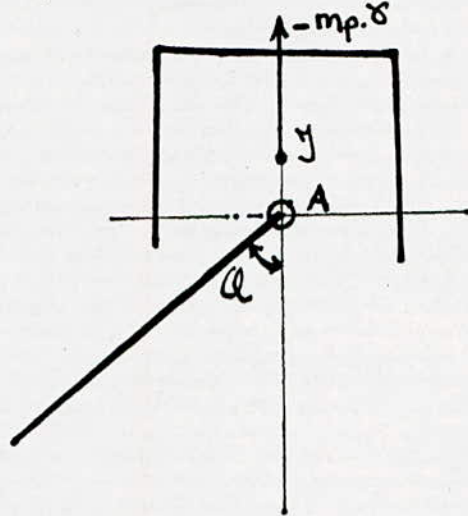
#### 1-4-4-1 Force de pression.

Cette force est donnée par l'expression suivante:

$$F_p = \pi \cdot \frac{D^2}{4} \cdot P, \text{ où } P \text{ est la pression du mélange gazeux.}$$

#### 1-4-4-2 Force d'inertie du piston.

Si  $m_p$  est la masse du piston le mouvement de celui-ci est rectiligne d'accélération  $\gamma = \frac{dx^2}{dt^2}$  donc la force d'inertie est portée par l'axe  $x$  est vaut.  $X_i = -m_p \cdot \gamma$ ; elle appliquée au centre de gravité du piston qui n'est en général A et qu'on appellera  $y$ .



- Sig. 1-2 -

#### 1-4-4-3 Forces d'inertie de la bielle.

D'après le théorème de KOENIG, les forces d'inertie d'un système peuvent être considérées comme la superposition;

- des forces d'inertie de centre de gravité  $G$ , auquel est supposée concentrée toute la masse.

- la force d'inertie du système dans son mouvement par rapport à des axes de directions fixes issus de  $G$ .

dans le cas "a" le mouvement de G peut être considéré comme résultat d'un mouvement d'entraînement.

- translation parallèle à  $Ox$ , d'accélération  $\gamma = \frac{d^2x}{dt^2}$  et d'un mouvement relatif.

- Oscillation autour de A de vitesse  $\frac{d\varphi}{dt}$  et d'accélération  $\frac{d^2\varphi}{dt^2}$ .  
 si  $AG = a$ , si la masse de la bielle est M les forces d'inertie appliquées en G sont donc:

$$-M\gamma, -M \cdot a \cdot \left(\frac{d\varphi}{dt}\right)^2, -M \cdot a \cdot \frac{d^2\varphi}{dt^2}.$$

dans le cas "b" les axes de directions fixes issue de G sont  $Gx_1$  et  $Gy_1$ . la bielle tourne autour de G avec la vitesse  $\frac{d\varphi}{dt}$  et d'accélération  $\frac{d^2\varphi}{dt^2}$ . Si  $I_G$  est l'inertie de la masse de la bielle par rapport à  $Gz_1$  perpendiculaire au plan de la fig 4-3 en G. les forces d'inertie se réduisent au couple d'inertie qui est

$$-I_G \cdot \frac{d^2\varphi}{dt^2}.$$

1-4-4-4 Forces d'inertie de la manivelle et le maneton.

Soit K le centre de gravité de la manivelle, celle-ci tourne à la vitesse à la vitesse constante  $\omega$ , si sa masse est  $\mu$  la force d'inertie est centrifuge et égale à  $\mu \cdot \omega^2 \cdot OK$ .

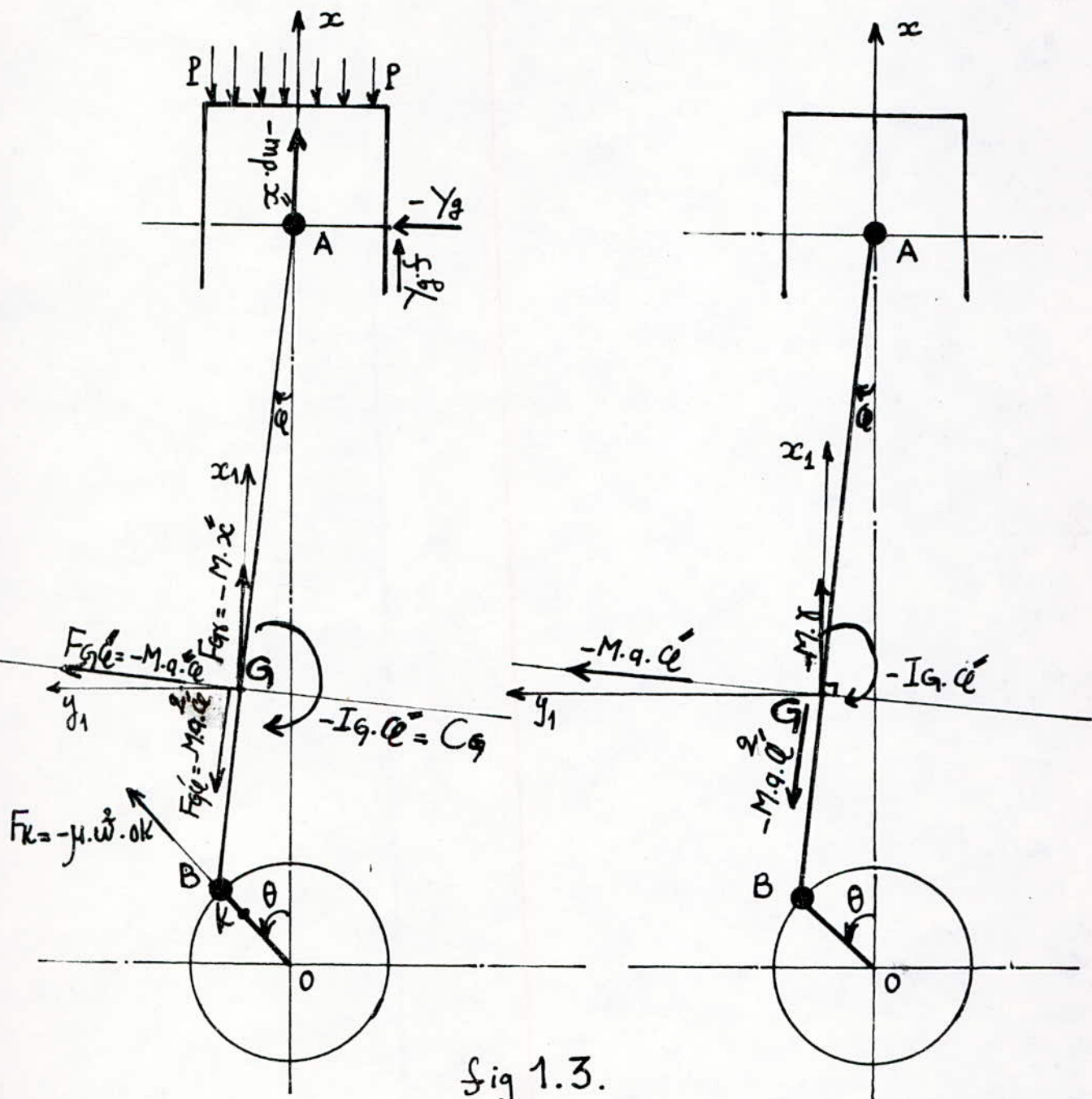


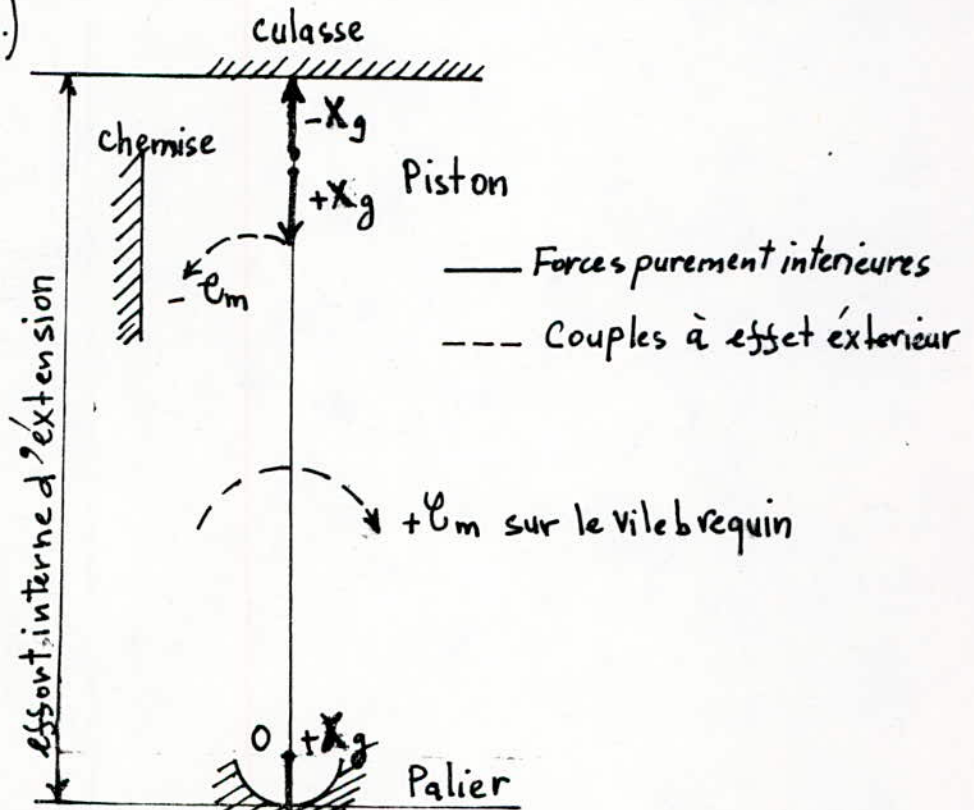
Fig 1.3.

#### 1.4.4.4. Emplacement et intensité des efforts appliqués à un bâti-cylindre :-

Le bâti-cylindre est soumis à des contraintes mécaniques provenant :

1. Des forces nées de la compression de l'air et de gaz.
  2. Des forces d'inertie nées du déplacement des pièces mobiles.
- 1.4. Forces nées de la compression de l'air et de la combustion des gaz :-

La pression  $P$  reynant dans la masse gazeuse à un instant donné exerce des efforts sur le cylindre, la culasse et le piston. (fig. 1.4.)



Effets des efforts moteurs: -fig. 1.4-

Les forces ainsi mises en jeu sont des forces purement intérieures au moteur. En effet:

- Les pressions radiales agissant sur la chemise s'auto-équilibrent;
- Les forces agissant sur le piston ( $X_g = P \cdot \pi D^2/4$ ), forces qui sont: de direction et de sens fixes (en négligeant les contre-pressions à l'aspiration et à l'échappement); de grandeur variable et de périodicité  $4\pi$  (moteur à 4 temps) ou  $2\pi$  (moteur à 2 temps); s'exercent égales et opposées sur la culasse. Ces dernières ( $-X_g$ ) sont transmises directement au bloc cylindre par les goujons de Culasse.

La force ( $X_g$ ) se décompose au niveau de l'axe du piston en (Fig 1.5); On a une force motrice ( $F_g$ ), dirigée suivant la bielle et se traduisant par une compression dans celle-ci; l'autre est ( $-Y_g$ ), force d'appui normale à la génératrice du cylindre, située dans le plan d'oscillation de la bielle, créant une poussée latérale sur la chaussée.

Si nous négligeons les frottements.

$$F_g = \frac{X_g}{\cos \alpha} \quad , \quad -Y_g = X_g \cdot \tan \alpha. \quad [\text{II}]$$

$F_g$  se transmet intégralement au maneton; elle équivaut à une force  $F_{g0}$  équipollente appliquée en O et un couple

$$C_m = F_g \cdot b$$

a-  $F_{g0}$  se décompose en:

$$X_{g0} = X_g \text{ force verticale}$$

et en:

$$Y_{g0} = + Y_g \text{ force horizontale}$$

} sont appliquées aux coussinets de palier.

b- la valeur du couple  $C_m$  est égale en grandeur et en signe au moment de  $-Y_g$  par rapport à O:

$$C_m = \frac{X_g}{\cos \varphi} \cdot b = P \cdot \frac{\pi D^2}{4} \cdot \tan \varphi \cdot a$$

et comme:  $b = a \sin \varphi$ , donc l'égalité est vérifiée.

Le couple moteur  $C_m$  est le couple moteur dû à la pression des gaz.

- les forces transmises aux parties fixes du moteur du fait de la pression des gaz sont:

-  $X_g$  sur la culasse

-  $Y_g$  sur le cylindre

+  $X_g$  sur les coussinets de palier

+  $Y_g$  sur les coussinets de palier

} la force résultante extérieure est donc nulle.

le bâti-cylindres est donc soumis à des efforts d'extension ondulés entre 0 et +  $X_g$ . L'importance de ces efforts peut nécessiter la présence de tirants en acier reliant la zone de la culasse à celles des paliers, exerçant de ce fait une

Compression permanente.

- les Couples appliqués sont:

$$\begin{array}{l}
 + \mathcal{C}_m = P \cdot \frac{\pi D^2}{4} \cdot \text{tg} \varphi \cdot a \quad \text{au vilebrequin} \\
 - \gamma_g \cdot a = - \mathcal{C}_m \quad \text{au bâti}
 \end{array}
 \left. \vphantom{\begin{array}{l} + \mathcal{C}_m \\ - \gamma_g \cdot a \end{array}} \right\} \begin{array}{l} \text{deux Couple s'égaux} \\ \text{et opposés.} \end{array}$$

Le couple de renversement  $-\mathcal{C}_m$  tend à faire tourner le moteur autour de OZ.

2. Forces d'inertie provoquées par le déplacement des pièces mobiles:-

1) le déplacement alternatif du piston sur ox engendre une force d'inertie  $X_i$ , forme sinusoïdale de période  $2\pi$ . Cette force  $X_i$ , dirigée selon ox, se transmet comme  $X_g$  aux coussinets de palier; elle se traduit par deux forces alternées par rapport à O:

- Une force verticale sinusoïdale  $X_{iq}$  que n'équilibre aucune force équivalente agissant sur la culasse

- Une force sinusoïdale  $\gamma_{iq} = X_i \cdot \text{tg} \varphi$ .

En O règne un couple  $\mathcal{C}_i$  de grandeur cycliquement variable et de période  $2\pi$  venant s'ajouter, au couple moteur  $\mathcal{C}_m$  sur le vilebrequin d'une part, au couple de basculement  $-\mathcal{C}_m$  sur le bâti d'autre part.

2) la rotation de la manivelle du vilebrequin engendre, en O, une force  $F_k$ , pratiquement constante, égale à  $\mu \cdot \omega^2 \cdot OK$ .

$OK = \rho$ ; est la distance séparant "O" et le centre de gravité de la manivelle.

Cette force  $\mu \cdot \omega^2 \cdot p$  est transmise au coussinet de palier, donc au bâti. Des contrepoids fixés sur les flasques du vilebrequin permettent de réduire  $p$ , donc d'abaisser l'amplitude de cette force tournante. Au total, les forces d'inertie alternatives dues au déplacement du piston et centrifuges dues à la rotation du vilebrequin engendrent:

a- Des efforts:

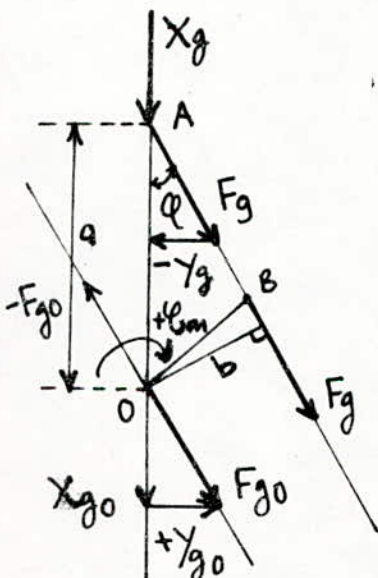
$X_{ia}$  alternatifs et verticaux.  
 $+Y_{ia}$  alternatifs et horizontaux. } sur les coussinets de palier  
 $-Y_{ia}$  alternatifs et horizontaux sur les cylindres.

$F_k$  (éventuellement) force tournante d'amplitude constante sur les coussinets de palier;

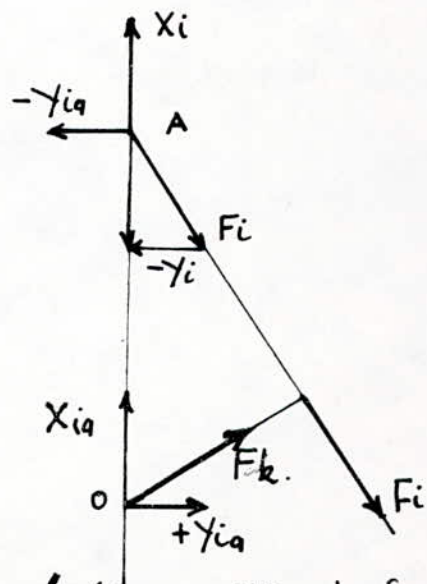
b- Des couples de périodicité  $2\pi$  et d'ordonnée moyenne nulle:

$\mathcal{M}_{miq}$  se composant avec le couple moteur sur le vilebrequin

$-\mathcal{M}_{miq}$  se composant avec le couple de basculement sur le bâti.



"Décomposition des forces motrices" - Sig. 1.5 -



"Décomposition des forces d'inertie"



En considère la force résultante agissant au point A du mécanisme moteur soit :

$F = X_g + X_i$  ; Cette force peut être décomposée en une force normale : " $Y_g$ ", et " $Y_i$ " qui est  $N$ ,  $N = Y_g + Y_i$  et une force  $B$  s'exerçant le long de la bielle.

avec,  $N = F \cdot \tan \varphi$

le couple  $N \cdot \hat{N}$  Constitué le couple de renversement du moteur;

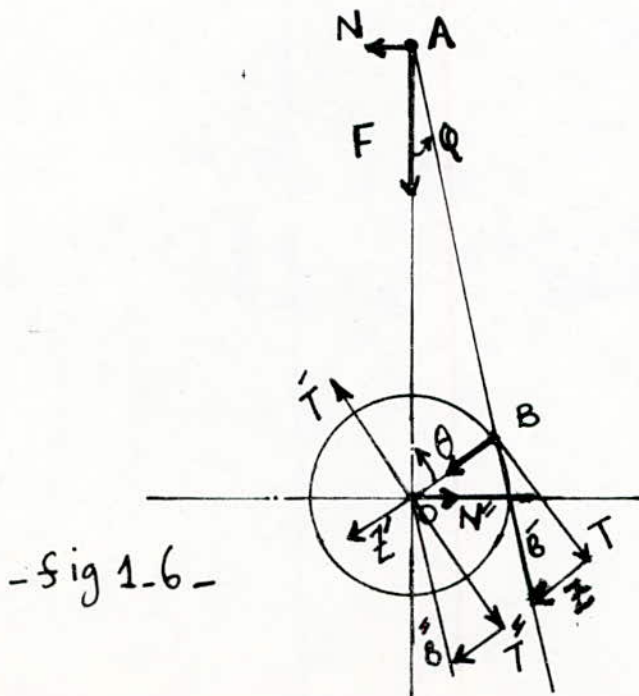
$B = \frac{F}{\cos \varphi}$  ;  $B' = B$ , force appliquée au maneton donc au vilebrequin.

$B'$ , se décompose en deux forces :

Composante de  $B'$  dans le plan du coude ; qui est  $Z$ .

Composante de  $B'$ , tangentielle assurant la rotation.

$Z = F \cdot \frac{\cos(\varphi + \theta)}{\cos \varphi}$  et  $T = F \cdot \frac{\sin(\varphi + \theta)}{\cos \varphi}$



la force  $T$  déterminée au point  $O$  un couple  $T.b$ , est une réaction  $\dot{T}$ . Les réactions  $\dot{T}$  et la force  $\dot{Z}$  sont transmises aux appuis du vilebrequin.

Considérons maintenant le bâti d'un moteur vertical à cylindres en ligne, supposé dénué de toute liaison extérieure rigide. Ce bâti est soumis :

- à des oscillations de flexion dans le plan horizontal du vilebrequin, dues à  $(+X_g, -X_g \text{ et } X_{ig})$
- à des oscillations de flexion transverse perpendiculaires à l'axe du vilebrequin, dues à  $(-Y_g \text{ et } Y_{ig})$  à des oscillations de torsion dues à  $(-G_m \text{ et } G_{mi})$ .
- à des oscillations de flexion dans le plan horizontal du vilebrequin, dues à  $(+Y_g \text{ et } Y_{ig})$ .

les oscillations dues à  $\sum (-\mu \cdot \dot{\omega}^2 \cdot p)$  se composent avec celles d'origine  $X$  et  $Y$ .

les oscillations de flexion longitudinale, seuls pratiquement importantes en général.

Mais ces flexions, résultantes de forces de grandeur variable tournant avec le vilebrequin et dont les points d'application sont aux coussinets de palier, peuvent, du fait qu'elles sont périodiques, faire naître des vibrations de résonance à des harmoniques diverses.

les contraintes engendrées par les forces d'inertie dans le bâti croissent avec la vitesse de rotation.

les forces et les couples nés de la combustion et de l'inertie des pièces en déplacement provoquent, au sein de la structure du moteur des contraintes mécaniques et thermiques élevées, mais des déformations globales faibles; Celles des sollicitations qui sont cycliques provoquent des vibrations se traduisant par des manifestations soit tangibles, soit audibles.

Il va de soi, par ailleurs, que la fixation du moteur sur son support ne doit pas introduire de contraintes venant se superposer aux contraintes propres au bâti.

Il faudra donc prévoir des points de fixation aussi peu nombreux que possible.

Au total la suspension élastique sera donc d'un grand secours.

## II. DEMARRAGE DU MOTEUR

1. Pour la mesure des efforts transmises par le moteur vers ses appuis, il nous est impératif de mettre en marche l'élément essentiel de la chaîne de mesure, qui est le moteur.

On signale que cet élément se trouvait hors usage, à cause de manque d'un certains nombres de pièces, nécessaires à son fonctionnement qui sont les suivantes:

1. pot d'échappement et les éléments de Connection avec la tubulure d'échappement; dont on a procédé à leur fabrication par usinage, On citera:

Une douille qui sert à assembler le pot avec la tubulure. Cette douille est soudée d'un côté au tube liant le pot à la tubulure, de l'autre côté emmanché, serré dans cette dernière à l'aide d'une bride qui a été forgée à froid.

2. Organes de Connection du filtre à air, à sa tubulure d'admission; à cet effet nous avons conçu et fabriqué deux pièces servant simultanément comme organe de Connection et de support.

Par un procédé de soudage à l'Arc on a assemblé les deux pièces.

3. le réservoir du carburant endommagé, qui a été récupéré et soudé aux endroits détériorés, enrichi d'un robinet de

Commande réglant le débit de sortie du Combustible.

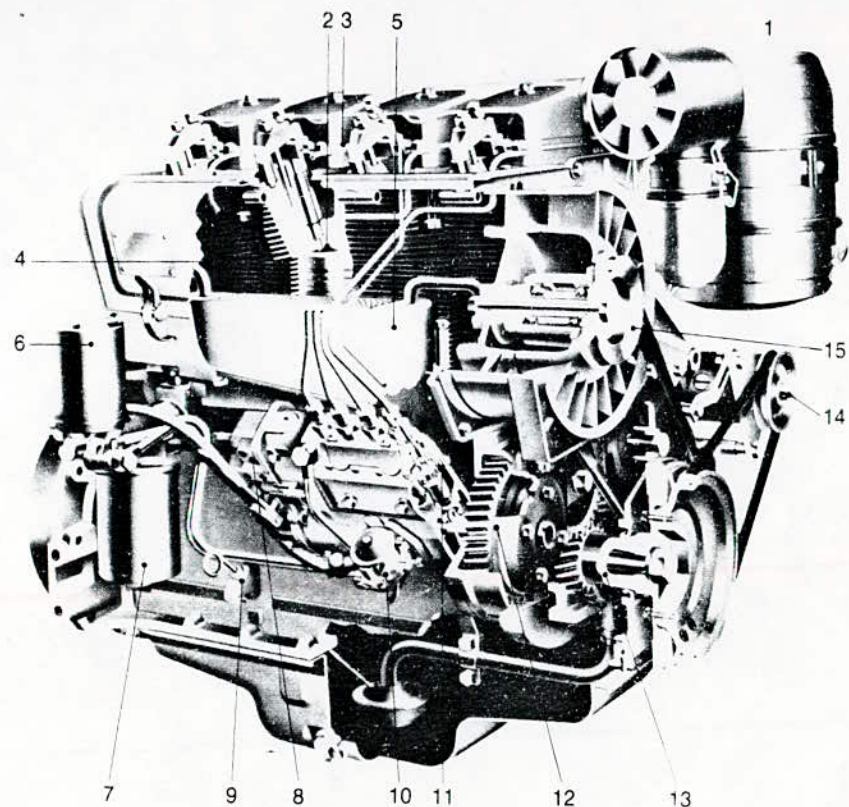
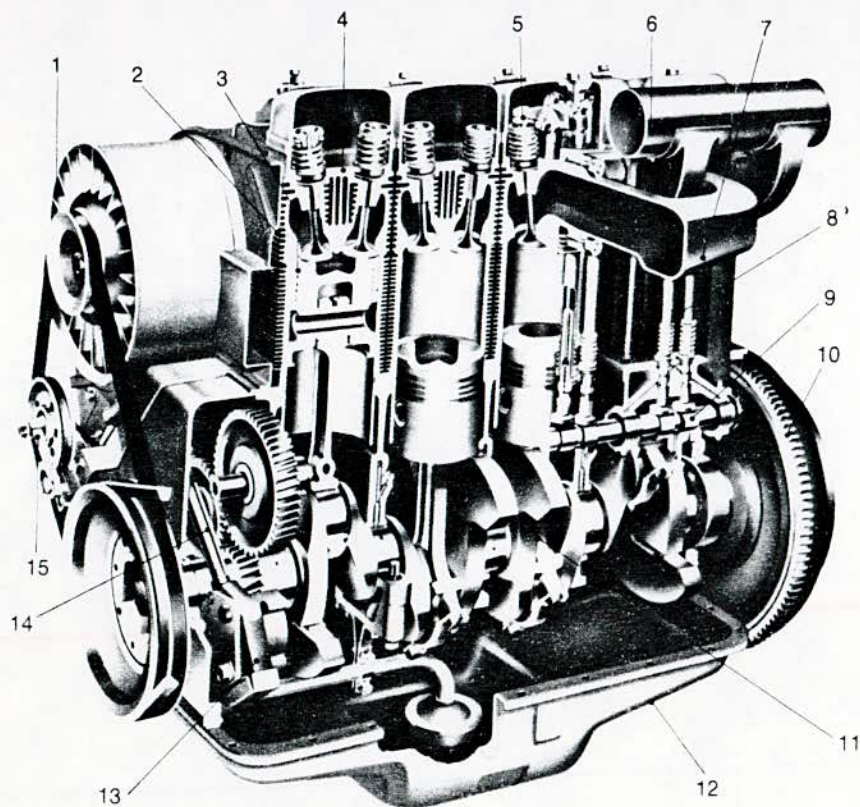
4 - le tuyau joignant le réservoir à la pompe d'injection, on lui a soudé deux douilles de connexion à ces deux extrémités,

5 - l'installation électrique a été établie et connectée à un tableau de commande conçu spécialement à cet effet.

Pour satisfaire le mode de montage de la chaîne de mesure,

On a conçu un bâti pour le moteur qui a la forme d'un parallélépipédique rectangulaire, qui repose sur quatre pieds.

Par un procédé de soudage à l'arc, on a soudé ses arrêtes, procédé par forgeage pour donner les formes convenables, aux huit supports qui sont fixés par boulons; quatre au bâti et les quatre autres au moteur, dont les premiers servent comme supports aux bagues qui seront calculés à l'aide des théorèmes de résistance de matériaux dont ce calcul fera l'objet du troisième chapitre.



# F 4 L 912

## Auspuffseite

- 1 Kuhlluftgeblase
- 2 Kuhlrippen
- 3 Kolben mit Brennraum (Direkteinspritzung)
- 4 Leichtmetall-Zylinderkopf mit Ein- und Auslaßventil
- 5 Kipphebel
- 6 Luftansaugrohr
- 7 Auspuffsammlrohr
- 8 Stoßstange mit Schutzrohr
- 9 Nockenwelle
- 10 Anlaß-Zahnkranz auf Schwungrad
- 11 Kurbelwelle mit Ausgleichsgewichten
- 12 Ölwanne
- 13 Schmierolpumpe
- 14 Haupttradttrieb
- 15 Keilriemen-Spannrolle

## Bedienungsseite

- 1 Ölbadluftfilter mit Vorabscheider
- 2 Einspritzdüsen
- 3 Zylinderkopfdeckel
- 4 Zylinderrohr mit Kuhlrippen
- 5 Blockölkühler
- 6 Kraftstofffilter
- 7 Schmierölfilter
- 8 Regler mit Drehzahlverstellhebel
- 9 Schmierölpeilstab
- 10 Kraftstoffförderpumpe
- 11 Kraftstoffeinspritzpumpe
- 12 Haupttradttrieb
- 13 Schmierolpumpe
- 14 Lichtmaschine
- 15 Kuhlluftgeblase

## Exhaust Side

- 1 cooling fan
- 2 cooling fins
- 3 piston and (direct injection type) combustion chamber
- 4 light metal cylinder head with inlet/outlet valve Assy.
- 5 rocker arm
- 6 induction manifold
- 7 exhaust manifold
- 8 pushrod and duct Assy
- 9 camshaft
- 10 flywheel and ring gear Assy
- 11 crankshaft and counterweight Assy
- 12 sump
- 13 lube oil pump
- 14 timing gear train
- 15 v-belt idler pulley

## Service Side

- 1 oil bath type air cleaner and preliminary filter Assy
- 2 injectors
- 3 cylinder head cover
- 4 finned cylinder barrel
- 5 block-type oil cooler
- 6 fuel filter
- 7 lube oil filter
- 8 governor and speed control lever Assy
- 9 dipstick
- 10 fuel lift pump
- 11 fuel injection pump
- 12 timing gear train
- 13 lube oil pump
- 14 generator
- 15 cooling fan

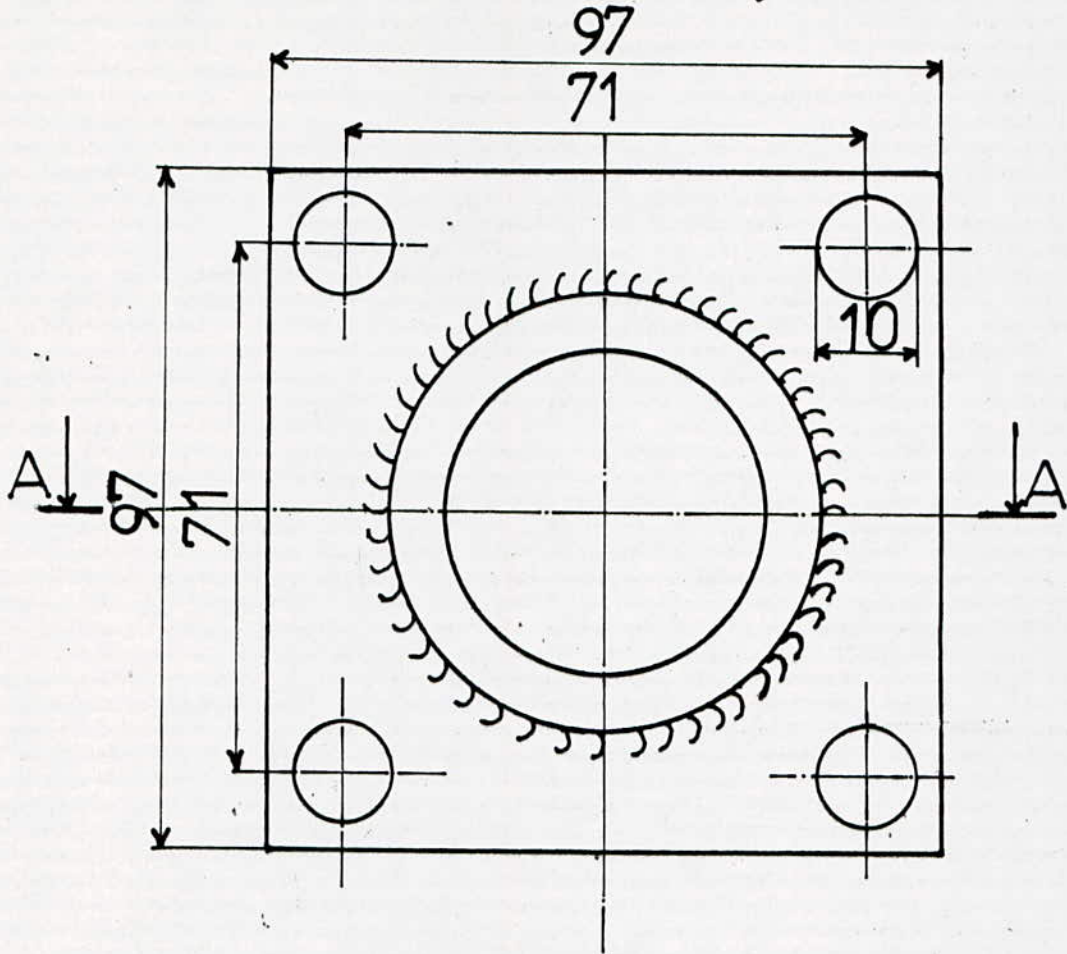
## Côte échappement

- 1 Soufflante
- 2 Ailettes de refroidissement
- 3 Pistons avec chambre de combustion (injection directe)
- 4 Culasse en alliage léger avec soupapes d'admission et d'échauffement
- 5 Culbuteurs
- 6 Conduit d'aspiration d'air
- 7 Collecteurs d'échappement
- 8 Tige de culbuteur avec tube de protection
- 9 Arbre à cames
- 10 Couronne de démarreur
- 11 Vilebrequin avec contrepoids d'équilibrage
- 12 Carter d'huile
- 13 Pompe à huile
- 14 Pignons de distribution

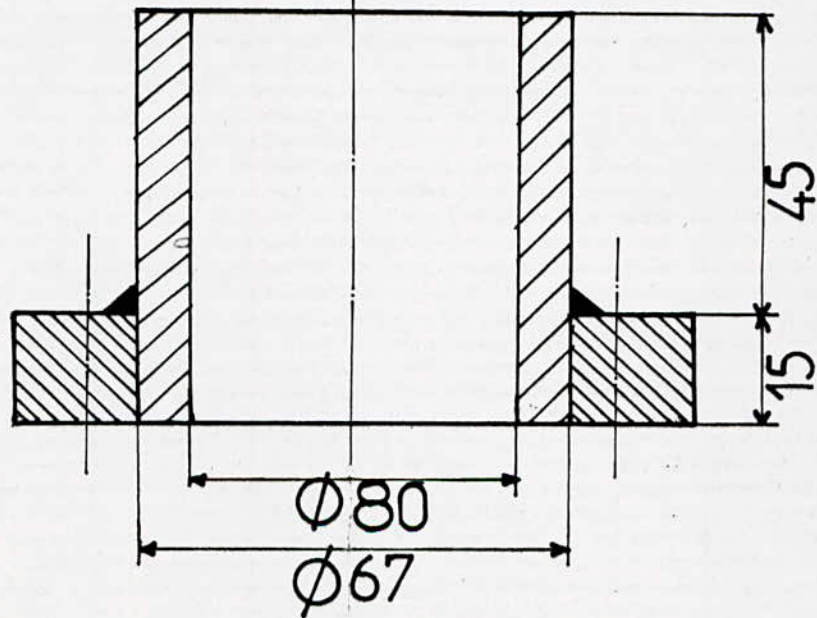
## Côte commande

- 1 Filtre à bain d'huile avec récupérateur de poussières et by-pass
- 2 Injecteurs
- 3 Cagne-culbuteurs
- 4 Cylindre et ailettes de refroidissement
- 5 Réfrigérant d'huile
- 6 Filtre à combustible
- 7 Filtre à huile
- 8 Régulateur avec levier de commande d'accélération
- 9 Jauge à huile
- 10 Pompe d'alimentation du combustible
- 11 Pompe d'injection
- 12 Pignons de distribution
- 13 Pompe à huile
- 14 Alternateur

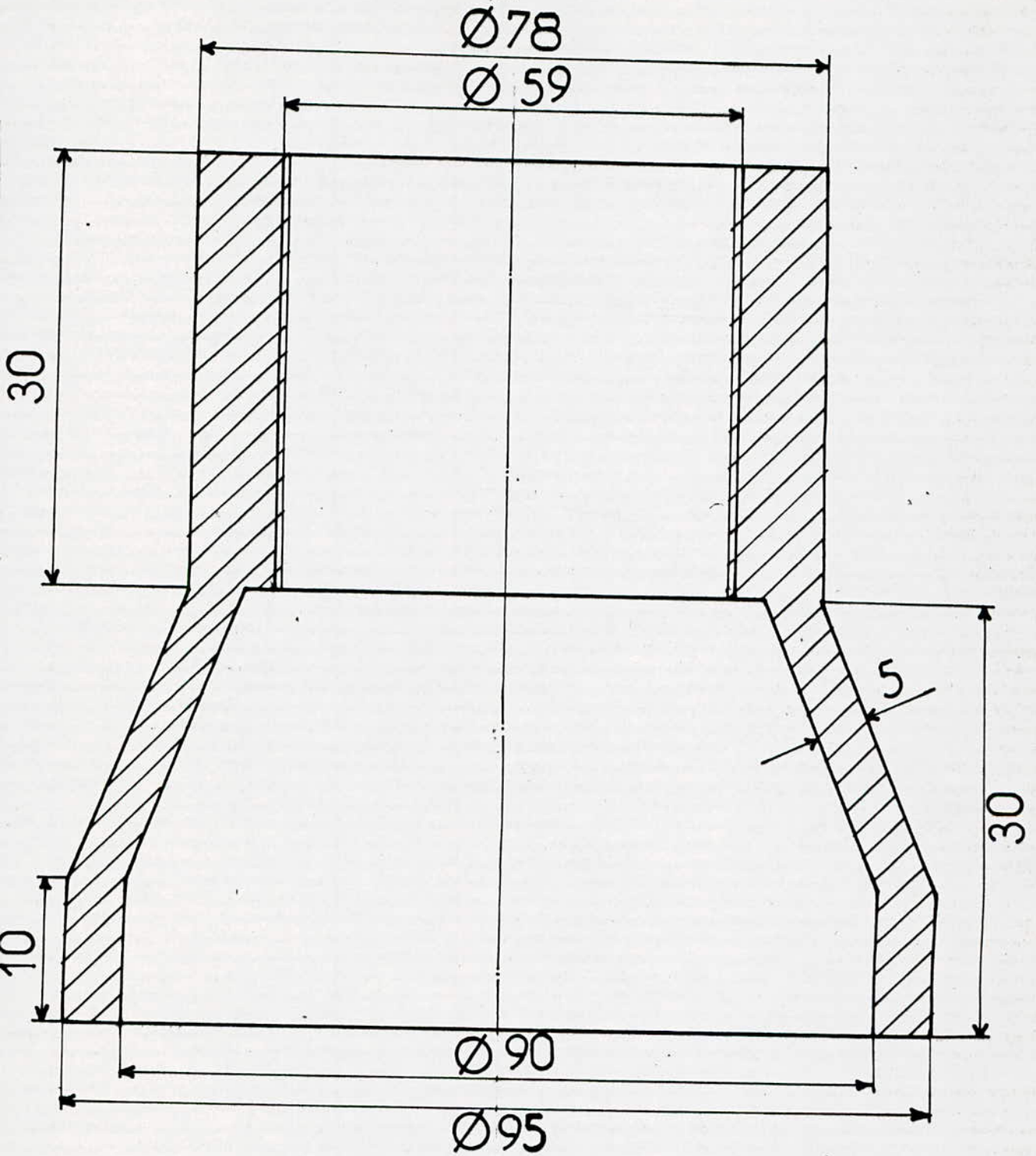
32.2. Dessins de définition d'une douille pour le filtre à air :-



A-A



3.2. Dessin d'une douille d'échappement:-





### III. CONCEPTION ET FABRICATION DES APPUIS

Afin de pouvoir détecter les efforts transmis aux appuis par le moteur, ceux-ci doivent répondre à deux exigences:

- avoir une forme permettant de recevoir les capteurs appropriés (jauges extensométriques).
- avoir l'aptitude à se déformer élastiquement sous l'effet de charges.

Le cylindre creux répond à l'exigence de la forme, le calcul de résistance permet de donner à ce cylindre les dimensions recherchées.

#### 3.1 Calcul de résistance:—

la donnée de base pour ce calcul est le poids du moteur, augmenté d'un poids additionnel qui est dû aux accessoires montés sur ce moteur (filtre à air, démarreur, pot d'échappement...), de la distribution inégale de la charge sur les quatre appuis et les efforts de vibrations lors du fonctionnement de ce moteur.

Le type du moteur envisagé dans cette étude est le F4L912, de masse 300 Kg, on recommande arbitrairement une masse additionnelle de 140 Kg, la masse totale sera donc de 440 Kg, ce qui correspond à une charge à une charge exercée sur chaque appui qui

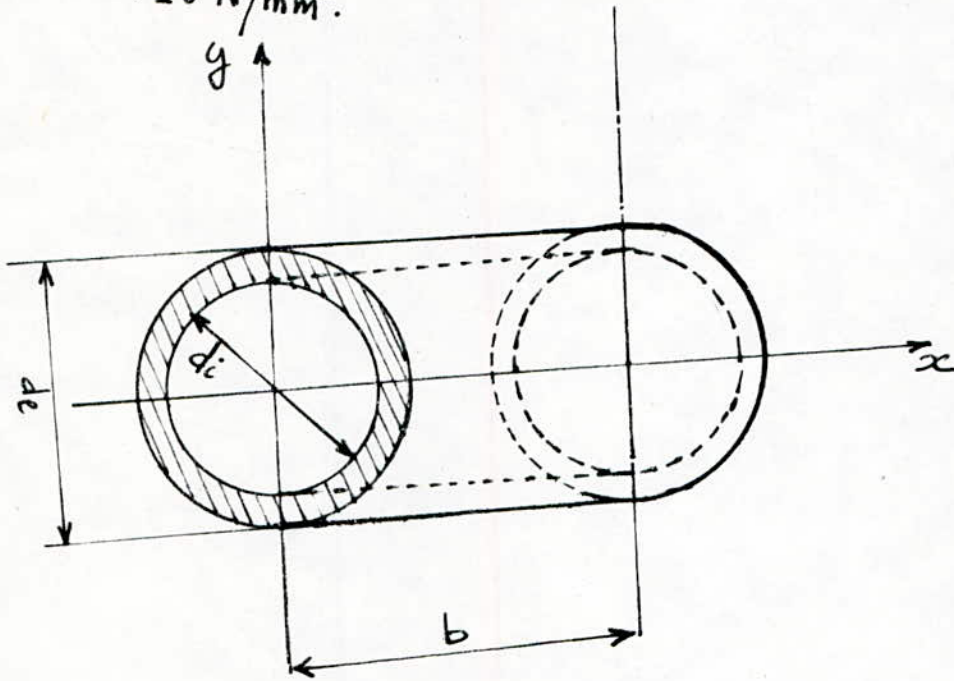
vaut:

$$P = \frac{440 \cdot 10}{4} = 1100 \text{ N/appui.}$$

Pour la construction de ces cylindres on a choisi un matériau dont la nuance est XC32, qui présente de bonnes caractéristiques mécaniques à l'usinage dont les propriétés sont les suivantes:

$$R_e = 320 \text{ N/mm}^2.$$

$$E = 2.10^5 \text{ N/mm}^2.$$



On va prendre un diamètre extérieur,  $d_e = 78 \text{ mm}$ .

$$b = 60 \text{ mm}.$$

L'anneau est soumis aux charges  $P$ , il se déforme suivant la ligne moyenne.

Étudions une moitié de l'anneau, mais pour en assurer l'équilibre, il faut appliquer en  $A$  et  $A'$ :

l'effort normale  $P/2$

le moment d'encastrement  $M_A$ , inconnu à déterminer.  $M_A$  à le

sens indiqué sur la fig 3-2, car la déformée montre qu'il y a compression des fibres intérieures et extension des fibres extérieures de la section A et A'.

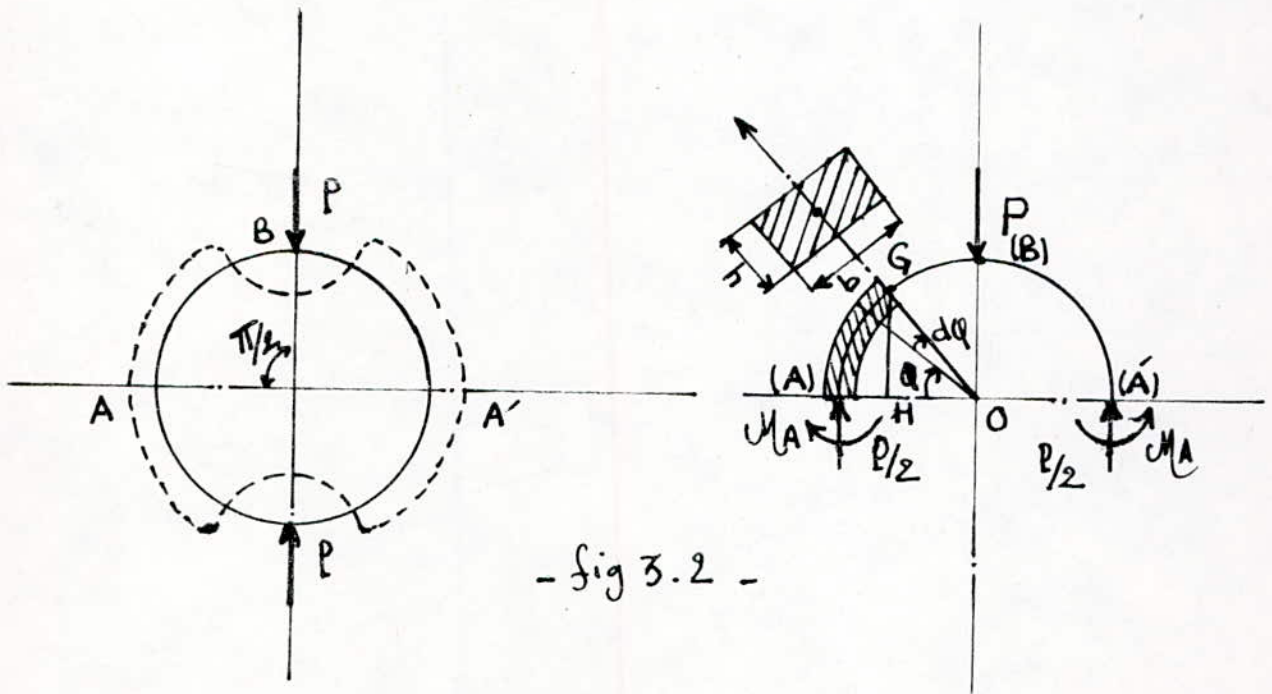
Dans l'anneau déformé par raison de symétrie l'angle des sections A et B est resté égal à  $\pi/2$  donc  $\Delta\varphi_{AB} = 0$ , pour deux sections voisines d'angle  $d\varphi$ , la variation d'angle  $\Delta d\varphi = \frac{M_f}{EI} \cdot ds$ , dans la section M définie par  $\varphi$ :

$$M_f = M_A + \frac{P}{2} \cdot AH = M_A + \frac{P}{2} \cdot \rho_0 (1 - \cos\varphi)$$

il vient  $\Delta d\varphi = \frac{M_f}{EI} \cdot ds$ , avec  $ds = \rho_0 \cdot d\varphi$ .

$$\Delta d\varphi = \left( M_A + \frac{P}{2} \cdot \rho_0 (1 - \cos\varphi) \right) \cdot \frac{\rho_0}{EI} d\varphi$$

entre la section A et B, la variation d'angle  $\Delta\varphi_{AB} = 0$



- fig 3.2 -

$$\text{donc } 0 = \int_0^{\pi/2} \frac{P_0}{EI} \cdot \left( M_A + \frac{P_0}{2} (1 - \cos \varphi) \right) d\varphi$$

$$0 = M_A \cdot \int_0^{\pi/2} d\varphi + \frac{P_0}{2} \int_0^{\pi/2} d\varphi - \frac{P_0}{2} \int_0^{\pi/2} \cos \varphi d\varphi.$$

$$0 = M_A \Big|_0^{\pi/2} + \frac{P_0}{2} \Big|_0^{\pi/2} - \frac{P_0}{2} \Big| \sin \varphi \Big|_0^{\pi/2}$$

finalement on a :

$$M_A = \frac{P_0}{2\pi} (2 - \pi) = 0,182 P_0.$$

remarquer que la section A est soumise à une sollicitation composée, compression et flexion.

dans une section quelconque M. l'expression du Mf. devient en remplaçant  $M_A$  par sa valeur :

$$M_f = \frac{P_0}{2\pi} [2 - \pi] + \frac{P_0}{2} [1 - \cos \varphi]$$

$$M_f = \frac{P_0}{2\pi} [2 - \pi \cos \varphi].$$

Constatons que  $M_f$  s'annule pour  $\cos \varphi = 2/\pi$

$$\cos \varphi = 2/\pi = 0,636 \quad , \quad \varphi = 50^\circ 30'$$

En faisant  $\varphi = \pi/2$ , il vient  $M_{fB} = \frac{P_0}{\pi} = 0,318 P_0$ .

C'est la valeur maximale du moment fléchissant; la section dangereuse de l'anneau se trouve donc en B.

Dans la section A et A' la contrainte de compression due à l'effort  $P/2$ ,  $\sigma = \frac{P}{2S}$ , S: section de l'anneau

$$S = b \cdot h \quad , \quad h = d_e - d_i \quad , \quad P_0 = \frac{d_e + d_i}{2}$$

Contrainte normale maximale

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{\left(\frac{I}{V}\right)} \leq \sigma_{\text{adm}} = \frac{Re}{K}$$

avec  $\frac{I}{V} = \frac{b h^2}{6} = \frac{b}{6} \cdot (d_e - d_i)^2$

K : le coefficient de sécurité, on le prend égal à 1,5

Re : Contrainte de la limite d'élasticité = 320 N/mm<sup>2</sup>, pour un Acier

Mi-doux XC32. d'où

$$\frac{Re}{K} = \frac{320}{1,5} = 213,33 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{\max} = \frac{0,318 P S_0}{\frac{b h^2}{6}} = \frac{6 \cdot 0,318 \cdot P S_0 \cdot \left(\frac{d_e + d_i}{2}\right)}{b \cdot (d_e - d_i)^2}$$

$$\sigma_{\max} = \frac{6 \cdot 0,318 \cdot 1100 \cdot (39 + d_i/2)}{60 \cdot (78 - d_i)^2} = 213,33$$

$$12800(6084 - 156 d_i + d_i^2) - 81853,2 - 1049,4 d_i = 0$$

$$12800 d_i^2 - 1997849,4 d_i + 77793347 = 0$$

$\Delta = B^2 - 4AC$ ,  $\Delta > 0$  donc on deux racines réelles

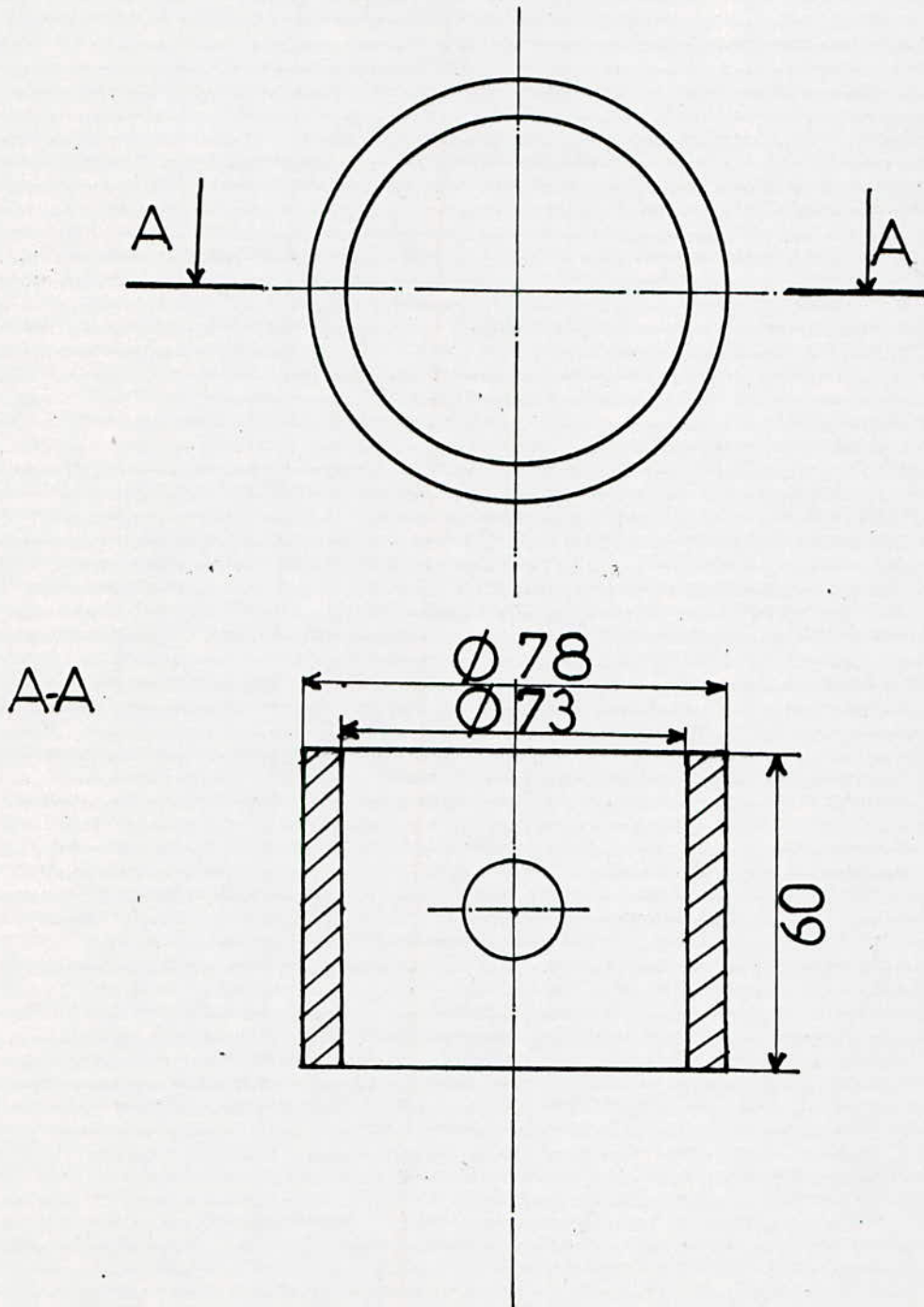
$$d_{1,2} = \frac{-B \pm \sqrt{\Delta}}{2A}$$

$d_1 = 81,61 \text{ mm}$ ,  $d_1$  à rejeter car  $d_1 > d_e$ , donc on prend

$d_2 = 74,46 \text{ mm}$   $d_2$  et pour mesure de sécurité, on le prend

égal à  $d = 73 \text{ mm}$

3.2. Dessin de définition de bagues: -



## IV. MESURE DES EFFORTS SUR LES APPUIS

4. Principes fondamentaux de la mesure :-

4.1. Définitions et caractéristiques générales :-

La grandeur physique objet de la mesure : déplacement, température, Pression etc ... est désignée comme la mesurande et représentée par  $m$ : l'ensemble des opérations expérimentales qui concourent à la connaissance de la valeur numérique du mesurande constitue son mesurage.

Lorsque le mesurage utilise des moyens électroniques de traitement de du signal il est nécessaire de produire à partir du mesurande une grandeur électrique qui en soit une représentation aussi exacte que possible:

Ceci signifie que la grandeur électrique et ses variations apportent toute l'information nécessaire à la connaissance du mesurande.

Le Capteur est le dispositif qui soumis à l'action d'un mesurande non électrique présente une caractéristique de nature électrique, (charge, tension, courant ou impédance) désigné par  $s$ : et qui est fonction du mesurande  $s = F(m)$ .

$s$ : est la grandeur de sortie ou réponse du capteur.  $m$ : est la grandeur d'entrée ou excitation. la mesure de  $s$ : doit permettre de connaître la valeur de  $m$ : fig (4-1).

La relation  $s = F(m)$  résulte dans sa forme théorique des lois physiques qui régissent le fonctionnement du capteur et dans son expression numérique de sa construction (géométrie, dimensions) des matériaux qui le constituent et éventuellement de son environnement et de son mode d'emploi (température, alimentation).

Pour tout capteur la relation  $s = F(m)$  sous sa forme numériquement exploitable est explicitée par étalonnage par un ensemble de valeurs de  $m$ : Connues avec précision. On mesure les valeurs correspondantes de  $s$ : ce qui permet de tracer la courbe d'étalonnage Fig 4. 2a.

Pour des raisons de facilité d'exploitation on s'efforce de réaliser le capteur, ou du moins de l'utiliser en sorte qu'il établisse une relation linéaire entre les variations  $\Delta s$  de la grandeur de sortie et celles  $\Delta m$  de la grandeur d'entrée,  $\Delta s = S \cdot \Delta m$

$S$ : est la sensibilité du capteur.

Un des problèmes importants dans la conception et l'utilisation d'un capteur est la constante de sa sensibilité  $S$  qui doit dépendre aussi peu que possible:

- de la valeur de  $m$ : (linéarité) et de sa fréquence de variation (bande passante).
- du temps (vieillessement).
- de l'action d'autres grandeurs physiques de son environnement qui ne sont pas l'objet de la mesure et que l'on désigne comme grandeurs d'influence.



En tant qu'élément de circuit électrique, le capteur présente vu de sa sortie :

Soit comme un générateur, s'étant une charge, une tension ou un courant et il s'agit alors d'un capteur actif.

Soit comme une impédance, s'étant une résistance, une inductance ou une capacité. le capteur est alors dit passif.

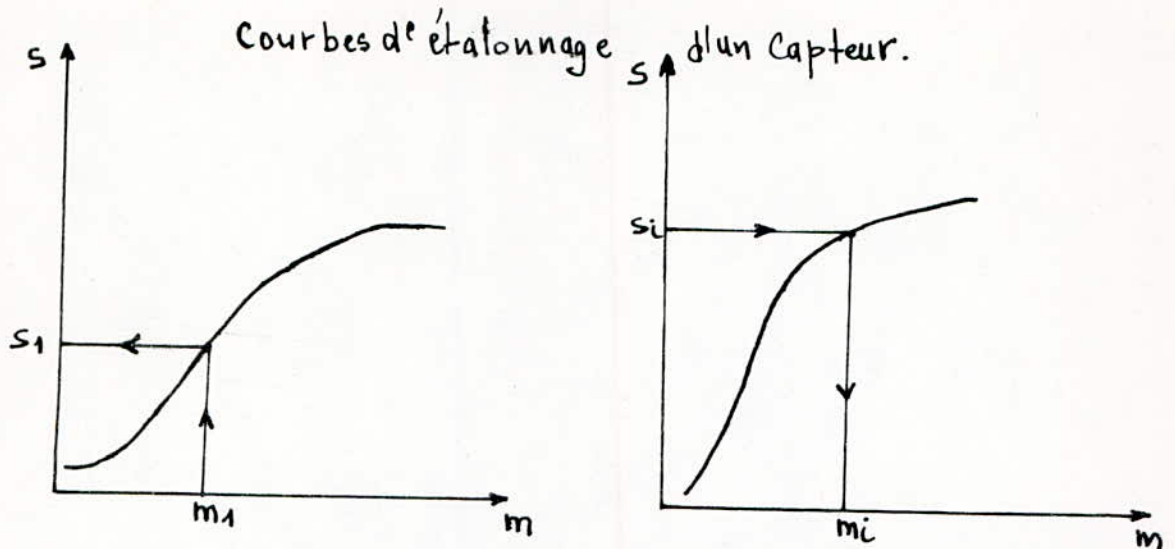
Cette distinction entre capteurs actifs et passifs basée sur leur schéma électrique équivalent traduit en réalité une différence fondamentale dans la nature même des phénomènes physiques mis en jeu le signal électrique et la partie variable du courant ou de la tension qui porte l'information liée au mesurande :

amplitude et fréquence du signal doivent être liées sans ambiguïté à l'amplitude et à la fréquence du mesurande.

Un capteur actif qui est une source, délivre immédiatement un signal électrique ; il n'en est pas de même d'un capteur passif dont les variations d'impédance ne sont mesurables que par les modifications du courant ou de la tension qu'elles entraînent dans un circuit par ailleurs alimenté par une source extérieure. le circuit électrique nécessairement associé à un capteur passif constitue son conditionneur et c'est l'ensemble du capteur et du conditionneur qui est la source du signal électrique.



- Fig 4-1 -



(a) son établissement à partir des valeurs connues du mesurand  $m$

(b) son exploitation à partir des valeurs mesurées de la réponse  $s$

- Fig 4-2 -

## 4.2 Capteurs actifs:-

Fonctionnant en générateur, un capteur actif est généralement fondé dans son principe sur un effet physique qui assure la conversion en énergie électrique une énergie propre au mesurand:

énergie thermique, mécanique ou rayonnement.

les plus importants parmi ces effets sont.

Effet thermoélectrique.

Effet pyroélectrique.

Effet piézoélectrique.

## 4.2. Capteurs passifs:-

Il s'agit d'impédances dont l'un des paramètres déterminants est sensible au mesurande. Dans l'expression littérale d'une impédance sont présents des termes liés

d'une part à sa géométrie et à ses dimensions,

d'autre part aux propriétés électriques des matériaux: résistivité  $\rho$ , perméabilité magnétique  $\mu$ , constante diélectrique  $\epsilon$ .

La variation d'impédance peut donc être due à l'action du mesurande soit sur les caractéristiques géométriques ou dimensionnelles, soit sur les propriétés électriques des matériaux, soit plus rarement sur les deux simultanément.

les paramètres géométriques ou dimensionnelles de l'impédance peuvent varier si le capteur comporte soit un élément mobile, soit un élément déformable qui est notre cas.

Sa déformation résulte de forces appliquées soit directement soit indirectement au capteur: jauge d'extensométrie liée rigidement à une structure soumise à des contraintes.

L'impédance d'un capteur passif et ses variations ne sont mesurables qu'en intégrant le capteur dans un circuit électrique, par ailleurs alimenté et qui est son conditionneur. Les types de conditionneurs le plus généralement utilisés sont:

- le montage potentiométrique: association en série d'une source, du

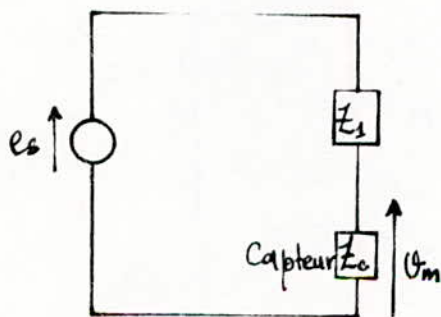
Capteur et d'une impédance qui peut être ou non de même type ;  
 - le pont d'impédance dont l'équilibre permet de détermination de l'impédance du capteur ou dont le déséquilibre est une mesure de la variation de cette impédance.

Le choix d'un conditionneur est une étape importante dans la réalisation d'un ensemble de mesure.

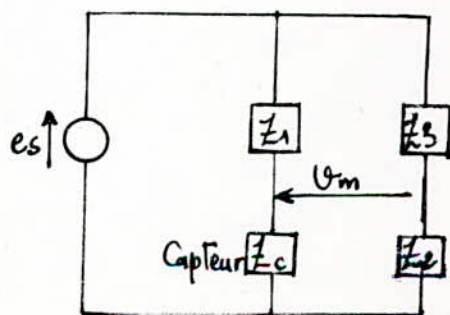
C'est, en effet, l'association capteur - conditionneur qui détermine le signal électrique ; de la constitution du conditionneur dépendent un certain nombre de performances de l'ensemble de mesure : sensibilité, linéarité, insensibilité à certaines grandeurs d'influence.

Le montage potentiométrique (Fig 4-5) présente l'intérêt de la simplicité mais son inconvénient majeur est sa sensibilité aux parasites ; il en est de même de l'alimentation par source de courant qui peut être comme un cas limite ( $Z_1 \gg Z_c$ ) du montage potentiométrique.

Le pont par contre (Fig 4-6) qui est un double potentiomètre permet une mesure différentielle réduisant de façon importante l'influence des parasites.



- fig 4.5 -



- fig 4.6 -

### 4.3. Corps d'épreuve :-

Pour des raisons de coût ou de facilité d'exploitation on peut être amené à utiliser un capteur, non pas sensible au mesurande mais à l'un de ses effets. Le corps d'épreuve et le dispositif qui, soumis au mesurande étudié en assure une première traduction en une autre grandeur physique non électrique, le mesurande secondaire, que le capteur traduit alors en grandeur électrique.

Les corps d'épreuve sont très utilisés pour la mesure de grandeurs mécaniques: celles-ci imposent au corps d'épreuve des déformations ou des déplacements auquel un capteur approprié est sensible.

Ainsi par exemple une traction  $F$ , exercée sur une barre de longueur  $L$ , section  $A$ , module de Young  $Y$ , entraîne une déformation  $\Delta L$ , qui est mesurable par la variation  $\Delta R/R$ , de la résistance d'une jauge collée sur la barre; Connaissant d'une part l'équation du corps d'épreuve qui lie la traction mesurande primaire, à la déformation mesurande secondaire

$$\frac{\Delta L}{L} = \frac{1}{Y} \cdot \frac{F}{A}$$

et d'autre part l'équation du capteur liant sa grandeur d'entrée, ici la déformation à sa réponse électrique  $\Delta R/R$  soit

$$\frac{\Delta R}{R} = \frac{\Delta L}{L} \cdot k \quad k: \text{étant le facteur de jauge,}$$

On en déduit la relation entre la traction et la variation de résistance

$$\frac{\Delta R}{R} = \frac{k}{Y} \cdot \frac{F}{A}$$

La relation qu'établit le corps d'épreuve entre les mesurandes primaires et secondaires est très souvent linéaire : C'est le cas en particulier pour les déplacements et déformations résultant de contraintes mécaniques à condition que ne soit pas dépassée la limite d'élasticité du corps d'épreuve : d'où l'importance du calcul de résistance d'un corps d'épreuve. Les performances de l'association Corps d'épreuve doivent être déterminées par un étalonnage global de l'ensemble qu'ils constituent afin qu'il soit tenu compte des modifications éventuelles que leur montage et leur liaison apportent à leur caractéristiques individuelles "à vide".

#### 4.4. Grandeurs d'influence :-

Le capteur et par ses conditions d'emploi, peut se trouver soumis non seulement au mesurande mais à d'autres grandeurs physiques dont les variations sont susceptibles d'entraîner un changement de la grandeur électrique de sortie qu'il n'est pas possible de distinguer de l'action du mesurande.

Ces grandeurs physiques "parasites" auxquelles la réponse du capteur peut être sensible sont les grandeurs d'influence, qui sont :

la température, l'humidité, le champ magnétique variable ou statique, la pression, l'accélération et les vibrations susceptibles de créer dans certains éléments constitutifs du capteur des déformations et des contraintes qui altèrent la réponse ; donc  $S = F(m, g_1, g_2, g_3, \dots)$

où  $g_1, g_2, g_3, \dots$  sont les grandeurs d'influences.

Afin de pouvoir déduire de la mesure de  $S$  la valeur de  $m$  il est donc nécessaire, soit de réduire l'importance de grandeurs d'influence, au niveau du capteur en le protégeant par un isolement adéquat : support antivibratoires, blindage magnétiques. soit de stabiliser les grandeurs d'influence à des valeurs parfaitement connues et d'étalonner le capteur dans ces conditions de fonctionnement : enceinte thermostatée ou hygroscoPie contrôlée, source d'alimentation réglée, soit enfin d'utiliser des montages qui permettent de compenser l'influence des grandeurs parasites : pont de Wheatstone avec un capteur identique placé dans une branche adjacente au capteur de mesure.

#### 4.5. Chaîne de mesure :-

La chaîne de mesure est constituée de l'ensemble de dispositifs, y compris le capteur, rendant possible dans les meilleures conditions la détermination précise de la valeur du mesurande.

A l'entrée de la chaîne le capteur soumis à l'action du mesurande permet directement s'il est actif d'injecter dans la chaîne le signal électrique, support de l'information liée au mesurande.

A la sortie de la chaîne le signal électrique qu'elle a traité est converti sous une forme qui rend possible la lecture directe de la valeur cherchée du mesurande

- déviation d'un cadre mobile ;
- enregistrement analogique graphique ou oxillographique
- affichage ou impression d'un nombre.

C'est l'étalonnage de la chaîne de mesure dans son ensemble qui permet d'attribuer à chaque indication en sortie la valeur correspondante du mesurande agissant à l'entrée.

Sous la forme la plus simple la chaîne de mesure peut se réduire, au capteur, et à son conditionneur éventuel, associé à un appareil de lecture.

- thermocouple et Voltmètre

- jauge de contrainte placée dans un pont de Wheatstone avec pour instrument de lecture un galvanomètre ou un voltmètre.

Cependant les conditions pratiques de mesure telles qu'elles sont imposées par l'environnement d'une part et par les performances exigées pour une exploitation satisfaisante du signal d'autre part amènent à introduire dans la chaîne des blocs fonctionnels destinés à optimiser l'acquisition et le traitement du signal.

- Circuit de linéarisation du signal délivré par le capteur

- amplification d'instrumentation ou d'isolement destiné à réduire les tensions parasites de mode commun.



## 4.6. Méthode de mesure par variation de résistance :- (jauges tensométriques)

### 4.6.1. Variation de résistance d'un fil métallique :-

L'idée d'utiliser la variation d'une résistance pour mesurer un déplacement ou un effort n'est pas nouvelle.

On a songé d'abord à utiliser la variation d'une résistance au carbone. Une des réalisations les plus connues fut le manographe COSSOR dans lequel on utilise la variation de résistance électrique d'une pile de rondelles en carbone sous l'action de l'effort variable. On utilise également des résistances au carbone collées directement sur une éprouvette. Nous-même avons utilisé bien avant-guerre une résistance constituée par une couche de carbone sur un isolant collée sur un arbre de torsion.

Cette méthode fut abandonnée par suite des caractéristiques de température défavorables du carbone aggloméré, difficultés d'adaptation sur les pièces et surtout sa sensibilité à l'humidité.

La première application connue de la variation de la résistance électrique d'un fil sous l'action d'un effort est due à BRIDGMAN qui l'a utilisée en 1917 pour des mesures de pressions hydrostatiques.

Plus tard, on peut citer CARLSON qui utilise en 1935 deux enroulements en fil résistant pour mesurer les différences de tension dans le béton.

L'idée d'utiliser la variation de la résistance électrique d'un fil métallique fut ensuite reprise par E.C. SIMMONS de C.I.T

La jauge d'effort a été perfectionnée enfin par RUGE du M.I.T qui lui donna la forme consacrée par les réalisations industrielles.

#### 4.6.2 Caractéristiques physiques:-

La jauge d'effort est constituée par un fil résistant de très faible diamètre. On utilise pratiquement des filaments de 25/1000 mais on a également réalisé en Angleterre des jauges avec du fil nichrome de 12,7/1000 de diamètre. Le fil est collé sur un papier mince (1/10 mm environ) et base de sulfate ou d'alphacellulose pure. Ce dernier support permet un séchage plus rapide.

La colle utilisée est soit un produit à base de résine phéniquée (bakélite), soit à base de nitrocellulose.

La nitrocellulose convient pour des températures de  $200^{\circ}\text{C}$  environ. La bakélite jusqu'à  $260$  à  $300^{\circ}\text{C}$  environ.

Les jauges sont fabriquées soit à plat, le fil étant disposé en zig-zag (TINSLEY, BALDWIN, etc...) fig 4-2., soit sur une bobine (NATIONAL PHYSICAL LABORATOIR, BALDWIN); que l'on aplatit après bobinage.

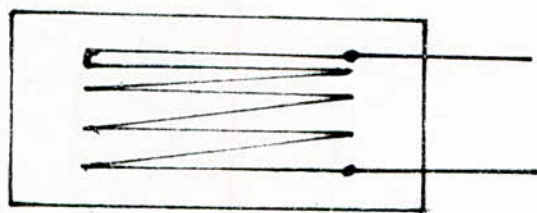
L'avantage de ce dernier type est sa moindre sensibilité aux efforts transversaux. Il est utilisé de préférence pour les jauges de faible encombrement pour lesquelles il est difficile de faire des angles aigus lors du bobinage.

Les connexions de sortie sont généralement soudées au filament résistant et l'autogène.

Leur diamètre est de l'ordre de  $\frac{8}{10}$ .

Pour certaines applications particulières, les fils de liaison sont soudés au filament résistant par l'intermédiaire de fils de  $\frac{8}{100}$  environ, ce qui donne à l'ensemble une meilleure résistance aux vibrations pour des essais dynamiques. L'épaisseur totale d'une jauge ne dépasse guère  $\frac{12,5}{100}$ .

La surface totale d'une jauge d'effort que nous venons d'indiquer est exceptionnellement petite. En général les jauges sont plus grandes mais on arrive à les coller sans difficulté sur des éprouvettes de très faibles dimensions. On trouve sur les catalogues des jauges dont la longueur varié de 3,2 à 152 mm.



- fig 4.3 - jauges d'effort à fil métallique résistant.

### 4.6.3 Caractéristiques électriques :-

#### 4.6.3.1 Coefficient de sensibilité.-

L'étude complète des caractéristiques des jauges d'effort a été effectuée par A.V. FOREST. Nous nous contenterons, dans ce qui suit, de considérer uniquement les données nécessaires à leur application.

Considérons un fil de longueur  $L$  et de section  $S$ . la résistance de ce fil est donnée par la formule classique,

$$R = \frac{L}{S} \cdot \rho ,$$

où  $\rho$  est la résistivité du fil :

Si le s'allonge d'une quantité  $\Delta L$ , la résistance électrique varie d'une quantité correspondante  $\Delta R$ , la variation unitaire de la résistance par rapport à l'allongement relatif définit le facteur de sensibilité.

$$\frac{\frac{\Delta R}{R}}{\frac{\Delta L}{L}} = \text{facteur de sensibilité.}$$

Si l'on considère la théorie classique d'élasticité, ce facteur se déduit de la dérivée logarithmique :

$$\frac{\Delta R}{R} = (1 + 2\eta) \frac{\Delta L}{L},$$

où  $\eta$  est le coefficient de Poisson.

La valeur de ce coefficient est connue :

$\eta = 0,25$  à  $0,3$  pour l'acier ;

$0,42$  pour le plomb ;

$0,32$  pour le cuivre

$0$  pour la fonte

Or, on ignore si le coefficient de Poisson peut s'appliquer aux fils fins ; en outre, il ya lieu de tenir compte également de la variation de la résistivité.

En effet tout les fils ne se comportent pas comme des cylindres isotropes de résistivité constante et l'on ne peut pas dans ce cas-là appliquer purement et simplement la loi d'ohm, du moins dans la région élastique. On écrit donc la formule suivante :

$$\frac{\frac{\Delta R}{R}}{\frac{\Delta L}{L}} = 1 + 2\eta + \frac{\rho_0 - \rho}{\rho_0},$$

$\rho_0$  étant la résistivité au repos. le second membre de cette équation que l'on désigne sous la lettre  $K$  s'appelle coefficient de sensibilité de la jauge. Dans l'état actuel de la technique, il est possible de mesurer des déformations  $\frac{\Delta L}{L} = 10^{-6}$  (10 Å/mm), le maximum est déterminé par la limite élastique des jauges de l'ordre de  $5 \cdot 10^{-3}$  (5 μ/mm)

4.6.3.2 Influence de la température: (Coefficient de température de la jauge).

Pour des mesures précises, il faut serrer le problème d'un peu plus près. Il ya d'abord la variation de la résistance du fil métallique en fonction de la température. Celle-ci est donnée par la formule:

$$R = R_0(1 + \alpha \Delta t)$$

( $\Delta t$  étant la différence entre la température initiale  $t_0$  et la température au moment de la mesure  $t$ ;  $\Delta t = t_0 - t$ ),  $\alpha$  est le coefficient moyen de température  $\frac{\Delta R}{R} = \alpha \Delta t$

Cette variation unitaire de la résistance correspond à une contrainte fictive. En effet:  $\frac{\Delta R}{R} = K \frac{\Delta L}{L}$

Relation qui se rattache à la contrainte par la loi de Hooke,

$$\Delta L = \frac{F}{E} \cdot \frac{L}{S}; \quad \frac{F}{S} = R_f (\text{contrainte})$$

$$\text{d'où } \frac{\Delta L}{L} = \frac{Rt}{E},$$

E étant le module d'élasticité, et finalement,

$$\frac{\Delta R}{R} = K \cdot \frac{Rt}{E}.$$

#### 4.6.4 Technique d'application.

Il faut veiller tout particulièrement à la bonne fixation des jauges.

Si le collage a été défectueux, la courbe d'étalonnage, c'est-à-dire la déviation de l'appareil de mesure en fonction de l'extension, n'est pas une droite, ou ne passe pas par zéro. On peut observer, en particulier, qu'il faut appliquer une contrainte résiduelle pour avoir le zéro et une courbe linéaire. Ceci est dû à ce que, durant le séchage, la jauge n'a pas été maintenue rigoureusement contre la pièce, qu'il y a eu de ce fait un léger glissement du support par suite des contraintes locales de la colle. Il peut y avoir également des bulles d'air qui ont empêché la fixation uniforme du support contre la pièce. Pour les jauges courantes, on opère comme suit:

1° Nettoyer la surface de la pièce à l'acétone ou avec l'alcool à 90°.

Les surfaces polies doivent être rodées au préalable avec la toile de emeri 00.

2° Déposer sur la surface métallique une mince couche aussi uniforme que possible de colle à base de nitrocellulose. Nettoyer le dessous de la jauge avec un peu d'acétone. Durant cette opération la colle déposée sur la pièce sera sèche. En cuire le dessous avec un peu de colle

Appliquer rapidement la jauge contre la pièce. Eliminer la colle en excès en roulant doucement la puce du centre de la jauge vers l'extrémité. On peut se servir également pour cette opération d'un crayon rond.

Il est préférable d'intercaler entre la jauge et le doigt ou le crayon un morceau de papier buvard qui facilitera l'opération et absorbera la colle en excès.

Ceci a également pour but de chasser les bulles d'air qui peuvent se trouver entre la jauge et la pièce.

Il ne faut appuyer trop fort durant cette opération car on risque d'user avec le filament le papier du support de la jauge et avoir une fuite vers la masse (isolement défectueux). Cette opération dure quelques dix secondes.

Etant donné que le fil doit suivre fidèlement les déformations de la structure, la colle utilisée pour la fixation de la jauge doit avoir une grande force d'adhésion, un module d'élasticité faible, être insensible aux variations de température (en particulier résister aux températures élevées) et d'humidité, et enfin ne pas présenter d'hystérésis.

3°- L'opération de collage doit être effectuée assez rapidement.

Pour le séchage, il y a lieu d'appliquer la jauge sur la pièce. On y arrive en appliquant sur la jauge une mince lamelle de caoutchouc mousse, on appuie sur le caoutchouc avec une lamelle plate ou courbée suivant la forme qu'épouse la jauge. On maintient le tout en place par une

ligature solide. Chacun peut trouver d'ailleurs un moyen astucieux pour maintenir la jauge.

4°- Il est préférable de coller la jauge d'effort au moins douze heures avant son utilisation; Vingt-quatre heures est un temps convenable. Le temps de séchage peut être plus court pour les essais dynamiques que pour les essais statiques.

Il est peut recommandable de sécher à l'air chaud ou à l'infrarouge. Vérifier, pour finir, l'isolement qui doit être de l'ordre de 200 mégohms.

5° Après séchage, on peut établir les liaisons. Souder aux fils de sortie de la jauge les fils de liaisons dont le départ sera enroulé en tire-brachon pour amortir les vibrations. Les fils seront solidement fixés sur la pièce avec du chatterton pour éviter les efforts sur les extrémités de la jauge et la rupture possible. Faire disparaître toute trace d'humidité en approchant de la jauge un fer à souder chaud.

6° protéger la jauge contre l'humidité en déposant une couche de vaseline pure ou de l'ozokérite (cire utilisée pour l'imprégnation des bobinages H.F.).

7°- Si la jauge est fixée sur une pièce tournante, il faut utiliser des collecteurs: bagues en argent ou acier inoxydable,



## 4.6.5. Procédés de mesure :-

### 4.6.5.1. Circuits de base :-

La jauge d'effort sert pour transformer une variable physique, une déformation, en une variable électrique, en l'occurrence une variation de résistance. La mesure d'un effort ou d'une déformation se transforme ainsi en mesure d'une variation de résistance. Cette mesure s'effectue suivant les procédés utilisés en électronique. Il y a toutefois de distinguer de prime abord deux cas.

On veut mesurer une déformation ou un effort constant, c'est-à-dire fixe durant un laps de temps plus ou moins grande, ou des variations plus ou moins rapides dans le temps. Dans le premier cas, on a une mesure statique de la résistance par des procédés plus ou moins classiques; dans le second cas, des mesures dynamiques, utilisant des méthodes électroniques.

Le graphique de la figure 4.4 montre la méthode générale de la mesure avec des jauges d'effort. Le circuit de mesure est généralement constitué par un pont de Wheatstone avec une alimentation en continu pour les mesures statiques et une alimentation en alternatif pour les mesures statiques et dynamiques, pour ces derniers, le circuit de mesure peut être également constitué par un potentiomètre.

Nous allons examiner maintenant plus en détail ces différents circuits en faisant ressortir leurs caractéristiques de sensibilité et stabilité.

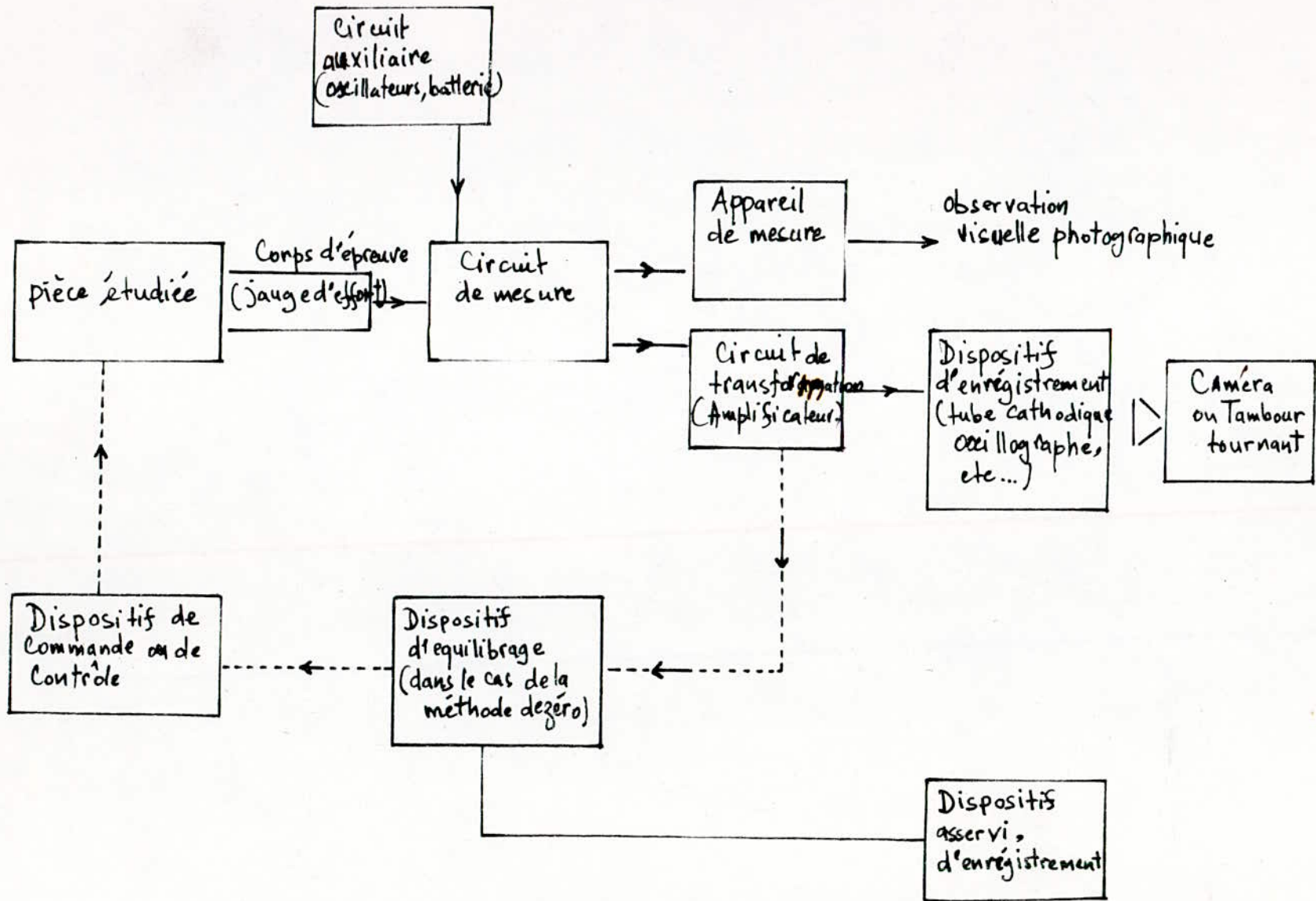
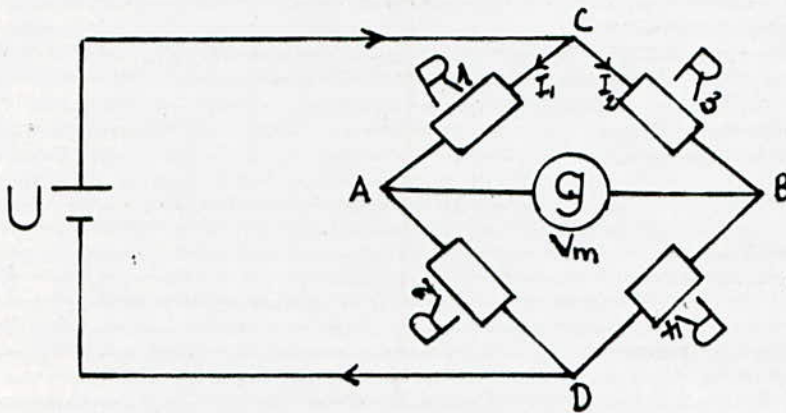


fig. 4.4 - Méthode générale de la mise en œuvre des mesures avec les jauges d'effort.

## 4.6.6. Les ponts

Le montage en pont était tout naturellement dérivé du montage potentiométrique et qu'il ne constitue en fait qu'un potentiomètre double avec mesure différentielle de tension.

Donc l'intérêt des ponts résulte précisément de la nature différentielle de la mesure qui la rend moins sensible aux bruits et dérives de la source.



. fig 4-5.

### 4.6.6.1. Etude l'équilibre du pont

D'après la fig 4-5 on a l'équilibre du pont si les points A et B sont équipotentiels;  
 $V_m = 0$

$$V_m = V_{CA} - V_{CB} = R_1 I_1 - R_3 I_2 \quad (1)$$

$$U = V_{CD} = V_{CA} + V_{AD} = V_{CB} + V_{BD}$$

$$U = R_1 I_1 + R_2 I_2 = R_3 I_2 + R_4 I_2 \quad (2)$$

$$I_1 = \frac{U}{R_1 + R_2} \quad I_2 = \frac{U}{R_3 + R_4} \quad \text{d'où}$$

$$V_m = \frac{R_1}{R_1 + R_2} \cdot U - \frac{R_4}{R_3 + R_4} \cdot U \Rightarrow V_m = \left( \frac{R_1}{R_1 + R_2} - \frac{R_4}{R_3 + R_4} \right) \cdot U$$

$$\text{à l'équilibre } V_m = 0 \Rightarrow \frac{R_1}{R_1 + R_2} = \frac{R_4}{R_3 + R_4}$$

$$\rightarrow R_1 R_3 + R_2 R_4 = R_1 R_4 + R_2 R_3$$

$R_1 R_3 = R_2 R_4$  donc le pont est en équilibre

Si  $R_1 = R_2 = R_3 = R_4 = R \Rightarrow$  le pont est en équilibre.

Si une ou plusieurs de résistances variées de  $\Delta R$ , l'équilibre est rompu.

$$R_1 \longrightarrow \Delta R_1$$

$$R_2 \longrightarrow \Delta R_2$$

$$R_3 \longrightarrow \Delta R_3$$

$$R_4 \longrightarrow \Delta R_4,$$

dont  $R_1, R_2, R_3, R_4$  sont respectivement les résistances des jauges,

Comme on a ces jauges de même résistance  $\Rightarrow R_1 = R_2 = R_3 = R_4 = R$ ,

on remplace les valeurs de résistances  $R_1 + \Delta R_1, R_2 + \Delta R_2, R_3 + \Delta R_3, R_4 + \Delta R_4$  dans l'équation (2)

$$U = V_{CD} = I_1(2R_1 + \Delta R_1 + \Delta R_2) = I_2(2R + \Delta R_3 + \Delta R_4)$$

$$I_1 = \frac{U}{2R + \Delta R_1 + \Delta R_2}$$

$$I_2 = \frac{U}{2R + \Delta R_3 + \Delta R_4} \quad \text{on remplace}$$

$I_1, I_2$  dans (1) d'où on a

$$V_m = U \cdot \left( \frac{R(\Delta R_1 - \Delta R_2 + \Delta R_3 - \Delta R_4) + \Delta R_1 \Delta R_3 - \Delta R_2 \Delta R_4}{4R^2 + 2R(\Delta R_1 + \Delta R_2 + \Delta R_3 + \Delta R_4) + (\Delta R_1 + \Delta R_2)(\Delta R_3 + \Delta R_4)} \right)$$

Si les variations sont petites:

Le dénominateur  $\approx 4R^2$  et le Numérateur  $\approx R(\Delta R_1 - \Delta R_2 + \Delta R_3 - \Delta R_4)$

$$V_m = \frac{U}{4} \left( \frac{\Delta R_1}{R} - \frac{\Delta R_2}{R} + \frac{\Delta R_3}{R} - \frac{\Delta R_4}{R} \right)$$

## 4.6.7. Description de la chaîne de mesure :-

### 4.6.7.1. Schémas électrique.

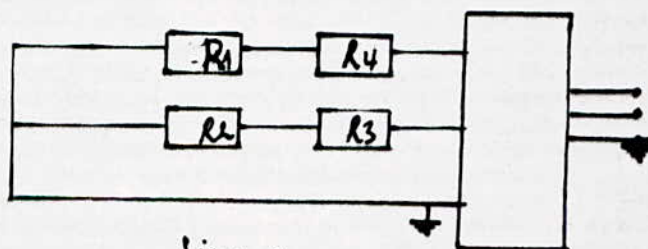
Cette chaîne comporte un ensemble d'organe parmi lesquels on peut citer :  
 Une bague qui joue le rôle d'un anneau dynamométrique et quatre jauges tensométriques qui peuvent être collés sur celui-ci, de plusieurs façons.

- selon le dispositif de lecture utilisé et selon le mode de charges appliquées.

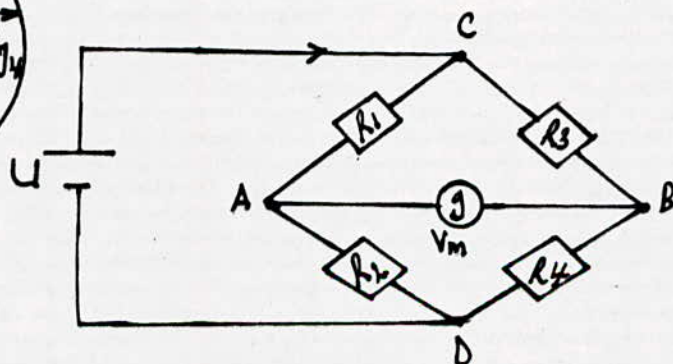
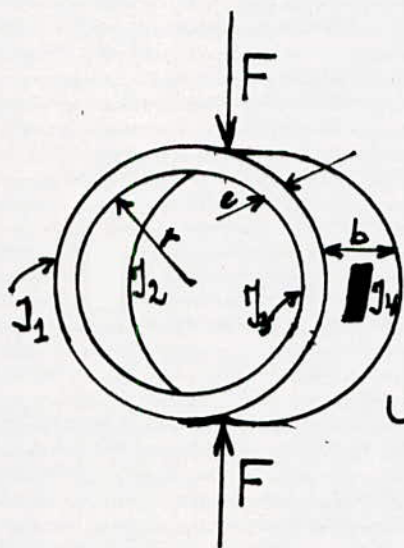
En ce qui concerne notre étude on se contente de décrire les deux montages électriques suivants.

1- montage en demi-pont, le dispositif de lecture est un analyseur de type 1516 - fig 4-6

2- montage en pont complet, le dispositif de lecture étant un galvanomètre . fig 4-7



- fig 4.6 -



- fig 4.7 -

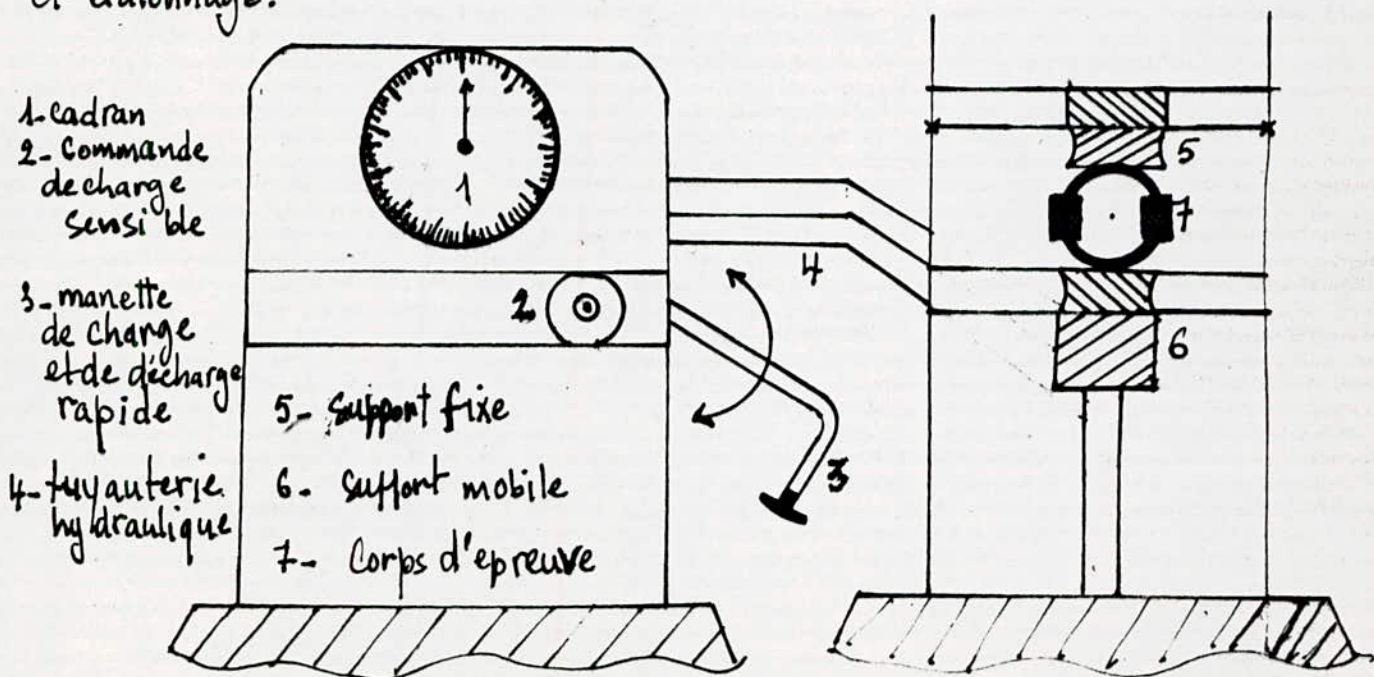
### 4.6.7.2 Etalonnage :-

Dans l'étape d'étalonnage la chaîne de mesure comporte :

anneau dynamométrique, millivoltmètre et une presse hydraulique fig 4-8. Cette presse est constituée d'un cadran gradué de 10 kg à 2000 kg et de deux corps l'un fixe et l'autre mobile. Ce dernier sert comme support au corps d'épreuve, son mouvement est commandé par une manette de charge et de décharge.

On pose le corps d'épreuve sur le support. En agissant sur la manette le support monte progressivement jusqu'au moment où le corps d'épreuve tangente le corps fixe (charge nulle). A ce moment là on communique des charges variant de 0 [N] à 1200 [N] à un pas de 100 [N] et 100 [N].

Pour chaque charge on relève les indications correspondantes sur le millivoltmètre. On constitue ainsi un tableau de mesures qui comporte les données nécessaires pour le tracé de la courbe d'étalonnage.



F [N]	0	100	200	300	400	500	600	700	800	900	1000	1100	1200
$\Delta V_m$ [V]	0,43	0,42	0,40	0,395	0,38	0,35	0,33	0,31	0,298	0,28	0,28	0,27	0,26

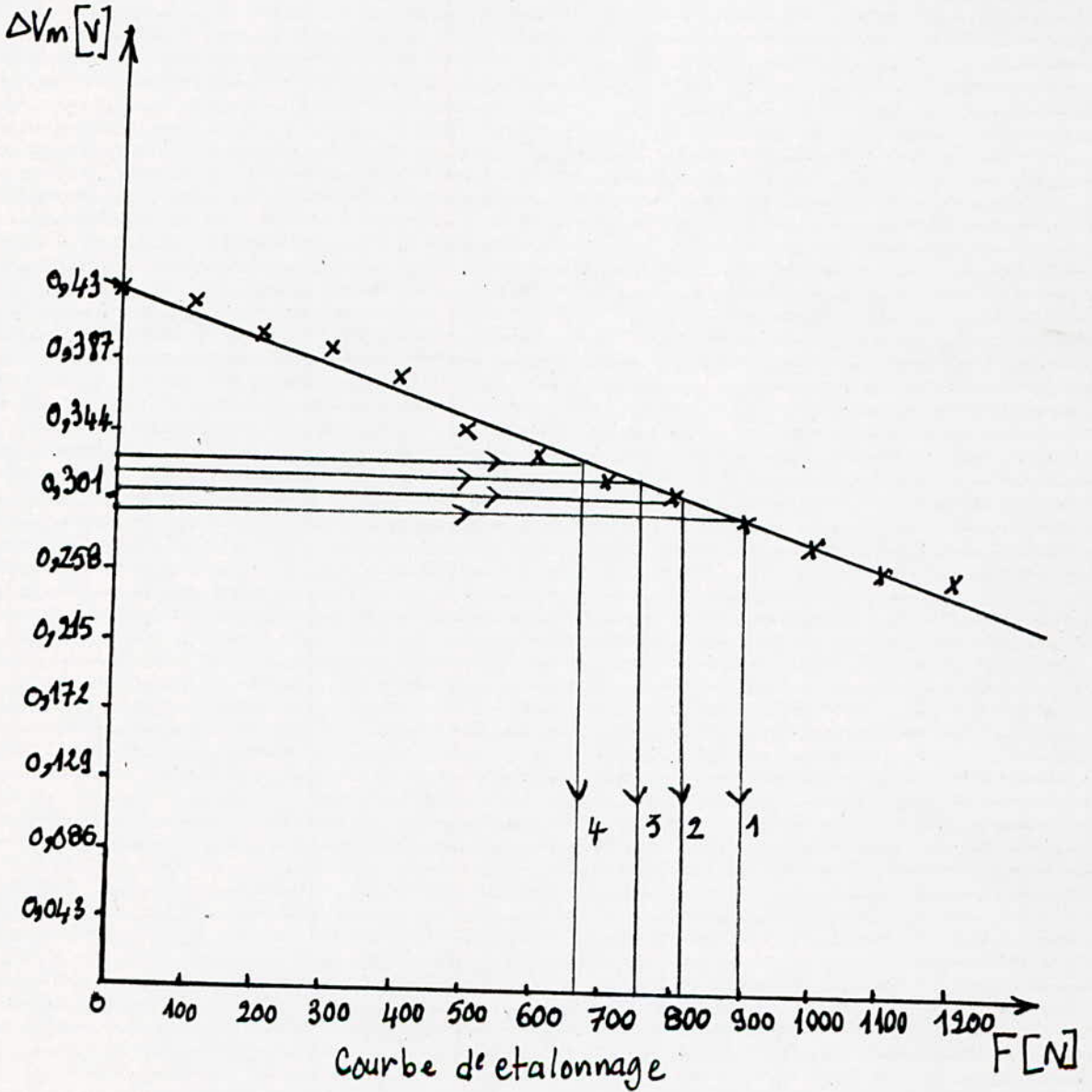
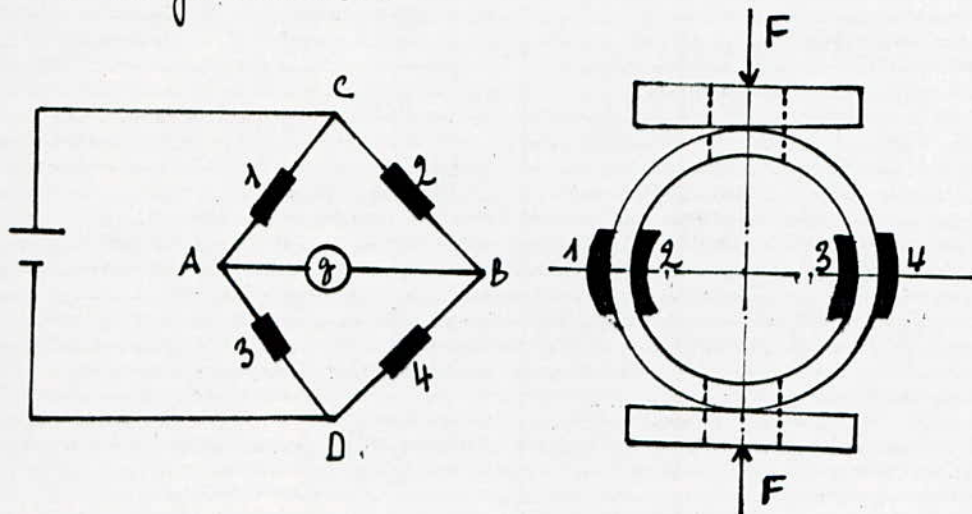


fig 4-8

Après avoir tracé la courbe d'étalonnage, On opère sur une deuxième chaîne de mesure qui comporte:

- Le moteur qui est la source de charges inconnues
- Les corps d'épreuves
- un galvanomètre



- fig 4.9 -

Pour le cas statique on branche le dispositif de lecture à tour de rôle sur les quatre appuis, on relève les indications correspondantes, en reportant ces indications sur la courbe d'étalonnage, d'où on peut déterminer les charges communiquées par le moteur aux corps d'épreuves.



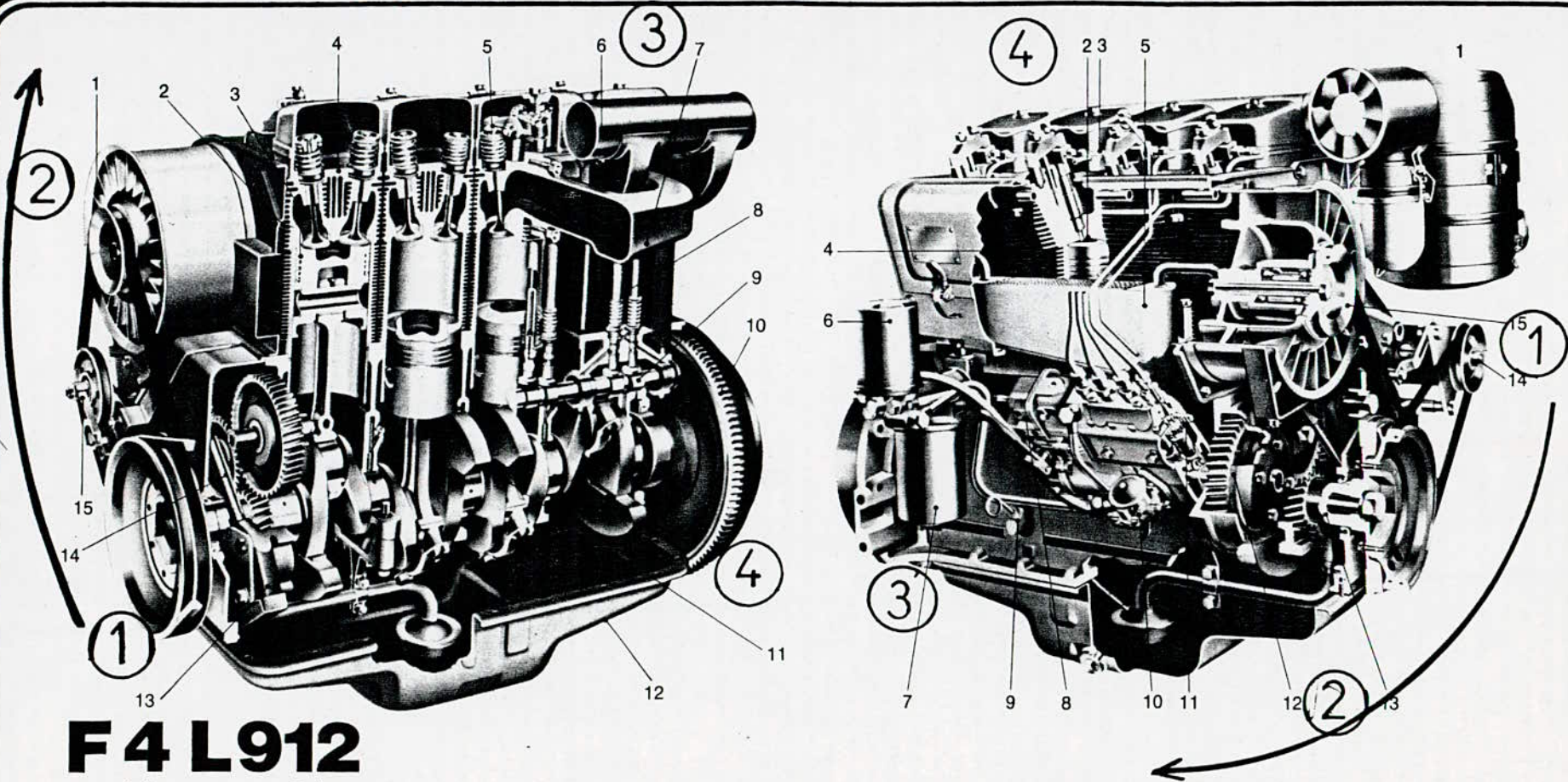
Appuis	1	2	3	4
$\Delta V_m [V]$	0,29	0,3	0,32	0,34
$F [N]$	900	810	760	660

Ces résultats peuvent ne pas correspondre aux valeurs exactes des mesurandes ( $F$ ), étant donné la défaillance de certains éléments de la chaîne de mesure (batterie, fils, soudure, appareillage utilisé, jauges et colle etc...).

Dans le cas dynamique les charges étant variables à cet effet on ne pourra pas avoir des indications stables sur le galvanomètre.

Il faudra donc dans ce cas disposer d'un appareillage approprié pour détecter les informations nécessaires, dont le traitement nous permet de déterminer à chaque instant les efforts communiqués par le moteur à ses appuis.

## schéma de disposition des appuis



# F4 L912

## Auspuffseite

- 1 Kühlluftgebläse
- 2 Kühlrippen
- 3 Kolben mit Brennraum (Direkteinspritzung)
- 4 Leichtmetall-Zylinderkopf mit Ein- und Auslassventil
- 5 Kipphebel
- 6 Luftansaugrohr
- 7 Auspuffsammlerrohr
- 8 Stoßstange mit Schutzrohr
- 9 Nockenwelle
- 10 Anlaß-Zahnkranz auf Schwungrad
- 11 Kurbelwelle mit Ausgleichsgewichten
- 12 Ölwanne
- 13 Schmierölpumpe
- 14 Hauptträdertrieb
- 15 Keilriemen-Spannrolle

## Bedienungsseite

- 1 Ölbadluftfilter mit Vorabscheider
- 2 Einspritzdüsen
- 3 Zylinderkopfdeckel
- 4 Zylinderrohr mit Kühlrippen
- 5 Blockkühler
- 6 Kraftstofffilter
- 7 Schmierölfilter
- 8 Regler mit Drehzahlverstellhebel
- 9 Schmierölpeilstab
- 10 Kraftstoffförderpumpe
- 11 Kraftstoffeinspritzpumpe
- 12 Hauptträdertrieb
- 13 Schmierölpumpe
- 14 Lichtmaschine
- 15 Kühlluftgebläse

## Exhaust Side

- 1 cooling fan
- 2 cooling fins
- 3 piston and (direct injection type) combustion chamber
- 4 light metal cylinder head with inlet/outlet valve assy.
- 5 rocker arm
- 6 induction manifold
- 7 exhaust manifold
- 8 pushrod and duct assy.
- 9 camshaft
- 10 flywheel and ring gear assy.
- 11 crankshaft and counterweight assy.
- 12 sump
- 13 lube oil pump
- 14 timing gear train
- 15 v-belt idler pulley

## Service Side

- 1 oil bath type air cleaner and preliminary filter assy.
- 2 injectors
- 3 cylinder head cover
- 4 finned cylinder barrel
- 5 block-type oil cooler
- 6 fuel filter
- 7 lube oil filter
- 8 governor and speed control lever assy.
- 9 dipstick
- 10 fuel lift pump
- 11 fuel injection pump
- 12 timing gear train
- 13 lube oil pump
- 14 generator
- 15 cooling fan

## Côté échappement

- 1 Soufflante
- 2 Ailettes de refroidissement
- 3 Pistons avec chambre de combustion (injection directe)
- 4 Culasse en alliage léger avec soupapes d'admission et d'échauffement
- 5 Culbuteurs
- 6 Conduit d'aspiration d'air
- 7 Collecteurs d'échappement
- 8 Tige de culbuteur avec tube de protection
- 9 Arbre à cames
- 10 Couronne de démarreur
- 11 Vilebrequin avec contrepoids d'équilibrage
- 12 Carter d'huile
- 13 Pompe à huile
- 14 Pignons de distribution

## Côté commande

- 1 Filtre à bain d'huile avec récupérateur de poussières et by-pass
- 2 Injecteurs
- 3 Cache-culbuteurs
- 4 Cylindre et ailettes de refroidissement
- 5 Réfrigérant d'huile
- 6 Filtre à combustible
- 7 Filtre à huile
- 8 Régulateur avec levier de commande d'accélération
- 9 Jauge à huile
- 10 Pompe d'alimentation du combustible
- 11 Pompe d'injection
- 12 Pignons de distribution
- 13 Pompe à huile
- 14 Alternateur

### 4.6.7.3 Détermination des efforts par la méthode de calcul:

d'après le montage du pont complet on distingue (voir fig 4.7) que:

- deux résistances opposées ( $R_1$  et  $R_4$ ), ( $R_2$  et  $R_3$ ) agissent dans le même sens, alors que deux résistances adjacentes ( $R_1, R_2$ ) et ( $R_3, R_4$ ) agissent dans des sens contraires. Cette dernière propriété servira d'une part à:
  - éliminer les effets parasites indésirés.
  - Amplifier la précision des résultats.

donc  $R_1$  et  $R_4$  mesure les même déformations  $\epsilon_1 = \epsilon_4$  d'où les déformations se ajoutent et ( $R_1, R_2$ ) sont adjacentes d'où  $\epsilon_1 = -\epsilon_2$ ,  $\epsilon_{\text{extérieur}} = \epsilon_1 = \epsilon_4$ .

$$\epsilon_{\text{interieur}} = \epsilon_2 = \epsilon_3$$

$$\Delta V_m = \frac{U}{4} \left( \frac{\Delta R_1}{R} - \frac{\Delta R_2}{R} + \frac{\Delta R_4}{R} - \frac{\Delta R_3}{R} \right) \quad (1)$$

$$\frac{\Delta R}{R} = k \cdot \epsilon \quad (2) \quad k: \text{facteur de jauge}$$

ou remplace (2) dans l'équation (1)  $\Rightarrow$

$$\Delta V_m = \frac{kU}{4} (\epsilon_1 - \epsilon_2 + \epsilon_4 - \epsilon_3) \quad \text{on a } \epsilon_1 = -\epsilon_2 \text{ et } \epsilon_4 = -\epsilon_3 \text{ d'où}$$

$$\Delta V_m = Uk \cdot \epsilon_e \text{ et}$$

$$\epsilon_{\text{ext}} = -\epsilon_{\text{int}} = \frac{3FR}{E \cdot b \cdot e^2} \left( 1 - \frac{2}{\pi} \right) \quad (2) \quad \text{ou [IV]}$$

$R$ : rayon moyen

$e$ : épaisseur

$b$ : la largeur

$E$ : module d'élasticité

$$F = \frac{E \cdot b \cdot e^2 \cdot \Delta V_m}{3 \cdot U \cdot k \cdot R \left( 1 - \frac{2}{\pi} \right)} = C \cdot \Delta V_m$$

$$\text{où } C \text{ est une constante } C = \frac{E \cdot b \cdot e^2}{3 \cdot U \cdot k \cdot R \left( 1 - \frac{2}{\pi} \right)}$$

#### 4.6.7.4 Etalonnage par Calcul.

On rappelle la relation liant l'effort appliqué et la différence de potentiel  $\Delta V_m$  et les paramètres du corps d'épreuve-capteur.

$$F = f(k, R, e, b, E, U, \Delta V_m) \quad \text{où } k: \text{facteur de jauge}$$

$e$ : épaisseur de l'anneau.

$R$ : rayon moyen de l'anneau.

$b$ : la largeur de l'anneau

$E$ : module d'élasticité

$U$ : tension d'alimentation

$\Delta V_m$ : tension du galvanomètre

$$F = \frac{E \cdot b \cdot e^2 \cdot \Delta V_m}{3 \cdot 4 \cdot k \cdot R \cdot (1 - 2/k)} \quad (3)$$

donc on peut procéder au tracé de la courbe d'étalonnage par détermination de  $\Delta V_m$  en injectant dans (3) des charges variant de 100 N à 1200 N.

Lorsqu'il s'agit de déterminer une charge inconnue, on mesure  $\Delta V_m$  et la courbe d'étalonnage nous donne la charge en question.

Dans notre cas on a :

$$E = 2 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$$

$$b = 60 \text{ mm}$$

$$U = 12 \text{ V}$$

$$e = 2,5 \text{ mm}$$

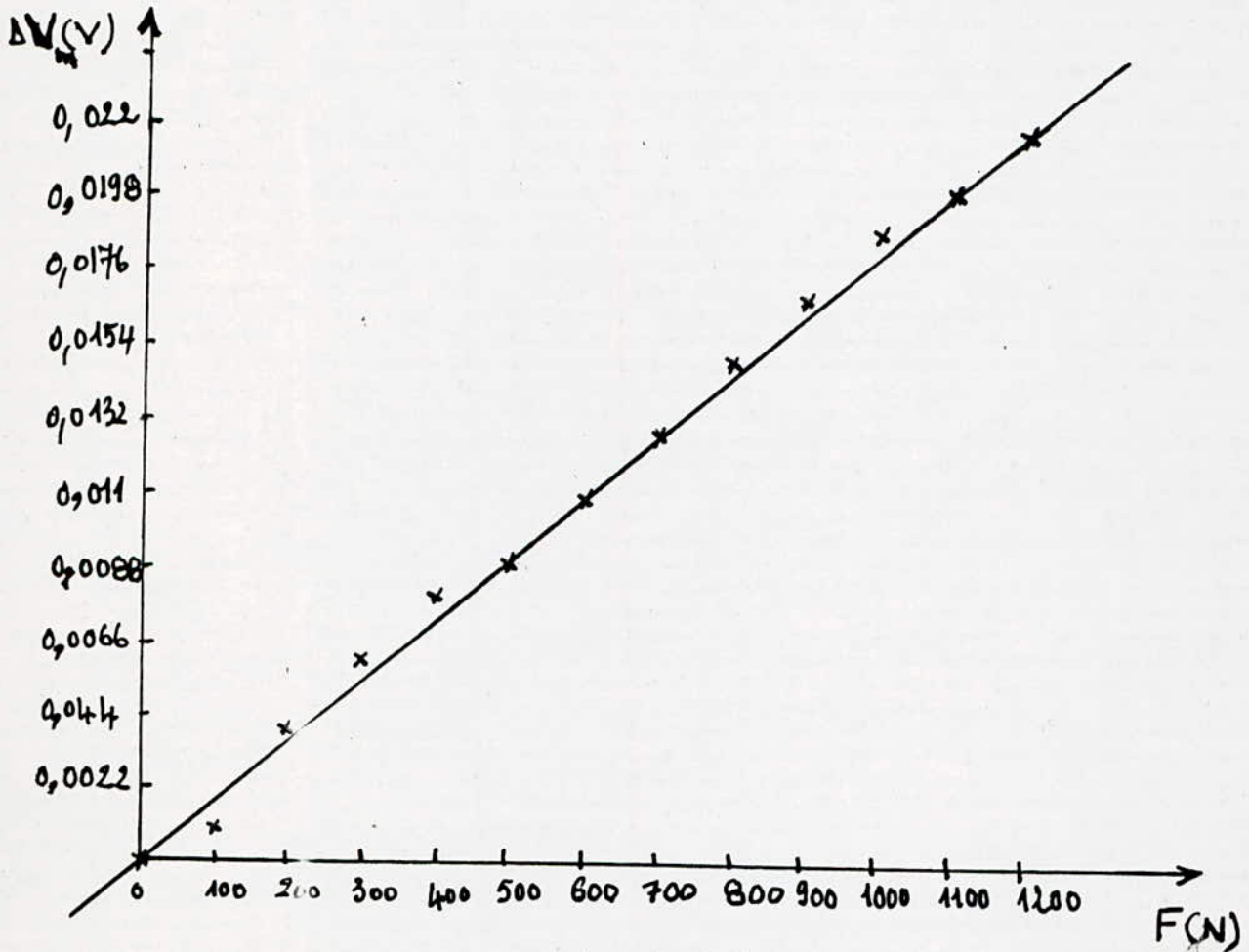
$$k = 2,9$$

$$R = 37,75 \text{ mm}$$

de(β) on tire

$$\Delta V_m = \frac{3.4. K.R. F. (1 - 2/\pi)}{E. b. e^2}$$

F (N)	100	200	300	400	500	600	700	800	900	1000	1100	1200	0
$\Delta V_m$ (V)	0,001	0,004	0,006	0,008	0,009	0,011	0,013	0,015	0,017	0,019	0,02	0,022	0



- fig 4.9 - Courbe d'étalonnage

## CONCLUSION

En conclusion, nous ne saurions mieux insister sur l'apport particulièrement fructueux de ce travail dans un domaine où l'importance n'est plus à démontrer.

La détermination des grandeurs mécaniques servent, en effet, de données principales chaque fois qu'il est question de dimensionnement d'un système mécanique.

S'agissant d'un système de suspension d'un moteur monté sur un véhicule, la minimisation des effets de vibrations susceptibles d'altérer le confort a été un impératif auquel nous nous sommes scrupuleusement soumis.

Il est évident que cette étude constitue l'étape primordiale dans le processus de conception de la suspension du moteur.

Au cours de mes travaux j'ai eu à déplorer un manque sérieux en matière d'appareillage mécanique, notamment, les appareils de mesure. Ceci, a eu pour effet d'entraîner un retard notable dans la progression du travail et des répercussions hautement négatives sur les résultats obtenus.

## BIBLIOGRAPHIE

- I. GEMINARD, Construction mécanique  
éléments des projets - 2
- II. M. MENARDON D. JOLIVET  
Les Moteurs
- III. DES BOIS, TOURANCHEAU  
L'Automobile  
Technologie professionnelle générale
- IV. CHERIF, Cours de magister
- V. R. BRUN, Science et technique du moteur diesel industriel et  
de transport - 2
- VI. HARTOG. J.P. Den, Vibrations mécaniques
- VII. R. BASQUIN & G. le MASSON  
Résistance des matériaux
- VIII. U. ZELBSTEIN, Applications industrielles des mesures  
électroniques.
- IX. GEORGES ASCH, les Capteurs en instrumentation  
industrielle.
- X. M. MONTAMAT, Ingénieur, de l'automobile, septembre 1985
- XI. BRUL & KJAER, Documents.

