

وزارة التربية الوطنية
MINISTERE DE L'EDUCATION NATIONALE

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

المدرسة الوطنية المتعددة التخصصات
BIBLIOTHEQUE — المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

DEPARTEMENT

Genie Mecanique

PROJET DE FIN D'ETUDES

SUJET

*Transformation d'un moteur
diesel F3L912
en F2L912*

Proposé par :

Etudié par :

Dirigé par

A. CHAKER

M. BOUKABACHE

F. ZAID

PROMOTION

Juillet 1993

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

وزارة التربية الوطنية
MINISTRE DE L'EDUCATION NATIONALE

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
BIBLIOTHEQUE — المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

DEPARTEMENT GENIE MECANIQUE

PROJET DE FIN D'ETUDES

SUJET

TRANSFORMATION D UN
MOTEUR DIESEL F3L912
EN F2L912

Proposé par :

Etudé par :

Dirigé par

A CHAKER

M BOUKABACHE

F ZAID

PROMOTION JUILLET 1993

E.N.P. 10, Avenue Hacen Rabi El-Harrach - ALGER

ANNEE : 1993 DEPARTEMENT : GENIE MECANIQUE NUMERO DU PFE :

AUTEURS : ABDELAZIZ CHAKER FATEH ZAID

TITRE : Transformation d'un moteur DIESEL
F3L912 en F2L912.

ENCADREMENT DE PFE : MOHAMED BOUKABACHE (ENP)

PARTENAIRE DE PFE : PMA/CMT

Nombre de pages :

Nombre de figures :

Nombre de tableaux :

Nombre de plans : 10

Nombre de photos :

Nombre de références bibliographiques :

RESUME :

Ce travail consiste à transformer un moteur Diesel trois cylindres en ligne en un en deux cylindres, en gardant le maximum d'éléments standards dans la série des moteurs CMT (bielle, piston, cylindrée,...) tout en reprenant les calculs fondamentaux du moteur.

MOTS DE CLES : MOTEUR, VILEBREQUIN, CARTER, CUVE A HUILE, EQUILIBRAGE, VOLANT MOTEUR, INERTIE, RIGIDITES, VIBRATION, ARBRE A CAME...

PARTIE A REMPLIR PAR LE PROFESSEUR RESPONSABLE DU PROJET:

ACCESSIBILITE DE CE RAPPORT (entourer la mention correcte) :

LIBRE - ENP SEULEMENT - CONFIDENTIEL

DATE : JUILLET 1993

SIGNATURE :



ملخص

يهدف هذا العمل الى تحويل محرك ديزل ذو ٣ اسطوانات الى محرك ذو اسطواتين ، مع التمسك بأغلب العناصر الثابتة لسلسلة محركات م م ج وهذا بإعادة الحسابات الاساسية للمحرك

RESUME:

Ce travail consiste à transformer un moteur Diesel trois cylindres en ligne en un en deux cylindres, en gardant le maximum d'éléments standards dans la serie des moteurs CMT tout en reprenant les calculs fondamentaux du moteur.

SUMMARING:

This work consisted in transforming a three inline cylinder Diesel engine to a two cylinder one, by keeping the most standard element of a serial motor CMT and doing the fondamental motor calculs.

DEDICACES

الى والداي حفظهما الله

الى اخوتي و اخواتي

الى كل عائلتي

الى جميع اصدقائي

اهدي عملي هذا المتواضع

فاتح

=====

A ma mère

A mon père

A mes frères

A mes soeurs

A toute ma famille

A tous mes amis

A tous ceux que j'ai connu

Je dedie ce modeste travail

ABDELAZIZ

REMERCIEMENT

Nous tenons à adresser notre sincère et profonde reconnaissance à M. BOUKABACHE pour ses conseils et son suivi durant toute la période de préparation de notre projet.

Nous remercions également monsieur BENMOUNAH, chef du bureau d'étude de .CMT de constantine, ainsi qu'à toute son équipe pour avoir proposé ce sujet et pour l'aide et l'accueil qu'ils nous ont réservé au seins de leur unité.

Nous remercions tous les enseignants de l'ENP qui on contribuer à notre formation et particulièrement ceux du département G.MECANIQUE.

Nous tenons enfin à exprimer notre profonde gratitude à tous ceux qui de près ou de loin ont contribué à l'élaboration de ce projet.

SOMMAIRE

Notations utilisées	1
Présentation de l'unité	2
Introduction	3

CHAPITRE 1 LA TRANSFORMATION

1.1) Généralités	5
1.2) Carter moteur	5
1.3) Vilebrequin	5
1.4) Arbre à cames	6
1.5) Cuve à huile	6
1.6) Volant d'inertie	7

CHAPITRE 2 ETUDE CINEMATIQUE ET DYNAMIQUE

2.1) Etude cinématique	
2.1.1) Généralités	8
2.1.2) Cinématique des différents points	9
2.2) Etude dynamique	
2.2.1) Généralités	12
2.2.2) Hypothèses	12
2.2.3) Equations vectorielles fondamentales	12
2.2.4) Equations scalaires	13
2.2.5) Etude dynamique de la bielle	13
2.2.6) Etude dynamique du piston	15
2.2.7) Couple moteur	19

CHAPITRE 3 EQUILIBRAGE

3.1) Généralités	24
3.2) Définition	24
3.3) Equilibrage par catégorie de force	25
3.3.1) Origine des forces	25
3.3.2) Equilibrage des masses rotatives	26

3.3.3) Equilibrage de la masse alternative	28
3.3.4) Etude du contre poids	31
3.3.4.1) Masse du contre poids	31
3.3.4.2) Dimensionnement du contre poids	31
3.4) Application numérique	32

CHAPITRE 4

INERTIE ET RIGIDITES

4.1) Inertie du système bielle manivelle	33
4.2.1) Manetons et tourillons	33
4.2.2) Bras	34
4.2.3) Contre poids	35
4.2.4) Equipage mobile	35
4.2) Longueur équivalente d'un coude	37
4.2.1) Longueur équivalente du tourillon L_{et}	38
4.2.2) Longueur équivalente du maneton L_{em}	38
4.2.3) Longueur équivalente de bras L_{be}	39
4.3) Rigidité torsionnelle	39

CHAPITRE 5

ETUDE DU VOLANT D'INERTIE

5.1) Role du volant	41
5.2) Inertie PD^2	41
5.3) Irrégularité cyclique	42
5.4) calcul du volant moteur	43
5.5) Dimensionnement du volant	46
5.5.1) Schéma du volant	46
5.5.2) Détermination de l'épaisseur minimale du volant E_{min}	46

CHAPITRE 6

ETUDE VIBRATOIRE

6.1) Généralités	48
6.2) Vibration de torsion	48

NOTATIONS UTILISEES

NOTATIONS UTILISEES

- Les repères sont définis par un point et trois axes indices ou non, notés par: $(o, x, y, z), (o, x_1, y_1, z_1), \dots$
- Les angles sont notés par les lettres grecques minuscule, θ, α, \dots
- Si θ est un angle en radian, on note $\omega = \dot{\theta}$, la dérivée première de θ par rapport au temps.

$$\omega = \dot{\theta} = \frac{d\theta}{dt} \quad [rd/s]$$

elle représente la vitesse angulaire instantanée.

- On note $\ddot{\theta}$ la dérivée seconde de θ par rapport au temps

$$\ddot{\theta} = \frac{d^2\theta}{dt^2} \quad [rd/s^2]$$

- on définit le vecteur rotation instantané $\vec{\omega}$, par une vitesse angulaire instantanée sur un axe de rotation au repère (0) autour de l'axe z de valeur θ .
- $\frac{d^2\vec{x}}{dt^2}$: la dérivée du vecteur x dans le repère (0) par rapport au temps.
- $\vec{V}(A, 1/0)$: Vitesse instantanée du point a appartenant au repère (1) par rapport au repère (0).
- $\vec{\Gamma}(A, 1/0)$: Accélération instantanée du point A qui appartient au repère (1) par repère (0).
- $\vec{\delta}^*(s/G)$: Le moment dynamique dans le repère (0) du solide (S) par rapport a son centre de gravité G.
- $\left(\frac{R}{M}\right)_A$: Le torseur des actions mécaniques appliquées au points A, il est défini par une force et un moment au point A.

DESCRIPTION
DE L'UNITE

Le Complexe Moteur Tracteur de CONSTANTINE (CMT) est l'une des plus importantes unités de production de l'Entreprise Nationale de Production Agricoles (ENAPEM), dont le siège social est à SIDI BELABBES.

L'implantation de l'usine à oued Hamimine, wilaya de CONSTANTINE, s'étale sur superficie aménagée de 289251 m² dont 97650 m² couvert, Les ateliers de production représentent 46100m².

- La date de signature du contrat principal : le 19 avril 1969 avec le donneur de licence (KHD).
- La date de démarrage des travaux : le 2 octobre 1969.
- La date du début des essais : Le 1 décembre 1972.
- La date de sortie du premier tracteur : Le 2 février 1974.
- La date de réception définitive : Le 31 décembre 1978

Les principales pièces d'usure sont identiques et interchangeables sur tous les moteurs de la série FL912, Ainsi la tenue des pièces de rechanges est réduite à un minimum.

Les moteurs à 2,3,4 et 6 cylindres de la série FL912 sont construits sur la base d'un principe d'uniformité :

- Cycle à 4 temps,
- Moteur à faible course de piston,
- Refroidissement à air,
- Conceptions modulaires des pièces constitutives,
- Réserve de puissance.

INTRODUCTION

Dans le domaine de l'industrie du moteur à combustion interne, il n'est pas moins évident que le meilleur cycle thermodynamique (et même la combustion la plus parfaite) ne peuvent suffire pour lui assurer un fonctionnement parfaitement satisfaisant.

Des exemples nombreux se trouvent, parmi les inventions et les étapes les plus connues de l'évolution des moteurs à combustion interne, de conceptions (judicieuses quand à leurs principes) dont les premières inventions n'ont pas données de résultats, faute d'être étudiées d'une manière suffisante du point de vue mécanique.

D'autre part, un moteur ne doit pas seulement être calculé de manière à fournir une performance convenable du point de vue rendement et de puissance, il doit aussi satisfaire à des conditions d'encombrement, de poids, de prix de revient suffisamment modérés, avoir une sécurité de marche suffisante et une facilité d'entretien.

Cela n'est pas le cas du moteur deutz F2L912 qui n'est plus sur la chaîne de montage à l'unité de CMT de Constantine car, de plus du manque des qualités déjà citées, il présente des difficultés de réalisation mécanique surtout au niveau du carter-moteur.

Mais vu les exigences du marché, les responsables du bureau d'étude de PMA ont opté pour la relance de ce dernier, mais cette fois-ci avec un nouveau modèle qui sera le produit de la transformation de son homologue, le F3L912 qui fait preuve de plus d'efficacité.

C'est l'étude qui nous a été confiée par le bureau d'étude de PMA/CMT de Constantine. Nous nous proposons de mener cette étude, en essayons de garder le maximum d'éléments standards à la chaîne des moteurs CMT, tout en reprenant les calculs fondamentaux du moteur, qui sont principalement le calcul de l'embellage et de la distribution.

Ce travail est présenté dans sept chapitres et qui sont:

- 1- La transformation: une présentation des organes concernés par la transformation et les différentes transformations à effectuer. des dessins montrent le produit transformé.
 - 2- Etude cinématique et dynamique de l'embellage.
 - 3- Equilibrage: chapitre traite le dimensionnement du contre poids.
 - 4- Calcul des inerties et rigidités: dans ce chapitre, on parle de la détermination des inerties et rigidités des différentes parties du vilebrequin.
 - 5- Volant d'inertie: chapitre traite le dimensionnement du volant d'inertie.
 - 6- Etude vibratoire du moteur.
 - 7- Etude de la distribution.
- Conclusion.

CHAPITRE 1

LA

TRANSFORMATION

1.1)- GENERALITES :

Dans le moteur CIRTA, fabriqué en Algérie sous licence DEUTZ, le carter des moteurs F3-6L912 est standard, pourvu de plusieurs alésages, trous taraudés, paliers et formes complexes, destinés à recevoir les autres organes du moteur.

Le F2L912 diffère des F3-6L912, il forme à la fois le carter, la cuve à huile et une partie du corps de la pompe d'injection, cette configuration le rend trop encombrant d'où l'élaboration de son brut est plus complexe à réaliser comparée à celle des carters F3-6L912, en plus de son poids considérable, il a un prix de revient assez cher et une difficulté d'entretien.

Pour remédier à tous ces inconvénients, on s'est proposé de transformer le carter du F3L912, pour le moteur F2L912.

Cette transformation entraîne d'autres améliorations qui affectent : le vilebrequin, l'arbre à cames, la cuve à huile et le volant d'inertie.

1.2)- Carter-moteur :

Sa transformation consiste à supprimer le trou du milieu servant le logement de la chemise du deuxième cylindre, cela revient à garder le premier et le troisième cylindres.

Ce choix a été adopté dans le but de la sauvegarde des configurations intérieurs et extérieurs des côtés de la distribution et du volant d'inertie.

1.3)- Vilebrequin :

Le vilebrequin du F2L912 se présente comme étant un arbre avec deux manivelles antisymétriques, ayant des bouts d'arbres: l'un conique, pour la fixation du volant d'inertie, l'autre, cylindrique, pour la fixation du pignon de distribution et de

la poulie, pour le F3L912, en plus de la disposition angulaire de ses manetons qui diffère, à des bouts d'arbres cylindriques: l'un sous forme d'un disque ayant huit trous pour la fixation du volant d'inertie, l'autre, est cylindrique, de diamètre différent du premier, destiné à recevoir le pignon distributeur et la poulie.

En considérant l'équivalence qui existe entre les deux vilebrequins, à savoir, même rayon de manivelle, même diamètre et longueur de manetons, même diamètre et longueur de tourillons et même entraxe de cylindre, la transformation se résume en l'adaptation des bouts d'arbres du F3L912 pour le vilebrequin du F2L912.

1.4)- Arbre à cames :

La transformation du carter-moteur du F3L912 nous impose plusieurs conditions sur les paliers et distances paliers-cames.

Ces contraintes nous amènent à considérer l'arbre à cames du F3L912 pour lequel on supprime la partie destinée à la distribution du cylindre du milieu et on change l'orientation des cames restantes de façon à satisfaire les différents angles de distribution d'un moteur à deux cylindres en ligne.

1.5)- Cuve à huile :

La cuve à huile présente une dissymétrie par rapport à l'axe du deuxième cylindre, cette configuration nous contraint de choisir deux plans de coupes brisés, formés chacun de deux plans : le premier réalisant une symétrie entre les trous de fixation de la cuve avec le carter-moteur, l'autre assurant une bonne adaptation des deux parties inférieures de la cuve.

1.6)- Volant d'inertie :

connaissant la moment d'inertie du volant du moteur F2L912 (qui sera calculé plus loin); et celui du F3L912, on pourra agir sur ce dernier en lui ajoutant une masse concentrée sur son rayon extérieur ayant pour moment d'inertie la différence des deux moments.

CHAPITRE 2

ETUDE CINEMATIQUE & DYNAMIQUE

ETUDE
CINEMATIQUE

2.1.1)- GENERALITES:

L'étude cinématique d'un moteur est nécessaire pour la détermination des accélérations.

Ces dernières permettent le calcul des efforts, auxquels sont soumis les organes mobiles.

L'attelage mobile d'un moteur alternatif est constitué de l'ensemble des éléments suivants:

- le piston,
- La bielle,
- La manivelle.

Dans notre étude [4], on suppose que le piston n'est pas désaxé (l'axe de cylindre passe par l'axe de vilebrequin) et la vitesse de rotation est constante.

L'étude cinématique est dynamique du système bielle manivelle nécessite la mise en place de trois repères Fig.(2.1).

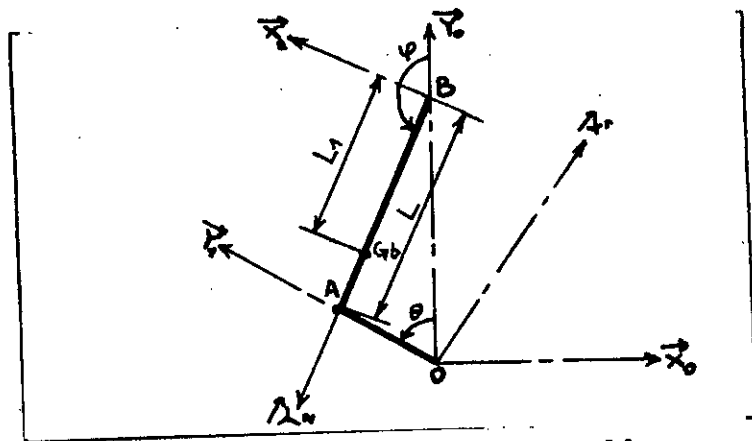


Fig.(2.1) Ensemble bielle manivelle.

c)- ACCELERATION DU POINT A:

$$\Gamma_{(A,1/0)} = \frac{d\vec{v}_{(A,1/0)}}{dt} = \begin{pmatrix} R.\omega^2.\sin\theta \\ -R.\omega^2.\cos\theta \\ 0 \end{pmatrix} \begin{matrix} \vec{x}_0 \\ \vec{y}_0 \\ \vec{z}_0 \end{matrix}$$

2.1.2.2)- CINEMATIQUE DU POINT B: Pied de bielle.

a)- POSITION DU POINT B:

$$\vec{OB} = \vec{OA} + \vec{AB} = \begin{pmatrix} 0 \\ R.\cos\theta - L.\cos\phi \\ 0 \end{pmatrix} \begin{matrix} \vec{x}_0 \\ \vec{y}_0 \\ \vec{z}_0 \end{matrix}$$

b)- VITESSE DU POINT B:

$$\vec{v}_{(B,2/0)} = \frac{d\vec{OB}}{dt} = \begin{pmatrix} 0 \\ -R.\omega.\sin\theta + L.\phi.\sin\phi \\ 0 \end{pmatrix} \begin{matrix} \vec{x}_0 \\ \vec{y}_0 \\ \vec{z}_0 \end{matrix}$$

c)- ACCELERATION DU POINT B:

$$\Gamma_{(B,2/0)} = \frac{d\vec{v}_{(B,2/0)}}{dt} = \begin{pmatrix} 0 \\ -R.\omega^2.\cos\theta - L.\phi^2.\cos\phi \\ 0 \end{pmatrix} \begin{matrix} \vec{x}_0 \\ \vec{y}_0 \\ \vec{z}_0 \end{matrix}$$

2.1.2.3)- CINEMATIQUE DU POINT Gb: Centre de gravité de bielle.

a)- POSITION DU POINT Gb:

$$O\vec{G}b = O\vec{A} + A\vec{G}b = \begin{pmatrix} -R.\sin\theta + (L-L_1).\sin\varphi \\ R.\cos\theta - (L-L_1).\cos\varphi \\ 0 \end{pmatrix} \begin{matrix} \vec{x}_0 \\ \vec{y}_0 \\ \vec{z}_0 \end{matrix}$$

b)- VITESSE DU POINT Gb:

$$\vec{V}_{(Gb,2/0)} = \frac{d^0 O\vec{G}b}{dt} = \begin{pmatrix} -R.\omega.\cos\theta + (L-L_1).\dot{\varphi}.\cos\varphi \\ -R.\omega.\sin\theta + (L-L_1).\dot{\varphi}.\sin\varphi \\ 0 \end{pmatrix} \begin{matrix} \vec{x}_0 \\ \vec{y}_0 \\ \vec{z}_0 \end{matrix}$$

c)- ACCELERATION DU POINT Gb:

$$\vec{\Gamma}_{(Gb,2/0)} = \frac{d^0 \vec{V}_{(Gb,2/0)}}{dt} = \begin{pmatrix} R.\omega^2.\sin\theta + (L-L_1)(\ddot{\varphi}.\cos\varphi - \dot{\varphi}^2.\sin\varphi) \\ -R.\omega^2.\cos\theta + (L-L_1)(\ddot{\varphi}.\sin\varphi + \dot{\varphi}^2.\cos\varphi) \\ 0 \end{pmatrix} \begin{matrix} \vec{x}_0 \\ \vec{y}_0 \\ \vec{z}_0 \end{matrix}$$

ETUDE
DYNAMIQUE

2.2.1)- GENERALITES:

L'étude dynamique a pour but de déterminer les sollicitations (efforts dus aux liaisons) auxquelles sont soumises les différentes pièces constituant l'embellage, pour cela, on isole chaque élément, on écrit son équation d'équilibre.

2.2.2)- HYPOTHESES:[1]

Dans toute l'étude dynamique:

- on néglige les efforts de pesanteur face aux efforts des gaz,
- on suppose que les contacts sont ponctuels et sans frottement,
- On suppose que les éléments mécaniques (bielles, pistons, axes de piston, etc,...) sont géométriquement parfaits et symétriques.

2.2.3)- EQUATIONS VECTORIELLES FONDAMENTALES:**2.2.3.1)- THEOREME DE LA RESULTANTE DYNAMIQUE:**

La masse d'un solide (S) multipliée par l'accélération de son centre de gravité dans son mouvement par rapport au repère (0) est égale à la somme des forces extérieures des torseurs des actions mécaniques appliquées au solide (S).

$$m_s \Gamma_{(g,2/0)} = \sum \vec{F}_{ext/0} \quad (2.1)$$

2.2.3.2)- THEOREME DU MOUVEMENT DYNAMIQUE:

Le mouvement dynamique d'un solide (S) par rapport à son centre de gravité est égale à la somme des moments des forces extérieures par rapport au centre de gravité des torseurs des actions mécanique appliquées au solide (S).

$$\delta_{(S/G)} = \sum \vec{m}_{F_{ext}/G} \quad (2.2)$$

2.2.4)- EQUATION SCALAIRE:

Les équations scalaires sont les projections des équations vectorielles fondamentales sur les trois axes du repère $(O, \vec{X}_0, \vec{Y}_0, \vec{Z}_0)$.

2.2.5)- ETUDE DYNAMIQUE DE LA BIELLE:

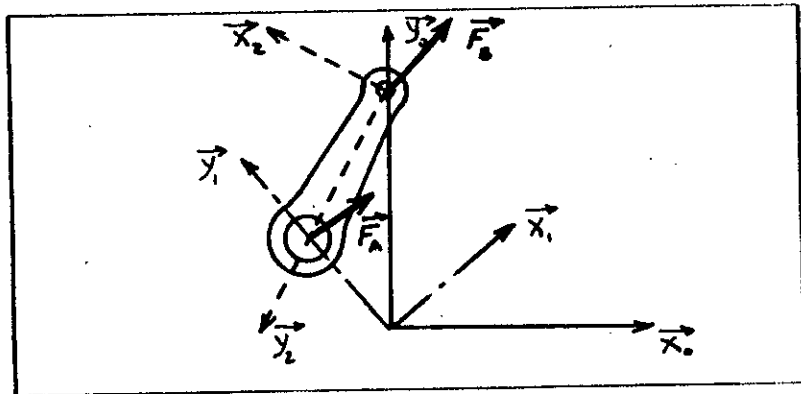


Fig.(2.2) analyse des actions mécanique appliquées à la bielle.

Les forces extérieures s'exerçant sur la bielle sont:

- L'action du maneton au point A
- L'action de l'axe de piston au point B

Les liaisons aux points A et B sont de type verrou.
Les torseurs des actions mécaniques se résument à :

$$\vec{F}_A = \begin{pmatrix} X_A \\ Y_A \\ 0 \end{pmatrix} \begin{matrix} \vec{X}_0 \\ \vec{Y}_0 \\ \vec{Z}_0 \end{matrix} \quad \vec{m}_A = \vec{0}$$

$$\vec{F}_B = \begin{pmatrix} X_B \\ Y_B \\ 0 \end{pmatrix} \begin{matrix} \vec{X}_0 \\ \vec{Y}_0 \\ \vec{Z}_0 \end{matrix} \quad \vec{m}_B = \vec{0}$$

L'application des équations vectorielles fondamentales, (2.1), (2.2), permet d'aboutir à un système de trois équations linéaires à quatre inconnues.

$$m_b \cdot \frac{L_1}{L} \cdot R \cdot \omega^2 \cdot \sin\theta = X_A + Y_B + \dots \quad (2.3)$$

$$m_b [R \cdot \omega (\phi - \omega - \frac{L_1}{L} \cdot \phi) \cos\theta + R \cdot \phi (1 - \frac{L_1}{L}) \sin\theta] = Y_A + Y_B \quad (2.4)$$

$$(L_1 - L) [X_A \cos\phi + Y_A \sin\phi] + L_1 [X_B \cos\phi + Y_B \sin\phi] = \phi I_{Gb} \quad (2.5)$$

avec :

I_{Gb} : Le moment d'inertie de la bielle par rapport à l'axe qui passe par son centre de gravité et parallèle à (Z_0) .

2.2.6)- ETUDE DYNAMIQUE DU PISTON: Fig.(2.3).

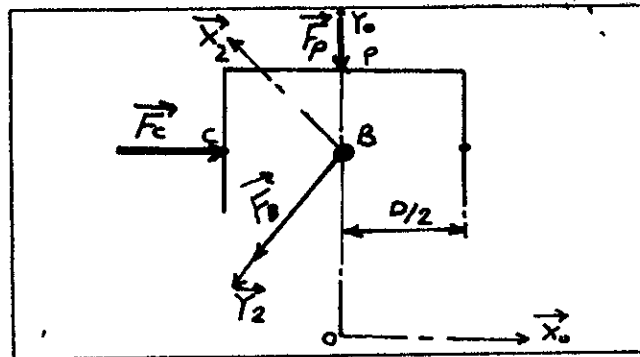


Fig. (2.3) analyse des actions mécanique appliquées au piston.

Nous admettons en première approximation que le centre de gravité du piston est sur l'axe de l'axe de piston [1].

Les forces extérieures s'exerçant sur le piston sont:

- L'effort dû à la pression dans la chambre de combustion au point P,
- L'action de la bielle sur l'axe de piston au point B, c'est l'opposé de la liaison piston-bielle,
- L'action de la chemise sur le piston au point C.

Les torseurs des actions mécaniques se résume à:

$$-\vec{F}_B = \begin{pmatrix} -\bar{X}_B \\ -\bar{Y}_B \\ 0 \end{pmatrix} \begin{matrix} \bar{x}_0 \\ \bar{y}_0 \\ \bar{z}_0 \end{matrix} \quad -\vec{m}_B = \vec{0}$$

$$\vec{F}_C = \begin{pmatrix} X_C \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \begin{matrix} \bar{x}_0 \\ \bar{y}_0 \\ \bar{z}_0 \end{matrix} \quad \vec{m}_C = \vec{0}$$

$$\vec{F}_p(\theta) = \begin{pmatrix} 0 \\ -Y_p(\theta) \\ 0 \end{pmatrix} \begin{matrix} \bar{x}_0 \\ \bar{y}_0 \\ \bar{z}_0 \end{matrix} \quad \vec{m}_p = \vec{0}$$

où :

$$Y_p(\theta) = \frac{\pi D^2}{4} (P(\theta) - P_0)$$

avec :

$p(\theta)$: pression des gaz en fonctions de l'angle du vilebrequin,

p_0 : pression à l'intérieur du carter moteur,

D : diamètre de tête du piston.

L'application des équations vectorielles fondamentales (2.1) et (2.2) permet d'aboutir à un système d'équations à une inconnue supplémentaire X_C :

$$X_C - X_B = 0 \quad (2.6)$$

$$m_p [R \cdot \omega (\phi - \omega) \cos \theta + R \cdot \phi \cdot \sin \theta] = -Y_B - Y_p(\theta) \quad (2.7)$$

REMARQUE:

Le système final est un système de cinq équations à cinq inconnues X_A, Y_A, X_B, Y_B, X_C ((2.3), (2.4), ..., (2.7)).

Dans notre étude, on a pris le fichier de pression fournit par le LOGICIEL du PFE cycle thermodynamique pour un cycle quazi-réel.

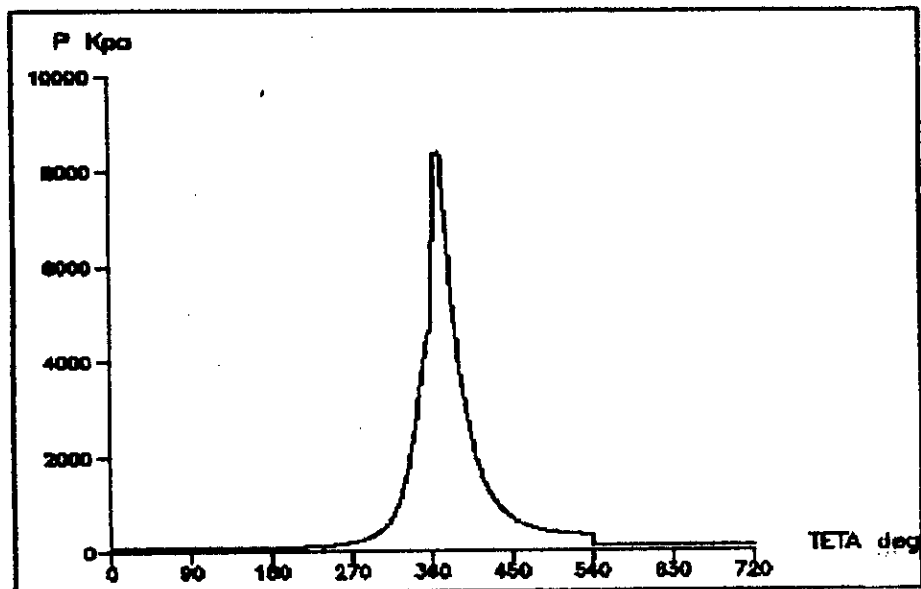


Fig.(2.4) Variation de la pression pour $N = 2300$ tr/min.

Les variations des efforts dans les points A, B et C en fonction de teta pour un système bielle manivelle pour un régime $N=2300$ tr/min sont données respectivement par les figures (2.5), (2.6), (2.7).

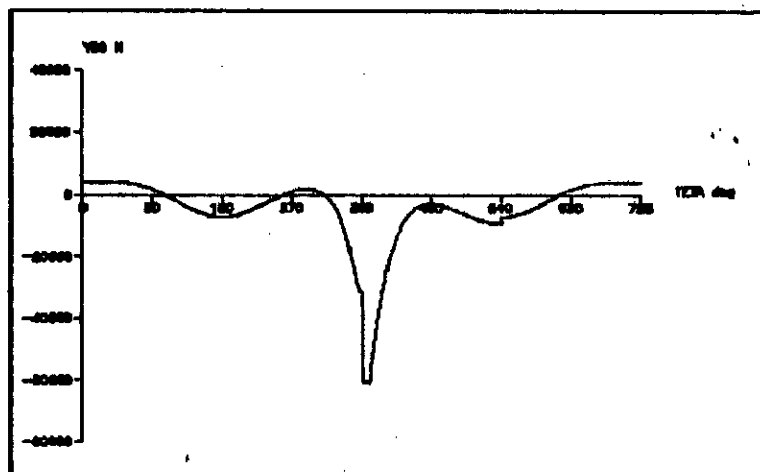


Fig.(2.5) Variation de l'effort exercé par l'axe du piston sur la bielle pour $N=2300$ tr/min.

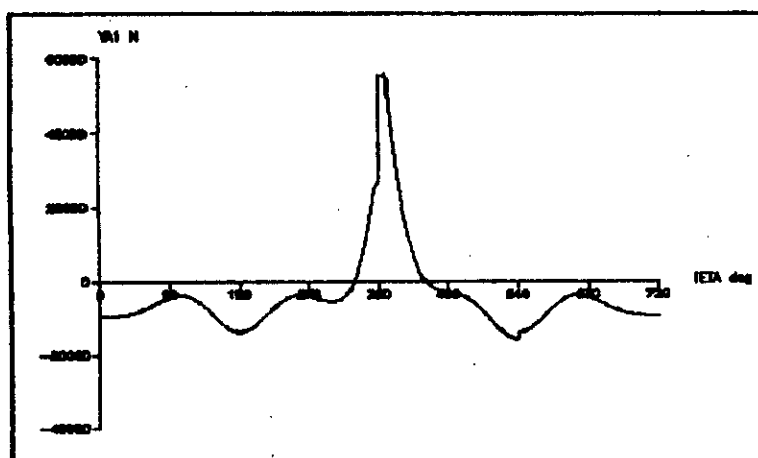


Fig.(2.6) Variation de l'effort exercé par le maneton sur la bielle suivant $Y1$ pour $N=2300$ tr/min.

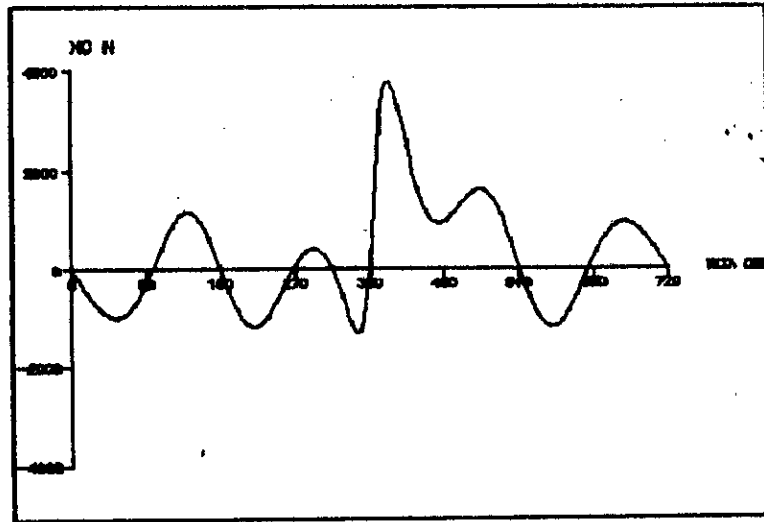


Fig.(2.7) Variation de l'effort exercé par la chemise sur le piston suivant XO pour N=2300 tr/min.

2.2.7)- COUPLE MOTEUR:

Le couple moteur est le produit vectorielle de la force appliquée par la bielle sur le maneton par le rayon de la manivelle;

$$\vec{C}_m = -\vec{F}_A \wedge \vec{R} = -R(X_A \cdot \cos\theta + Y_A \cdot \sin\theta) \vec{Z}_0$$

2.2.7.1)- COUPLE DU MOTEUR MONOCYLINDRIQUE A 4 TEMPS:

Il est constitué des éléments suivants:

- Couple des forces de pression dû au gaz (C_g),
- Couple des forces d'inerties (C_I).

$$\vec{C} = \vec{C}_I + \vec{C}_g$$

L'évolution du couple moteur total pour un monocylindre à $N=2300$ tr/min est donné par la figure(2,8)

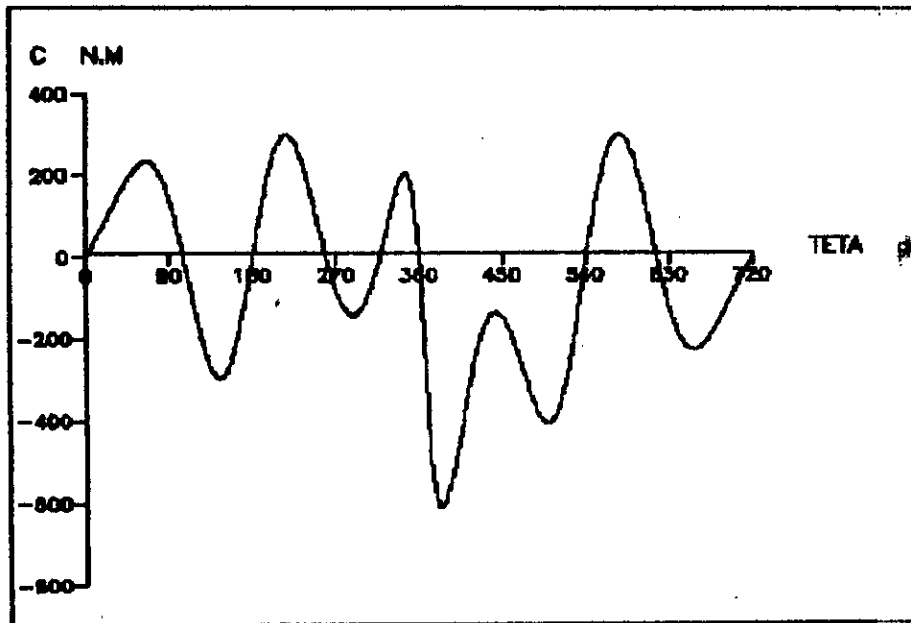


Fig.(2.8) Variation du couple moteur pour un monocylindre pour $N = 2300$ tr/min.

a)- COUPLES DU AUX GAZ:

Le couple dû aux gaz (C_g) est obtenu en égalisant la masse du piston, ainsi que la masse de la bielle et le moment d'inertie de la bielle à zéro ($m_p=m_b=I_{gb}$), dans l'expression du couple total C.

L'évolution du couple dû aux gaz d'un monocylindre à $N=2300$ tr/min est donné par la Fig.(2.9):

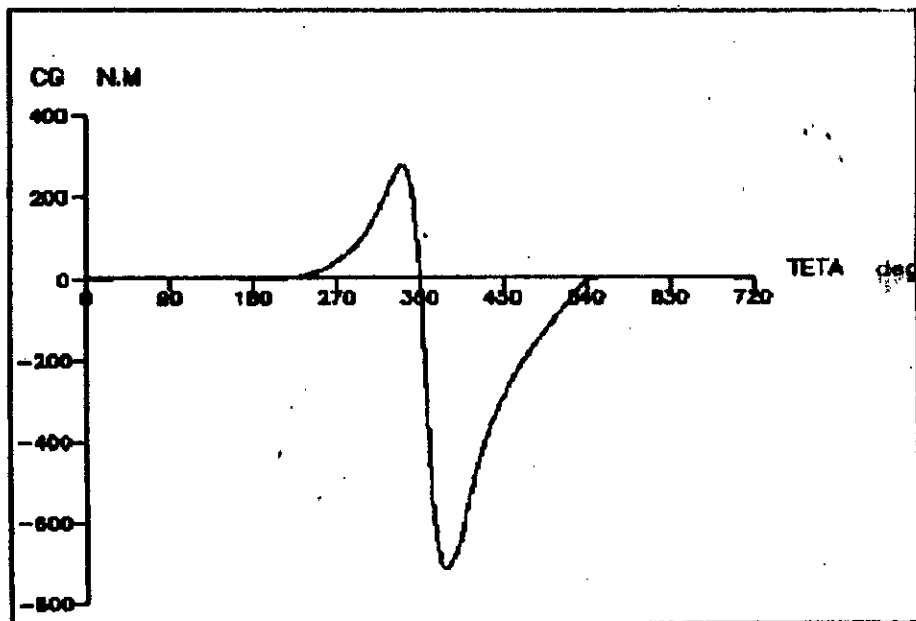


Fig.(2.9) Variation du couple dû au gaz pour un monocylindre à $N = 2300$ tr/min.

b)- COUPLE DU AUX INERTIES:

C'est le couple à charge nulle.

Il est calculé en faisant tourner le moteur sans alimenté en combustible (ie $Y_p(\theta)=0$).

L'évolution du couple dû aux inerties pour un monocylindre est donné par la Fig.(2.10).

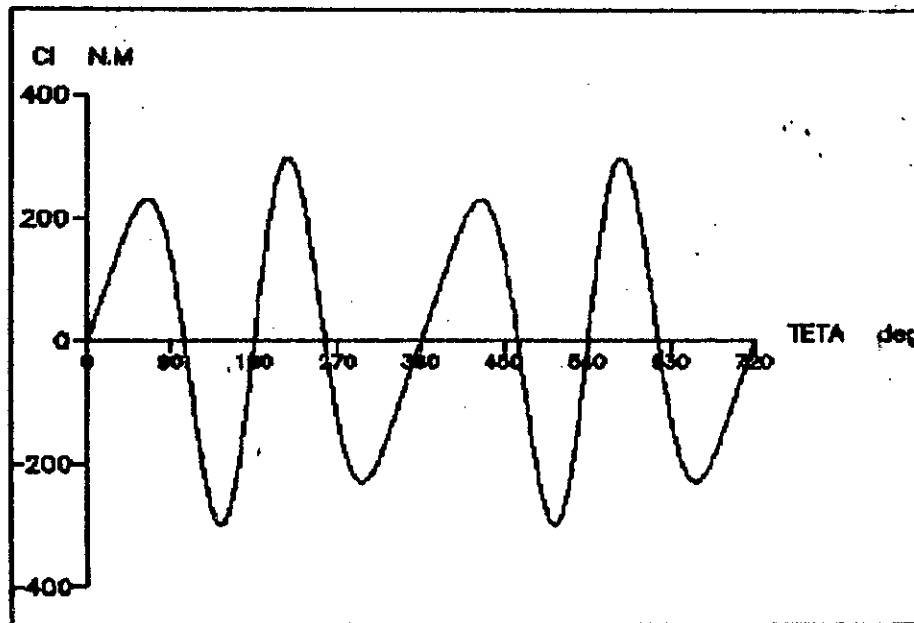


Fig.(2.10) Variation du couple dû aux inerties pour un monocylindre à $N = 2300$ tr/min.

2.2.7.2)- COUPLE DU MOTEUR A DEUX CYLINDRES EN LIGNE A 4 TEMPS:

Le couple instantané d'un moteur deux cylindres s'obtient par composition du couple instantané du moteur monocylindrique. Pour avoir un allumage régulier, il faut caler les manetons à $4\pi/2=360^\circ$, les forces alternatives d'un tel moteur sont doubles de celles d'un monocylindre. Par conséquent, on préfère [5] caler les manetons à 180° et 540° (manetons opposés). Fig.(2.11).

Les allumages se succèdent alors à des intervalles de 180° et 540° .

Le couple résultant sera la somme des couples dûent aux deux cylindres.

tel que:

$$C_T(\theta) = C_1(\theta) + C_2(\theta)$$

$$C_1(\theta) = C(\theta)$$

$$C_2(\theta) = C(\theta + \pi)$$

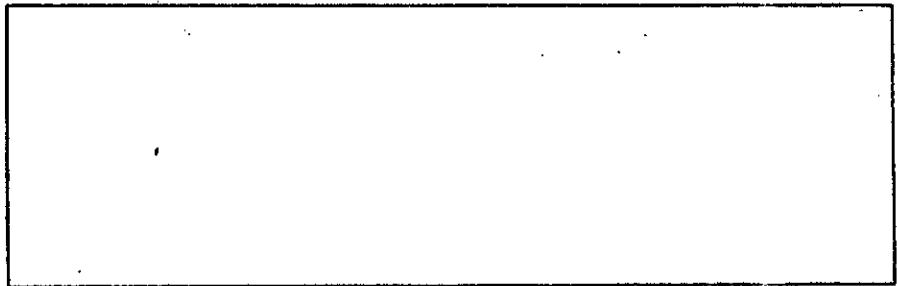


fig.(2.11) vilebrequin à manetons opposés du moteur F2L912.

L'évolution du couple moteur deux cylindres en fonctions de l'angle du vilebrequin pour une vitesse de rotation $N=2300$ [tr/min] est donné par la figure(2.12).

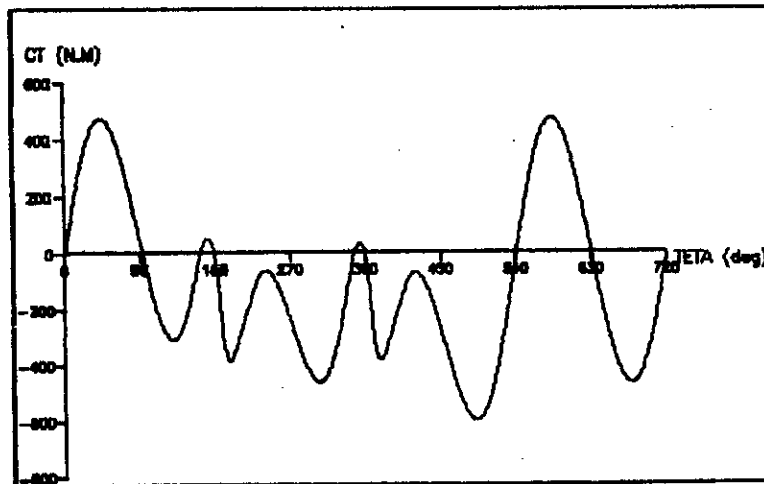


Fig.(2.12) Variation du couple total pour un moteur deux cylindres en ligne à $N = 2300$ tr/min.

CHAPITRE 3
EQUILIBRAGE

3.1)- GENERALITES :

Les forces d'inerties correspondant au mouvement des organes mobiles sont essentiellement variables au cours du cycle.

Comme les organes du moteur sont plus au moins élastiques, il en résulte des déformations qui se renouvellent périodiquement.

En général, ces déformations ne sont pas très gênantes lorsqu'elles concernent le bâti du moteur, organe particulièrement rigide, mais elles peuvent être dangereuses pour le vilebrequin et la bielle.

Il est impossible de supprimer complètement les forces d'inerties, mais on doit prendre des dispositions susceptibles de les atténuer ou d'amortir celles qui risquent d'être dangereuses.

3.2)- DEFINITION :

Une machine tournante est dite **parfaitement équilibrée** si, elle fonctionne à vitesse moyenne constante et étant soumise à un couple résistant constant, les réactions sur les appuis restent constantes durant tous le cycle.

Comme ce n'est pas le cas pour la plus part des machines tournantes, ces dernières sont soumises à :

- Un effort suivant (\vec{OX}_0) appelé effort de **tanis**,
- Un effort suivant (\vec{OY}_0) appelé effort de **pilon**,
- Un couple autour de (\vec{OX}_0) appelé couple de **galop**,
- Un couple autour de (\vec{OY}_0) appelé couple de **lacet**,
- Un couple autour de (\vec{OZ}_0) appelé couple de **basculement**,

Ces axes sont représentés par la figure (3.1).

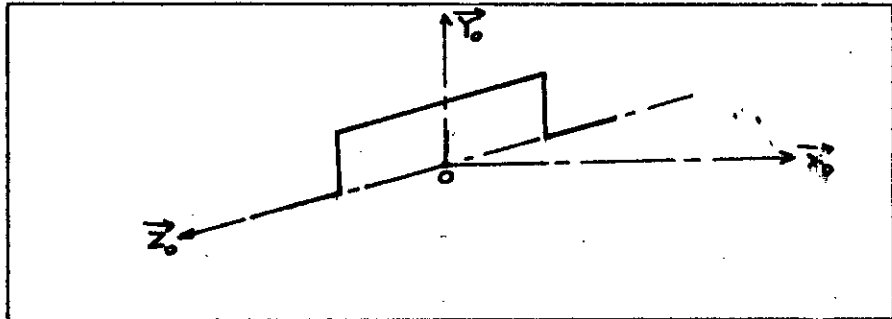


Fig.(3.1) définition des efforts.

3.3)- EQUILIBRAGE PAR CATEGORIES DE FORCES :

Il est intéressant de remarquer que les pièces d'un moteur peuvent, en fonction de leur mouvements, être classées en trois catégories:

- Masses tournantes (volant, vilebrequin, ...),
- Masses coulissantes (piston, axes, segments, ...),
- Masses oscillantes (bielle, culbuteurs, ...).

Dans le système bielle manivelle, il est cependant d'usage de ramener ces trois sortes de masses mobiles à deux seulement: masses tournantes et masses coulissantes.

3.3.1)- ORIGINE DES FORCES :

3.3.1.1)- INERTIE CENTRIFUGE :

Cette inertie est produite par la masse de la manivelle, elle est constante et parfaitement équilibrable.

3.3.1.2)- INERTIE ALTERNATIVE :

Cette inertie est produite par la masse alternative, elle donne naissance à un couple de basculement, non équilibrable sauf dans certains cas particuliers et une force d'inertie

verticale parfaitement équilibrable (équilibrage théorique).

3.3.1.3) INERTIE DE LA BIELLE :

La bielle est animée d'un mouvement complexe (oscillatoire et de translation), pour simplifier la détermination des forces d'inerties créées par ces déplacements, on est conduit à lui substituer un système dynamiquement équivalent, constitué par deux masses ponctuelles; l'une m_a , animée d'un mouvement rotatif attachée à la tête de la bielle, l'autre m_b , animée d'un mouvement alternatif attachée au pied de la bielle.

3.3.2)- EQUILIBRAGE DES MASSES ROTATIVES :

3.3.2.1)- DEFINITION :

Pour que les inerties rotatives soient parfaitement équilibrées, il faut et il suffit que l'axe de rotation soit un axe central d'inertie pour les masses rotatives, autrement dit, le centre de gravité du solide est sur l'axe de rotation, et ce dernier doit être axe principale d'inertie.

3.3.2.2)- DETERMINATION DE LA MASSE ROTATIVE ' M_{rot} ' :

La masse rotative est constituée de :

- b1 : bras qui supporte le contre poids, de masse m_1 ,
- b2 : bras de masse m_2 ,
- 3 : tête de bielle de masse m_a ,
- 4 : maneton de masse m_m .

Ces différents éléments sont définies dans la figure (3.2)

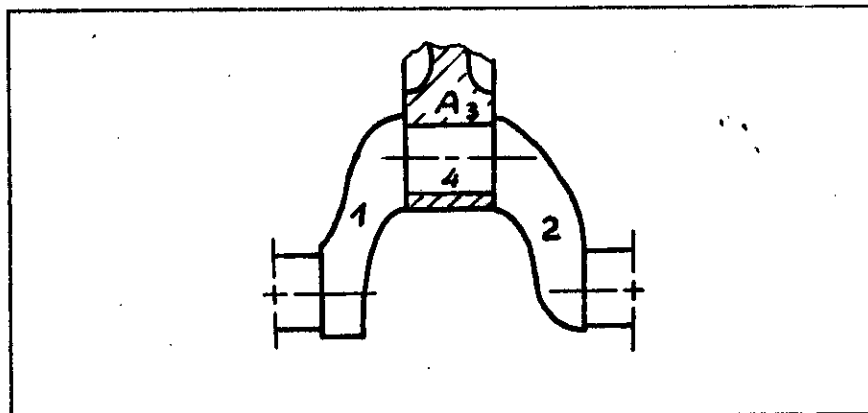


Fig.(3.2) Définition de la masse rotative.

La masse rotative M_{rot} est donnée par :

$$M_{rot} = m_1 + m_2 + m_a + m_m$$

3.3.2.3)- EQUILIBRAGE DU VILEBREQUIN BICYLINDRIQUE :

Pour une vitesse de rotation constante, il est connu que les réactions d'inertie d'un solide tournant sont équilibrées si les équations suivantes sont satisfaites :

$$\sum x \cdot dm = 0 \quad (3.1)$$

$$\sum y \cdot dm = 0 \quad (3.2)$$

$$\sum x \cdot z \cdot dm = 0 \quad (3.3)$$

$$\sum y \cdot z \cdot dm = 0 \quad (3.4)$$

Les équations (2.1) et (2.2) définissent l'équilibre statique; les équations (2.3) et (2.4) définissent l'équilibre

dynamique.

Le moteur est soumis à un couple de galop d'ordre 1 de valeur:

$$2.a.R.M_{rot}.\omega^2.\cos\theta$$

et un couple de lacet d'ordre 1 de valeur:

$$2.a.R.M_{rot}.\omega^2.\sin\theta$$

pour les annulés, on est conduit à rajouter deux masses rotatives dans les plans symétriques extérieurs, chacune de valeur

$$m = \frac{2}{3} \cdot M_{rot}$$

fixée à une distance $Y=R$ Fig.(3.3)

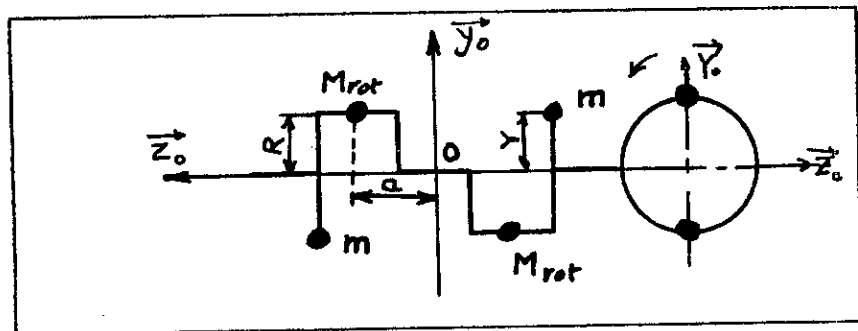


Fig.(3.3) Position des contres poids sur le vilebrequin

3.3.3)- EQUILIBRAGE DES MASSES ALTERNATIVES :

3.3.3.1)- DETERMINATION DE LA MASSE ALTERNATIVE M_{alt} :

la masse alternative est constituée de la masse de pied de bielle et la masse du piston considéré concentré au point B.

3.3.3.2)- EQUILIBRAGE DES MASSES ALTERNATIVES :

La force alternative appliquée au point d'articulation bielle piston équipé est donnée par:

$$\vec{F}_{alt} = M_{alt} \cdot R \cdot \omega^2 \left(\cos\theta + \left(\frac{1}{\lambda} + \frac{1}{4 \cdot \lambda^3} + \dots \right) \cdot \cos 2\theta + \dots \right) \cdot \vec{y}_0 \quad (3.5)$$

où:

la force en $\cos(\theta)$ est d'ordre 1,
et la force en $\cos(p\theta)$ est d'ordre p.

Dans notre étude on va essayé d'équilibré les forces d'inertie d'ordre 1 et le couple de galop d'ordre 1.

La force alternative d'ordre 1 est de la forme :

$$M_{alt} \cdot R \cdot \omega^2 \cdot \cos\theta$$

qui est la somme de deux forces centrifuges de valeurs:

$$\frac{1}{2} \cdot M_{alt} \cdot R \cdot \omega^2 \cdot e^{i\theta}$$

$$\frac{1}{2} M_{alt} \cdot R \cdot \omega^2 \cdot e^{-i\theta}$$

provoquée par deux masses égales, l'une tournante à (θ) et l'autre à $(-\theta)$, symétriques par rapport à l'axe (OY_0)

Fig. (3.4)

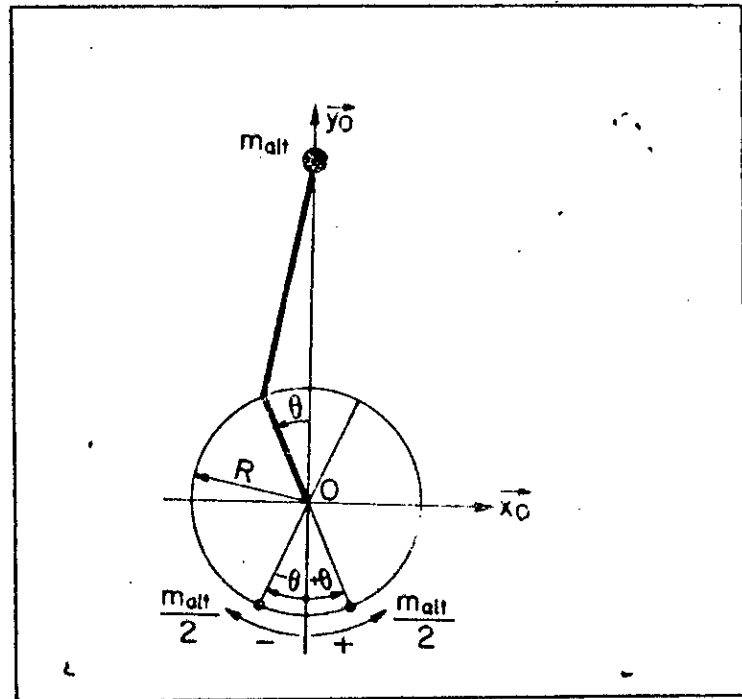


Fig.(3.4) équilibrage de l'effort de piston du 1^{er} ordre.

Ces deux masses tournent, l'une en phase, l'autre en opposition de phase avec le mouvement du piston.

Techniquement il y a trois solutions pour un tel équilibrage du moteur monocylindrique:

1- Deux arbres d'équilibrage primaires: on n'ajoute aucun contre poids sur le vilebrequin, cette méthode est rarement utilisée vu la nécessité de la mise en place de deux arbres.

2- On supprime un arbre primaire d'équilibrage de la première méthode et on rapporte les masses qui lui sont attachées sur le vilebrequin.

3- Sans arbre primaire d'équilibrage: en ne gardant que les masses attachées au vilebrequin, ce qui provoque des efforts de piston et de tamis.

Dans notre cas, on utilise la troisième méthode où l'effort de pilon d'ordre 1 est nul et le couple de galop d'ordre 1 à pour valeur:

$$2.a.M_{alt}.R.\omega^2.\cos\theta$$

Pour l'équilibré, il faut placé deux masses supplémentaire chacune à une valeur

$$m' = \frac{M_{alt}}{3}$$

Cette solution entraîne un couple de galop de valeur:

$$a.R.M_{alt}.\omega^2.\cos\theta$$

qui reste non équilibré.

3.3.4)- ETUDE DU CONTRE POIDS :

3.3.4.1)- MASSE DU CONTRE POIDS :

Le contre poids à une masse égale à la somme des masses d'équilibrages (celle qui équilibre la masse rotative et celle qui équilibre la masse alternative).

$$m_c = m + m' = \frac{2}{3}M_{rot} + \frac{1}{3}M_{alt}$$

3.3.4.2)- DIMENSIONNEMENT DU CONTRE POIDS:

Nous sommes amené à dimensionné un contre poids ayant une masse m_c et pour forme géométrique celle du F3L912. Fig.(3.5).

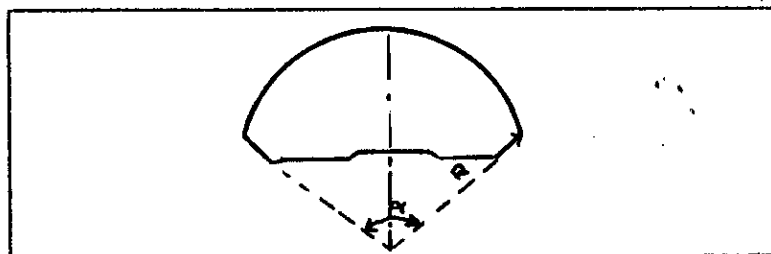


Fig. (3.5) Forme du contre poids.

Le dimensionnement repose sur deux conditions essentielles (détails des calculs dans l'annexe).

- Conservation de la masse.
- conservation du centre de gravité.

3.4)- APPLICATION NUMERIQUE :

L'application numérique pour notre cas F2L912 permet d'aboutir à :

- La masse rotative est :
 $M_{rot} = 3.2 \text{ Kg.}$
- La masse alternative :
 $M_{alt} = 2.2 \text{ Kg.}$
- La masse du contre poids qui équilibre la force rotative :
 $m = 2.13 \text{ Kg.}$
- La masse du contre poids qui équilibre la force alternative :
 $m' = 0.73 \text{ Kg.}$
- La masse du contre poids totale :
 $m_o = 2.87 \text{ Kg.}$
- Les dimensions du contre poids :
 $R = 109.6 \text{ mm.}$
 $\alpha = 156^\circ.$

CHAPITRE 4

INERTIES

&

RIGIDITES

4.1)- INERTIES DU SYSTEME BIELLE MANIVELLE:

4.1.1)- MANETONS ET TOURILLONS:

Généralement, les tourillons et les manetons ont une forme d'un cylindre creux, dans notre cas, ils ont une forme d'un cylindre plein, de diamètre D , de longueur L et de masse m ; fig(4.1).

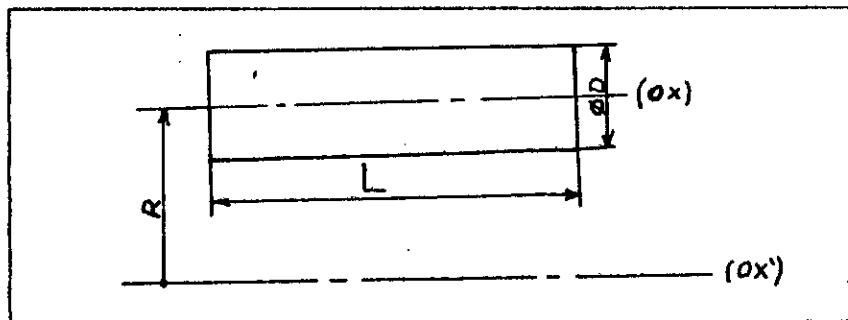


Fig.(4.1) Forme du maneton et tourillon.

avec:

(OX): axe du cylindre,

(OX'): axe parallèle à (OX) et distant de R .

L'axe de rotation du vilebrequin est (OX'), donc le moment d'inertie du demi tourillon est donné par:

$$I_{(c/a)} = \frac{M_t \cdot D_t^2}{16}$$

avec:

M_t : masse de tourillon,

D_t : diamètre du tourillon,

L_t : longueur du tourillon.

L'axe passant par le centre de gravité du maneton se trouve à

une distance R de l'axe de rotation du vilebrequin, donc le moment d'inertie du maneton est donné par:

$$I_m = \frac{M_m}{16} \cdot [D_m^2 + 16 \cdot R^2]$$

avec:

M_m : masse du maneton,

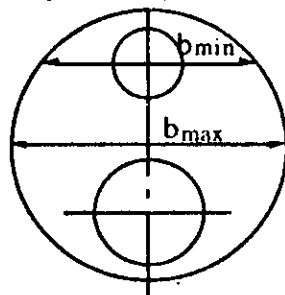
D_m : diamètre du maneton,

L_m : longueur du maneton,

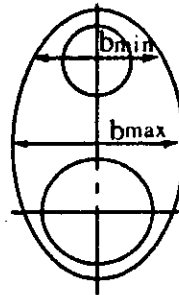
R : distance entre l'axe du vilebrequin et l'axe du maneton.

4.1.2)- BRAS:

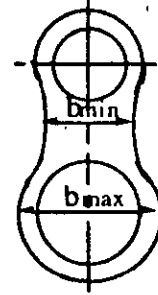
Les formes des bras du vilebrequin les plus connus sont circulaire, ovale, où biconcave. *fig (4.2)*



bras circulaire



bras ovale



bras biconcave

On affecte un découpage du bras en éléments simples infinitésimaux, de forme parallépipédique de dimension A , B et E , *fig(4.3)*, puis, pour chaque élément, après avoir calculé son moment d'inertie par rapport à un axe passant par son centre de gravité et parallèle à l'axe du vilebrequin; on détermine son moment d'inertie par rapport à l'axe du vilebrequin en appliquant le théorème de HUYGHENS, la somme de ces inerties

élémentaires est égale à l'inertie du bras par rapport à l'axe du vilebrequin.

Le moment d'inertie de l'élément infinitésimal par rapport à (OZ') distant de (OZ) avec d est donné par:

$$I_{(oz')} = \frac{ABE}{12} \rho (B^2 + E^2 + 12d^2)$$

Le moment d'inertie du bras par rapport à l'axe de vilebrequin est donné par:

$$I_b = \sum_1^N I_{i(oz')}$$

avec:

N: nombre de subdivisions du bras.

Dans notre cas:

I_{b1} : moment d'inertie du bras qui reçoit le contre poids.

I_{b2} : moment d'inertie du bras qui ne reçoit pas le contre poids.

4.1.3)- CONTRE POIDS:

D'après la forme du contre poids dimensionné dans le chapitre (3); on calcule son moment d'inertie par rapport à l'axe du vilebrequin soit I_c . (voir détails des calculs dans annexe):

4.1.4)- EQUIPAGE MOBILE: [3]

En tenant compte de l'effet de l'attelage mobile sur le système élastique (vilebrequin), nous allons calculer une masse équivalente liée au maneton du coude.

4.1.4.1)- MASSE EQUIVALENTE DU PISTON ET DE SON AXE:[3]

Pour un système bielle-manivelle classique, dont le rapport R/l compris entre (0.25-0.3), la valeur de la masse équivalente du piston et son axe est:

$$M_{sp} = \frac{1}{2} \cdot m_p$$

où:

m_p : masse du piston équipé [kg]

4.1.4.2)- MASSE EQUIVALENTE DE LA BIELLE:[3]

Pour une bielle admettant deux plans de symétrie et dont la répartition des masses est tel que le centre de gravité est situé à un tiers de la longueur de la bielle à partir de l'axe de la tête; la masse équivalente est alors:

$$M_{sb} = \frac{3}{4} M_b + \frac{I}{2L^2}$$

avec:

M_b : masse de la bielle,

I_{Gb} : moment d'inertie de la bielle par rapport à l'axe qui passe par son centre de gravité et parallèle à l'axe de vilebrequin.

D'où le moment d'inertie équivalent de l'équipage mobile est:

$$I_{eq} = (M_{sp} + M_{sb}) \cdot R^2$$

avec:

R: rayon de la manivelle.

4.2)- LONGUEUR EQUIVALENTE D'UN COUDE

Plusieurs méthodes de calcul semi-expérimentales ont été appliquées pour la détermination de la longueur équivalente, parmi ces méthodes:

- Méthode de BICERA,
- Formule de CARTER,
- Formule de KER-WILSON,
- Formule de SEELMANN,,
- Formule de TIMOSHENKO,
- Formule de TUPLIN,
- Formule de GIRONNET.

Pour nous, on a utilisé la méthode de BICERA (BRITISH INTERNATIONAL COMBUSTION ENGINE RESEARCH)[3].

Cette méthode est applicable à toutes les formes de vilebrequin, elle tient compte de tous les détail de la géométrie du coude. coude.elle permet de calculer la longueur équivalente L_e du coude de diamètre équivalent D_e :

$$D_e = d_t$$

$$L_e = L_{ab1} + L_{ab2} + L_{ct} + L_{cm}$$

avec:

d_t : diamètre du tourillon,

L_{ab1} : longueur équivalente du bras qui contient le

contre poids,

L_{eb2} : longueur équivalente du bras qui ne contient pas le contre poids,

L_{et} : longueur équivalente du tourillons,

L_{em} : longueur équivalente du maneton.

4.2.1)- LONGUEUR EQUIVALENTE DU TOURILLONS L_{et} :

$$L_{et} = \frac{d_t^4}{d_t^4 - d_{it}^4} \cdot L_t$$

Dans notre cas $d_{it}=0$, on obtient,

$$L_{et} = L_t$$

avec:

L_t : longueur du tourillon,

d_{it} : diamètre interieur du tourillon.

4.2.2)- LONGUEUR EQUIVALENTE DU MANETON : L_{em}

$$L_{em} = \frac{d_t^4}{d_m^4 - d_{im}^4} \cdot L_m$$

dans notre cas $d_{im}=0$, on obtient donc,

$$L = \left(\frac{d_t}{d_m}\right)^4 \cdot L_m$$

avec:

L_m : longueur du maneton.

4.2.3)- LARGEUR EQUIVALENTE DU BRAS : B_e

$$\frac{1}{b_e^3} = \frac{1}{2} \left[\frac{1}{b_{\max}^3} + \frac{1}{b_{\min}^3} \right]$$

avec:

b_{\max} : largeur maximal du bras,

b_{\min} : largeur minimale du bras.

La longueur équivalente des bras tenant compte des termes correctifs est donnée par:

$$L_{ab} = d_t \left[\frac{L_{e0}}{d_t} + \frac{\Delta L_{e1}}{d_t} + \frac{\Delta L_{e2}}{d_t} + \frac{\Delta L_{e3}}{d_t} + \frac{\Delta L_{e4}}{d_t} + \frac{\Delta L_{e5}}{d_t} \right]$$

"voir détails dans annexe"

4.3)- RIGIDITE TORSIONNELLE D'UN COUDE

La rigidité torsionnelle d'un coude est exprimé par:

$$\frac{1}{K} = \frac{2}{K_{(t/2)}} + \frac{1}{K_m} + \frac{1}{K_{b1}} + \frac{1}{K_{b2}}$$

avec:

$$K_{(t/2)} = \frac{2GJ_t}{L_t} \quad \text{rigidité torsionnelle d'un demi-tourillon.}$$

$$K_m = \frac{GJ_t}{L_m} \quad \text{rigidité torsionnelle du maneton.}$$

$$K_b = \frac{EJ_b}{R} \quad \text{rigidité équivalente d'un bras.}$$

où :

E: module d'élasticité longitudinale (module de YOUNG)[pa].

G: module d'élasticité transversal (module de glissement)[pa].

J_t, J_m, J_b : moment polaires des sections considérées [m⁴].

R: rayon de manivelle [m].

Lorsque la longueur équivalente du coude est connue [METHODE DE BICERA], la rigidité a la formule suivante.

$$K = \frac{GJ}{L_e}$$

avec :

$$J = \frac{\pi d_o^4}{32}$$

5.1)- ROLE DU VOLANT :

Le vilebrequin est le premier organe à transmettre l'énergie développée par la combustion des gaz sous forme d'un couple qui a une allure irrégulière.

Pour atténuer la variation du couple moteur qui est fonction du nombre de cylindres, du régime, de la masse des organes en mouvement de rotations, nous accouplons au vilebrequin un volant moteur qui est une pièce lourde et circulaire de grand moment d'inertie par rapport à son axe et qui a une masse relativement importante par rapport au autre élément, ce qui lui permet de s'aquerrir et d'emmagasiner une certaine quantité d'énergie de rotation qu'il restitue sous forme d'un travail au besoin, il est utilisé pour l'absorbction des vibration induites du fonctionnement du moteur et pour entretenir la vitesse de rotation.

Le volant moteur intervient dans divers types de machines comme suit:

- Régulariser le couple moteur,
- Servir de liaison avec la chaîne de transmission,
- Servir au démarrage,
- Permettre l'obtention d'un bon ralenti ou empêcher le moteur de caler à l'arrêt.

5.2)- INERTIE PD^2 :

L'importance de l'inertie du volant se fait donc sentir aux bas régimes (cas du ralenti).

Certain constructeurs emploient pour le dimensionnement le PD^2 pour caractérisé le moment d'inertie du volant, il ne diffère de l'inertie I_v que par un coefficient.

Lorsque le PD^2 est exprimé en $[Kg.M^2]$, le moment d'inertie est exprimé par:

$$I_v = \frac{PD^2}{4}$$

Lorsque le PD^2 est exprimé en $[N.M^2]$, le moment d'inertie est exprimé par :

$$I_v = \frac{PD^2}{4g}$$

avec :

P: poids du volant [Kg],

D: diamètre de giration du volant [m],

g: accélération de pesanteur $[m/s^2]$.

On remarque qu'une augmentation de diamètre de giration a plus d'influence sur l'inertie qu'une augmentation du poids. Mais d'un autre côté, on ne peut accroître à volonté le diamètre au risque d'augmenter les vitesses linéaire périphériques.

5.3)- IRREGULARITE DU CYCLIQUE :

On appelle coefficient d'irrégularité cyclique l'expression :

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

avec :

ω_{\max} : la valeur maximale de la vitesse angulaire instantanée au cours du cycle,

ω_{\min} : la valeur minimale de la vitesse angulaire instantanée au cours du cycle,

ω_{moy} : la valeur moyenne de la vitesse angulaire au cours du cycle.

5.4)-- CALCUL DU VOLANT MOTEUR :

[1] y a deux méthodes pour calculer le volant moteur (moment d'inertie): [2]

- L'une ancienne basée sur le calcul de la masse ou de l'inertie,
- L'autre plus moderne basée sur le théorème de l'énergie cinétique appliqué à la ligne d'arbre. Dans notre cas; nous utiliserons la deuxième méthode .

Cette méthode utilisée tient compte des moyens de calcul numérique pour le calcul de l'irrégularité cyclique la plus précise.

Nous avons la relation:

$$C_m - C_r = C(t) - I \frac{d\omega}{dt}$$

d'où:

$$\omega(t) = \frac{1}{I} \int C(t) dt$$

avec:

C_m : couple moteur instantané,

C_r : couple résistant tel que ($C_r = C_{moy}$)

$$C_{moy} = \frac{1}{4\pi} \int_0^{4\pi} C_m(\theta) d\theta$$

avec:

I : moment d'inertie des pièces en mouvement sans volant d'inertie.

Comme on connaît l'expression de $C(t)$; on peut trouver $\omega(t)$

en fonction de I , connaissant $W(t)$, on trouvera: ω_{max} , ω_{min} , ω_{moy} .
 par conséquent, on trouvera l'irrégularité cyclique i sans volant.

Pour réduire i , il faut soit augmenter le régime ω , soit augmenté l'inertie I , pour un couple donné.

Comme il est intéressant d'avoir ω faible (cas du ralenti), donc on augmente I . on peut obtenir ce résultat en ajoutant aux pièces en mouvement un volant d'inertie.

Soit i_1 la valeur maximale admise du coefficient d'irrégularité cyclique (y compris le volant), le moment d'inertie du volant est obtenue par:

$$I_v = I \left(\frac{i}{i_1} - 1 \right)$$

i_1 est choisie selon le type de moteur.

Généralement, pour les moteurs à combustions internes $i_1 = 1/20$ [2].

REMARQUE:

Il est nécessaire de calculer le volant moteur au régime de ralenti, ce dernier est compris entre (600 - 1500) [tr/min]. [2]

L'application de la méthode d'intégration numérique "Simpson" nous permet de tracer la fluctuation de la vitesse autour de régime moyen du disque. nous avons pris 1000tr/min.

L'évolution du couple moteur et vitesse de rotation pour FZL912 en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin pour $N=1000$ tr/min sont donnés respectivement par les figures (5.1) et (5.2) .

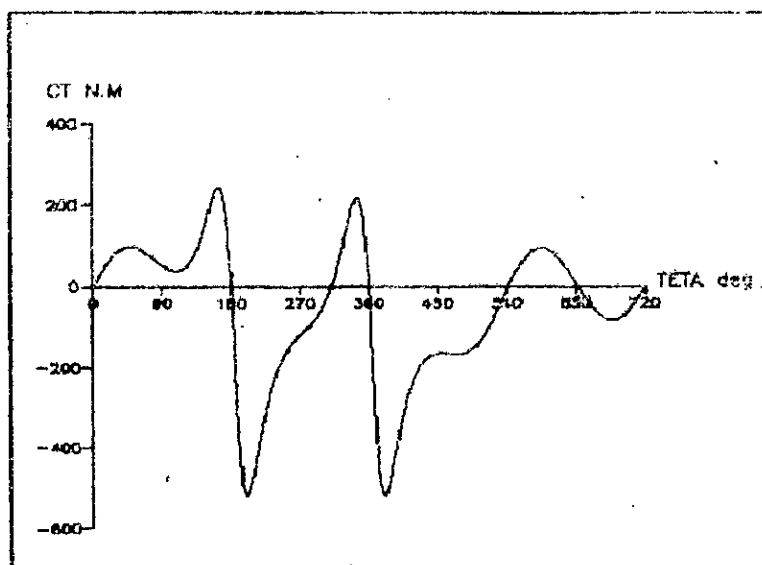


Fig.(5.1) Variation du couple moteur du F2L912 pour un régime $N=1000$ tr/min.

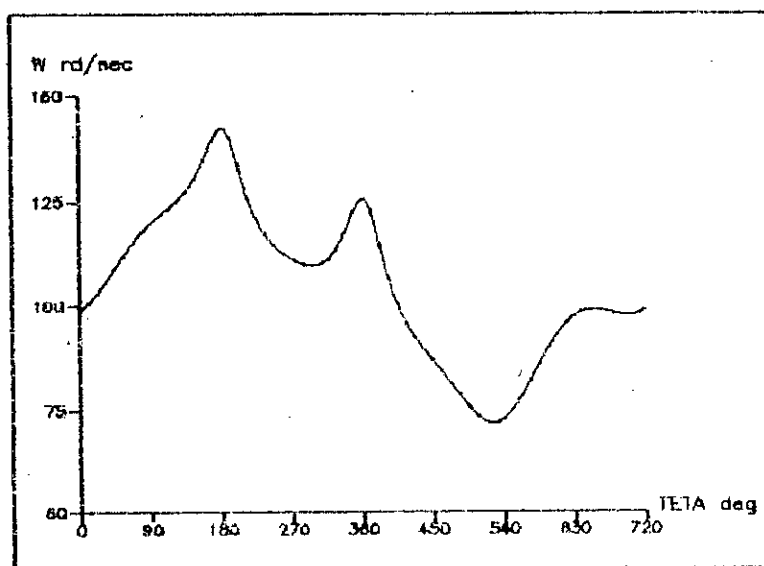


Fig.(5.2) Variation de la vitesse de rotation du F2L912 régime $N=1000$ tr/min.

NB: On aboutit à un moment d'inertie du volant $I_v=1.74$ Kg.m² (voir les détails dans l'annexe).

5.5)- DIMENSIONNEMENT DU VOLANT:

Le dimensionnement du volant est basé sur deux données principales:

- l'irrégularité cyclique,
- les dimensions des éléments montés sur le volant.

5.5.1)- SCHEMA DU VOLANT : Fig. (5.3)

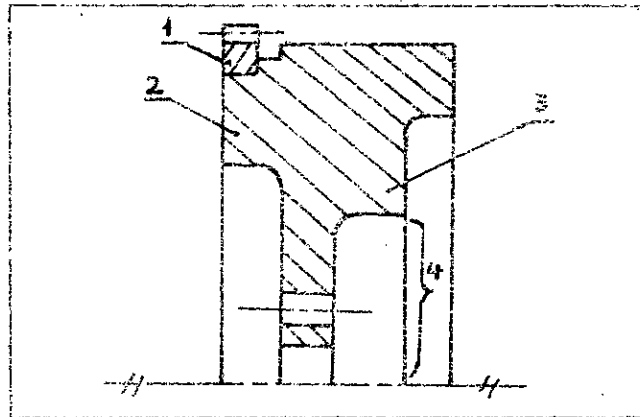


Fig:(5.3) schéma du volant.

soi que:

- 1 couronne de démarrage.
- 2 couronne extérieure,
- 3 plateau qui portera la face d'appui du disque d'embrayage,
- 4 fixation sur vilebrequin.

5.5.2)- DETERMINATION DE L'ÉPAISSEUR MINIMALE DU VOLANT:

Soit un volant cylindrique de masse volumique ρ , moment d'inertie I_v , rayon extérieur R_e , rayon intérieur R_i et d'épaisseur E avec:

$$E = \frac{2I_v}{\rho \pi (R_o^4 + R_i^4)}$$

La vitesse périphérique linéaire V_p [m/s], est exprimée par :

$$V_p = \omega \cdot R_o = \frac{\pi \cdot N \cdot R_o}{30}$$

$$\rightarrow R_{o\max} = \frac{30V_{p\max}}{\pi N}$$

Ce rayon maximal correspondra à l'épaisseur minimale de la lame du volant E_{\min}

$$E_{\min} \geq \frac{2I_v}{\rho \pi (R_o^4 - R_i^4)}$$

Pour les fontes, $V_{p\max}$ est de l'ordre de 50 [m/s] et pour les aciers 100 [m/s].

On doit vérifier aussi, le volant par rapport à sa résistance

$$R_{\text{moy}} \leq \sqrt{\frac{\sigma_{adm}}{\rho \omega^2}}$$

Avec :

σ_{adm} : La contrainte admissible.

CHAPITRE 6

ETUDE VIBRATOIRE

6.1)- GENERALITES :

Le vilebrequin possède plusieurs fréquences propres de vibration de torsion ou de flexion, auxquelles il vibre naturellement, quand par exemple, il est soumis à un choc pendant le fonctionnement, le vilebrequin est soumis à des forces et des couples variables qui vont provoquer des vibrations entretenues.

Les vibrations de flexions, perpendiculaires à l'axe de la machine ne sont pas, en générale, très dangereuses pour les vilebrequins, les nombreux paliers intermédiaires limitant leur amplitude[6].

Dans le moteur Diesel, chaque manivelle possède deux paliers, les vibrations de torsion sont donc, les seules présentant un aspect critique, elles sont d'ailleurs les seules qui soient, actuellement, justiciables du calcul [5].

6.2)- VIBRATION DE TORSION :

Le calcul des vibrations se conduit en trois étapes:

- déterminer les fréquences propres naturelles de vibration du vilebrequin.
- déterminer les fréquences d'excitations
- déterminer l'amplitude des vibrations

6.2.1)- MODELISATION DE LA LIGNE D'ARBRES

Le calcul exact de vibration de torsion est très difficile pour un arbre coudé.

Le vilebrequin avec ses manivelles, bielles, pistons et volant étant une pièce trop compliquée pour en déterminer exactement les caractéristiques vibratoires. Nous devons donc, pour le modéliser, simplifier le système à un modèle équivalent

constitué de disques d'inertie I_i reliés entre eux par des ressorts de torsion sans masses et de rigidités torsionnelles k_i , voir Fig. (6.1).

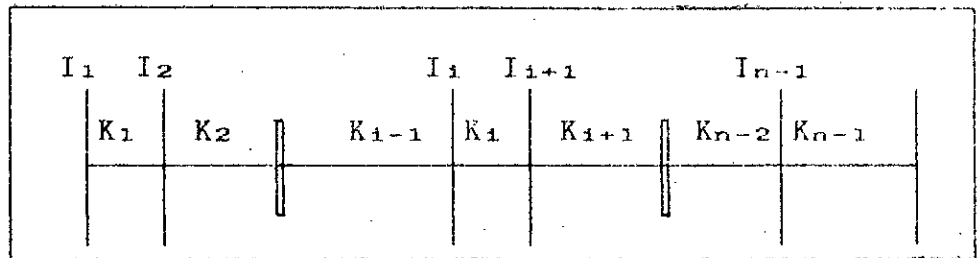


Fig. (6.1) Exemple de modèle de ligne d'arbres.

Dans notre cas, on a pris un modèle à trois disques pour un système bielle manivelle constitué d'un arbre sans masse, de diamètre équivalent D_e et de longueur équivalente L_e portant deux disques de moments d'inerties $I_{cd}/2$, situés à une distance $L_{et}/2$ et un disque de moment d'inertie I_{eq} dans le plans de l'équipage mobile Fig. (6.2).

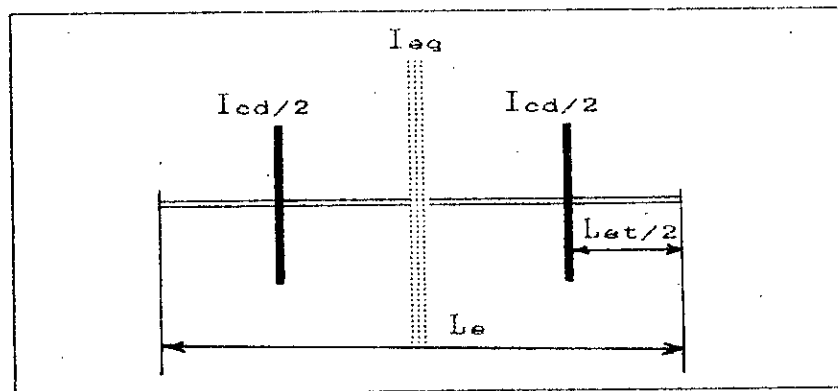


Fig. (6.2) Modèle à trois disques.

6.2.2)- HYPOTHESES DE CALCUL: [3]

- Le système obéit à la loi de HOOKE (les déformations sont

proportionnelles aux efforts),

- Seules les déformations de torsion sont prises en compte,
- Le système est conservatif,
- L'axe de rotation est un axe du référentiel fixe.
- Les centres de gravité des disques appartiennent à l'axe de rotation,
- L'axe de rotation est l'axe principal d'inertie,
- Les paliers seront considérés comme des liaisons de type pivot parfaites; le moment des actions mécanique des paliers sur l'arbre à une composante nulle sur l'axe de rotation.

6.2.3)- FREQUENCES PROPRES:

D'après la figure(6.1), on tire

- Force vive du système:

$$T = \frac{1}{2} \cdot \sum_1^n I_i \cdot \omega_i^2$$

- Fonction de force:

$$U = \frac{K_1}{2} \cdot (\omega_1 - \omega_2)^2 + \sum_2^n \frac{K_i}{2} \cdot (\omega_i - \omega_{i+1})^2 + \frac{K_{n-1}}{2} \cdot (\omega_{n-1} - \omega_n)^2$$

- Le lagrangien:

$$L=T-U$$

- Equation de lagrange

$$\frac{d}{dt} \cdot \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{\theta}_i} \right) - \frac{\partial L}{\partial \theta_i} = 0 \quad (6.1)$$

de (6.1), on aboutit à un système différentiel du second ordre à coefficients constants, sans second membre.

$$I_1 \cdot \ddot{\theta}_1 + K_1 \cdot \theta_1 - K_1 \cdot \theta_2 = 0$$

$$I_i \cdot \ddot{\theta}_i - K_{i-1} \cdot \theta_{i-1} + (K_{i-1} + K_i) \cdot \theta_i - K_i \cdot \theta_{i+1} = 0 \dots \forall i \in [2, n-1]$$

$$I_n \cdot \ddot{\theta}_n - K_{n-1} \cdot \theta_{n-1} + K_{n-1} \cdot \theta_n = 0 \quad (6.2)$$

le système (6.2) peut se mettre sous la forme matricielle suivante:

$$[M] (\ddot{\theta}) + [L] (\theta) = (0)$$

avec :

[M]:matrice carrée des inerties,

$$[M] = \begin{bmatrix} I_1 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & I_2 & \dots & 0 \\ \cdot & \cdot & \dots & \cdot \\ 0 & 0 & \dots & I_n \end{bmatrix}$$

[L]:matrice carrée des rigidités,

$$[L] = \begin{bmatrix} K_1 & -k_1 & 0 & \cdot & 0 & 0 \\ -K_1 & K_1+K_2 & -K_2 & \cdot & 0 & 0 \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ 0 & 0 & 0 & \cdot & -K_{n-1} & K_{n-1} \end{bmatrix}$$

$$\text{et } (\theta) = \begin{pmatrix} \theta_1 \\ \theta_2 \\ \cdot \\ \cdot \\ \theta_n \end{pmatrix} ; \quad (\dot{\theta}) = \begin{pmatrix} \dot{\theta}_1 \\ \dot{\theta}_2 \\ \cdot \\ \cdot \\ \dot{\theta}_n \end{pmatrix}$$

La solution de (6.2) est de la forme:

$$(\theta) = (A) \sin(\omega t + \varphi) \quad (6.3)$$

$$(A) = \begin{pmatrix} a_1 \\ a_2 \\ \cdot \\ \cdot \\ a_n \end{pmatrix}$$

pour un mode donné tous les disques vibrent en phase et à la même fréquence

En reportant cette solution (6.3) dans (6.2) on obtient :

$$[1] \omega^2 = [M]^{-1} \cdot [L]$$

Posons :

$$[C] = [M]^{-1} \cdot [L]$$

$$\text{tg } [C] = \begin{bmatrix} \frac{K_1}{I_1} & -\frac{K_1}{I_1} & 0 & \cdot & 0 & 0 \\ -\frac{K_1}{I_2} & \frac{K_1+K_2}{I_2} & -\frac{K_2}{I_2} & \cdot & 0 & 0 \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ 0 & 0 & 0 & \cdot & -\frac{K_{n-1}}{I_n} & \frac{K_{n-1}}{I_n} \end{bmatrix}$$

Les valeurs propres de [C] sont les valeurs de ω^2 , il existe plusieurs méthodes pour la détermination des valeurs propres de [C], la plus utilisée c'est la méthode de RUTHISHANSER [33]; elle s'avère être précise lorsque le nombre de disques est limité;

Pour notre cas, on a utilisé le logiciel **MATLAB**

6.2.4)- DEFORMEES MODALES :

Les déformées modales (amplitudes relatives des disques) sont les vecteurs propres de la matrice [C]; leurs composantes sont obtenues à partir de l'équation:

$$[c] - \omega_i^2 [1] (X_i) = (0)$$

avec:

ω_i : pulsation propre du mode N° i,

(X_i) : matrice colonne du vecteur propre associé à ω_i .

on obtient le système suivant:

$$\left(\frac{K_1}{I_1} - \omega_i^2\right) X_{i,1} - \frac{K_1}{I_1} X_{i,2} = 0$$

$$\frac{K_{j-1}}{I_j} X_{i,j-1} + \left(\frac{K_j + K_{j-1}}{I_j} - \omega_i^2\right) X_{i,j} - \frac{K_j}{I_j} X_{i,j+1} = 0 \quad \forall j \in [2, n-1]$$

$$-\frac{K_{n-1}}{I_n} X_{i,n-1} + \left(\frac{K_{n-1}}{I_n} - \omega_i^2\right) X_{i,n} = 0$$

6.2.5)- VITESSES CRITIQUES :

La résonance est un danger qui risque de se produire entre les vibrations provoquées par le couple périodique et la

fréquence de vibration propre de torsion de l'arbre.

les vitesses de rotation auxquelles ces phénomènes de résonnance se produisent sont dite 'vitesses dangereuses'.

Pour calculer des vitesses critiques de rotation il faudra:

- Déterminer les vitesses de rotation pour les quelles il y a égalité entre la fréquence d'une harmonique et une des fréquences propres à la ligne d'arbre.
- Préciser, parmi les diverses vitesses trouvées, celles qui sont effectivement dangereuses; à cause de l'amplitude de l'harmonique correspondante.

pour les moteurs à quatre temps, on a les ordres des harmoniques suivantes:

$$\frac{1}{2}, \frac{2}{2}, \frac{3}{2}, \frac{4}{2}, \dots$$

d'après [3], les harmoniques d'ordres inférieur à 16/2 sont à vérifier, celles du rang supérieur ont des amplitudes relativement faibles et leurs influences peuvent être négligées.

6.2.6)- MODIFICATION DE LA LIGNE D'ARBRE :

Si une ou plusieurs vitesses dangereuses appartiennent à la plage de fonctionnement, il faut modifier la ligne d'arbre pour rejeter les vitesses dangereuses en dehors du point de

fonctionnement.

La modification de la ligne d'arbre porte sur les rigidités torsionnelles de certains éléments et sur les moments d'inerties. Si ces modifications ne sont pas suffisante, il faut faire une étude de vibration forcée.

6.3)- APPLICATION NUMERIQUE :

6.3.1)-MODELISATION DE LA LIGNE D'ARBRE :

La ligne d'arbre équivalente *Fig.(6.3)*, tourne à [1500 - 2300][tr/min]. Les longueurs réduites ont été calculées pour un diamètre de 70mm; le module de glissement est de 8.10^{10}

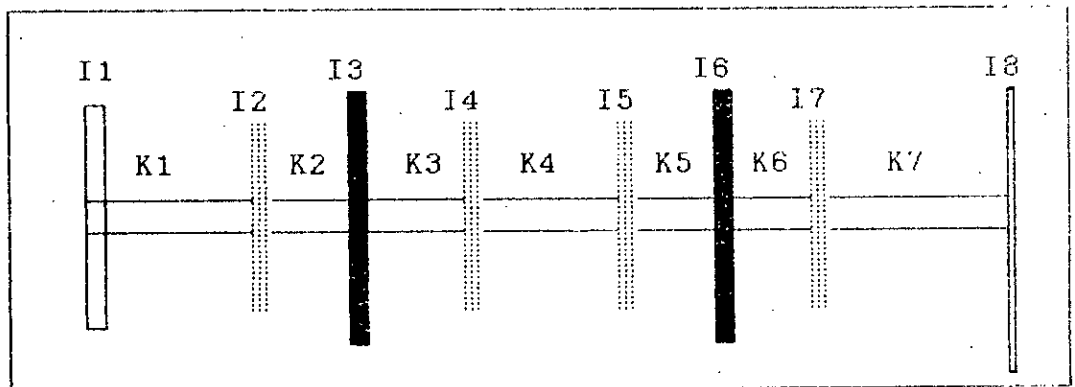


Fig.(6.3) Modèle de la ligne d'arbre du F2L912.

La numérotation est effectuée de gauche à droite (ie du volant jusqu'à la poulie), chaque système bielle manivelle est représenté par 3 disques.

Les rigidités torsionnelles K_i des divers tronçons, les longueurs réduites correspondantes et les inerties des arbres

sont indiquées dans le tableau(6.1).

Tableau(6.1) : Inerties et rigidités torsionnelles du modèle de la figure (6.3)

Disque N	Inerties [N.M.S]	Arbre N°	Rigidités torsionnelles [N.M/rd]	Longueurs réduites mm
1	1.745	1	3438623.25	54.84
2	0.016	2	1980820.368	95.2
3	8.21e-3	3	1980820.368	95.2
4	0.016	4	509597.271	37
5	0.016	5	1980820.368	95.2
6	8.21e-3	6	1980820.368	95.2
7	0.016	7	404804.4372	465.84
8	5.83e-3			

6.3.2)- LES PULSATIONS PROPRES ET DEFORMEES MODALES :

Les pulsations propres obtenus par le logiciel MATLAB sont dans le tableau(6.2).

Tableau(6.2) : Pulsations propres de la ligne d'arbre de la figure (6.3).

N° du mode	pulsations propres	
	w [rd/sec].10 ³	N[tr/min].10 ⁴
1	2.94	2.81
2	6.5	6.21
3	10.52	10.05
4	15.55	14.85
5	22.26	21.26
6	25.03	23.90
7	29.22	27.90

Les amplitudes relatives (composante des vecteurs propres de la matrice au pulsations) pour les quatres modes sont indiquées dans le tableau (6.3). La déformée du mode 1 est

CHAPITRE 7

LA DISTRIBUTION

7.1)- INTRODUCTION :

La distribution a pour fonction, la mise en communication périodique du cylindre avec les conduits d'admission et d'échappement à des moments précis du cycle, ce qui permet de réaliser le cycle désiré, ces mouvements doivent être en synchronisme parfait avec le mouvement du vilebrequin quelque soit le régime de rotation.

7.2)- DESCRIPTION GENERALE DE LA CHAINE DE DISTRIBUTION :

Pour le cas du F2L912, la chaîne de distribution comporte (tant pour l'admission que pour l'échappement) les organes suivants:

- un arbre à cames, en acier de cémentation, portant une came par soupape, commandé par le vilebrequin à demi vitesse, communique aux moments voulus, un mouvement provoquant l'ouverture de la soupape et contrôlant son retour vers la position de fermeture,
- une soupape coopérant avec un siège conique,
- un ressort rappelant la soupape vers la position de fermeture,
- un système de tige-poussoir et de levier (culbuteur) destiné à assuré la commande de la soupape.

Tous ces organes constituent un dispositif monté dans une culasse. *Fig. (7.1).*

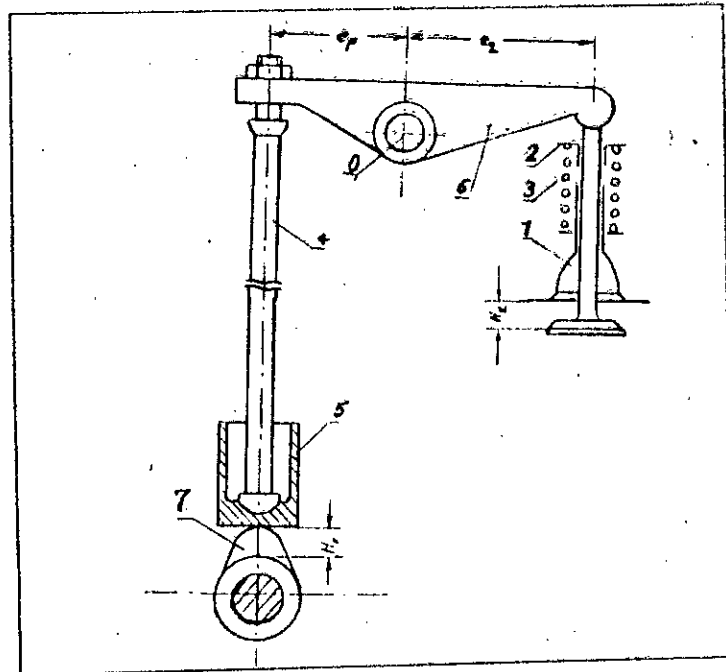


Fig.(7.1) chaîne cinématique de la distribution.

avec:

- 0: axe de culbuteur,
- 1: soupape,
- 2: cuvette et demi-cônes,
- 3: ressort,
- 4: tige du poussoir,
- 5: poussoir,
- 6: culbuteur,
- 7: came (arbre à cames).

7.3)- DESCRIPTION DE LA CAME :

Toute came est constituée de deux parties:

- partie active: provoque l'ouverture de la soupape,

- partie passive: provoque la fermeture de la soupape avec application d'un certain jeu,

La forme de la partie active doit être construite de manière à permettre la plus pleine ouverture de la soupape, tout en évitant les très grandes valeurs d'accélération et les chocs pendant la fermeture et l'ouverture de la soupape, elle dépend de sa collaboration avec un poussoir plat (came à arcs) ou avec un poussoir à galet (came à arcs ou à segment droits).

7.4)- Angles d'ouvertures des soupapes :

Les différentes opérations du cycle d'un moteur s'effectuent avec une avance ou un retard que l'on mesure par rapport aux points mort correspondants, Fig.(7.2).

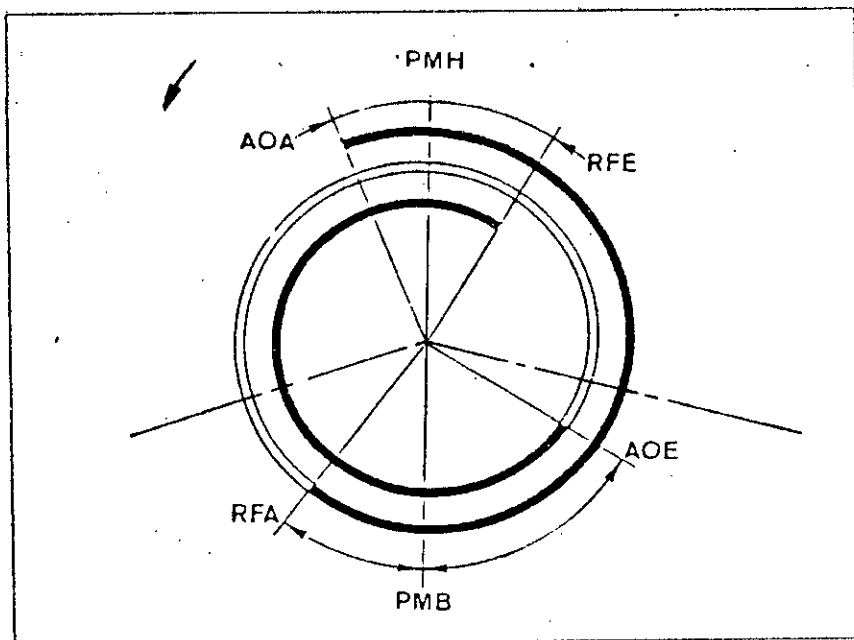


Fig.(7.2) Diagramme de distribution.

Pour le cas du F2L912, on a les valeurs des angles suivantes:

- Avance à l'ouverture de la soupape d'admission,
AOA=32°
- Retard à la fermeture de la soupape d'admission,
RFA=60°
- Avance à l'ouverture de la soupape d'échappement,
AOE=70°
- Retard à la fermeture de la soupape d'échappement,
RFE=32°

D'où, on peut calculer les valeurs d'angles suivantes:

- Angle total de la soupape d'admission,
 $e=180+AOA+ROA=272°$
- Angle total de la soupape d'échappement,
 $i=180+AOE+RFE=282°$
- L'angle que fait l'axe de symétrie de la came d'admission avec le PMH est donné par:
 $f=e/2 - AOA=104°$
- L'angle que fait l'axe de symétrie de la came d'échappement avec le PMH est donné par:
 $k=i/2 - RFE= 109°$
- L'angle entre les axes de symétries des cames est donné par:
 $m=(f+k)/2=106°30'$

REMARQUE:

Pour trouvé les angles sur l'arbre à cames, il suffit de diviser par 2 les angles mesurés sur le vilebrequin Fig. (7.3).

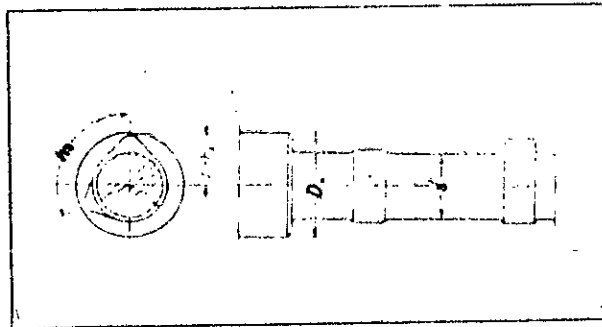


Fig.(7.3) arbre à cames.

7.5)- DIMENSIONNEMENT DE LA CAME :

7.5.1)- CONDITION DE DIMENSIONNEMENT :

En plus des valeurs d'avances et retards à l'ouverture et fermeture des soupapes d'admission et d'échappement, on rencontre les conditions suivantes:

- Forme de la came: came à arcs (came collaborant avec un poussoir plat),
- La levée: $H_k=8\text{mm}$.
- Le rayon de base: $r=15.7\text{mm}$.

D'après la Fig.(7.4), on tire les relations suivantes:

$$A = \frac{H_k}{1 - \sin \alpha}$$

$$\rho = r - H_k \frac{\sin \alpha}{1 - \sin \alpha}$$

où:

α : Angle complémentaire de WOE et WOE' ,
 E et E' correspondent au début et fin d'ouverture de la soupape.

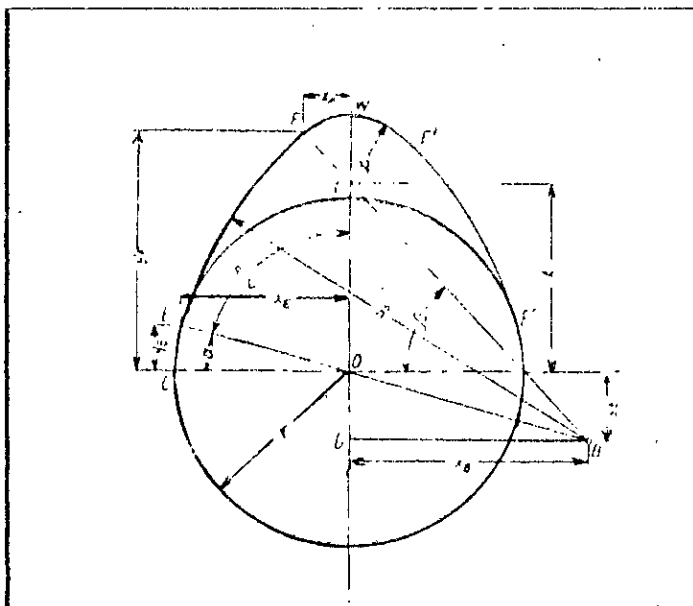


Fig.(7.4) profil de la came à arcs.

7.5.2)- CONDITION DE CONVEXITE DE LA CAME :

Puisque la came est convexe, on aura:

$$\rho < r - H_x \frac{\sin \alpha}{1 - \sin \alpha}$$

Généralement:

$$\rho \in (0.01 + 0.08) D$$

$$R \in (10 + 18) H_x$$

$$WOE = WOE' = \frac{e}{4} \text{ (ou } \frac{i}{4} \text{)}$$

avec:

D: diamètre du cylindre.

CONCLUSION

L'étude que nous avons entreprise a contribué à mettre sur pied le moteur F2L912 issu de la transformation de son homologue le F3L912.

Pour être plus crédible aux exigences de conception, cette transformation a été suivie d'une étude assez poussée portant aux niveaux de l'équilibrage, du volant d'inertie, de la distribution et une étude vibratoire pour assurer une sécurité de marche de notre moteur.

Cette étude a pu nous fournir des résultats très satisfaisant (résultats peu différents des dimensions réelles généralement rencontrées chez les constructeurs de moteurs).

Il faut signaler que nous n'avons pas eu les données complémentaires (parties non transformées) du moteur source, ce qui a empêché de parfaire notre travail.

Ceci dit, nous souhaitons que notre travail sera d'un apport appréciable au bureau d'études de CMT/PMA et nous espérent aussi qu'il sera suivie d'une réalisation.

- [1]- " Mécanique des moteurs alternatifs " SWOBODA.
- [2]- " Aide à la conception des moteurs " BOUKABACHE Thèse doctorat.
- [3]- " Technique de l'ingénieur B (5770,5771,5772) " LOURADOUR
- [4]- " Moteur à combustion interne " BOUVET.
- [5]- " science et technique des moteurs Diesel et transport tome 2 " BRUN.
- [6]- " Mécanique appliqués tome 3 " OUZIAUX.
- [7]- " Vibration Mécaniques " HARTOG.
- [8]- " Les moteurs " MENARDON.
- [9]- " Element de construction à l'usage des ingénieurs tome 10 " LEMASSON.
- [10]- " Annexe " CROSNIER THIERRY. PFE ENSAM-PARIS.
- [11]- " Etude de la distribution dans les moteurs à quatre temps " PFE 1988.
- [12]- " Amélioration des calcul du volant d'inertie " SAIDANI. PFE (ENP) 1988.