

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT : G.MECANIQUE



PROJET DE FIN D'ETUDES

SUJET

DETERMINATION DES DIA-
GRAMMES $P(V)$ ET $P(\theta)$ DU
MCTEUR F4L912

Proposé Par :

M. BOUKABACHE

Etudié par :

A. CHELLABI

Dirigé par :

M. BOUKABACHE

PROMOTION : Juin 88

بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ :

أَنْذِي عِلْمًا عَظِيمًا بِالْقَلَمِ ،

عِلْمَ الْإِنْسَانِ مَا لَمْ يَعْلَمْ .

طاب الله العظيم .

البيروتية للتكنولوجيا
BIBLIOTHEQUE —
Ecole Nationale Polytechnique

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT : GENIE MECANIQUE

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
BIBLIOTHEQUE — المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

PROJET DE FIN D'ETUDES

SUJET

DETERMINATION DES
DIAGRAMMES $P(v)$ ET
 $P(\omega)$ DU MOTEUR F4L912

Proposé Par :

Etudié par :

Dirigé par :

M. BOUKABACHE

A. CHELLABI

M. BOUKABACHE

PROMOTION : JUIN 1988

Ministère de l'Enseignement Supérieur
Ecole Nationale Polytechnique
Département de Mécanique
Promoteur : Boukabache Mohammed
Elève Ingénieur : Chellabi. Aek

وزارة التعليم العالي
المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
فرع المهندسة الميكانيكية
الموجه: بوعباش محمد
المهلب: المهندس شلابي أيك

المكتبة - BIBLIOTHEQUE
Ecole Nationale Polytechnique

الموضوع: تعيين عنصري $P(V)$ و $P(\theta)$ للمحرك F4L 912
الملحق:

يهدف هذا المشروع إلى دراسة و مقارنة بعين خواص كل من
محرك ديزل و محرك البنزين ثم إعطاء الحلول الكفيلة بتعويض
خواص محرك الديزل، و أخيرا تعيين منحنيات المحرك F4L 912
في المختبر و وضع الطريقة التجريبية لتعيين منحنيات هذا المحرك في أي
حالة دوران

Sujet: Détermination des Diagrammes $P(V)$ et $P(\theta)$
Du Moteur F4L 912

Résumé: Étude Comparative Des Performances Des Moteurs
DIESEL Et Essence.

Envisager Des Solutions Pour Améliorer Certaines
Caractéristiques Du Moteur DIESEL, Et Mettre Au Point
une Méthode Expérimentale Pour Déterminer Les Diagrammes
 $P(V)$ et $P(\theta)$ Du Moteur F4L 912 Pour Tout Régime De Rotation

Subject: Determination of $P(V)$ And $P(\theta)$ Diagrams of
F4L 912 Engine

Abstract: This work consist on A Comparative Study between
DIESEL And Petrol Engines Performances Propose Some Solutions
improve Some DIESEL Engine Characteristics And To do An
Experimental Method For Determination of $P(V)$ And $P(\theta)$
Diagrams of F4L 912 Engine At Any Speed.

**** 177 777 E D J C A C E S ****

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
BIBLIOTHEQUE — المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

Je dedie ce modeste Travail :

- A mon cher Père pour son soutien durant toutes mes années.
- A ma chère Mère.. pour ses sacrifices inombrables .
- A mes FRERES AHMED et ALLEL
- A mes soeurs ;
- A toute ma famille Grand et Petit
- A tout ce qui temoigne qu'il n'ya qu'ALLAH et MOHAMED son envoyé.

Remerciements

Je remercie vivement mon promoteur et chef de département Génie - Mécanique. M^r BOUKAABACHE Mohammed pour ses conseils et son aide précieux.

Je remercie également M^{rs} A. GAHMOUSSE, et S. RECHAK, pour les meilleures années d'études que j'ai passé avec eux, ainsi que tous les enseignants qui ont vraiment contribué à ma formation.

Que tous mes amis trouvent ma profonde reconnaissance.

Je remercie aussi M^r BOUDJANA Achour, pour l'aide qui m'a apporté à l'impression de ce sujet.

Sommaire

Introduction :	1
- Chapitre 1 : Comparaison moteur à essence et moteur Diesel	2
1.1 Specificités des moteurs	2
a - Moteur à essence	2
b - Moteur Diesel	2
1.2 Cycles thermodynamiques des deux moteurs	3
1.2.1 Moteur à essence	3
1°/ Cycle théorique	3
2°/ Cycle réel	4
3°/ Rendement thermodynamique	4
1.2.2 Moteur Diesel	5
1°/ Cycle théorique	5
2°/ Cycle réel	6
3°/ Rendement thermodynamique	6
1.3 Comparaison des rendements	6
1.4 Paramètres étudiés pour la comparaison essence - Diesel.....	7
1.5 Comparaison des performances des deux moteurs	9
1.5.1 Consommation spécifique	9
1.5.2 Masse	12
1.5.3 Puissance	13
1.5.4 Irregularité cyclique	14
- Chapitre 2 : Solution envisagées pour améliorer certains caractéristiques du moteur Diesel..	16
2.1 Augmentation de la puissance.....	16
2.1.1 Suralimentation	17
2.1.2 Procédés de la suralimentation	17
2.1.3 Avantages escomptés par l'emploi de la suralimentation	19
2.2 Diminution de la masse et de l'irregularité cyclique.....	22
2.2.1 Pourquoi une volant accordé	22
2.2.2 L'harmonique à laquelle est accordé le volant	22
2.2.3 Conséquences	22
- Chapitre 3 : Détermination des diagrammes	
3.1 Introduction.....??	23

3.2	Aperçus théorique	24
3.8	Determination des pressions en fonction du volume balayé et de l'angle de rotation du vilebrequin.....	29
3.3.1	Méthodologie.....	29
3.3.2	Déscription du matériel utilisé pour l'expérience.... et principe de mesure.....	29
3.3.3	Adaptation et montage.....	31
3.3.4	Mode opératoire.....	34
3.3.5	Graphes et résultats.....	38
Chapitre 4 : Etude du couple moteur F4L912		
4.1	Accélération du piston	43
4.2	Accélération du centre de gravité de la bielle	43
4.3	Efforts s'exerçants sur le piston	44
4.4	Efforts exercés sur la pelle	44
4.5	Couple moteur	45
4.5.1	Couple moteur d'un monocylindre.....	
4.5.2	Couple moteur multicylindre	49

Chapitre 1 :

Comparaison

essence - Diesel

Il est évident qu'avec la crise de l'énergie est son accuité croissante, les préoccupations se tournent tout naturellement vers les solutions théoriquement susceptibles de rendements plus élevés que les solutions classiques, ceci a conduit les constructeurs d'automobiles à se soucier de l'augmentation des performances du moteur tout en conservant une faible cylindrée, ainsi qu'une faible consommation de carburant.

Le moteur Diesel caractérisé par sa faible consommation et sa faible puissance avec une masse élevée, ce moteur présente des vibrations importantes au ralenti son irrégularité cyclique est importante, contrairement au moteur à essence.

Notre étude s'intéresse aux moyens par lesquels se fait l'amélioration de certaines caractéristiques des moteurs Diesel.

Elle commence par une étude comparative des caractéristiques des moteurs Diesel et essence, et se termine par une étude expérimentale des diagrammes caractéristiques du moteurs F4L912, et mise au point d'un système de mesure expérimentale.

1. COMPARAISON ENTRE MOTEUR A ESSENCE ET MOTEUR DIESEL

1.1 Spécificités des moteurs

a/ Moteur à essence :

- Dans le moteur à essence (ou explosion), le mélange air-essence est formé dans le carburateur à l'extérieur du cylindre et cela vient du fait que l'essence est un produit léger facilement vaporisable.
- Le réglage de la puissance se réalise au moyen d'un papillon "des gaz" qui a pour effet, lorsqu'il se ferme de diminuer la pression d'alimentation et la masse du mélange air-essence admise dans le cylindre.
- Dans le moteur à explosion on essaie d'augmenter le taux de compression mais on est limité par le phénomène "d'auto-allumage" c'est à dire que le mélange air-essence s'auto-allume avant que le piston atteigne le point mort haut à partir d'une certaine valeur du taux de compression. Ce phénomène est aussi appelé "DETONATION".
- La combustion est initiée grâce à une étincelle à la bougie pendant la phase de compression.

On peut mettre en évidence :

- 1°/ La non instantanéité de la combustion due à la vitesse modérée de la propagation de la flamme.
 - 2°/ La nécessité de limiter le taux de compression afin d'éviter des combustions anormales destructrices.
 - 3°/ La possibilité de brûler un mélange avec un faible excès d'air.
 - 4°/ La possibilité d'obtenir des combustions satisfaisantes même à hauts régimes de rotation.
- Les deux premiers points ainsi que le mode de réglage de la puissance nous expliquent pourquoi le moteur à essence a un rendement moindre que le moteur Diesel.
 - Les deux derniers points nous expliquent pourquoi la puissance est élevée au litre de cylindrée.

b/ Moteur Diesel :

- Dans le moteur Diesel le combustible (gazoil) étant un produit lourd, non vaporisable aux conditions ambiantes, il faut l'injecter liquide sous forme pulvérisée dans la chambre de combustion et réaliser dans celle-ci pendant la phase de compression un niveau de pression et de température suffisamment haut pour assurer la vaporisation et l'auto-inflammation, pour cela le mélange air-gazoil se fait dans le cylindre, l'air étant aspiré et le combustible injecté ensuite.
- L'air étant aspiré à part, on peut le comprimer sans inconvénients à la pression 3 à 4.5 MPa (30 à 45 Kg/cm²) sous l'effet de cette compression la température augmente pour atteindre 600°C environ.
C'est au contact de cet air comprimé que le combustible injecté s'enflamme.

Quatres points essentiels peuvent être mis en évidence :

- 1°/ La rapidité de la combustion pendant sa phase incontrôlée
 - 2°/ Un taux de compression élevé qui permet d'assurer le démarrage de la combustion .
 - 3°/ La nécessité de diluer la charge par un excès d'air pour limiter les températures maximales et assurer une combustion complète .
 - 4°/ La difficulté d'obtenir des combustions satisfaisantes à hauts régimes de rotation .
- Les deux premiers points expliquent pourquoi le rendement du moteur Diesel est supérieur à celui du moteur à essence .
 - Les deux derniers points expliquent pourquoi la puissance au litre de cylindrée est faible .

1.2 CYCLES THERMODYNAMIQUES DES DEUX MOTEURS :

1.2.1 Moteur à essence :

1°/ cycle thermodynamique théorique :

Le cycle thermodynamique théorique spécifique au moteur à essence est celui d'OTTO fig .1. la

Ainsi les transformations effectuées dans ce cycle sont :

- 1--2 : Compression adiabatique
- 2--3 : Combustion à volume constant
- 3--4 : Détente adiabatique
- 4--1 : Echappement à volume constant

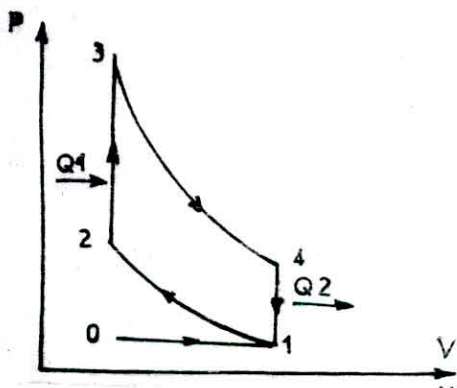


fig.1.1a Cycle OTTO théorique

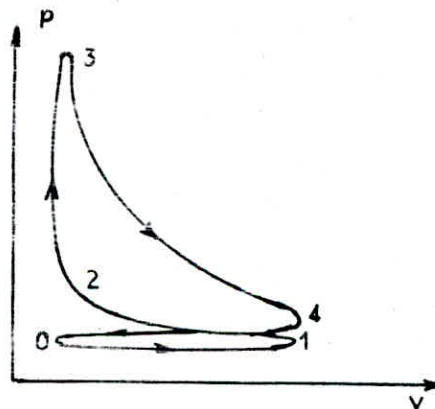


fig.1.1b Cycle OTTO réel

Déroulement du processus de fonctionnement :

Le mélange fluide (air-essence) est introduit dans le cylindre pendant l'étape (0--1) à pression pratiquement constante .

Cette étape (étape d'admission) ne fait pas partie du cycle .

A partir du point 1 le cycle commence par une compression adiabatique du fluide jusqu'au point 2 .

Au point 2 on amorce la réaction chimique au moyen d'une étincelle. Cette réaction chimique de la combustion est tellement rapide (explosion) que le volume du système n'a pratiquement pas le temps de changer .

Ainsi l'étape 2--3 se fait à volume constant .

A partir du point 3 sous l'action d'une pression très élevée qui s'est créée dans le système, commence l'étape d'expansion adiabatique qui continue jusqu'au point 4. A ce point la valve de décharge s'ouvre le fluide constitué par les produits de combustion s'échappe du cylindre et la pression tombe rapidement sans que le volume du système ait pu changer. Cette étape continue jusqu'au point 1 le cycle est terminé. La valve d'émission demeure ouverte et le piston continue à se déplacer en poussant vers l'extérieur les produits de combustion qui restent encore dans le cylindre (étape 1--0) . Au point 0 la valve d'émission se ferme celle d'admission s'ouvre, ainsi une nouvelle quantité de mélange fluide est introduite dans le cylindre jusqu'au point 1 et le cycle commence .

1°/ Cycle pratique :

Dans la pratique le cycle d'OTTO pour un moteur à quatre temps se présente comme dans la figure 1.1b. Dans ce diagramme (obtenu au moyen de mesures expérimentales) on voit clairement que toutes les étapes idéales se terminent assez modifiées cela est dû à :

- 1- Les chaleurs massiques des gaz réels augmentent avec la température.
- 2- La combustion remplace l'évolution de transfert de chaleur à hautes températures et peut être incomplète (cela veut dire que la quantité de chaleur fournie au système s'obtient par la combustion du combustible).
- 3- Chaque cycle mécanique du moteur comporte une évolution d'admission et une évolution d'échappement; à cause de la chute de pression dans les soupapes, une certaine quantité de travail est nécessaire pour remplir le cylindre d'air et pour rejeter les produits de combustion .
- 4- Il y'a un échange de chaleur considérable entre les gaz dans le cylindre et la paroi de celui-ci .
- 5- Il y'a de l'irréversibilité reliée au gradient de pression et température .

3°/ Rendement thermodynamique :

Le rendement thermodynamique est par définition donné par :

$$\eta_{th} = \frac{\text{Travail net}}{\text{chaleur fournie}} = \frac{W_{net}}{Q_1} \dots\dots (1.1)$$

$$W_{net} = Q_1 - Q_2 \implies \eta_{th} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1}$$

$$Q_1 = C_v (T_3 - T_2) \quad \dots (1.2)$$

$$Q_2 = C_v (T_1 - T_4) \quad \dots (1.3)$$

$$\text{avec } T_4 > T_1 \quad Q_2 = C_v (T_4 - T_1)$$

ce qui donne pour le rendement :

$$\eta_{th} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} = 1 - \frac{T_1 \cdot T_4 / T_1 - 1}{T_2 \cdot T_3 / T_2 - 1}$$

$$\epsilon = \frac{V_1}{V_2} ; \quad \gamma = \frac{C_p}{C_v} \implies \eta_{th} = 1 - \frac{1}{\epsilon^{\gamma-1}} \quad \dots (1.4)$$

formule de Witz

1.2.2 Moteur Diesel :

1°/ Cycle thermodynamique théorique :

Le fonctionnement théorique du moteur Diesel à quatre temps est le suivant fig .1.2a

Premier temps : Admission

Le piston descend et le cylindre se remplit d'air pur à la pression atmosphérique au PMB la soupape d'admission se ferme c'est l'étape 0---1 .

Deuxième temps : Compression

Le piston remonte et comprime l'air pur à une pression de l'ordre de 350 à 450 N:cm² ce qui le porte à une température voisine de 600°C. C'est l'étape 1--2.

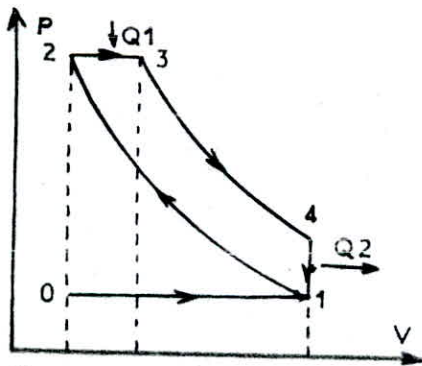


fig.1.2a Cycle Diesel théorique

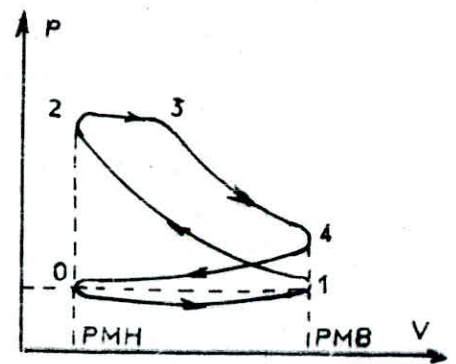


fig.1.2b Cycle Diesel réel

Troisième temps : Combustion et détente

Au PMH , l'air comprimé étant porté à haute température, on injecte du gazoil finement pulvérisé qui s'enflamme instantanément. L'injection est progressive et dure 15/100 environ , de la course du piston soit 25 à 30° de la rotation du vilebrequin.

Le volume de la chambre augmente pendant l'injection au fur et à mesure que la combustion s'opère; il n'y a pas d'élévation de pression. C'est l'étape 2---3.

Lorsque tout le liquide a été injecté on a l'étape 3--4 qui représente la détente.

Quatrième temps : Echappement

Au PMB la soupape d'échappement s'ouvre, la pression tombe instantanément à la pression atmosphérique. On a alors la verticale (4--1) puis l'horizontale (1--0), pendant que le piston remonte au PMI. La température est tombée à 500°C environ, la soupape d'admission s'ouvre le cycle recommence.

2°) Cycle pratique

La figure 1.2b représente le diagramme tel qu'il se présente réellement. La comparaison avec le diagramme théorique (fig.1.2a) fait ressortir un certain nombre de différences provenant :

- de l'incertie de l'air qui diminue le remplissage
- du délai d'allumage
- des contre pressions à l'échappement
- et en plus il y a les différences 1, 3, 4 et 5 citées dans le cas du moteur à essence .

3°) Rendement thermodynamique :

Le rendement thermodynamique comme il a été défini auparavant est égal à :

$$\eta_{th} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1}$$

$$Q_1 = C_p (T_3 - T_2)$$

$$Q_2 = C_v (T_4 - T_1) \implies \eta_{th} = 1 - \frac{C_v (T_4 - T_1)}{C_p (T_3 - T_2)} = 1 - \frac{1}{\gamma} \cdot \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2}$$

$$\text{avec } \frac{V_3}{V_2} = \theta ;$$

$$\eta_{th} = 1 - \frac{1}{\gamma} \frac{\theta^\gamma - 1}{\epsilon^{\gamma-1} (\theta - 1)} \dots \dots \dots (1.5)$$

1.3 COMPARAISON DES RENDEMENTS : (Essence-Diesel)

D'après les expressions des rendements (1.4) et (1.5) on peut vérifier que Le rendement thermodynamique augment avec le taux de compression (voir fig 1.3)

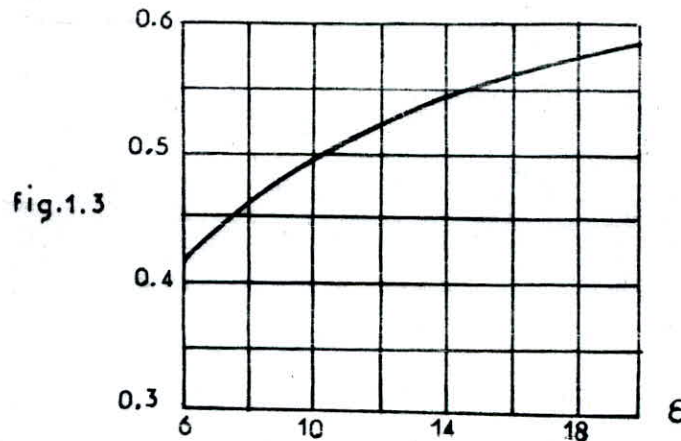
D'autre part on peut aussi vérifier que le rendement thermodynamique du moteur à essence est supérieur à celui du moteur Diesel pour un même taux de compression .

Mais lorsqu'on comprime un mélange d'air-essence, comme dans le moteur à essence, le rapport de compression est limité par une valeur maximale au delà de laquelle se produit le phénomène de détonation (autocombustion rapide), tandis que dans le moteur Diesel on comprime seulement de l'air

et donc le phénomène de détonation ne se produit pas. Pour cela le taux de compression dans le moteur Diesel est nettement plus élevé que dans le moteur à essence.

On peut dire donc en conclusion que le rendement thermique (et même global) du moteur Diesel est toujours supérieur à celui du moteur à essence.

rendement thermodynamique η_{th}



1.4 PARAMETRES ETUDIES POUR LA COMPARAISON : ESSENCE-DIESEL

1°/ Cylindrée: V_c

La cylindrée est par définition le volume balayé par le mouvement des pistons, cette grandeur liée aux dimensions géométriques du cylindre par la relation :

$$V_c = \frac{Z \cdot \pi \cdot D^2}{4} \cdot C \quad \dots (1.6)$$

Z: nombre de cylindres
 D: alésage
 C: Course

2°/ Pression moyenne effective : P_{me}

La pression moyenne effective est la pression constante qui s'exercerait sur le piston et qui en l'absence des frottements donnerait le même travail à l'arbre au cours du cycle thermodynamique que la pression variable dans le cylindre.

Donc le travail effectif est relié à la P_{me} par :

$$W_e = Z \cdot P_{me} \cdot V_c \quad \dots (1.7)$$

3°/ Puissance maximale : P

La puissance maximale du moteur est par définition la valeur maximale de la courbe de la puissance en fonction du régime de rotation à pleine admission ou à pleine injection.

4°/ Couple maximale : C_{max}

Le couple maximal est par définition la valeur maximale de la courbe du couple en fonction du régime de rotation à pleine admission ou à pleine injection .

5°/ Vitesse moyenne du piston : V_{mp}

La vitesse moyenne est la vitesse constante qu'aurait le piston s'il parcourait le même espace pendant le même intervalle de temps que le piston réel animé d'un mouvement à vitesse variable .

La vitesse moyenne du piston s'exprime par :

$$V_{mp} = \frac{C.N}{30} \dots (1.8) \quad N : \text{Régime de rotation (tr/min)}$$

6°/ Puissance Volumique : P_v

La puissance volumique est le rapport entre la puissance maximale et la cylindrée soit :

$$P_v = \frac{P_{max}}{V_c} \dots (1.9)$$

7°/ Puissance surfacique : P_s

La puissance surfacique est le rapport entre la puissance maximale et la surface du piston :

$$P_s = \frac{P_{max}}{Z \cdot \pi D^2 / 4} \dots (1.10)$$

8°/ Vitesse spécifique : N_s

Elle est donnée par $N_s = N \sqrt{C/D} \sqrt{P_{max}/Z} \dots (1.11)$

9°/ Consommation : C

On peut définir :

C90 : consommation en 1/100 Km à 90Km/h

C120 : consommation en 1/100 Km à 120 Km/h

CCYC : consommation en 1/100 Km sur cycle urbain

10°/ Consommation spécifique : C_s

La consommation spécifique est la masse combustible consommé par K.w.h. Sa connaissance permet de mesurer le rendement du moteur lors des essais au banc, donc

$$C_s = \dot{m}_c / P \text{ en } g/Kw.h \dots (1.12)$$

\dot{m}_c : masse du combustible consommé par heure en g/h

P : puissance effective recueillie sur l'arbre en Kw

Donc si P désigne la puissance recueillie sur l'arbre la puissance fournie au moteur par la combustion du carburant vaut :

$$P/\eta \text{ ou } \frac{P}{\eta} = \dot{m}_c \cdot PC1/3600 \cdot 1000 \dots (1.13)$$

η : rendement global du moteur

PCI : pouvoir calorifique inférieur du combustible en Kj/Kg

$$D'où Cs = \dot{m}_c/P = \frac{3600 \cdot 10^3}{PCI} \dots (1.14)$$

D'autre part :

$$P = P_{me} \cdot V_c \cdot N / 2.60 \cdot 10^{-1}$$

$$P = P_{me} \cdot V_c \cdot N / 1200 \text{ en Kw} \dots (1.15)$$

V_c : en litres

N : en tours/min

P_{me} : en bars

$$\text{on peut avoir aussi : } P_{me} = \frac{1200 \cdot P}{V_c N} = \frac{\dot{M}_c \cdot 1200}{V_c \cdot N \cdot Cs} \text{ en bars}$$

alors on obtient pour la consommation spécifique :

$$Cs = \frac{\dot{M}_c \times 1200}{V_c \cdot P_{me}} \cdot 1/N \text{ en g/Kw.h} \dots (1.16)$$

11°/ Coefficients de consommation :

Il est très utile de connaître la quantité de combustible consommé soit sur route soit en ville pour un poids unitaire de 1 Kg et pour une puissance unitaire de 1 Kw.

Si G désigne le poids du véhicule, on peut calculer un coefficient de consommation en ville par :

$$CCV = \frac{CC \cdot YC}{G \cdot P_{max}} \dots (1.17)$$

et un coefficient de consommation sur route par :

$$CCR = \frac{C \cdot 120}{G \cdot P_{max}} \dots (1.18)$$

1.5 COMPARAISON DES PERFORMANCES ENTRE LE MOTEUR DIESEL ET LE MOTEUR A ESSENCE .

1.5.1 - Consommation spécifique :

On explique généralement la faible consommation du moteur Diesel par son taux de compression élevé, étant donné que la consommation spécifique est inversement proportionnelle au rendement global du moteur (Voir éq (1.14) qui est à l'avantage du moteur Diesel .

En réalité : vu l'interdépendance des différents paramètres du moteur C_s, P, N, P_{me}, V_c ect on ne peut affirmer d'une première vue des relations, que le moteur Diesel a une consommation plus faible que celle du moteur à essence, pour cela on serait obligé de maintenir constants quelques paramètres et voir la variation de la consommation spécifique avec les autres .

a/ $C_s = f(P)$

Lorsqu'on fonctionne en charge partielle la différence du mode de réglage de la puissance entre les deux types de moteurs se marque (figure 1.4) par une courbe de consommation spécifique moins pointue pour le Diesel que pour l'essence .(5)

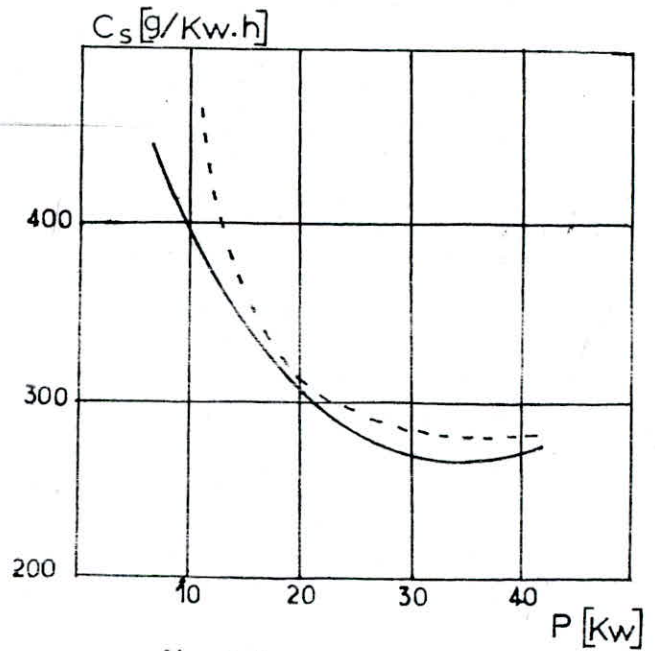


fig.1.4

b/ $C_s = f(N)$

Par ailleurs étant donné l'importance des pertes par frottements qui sont plus élevées pour le Diesel, on peut constater sur la figure (1.5) que la consommation spécifique de ce moteur est supérieure à celle du moteur à essence lorsque le régime de rotation est élevé, pour une même puissance à l'arbre mais étant donné que la vitesse de rotation du moteur Diesel n'excède pas en moyenne la valeur de 4200 tr/mn dont on explique la cause plus loin—on reste donc toujours dans la plage où la consommation spécifique est à l'avantage du moteur Diesel (5).

c/ Afin de réaffirmer ce que nous venons de dire , il est plus logique et plus intéressant de procéder à une comparaison pratique où les valeurs des coefficients de consommation sont données aux tableaux (1. et 2) dans lesquels on voit bien l'avantage du moteur Diesel (5)

d/ Pour pouvoir traduire réellement en termes de dépenses énergétiques (E) les chiffres de consommation exprimés en l/100 Km (c) il faut multiplier ceux-ci par le pouvoir calorifique inférieur PCI et par la densité du carburant (d) puisque :

$$E \text{ [Kj/Km]} = \frac{C \text{ [l/100 Km]}}{100} \cdot \text{PCI [Kj/Kg]} \cdot d \text{ [Kg/l]} \quad \dots(1.19)$$

Nous obtenons ainsi les tableaux comparatifs (1) et (2) respectivement pour une 305 Diesel (SRD) avec les 305 Gt et de base et une golf Diesel (D) avec les golfs Set L.

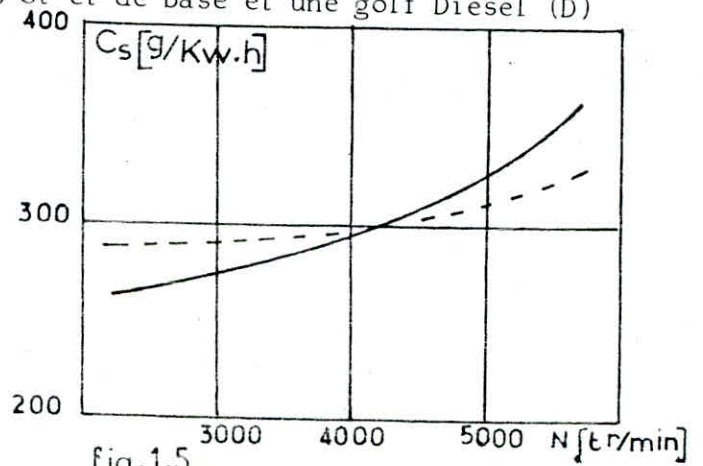


fig.1.5

				305 SRD - 305 GT		305 SRD --- 305 base	
C(1/100)	305 SRD	305 GT	305 base	% gain Diesel 1/100	% gain Diesel Kj/Km	% gain Diesel 1/100	% gain Diesel Kj/Km
90 Km/h	4.6	5.3	6	15	12	30	27
120Km/h	6.4	7.1	8.2	11	8	28	25
Cycle	6.8	9	8.2	32	29	20	17

Tableau 1 : Comparaison des consommations du moteur Diesel de la 305 SRD, avec ceux des 305 GT et 305 de base

				GOLF D - GOLFS		GOLF D - GOLF L	
C(1/100)	GOLF D	GOLF S	GOLF L	% gain Diesel 1/100	% gain Diesel Kj/Km	% gain Diesel 1/100	% gain Diesel Kj/Km
90 Km/h	5	6.7	6.4	34	30	28	25
120Km/h	7.5	9.4	8.8	24	22	17	14
Cycle	6.6	10.3	9.7	56	52	47	43

Tableau 2 : Comparaison des consommations du moteur Diesel de la Golf D avec ceux des Golfs S et L

L'analyse de ces tableaux nous montre l'avantage du moteur Diesel sur ceux de l'essence en ce qui concerne la consommation.

1.5.2 MASSE :

Pour la masse nous pouvons constater les faits suivants compte tenu de ce qui précède :

a/ Les organes du moteur Diesel sont soumis à des pressions élevées, donc à des efforts considérables générants ainsi des contraintes mécaniques importantes de même qu'un bruit caractéristique dû aux vibrations des différents organes du moteur .

b/ Les hautes températures ($\approx 600^{\circ}\text{C}$) sont indispensables pour enflammer le carburant injecté d'où création de contraintes thermiques aussi importantes .

c/ Les pressions en cours de combustion normale sont voisines de 5 à 8 MPa (50 à 80 Kg/cm²) mais ces valeurs sont dépassées s'il se produit des "ratés d'inflammation". En effet au combustible non brûlé à la sortie de l'injecteur s'ajoute le combustible injecté au cycle suivant l'inflammation s'accompagne alors d'une élévation de pression considérable qui peut atteindre 10 à 20 MPa (100 à 200 Kg / cm²).

Tous ces points nous conduisent à dire que :

1°/ Les pièces du moteur Diesel sont largement calculées, ce qui veut dire une construction lourde, malgré que l'architecture des moteurs est fort semblable , pistons, chemises, systèmes bielle-manivelle, bloc-moteur, culasses, soupapes, ...etc, le moteur Diesel est plus encombrant que son homologue à essence à puissance égale .

2°/ Cette lourde construction engendrée par la masse des pièces en rotation et des pièces fixes ne permet pas au moteur de tourner plus vite ce qui entraîne une plage de fonctionnement restreinte et risque d'apparition des fréquences propres dans cette plage (ce qui est en général le cas) d'où nécessité de disposer d'un amortisseur de vibrations dont la masse s'ajoute à celle des autres pièces entraînant l'augmentation du poids du moteur Diesel .

D'où on peut dire que le poids est à l'avantage du moteur à essence; des valeurs plus convaincantes sont données au tableau 3

Tableau 3 : Comparaison en poids entre moteurs essence et Diesel

marque	PEUGEOT				RENAULT			VOLKSWAGEN			
modèle	305 SRD	305 GT	305 GL	R20 BASE	R20 TD	R20 LS	R18 TL	GOLF D	GOLF S	GOLF BASE	GOLF L
type	DIESEL	essen	essen	essen	Diesel	essen	Diesel	essen	essen	essen	essence
poids (kg)	985	975	923	917	1222	1163	898	841	819	779	770

1.5.3. Puissance :

Avant d'entamer la comparaison nous allons définir quelques paramètres usuels sur lesquels se base une première comparaison .

Coefficient d'excès d'air-richesse :

Dans les moteurs à combustion interne on ne peut prétendre de brûler dans les conditions de fonctionnement de ces moteurs 1Kg de combustible avec A_0 Kg d'air quantité strictement nécessaire .

Alors on réalise la combustion avec 1 Kg d'air pour 1kg de combustible. Ainsi on définit le coefficient d'excès d'air par le rapport :

$$\lambda = \frac{A}{A_0} = \frac{\text{Masse d'air réellement utilisée / Kg de combustible}}{\text{Masse d'air strictement utilisée / Kg de combustible}}$$

On définit également le richesse comme étant l'inverse de l'excès d'air .

Dans le cas général, en écrivant les équations de combustion avec leurs coefficients stochiométriques .

On peut avoir

$$A_0 = 100/23 (8/3C + 8H + S - O) \dots (1.22)$$

C, H, S et O représentent respectivement les compositions centismilles en masse de carbone, de l'hydrogène du soufre et l'oxygène contenus dans le combustible

Dans le cas de l'essence $C = 0.854$, $H = 0.142$, $O = 0.004$

alors

$$A_0 = 100/23 (8/3 \times 0.854 + 8 \times 0.142 - 0.004) = 14.82319$$

$$A_0 = 14.823 \text{ kg d'air / Kg de combustible}$$

Pour le gazoil :

$$c = 0.86, H = 0.12, O = 0.01, S = 0.01$$

$$A_0 = 100/23 (8/3 \times 0.86 + 8 \times 0.12 + 0.01 - 0.01) = 14.145$$

$$A_0 = 14.145 \text{ Kg d'air / Kg de combustible}$$

On peut mettre en évidence

1/ En général le moteur à essence fonctionne avec une richesse moyenne de 1.1 c'est à dire $\varphi = \frac{1}{\lambda} = 1.1$ donc

$$A = \frac{A_0}{\lambda} = \frac{A_0}{1.1} = \frac{14.823}{1.1} = 13.475, A = 13.475 \text{ Kg d'air / Kg de comb}$$

$$\text{ou bien } \frac{1}{A} = 0.07421 \text{ Kg de comb / Kg d'air}$$

Le moteur Diesel fonctionne en général avec un excès d'air égal à 2, $\lambda = 2$

$$\lambda = \frac{A}{A_0} \Rightarrow A = \lambda \cdot A_0 = 2 \times 14.145 = 28.29 \text{ Kg d'air / Kg de Comb}$$

$$\text{ou bien } \frac{1}{A} = 0.03535 \text{ Kg de comb / Kg d'air}$$

Etant donné que la puissance est proportionnelle à la masse du combustible pour une même cylindrée le rapport des puissances (essences/Diesel) serait le rapport des masses de combustible brûlées la différence entre les PCI est absorbée par le rendements globaux des deux moteurs ainsi

$$\frac{\text{P.essence}}{\text{P.Diesel}} \approx \frac{0.07421}{0.03535} = 2.0994 \rightarrow \text{P.essence} \approx 2.1 \text{ P Diesel}$$

2°/ A titre de comparaison le tableau 4 donne des valeurs plus significatives.

D'après ce qui vient d'être dit, le moteur à essence se manifeste par une puissance nettement supérieure à celle du Diesel.

Tableau 4 voir page 14

marque	PEUGEOT				RENAULT			VOLKSWAGEN			
modèle	305 SRD	305 GT	305 GL	305 base	R20 TD	R20 LS	R18 TL	GOLF D	GOLF S	GOLF L	GOLF base
type	Diesel	Ess	Ess	Ess	Diesel	Ess	Ess	Diesel	Ess	Ess	Ess
max kw	48	69	54	48	47	76	47	39	51	44	37

Tableau 4 : Comparaison des puissances maximales entre moteurs essence et Diesel.

1.5.4 Irrégularité cyclique :

1°/ Définition :

L'irrégularité du couple entraîne évidemment des variations de la vitesse de rotation instantanée ce qui nous ramène à définir un coefficient caractérisant l'irrégularité de la vitesse de rotation appelé "coefficient d'irrégularité cyclique" noté "i"

$$i = \frac{W_{max} - W_{min}}{W_{moy}}$$

W_{max} : la valeur maximale de la vitesse de rotation au cours d'un cycle.

W_{min} : Sa valeur minimale

W_{moy} : Sa valeur moyenne approximativement égale à

$$W_{moy} = \frac{W_{max} + W_{min}}{2}$$

Le théorème des forces vives appliquées aux masses tournantes nous donne :

$$(C_m - C_r) d\theta = d E_c$$

$$(C_m - C_r) d\theta = d \left(I \omega^2 / 2 \right)$$

où I : représente le moment d'inertie du volant et des masses tournantes :

$$I = I_P + I_V \quad \begin{array}{l} P : \text{pièces tournantes} \\ V : \text{Volant} \end{array}$$

$(C_m - C_r) d\theta$: représente le travail élémentaire du couple.

En intégrant cette équation entre θ_1 et θ_2 on aura :

$$(C_m - C_r) d\theta = 1/2 \cdot I \cdot (W_2^2 - W_1^2) = A$$

où A représente l'aire sous tendue à la courbe du couple.
Si θ_1 et θ_2 sont les abscisses angulaires pour lesquelles

$$\begin{aligned} W_1 &= W_{\min} \\ W_2 &= W_{\max} \end{aligned} \quad \text{on aura :}$$

$$A = 1/2 \cdot I \cdot (W_{\max}^2 - W_{\min}^2) = I \cdot (W_{\max} - W_{\min}) \cdot \frac{W_{\max} + W_{\min}}{2}$$

$$A = I \cdot (W_{\max} - W_{\min}) \cdot W_{\text{moy}}$$

puisque $i = \frac{W_{\max} - W_{\min}}{W_{\text{moy}}}$

$$\text{donc } A = I \cdot W_{\text{moy}}^2 \cdot i \implies i = \frac{A}{I \cdot W_{\text{moy}}^2} = \frac{A}{(I_p + I_v) \text{Moy}}$$

2°/ Comparaison essence - Diesel

Nous voyons que l'irrégularité cyclique dépend de plusieurs paramètres :
l'air A (qui est fonction du couple), I et N (vitesse de rotation)

a - Comme nous avons dit auparavant, cette irrégularité cyclique est la conséquence directe de l'irrégularité du couple; lui même subit l'effet direct des forces de pression régnantes dans le cylindre, qui sont variables avec la déviation angulaire du vilebriquin et s'écrivent.

$$Y(\theta) = P(\theta) \cdot \pi D^2 / 4 \text{ de période } 4\pi$$

Donc le couple est proportionnel à la pression.

Dans le moteur Diesel le rapport de compression varie entre 14 et 21 générant ainsi des pressions élevées tandis que pour le moteur à essence le taux de compression ne dépasse pas la valeur de 11.

D'où l'on tire que l'irrégularité cyclique i pour le moteur Diesel est plus importante que celle de l'essence à cause de son taux de compression élevé.

b - D'autre part l'irrégularité cyclique est inversement proportionnelle à la vitesse de rotation (au carré), cela ne favorise pas le moteur Diesel; en effet la vitesse de rotation Diesel ne peut dépasser en moyenne 4200tr/min à cause du phénomène de cavitation (pouvant produire la destruction) dans la pompe d'injection, ainsi que d'autres phénomènes cités précédemment; alors que le moteur à essence dépasse largement cette valeur de N.

Donc on peut dire que l'irrégularité cyclique du moteur à essence est moins importante que celle du Diesel.

Ces deux constatations suffisent pour affirmer que l'irrégularité cyclique du moteur Diesel est plus importante que celle du moteur à essence (les moments d'inertie n'ont pas été pris en considération dans cette comparaison

Chapitre 2 :

Solutions envisagées

Pour un même travail du couple (A) et une même vitesse de rotation, l'irrégularité pour le Diesel est inférieure à celle de l'essence à cause de l qui est plus important pour le moteur Diesel, mais il s'avère que cette hypothèse n'est pas exacte au point de vue expérimentale, car la différence des carrés des vitesses de rotation.

2 SOLUTIONS ENVISAGEES POUR AMELIORER CERTAINES CARACTERISTIQUES DU MOTEUR DIESEL

2.1 Augmentation de la puissance (Suralimentation)

La puissance recueillie sur l'arbre d'un moteur est donnée par la relation (1.15)

$$P = -V_c \cdot P_{me} \cdot N/1200$$

L'augmentation de la puissance doit se faire par une action sur un ou plusieurs des quatre termes du membre de droite de cette équation ; examinons leurs influences .

1°/ La multiplication du nombre de cylindres et/ou l'agrandissement de la cylindrée unitaire a constitué et constitue toujours le moyen le plus utilisé pour disposer d'une puissance supplémentaire cette façon de procéder entraîne cependant une augmentation de l'encombrement, du poids et du prix.

2°/ Agir sur la vitesse de rotation est un autre moyen couramment employé pour augmenter la puissance d'un moteur sans toucher aux dimensions, mais il s'avère que pour les moteurs Diesel on est limité par le phénomène de cavitation apparaissant dans la pompe à injection, ainsi que par la lourdeur (inertie) des pièces en mouvements. A l'heure actuelle on pourrait accroître la vitesse à condition d'améliorer le processus de combustion à hauts régimes de rotation, et ne pas dépasser la limite admissible pour les efforts mécaniques, c'est à dire une vitesse moyenne du piston de l'ordre de 11m/S .

Comme la vitesse moyenne du piston s'exprime par :

$$V_{mp} = C \cdot N/30$$

Augmenter la vitesse de rotation revient à diminuer la course (c)

3°/ Le seul terme sur lequel on peut encore agir, qui présente une certaine latitude est la pression moyenne effective. celle-ci s'exprime par :

$$P_{me} = \eta_m \cdot P_{mi}$$

ou P_{me} : pression moyenne effective
 η_m : rendement mécanique
 P_{mi} : pression moyenne indiquée

Augmenter la pression moyenne effective revient à augmenter la pression moyenne indiquée, qui est la pression fictive constante qui s'exercerait pendant toute la course sur le piston et qui donnerait le même travail que la pression réelle fluctuante.

On ne peut augmenter la pression moyenne indiquée que de trois manières : soit en réduisant les échanges thermiques dans la chambre de combustion, soit en augmentant le taux de compression, soit en brûlant dans le cylindre de volume

donné une quantité plus grande de combustible .

La première solution n'est pas envisageable avec les matériaux usuels, sous peine de fondre les parois, la seconde est satisfaisante pour les moteurs Diesel, il reste donc la troisième solution.

Il est toujours possible de brûler une quantité plus grande de combustible par cycle de moteur si on arrive à introduire dans le cylindre le supplément d'air nécessaire à la combustion.

La masse d'air maximale admise par cycle s'exprime par la relation.

$$m_a = P_a / r \cdot T_a \cdot V_c$$

m_a : masse d'air / cycle
 P_a : pression d'admission
 T_a : température d'admission
 r : Constante des gaz parfaits
 V_c : cylindrée

A cylindrée constante on ne peut augmenter la masse d'air qu'en diminuant la température d'admission, ce qui est aspiré à la température ambiante, ou en augmentant la pression c'est la SURALIMENTATION.

2.1.1 SURALIMENTATION :

La suralimentation consiste donc à admettre de l'air pour le moteur Diesel dans les cylindres à une pression supérieure à la pression atmosphérique.

2.1.2 Procédés de suralimentation :

Il existe trois manières différentes de suralimenter un moteur

a - Compresseur entraîné

A l'origine on utilisait un simple compresseur entraîné directement par l'arbre moteur, mais cette solution qui permettrait à peu de frais, d'augmenter la puissance avait toute fois le désavantage de prélever une partie du supplément de puissance utile à l'arbre du moteur thermique pour entraîner le compresseur .

b - Turbo-compresseur :

Afin de remédier à cet inconvénient, on a développé des groupes turbo-compresseurs ou la puissance absorbée par le compresseur est fournie par la détente des gaz brûlés dans une turbine (voir fig 1.7)

En plus du gain de puissance due à la suralimentation on bénéficie dans cette solution de la récupération d'une partie de l'énergie normalement perdue à l'échappement .

Généralement le compresseur et la turbine sont sur le même axe de rotation différent de l'arbre moteur.

Pour éviter un accroissement trop important des températures du cycle et une diminution du remplissage, on dispose souvent un réfrigérant à la sortie du compresseur , avant l'entrée du moteur.

c- Procédé Complex de BBC :

Ce procédé utilise les effets d'onde de compression mais il n'est pas utilisé sur les véhicules commercialisés .

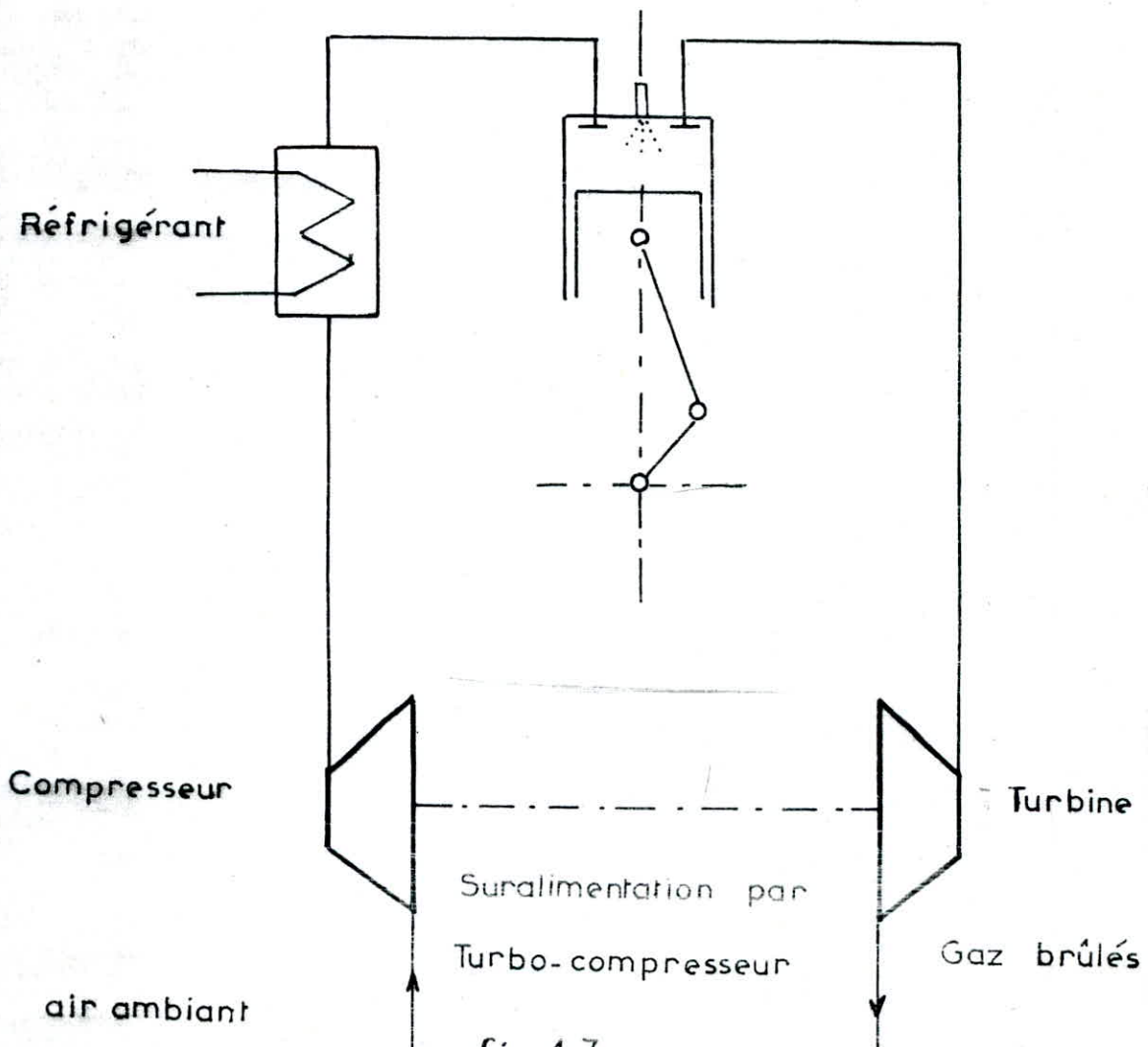
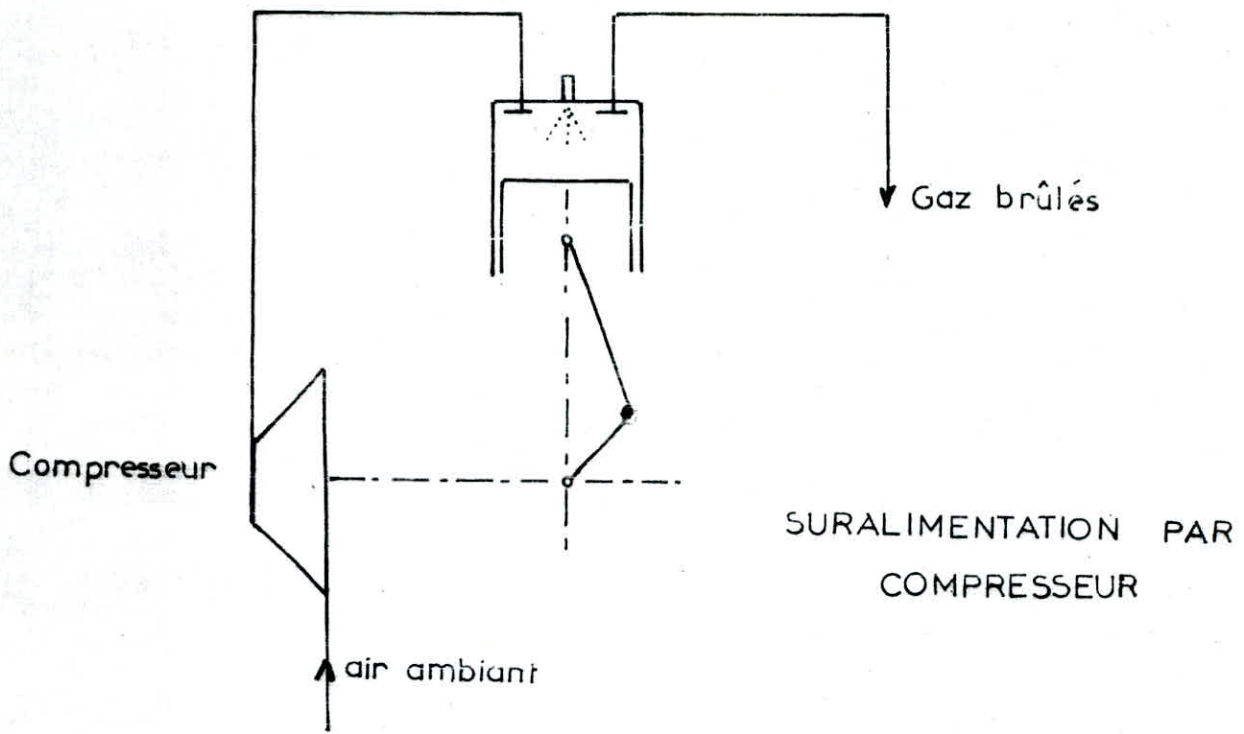


fig 1.7

Choix du turbo-compresseur :

On voit clairement sur la figure (1.8) l'avantage dû à l'emploi du turbo compresseur, pratiquement toutes les performances du moteur s'améliorent nettement une faible consommation spécifique, une élévation notable de la puissance, ainsi que le couple.

2.1.3 Avantages écoprésés par l'emploi de la suralimentation

1/ Augmentation de la puissance

On peut constater sur la figure (1.9) la nette différence entre un moteur suralimenté et le même moteur non suralimenté en ce qui concerne les performances, entre autres poids au cheval (ou l'inverse), volume au cheval (ou l'inverse), on voit bien que la puissance s'améliore pratiquement à 50% (l'échelle de puissance se multiplie par 2).

Le premier but recherché est évidemment l'augmentation de la puissance d'un moteur donné, ce qui implique une réduction du rapport poids/puissance, et généralement une réduction du prix au KW installé, en dehors de toutes considérations commerciales.

2/ Gain en masse :

- A puissance égale Les organes tournants (la ligne d'arbre) d'un moteur suralimenté, doivent être calculés largement ce qui entrainerai une augmentation du poids dû à l'augmentation de la puissance, tandis que pour un moteur suralimenté l'emploi d'un compresseur ou d'un turbo-compresseur pourrait nous éviter ce large calcul du fait de la compression préalable de l'air avant son admission dans les cylindre, ainsi la masse du moteur suralimenté est relativement réduite par rapport à celui non suralimenté de même puissance.

- L'emploi d'un turbo-compresseur n'engendrera pas des différences palpables sur la masse du moteur, puisque la puissance augmente de deux fois environ pour une masse supplémentaire faible (de 7 à 8 Kg environ).
On voit donc le grand avantage de la suralimentation en ce qui concerne la puissance et la masse du moteur .

3/ Divers autres avantages peuvent être mis en évidence par l'emploi de la suralimentation :

par exemple pour une puissance donnée on aura :

- Une diminution du poids du véhicule donc une diminution de la résistance au roulement .
- Une réduction de l'encombrement du moteur ce qui autoriserait une carrosserie plus aérodynamique.
- Une plus grande souplesse du moteur.
- De meilleures reprises.

Sur le plan pratique les valeurs du tableau 5 montrent la quasi-nécessité de la suralimentation du moteur Diesel pour accéder à un niveau de puissance supérieur.

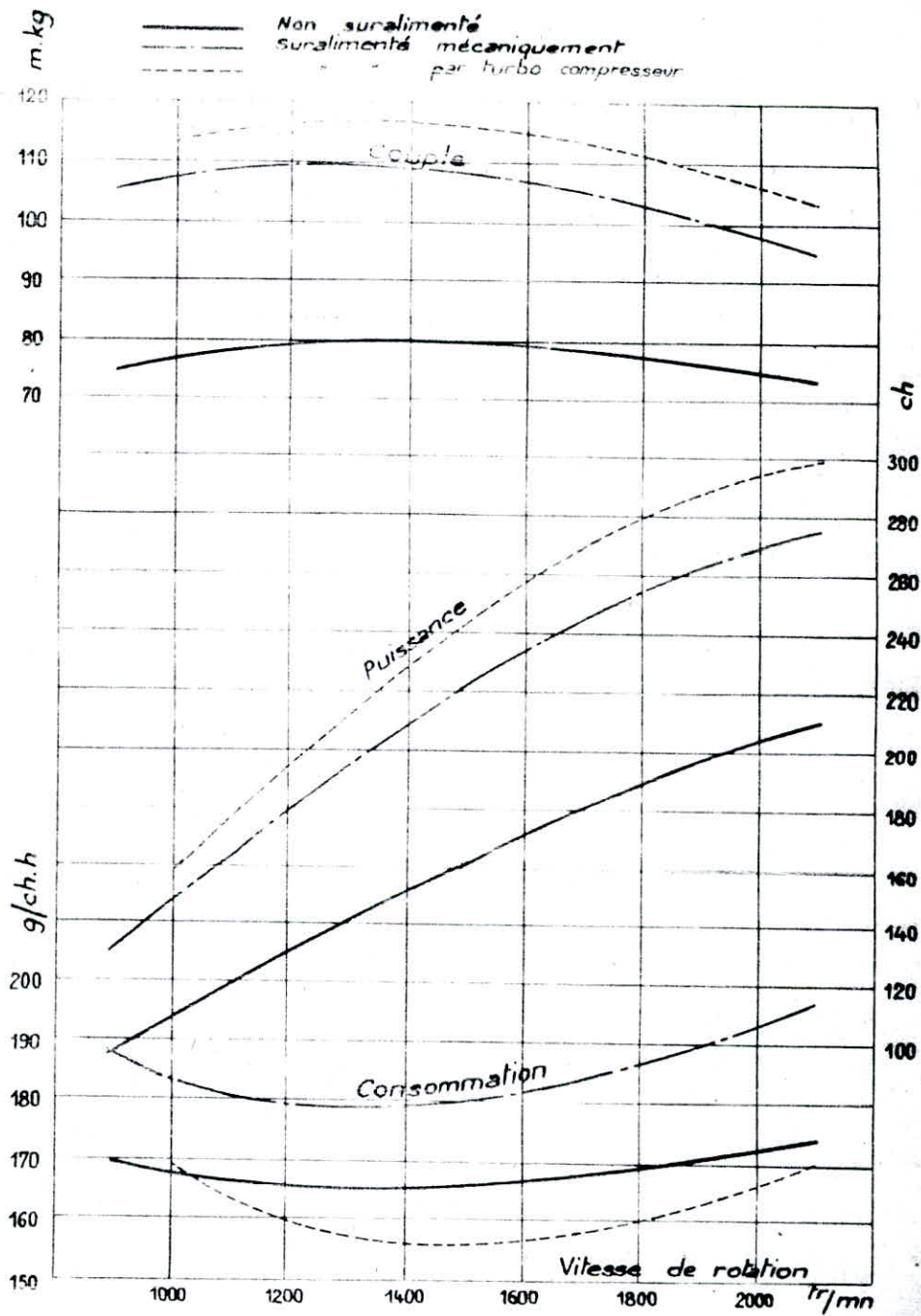
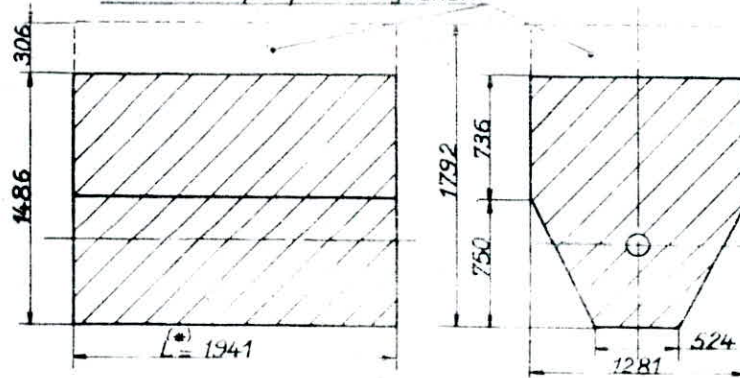


fig 1.8

caractéristiques de la suralimentation par compresseur et turbo-compresseur

Moteur non suralimenté: 600 chevaux à 1500 tours/minute

Volume pour démontage culasses, chemises, ailettes et bloc des pompes d'injection



Poids au cheval (moteur nu et sec) : $\frac{3620}{600} = 6,03 \text{ kg/ch}$

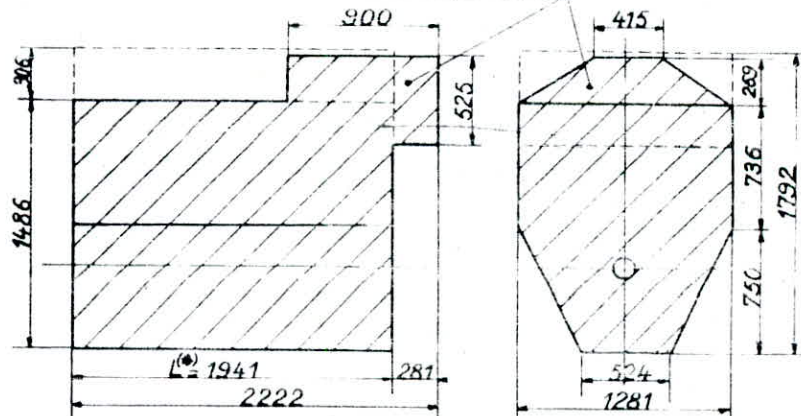
Volume au cheval:

Volume net : $\frac{3148}{600} = 5,25 \text{ dm}^3/\text{ch}$

Volume installé : $\frac{3910}{600} = 6,51 \text{ dm}^3/\text{ch}$

Moteur suralimenté: 1200 chevaux à 1500 tours/minute

Turbo-compresseur de suralimentation



Poids au cheval (moteur nu et sec) : $\frac{4020}{1200} = 3,35 \text{ kg/ch}$

Volume au cheval:

Volume net : $\frac{3445}{1200} = 2,88 \text{ dm}^3/\text{ch}$

Volume installé : $\frac{3410}{1200} = 3,25 \text{ dm}^3/\text{ch}$

(*) L : Longueur du vilebrequin nu.

fig 1.9 Suralimentation gain en masse, puissance et volume

2.2 Diminution de la masse et de l'irrégularité cyclique :

Nous avons déjà parlé du gain en masse dans le paragraphe de la suralimentation en fait on peut en plus , alléger le moteur Diesel et le rendre plus régulier par l'emploi de volant accorder (ou volant régulateur de vitesse).

2.2.1 Pourquoi un volant accordé :

Le volant d'inertie est utilisé dans les moteurs à combustion interne principalement pour :

- régulariser le couple moteur
- permettre l'obtention d'un bon ralenti ou empêcher le moteur de caler à l'arrêt du véhicule pendant les débrayages.
- servir de liaison avec la chaîne de transmission.
- servir au démarrage du moteur.

Le principe du volant accordé est d'utiliser des masses pendulaires indépendantes.

Ces masses oscillantes s'opposent au mouvement, elles engendrent une inertie supplémentaire qui s'aditionne à celle du support donc à celle de la ligne d'arbre.

L'emploi de tel volant vous permet de diminuer la masse du volant classique d'environ 14 à 15 Kg; tout en augmentant considérablement son moment d'inertie (en accordant l'harmonique principale du moteur avec la fréquence propre du volant).

La diminution de la masse de la ligne d'arbre (suralimentation+volant accordé) nous permet d'avoir une augmentation de la vitesse de rotation de celle-ci d'où la plage de fonctionnement du moteur devient au dessus de la fréquence propre du vilebrequin (se fréquence d'excitation), donc la vitesse critique est rejetée à l'extérieur de la plage de fonctionnement.

2.2.2 L'harmonique à laquelle est accordé le volant :

L'analyse du couple moteur d'un moteur à quatre temps montre que l'irrégularité cyclique est maximale à l'armonique 2 (au ralenti).

Donc pour diminuer cette irrégularité on doit calculer notre volant de façon à augmenter son moment d'inertie . Il s'avère qu'en accordant le volant à l'harmonique 2 ($\omega_p = 2$) son moment d'inertie augmente considérablement, la valeur élevée du moment d'inertie engendrera une diminution de l'irrégularité cyclique.

2.2.3 Conséquences :

L'emploi du volant accordé à l'harmonique 2 nous permet de bénéficier de deux:

1- Diminution de la masse du moteur par :

- Diminution de la masse du volant 14 à 15 Kg
- Suppression du damper 7 à 8 Kg

Donc un gain environ de 20 kg pour une puissance de 100 c.v

2 - Diminution de l'irrégularité cyclique qui donne plus grande souplesse au moteur et minimisation des phénomènes de vibration et choc.

Chapitre 3 :
Détermination des
diagrammes P-V et
P- θ

3 - DETERMINATION DES DIAGRAMMES

Pression - volume et Pression-angle de rotation du vilebrequin.

3.1 Introduction :

Pour toute étude sérieuse dans le domaine technique, le côté expérimental occupe une place importante dans l'étude, la conception et la réalisation technologiques c'est ainsi pour étudier les performances des moteurs à combustion interne, il est essentiel de mesurer avec précision la pression des gaz à l'intérieur du cylindre du moteur, cette grandeur rapidement variable est souvent représentée en fonction du volume balayé du cylindre (P.V) ou l'angle rotation du vilebrequin (p.e) pour donner des informations extrêmement importantes à la détermination de quelques caractéristiques du moteur telles que, le couple moteur, efforts de pression, pression moyenne effective, pression moyenne indiquée, rendement mécanique, puissance effective, puissance indiquée, pertes par frottements ...ect.

La mesure de cette pression rapidement variable nécessite un appareillage précis et fiable de haute résistance.

Ce n'est que lorsque les amplificateurs électroniques ont été mis au point que peu à peu les capteurs mécaniques ont cédé la place aux capteurs électriques; si de nos jours on rencontre encore dans le domaine de la mesure ou de l'utilisation des pressions lentement variables des transducteurs mécaniques, ces derniers ont totalement disparus dans le domaine des mesures des pressions rapidement variables. Ce dernier domaine couvre maintenant toutes les disciplines de la physique auxquelles font appel les techniques de l'ingénieur.

--*-*-*
--*-*-*

3.2 Apperçus théoriques :

Esquisse de l'évolution du processus thermodynamique du moteur Diesel.

Cycle mixte théorique. fig.3.2

Le cycle de fonctionnement réel d'un moteur Diesel peut être assimilé à un cycle mixte (123451) dans lequel l'air après une compression adiabatique (1-2) connaît une transformation (2.3.4) du fait que le combustible lui fournit une quantité de chaleur Q_1 .

Cette transformation s'opère :

- Partie à volume constant (2.3) c'est à dire en un temps infiniment court

- Partie à pression constante (3.4).

Elle se prolonge par une détente adiabatique (4.5) et se termine par une transformation à volume constant (5.1) pendant laquelle les gaz cèdent à la source froide une quantité de chaleur Q_2 .

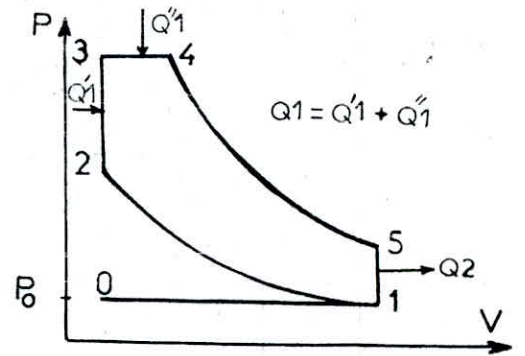


fig.3.2 cycle mixte théorique

Admission : (0.1) évolution à pression constante

$$P_a = P_0 = 1,013 \text{ bars}$$

Compression : (1.2) évolution adiabatique de coefficient polytropique δ on a

$$P_1 \cdot V_1^\delta = P(\theta) \cdot V(\theta)^\delta, \quad \delta = 1,405$$

$$\text{d'où } P(\theta) = P_1 \cdot \left[\frac{V_1}{V(\theta)} \right]^\delta \quad \text{avec } P_1 = P_a ; \quad V_1 = \frac{\epsilon}{\epsilon - 1} \cdot V_h ; \quad V_h = \frac{\pi D^2 \cdot C}{4}$$

- Combustion :

i) combustion à volume constant : (2---3)

soit $P_2 = P_1 (V_1/V_2)^\delta = P_1 \epsilon^\delta$: la pression en fin de compression

Alors $P(\theta) = P_3 = \varphi P_2$ où φ est un coefficient de pression

$$1,4 \leq \varphi \leq 2$$

ii) Combustion à pression constante : (3----4)

$$P(\theta) = P_3 = P_{\max} = P_4 \quad \text{et} \quad V_4 = \psi V_2$$

où ψ est le coefficient de détente préalable ou d'élévation de volume.

Etant donné qu'on ignore la plage d'utilisation du coefficient ψ , on se propose donc d'utiliser un autre moyen pour la détermination du volume V_4 .

loi des gaz parfaits au point 4 : $P_4 V_4 = m r T_4$

m : masse du gazole définie par la valeur : $m = m_{air}/15 \cdot 1/\lambda$

λ : coefficient d'excès d'air λ est égal à 2

pour pouvoir déterminer V_4 il faut connaître T_4

On peut écrire l'équation semblable suivante : $m_{air} C_p (T_4 - T_3) = (1 - a) m \cdot PCI \dots 3.1$

où T_3 la température au point 3 déterminée par

$$P_3 \cdot V_3 = m_{air} \cdot r \cdot T_3 \quad \cdot V_3 = V_2$$

a : coefficient représentant la part du mélange brûlé entre 2 et 3, déterminé par

$$m_{air} C_v (T_3 - T_2) = a \cdot m \cdot PCI$$

enfin $m_{air} = P_1 V_1 / r \cdot T_1$; Or $r = C_p - C_v = \frac{\gamma - 1}{\gamma} C_p$ Ce qui donne

$$m_{air} = \frac{P_1 \cdot V_1}{T_1} \cdot \frac{\gamma}{\gamma - 1} \cdot \frac{1}{C_p}$$

comme

$$V_1 = \epsilon V_2 = \frac{\epsilon}{\epsilon - 1} \cdot \frac{\gamma}{\gamma - 1} V_h \quad \text{et} \quad V_h = \frac{\pi D^2}{4} \cdot C$$

alors

$$m_{air} = \frac{P_1}{T_1} \cdot \frac{\epsilon}{\epsilon - 1} \cdot \frac{\gamma}{\gamma - 1} \cdot \frac{\pi D^2}{4} \cdot \frac{1}{C_p} \cdot C ; \quad V_4 = \frac{m r T_4}{P_4}$$

avec

$$m = \frac{m_{air}}{30} ; \quad P_4 = \psi P_2 ; \quad P_2 = P_a \epsilon^\gamma$$

T_4 sera donnée par l'éq 3.1

- Détente : (4---5) évolution adiabatique de coefficient polytropique γ .

$$P_4 V_4^\gamma = P(\theta) \cdot V(\theta)^\gamma \implies P(\theta) = P_4 \cdot \left[\frac{V_4}{V(\theta)} \right]^\gamma$$

$V(\theta)$: volume des gaz durant la phase de détente .

- Echappement :

- i) à volume constant (5---1)
- ii) à pression constante (1---0)

La pression en phase d'échappement est considérée égale à la pression atmosphérique : $P(\theta) = P_e = P_o = 1,013 \text{ bars}$.

Cycle mixte quasi-réel :

Le cycle quasi-réel est une approche du cycle réel sur lequel on est entrainé de travailler.

Les phases principales de ce cycle mixte quasi-réel sont:

- 0----1 : Admission à pression constante
- 1----2: Compression polytropique
- 2----3: Combustion à volume constant
- 3----4: Combustion à pression constante
- 4----5: Détente isothermique
- 5----6: Détente polytropique
- 6----0: Echappement

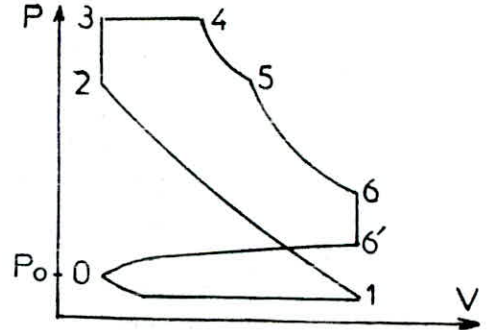


fig.3.3 Cycle mixte quasi-réel

i) à volume constant (6.6) échappement par balayage des gaz résiduels par l'intermédiaire de la charge fraîche

ii) à pression constante (6'---0) : Echappement par déplacement du piston du PMB au PMH

- Phase d'admission :

Après que l'air soit admis dans le cylindre; il occupe la totalité de la course descendante du piston, ce dernier aspire l'air relevé dans le collecteur d'admission. La mise en communication du piston avec l'air se fait par l'ouverture de la soupape d'admission.

En général les calculs d'admission sont très compliqués, pour pouvoir traduire mathématiquement ces calculs nous allons admettre les hypothèses suivantes :

- Le gaz est considéré comme étant parfait
- L'écoulement de l'air est isentropique
- L'admission de l'air est isobare.

L'expression générale de la pression d'admission basée sur des conditions empiriques a été élaborée par la maison "GENERAL MOTORS" et donnée par Mr GAD en MTH 1 par :

$$P_a = \frac{P_0}{\sigma} \left[1 - \frac{N^2}{1800 \frac{\sigma}{\gamma-1} \cdot P_0 V_0 (M_a \varphi_a)^2} \left(\frac{\epsilon - M^2}{\epsilon - 1} \right)^2 \frac{1}{(f_m/V_h)^2} \right]^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$$

σ : coefficient de pression moyenne pendant l'admission

M : coefficient de volume de gaz résiduel (\approx etc) dans la pratique : $M \approx 0.5$

φ_a : coefficient de balayage des gaz résiduels

M_a : coefficient du débit de la charge fraîche.

f_m : Section moyenne de la conduite d'admission.

La formule a été simplifiée en avant projet de MTH1 (promotion 86) en considérant un balayage nul ($\sigma = 1$) ; $\mu_a \varphi_a = 0.85$; $f_m / V_h = 1 \text{ m}^3/\text{m}^3$

$\gamma = 1.405$ (air) ; $\rho_o = 1.2 \text{ kg}/\text{m}^3$, $\sigma = 0.9$ alors on aura

$$P_a = 1.1 P_o \left[1 - \frac{N^2}{3.92 \cdot 10^8} \cdot \left(\frac{\epsilon - 0.5}{\epsilon - 1} \right)^2 \right]^{3.469}$$

- Phase de compression :

Elle a lieu pendant la course montante après la fermeture de la soupape d'admission, elle dure du PMB au PMH et c'est une évolution polytropique d'exposant n_c alors

$$P_a \cdot V_a^{n_c} = P_a \cdot V_1^{n_c} = P(\theta) \cdot V(\theta)^{n_c} \implies P(\theta) = P_a \left[\frac{V_1}{V(\theta)} \right]^{n_c}$$

remarque : on a choisi $n_c = 1.36$; $1.34 \leq n_c \leq 1.38$

Phase de combustion :

Le cycle quasi-réel suppose que le déclenchement de la combustion se fait instantanément à 360° . Elle dure du PMH au point 4, elle commence à volume constant jusqu'à atteindre la pression maximale en 3 puis elle continue à évoluer à cette pression jusqu'à atteindre le point 4. alors

$$P_4 = P_3 = P_{\max} = \varphi \cdot P_2$$

avec $P_2 = P_a \epsilon^\gamma$: pression en fin de compression.

φ : coefficient d'élévation de pression $1.4 \leq \varphi \leq 2$
le volume V_4 est défini par $V_4 = 0.085 V_1$, expression obtenue en résolvant une équation de 5e degré en T_4 par itérations

- Phase de détente :

c'est la course à l'issue de laquelle la pression chute à des valeurs aux alentours de la pression atmosphérique ^{par} valeur supérieure. Elle est composée de deux détente

i) Détente isothermique : (4----5)

D'après la loi de Mariotte : $PV = \text{constante}$ pour une transformation isotherme

$$P_4 \cdot V_4 = P(\theta) \cdot V(\theta) \implies P(\theta) = \frac{V_4}{V(\theta)} \cdot P_4$$

$P(\theta)$ et $V(\theta)$ sont la pression et le volume en phase de détente à température constante.

ii) Détente polytropique : 5---6 évolution polytropique d'exposant n_d

$$P_5 \cdot V_5^{n_d} = P(\theta) \cdot V(\theta)^{n_d} \implies P(\theta) = P_5 \left[\frac{V_5}{V(\theta)} \right]^{n_d}$$

$P(\theta)$, $V(\theta)$ sont la pression et le volume en phase de détente polytropique

$$V_5 = 0.1561 V_1 \qquad P_5 = P_4 \cdot \frac{V_4}{V_5}$$

Pression et le volume en fin de détente isothermique .

La valeur de V_5 est obtenue par résolution itérative d'une équation de 5e degré en T_5 . $n_d \in [1.23, 1.3]$

- Phase d'échappement :

C'est la phase d'évacuation des gaz brûlés, elle débute au PMB et termine au PMH. Réellement elle est à volume constant (6---6') et à pression constante (6'---0) mais on a supposé qu'elle se fait à pression constante supérieure à la pression atmosphérique.

$$P_e \in [1.05, 1.15] \text{ bars.}$$

3.3 Détermination des pressions en fonction du volume balayé et de la rotation du vilebrequin.

Dans ce paragraphe nous allons parler de la méthode suivie et le principe de mesure des différents paramètres

- Pression dans le cylindre
- Volume balayé dans le cylindre
- Angle de rotation du vilebrequin.

3.3.1 Méthodologique

D'une façon assez générale la méthode choisie pour les mesures est la suivante :

Un générateur d'impulsions monté en bout du vilebrequin fournit d'une part, une impulsion de synchronisation avec le point mort haut du premier cylindre et d'autre part, une impulsion par degré de rotation du vilebrequin c'est à dire 360 impulsions par tour ou 720 par cycle. Par ailleurs la mesure de la pression est réalisée au moyen d'un capteur piézo-électrique et un amplificateur de charge.

Pour un cylindre donné le système de mesure va acquérir une valeur de la pression pour chaque dix (10) degrés de rotation du vilebrequin, la valeur est bien déterminée grâce à l'impulsion synchronisée avec le point mort haut (PMH), les signaux de pression et angle sont traités électroniquement ensuite visualisés sur un oscilloscope par une courbe de pression en fonction du volume (P.V) ou pression en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin (P. θ) que nous prenons à l'aide d'un appareil photographique polaroid.

3.3.2 Description du matériel utilisé pour l'expérience et principe de mesure.

Le matériel utilisé dans l'expérience comprend

- Un moteur Diesel
- Un capteur de pression (transducteur) piézo-électrique
- Un encodeur (générateur d'impulsions)
- Un oscilloscope
- Un amplificateur de charge
- Un appareil photographique.

Le moteur : Le moteur sur lequel se fait l'expérience est un moteur Diesel F4L912 de marque CIRTÀ construit à CONSTANTINE caractérisé par :

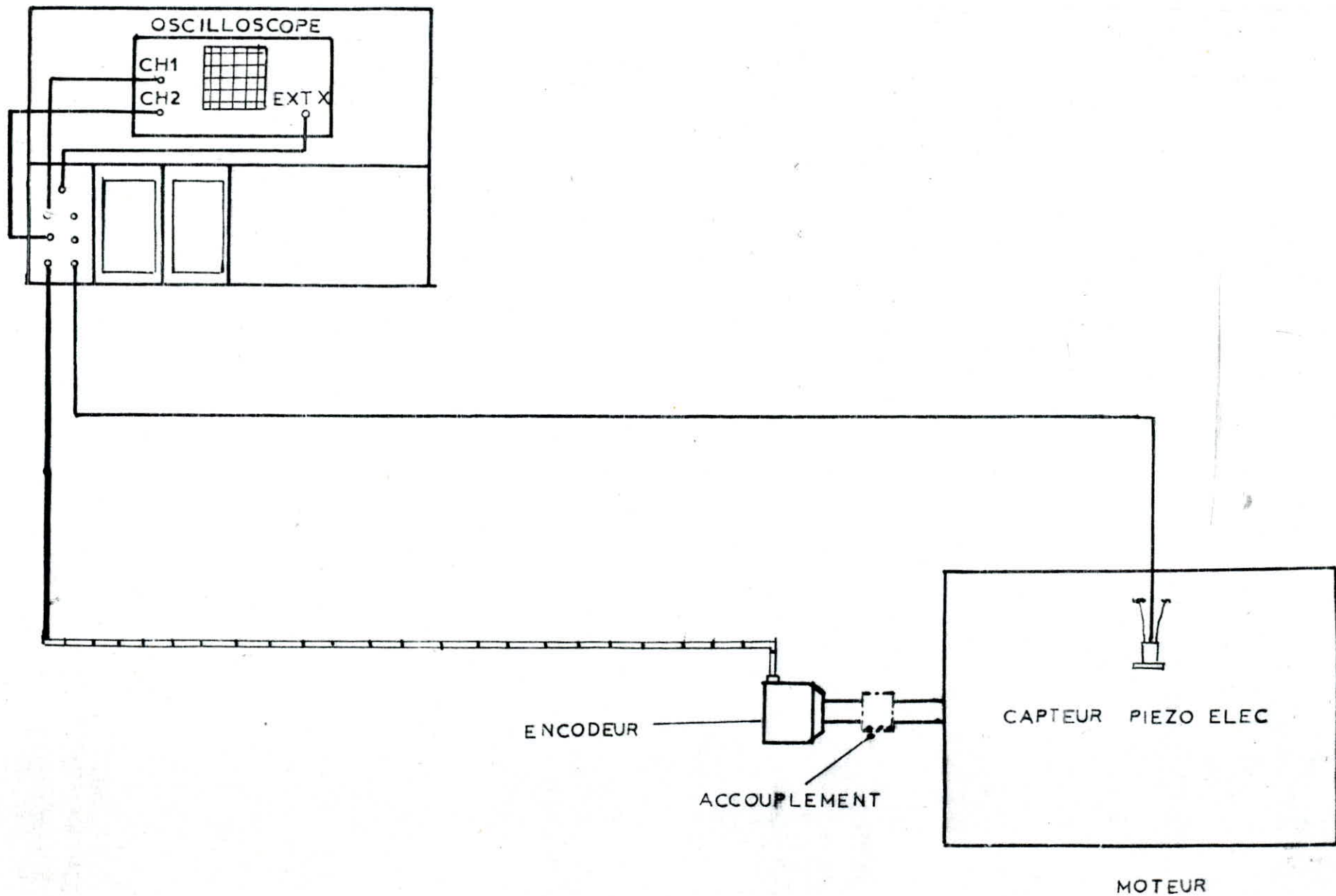
- Refroidissement à air
- 4 cylindres
- Injection mécanique directe
- Rapport volumétrique de compression $\epsilon = 17$
- Vitesse de rotation maximale 2800 tr/mn
- Alésage / course, C/D = 100/120
- Cylindrée totale $V = 3.770$ l.

- Capteur de pression piezo-électrique.

Le capteur de pression piézo-électrique - dit aussi capteur actif-génère directement un signal électrique sous forme d'une charge, d'une tension ou d'un courant. Il convertit l'énergie de mesurande (grandeur mesurée) en énergie électrique.

Le signal de sortie dû à l'application d'une force, est sous forme d'une charge électrique proportionnelle à la pression appliquée

SCHEMA GENERAL DE L'INSTALLATION



Ce type de capteur (piézo-électrique) est surtout utilisé associé à des amplificateurs de charge ou de tension pour la mesure des phénomènes rapidement variables.

Notre capteur (transducteur) à quartz peut détecter des pressions allant de 0 à 500 bars, il a une sensibilité de 35Pc/bar ($35 \cdot 10^{-12}$ coulombs/bar) et une résolution de 1 millibar.

- Encodeur (générateur d'impulsion)

L'angle du vilebrequin est mesuré par un encodeur de type optique actionné par le vilebrequin , le système comprend une lampe et une cellule photo-électrique séparées par un disque (tournant à la vitesse de rotation du vilebrequin) pourvu d'une fenêtre de forme spéciale.

La totalité de la lumière passant à travers cette fenêtre dépend de sa position ; et elle est destinée à avoir la même relation avec la position qu'avec le volume balayé dans le moteur alternatif.

Trois liaisons optiques sont utilisées, une pour le volume balayé du cylindre, une pour l'angle de la manivelle, et la 3e pour la synchronisation du PMH.

L'encodeur utilisé (Gaerbrdge type 360 1/4M/45 HD \pm 5/10)

possède deux TTL (Transistors Transistors Logic)

compatibles de 2 sorties , une sortie des angles qui donne 360 impulsions par tour et une sortie du marqueur de synchronisation qui donne une impulsion par tour.

Le sortie des angles se fait après que le marqueur synchronise le PMH avec le système.

La réponse aux fréquences de l'encodeur varie de 0.5 à 100 KHZ et le système peut être utilisé pour des vitesses de rotation variants de 80 à 16000 tours / min.

La sortie de l'encodeur est prise par un circuit micor-électronique qui contrôle le balayage de l'axe des x (degrés de rotation ou volume) de l'oscilloscope permettant ainsi l'affichage de chacune des deux courbes PV ou P θ .

Le circuit délivre les angles de rotation qui consiste en une impulsion par dix degrés (10°) de rotation, ainsi que l'impulsion de synchronisation du PMH.

La sortie du circuit est prise par un amplificateur opérationnel à gain variable qui nous permet d'agrandir l'échelle de mesure à notre choix.

3.3.3 Adapatation et montage

- Montage du capteur de pression sur le moteur F4L912.

Le capteur de pression est fait sous forme d'une vis à tête hexagonale de 14 mm de diamètre et de pas fin égal à 1.25 mm (M14X125) . Il est monté sur un support mené d'un trou horizontal communiquant directement avec la chambre de combustion. Le support est monté forcé dans le moteur (fig. 3.1).

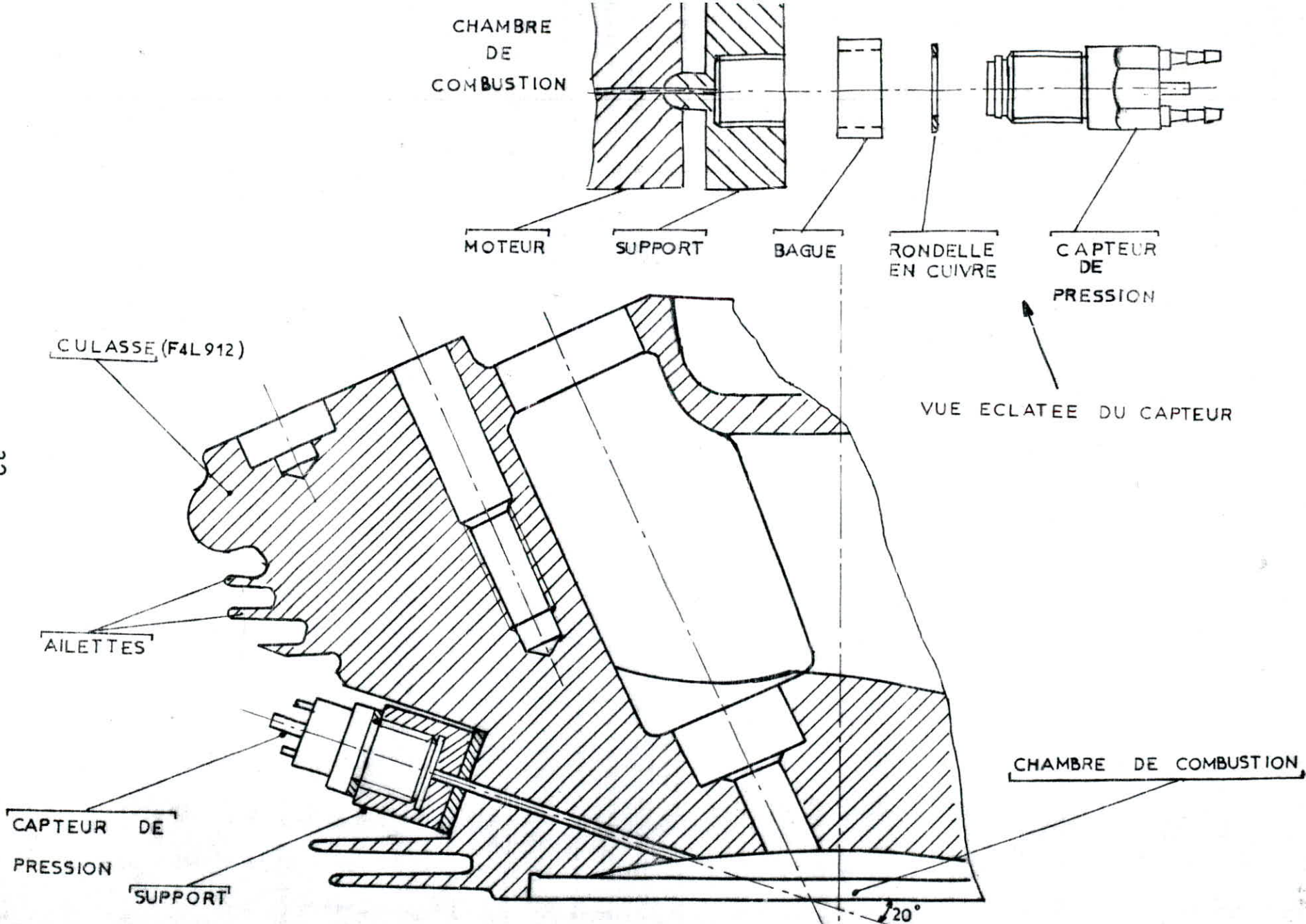


fig 3.1 MONTAGE DU CAPTEUR DE PRESSION SUR LA CULASSE F4L912

Cette solution n'est pas adaptable pour notre moteur vu la forme particulière de la culasse (ailette) et l'espace disponible sur cette dernière.

La solution que nous avons adoptée est de percer un trou dans la culasse de $\varnothing = 2\text{mm}$ incliné à 20° par rapport à l'horizontale communiquant directement avec la chambre de combustion, un méplat est prévu pour la fixation du support du capteur de pression (taraudé à 14 mm M14 X125), ainsi qu'un joint d'étanchéité est mis en place entre la culasse et le support.

Tout ce travail a nécessité la suppression d'une partie des ailettes de refroidissement de la culasse, cette suppression n'affecte pas le moteur étant donné le temps réduit de manipulation (au plus une heure de fonctionnement).

REMARQUE : La complexité de l'usinage, ainsi que sa précision, nous a ramené à exécuter toutes les opérations d'usinage de la culasse et le support du capteur au complexe moteurs-traction de CONSTANTINE (PMA/CMT).

- Refroidissement du capteur de pression :

Le capteur piezo-électrique est refroidi à eau dans un circuit ouvert comprenant, une pompe de refoulement entraînée par un moteur électrique et un réservoir d'eau alimenté continuellement. Le débit minimal à assurer pour le circuit est 10l/h.

- Montage de l'encodeur sur le moteur F4L912 :

L'encodeur prévu pour le banc d'essai TE16 est pourvu d'un petit arbre pour la fixation d'un accouplement souple et de position réglable par des vis de pression servant à joindre, d'une part l'encodeur et d'autre part, un support fixé sur le vilebrequin.

Nous avons fabriqué une pièce d'adaptation liant l'encodeur au volant moteur F4L912.

Avec cette solution on a utilisé directement le support et l'accouplement du banc d'essai sans inconvénients (voir fig)

Pour le support de l'encodeur deux barres (fer plat) sont fixées verticalement sur le bloc moteur. Les barres sont percées de 4 trous afin de permettre la fixation de l'encodeur.

3.3.4 Mode opératoire :

Pour avoir les diagrammes (P.V) et (P.e) sur l'oscilloscope TE28 on suit les étapes suivantes :

A/ Mise en marche de l'oscilloscope :

En suivant toutes les instructions ci-dessous l'opérateur devra obtenir un trait sur l'écran de l'oscilloscope.

a/ Connecter l'oscilloscope à la phase d'alimentation en courant; de l'armoire de commande. Assurez vous que la masse est connectée. Vérifier que tous les fils sont déconnectés des douilles 5 6 et 18 (Voir fig.3.5) .

b/ Mettre en position "main" l'interrupteur qui se situe sur le front de l'oscilloscope et vérifier que la lampe rouge est allumée.

Enfoncer l'interrupteur (9) de l'oscilloscope, ainsi la lampe "poweron" s'allume.

c/ Ajuster les boutons 10 et 11 , afin d'obtenir une clarté optimale.

d/ Mettre les interrupteurs 4 et 3 dans la position "D.C"

e/ Mettre l'interrupteur 7 en position "Dual"

f/ Mettre les potentiomètres 19 et 20 dans la position du milieu vérifier qu'ils sont enfoncés (ou abaissés).

g/ Mettre le bouton de réglage externe de l'interrupteur 13 dans la position du milieu . Enfoncer le bouton central rouge de cet interrupteur 13 et le faire tourner entièrement dans le sens des aiguilles d'une montre.

h/ Mettre l'interrupteur externe 14 dans la position 0.2 m sec.

i/ Mettre l'interrupteur Sweep mode 15 en position "AUTO"

B/ Synchronisation du PMH.

a/ Tourner le moteur manuellement jusqu'au PMH qui est indiqué par une trace sur le volant moteur utiliser pour cela une clé à douille de 36 engagée dans la sortie avant du vilebrequin (coté poulie)

b/ Connecter l'encodeur à la douille marqué "encoder" située en bas dans le coin gauche du front de l'oscilloscope.

c/ Connecter le douille "SET TDC" à la douille marquée "INPUT" sur l'oscilloscope et numéroté 5 sur la figure c'est la mise en canal 1 de l'oscilloscope.

d/ Il est maintenant nécessaire de faire les réglages additionnels suivants . (voir fig.3.5)

- 1/ Tourner le bouton potentiomètre 20 entièrement dans le sens contraire des aiguilles d'une montre.
- 2/ Mettre le bouton externe 1 dans la position 2V. (2V/div)
- 3/ Remettre le bouton de positionnement du trait 19 là où la ligne est bien réglée.
- 4/ Desserrer les vis de fixation de l'encoteur, veiller à ce que la position du PMH ne change pas.
- 5/ Pivoter lentement l'encodeur jusqu'à ce que le trait sur l'écran saute (pratiquement 1cm).

REMARQUE :

- Si l'encodeur est pivoté rapidement le saut ne sera pas visualisé sur l'écran de l'oscilloscope .

6/ Pivoter l'encodeur soigneusement afin de maintenir l'encodeur qui est maintenant placé pour donner une tension correspondante au PMH du cylindre en question.

7/ Avec précautions, serrer le corps de l'encodeur afin d'empêcher tout risque de rotation du corps de l'encodeur .

Assurez vous que le trait ne revient pas à sa position initiale avant le saut et ne devient pas petit.

C/ Fonctionnement du capteur de pression.

Avant le démarrage du moteur , il faut que le capteur piezo-électrique soit relié au système de refroidissement et alimenté avec l'eau de refroidissement qui circule à 0.5 bar environ, cette alimentation ne doit pas être coupée avant que la température baisse au dessous de 120°C.

D/ Réglage de l'amplification de charge :

a/ Mettre l'interrupteur N°1 sur l'oscilloscope "Dynamique"

b/ Mettre l'interrupteur N°2 n'est pas utilisé

c/ Mettre l'interrupteur N°3 dans la position 5 (cela veut dire que 5 bars sont représentés par 1V sur l'écran ou 5 bars/V).

d/ Mettre l'interrupteur N°4 dans la position "Normal TC"

e/ Mettre l'interrupteur N°5 dans la position de 10 --100 range

f/ Mettre le vernier gradué entourant le bouton interne à 3 sur la fenêtre et 54 sur le vernier gradué (sensibilité 35.4 PC/bar)

E/ Réglage du porteur (carrier amplifier)

a/ Connecter le capteur piézo-électrique à la douille marquée " carrier amp i/P."

b/ Mettre l'interrupteur dans la position "L"

c/ Tenir l'interrupteur (x/R) sur R et ajuster la balance d'entrée R indiquée par passage du champ vert à l'orange.

La rotation dans le sens des aiguilles d'une montre change le vert et l'orange .

Sélectionner x et ajuster la balance de contrôle 'x' au minimum d'éclairage de chaque lampe successivement, ajuster la balance R et X quand l'éclat est minimum pour la balance X.

Si seulement une lampe qui s'allume sur R à travers toute la plage, la position du capteur doit être ajustée en relation avec l'accélération.

F/ les ajustements suivants doivent être faits sur l'oscilloscope

a/ Connecter la douille 5 input à la douille 'degré marker socket"

b/ Mettre le bouton externe 14 dans la position "x,y"

c/ Mettre l'interrupteur 17 dans la position "EXT"

d/ Connecter la douille 18 à la douille "EXT X"

e/ Connecter la douille 6 à la douille "charge amp o/p"

f/ Mettre le bouton 1 dans la position 2V.

g/ Mettre le bouton 2 à la position 1V.

h/ Mettre le bouton 7 à la position "dual"

i/ Mettre les boutons 3 et 4 dans la position "D.C".

j/ Enfoncer le bouton rouge du centre du bouton 13

k/ Le bouton 8 peut être utilisé pour inverser le signal sur l'écran de l'oscilloscope qui est connecté au canal 2.

l/ Si toutes ces étapes ont été respectées Faire démarrer le moteur.

o/ sélectionner le diagramme voulu par l'interrupteur P/v ou P/θ .

Les diagrammes sont subdivisés en intervalles de 10° chacun sur l'axe des x.

p/ Utiliser l'appareil photographique Polaroid pour prendre les diagrammes , pour cela :

- Fixer l'appareil à l'aide de deux goupilles sur le cadran entourant l'écran de l'oscilloscope , après avoir placé les pellicules polaroid, les photos sont prêtes .

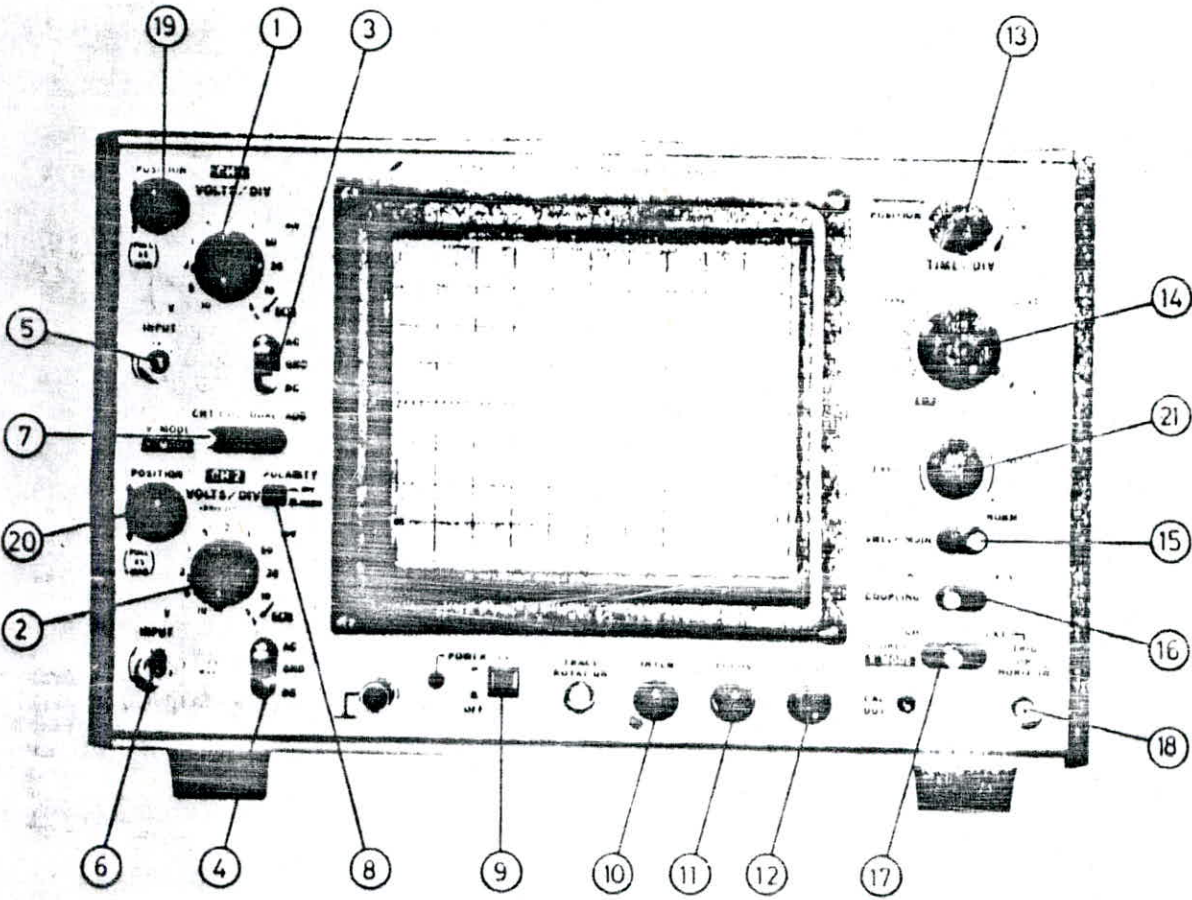


Fig. 3.5

3.3.5 Graphes et résultats :

Après avoir franchir toutes les étapes précédentes on obtient les diagrammes P.V et P.θ représentés respectivement par la fig 3.6 et la figure 3.7 dans lesquels on peut remarquer :

a/ Diagramme $P = f(v)$

Sur le diagramme P.V on peut constater:

- Les phases d'admission et d'échappement se font à pression quasi-constante représentées par la ligne horizontale du diagramme.
- La compression et la détente suivent les évolutions polytropiques représentées par les lignes courbées du diagramme.
- La combustion se fait très instantanément en une période très courte représenté par le pic qui désigne le pression maximale (60 bars).

Les fluctuations observées sur le diagramme sont dues en majeure partie à l'irrégularité de la vitesse de rotation étant donné que le moteur n'est pas chargé.

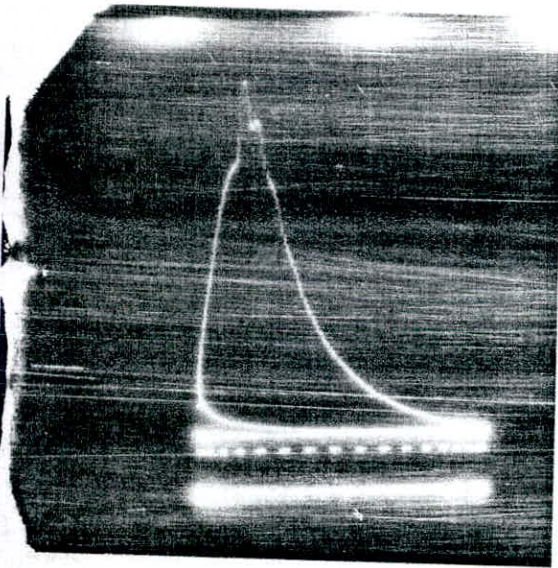


fig.3.6a diagramme P(V)
moteur à pleine injection

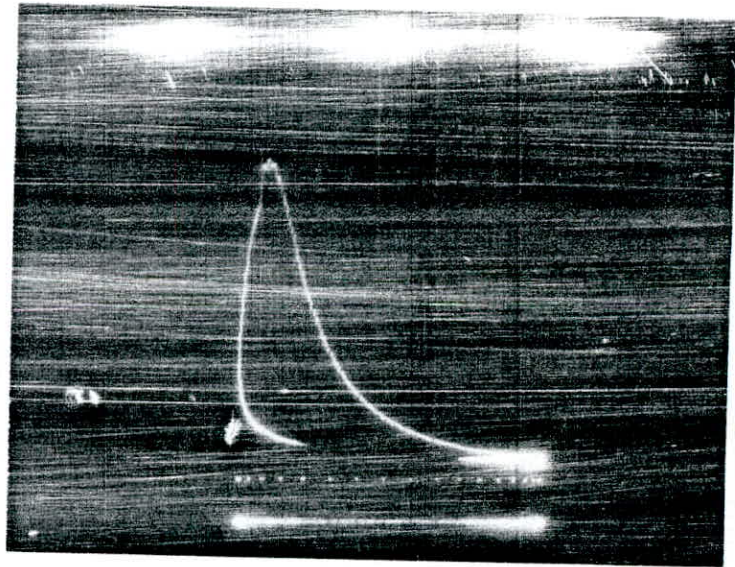


fig.3.6b diagramme P(V)
moteur au ralenti

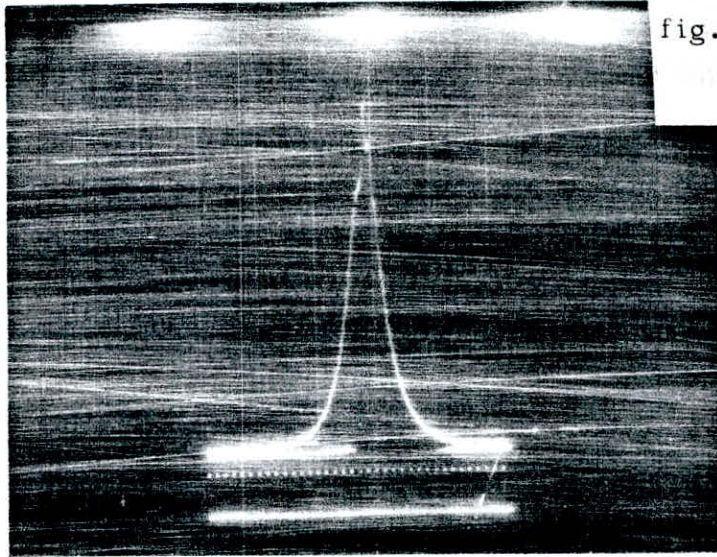


fig.3.7a diagramme $P(\theta)$
moteur à pleine inject

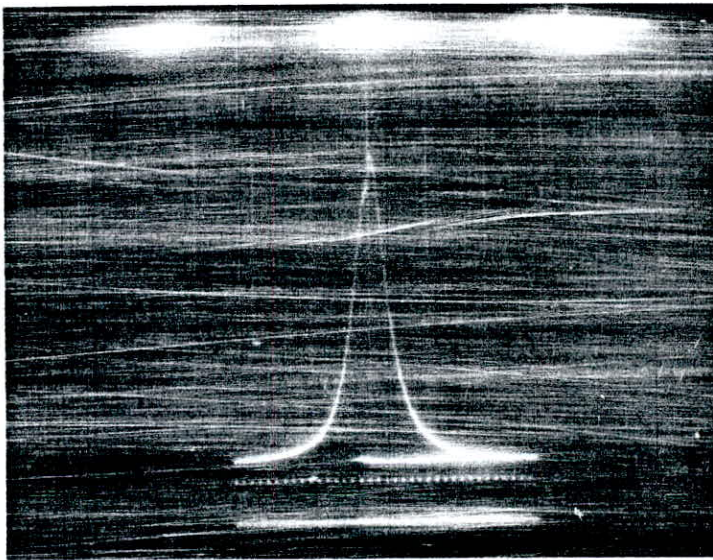


fig.3.7b diagramme $P(\theta)$
moteur au ralenti

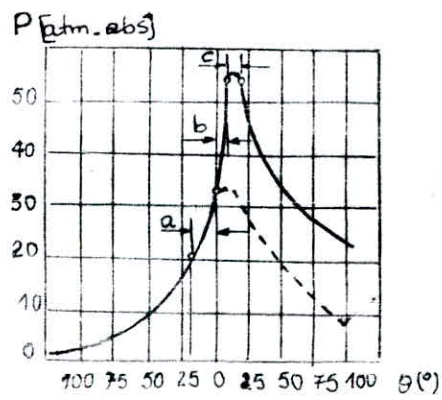


fig.3.8 diagramme théorique de combustion

b - Diagramme $P = f(\theta)$

La figure 3.7 représente l'évolution réelle de la pression en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin θ seulement en phases de compression et détente, car le circuit électronique qui contrôle la sortie des degrés de rotation ne donne que 360° c'est à dire une tour du vilebrequin tout en considérant, que les phases d'admission et d'échappement (360°) se font à pression quasi-constante bien visibles sur le diagramme P.V (fig 3.6) représentées par la ligne horizontale. Donc il s'agit du diagramme de combustion du moteur F4L912. Sur un diagramme théorique fig 3.8 on peut décomposer schématiquement la combustion en plusieurs périodes.

- 1 - Retard d'allumage (segment a)
- 2 - Combustion de la masse principale de combustible (segment b)
- 3 - Combustion d'une quantité résiduelle de combustible (segment c)

- La première période commence au début de l'injection et se poursuit jusqu'au moment où la pression augmente rapidement et où le combustible commence à brûler (point b). Cette phase détermine la durée du retard d'allumage et dépend de plusieurs facteurs tels que:

- La structure moléculaire du combustible
- Le rapport de compression
- Le degré de turbulence de mélange
- La qualité de pulvérisation.

- La deuxième période est caractérisée par une augmentation rapide de la pression et est accompagnée par la combustion d'une proportion importante du combustible injecté. Au cours de cette période, la flamme ne se propage suivant un front elle apparaît indépendamment dans plusieurs régions de la chambre de combustion.

La vitesse de combustion pendant deuxième période dépend de

- La durée de la première période
- degré d'homogénéité et la composition du mélange moteur
- la turbulence de ce mélange
- La qualité du combustible.
-etc

La période préparatoire intéresse la totalité du mélange combustible à l'exception d'une petite partie qui est injectée avec retard.

Cela provoque une forte augmentation de la pression pendant la deuxième période.

Cette période de combustion est caractérisée par la valeur du rapport (bars/degré) qui exprime la rapidité de croissance de la pression, c'est à dire la dureté ou la brutalité du fonctionnement du moteur.

- La troisième période qui ne figure pas sur le diagramme $P\theta$ réel, commence à l'instant où la combustion de la plus grande quantité de

combustible se termine et où la flamme s'étend à tout le volume de la chambre de combustion . La pression, la température , et par suite les vitesses de réaction qui existent à cet instant sont si favorables à la combustion , que la partie résiduelle du mélange moteur brûle pratiquement sans aucun retard, ce qui permet de maintenir la pression dans le cylindre à peu près constante.

- Lectures des graphes

La lecture du diagramme P.θ se fait comme suit :

1 - lecture des pressions (en ordonnées)

Lors des essais le bouton de réglage de l'amplification de la charge est mis à la position 5 ce qui signifie que 1 volt l'écran de l'oscilloscope 5 vars ou a donc 5 bars/V

D'autres part le bouton de réglage de l'échelle de l'entrée des pressions est en position 2V qui signifie qu'on a 2V/division

finalement on a : $\left. \begin{array}{l} 5 \text{ bars/V} \\ 2\text{V/Div} \end{array} \right\} \text{-----} \rightarrow 10 \text{ bars/div}$

La division sur l'écran est 10mm, tandis que sur la photo est inférieure à cette valeur (effet optique) elle vaut 8 mm, donc toutes nos mesures sont référées à 8 mm de division et non pas 10 mm.

2- Lecture en degrés de l'angle de rotation (en abscisses)

Comme mentionné précédement, l'encodeur délivre une impulsion pour chaque dix degrés (10°) de rotation du vilebrequin en commençant par le **PMH**, chaque point sur la photo corresepond donc à 10°

suisant cette démarche on obtient le tableau suivant

$\theta [^\circ]$	$P [\text{bars}]$	$\theta [^\circ]$	$P [\text{bars}]$
10	0	190	40
20	0	200	60
30	0	210	51.25
40	0	220	25.00
50	0.15	230	15
60	0.5	240	11.25
70	0.75	250	6.25
80	1	260	5
90	1.125	270	3.75
100	1.250	280	2.5
110	1.750	290	1.5
120	2.5	300	1.125
130	3.75	310	1
140	5	320	1
150	6.875	330	0.6
160	11.875	340	0
170	21.25	350	0
180	30	360	0

P : Pression relative
dans le cylindre

Le calcul quasi-réel donne pour la pression maximale

$$P_{\max}^{(1)} = \varphi P_2 = 1.4 \times 54.2118 = 75.89653 \text{ bars}$$

pratiquement on trouve $P_{\max}^{(2)} = 61 \text{ bars}$

L'erreur relative est donc:

$$\frac{P_{\max}^{(1)} - P_{\max}^{(2)}}{P_{\max}^{(2)}} = \frac{75.89653 - 61}{61}$$

% erreur est : 24%

Chapitre 4 :

Etude du couple

4 - Etude du couple moteur du moteur F4L 912

4.1 : Accélération du piston :

La position du point B de l'axe du piston dans le repère $(O, \vec{x}_0, \vec{y}_0, \vec{z}_0)$ est déterminée par la relation :

$$\vec{OB} = (R \cos \theta - L \cos \varphi) \vec{y}_0 \quad \dots\dots(4.1)$$

La vitesse est donc égale à :

$$\vec{VB} = \frac{d\vec{OB}}{dt} = (-R \dot{\omega} \sin \theta + L \dot{\varphi} \sin \varphi) \vec{y}_0 \quad \dots\dots(4.2)$$

$$\text{avec } \dot{\theta} = \omega = cte$$

ce qui donne pour l'accélération :

$$\vec{\gamma}_B = \frac{d\vec{VB}}{dt} = (-R\omega^2 \cos \theta + L\dot{\varphi}^2 \cos \varphi + L\ddot{\varphi} \sin \varphi) \vec{y}_0$$

$$\text{Sachant que : } R \sin \theta = L \sin \varphi \longrightarrow \sin \varphi = \frac{R}{L} \sin \theta \quad \dots (4.3)$$

$$\dot{\varphi} = \frac{R\omega \cos \theta}{L \cos \varphi} \quad \dots (4.4)$$

$$\ddot{\varphi} = (\dot{\varphi}^2 - \omega^2) \operatorname{tg} \varphi \quad \dots (4.5)$$

$$\vec{\gamma}_B = (-R\omega^2 \cos \theta + R\omega\dot{\varphi} \cos \theta + \ddot{\varphi} R \sin \theta) \vec{y}_0$$

$$\vec{\gamma}_B = [R\omega(\dot{\varphi} - \omega) \cos \theta + R\ddot{\varphi} \sin \theta] \vec{y}_0 \quad \dots\dots (4.6)$$

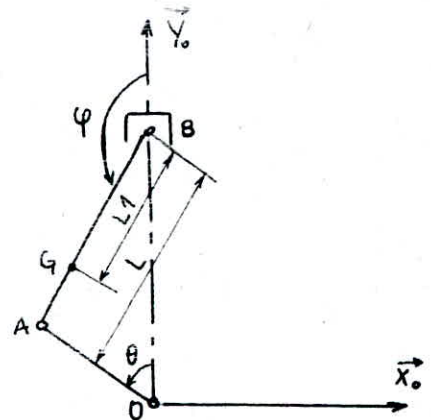
4.2 : Accélération du centre de gravité G de la bielle :

La position du centre de gravité de la bielle est déterminée par (sous la forme matricielle)

$$\vec{OG} = \vec{OA} + \vec{AG} = \begin{bmatrix} -R \sin \theta + (L-L_1) \sin \varphi \\ R \cos \theta - (L-L_1) \cos \varphi \\ 0 \end{bmatrix} \begin{matrix} \vec{x}_0 \\ \vec{y}_0 \\ \vec{z}_0 \end{matrix}$$

Après combinaison, on obtient

$$\vec{\gamma}_G = \frac{d^2 \vec{OG}}{dt^2} = \begin{bmatrix} \frac{L_1}{L} R \omega^2 \sin \theta \\ R\omega \left[\left(1 - \frac{L_1}{L}\right) \dot{\varphi} - \omega \right] \cos \theta + \left(1 - \frac{L_1}{L}\right) \ddot{\varphi} R \sin \theta \\ 0 \end{bmatrix} \begin{matrix} \vec{x}_0 \\ \vec{y}_0 \\ \vec{z}_0 \end{matrix}$$



4.3 Efforts s'exerçant sur le piston :

Le piston est soumis à 2 types de forces, celle due à la pression des gaz de combustion et celle due à l'inertie du piston de composantes suivants \vec{X}_o , \vec{X}_B et suivant \vec{Y}_o , \vec{Y}_B ainsi que son poids la composante dans le sens \vec{Z}_o est nulle.

La loi fondamentale de la dynamique (seconde loi de Newton) appliquée au piston nous permet d'écrire :

$$\sum \vec{F}_{ext/B} = m_p \vec{\gamma}_B$$

projetons cette équation suivant \vec{Y}_o et \vec{X}_o on obtient :

$$\vec{Y}_o : m_p \cdot [R\omega (\dot{\varphi} - \omega) \cos \theta + R\ddot{\varphi} \sin \theta] = -m_p \cdot g - Y_B - P(\theta) \cdot S \dots (4.10)$$

$P(\theta)$: La pression des gaz en fonction la déviation angulaire θ du vilebrequin .

m_p : masse du piston

S : surface du piston ($S = \pi \phi^2 / 4$)

ϕ : alésage.

$$\vec{X}_o : 0 = X_B - X_C \dots (4.11) \text{ où } X_C \text{ est l'effort exercé par le chemise sur le piston .}$$

4.4 : Efforts exercés sur la bielle :

La bielle subit des forces d'inertie dues à l'action du maneton au point A et celles de pression des gaz au point B les composantes suivant \vec{X}_o et \vec{Y}_o sont \vec{X}_A et \vec{Y}_A pour le pt A, \vec{X}_B et \vec{Y}_B pour le pt B.

D'après la deuxième loi de Newton on peut écrire :

$$\sum \vec{F}_{ext/G} = m_b \vec{\gamma}_G$$

La projection de cette équation suivant \vec{X}_o et \vec{Y}_o donne :

$$\vec{X}_o : m_b \cdot \frac{L_1}{L} R \omega^2 \sin \theta = X_A + X_B \dots (4.12)$$

$$\vec{Y}_o : m_b \left\{ R\omega \left[\left(1 - \frac{L_1}{L}\right) \dot{\varphi} - \omega \right] \cos \theta + \left(1 - \frac{L_1}{L}\right) \ddot{\varphi} R \sin \theta \right\} = Y_A + Y_B - m_b g \dots (4.13)$$

pour la rotation la deuxième loi de Newton s'écrit pour la bielle : $\sum \mathcal{M}/G = I_G \ddot{\varphi}$

$$I_G \ddot{\varphi} = L_1 (X_B \cos \varphi + Y_B \sin \varphi) - (L - L_1) (X_A \cos \varphi + Y_A \sin \varphi) \dots (4.14)$$

I_G : de moment d'inertie de la bielle/G

A partir des éq (4.10), (4.11), (4.12), (4.13), et (4.14) on obtient le système suivant :

$$\left. \begin{aligned}
 1/ m_p [Rw (\dot{\varphi} - \omega) \cos \theta + R\ddot{\varphi} \sin \theta] &= -m_p g - Y_B - P(\theta) \cdot S \\
 2/ m_b \left\{ R w \left[\left(1 - \frac{L_1}{L}\right) \dot{\varphi} - w \right] \cos \theta + \left(1 - \frac{L_1}{L}\right) \ddot{\varphi} R \sin \theta \right\} &= Y_A + Y_B - m_b g. \\
 3/ m_b \left(\frac{L_1}{L} \right) R w^2 \sin \theta &= X_A + X_B. \\
 4/ X_B - X_C &= 0 \\
 5/ I_G \ddot{\varphi} &= L_1 (X_B \cos \varphi + Y_B \sin \varphi) - (L - L_1) (X_A \cos \varphi + Y_A \sin \varphi).
 \end{aligned} \right\} (4.15)$$

D'où l'on déduit :

$$1/ Y_B = -m_p g - R w (-w) \cos \theta + R \sin \theta \quad (4.16)$$

$$2/ Y_A = m_b g + R w \left(1 - \frac{L_1}{L}\right) \dot{\varphi} - w \cos \theta + \left(1 - \frac{L_1}{L}\right) R \ddot{\varphi} \sin \theta - Y_B. \quad (4.17)$$

$$3/ X_B = I_G \ddot{\varphi} + m_b (L - L_1) \cdot \frac{L_1}{L} R w \sin \theta \cos \varphi + \sin \varphi (L - L_1) Y_A - \frac{L_1 Y_B}{L} \cos \varphi \quad (4.18)$$

$$4/ X_A = m_b \frac{L_1}{L} R w^2 \sin \theta - X_B. \quad (4.19)$$

4- 5 Couple moteur :

Le couple moteur \vec{C}_e exercé par la bielle sur le disque représentant la manivelle est égal à :

$$\vec{C}_e = \vec{C}_m = \vec{F}_A \wedge \vec{OA} \quad \text{avec} \quad \vec{F}_A = \begin{pmatrix} X_A \\ Y_A \\ 0 \end{pmatrix} \begin{matrix} \vec{x}_0 \\ \vec{y}_0 \\ \vec{z}_0 \end{matrix} \quad \text{effort du maneton sur la bielle}$$

$$\vec{OA} = \begin{pmatrix} -R \sin \theta \\ R \cos \theta \\ 0 \end{pmatrix} \begin{matrix} \vec{x}_0 \\ \vec{y}_0 \\ \vec{z}_0 \end{matrix}$$

$$\vec{C}_m = R (X_A \cos \theta + Y_A \sin \theta) \vec{z}_0 \quad \dots (4.20)$$

Programme COUPL du calcul du couple moteur :

Pour le calcul du couple moteur du moteur F4L 912 , un programme est mis au point qui permet d'avoir la valeur du couple exercé sur le vilebrequin ; par un système bielle-manivelle classique pour chaque angle de rotation du maneton à un régime de rotation constant.

Listes des données :

- PAS : Pas de calcul en degré
 L : Longueur de la bielle (entre axe) en m
 L1 : Distance du centre de gravité de la bielle à l'axe du pied de la bielle en m .
 R : Rayon manivelle
 Mb : Masse de la bielle en Kg
 Mp : Masse de piston en Kg
 IG : Moment d'inertie de la bielle par rapport à l'axe Gz en Kg m²
 OMEGA : vitesse de rotation du moteur en rd/s
 G : Accélération de la pesanteur
 P(1) : Tableau des pressions régnantes dans le cylindre pour chaque angle de rotation du maneton en bars
 S : surface du piston en Cm².

- ALGORITHME :

A partir des équations (4.16) à (4.19) trouvées précédemment qui sont solutions du système (4.15)

Nous avons :

$$\begin{aligned} (1) \quad Y_B &= -m_p \left[g - R\omega^2 \cos \theta + \ddot{\varphi} L \sin \varphi + \dot{\varphi}^2 L \cos \varphi \right] - P(\theta) \cdot S \\ (2) \quad Y_A &= m_b \left\{ g + R\omega \left[\left(1 - \frac{L_1}{L}\right) \dot{\varphi} - \omega \right] \cos \theta + \left(1 - \frac{L_1}{L}\right) R \ddot{\varphi} \sin \theta \right\} - Y_B \\ (3) \quad X_B &= \left\{ I_G \ddot{\varphi} + m_b (L - L_1) \frac{L_1}{L} R \omega^2 \sin \theta \cos \varphi + \sin \varphi \left[(L - L_1) Y_A - L_1 Y_B \right] \right\} / L \cos \varphi \\ (4) \quad X_A &= m_b \frac{L_1}{L} R \omega^2 \sin \theta - X_B \end{aligned}$$

Les opérations sont faites dans l'ordre suivant :

- 1 - Prendre $\theta = 0$
- 2 - Calculer $\cos \varphi$, $\sin \varphi$, $\dot{\varphi}$, $\ddot{\varphi}$ voir équas. (4.3), (4.4), (4.5)
- 3 - Calculer dans l'ordre Y_B , Y_A , X_B , X_A par les formules (1), (2), (3) et (4)
- 4 - Calculer le couple ; $C = R (X_A \cos \theta + Y_A \sin \theta)$
- 5 - Faire $\theta = \theta + \text{pas}$
si $\theta \leq 720^\circ$ aller en 2
- 6 - Développer en série de Fourier le couple

- Noms des variables :

Les noms des variables utilisées autres que eux définis par la liste des données sont :

PHI1 = $d\varphi/dt$ vitesse angulaire de la bielle

PHI2 = $d^2\varphi/dt^2$ Accélération " " "

XA = X_A

XB = X_B

YA = Y_A

YB = Y_B

TETAD = θ angle de rotation du maneton en degrés

TERAR = θ " " " " " "radians

ST = $\sin \theta$

CT = $\cos \theta$

SP = $\sin \varphi$

CP = $\cos \varphi$, TP = $\tan \varphi$

COUPL (I) : tableau contenant les valeurs du couple C

A (I) et B (I) : tableau des coef. des termes en sin. et cosinus du développement en série de Fourier

$$C = B(1) + \sum [A(I) \sin ((I-1)\omega t) + B(I) \cos ((I-1)\omega t)]$$

- ORGANIGRAMME DU PROGRAMME COUPL :

Lecture Des Données
PAS, L, L1, R, Mb, Mp, IG
OMEGA, P(I), S, G.

TETAD = 0

I = 1

TETAR = TETAD * PI / 180

ST = SIN(TETAR)

CT = COS(TETAR)

$SP = (R/L) * ST$
 $CP = -((1 - (R/L)**2 * ST**2))**0,5$
 $TP = SP/CP$

$PHI1 = R * OMEGA * CT / (L * CP)$

$PHI2 = (PHI1**2 - OMEGA**2) * TP$

YB = Formule (4.16)

YA = Formule (4.17)

XB = Formule (4.18)

XA = Formule (4.19)

$Coupl(I) = R * (XA * CT + YA * ST)$

I = I + 1

TETAD = TETAD + PAS

TETAD ≤ 720

Oui

Non

Ecrire: Coupl(I)

Fin

Remarque :

Le couple moteur C_m étant le couple total, il peut être décomposé en deux couples antagonistes :

- le couple dû aux pressions des gaz
- le couple dû aux inerties des pièces en mouvement

a/ Couple dû aux pressions des gaz :

La pression régnante dans le cylindre à un instant donné exerce des efforts sur la chemise, la culasse et le piston, les pressions ainsi mises en jeu sont des forces purement intérieures au moteur.

Resultat : - Les pressions radiales agissant sur la chemise s'auto-équilibrent et n'auront plus d'effet sur le piston.

- les forces de pression agissant sur le piston sont de direction et de sens fixes, de grandeur variable et de période 4π .

ces forces ayant agi sur le piston se transmettent intégralement (aux frottements près) au maneton par l'intermédiaire de la bielle pour fournir le couple moteur à la pression des gaz.

Ce étant obtenu en égalant les masses du piston et de la bielle à zéro ainsi que le moment d'inertie de la bielle par rapport à l'axe Gz passant par le centre de gravité G . ($M_b = M_p = IG = 0$)

Notons par C_g le couple dû aux gaz :

$$\begin{aligned} C_g(\theta) &= R (X_{Ag} \cos \theta + Y_{Ag} \sin \theta) \\ X_{Ag} &= X_A \text{ avec } M_p = M_b = IG = 0 \end{aligned} \quad (4.21)$$

$$\text{D'où } Y_{Ag} = Y_A \text{ avec } M_p = M_b = 0 \quad (4.22)$$

$$\begin{aligned} \text{D'où } X_{Ag} &= \sin \varphi [L_1 Y_B - (L - L_1) Y_A] / L \cos \varphi = - X_B \\ Y_B &= -PS, \quad Y_A = -Y_B \implies X_{Ag} = \sin \varphi [-(L - L_1) PS - L_1 PS] / L \cos \varphi \end{aligned}$$

$$X_{Ag} = \sin \varphi (-LPS) / L \cos \varphi = -PS \operatorname{tg} \varphi. \quad (4.23)$$

et

$$Y_{Ag} = -Y_B = PS \quad (4.24)$$

b- Couple dû aux inerties des pièces en mouvement :

- C'est le couple moteur à charge vide. Il est calculé en faisant tourner le moteur à sans être alimenté en combustible.

Ce couple est produit par une force sinusoïdale de période 2π engendrée par le déplacement rectiligne alternatif du piston sur l'axe \vec{Ox} .

Le mouvement élyptique complexe de la bielle et la rotation de la manivelle par rapport à l'axe de rotation

- L'expression du couple dû aux inerties se traduit de celle du couple total mais en éliminant l'effet de la pression des gaz.

Notons par C_i le couple dû aux inerties

$$C_i(\theta) = R (X_{Ai} \cos\theta + Y_{Ai} \sin\theta) \quad (4.25)$$

$$X_{Ai} = X_A \text{ avec } P(\theta) = 0 \quad (4.26)$$

$$Y_{Ai} = Y_A \text{ avec } P(\theta) = 0 \quad (4.27)$$

$$D'où \quad X_{Ai} = \frac{1}{L \cos\varphi} \left(-I_G \ddot{\varphi} - (L-L_1) Y_{Bi} \sin\varphi + L_1 (m_b \ddot{x}_G \cos\varphi + Y_{Bi} \sin\varphi) \right) \quad 4.$$

$$Y_{Ai} = M_b \ddot{y}_G - Y_{Bi}$$

$$Y_{Bi} = -M_P \cdot \ddot{y}_B$$

Remarque :

- Le couple moteur dû aux inerties peut être calculé d'une autre façon .

On avait dit auparavant que le couple total est la somme des deux autres couples (dû aux gaz+ dû aux inerties).

$$C_m(\theta) = C_g(\theta) + C_i(\theta) \longrightarrow C_i(\theta) = C_m(\theta) - C_g(\theta).$$

4.5.2 Calcul du couple moteur d'un multicylindre :

- Repérage des cylindres :

Le moteur étant placé dans sa position normale de fonctionnement.

Un observateur placé devant le moteur regardant face à la sortie de l'arbre d'entraînement (coté volant) définit sa droite (resp. sa gauche) comme étant la droite (resp la gauche) du moteur.

- Moteur en ligne (4cylindre en ligne) voir fig4 sur un moteur à quatre cylindres en ligne ou a :

- L'avant du moteur est le côté volant

- Le numérotage des cylindres se fait de l'avant vers l'arrière

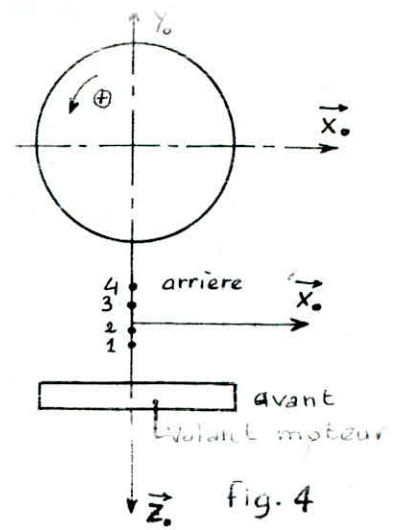
- L'observateur placé devant le moteur le voit tourner dans le sens trigonométrique

- Ordre d'allumage des moteurs multicylindres à quatre temps

Le couple instantané d'un moteur à n cylindres s'obtient par composition du couple du moteur monocylindre.

Le couple moteur du multicylindre dépend :

- du nombre de cylindres et leur disposition
- du vilebrequin utilisé: pour un moteur à quatre temps on utilise un vilebrequin avec un angle de calage des manetons de $4\pi/n$.



- De l'ordre d'allumage et de l'intervalle entre deux allumages imposés par le nombre de cylindres, leur disposition et le vilebrequin.

Remarque :

Lorsque le nombre de cylindres est pair on choisit un vilebrequin dont le plan médian est plan de symétrie ceci pour des raisons d'équilibrage qu'on aura pas l'occasion de traiter dans notre présent projet.

Lorsque le nombre et la disposition des cylindres sont choisis (et que le vilebrequin est choisi, il y'a $(2^{(n/2-1)})$ ordres d'allumage possibles.

- Couple moteur multicylindre en ligne (4 temps)

La condition de régularité du couple moteur (4 temps) exige que l'alternance des courses dans les différents cylindres correspond au rapport $720/n$ où n est le nombre de cylindres; ce qui impose de caler les différents coudes du vilebrequin selon un angle de calage δ égal à $4\pi/n$

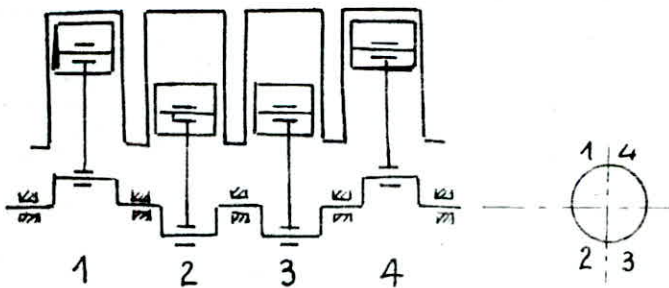
- Moteur 4 cylindres en ligne :

Le nombre de cylindres et leur dispositions sont fixés; angle de calage des manetons :

$$\delta = 4\pi/4 \cdot n = 4 = \pi \text{ ----- les allumages ont lieu}$$

à intervalle régulier de 180°

on utilise un vilebrequin dont le plan médian est plan de symétrie



ordre d'allumage

1-3-4-2-1
 $180^\circ \quad 180^\circ \quad 180^\circ \quad 180^\circ$

Vilebrequin et ordre d'allumage du moteur 4 cylindres en ligne.

Le couple moteur est :

$$C(\theta) = C_m(\theta) + C_m(\theta + \pi) + C_m(\theta + 2\pi) + C_m(\theta + 3\pi) \quad (4.32)$$

****CONCLUSION****

Ce travail nous a permis d'éclaircir certains points sur les performances du moteur Diesel et celui à essence et de voir les avantages et les inconvénients de l'un par rapport à l'autre et aboutir enfin à des solutions pour le moteur Diesel compte tenu de la comparaison des deux types de moteurs qui mis en évidence d'une part la quasi-nécessité de la suralimentation du moteur Diesel afin de réduire son handicap en puissance et en poids , d'autre part, l'adoption du volant accordé à l'harmonique 2 pour diminuer son irrégularité cyclique .

Le travail fait laboratoire pour la détermination des cycles réelles du moteur F4L912, nous a montré l'importance de l'expérimentation dans le domaine de la recherche scientifique ainsi que les difficultés pratiques rencontrées souvent dans l'expérimentation.

L'adaptation des appareils de mesure sur notre banc nous a montré qu'il est impossible de progresser ou d'évoluer dans le domaine scientifique sans un appareillage adéquat même si le côté théorique est largement maîtrisé.

Faute de temps et de moyens, les diagrammes relevés au cours de l'expérience sont à deux régimes seulement , moteur au ralenti et moteur à pleine injection c'est à dire vitesses minimale et maximale de rotation.

En fin nous souhaitons que ce travail pourra servir de base aux expériences qui se feront sur le moteur F4L912 dans le cadre des projets de fin d'études.

Il est nécessaire que le laboratoire moteurs soit enrichi en équipement de mesure et de recherche basé sur l'exploitation informatique évolué.

BIBLIOGRAPHIE

- 1 - R. BRUN Sciences et techniques du moteur Diesel industriel et de transport . Société des éditions technip. 1977
- 2 - QUILLET Encyclopedie des sciences industrielles
Ed Quillet 1983
- 3 - R. OUZIAUX Mécanique appliquée : Dynamique des machines alternatives
Ed . Dunod :.1960
- 4 - J.CHARLES SISI Thermodynamique
Ed. MC Mc Graw Hill 1980
- 5 - B.LEDUC Les bases théoriques et pratiques de la comparaison
des performances des véhicules équipés de moteur à essence
et moteur Diesel.
Revue "T" tudschrift no 1 1984
- 6 - VRA
VAN WYLLEN Thermodynamique appliquée
Ed technip 1981
- 7 - I.CHVETZ Thermique générale
Ed. mir moscou 1969
- 8 - AYAD/BOUKABACHE Projet de fin d'études "synthese sur l'analyse dynamique
des parties internes des moteurs en ligne et en VVT" Juin 1987
- 9 - HAMIDI/BOUKABACHE Projet de fin d'études "logiciel du calcul du couple
et l'irrégularité cyclique " Juin 1986
- 10 - PLINT Manuel d'instruction du banc d'essai
TE 16

