

Université du 8 mai 1945 – Guelma
Faculté des Sciences et de la Technologie
Département de Génie Mécanique



Projet de fin d'étude pour l'obtention du
diplôme de master
Spécialité : Maintenance industrielle

=====

Contribution à l'étude d'un rotor
d'un moteur à combustion interne

=====

Présenté par :

SELATNIA AMIN

Sous la direction de :

Dr.KRIBES Nabil

Année universitaire 2015 /2016

Remerciement

Au terme de ce travail, en premier lieu, nous remercions
ALLAH tout puissant qui
Nous a donné la force et la volonté pour réaliser
ce travail.

Nous adressons nos vifs remerciements à
MR : Kribes Nabil qui a bien voulu diriger ce mémoire
Et pour l'aide qu'il nous a apporté tout le long de ce travail.

En fin nous remercier d'avance les membres de jury qui
Nous ferons l'honneur d'évaluer notre travail.

dédicace

Je dédie ce modeste travail :

A Mes très chers parents pour leurs encouragement, leur
Soutien, leurs compréhension, leurs tendresse
et leurs sacrifices qui m'ont servi de
stimulateur essentiel.

A mes chers frères: Lazhar, Toufik et Rafik
Je l'offre ainsi à tous les membres de la famille
SELATNIA

A mes fidèles amies qui représentent pour moi une vraie
famille :Hamza gherdaoui, akrem, Souhaib, amine et
mohamed

A toute la promotion 2015-2016

Liste des figures

Figure (I. 1) : Modèle d'un rotor industriel

Figure (I. 2) : Diagramme de Campbell

Figure (I. 3) : Diagramme de Campbell de rotor avec disque rigide et avec disque flexible

Figure (I. 4) : Amortisseur de type squeeze film

Figure (I. 5) : Réponse au balourd a) sans effet de dissymétrie, b) avec effet de dissymétrie (phénomène de dédoublement de résonance engendré par l'effet de dissymétrie)

Figure (II .1) : Cycle mixte représenté sur un diagramme (P – V)

Figure (III .1) : déplacement du piston.

Figure (III .2) : Représentation graphique de déplacement du piston $X=f(\)$

Figure (III .3) : Représentation graphique de la vitesse du piston $V=f(\)$

Figure (III .4) : Représentation graphique de la vitesse du piston $J=f(\)$

Figure (IV .1) : déformations et contraintes mécaniques au sein d'un piston

Figure (IV .2) : efforts et déformations de l'axe du piston

Figure (IV .3) : Forces et pression appliquées. L'arrière de segments de compression

Figure (IV .4) : Déformations (exagérées) et contraintes d'un vilebrequin

Figure (IV .5) : Vibrations de flexion

Figure (IV .6) : Vibrations axiales

Figure (IV .7) : Modèle simplifié de vibrations de torsion d'une ligne d'arbres

Figure (IV .8) : Forces verticales et horizontales produites par une manivelle en rotation

Figure (IV .9) : Principe d'équilibrage à l'aide de contrepoids, pour un moteur simple, à un cylindre

Figure (IV.10) : Résumé des efforts internes et oscillations, pour un moteur simple, à un cylindre

Figure (IV .11) : Oscillations de flexions dans un moteur

Figure (IV .12) : Masse du groupe Piston et bielle

Figure (IV .13) : Masse du coude du vilebrequin

Figure (IV .14) : Les forces exercées sur le mécanisme bielle-manivelle

Figure (IV .15) : Variation de la pression de combustion sur le cycle d'exploitation

Figure (IV .16) : Variation de couple dû à la charge de combustion de vilebrequin pour $N=2000$ jusqu'à 3600 rpm.

Figure (IV .17) : Variation du couple dû à la charge d'inertie de vilebrequin pour $N=2000$ jusqu'à 3600 rpm.

Figure (IV .18) : Variation du couple net du vilebrequin pour $N=2000$ jusqu'à 3600 rpm

Figure (IV .19) : Variation de la charge de torsion du maneton pour $N=2000$ jusqu'à 3600 rpm.

Figure (IV .20) : Variation de la charge de torsion du maneton pour $N=2000$ jusqu'à 3600 rpm.

Figure(A1) : Cinématique du système bielle manivelle.

Figure(A2) : Bilan des forces sur le piston.

Figure(A3) : Bilan des forces sur la bielle.

Figure(A4) : Bilan des couples sur le vilebrequin

Table des matières

Chapitre I

Recherche bibliographique

I.1 Introduction.....	3
I.2 Notions sur les rotors industrielle.....	3
I.2.1 Définition.....	3
I.1.2 Classifications des rotors.....	4
I.3 Analyse dynamique et vibratoire d'un rotor flexible.....	6
I.3.1 Notion de vitesse critique et diagramme de Campbell.....	6
I.3.2 La dynamique de rotor.....	7
I.4 Caractéristiques des éléments de rotor.....	7
I.4.1 Système arbre –disque.....	8
I.4.2 Le support.....	9
I.4.3 Caractéristiques des autre éléments et leurs influence sur le comportement dynamique de rotor.....	10
I.5 Synthèse des références bibliographiques	11
I.6 Problématique.....	11
I.7 Conclusion.....	11

Chapitre II

Etude thermique d'un moteur à combustion interne

II.1 Historique.....	14
II.2 Cycle à quatre temps mécanique.....	14
II.3 Diagramme pression-volume.....	16
II.3.1 Diagramme théorique.....	16
II.3.2 Diagramme pratique.....	17
II.4 Caractéristiques fondamentales du cycle.....	17
II.4.1 Le travail.....	17
II.4.2 Pression moyenne.....	18
II.4.3 Rendement.....	18
II.4.4 Taux de compression volumétrique.....	18
II.4.5 Consommation spécifique.....	19
II.4.6) Puissance effective au litre de cylindrée.....	19
II. 4.7) Puissance massique ou volumique.....	19
II.5 Comparaison entre le fonctionnement de moteur à essence et diesel.....	20
II.5.1 Classification des moteurs diesel.....	20
II.5.1.1 Les moteurs à injection directe.....	20
II.5.1.2 Les moteurs à injection indirecte.....	20

Chapitre III

Etude cinématique du système bielle vilebrequin

III.1 Généralités.....	23
III.2 Notions utilisées.....	23
III.3.1 Position du piston.....	23
III.3.2 Vitesse de piston.....	24
III.4.1 Vitesse du pied de bielle.....	24
III.4.2 Accélération du pied de bielle.....	25
III.5.1 Fonctions de déplacement du piston.....	26
III.5.2 Fonction de vitesse du piston.....	27
III.5.3 Accélération du piston.....	27
III.6 Représentation graphique des fonctions X ,V,J.....	28

Chapitre IV

Etude dynamique du système bielle vilebrequin

IV.1 Généralité.....	31
IV.2 Force appliquées sur les composants d'un moteur.....	31
IV.2.1 Déformations et contraintes mécaniques des pistons.....	31
IV.2.2 Déformations provoquées par l'axe de piston.....	33
IV.2.3 Forces appliquées à un segment de compression.....	34
IV.3 Etude des efforts et vibrations provoquées par la combustion sur le vilebrequin.....	36
IV.3 Efforts causés par la pression des gaz de combustion sur le vilebrequin.....	36
IV.3.2 Vibrations prenant naissance dans un vilebrequin et moyens de les réduire.....	37
IV.3.2.1 Vibrations de flexion ou transversales.....	37
IV.3.3 Vibrations provoquées par un moteur et moyens de les réduire.....	39
IV.3.3.1 Forces causées par l'inertie des pièces en mouvement.....	40
IV.3.3.2 Forces nées de la combustion.....	43
IV.4 Calcule des masses.....	44
IV.4.1 Masse du groupe piston.....	44
IV.4.2 Masse de la bielle.....	45
IV.4.3 Masse du coude du vilebrequin.....	45
IV.4.4 Masse en mouvement de translation.....	46
IV.4.5 Masse en mouvement de rotation.....	46
IV.5 Etude dynamique du système bielle manivelle.....	46
IV.5.1 Condition d'équilibre dynamique.....	46
IV.5.2 Notions utilisées et conventions de signes.....	46
IV.5.3 Equilibre du piston.....	47
IV Equilibre du vilebrequin.....	49
IV.6 Expression du couple de frottement instantané piston-chemise dans le cas d'un moteur monocylindre.....	49
IV.6.1 Calculs préliminaires de Y_a, N, F_a, F_b, Y_b	49

IV.6.2 Calcul du couple de frottement total et du couple de frottement piston-chemise.....	51
IV.7 Forces exercées sur le système bielle-manivelle.....	53
IV.7.1 Les efforts agissant sur l'axe de piston.....	53
IV.7.2 Forces d'inertie.....	54
IV.7.3 Force centrifuge.....	54
IV.7.4 Forces des gaz.....	54
IV.8 Analyse des forces.....	55
IV.8.1 Représentation graphique.....	56
IV.8.1 Les courbes des efforts en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin pour différentes vitesses de rotation.....	56
Conclusion générale.....	61

Introduction générale

Les moteurs à combustion interne (ou à explosion) transforment l'énergie calorifique issue de la combustion des gaz en un travail mécanique qui entraîne le piston dans un mouvement alternatif qui est à son tour transformé en mouvement de rotation. Ils sont principalement utilisés pour la propulsion des véhicules de transport : avions à hélice, automobiles, motos.

La fonction de la bielle est de transmettre la pression du piston au vilebrequin (la transformation de mouvement alternatif en un mouvement rotatif).

Un moteur à quatre temps est le type le plus utilisé dans le monde des véhicules, les quatre temps sont l'admission, la compression, la détente, et l'échappement. Chaque temps a besoin d'environ 180 degrés de rotation du vilebrequin, donc le cycle complet prendrait 720 degrés. Chaque temps joue un rôle très important dans le processus de combustion.

Le système bielle-manivelle est un système plan de solides articulés. Il permet de transformer, par l'intermédiaire d'une bielle, le mouvement de rotation continu d'une manivelle (également appelée vilebrequin) en mouvement de translation alternatif du coulisseau (à vitesse non constante). On qualifie respectivement pour une bielle de "tête" et de "pied" les parties de cette bielle en liaison avec la manivelle d'une part et avec le coulisseau (qui est souvent un piston) d'autre part.

Parmi les nombreux mécanismes utilisant le principe cinématique de l'association bielle-manivelle, on trouve :

- les moteurs à combustion interne pour lesquels la translation du piston due à la combustion du carburant est transformée en rotation du vilebrequin,

Le vilebrequin est particulièrement soumis à deux états de sollicitation à savoir la charge de flexion et la charge de torsion.

Le travail est effectué sur un cylindre d'un moteur à quatre temps, comportant quatre chapitres commençant par une recherche bibliographique dans le domaine des rotors rigides, le deuxième chapitre comporte une étude thermodynamique du cycle du moteur, dans le troisième chapitre on expose une étude cinématique du rotor bielle-manivelle, dans le quatrième chapitre nous présentons une étude dynamique du rotor et en utilisant un programme sous MATLAB et en terminant par une conclusion générale.

Chapitre : I

Recherche bibliographie

I.1) Introduction

L'étude du comportement dynamique et vibratoire des rotors occupe une place importante dans l'histoire de la science, notamment dans la dynamique des structures et des machines. Il est considéré parmi les phénomènes les plus complexes dont la modélisation et la simulation exigent des moyens numériques très efficaces et rapides ; ainsi que la réalisation des expériences et des essais plus performant.

Le premier travail sur l'étude de comportement dynamique de rotor a été faite par W.J.M.Rankine [1] en 1869. Ce problème attire l'attention des ingénieurs, chercheurs et savants jusqu'à nos jours.

Dans ce chapitre, on propose d'examiner quelques travaux faits sur le sujet afin de comprendre ce phénomène et d'apporter notre contribution.

I.2) Notions sur les rotors industriels

I.2.1) Définition :

Un rotor est un élément tournant autour d'un axe fixe. Le champ d'application des rotors est vaste, nous les trouvons dans les satellites géostationnaires animés d'une rotation libre, dans les machines tournantes industrielles qui constituent des structures assez complexes à analyser. Le rôle principal des rotors est de transformer un mode d'énergie selon les applications auxquelles ils sont destinés (l'aéronautique, l'industrie pétrolière, centrale électrique et hydraulique, l'industrie électronique et pharmaceutique, ...etc.), ils sont souvent composés de plusieurs tronçons et soumis à des sollicitations d'origines diverses.

Les différents organes intervenant dans une machine tournante sont :

- Les arbres (éléments principaux des machines tournantes).
- Les éléments de support et de positionnement (paliers hydrauliques, paliers à roulement, paliers magnétiques, etc.).
- Les éléments de transmission de mouvement (engrenages, courroies, joints d'accouplement, embrayages, etc.).
- Les éléments fonctionnels (roues, broches, hélices, etc.)

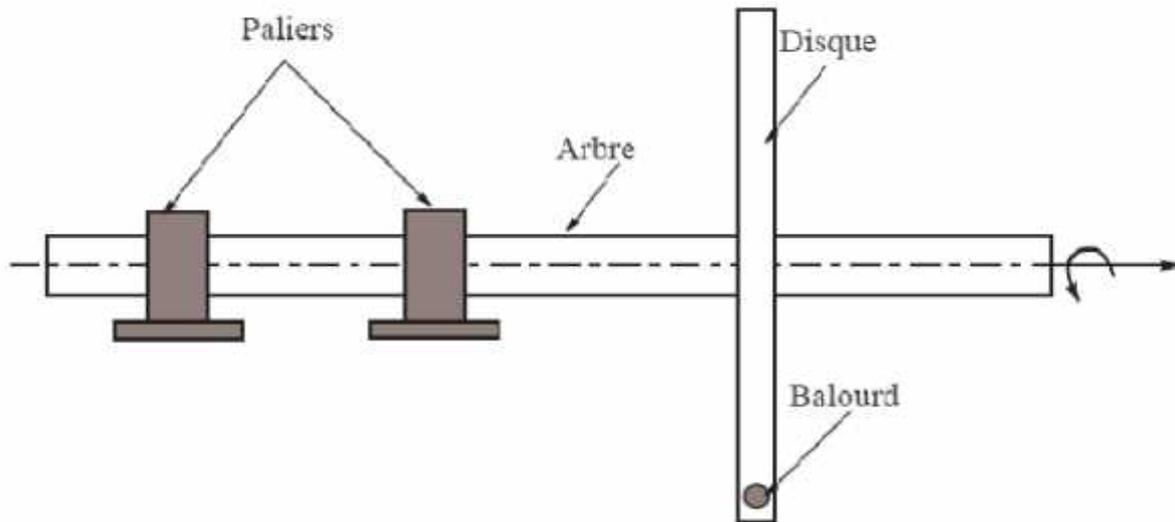


Figure I.1 : Modèle d'un rotor industriel.

I.2.2) Classifications des rotors :

Suivant les éléments principaux de rotor (arbre, disque, support) on peut classer les rotors industriels selon deux paramètres.

a). Selon le paramètre géométrique:

_ Modèle usuel à long arbre :

Les dimensions de l'arbre sont plus grandes à celui de disque. Il est bien adapté pour modéliser les rotors des différentes machines tournantes industrielles (turbine, générateur, ...etc.). La majorité des travaux de recherche concernant l'étude de comportement vibratoire et dynamique des machines industrielles sont focalisées sur ce modèle.

_ Modèle de disque rotor :

Les dimensions du disque sont plus grandes à celles de l'arbre. Ce modèle est bien adapté pour étudier le comportement dynamique de quelques machine industrielle (disque dur d'un ordinateur, micro turbine, turbine hydraulique), Les comportements dynamique de ce modèle a été étudié au début par H.Lamb et R.Southwell [2], ils ont traité le comportement dynamique d'un disque en rotation à l'aide de la théorie des vibrations des membranes

_ Modèle de rotor aubagé :

Ce modèle est bien adapté pour étudier le comportement vibratoire de quelques rotors ayant une structure aubagé (hélicoptère, fan de turboréacteur, soufflerie industrielle... etc).

L'étude de comportement dynamique de ce modèle reste assez compliquée, car le mode vibratoire du rotor est lié aux différents phénomènes combinatoires (aérodynamique,

aéroélasticité, hydrodynamique...etc). John F.Ward [3] et K.Sinhas [4] présentent une solution approximative pour étudier et identifier le comportement vibratoire en déterminant les fréquences et les modes propres de résonance d'un rotor aubagé soumis à une force radiale concentrée qui due au verticité aérodynamique.

_ Modèle de rotor libre :

Ce modèle de rotor est caractérisé par l'absence des suspensions (paliers, support). Il est bien attiré l'attention des chercheurs dans les dernières années pour développer et étudier le comportement dynamique des projectiles, satellites géostationnaire.

P.Hughes[5] et P.W.Fortescue sont considérés parmi les premiers chercheurs qui lui étudier le comportement dynamique de ce genre de rotor, la majorité des travaux qui sont suivi sont faites par les méthodes de simulation numérique.

La validation des résultats jusqu'à nos jours reste difficile de raison de complexité de réaliser des bon d'essais expérimentale.

b) Suivant les paramètres mécaniques on distingue les modèles suivants :

*** Modèle de rotor rigide :**

Un rotor peut être considéré comme rigide lorsqu'il tourne à des vitesses sensiblement inférieures à la vitesse critiques associées à la flexion de l'arbre.

Outre la simplicité du modèle découlant d'une telle hypothèse, la réalisation de calculs pour un rotor rigide est intéressante d'un point de vue de dimensionnement de bâti.

En effet, puisque les éléments tournants ne déforment pas, la charge dynamique est entièrement transmise au palier.

*** Modèle de rotor de Jeffcott :**

C'est un modèle simple utilisé pour étudier le comportement dynamique en flexion des rotors industrielle, la configuration de ce modèle est caractérisée par des points matériels attachés dans un arbre non massique dont le but de négliger les effets gyroscopique. Leur comportement dynamique a été étudié par Jeffcott en 1919[6].

Ce modèle est très souvent utilisé par les chercheurs dans un but phénoménologique, car il permet une interprétation plus directe de l'influence de quelque phénomène sur le comportement dynamique de système.

*** Modèle de rotor réel :**

La combinaison entre le modèle de rotor rigide et le modèle de rotor de Jeffcott ne représente que de manière très approximative la dynamique d'un rotor réel, c'est le modèle de rotor flexible quand il tourne avec des vitesses supérieur à la première vitesse critique en flexion [7].

I.3) Analyse dynamique et vibratoire d'un rotor flexible

Toute machine tournante en fonctionnement génère des vibrations dont les amplitudes dépendent essentiellement :

- de la géométrie du rotor ;
- de la raideur des paliers et de son support ;
- de l'amortissement apporté par ces mêmes paliers ;
- des sources d'excitation, tel que le balourd par exemple ;
- de la vitesse de rotation du rotor.

L'étude de comportement dynamique et vibratoire d'un rotor flexible nécessite de connaître la notion de vitesse critique et les techniques d'analyse de stabilité.

I.3.1) Notion de vitesse critique et diagramme de Campbell

Nelson [8], l'une des premières citations concernant la notion de vitesse critique remonte à la fin de XVIII^e siècle lors d'essais expérimentaux réalisés par Dunkerley. Il définit alors la vitesse critique comme la vitesse où, de manière analogue à la résonance d'une structure élastique non tournant, les vibrations de la machine atteignent des niveaux élevés. Dans notre jour la notion de vitesse critique a évolué d'une manière à se rattache d'un point de vue théorique à la notion de valeurs propres du système tournant « la vitesse critique correspond à la vitesse où l'excitation par balourd coïncide avec une des fréquences propres du système ».

I.3.1.1) Diagramme de Campbell [9] : est le graphe qui représente l'évolution de fréquence propre en fonction de la vitesse de rotation,

Le diagramme de Campbell illustré sur la figure I.2 caractérise un rotor axisymétrique.

La fréquence propre au repos est double : du fait de la symétrie, il existe deux modes de vibration de déformées identique qui sont dans deux plans orthogonaux qui s'intersectent sur l'axe longitudinal du rotor. Lorsque les forces gyroscopiques augmentent, la séparation des modes donne naissance à une mode direct excitable par la force de balourd et un mode rétrograde non sollicité par l'excitation synchrone

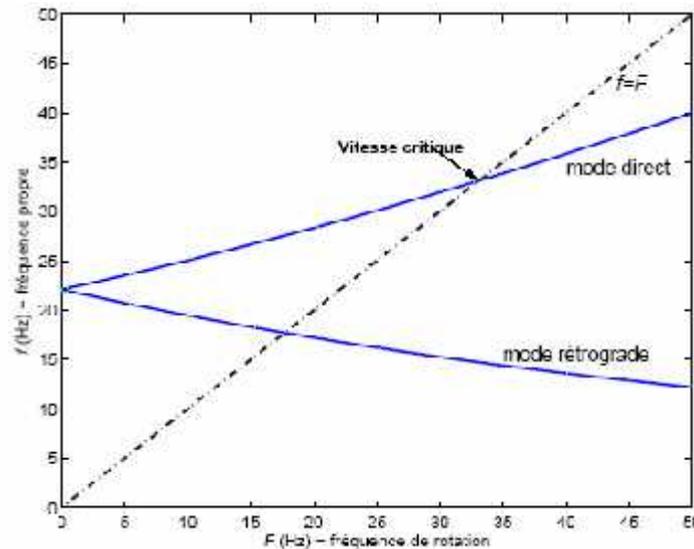


Figure I.2 : Diagramme de Campbell.

I.3.2) La dynamique de rotor :

Le premier travail sur l'étude de comportement dynamique de rotor comme il a été mentionné auparavant a été faite par W.J.M.Rankine [1] en 1869, il a été utilisé la deuxième loi de Newton sur l'étude de stabilité de mouvement d'un arbre en rotation, il conclut que l'équilibre d'un rotor sans friction est uniformément perturbé autour de sa position initiale, et le mouvement de rotor dont la vitesse de rotation est impossible de dépasser la première vitesse critique. En 1895 S.Dunkerley a publié un article dans laquelle, il a développé expérimentalement les formules des vitesses critiques et les vitesses supercritiques d'un rotor en fonction de leur diamètre et leur poids de disque [10].

L'ingénieur Suédois a décontracté les résultats obtenus par Rankine et montre par un essai expérimental sur une turbine à vapeur qu'il est possible de tourner un rotor au-dessous de la vitesse critique. Leur résultat a été vérifié analytiquement par A.Foppl [11].

A.Stodola le premier qui a introduit l'effet gyroscopique dans l'étude du comportement dynamique d'une turbine à vapeur [12].

I.4 Caractéristiques des éléments de rotor : Les éléments de rotor (arbres, disque, support, autre) dont les caractéristiques mécanique et géométrique, ont des influences directes sur le comportement dynamique global de rotor, suivant le phénomène qui lui envisagées. Le changement de ces caractéristiques engendre dans la plus part des cas des forces non linéaire influent directement sur les équations dynamique de système (rendre en système non linéaire). Nous traitons quelques caractéristiques des éléments de rotor suivants les recherches qui ont été envisagées.

I.4.1) Système arbre –disque : Les paramètres géométriques de l'arbre et de disque qui peuvent être influé sur le comportement dynamique de rotor sont :

- L'uniformité de l'arbre (arbre axisymétrique ou non, variations de diamètre) ;
- L'épaisseur de disque ;
- Présence de discontinuité (rotor fissuré).

H.Eang et B.Y ang [14] développe les équations de mouvement d'un système multi rotor et évalue les vitesses critiques par la méthode de distribution de la fonction de transfert, en limitant leur étude sur deux modèles de rotor, l'une considérée le rotor comme un arbre uniforme avec un disque a épaisseur très mince, et l'autre considère le rotor non uni forme avec un disque très large (modèle adapté pour la modélisation des rotors des turbines a gaz)

Les paramètres mécaniques des éléments arbre et disque qui peuvent être influé sur le comportement dynamique de rotor sont :

- La rigidité ou la flexibilité de disque (disque rigide ou déformable) ;
- L'effet de souplesse de disque ;
- La nature de matériau de l'arbre (arbre en matériau composite par exemple ;
- L'effet de l'amortissement tournant structural (palier).

M.A.Hilli[15] et son équipe examinés l'effet de flexibilité de disque sur le comportement dynamique de rotor. Le système est analysé par la méthode des éléments finis avec le disque est modélisé par le modèle de plaque de Kirchhoff. Les résultats numériques sur le diagramme de Campbell sont illustrés sur la figure I.3. Ils montrent que la différence entre le comportement d'un rotor à disque rigide et le comportement d'un rotor à disque flexible est réside sur l'effet gyroscopique et en particulière dans les deux premiers modes de vibration,

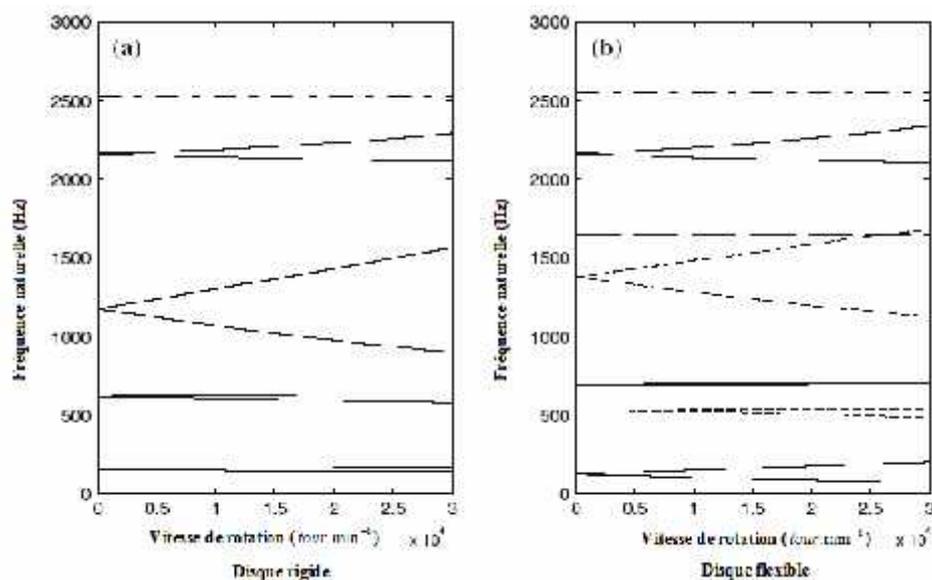


Figure I.3 : Diagramme de Campbell de rotor avec disque rigide et avec disque flexible [15].

I.4.2) Le support : L'influence des caractéristiques mécaniques et géométrique des supports dans le comportement dynamique des rotors, fait l'objet de plusieurs chercheurs depuis longtemps parce qu'il y a un lien direct entre l'arbre et le support. Les paramètres qui peuvent être définis les caractéristiques de support sont :

- La nature et les types des paliers (roulement à bille, à rouleau, palier magnétique, Palier hydrodynamique, palier lisse, palier à patin oscillant, à patin pivot...etc) ;
- L'isotropie et l'anisotropie (effet de dissymétrie) ;
- Le mouvement de support (effet d'embarquement).

I.4.2.1) Type de palier :

On s'intéresse sur quatre types des paliers qui sont souvent l'objet des chercheurs, les roulements à bille, paliers à butée, les paliers magnétiques et l'amortissement de type squeeze film.

a) Roulement à bille

Les roulements à billes sont des roulements souvent utilisés, non dissociables, avec bagues extérieure et intérieure massives et avec cage à billes.

Ces produits, de conception simple, peu exigeants en fonctionnement et en entretien, existent à une et à deux rangées ainsi qu'avec et sans étanchéités. Pour des raisons de fabrication, les roulements sans étanchéité peuvent présenter des gorges d'insertion de joints ou déflecteurs dans la bague extérieure. Du fait de leur faible moment résistant, les roulements à billes conviennent pour des vitesses de rotation élevées.

b) Palier a buté

Les paliers à buté sont utilisés dans les machines tournantes pour supporter les vibrations axiales qui sont généralement dus au chargement axiale (poussée de gaz par exemple).

Ce palier supporte les charges en direction longitudinale de l'arbre dans une manière hydrodynamique et sans usure. Il peut être combiné avec un palier radial. Selon l'application il dispose des cales fixes ou des patins oscillants.

c) Palier magnétique

Les paliers magnétiques actifs permettent la sustentation sans contact d'un rotor tournant à très haute vitesse et très haute température. Cette technologie de point est beaucoup utilisé dans divers domaine de la technologie, surtout pour des applications où toute lubrification est interdite (exemple : turbocompresseurs à applications dans le vide).

d) Palier aérodynamique

Dans le cadre du développement de rotors à très hautes vitesses (300-500'000 tpm), le recours à des paliers sans contact de type aérodynamique est une option de développement très intéressante. Les paliers à gorges convergentes de type Herringbone Groove présentent des

performances élevées, mais leur stabilité doit être soigneusement considérée pour une application à des rotors. Le projet porte sur le développement d'outils de calcul numérique performants pouvant être utilisés à terme pour la conception de systèmes de rotors à très hautes vitesses, qui devront être validés et identifiés afin d'obtenir des outils de prédiction fiables.

e) Amortissement de type squeeze film

L'amortissement de type squeeze film ou également appelé film fluide amortisseur ou l'amortisseur à film écrasé, constitue l'une des solutions techniques les plus intéressantes proposées ces trente dernières années, du fait de la relative simplicité de construction et de la forte capacité d'amortissement. Il consiste en une lame fluide interposée entre des paliers de la machine et le bâti, comme illustré dans la figure I.4.

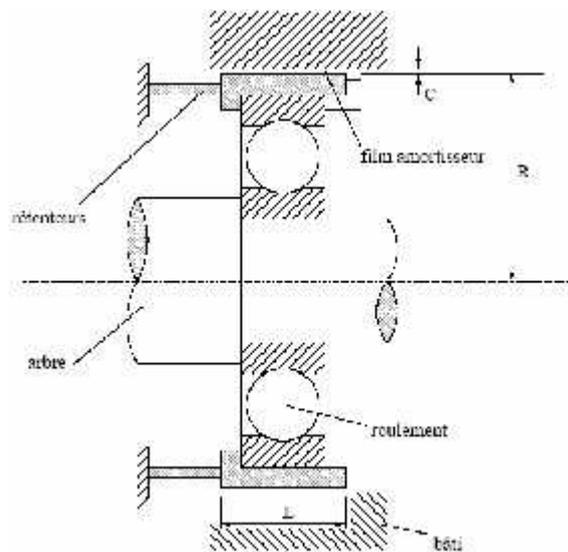


Figure I.4 : Amortisseur de type squeeze film.

I.4.3 Caractéristiques des autres éléments et leurs influences sur le comportement dynamique de rotor

Les éléments principaux de rotor (arbre, disque, palier), les rotors des machines industrielles fonctionnent en interaction avec d'autres éléments tels que, le stator, les joints d'étanchéité, l'accouplement, les fondations et d'autres. On examine quelques travaux traitant l'interaction de ces derniers éléments avec le rotor flexible.

Dans le cadre de l'interaction rotor-stator, l'existence de forces de couplage entre le rotor et le stator peut conduire dans certains cas à des amplitudes de déformation considérables. Il est possible de les classer en trois grandes catégories selon la nature des forces d'interaction entre les deux structures :

- Les forces d'interaction proviennent de variations de pression aérodynamique sans contact ;

- Les forces d'interaction se réduisent à un unique point de contact mécanique sur la circonférence entre rotor et stator ;
- Les forces se situent simultanément en plusieurs points de contact mécanique sur la circonférence entre rotor et stator.

I.5) SYNTHÈSE DES RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES

Parmi les recherches effectuées sur ce modèle, nous évoquons par exemple les travaux tentatives au début de **H.Lamb et R.Southwell [2]**, ils ont traité le comportement dynamique d'un disque en rotation à l'aide de la théorie des vibrations des membranes. Récemment on trouve les travaux de **G.Genta et A.Tonoli [17]** qui ont étudiés en détail, analytiquement et numériquement le comportement vibratoire en torsion, en flexion et axiale d'un disque rotor. **P.Hughes[5] et P.W.Fortescue et J.Stark[6]** sont considérés parmi les premiers chercheurs qui ont étudié le comportement dynamique de ce genre de rotor, la majorité des travaux qui ont été suivis sont faites par les méthodes de simulation numérique. La validation des résultats jusqu'à nos jours reste difficile de raison de la complexité de réalisation des bons essais expérimentaux.

Le premier travail sur l'étude de comportement dynamique de rotor comme il a été mentionné auparavant a été fait par **W.J.M.Rankine [1]** en 1869, il a utilisé la deuxième loi de Newton sur l'étude de stabilité de mouvement d'un arbre en rotation, il conclut que l'équilibre d'un rotor sans friction est uniformément perturbé autour de sa position initiale, et le mouvement de rotor dont la vitesse de rotation est impossible de dépasser la première vitesse critique. En 1895 **S.Dunkerley [10]** a publié un article dans lequel, il a développé expérimentalement les formules des vitesses critiques et les vitesses supercritiques d'un rotor en fonction de leur diamètre et leur poids de disque.

La méthode de la matrice de transfert historiquement a été développée par **N. Myklestad [18] et M.A. Prohl [19]** pour calculer les fréquences naturelles et les modes propres d'un rotor en régime sous critique. **W. Lund et F.K. Orcutt [20]** ont diversifié le domaine d'utilisation de cette méthode en présentant un algorithme pour calculer la réponse linéaire d'une force synchrone (balourd) d'un rotor flexible supporté sur un palier hydrodynamique. **A. Liew [21]** a développé cette méthode dans le cas d'utilisation pour un problème non linéaire.

Les premiers travaux utilisant la méthode des éléments finis pour la modélisation ont été publiés par **H.D.Nelson et J.M.Mc Vaugh [13]**. Ils prennent en compte les effets d'inertie de rotation, de charges axiales et d'effort gyroscopique. Cette modélisation a été complétée par **E.S. Zorzi et H.D.Nelson [22]** pour prendre en compte l'amortissement interne des parties tournantes. Plusieurs travaux ont suivi, confirmant la maturité et la fiabilité de cette méthode. **D.S.Hiatt [23]** a étudié d'une manière détaillée et par deux méthodes comparatives sous

Matlab la réponse a une charge aérodynamique d'un rotor d'hélicoptère, l'une connue par la méthode de Myklestad et l'autre est la méthode des éléments fini.

Jeffcott H.H. [7] a examiné l'effet du balourd sur les amplitudes du mouvement rotatif et les forces transmises aux roulements. Il a étudié le cas d'un rotor uniforme soutenu sur des roulements à ses extrémités et porte un disque mince. Il a supposé que le moment de l'inertie du disque peut être négligeable. Ce modèle a été utilisé plus tard sous le nom du modèle de Jeffcott. Une théorie complète a été développée pour expliquer le comportement du rotor au passage par la vitesse critique. Il a également identifié qu'avec une marge de séparation de 10% de chaque côté d'une vitesse critique, l'amplitude de la vibration ne serait pas excessive.

Nelson H. et McVaugh J. [24] ont prolongé le modèle d'éléments finis d'un rotor en tenant compte de l'inertie rotatoire, l'effet gyroscopique et les charges axiales.

I.6) Problématique

Dans notre mémoire de master nous allons exploiter tous les connaissances acquises durant notre formation dans le domaine de la dynamique et vibrations des machines tournante pour l'appliquer sur un rotor utiliser dans le moteur à combustion interne et de faire les calcul en se basant sur le logiciel MATLAB.

I.7) Conclusion

Dans ce chapitre. On est évoqué les différents travaux importants des chercheurs sur différents axes et phénomènes liés à ce problème. On constate que la majorité des recherches au début ont été basé sur la détermination des vitesses critiques et les modes de déformations des rotors et les différents facteurs qui lui influés, mais à notre jour les études sont visé vers l'étude de stabilité et les phénomènes non linéaire qui peut être rencontré.[Notre étude sera consacrée sur la dynamique des rotors type vilebrequin dans un moteur à combustion interne, l'étude cinématique et dynamique du système bielle –manivelle constitue l'axe de notre étude et les calculs ont été faites sous MATLAB]

Chapitre : II

***Etude thermique d'un moteur à
combustion interne***

II.1) Historique

Le premier moteur vraiment indépendant de la nature, adaptable en situation, est la machine à vapeur. Ce moteur est basé sur une chaudière produisant de la vapeur d'eau grâce à la combustion d'un carburant, la vapeur comprimée est utilisée, lors de sa détente, pour mouvoir un piston dans un cylindre. Ce mouvement de translation est transformé en rotation par un jeu de bielles. Le couple résultant entraîne un volant d'inertie régulateur de couple puis, une machine ou des roues, via un mécanisme de transmission.

II.2) Cycle thermodynamique et réel d'un moteur diesel :

II.2) Cycle à quatre temps mécaniques : Un cycle s'effectue sur 2 tours de vilebrequin, soit 720° . Le cycle mécanique (2 allers et 2 retours c'est à dire 4 courses) se fait en 4 temps alors que le cycle thermodynamique en comporte 5 (la combustion à volume et à pression constante). Seule la détente est motrice (fournit de l'énergie), les autres sont résistants.

Dans le cas d'un cycle mixte d'un moteur Diesel (FIG. II-I), le cycle comprend les temps suivants :

a) Premier temps : Admission Ouverture de la soupape d'admission au point mort haut (PMH) mise à la pression à l'entrée du cylindre :

- Descente du piston (entraîné par l'inertie du cycle précédent),
- Remplissage du cylindre par le mélange gazeux,
- Fermeture de la soupape d'admission au point mort bas (PMB),
- Cycle : Augmentation du volume à pression constante (Droite AB).

b) Deuxième temps : Compression

- Les soupapes d'admission et de d'échappement sont fermées,
- Le piston remonte vers le point PMH d'où une forte élévation de pression due à la diminution de volume accompagnée par une élévation importante de la température (celle-ci doit atteindre, au PMH, au minimum 500°C pour assurer l'inflammation spontanée du mélange au moment d'injection),
- Cycle : Montée en pression (courbe BC).

c) Troisième temps : Combustion – Détente

- Les soupapes d'admission et d'échappement sont fermées,
- Le combustible est injecté dans le cylindre au PMH avant que la pression maximum du cycle soit atteinte,
- Temps de combustion : Au PMH, une combustion primaire à volume constant se déclenche par auto-inflammation permet d'atteindre la pression maximum dans le cylindre et qui sous laquelle se déclenche une deuxième combustion (à pression constante),

-Temps de détente : Le piston propulsé vers le bas par la forte pression fait tourner le vilebrequin (temps moteur),

-Cycle : Montée en pression à volume constant (droite CD), augmentation du volume à pression constante (droite DE), Chute de pression (détente : courbe EF).

d) Quatrième temps : Échappement

-Ouverture de la soupape d'échappement,

-Le piston remonte et chasse vers l'atmosphère les gaz brûlés

-Cycle : échappement primaire à volume constant (droite EB), Échappement secondaire à pression constante (droite BA).

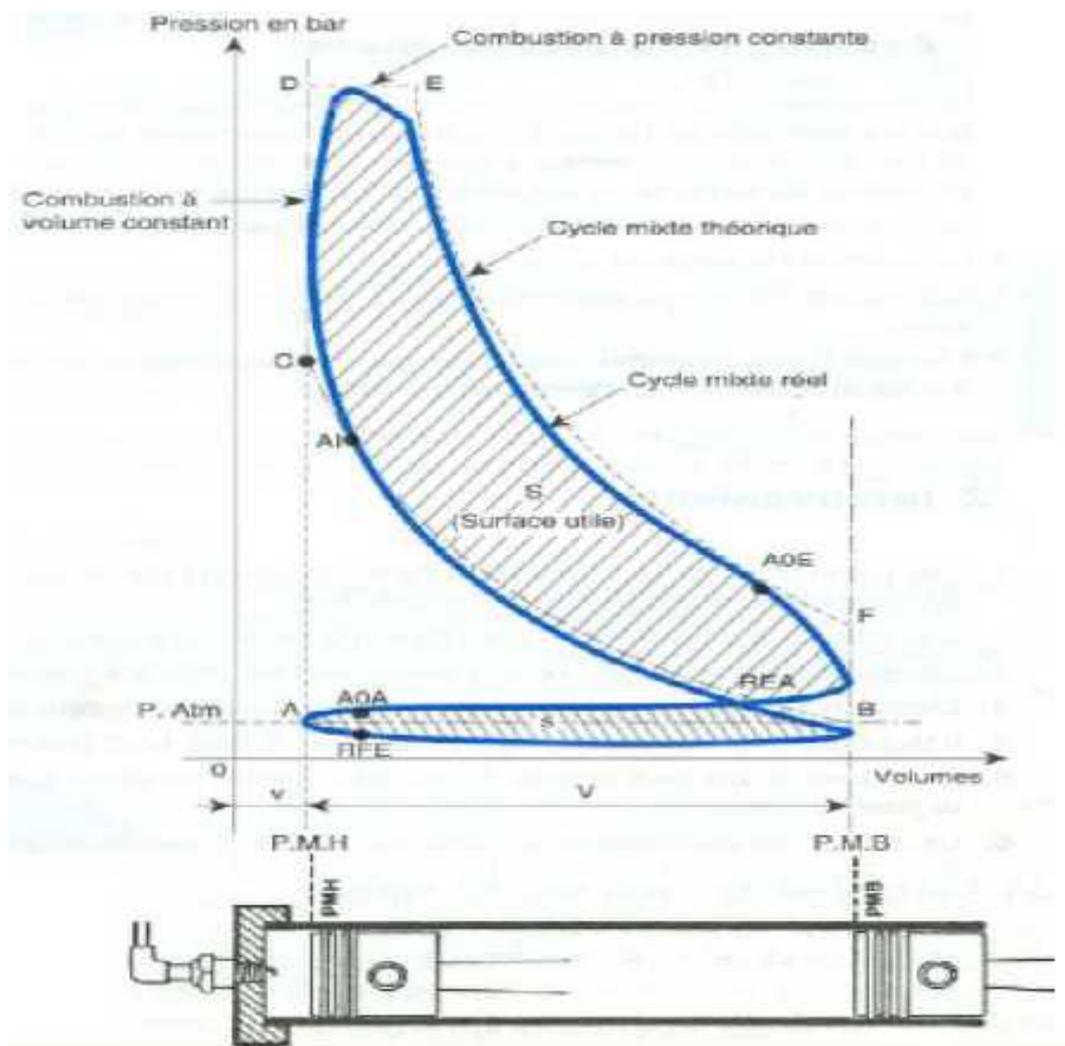


Figure II-1: Cycle réel représenté sur un diagramme (P – V).

II.3) Diagramme pression – volume

II.3.1) Diagramme théorique

Un phénomène est connu lorsqu'il peut être complètement résolu mathématiquement.

Quelles que soient les circonstances d'apparition, de développement et d'extinction de ce phénomène. Dans le cas des cycles de moteurs à combustion interne, une résolution mathématique fine est encore impossible, compte tenu en particulier de la combustion qui reste encore un domaine susceptible de recherches, des échanges de chaleur aux parois, des transvasements, etc.

On se contente donc d'une résolution grossière associée à des hypothèses simplificatrices qui tiennent compte de la méconnaissance de ces phénomènes [1].

L'étude des cycles théoriques de moteurs alternatifs à combustion interne permet de connaître l'influence des paramètres de la machine les plus importants, accessibles aux calculs. Elle reste une méthode d'étude des cycles réels intéressante pour les raisons suivantes :

- Facilité et simplicité des calculs moyennant des hypothèses simplificatrices convenablement choisies,
- Possibilité de se rapprocher du cycle réel, en affinant les hypothèses, les calculs et les conditions aux limites pour une fraction du cycle,
- Préparation aux développements informatiques permettant de calculer un cycle du moteur dans sa totalité.

Lors de l'analyse des cycles thermodynamiques (théoriques) on prend en considération les hypothèses suivantes :

- Le fluide moteur est un gaz parfait, idéal (l'inertie du fluide est supposée nulle donc pas de pertes de charge) qui ne change pas de nature (sa composition chimique) et de quantité au cours de son évolution dans le cycle,
- Les évolutions sont considérées comme réversibles, c'est-à-dire que le gaz subit une succession de transformations très lentes, les caractéristiques du gaz restant à chaque instant en équilibre,
- Un équilibre des pressions instantané existe entre l'atmosphère et le cylindre,
- La combustion ainsi que l'échange gazeux, s'effectuant dans un cycle réel, sont remplacés par des processus d'apport et d'évacuation de chaleur dans un cycle thermodynamique. Ce qui conduit à considérer que la combustion du mélange gazeux est instantanée,
- L'échange de chaleur (par apport ou extraction) avec le fluide au cours de son évolution, est considéré en dehors de toute condition de réalisation. Donc, les deux temps de compression et

détente sont considérés adiabatiques c'est-à-dire ils se déroulent sans échange de chaleur entre gaz et parois du cylindre,

- Les caractéristiques du système gazeux isolé (fluide moteur) sont prises égales à celles de l'air, indépendantes de la température et de la pression.

II.3.2) Diagramme pratique (réel)

II.3.2.1) Différences entre le diagramme réel et théorique

En pratique, le diagramme est nettement différent du diagramme théorique, du fait des hypothèses inexacts citées au-dessus.

Pratiquement :

- A l'admission, la pression est inférieure à l'atmosphérique (dans le cas d'un moteur non suralimenté) du fait de l'aspiration du piston et de l'inertie du gaz non nulle,
- La composition chimique et la quantité du fluide-moteur sont toujours variées par suite de la combustion au cours du cycle,
- Les caractéristiques du fluide-moteur (chaleur spécifique, etc.) du fluide-moteur comptées constantes dans le cycle thermodynamique varient avec la température dans le cycle réel,
- Les deux temps de compression et détente ne sont pas adiabatiques, mais polytropiques à cause des échanges de chaleur ayant lieu au cours de ces deux temps entre le fluide-moteur et les parois du cylindre,
- Le fonctionnement du moteur nécessite l'évacuation des produits de combustion et l'introduction périodique, au début de chaque cycle, de la charge fraîche. Le remplissage du cylindre du moteur dépend considérablement de son nettoyage,
- A la compression, la pression finale est inférieure à la théorique du fait du remplissage moindre et des échanges de chaleur entre le fluide-moteur et les parois du cylindre,
- La combustion qui n'est pas instantanée donc non isochore, et ni isobare donne une pression maximum inférieure,
- A l'échappement, du fait de la difficulté de vidage, la pression est toujours supérieure à l'atmosphérique.

II.4) Caractéristiques fondamentales du cycle

Les caractéristiques fondamentales du cycle sont :

II.4.1) Le travail (J)

Le travail se représente en diagramme (P – V) par l'aire de la courbe comprise dans le cycle fermé. Sur la figure II-1, le travail du cycle théorique est représenté par l'aire de la courbe pointillée. Le travail des opérations de transvasement A – B et B – A est représenté par une aire nulle.

W le travail indiqué, représenté par l'aire de la courbe continue sur la figure II-1. Les opérations de transferts de masse entre le cylindre et

Pour un cycle réel, on appelle : l'extérieur se traduisent par une aire qui n'est pas nulle mais positive (surface résistante) et qui vient donc se déduire de l'aire négative (surface utile : S) du travail principal du cycle.

II.4.2) Pression moyenne (N/m²)

La pression moyenne du cycle représente le travail spécifique du moteur par unité de volume de cylindrée.

C'est une valeur conditionnelle et constante de pression qui produit, pendant une seule course de piston, un travail égal au travail du cycle.

La pression moyenne représente aussi un élément de comparaison commode qui permet de comparer le travail des moteurs des différentes dimensions. Elle est représentée par la formule suivante :

$$P_{\text{moy}} = W_{\text{cycle}} / C_y$$

La cylindrée C_y est le volume de cylindre engendré entre les deux positions extrêmes du piston : point mort haut PMH et point mort bas PMB.

II.4.3) Rendement

Le rendement du cycle théorique est le rapport entre la valeur absolue du travail du cycle et la quantité de chaleur apportée au cycle (pendant la combustion). Il est représenté par la formule suivante :

$$\eta = W_{\text{cycle}} / Q_a$$

Le rendement de forme du diagramme permet de juger de la qualité du cycle réel, réalisé dans le cylindre du moteur, par rapport au cycle théorique. Il est représenté par la formule suivante :

$$R_f = W_i / W_f$$

Avec W_i : aire du cycle réel , W_f : aire du cycle théorique.

II.4.4) Taux de compression volumétrique

Le taux de compression volumétrique est défini par le rapport entre le volume total de cylindre (cylindrée + volume mort) sur le volume de la chambre de combustion.

Autrement dit, c'est le rapport entre le volume total aspiré possible (cylindrée + volume mort) et le volume dans lequel on comprime le gaz et se fait la combustion

(Volume mort V_m). Le taux de compression est représenté par la formule suivante :

$$= (C_y + V_m) / V_m$$

Le taux de compression volumétrique influence fortement le rendement du moteur et il doit être choisi en fonction de la respiration du moteur

Le taux de compression réel est à peu près égal au précédent multiplié par $3/2$, car la compression des gaz s'accompagne d'une dilatation [5].

II.4.5) Consommation spécifique (g/KWh)

La consommation spécifique du moteur définit la qualité de la transformation de l'énergie au sein du moteur. Cette grandeur est proportionnelle à l'inverse du rendement.

C'est la quantité de combustible, d'un pouvoir calorifique donné, qui doit être dépensée pour la production d'une unité d'énergie, par exemple d'un kWh.

La consommation spécifique (donc aussi le rendement) dépend, d'une part, de la forme du cycle thermodynamique décrit dans le moteur, d'autre part, des valeurs extrêmes de la température et de la pression atteintes par le gaz.

II.4.6) Puissance effective au litre de cylindrée

C'est la puissance spécifique en kW/litre de cylindrée. Elle permet de comparer, entre eux, des moteurs de cylindrée et de conception différente.

II. 4.7) Puissance massique ou volumique

C'est la puissance du moteur rapportée à sa masse (kW/Kg) ou à son volume (kW/m³). Dans ce dernier cas, le volume peut comprendre, ou non, le volume nécessaire au démontage du moteur et à son entretien. Ces puissances spécifiques permettent de comparer des moteurs dans le cadre de l'endroit où ils devraient être installés.

II.5) Comparaison entre le fonctionnement de moteur à essence et diesel :

Temps	Moteur Essence	Moteur Diesel	Différences
ADMISSION	Entrée d'une quantité plus ou moins grande d'air et d'essence	Entrée d'une quantité constante d'air	Volume d'air pur au lieu d'un volume dosé de mélange d'air+carburant
COMPRESSION	Compression du mélange d'environ 10/20 bars	Compression du mélange d'environ 40 bars	La pression et les températures sont plus fortes sur un moteur diesel, donc il devra être mieux refroidi et plus résistant.
COMBUSTION ET DETENTE	La combustion est extrêmement rapide	L'injection du carburant a lieu progressivement	Pas de système d'allumage pour un moteur Diesel mais un système d'injection d'une précision parfaite, sa combustion relativement lente fait que le moteur a une vitesse de rotation moins élevée que le moteur à essence.
ECHAPPEMENT	Les gaz brûlés s'échappent	Les gaz brûlés s'échappent	Pas de différence si ce n'est que la pression est plus forte pour le Diesel

II.5.1) Classification des moteurs diesel

Il existe deux catégories des moteurs diesel :

II.5.1.1) Les moteurs à injection directe : la chambre de combustion est usinée dans le piston.

L'injecteur débouche directement dans la chambre de combustion, il est du type à trous (plusieurs orifices).

a) Avantages

Rendement élevé, donc consommation assez faible.

Bon départ à froid.

Simplicité de réalisation.

b) Inconvénients

Moteur bruyant : cognement caractéristique au ralenti et à faible régime.

II.5.1.2) Les moteurs à injection indirecte

Ils se regroupent en 3 familles :

L'injection à chambre de précombustion.

L'injection à chambre auxiliaire de réserve d'air.

L'injection à chambre de turbulence.

L'injecteur, en principe à aiguille, pulvérise le gazole dans une préchambre située dans la culasse.

La solution la plus répandue pour les moteurs à injection indirecte est la chambre de turbulence, notamment sur les véhicules légers (Peugeot, Renault, ...).

Pour ce type de moteur, un dispositif d'aide au démarrage est indispensable (bougies de préchauffage).

a) Avantages

Pression d'injection moins élevée qu'avec l'injection directe.

Moteur moins bruyant.

Combustion plus souple et plus rapide.

Régimes moteurs plus élevés.

b) Inconvénients

Départ à froid impossible sans dispositif d'aide au démarrage.

Chapitre : III

***Etude cinématique du système bielle
vilebrequin***

III.1) Généralités :

L'intérêt de cette étude est de déduire les formules qui caractérisent les mouvements du piston, bielle et du vilebrequin, elle sert à trouver la relation qui lie le déplacement, la vitesse et l'accélération en

fonction de l'angle de la rotation du vilebrequin.

A la fin de cette étude on peut facilement tracer les graphiques du déplacement, vitesses et accélération du piston en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin.

III.2) Notations utilisées[25]

Elles sont rassemblées sur la figure {A.1}. La vitesse de rotation du vilebrequin est notée positivement dans le sens inverse du sens trigonométrique.

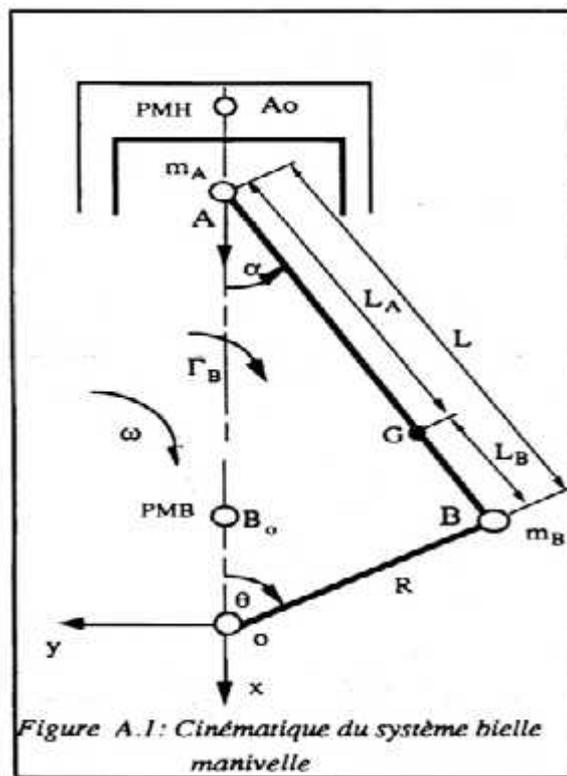


Figure A.1: Cinématique du système bielle manivelle

Figure A.1 : Cinématique du système bielle vilebrequin

Les positions de l'axe du maneton et de la tête de bielle sont définies par l'angle α , noté positivement dans le sens de ω .

$$\alpha = \overrightarrow{(\overline{OB_G}, \overline{OB})} \tag{1}$$

La position du piston est définie par celle du point A. Le point A se déplace entre deux positions extrêmes A_0 (PMH) et A_1 (PMB), telles que:

$$\overline{A_0 O} = 2 \cdot R \tag{2}$$

Avec R rayon de la manivelle ou demi-course.

Posons $\alpha = (\text{OX}, \text{AB})$, angle de soulèvement de la bielle, (α est négatif dans le cas de la figure(A1), le sens positif étant celui de θ)

III.3.1) Position du piston

Une position quelconque du piston est définie par :

$$x = \overline{A_{\text{gl}}A} = \overline{A_{\text{gl}}O} - \overline{AO}. \quad (3)$$

si on note par L la longueur de la bielle, la projection de ABO, sur l'axe ox, donne :

$$\overline{AO} = R \cdot \cos \theta + L \cos \alpha \quad (4)$$

$$\overline{A_{\text{gl}}O} = L + R \quad (5)$$

La position x du piston est alors donnée par

$$x = L + R - R \cdot \cos \theta - L \cdot \cos \alpha \quad (6)$$

la projection de ABO sur l'axe oy donne:

$$L \cdot \sin \alpha + R \cdot \sin \theta = 0 \quad (7)$$

Soit :

$$\sin \alpha = - \frac{R}{L} \sin \theta \quad (8)$$

Ce qui donne :

$$\cos \alpha = \sqrt{1 - \left(\frac{R}{L} \sin \theta\right)^2} \quad (9)$$

Avec le signe + devant le radical, puisque l'angle α est toujours aigu.

En remplaçant dans l'équation (6), $\cos \alpha$ par son expression donnée par (9) on a alors:

$$X = R \left[(1 - \cos \theta) + \frac{L}{R} \left(1 - \sqrt{1 - \left(\frac{R}{L} \sin \theta\right)^2} \right) \right] \quad (10)$$

III.3.2) Vitesse du piston

En dérivant l'abscisse (10) par rapport au temps, on a l'expression de la vitesse

$$V_p(\theta) = R \cdot \omega \cdot \left[\sin \theta + \frac{\left(\frac{R}{L}\right) \sin (2\theta)}{2\sqrt{1 - \left[\left(\frac{R}{L}\right) \sin (\theta)\right]^2}} \right] \quad (11)$$

En définissant le coefficient $K(\theta)$

$$K(\theta) = \sin \theta + \frac{\left(\frac{R}{L}\right) \sin (2\theta)}{2\sqrt{1 - \left[\left(\frac{R}{L}\right) \sin (\theta)\right]^2}} \quad (12)$$

La vitesse du piston s'écrit:

$$V_p = R \cdot \omega \cdot K(\theta) \quad (13)$$

III.3.3) Accélération du piston

En dérivant l'expression de la vitesse (13) par rapport au temps, on a: dû)

$$\gamma_a = R \cdot K(\theta) \cdot \frac{d\omega}{dt} + R \cdot \omega^2 \cdot \frac{dK(\theta)}{d\theta} \quad (14)$$

avec $K(\theta)$ donné par la relation (12), et $dK(\theta)/d\theta$ donné par la relation suivante:

$$\frac{dK(\theta)}{d\theta} = \cos \theta + \frac{R}{L} \cdot \left[\frac{c \cdot (2\theta)}{\sqrt{1 - \left(\frac{R}{L} \cdot s \cdot \theta\right)^2}} + \frac{\left(\frac{R}{L} \cdot s \cdot 2\theta\right)^2}{4 \cdot \left[1 - \left(\frac{R}{L} \cdot s \cdot \theta\right)^2\right]^{3/2}} \right] \quad (15)$$

III.4.1) Vitesse du pied de bielle

La vitesse de soulèvement du pied bielle ($d\alpha/dt$) est obtenue à partir des équations (8) et (9):

$$v_b(\theta) = \frac{d\alpha}{dt} = - \frac{\frac{R \cdot c \cdot \theta}{L}}{\sqrt{1 - \left(\frac{R}{L} \cdot s \cdot \theta\right)^2}} \quad (16)$$

III.4.2) Accélération du pied de bielle

En dérivant l'équation (16) par rapport au temps on obtient l'expression de l'accélération du pied de bielle suivante:

$$A_b(\theta) = \frac{d^2\alpha}{dt^2} = - \frac{\frac{R}{L}}{\sqrt{1 - \left(\frac{R}{L} \cdot s \cdot \theta\right)^2}} \left[\cos \theta \cdot \frac{d\omega}{dt} + \frac{\omega^2 \cdot s \cdot \theta \cdot \left[\left(\frac{R}{L}\right)^2 - 1\right]}{\left[1 - \left(\frac{R}{L} \cdot s \cdot \theta\right)^2\right]} \right] \quad (17)$$

Données du problème :

Longueur de la bielle : $L=0.12078$ m

Course du piston : $S=0.074$ m

Longueur de la manivelle: $r=0.037$ m

Le rapport du rayon de la manivelle par rapport longueur de la bielle :

$$= R/L = 0.03698/0.12078 = 0.30817 \text{ m}$$

Diamètre du piston : $D=0.089$ m

Section de piston F_p : $F_p = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = 0.06990 \text{ m}^2$

Masse du groupe piston : $m_{gp}=0.41763$ kg

Masse du groupe de la bielle : $m_{gb}=0.283$ kg.

Moment d'inertie : $I_2=0.66e-3$ kg. m²

Masse de la manivelle : $m_2=3.1791$ kg

La vitesse angulaire de la manivelle (ω) donc :

$$= \frac{N}{30} = \frac{3.14 \cdot 2800}{30} = 293.066 \text{ rad/s}$$

III.5.1) Fonction de déplacement du piston $X = f(\theta)$

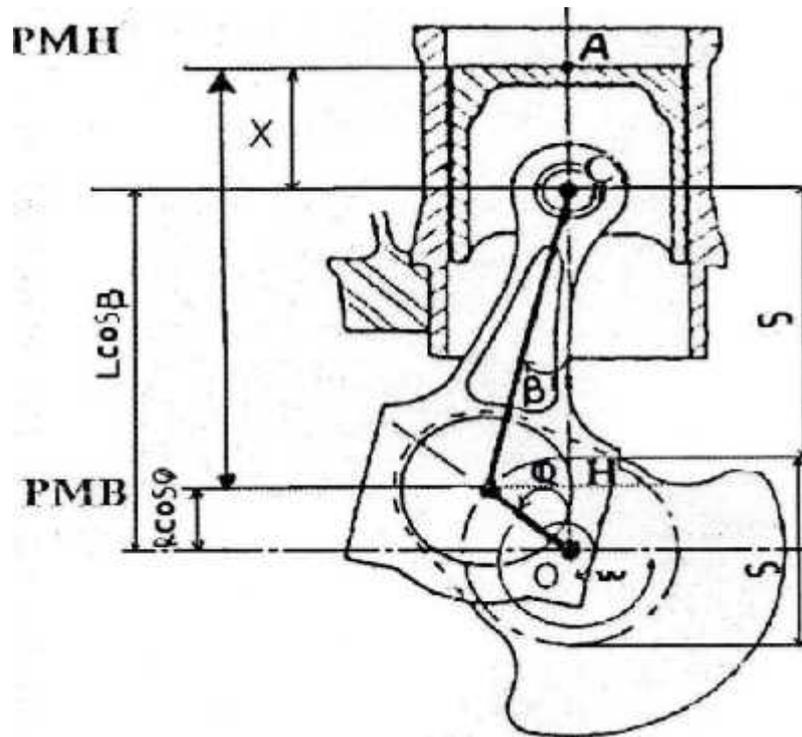


Fig. III.1 : déplacement du piston.

On peut écrire la relation suivante qui exprime l'éloignement du piston du PMH en fonction des dimensions fixes des éléments du mécanisme (bielle-manivelle).

On a: $X = AC = AO - OC$

$AO = L + R$

$OC = L \cdot \cos \theta + R \cdot \cos \theta$

θ : l'angle que fait la bielle avec l'axe du cylindre.

θ : l'angle de rotation de vilebrequin.

De ces équations on aura la relation la suivante :

$X = (R + L) - (L \cdot \cos \theta + R \cdot \cos \theta)$

Il est préférable d'exprimer la relation précédente seulement en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin θ :

En posant $\lambda = R/L$

Tel que λ : est appelée le coefficient de construction de la bielle-manivelle.

$X = R[(1 + \lambda) - (\cos \theta + \lambda \cdot \cos \theta)]$

$X = f(\theta)$

soit : $MH = R \cdot \sin \theta = L \cdot \sin \theta$

Et comme : $\sin \theta = \lambda \cdot \sin \theta$

$$\sin^2 = 1 - 2 \cdot \sin^2 \quad 1 - \cos^2 = 2 \cdot \sin^2$$

$$\sin^2 = 1 - 2 \cdot \sin^2 \quad \cos = (1 - 2 \cdot \sin^2)$$

Cos devient : $\cos = 1 - (1/2) \cdot (2 \cdot \sin^2) - [(\cdot \sin)]^8 / 8$

On prend seulement les deux premiers termes et on aura donc :

$$\cos = 1 - (1/2) \cdot (2 \cdot \sin^2)$$

$$\text{Et : } X = R [(1 - \cos) + (2 \cdot \sin^2) / 2]$$

$$\text{On a : } \sin^2 = (1 - \cos^2)$$

$$\text{Donc : } X = R [1 - \cos + (1 - \cos^2) / 4] \quad (1)$$

III.5.2) Fonction de Vitesse du piston $V = f(\theta)$

La vitesse de déplacement du piston est obtenue par la dérivation de l'équation de déplacement par rapport au temps c'est-à-dire : $V = dX/dt$

$$\text{Donc : } V = dX/dt = (dX/d\theta) \cdot (d\theta/dt)$$

$$\text{Et } (d\theta/dt) = \omega \quad \text{donc : } V = \omega \cdot (dX/d\theta)$$

$$\text{Alors : } V = R \cdot \omega \cdot [\sin\theta + (1/2) \cdot \sin 2\theta] \quad (2)$$

III.5.3) Accélération du piston J :

La dérivation de l'équation de la vitesse ou le deuxième dérivé du déplacement du piston par rapport au temps donnera l'expression de l'accélération :

$$J = d^2x / dt^2 = dv / dt = (dv / d\theta) \cdot (d\theta / dt)$$

$$J = R \cdot \omega^2 \cdot [\cos\theta + \cos 2\theta]$$

III.5.3.a) Etudes des variations de l'accélération :

Calcul de J_{\max} et J_{\min} :

$$\text{Pratiquement l'accélération sera maximale ou minimale ou la vitesse est nulle : } dV/dt = 0 \quad R \cdot \omega^3 \cdot \sin\theta \cdot (1 + 4 \cdot \cos\theta) = 0$$

$$\text{Et : } R \cdot \omega^3 = 0 \quad \text{précédente est :}$$

$$\sin\theta = 0 \quad \text{donc } \theta = n\pi$$

Alors la solution de l'équation pour $(n = 0, 1, 2, 3, 4)$

$$\cos\theta = -1/4 \quad \cos\theta = -0.8124 \quad \text{donc}$$

$$\theta = 144.33^\circ$$

$$\theta = 215.6^\circ$$

$$\theta = 504.33^\circ$$

$$\theta = 575.67^\circ$$

$$J_{\max} = R \cdot \omega^2 \cdot [1 + 4] = 4154.913 \text{ m/s}^2$$

$$J_{\min} = R \cdot \omega^2 \cdot [\cos\theta + \cos 2\theta] = -2267.085 \text{ m/s}^2$$

III.6- Représentation graphique des fonctions : X, V, J, en fonction de ()

a) Déplacement du piston $X = f()$:

La programmation de la fonction du déplacement du piston en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin nous a permis de tracer la variation du déplacement en fonction de l'angle de rotation (figure III.2). la première remarque qu'on peut faire c'est l'intervalle de variation du déplacement qui est d'environ 80 mm qui correspond à la valeur de la course du piston entre le point mort haut et le point mort bas, on observe aussi que l'allure de la courbe est périodique avec une période d'environ 360° est qui équivalente à un tour du vilebrequin.

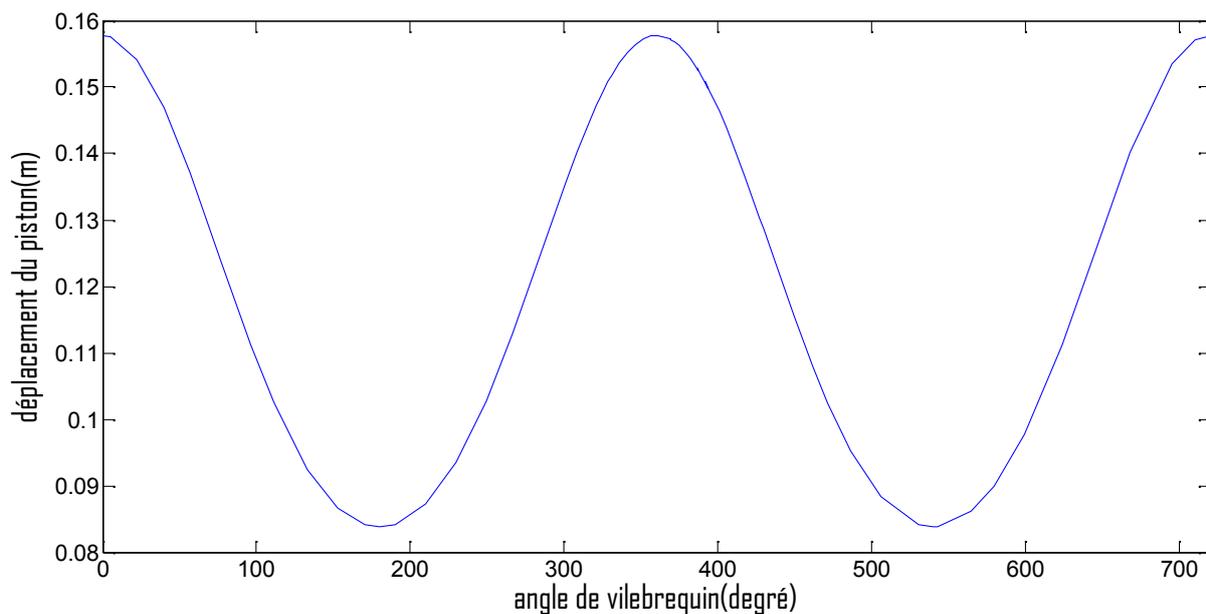


Figure III.2) Représentation graphique de déplacement du piston $X = f()$ pour la vitesse de rotation $N = 2000$ rpm

b) Vitesse du piston $V = f()$

Si le piston en PMH : ($\theta = 0^\circ$) : La vitesse est nul.

Si le piston descend vers le PMB la vitesse varie en 4 étapes :

$[0^\circ \ 45^\circ]$: la vitesse augmente jusqu'à le maximum ($V_p = 0,9$ m/s) puisque le piston descend vers le PMB.

$[45^\circ \ 90^\circ]$: la vitesse diminue jusqu'à la vitesse nul.

$[90^\circ \ 135^\circ]$: la vitesse augmente jusqu'à le maximum ($V_p = 9$ m/s)

$[135^\circ \ 180^\circ]$: la vitesse diminue vers la vitesse nul.

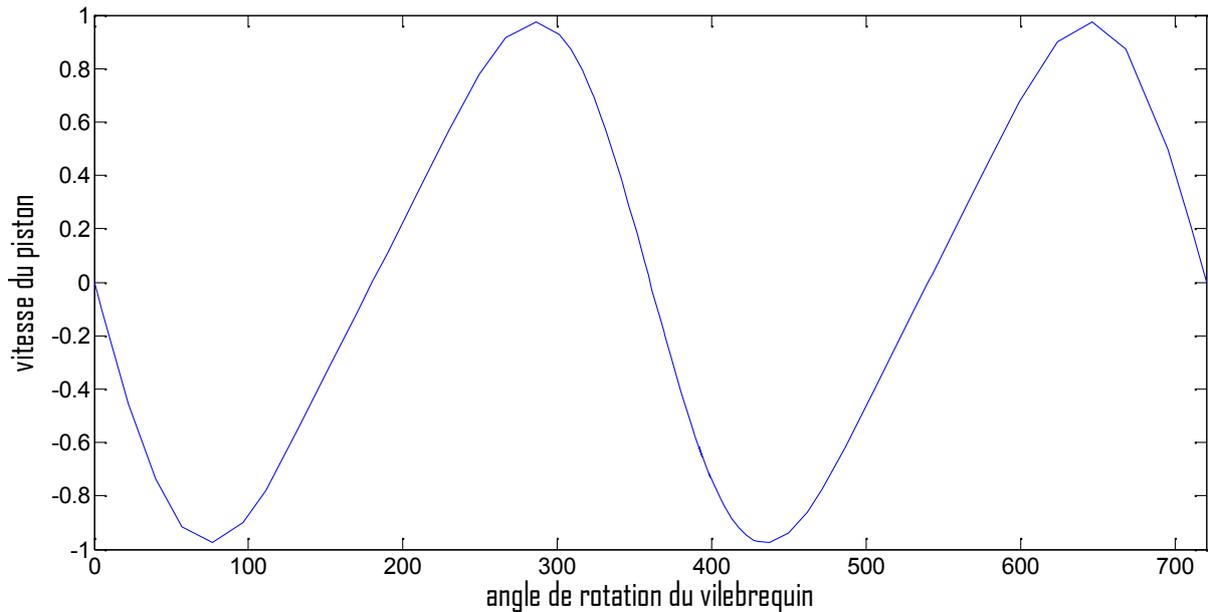


Figure III.3) Représentation graphique de la vitesse du piston $V=f(\theta)$

c) Accélération du piston $J=f(\theta)$

Si le piston est en PMH ($\theta = 0^\circ$) : L'accélération est maximale ($A_c = 2100 \text{ m/s}^2$).

Le piston descend vers le PMB l'accélération augmente dans l'intervalle $[0^\circ \text{ } 133^\circ]$ $A_{p\max} = 1200 \text{ m/s}^2$ puisque le piston monte vers le PMH, mais après le 133° jusqu'à 229° l'accélération est constante.

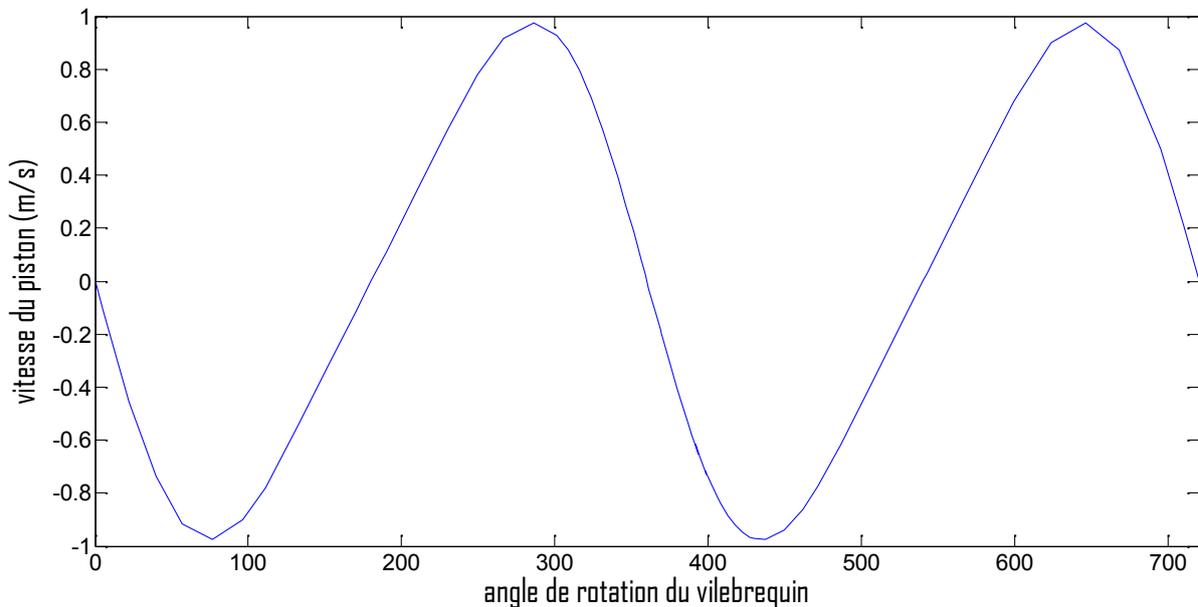


Figure III.4) Représentation graphique de l'accélération du piston $J=f(\theta)$

Chapitre : IV

***Etude dynamique du système bielle
vilebrequin***

IV) Etude Dynamique du système bielle manivelle**IV.1) Généralité :**

Pendant le fonctionnement du moteur le système bielle-manivelle travaille sous l'action des efforts suivants :

1. Effort produit par la pression des gaz.
2. L'ensemble des forces produites d'après le mouvement des éléments du mécanisme :
 - La force d'inertie produite par les masses qui sont en mouvement rectiligne alternatif.
 - La force centrifuge produite par les masses en rotation.

L'étude dynamique pour le but de détermination des différents efforts exercés sur le système bielle-manivelle c'est-à-dire le calcul des valeurs des actions mutuelles entre les différentes organes.

IV.2) Forces appliquées sur les composants d'un moteur

Dans ce chapitre nous décrirons principalement les déformations et les forces que subissent les composants de la chambre à combustion, les critères associés. La conception des coussinets et des vilebrequins, et terminerons par l'étude des vibrations qui prennent naissance dans un vilebrequin et par une courte description du volant d'inertie.

IV.2.1) Déformations et contraintes mécaniques des pistons

Le piston doit assumer des fonctions multiples :

- recevoir et transmettre la pression de combustion des gaz;
- recevoir et éliminer une grande quantité de chaleur dégagée durant la combustion;
- opérer à des températures qui varient selon la puissance du moteur.

Le piston doit être aussi léger que possible, afin de diminuer les efforts d'inertie et ce, sans subir de grandes déformations. Les déformations provoquées par la pression des gaz et la température sont schématisées à la figure IV.1.

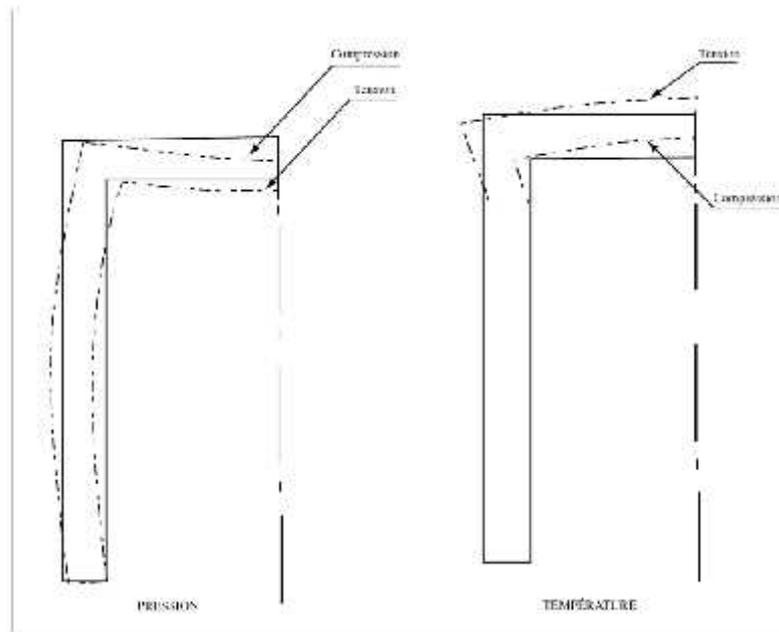


Figure IV.1 : déformations et contraintes mécaniques au sein d'un piston

Les contraintes thermiques subies par un piston ont l'effet inverse des contraintes causées par la pression. Elles limitent les déformations de la tête de piston, que l'on peut comparer à un disque plat encastré à sa périphérie. Cependant, les variations de température de la tête de piston provoquent des déformations pouvant causer le grippage, dans les cas extrêmes, des fissures. Selon le diamètre du piston et le carburant utilisé, il faudra donc refroidir l'intérieur du piston, de manière à réduire les contraintes et à maintenir les températures de la tête et des gorges des segments à des limites acceptables.

Les contraintes thermiques obligent le constructeur à laisser un jeu plus grand entre la chemise et la partie supérieure du piston. Ce jeu permet les libres dilatations de la tête du piston, il favorise la présence d'un film d'huile entre le piston et la chemise, et il assure en tout temps le passage des gaz sous pression vers les gorges des segments. La taille des jeux est évidemment décroissante selon la température des différentes parties du piston, c'est-à-dire de la tête jusqu'au bas de la jupe.

Afin de permettre la libre dilatation des pistons et des culasses de moteurs de grand alésage, il s'avère nécessaire d'observer la recommandation suivante : la montée en puissance doit se faire sur une période de 30 à 45 minutes, entre 75 % et 100 % de la charge. Cette montée en puissance contrôlée évite les fractures des têtes de piston et assure, par l'entremise des segments, l'étanchéité de la chambre à combustion. Certains manufacturiers recommandent des périodes allant jusqu'à 90 minutes pour la montée en puissance.

IV.2.2) Déformations provoquées par l'axe de piston

Les déformations provoquées par l'axe de piston sont complexes. L'axe d'un piston conventionnel représenté à la figure 2, est soumis à des efforts de cisaillement à une flexion axiale et à un écrasement transversal ou ovalisation. Ainsi, la transmission de la force motrice à la bielle engendrée par la combustion provoque une ovalisation du piston dans le cylindre. Afin de contourner ce problème, les fabricants usinent les pistons en leur donnant déjà une forme ovale de telle sorte qu'en marche, ils retrouvent la forme cylindrique désirée.

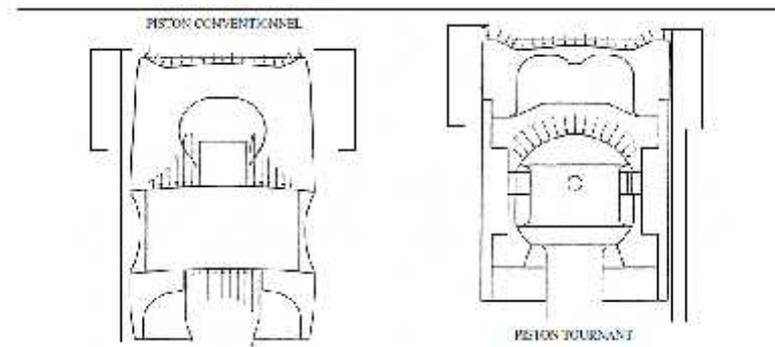


Figure IV.2: efforts et déformations de l'axe du piston

De plus, le compte tenu des déflexions de l'axe et des déformations du logement et afin d'éviter tout contact métal sur métal, l'axe doit être monté flottant à froid, c'est-à-dire libre tant dans le pied de bielle que dans le piston. Ces techniques permettent d'assurer la géométrie du piston en cours d'échauffement. En pratique, un axe déformable monté serré provoquera des fissures du piston à partir du logement de l'axe dans le piston.

On comprend aisément que les pistons des moteurs à puissance spécifique élevée soient particulièrement exposés au risque de grippage (des segments ou du piston lui-même) dans la chemise de cylindre. Nous allons maintenant en montrer les avantages et le seul inconvénient déjà relevés par la compagnie Sulzer.

- A chaque course, une région différente de la jupe venant d'être lubrifiée entre en contact avec la zone d'appui sur la chemise du cylindre. On évite ainsi pratiquement tout risque de grippage du piston.
- Les segments de compression tournent eux aussi. On peut ainsi éviter l'échauffement local de la chemise du cylindre, causé par le passage des gaz à la coupe des segments et on élimine le risque de grippage à la suite d'un échauffement non uniforme de la chemise. De plus, la rotation des segments améliore considérablement leur lubrification,

ce qui fait que leur usure se trouve répartie de façon plus uniforme et elle est donc plus petite.

- Il est démontré que les segments racleurs d'huile tournent de la même manière que les segments de compression, le rodage s'en trouve amélioré et on obtient une meilleure étanchéité générale de la segmentation.
- Comme le palier de pied de bielle est de forme sphérique, la pression des gaz engendre une charge régulièrement répartie sur la jupe de piston, ce qui empêche sa distorsion. Le piston peut s'orienter librement à tout moment suivant l'axe longitudinal du cylindre. Par ailleurs, la jupe de piston n'étant pas sujette aux déformations, elle peut avoir des formes purement circulaires ce qui en facilite la fabrication.
- Puisqu'il n'y a pas de déformations asymétriques, le jeu du piston dans la chemise peut être substantiellement réduit. Il en résulte une amélioration de son guidage, d'où une usure moindre des segments et de leurs gorges du piston et de la chemise ainsi qu'une réduction de la consommation d'huile. Le seul inconvénient de ce système est son prix de construction plus élevé.

IV.2.3) Forces appliquées à un segment de compression

Le rôle des segments de compression est de maintenir étanche la chambre de combustion du moteur.

L'étanchéité de la chambre est assurée par :

- l'appui de la face externe du segment contre la chemise.
- l'appui de la face inférieure du segment contre la gorge du piston.

Ainsi, tout défaut d'étanchéité laisse aux gaz de combustion un libre passage plus ou moins grand, ce passage des gaz peut faire disparaître la couche d'huile lubrifiante, provoquer une usure exagérée de la chemise et du segment, à l'extrême un grippage rapide. De plus, des segments usés ou peu étanches entraînent la pollution de l'huile de graissage par les résidus de combustion (moteurs à pistons fourreaux), ils réduisent la pression de compression du cylindre et causent inévitablement une mauvaise combustion et une consommation plus élevée. Les segments jouent donc un rôle très important dans le bon fonctionnement d'un moteur diesel Ils sont soumis à des forces qu'il est essentiel de connaître : la tension interne de l'anneau élastique, la pression des gaz à l'arrière du segment et celle des gaz au-dessus du segment. La figure 3 nous donne un aperçu de ces phénomènes.

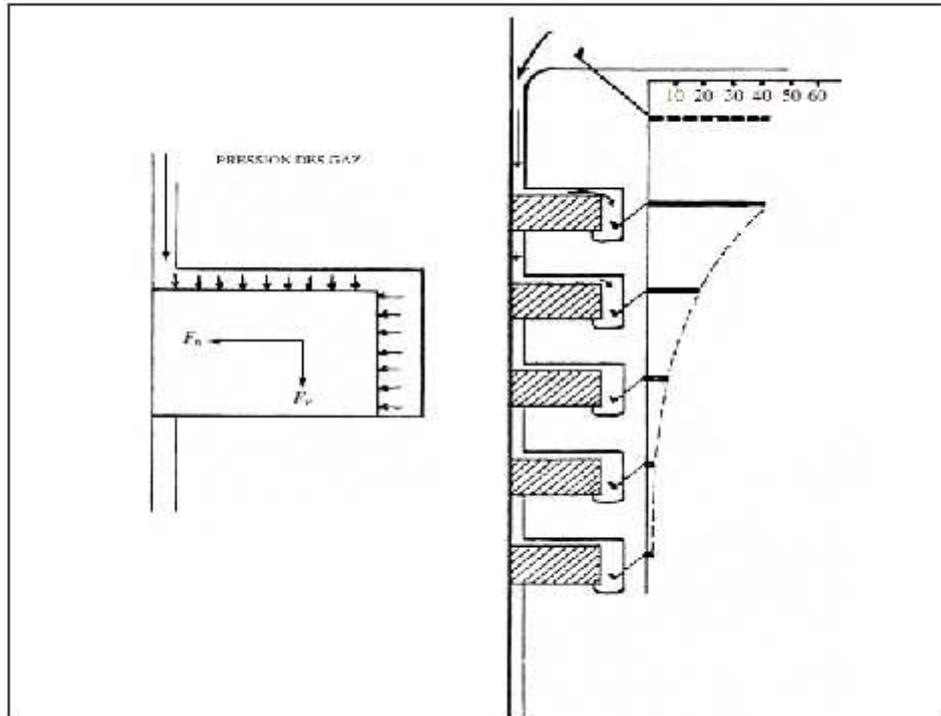


Figure IV.3 : Forces et pression appliquées. L'arrière de segments de compression

- 1- La tension interne de l'anneau élastique provoque une force horizontale contre la Chemise. Cependant, la tension interne qui est somme toute relativement faible, ne peut assurer à elle seule l'appui ferme du segment contre la chemise.
- 2- La pression des gaz à l'arrière du segment produit elle aussi une force horizontale. Il est donc nécessaire de créer un jeu entre le segment et la gorge du piston de manière à permettre en permanence, le libre accès des gaz de combustion à l'arrière du segmenté Cette pression est le principal facteur qui assure l'étanchéité de la chambre de combustion.
- 3- La pression des gaz au-dessus du segment provoque une force verticale maintient l'appui de la face inférieure du segment contre la gorge du piston. Cette pression proportionnelle à la pression des gaz de combustion ou de compression passera au moment du cycle d'une valeur maximale pour le segment supérieur à une valeur presque nulle pour le segment situé dans la gorge inférieure de la tête de piston. La figure 3 nous montre la valeur de la pression à l'arrière du segment d'un moteur diesel lent en fin de course de compression. Cette valeur dépend de la position des segments dans leurs gorges respectives. On constate facilement que le segment $n : 1$, que l'on appelle couramment le segment coup de feu sera exposé aux pressions maximales en tout temps. La gorge du piston ainsi que la section de ce segment s'useront donc plus rapidement.

IV.3) Etude des efforts et vibration provoqués par la combustion sur le vilebrequin [26]

Les efforts et vibrations provoqués par la combustion sur le vilebrequin sont très complexes. Dans cette section, nous étudierons plus particulièrement les efforts causés par la pression des gaz, ainsi que les forces verticales et horizontales produites par le vilebrequin, la bielle et les autres composants en mouvement. De plus, nous décrirons les vibrations prenant naissance dans un vilebrequin et les méthodes utilisées par les fabricants afin de les amortir. En dernier lieu, l'étude des vibrations provoquées par un moteur permettra de faire une synthèse des efforts causés par un moteur diesel en opération sur les structures d'un navire et nous expliquerons les dispositifs utilisés afin de les réduire.

IV.3.1) Efforts causés par la pression des gaz de combustion sur le vilebrequin

Le vilebrequin d'un moteur à pistons permet de transformer l'effort alternatif des pistons en mouvement rotatif fournissant un couple utile. Le vilebrequin d'un moteur est considéré essentiellement comme :

- une poutre droite reposant sur des appuis équidistants (paliers) alignés, mais flexibles, absorbant les efforts de la combustion.
- un arbre formé d'une succession de manivelles angulaires décalées les unes par rapport aux autres.

Puisque c'est une poutre droite, le vilebrequin est l'objet de déformations. Principalement causées par la pression maximale de combustion, ces déformations illustrées à la figure 4, peuvent compromettre le bon soutien de l'arbre dans les paliers ou causer des flexions et des torsions cycliques et déphasées des bras, des manetons et des tourillons du vilebrequin.

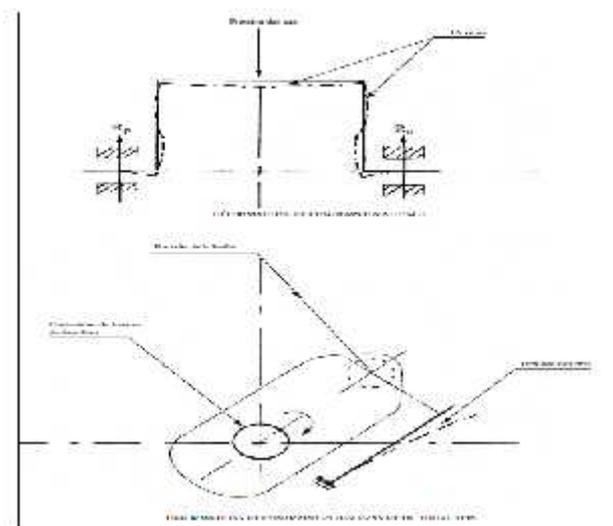


Figure IV. 4 : Déformations (exagérées) et contraintes d'un vilebrequin

IV.3.2) Vibrations prenant naissance dans un vilebrequin et moyens de les réduire [27]

Le vilebrequin constitue le parfait exemple d'ensemble d'arbres élastiques. Soumis à des impulsions cycliques nées de la combustion, il est rattaché à une ligne d'arbres, une boîte d'engrenages ou une génératrice. Sous l'action des efforts précédemment décrits, les manetons et les tourillons subissent des contraintes de torsion et de flexion non négligeables. Ces déformations, lorsque non contrôlées, risquent de mettre en cause l'efficacité de graissage des paliers ou encore d'atteindre des fréquences naturelles de vibrations dangereuses pour le vilebrequin. Ainsi, le vilebrequin est sujet à trois types de vibrations que nous allons étudier plus en détail : les vibrations de flexion, les vibrations axiales et les vibrations de torsion.

IV.3.2.1) Vibrations de flexion ou transversales

La manivelle représentée à la figure 6 peut se comparer à une poutre élastique reposant sur deux appuis. Une masse représentant les organes tournants et alternatifs de la tête de bielle est rattachée au maneton. Lors d'une rotation, tout déplacement radial de la manivelle provoque une vibration identique à celle de la corde d'un piano. Ces vibrations de flexion produisent un mouvement continu de l'arbre dans ses paliers. Toutefois, la présence des paliers et l'augmentation de la rigidité de la manivelle (maneton, tourillon, bras) limitent les vibrations de flexion.

La représentation d'un tel système vibratoire est possible en utilisant un système fictif dessiné à partir du système réel, ici sous forme pointillée.

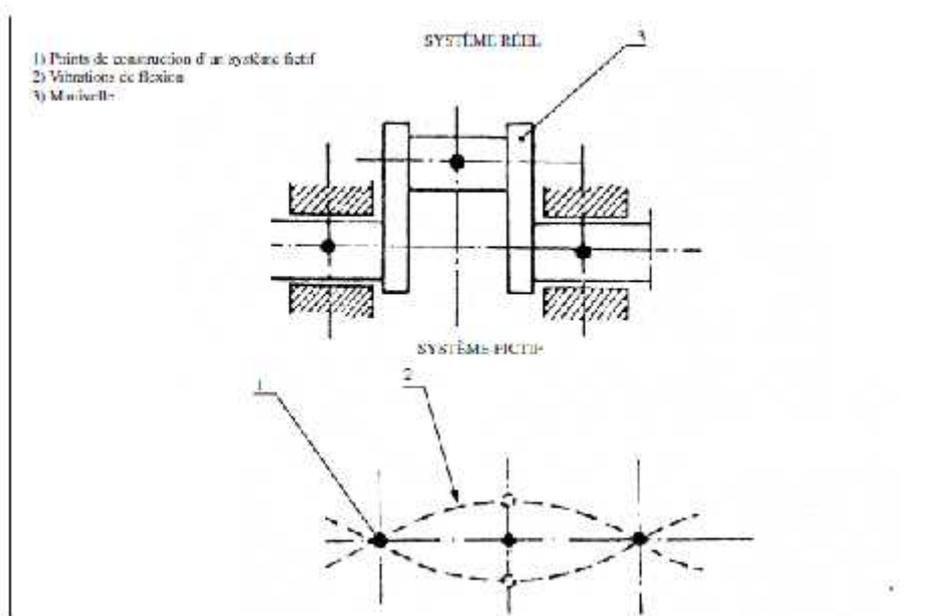


Figure IV .5 : Vibrations de flexion

IV.3.2.2) Vibrations axiales

Dans certains cas, les vibrations de flexion peuvent provoquer un déplacement axial du vilebrequin. Le vilebrequin peut alors vibrer axialement prenant appui sur le palier de butée, tel un ressort auquel un poids serait suspendu et que l'on tirerait vers le bas avant de le relâcher. Ces vibrations axiales représentées à la figure 6, sont présentes sur les moteurs lents modernes ayant un rapport course/alésage supérieur à 3, et par conséquent des manivelles à rayon élevé. Afin d'amortir les vibrations, les fabricants installent à la partie libre du vilebrequin, un amortisseur de vibrations axiales.

Comme nous pouvons le constater à la figure 8, cet amortisseur est fait d'un piston relié au vilebrequin par une bride et d'un cylindre rattaché à la plaque de fondation. De l'huile sous pression alimente constamment l'espace qui existe entre les deux faces du piston. Le coussin d'huile ainsi créé amortit tout déplacement axial du vilebrequin provoqué par le fonctionnement du moteur. On utilisera des soupapes de non-retour placées dans les conduites d'alimentation pour maintenir l'huile dans le cylindre hydraulique.

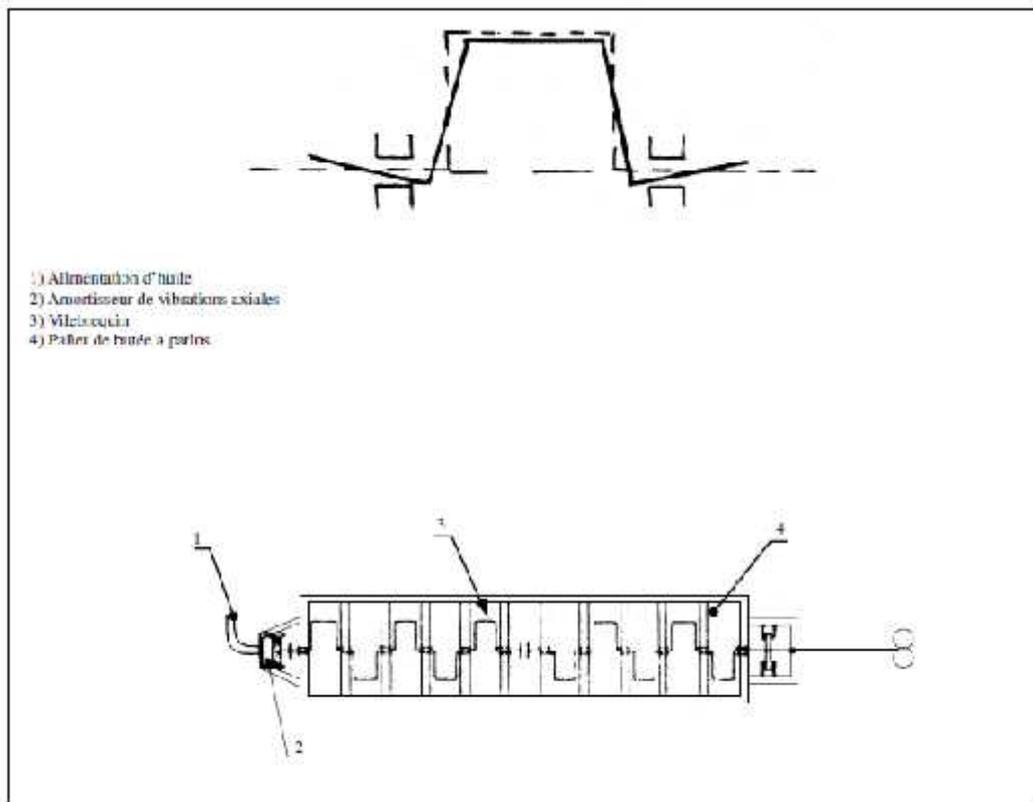


Figure IV .6 : Vibrations axiales

IV.3.2.3) Vibrations de torsion [28]

Dans la grande majorité des cas les vibrations de torsion sont les seules vibrations présentant un aspect critique. Celles-ci nécessitent un calcul approfondi des fréquences naturelles et des fréquences d'excitation du vilebrequin. On doit aussi tenir compte de la ligne d'arbres au moment de la conception du navire. En effet, la ligne d'arbres d'un système de propulsion se compose d'un vilebrequin d'arbres intermédiaires, d'un arbre porte-hélice, d'une hélice et d'un volant d'inertie. Bien qu'en acier, ces arbres sont des matériaux élastiques. Ainsi, une charge appliquée brutalement au système de propulsion produira des oscillations de torsion dans la ligne d'arbres.

Un modèle simplifié, représenté à la figure 7, illustre ce phénomène. La ligne d'arbres est représentée par deux volants, soit M_1 et M_2 (le moteur et l'hélice par exemple). Le ressort relie les volants entre eux et représente la flexibilité de la ligne d'arbres.

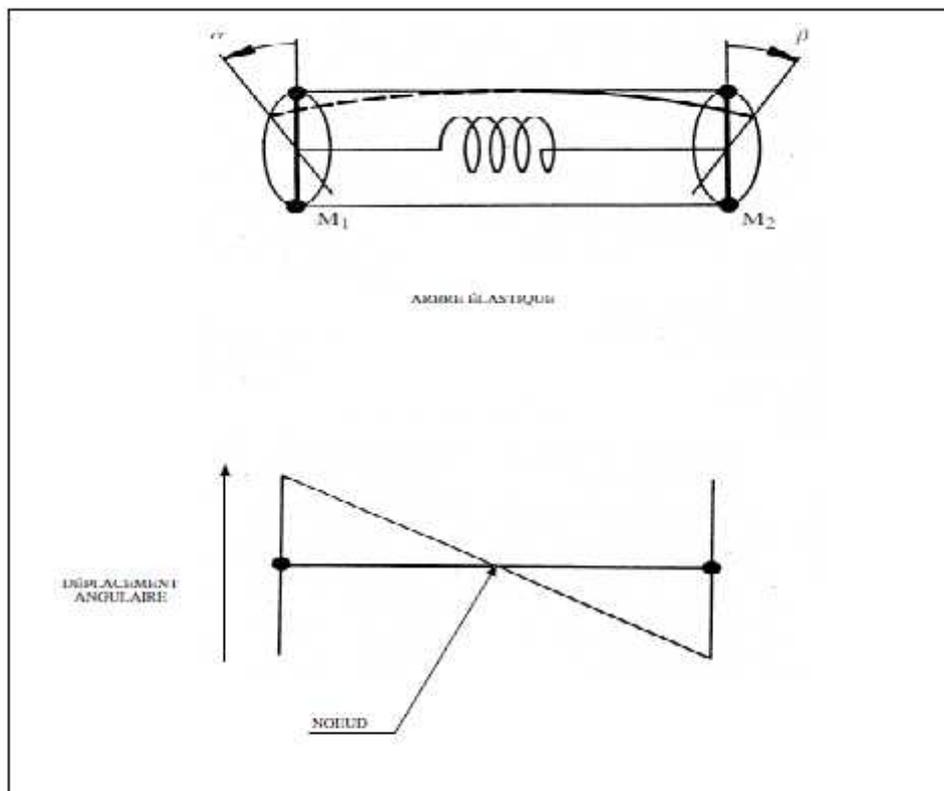


Figure IV .7 Modèle simplifié de vibrations de torsion d'une ligne d'arbres

On comprendra aisément qu'en l'absence de tout amortissement, ces vibrations de torsion peuvent se répercuter jusqu'à l'organe entraîné, causant des difficultés lors de la marche en parallèle de la génératrice ou encore des problèmes de jeu entre les dents lorsque le moteur est

relié à un réducteur. Pour améliorer la situation, c'est-à-dire réduire les amplitudes de vibrations de torsion on peut :

- modifier l'ordre d'allumage en fonction des organes entraînés;
- augmenter ou réduire le diamètre des arbres;
- varier la masse des volants d'inertie;
- installer des dispositifs amortisseurs à l'endroit où les vibrations sont maximales.

IV.3.3) Vibrations provoquées par un moteur et moyens de les réduire

Les forces qui agissent sur un moteur provoquent des sollicitations ou des contraintes mécaniques dans sa structure même. Ces sollicitations se transmettent dans les assises (plaque de fondation) du moteur et engendrent des vibrations ennuyeuses pour les structures de navire ou pour les appareils auxiliaires avoisinants situés dans la salle des machines. Ces forces sont causées par différents phénomènes que nous allons expliquer. De plus, nous discuterons de l'équilibrage des composantes et des méthodes de réduction des vibrations provoquées par un moteur.

IV.3.3.1) Forces causées par l'inertie des pièces en mouvement [29]

Il existe deux types de forces causées par l'inertie des pièces en mouvement ce sont :

- a) Les forces causées par l'inertie des pièces en mouvement de rotation (tête de bielle et manivelle).
- b) Les forces causées par l'inertie des pièces en mouvement alternatif (piston, tige de piston, bielle, crosse).

a) Forces causées par l'inertie des pièces en mouvement de rotation

Conformément aux principes de physique, tout corps tournant autour d'un point fixe ou d'un axe exerce sur son support (paliers supports de vilebrequin) une force dite centrifuge. Prenons le cas d'une masse simple retenue autour de son axe de rotation par une ficelle. Dans ce cas, la force centrifuge est neutralisée par la réaction du support (équilibre interne). Dans le cas d'un moteur diesel, l'équilibrage est aussi interne, si on considère les sollicitations que le vilebrequin exerce sur ses paliers. Remplaçons maintenant la masse simple de l'exemple précédent par la manivelle d'un vilebrequin et pour faciliter l'étude de ces forces déterminons un axe vertical et horizontal passant par le centre du vilebrequin, tel que représentée à la figure 8.

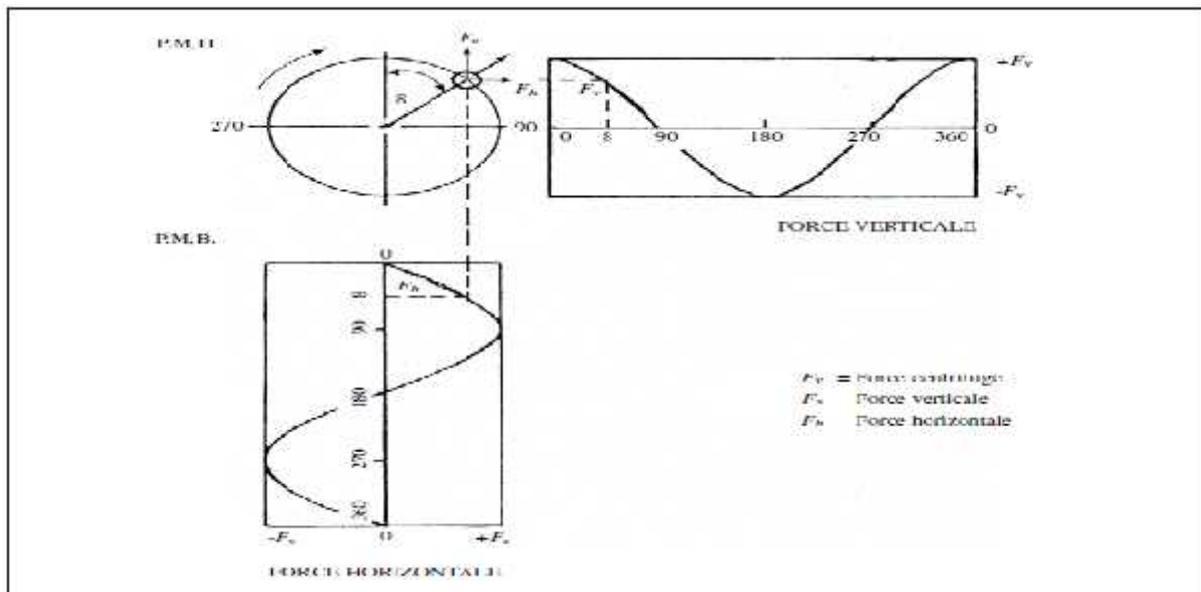


Figure IV .8 : Forces verticales et horizontales produites par une manivelle en rotation

Nous observons que la rotation dans le sens horaire de la manivelle produit une force centrifuge F peut se décomposer en deux forces, une verticale et une horizontale.

$$F_v = F \cos$$

$$F_h = F \sin$$

Ces forces verticale et horizontale représentées graphiquement prennent une valeur positive ou négative selon la position de la manivelle en rotation. Les efforts qui varient périodiquement selon une fréquence égale à celle de la vitesse de rotation du moteur s'appellent des vibrations du premier ordre. Par contre, les efforts qui varient à une fréquence double de celle de la vitesse de rotation du moteur s'appellent des vibrations du deuxième ordre. Pour en connaître d'avantage sur chacun de ces types de vibrations, il faut consulter des ouvrages spécialisés dans ce domaine.

En pratique, afin d'absorber ou de réduire les forces verticales et horizontales, les fabricants installent des butées contre la plaque de fondation ainsi que des contrepoids aux joues des vilebrequins.

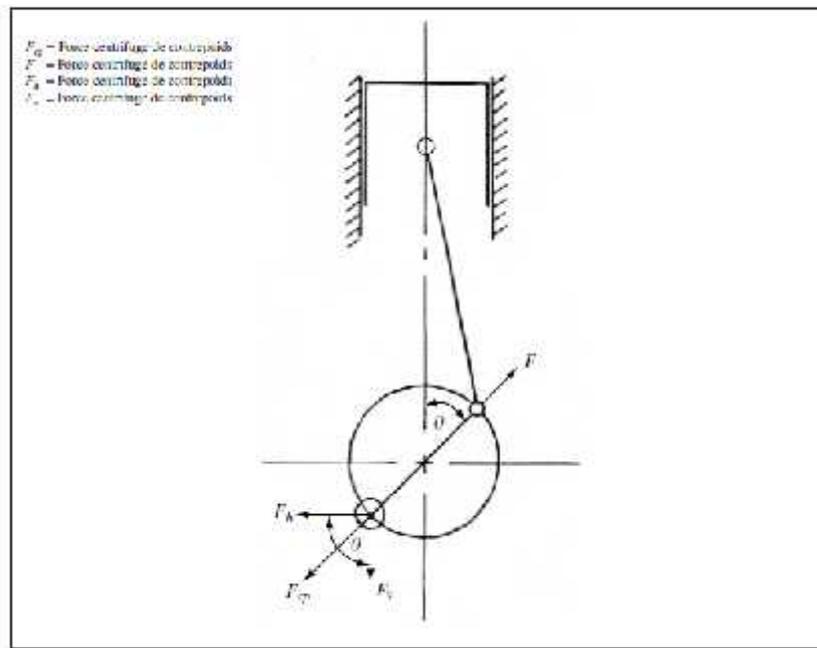


Figure IV. 9 : Principe d'équilibrage à l'aide de balourd, pour un moteur simple, à un cylindre

L'addition de ces contrepooids, tel qu'illustré à la figure 9, produit des forces verticales et horizontales opposées aux forces produites par les pics est en mouvement rotatif.

Toutefois, bien que les contrepooids limitent les intensités des efforts et régularisent leur variation, ils ne les annulent jamais. En effet, une force purement circulaire ne peut annuler des forces qui ne sont pas circulaires elles-mêmes. Notons qu'un bon choix de masse et d'emplacement des contre pooids provoque une diminution importante des efforts verticaux mais augmente les efforts horizontaux. C'est pourquoi la solution des contrepooids n'est en définitive qu'une solution de compromis.

b) Forces causées par l'inertie des pièces en mouvement alternatif

Dans l'axe du cylindre l'accélération et la décélération de masses en mouvement alternatif créent une force verticale qui s'additionne à la force produite par l'inertie des pièces en mouvement de rotation. Ainsi, comme le montre la figure 10, ces forces causent des oscillations verticales du moteur.

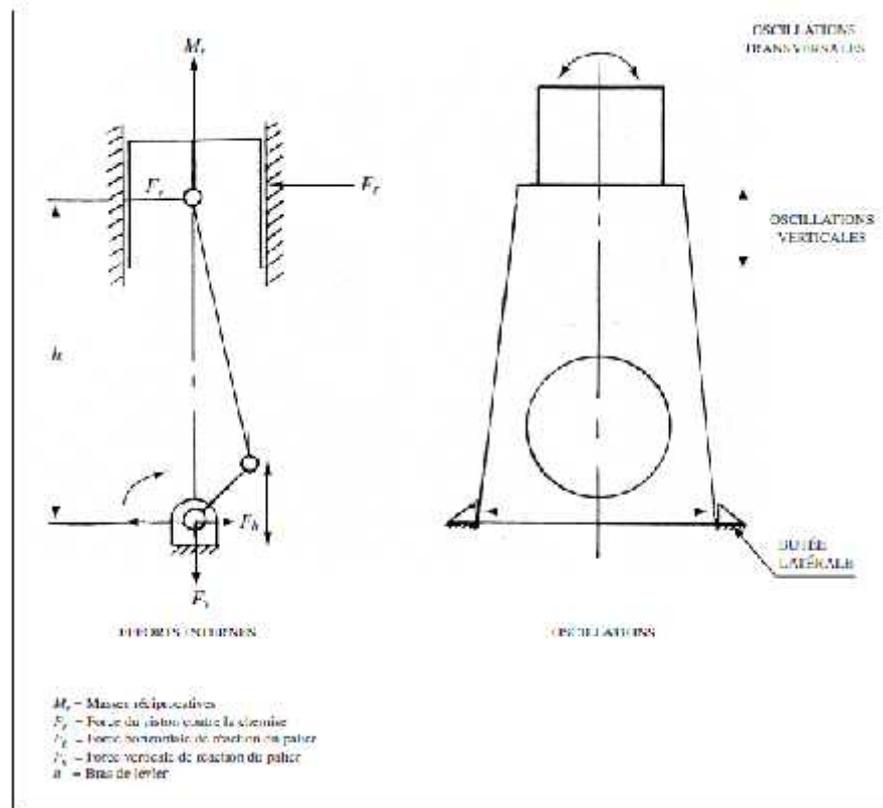


Figure IV .10 : Résumé des efforts internes et oscillations, pour un moteur simple, à un cylindre

IV.3.3.2) Forces nées de la combustion [30]

Les forces nées de la combustion produisent sur le bâti du moteur, un effort interne dont nous avons un exemple à la figure IV.10. Ainsi, la force horizontale F_h de la réaction du palier et la force du piston contre la chemise F_r forme un couple. Un couple ou le moment d'un couple se définit comme le produit de l'intensité d'une force par sa distance ou son bras de levier (h dans cet exemple). En pratique, les forces nées de la combustion imposent des oscillations transversales supplémentaires aux bâtis et aux fondations de moteurs à pistons fourreaux ou à crosse.

Résumons en disant que les forces et les couples engendrés dans un moteur à un seul cylindre s'uniront dans un moteur à plusieurs cylindres, de façon à soumettre l'ensemble du bâti à des sollicitations cycliques qui se manifestent tout d'abord par des efforts de cisaillement entre les cylindres. Ces forces représentées à la figure IV.11, peuvent soumettre le bâti à des flexions à la fois horizontales et longitudinales. Dans les cas extrêmes, les flexions longitudinales peuvent causer la fracture des boulons ajustés qui relient entre elles les sections de bâti d'un moteur à pistons fourreaux.

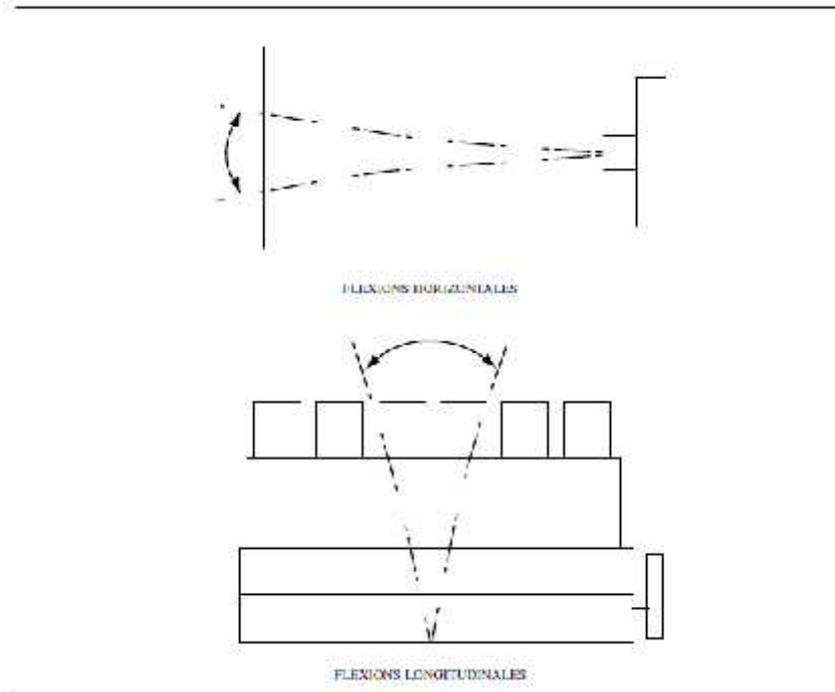


Figure IV .11 : Oscillations de flexions dans un moteur

Les principes de l'équilibrage interne étant expliqués, nous aborderons à présent la notion d'équilibrage externe d'un moteur diesel. Par définition,

on parle d'équilibrage qu'il est externe lorsque l'équilibrage du moteur est considéré comme un tout par rapport à l'environnement. Nous verrons aussi quels dispositifs sont mis en place pour protéger le moteur et la structure du navire des vibrations inévitables de l'un et de l'autre.

IV.4) Calcul des masses :

Les masses des organes en mouvement utilisées dans l'étude dynamique :

IV.4.1) Masse du groupe piston : m_{gp}

La masse du groupe piston englobe la masse du piston proprement dit + la masse de l'axe du piston + la masse des clips de l'axe du piston + la masse des segments.

Donc : $m_{gp} = m_p + m_c + m_s + m_a$ (Kg)

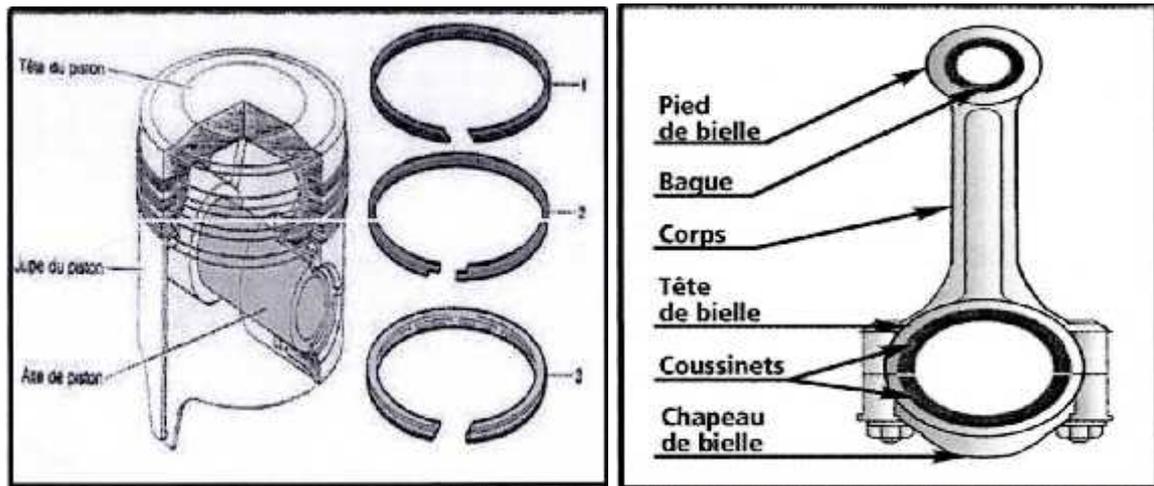


Figure IV .12 : Masse du groupe Piston et bielle

IV.4.2) Masse de la bielle : m_b

Pour simplifier les calculs, on remplace la masse totale de la bielle par deux masses fictives concentrées, il existe plusieurs méthodes de remplacement dont la plus utilisée est le remplacement par deux masses c'est-à-dire : $m_b = m_1 + m_2$ (kg)

Avec : m_1 : partie de la masse de la bielle concentrée au pied de la bielle et qui participe au mouvement de translation.

m_2 : partie de la masse de bielle concentrée à la tête de la bielle et qui participe au mouvement de rotation.

IV.4.3) masse du coude du vilebrequin : m_c

$$m_c = m_m + 2 \cdot m_{bras(R)} + 2 \cdot m_{bras(\quad)} \quad (\text{kg})$$

Ou : m_m : masse de maneton sans bras

$m_{bras(R)}$ = masse des bras concentrées au maneton

$m_{bras(\quad)}$ = masse des bras concentrées au tourillon

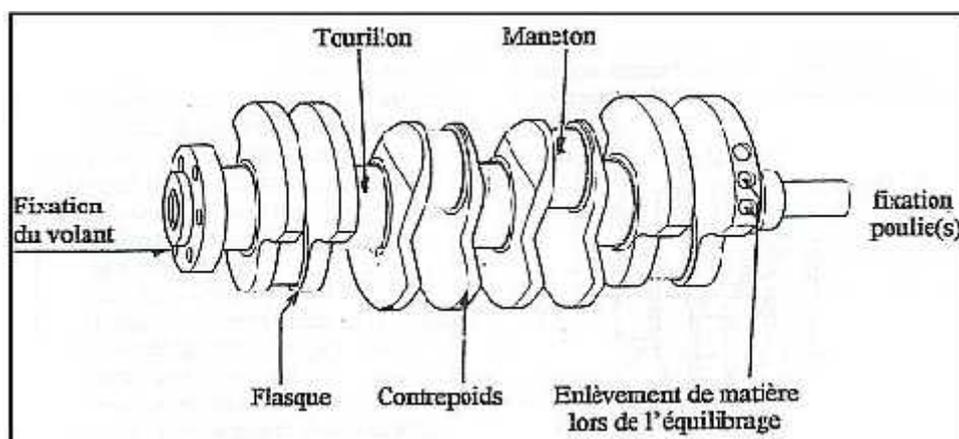


Figure IV .13 : Masse du coude du vilebrequin

D'après le principe de conservation de la force centrifuge on a :

$$m_{\text{bras}}(R) \cdot R \cdot (\omega)^2 = m_{\text{bras}}(r) \cdot r \cdot (\omega)^2 \quad \text{avec } R : \text{rayon du maneton}$$

On déduit que : $m_{\text{bras}}(R) = (r/R) \cdot m_{\text{bras}}(r)$

IV.4.4) Masses en mouvement de translation : m

$$m = m_{\text{gp}} + m_1$$

IV.4-5) Masses en mouvement de rotation : mr

$$mr = mc + m_2$$

On négligera l'effet du poids des pièces et du frottement ainsi que le couple résiduel dû à la substitution de la bielle par un système à deux masses.

Conformément au principe de D'ALEMBERT, chaque organe est à tout instant en équilibre sous l'action des :

1. Forces directement appliquées (pression des gaz).
2. Forces de liaison (réactions des appuis).
3. Forces d'inerties

IV.5) Etude dynamique du système bielle manivelle [31]

Cette étude permet de déterminer le couple de frottement instantané piston-chemise, pour un moteur monocylindre à partir du bilan des couples transmis par les différents organes au vilebrequin

IV.5.1) Condition d'équilibre dynamique

D'après la loi fondamentale de la dynamique, le moteur dans son ensemble et chaque organe pris séparément sont respectivement en équilibre dynamique sous l'effet des actions extérieures qui leur sont appliquées et des actions d'inertie induites par leurs mouvements.

$$\sum \vec{F}_e + \sum \vec{F}_i = \vec{0} \quad (18a)$$

$$\sum \vec{M}_F + \sum \vec{F}_F = \vec{0} \quad (18b)$$

Si l'on considère chaque organe du système bielle-manivelle (piston, bielle et vilebrequin), la pression des gaz de combustion, le couple résistant utile, les réactions d'appuis, les réactions des articulations aux limites extrêmes d'un organe ou groupes d'organes considérés sont des actions extérieures.

IV.5.2) Notations utilisées et conventions de signes

Dans le système d'axes défini sur les figures {A.1) et (A.2), on désigne par

\bar{N} : La composante selon oy de la force exercée par la chemise sur le piston, normal à la chemise, sens positif oy (de o vers y),

\overline{F}_f : La composante selon ox de la même force ou la force de frottement piston -chemise, parallèle à l'axe ox de la chemise, sens positif ox.

\overline{F}_A : La composante selon \overline{A} pris comme sens positif, de la réaction du piston sur la bielle

\overline{Y}_A : La composante selon oy, sens positif, de la même réaction

$\overline{F}_B, \overline{Y}_B$: Les composantes selon les mêmes directions et sens, de l'action du maneton sur la bielle.

IV .5.3- Equilibre du piston

Le piston est en équilibre dynamique sous l'action des forces suivantes (figure A.2):

a) Des forces extérieures:

- Force due à la pression des gaz $F_g = p_g \cdot S$ avec p : pression des gaz de combustion s'exerçant sur la tête du piston (relativement à la pression atmosphérique) de section S.
- Poids du piston $X_M = m_p \cdot g$ avec m_p masse du piston, de son axe, et des segments.
- Réaction de la bielle ($-\overline{F}_A$, sens positif AB, $-\overline{Y}_A$ sens positif oy).

b) de la force d'inertie:

Force d'inertie alternative du piston - $m_p \gamma_A$, avec γ_A : accélération du piston

L'application de la relation fondamentale de la dynamique (A 18 a) au piston Project sur les axes ox et oy permet d'écrire:

sur l'axe ox:

$$p_g \cdot S + m_p \cdot g - F_f - F_A \cdot \cos \alpha - m_p \cdot \gamma_A = 0 \quad (20)$$

sur l'axe oy:

$$N - F_A \cdot \sin \alpha - \gamma_A = 0 \quad (.21)$$

IV .5.4) Equilibre de la bielle

La bielle est en équilibre dynamique sous l'action des forces suivantes

(figure A.3):

a) des forces extérieures:

*Forces de réaction du piston ($\overline{F}_A, \overline{Y}_A$),

*Poids $X_A = m_A \cdot g$, avec m_A masse de la partie de la bielle (pied de bielle + bague) en mouvement de translation,

b) des forces d'inertie:

*Force d'inertie alternative - $m_A \gamma_A$,

*Force d'inertie centrifuge ($-F_N$) de module $m_B \omega^2 R$ avec m_B , masse de la tête de bielle, vitesse de rotation du vilebrequin, R rayon de la manivelle,

*Force d'inertie tangentielle ($-F_T$) de module $m_B \cdot R \cdot d\omega/dt$,

*Couple résiduel de la bielle noté C_B ,

L'application de la relation fondamentale de la dynamique (A 18 a) à la bielle projetée sur les axes ox et oy permet d'écrire:

Sur l'axe ox :

$$F_A \cdot \cos \alpha + F_B \cdot \cos \beta + m_A \cdot g - m_A \cdot a - m_B \cdot \omega^2 \cdot R \cdot \cos \alpha - m_B \cdot R \cdot \frac{d^2 \alpha}{dt^2} \cdot \sin \alpha = 0 \quad (22)$$

Sur l'axe oy

$$F_A \cdot \sin \alpha + F_B \cdot \sin \beta + Y_A + Y_B - m_B \cdot \omega^2 \cdot R \cdot \sin \alpha - m_B \cdot R \cdot \frac{d^2 \alpha}{dt^2} \cdot \cos \alpha = 0 \quad (23)$$

La relation relative au moment par rapport au point B, (A 18b) donne:

$$Y_B - Y_A \cdot L \cdot \cos \alpha + m_A \cdot L \cdot \sin \alpha + m_A \cdot g \cdot L \cdot \sin \alpha = 0 \quad (24)$$

Remarque:

Pour déterminer les masses m_A (en mouvement de translation) et m_B (en mouvement de rotation), on suppose que le pied de bielle et la masse de bielle sont concentrés en deux points A et B, distant d'une longueur L égale à l'entraxe de la bielle, Figure (A1).

Si on désigne par G le centre de gravité de la bielle, L son entraxe, ρ son rayon de giration, m_A et m_B , les masses concentrées en A et B, m_{tb} la masse totale de la bielle, I_b le moment d'inertie de la bielle, alors les masses m_A et m_B constituerait un système dynamiquement équivalent à la bielle, si on vérifie le système d'équations suivant:

$$\text{-même masse } m_A + m_B = m_{tb} \quad (25)$$

$$\text{-même position du centre de gravité } m_A \cdot GA = m_B \cdot (L - GA) \quad (26)$$

-même moment d'inertie autour du centre de gravité

$$m_A \cdot GA^2 + m_B \cdot (L - GA)^2 = m_{tb} \rho^2 \quad (27)$$

On constate qu'on a trois équations pour deux inconnues, le problème n'a généralement pas de solution. Cependant, la pratique montre qu'en calculant les masses m_A et m_B à partir des deux premières équations seulement, l'erreur commise est faible. Dans ces conditions, les deux masses ont par rapport à G un moment d'inertie égal à

$m_A \cdot GA^2 + m_B \cdot (L - GA)^2$ différent de $M_{tb} \rho^2$. Il existe donc une différence I_G telle que:

$$I_G = M_{tb} \rho^2 - [m_A \cdot GA^2 + m_B \cdot (L - GA)^2] \quad (28)$$

Cette variation I_G se traduit par un couple d'inertie résiduel appelé couple complémentaire, M_b

$$M_b = I_G \cdot \frac{d^2 \alpha}{dt^2} \quad (29)$$

Avec $\frac{d^2 \alpha}{dt^2}$ donnée par l'équation (A.17)

En résumé on a :

$$\begin{aligned} m_A &= M_{tb} \cdot \frac{L - G}{L} \\ m_B &= M_{tb} \cdot \frac{G}{L} \end{aligned} \quad (30a)$$

$$*\Delta I_G = m_{tb} \cdot [\rho^2 - G \cdot (L - G)]$$

Pratiquement on prend $GA/L = 2/3$ ce qui donne:

$$m_A = \frac{1}{3} m_{tb} \qquad m_B = \frac{2}{3} m_{tb} \qquad (30b)$$

IV.5.5) Equilibre du vilebrequin

Le vilebrequin est en équilibre dynamique sous l'action des forces suivantes, figure (A.4):

- forces et couples extérieurs:

- Réaction de la bielle sur le maneton de composantes: $-Y_B$ selon oy et $-F_B$ selon \overline{AB} et donnant un couple moteur M_t ,

- Réaction due à la charge entraînée de résultante F_{Ch} et de moment résultant $-M_{Ch}$.

- Réaction des paliers, dont l'action d'ensemble réduit au point 0 est une résultante dans le plan normal à l'axe de rotation, de composantes X_b et Y_b , et un moment résultant de composantes M_{cx} , M_{cy} , M_{cz} - Le couple M_{cz} (moment par rapport à oz) est le couple de frottement des paliers et d'entraînement des accessoires, noté $-M_e$.

- forces et couples d'inertie:

L'action de l'ensemble des forces d'inertie réduit au point 0 est une résultante de composante X_i , Y_i , Z_i et un couple résultant de composante M_{ix} , M_{iy} , M_{iz} par rapport aux axes ox , oy , oz avec $M_{iz} = -I_v \cdot (d^2\theta/dt^2)$, I_v : étant le moment d'inertie du vilebrequin. L'application de la relation fondamentale de la dynamique (A 18 b) au mouvement de rotation du vilebrequin en comptant positif le couple moteur créé par les gaz et négatif les couples résistants, fournit :

$$M_t(\theta) - I_v \cdot \frac{d^2\theta}{dt^2} - M_e(\theta) - M_{Ch}(\theta) = 0 \qquad (31)$$

IV.6) Expression du couple de frottement instantané piston - chemise dans le cas d'un moteur monocylindre.

La détermination du couple de frottement instantané piston - chemise M_{fpc} dans le moteur nécessite le calcul du couple M_t dû à la force de réaction de la bielle sur le maneton et du couple de frottement instantané total M_{ft} , en supposant les frottements sur l'axe du piston et les manetons négligés :

IV.6.1) Calculs préliminaires: détermination de Y_A , N , F_a , F_b , Y_b :

Pour déterminer le couple total dans le moteur nous devons donc déterminer les paramètres Y_A .

N , F_A , F_a , Y_B . Posons:

$$M_a = m_p + m_A \qquad (32)$$

$$X_A = X_g - M_A \cdot g - F_f \qquad (33)$$

Détermination de Y_A

L'équation (A.24) permet d'écrire:

$$Y_A = \frac{1}{c} \frac{1}{\alpha} \left[\frac{F_E}{L} + m_A \cdot g \cdot \sin \alpha - m_A \cdot Y_A \cdot \sin \alpha \right] \quad (34)$$

Détermination de N

D'après les équations (A.20), (A.21), (A.33) et (A.34), on peut écrire:

$$N = \frac{F_E}{L \cdot c} + X_a \cdot \tan \alpha \quad (35)$$

Détermination de FA

D'après les équations (A.21), (A.34) et (A.35), on peut écrire:

$$F_a = \frac{1}{c} \frac{1}{\alpha} [X_a + m_A \cdot a \cdot \sin \alpha - m_A \cdot g] \quad (36)$$

Détermination de F_B

D'après les équations (A.22) et (A.36), on peut écrire:

$$F_B = -\frac{1}{c} \frac{1}{\alpha} \left[X_A - m_B \cdot \omega^2 \cdot R \cdot \cos \theta - m_B \cdot R \cdot \frac{a}{d} \cdot \sin \theta \right] \quad (37)$$

Détermination de Y_B

D'après les équations (A.23), (A.36) et (A.37), on peut écrire:

$$F_B = -\frac{1}{c} \frac{1}{\alpha} \left[-\frac{F_E}{L} + m_B \cdot \omega^2 \cdot R \cdot \sin \theta (\theta - \alpha) - m_B \cdot R \cdot \frac{a}{d} \cdot \cos \theta (\theta - \alpha) \right] \quad (38)$$

A. 1.3.2- Calcul du couple de frottement Mt transmis par la bielle au maneton

Si on désigne par X_b et Y_b, les composantes selon ox et oy de la force de réaction de la bielle on a:

$$X_b = -F_B \cdot \cos \alpha \quad (39)$$

$$Y_b = -F_B \cdot \sin \alpha - Y_B \quad (40)$$

Le moment de M_t() de cette force est alors donné par

$$M_t() = -R \cdot Y_b \cdot \cos \alpha + R \cdot X_b \cdot \sin \alpha \quad (41)$$

En remplaçant X_b et Y_b par leurs expressions données par (A.39) et (A.40), puis F_B et Y_B par leurs expressions données par (A.37) et (A.38), on obtient alors :

$$M_t() = X_a \cdot R \cdot K() - \frac{F_E \cdot R \cdot \cos \theta}{L \cdot c \cdot \alpha} - m_B \cdot R^2 \cdot \frac{a}{d} \quad (42)$$

Remarque: Le couple transmis au vilebrequin par la force axiale X_a est obtenu en multipliant cette dernière par le facteur de transformation R.K(0) défini par l'équation (12)

$$M_{x_a} = X_a \cdot R \cdot K() \quad (43)$$

Cette relation sera utilisée pour tout passage d'une force axiale à un couple sur le vilebrequin et particulièrement pour les couples de frottement piston - chemise.

En remplaçant dans (42), X_a par son expression donnée par l'équation (A.33) et en tenant compte de l'équation (14), on a alors :

$$M_t(\omega) = R.K(\omega) \left[P_g \cdot S + M_A \cdot g - M_A \left(R.K(\theta) \frac{d\omega}{dt} + R\omega^2 \frac{d(\theta)}{dt} \right) - F_f \right] - \frac{r_{E.c}}{L.c} \frac{\theta}{\alpha} - m_B R^2 \frac{d\omega}{dt} \quad (44)$$

IV.6.2) Calcul du couple de frottement total et du couple de frottement piston - chemise

On définit le couple de frottement piston - chemise $M_{fpc}(\omega)$ et le couple de frottement total dans l'ensemble du moteur $M_{ft}(\omega)$ par les relations:

$$M_{fpc}(\omega) = R.K(\omega) \cdot F_f \quad (45)$$

$$M_{ft}(\omega) = M_{fpc}(\omega) + M_e(\omega) \quad (46)$$

Ils se déduisent de l'équation (A.44) dans laquelle $M_t(\omega)$ est tiré de l'équation (A.31) traduisant la loi fondamentale de la dynamique appliquée au vilebrequin :

$$M_{ft}(\omega) = R.K(\omega) \left[P_g(\theta) \cdot S + M_A \cdot g - M_A \left(R.K(\theta) \frac{d\omega}{dt} + R\omega^2 \frac{d(\theta)}{dt} \right) \right] - (m_B R^2 + I_V) \frac{d\omega}{dt} - \frac{r_{E.c}}{L.c} \frac{\theta}{\alpha} - M_{ch}(\theta) \quad (47)$$

$$M_{fpc}(\omega) = R.K(\omega) \left[P_g \cdot S + M_A \cdot g - M_A \left(R.K(\theta) \frac{d\omega}{dt} + R\omega^2 \frac{d(\theta)}{dt} \right) \right] - (m_B R^2 + I_V) \frac{d\omega}{dt} - \frac{r_{E.c}}{L.c} \frac{\theta}{\alpha} - M_{ch}(\theta) - M_e(\theta) \quad (48)$$

L'équation (A.48) montre que le couple de frottement total pour un moteur monocylindre est la somme des couples suivants:

*Le couple dû à la pression des gaz: $M_g(\omega) = R.K(\omega) \cdot P_g \cdot S$,

*Le couple dû à la masse des organes: $M_m(\omega) = M_A \cdot g$,

*Le couple dû aux forces d'inertie alternatives $M_{ia}(\omega) = R.K(\omega) \cdot M_A \left[R.K(\theta) \frac{d\omega}{dt} + R\omega^2 \frac{d(\theta)}{dt} \right]$

*Le couple dû aux forces d'inertie rotatives: $M_{ir}(\omega) = (m_B R^2 + I_V) \frac{d\omega}{dt}$

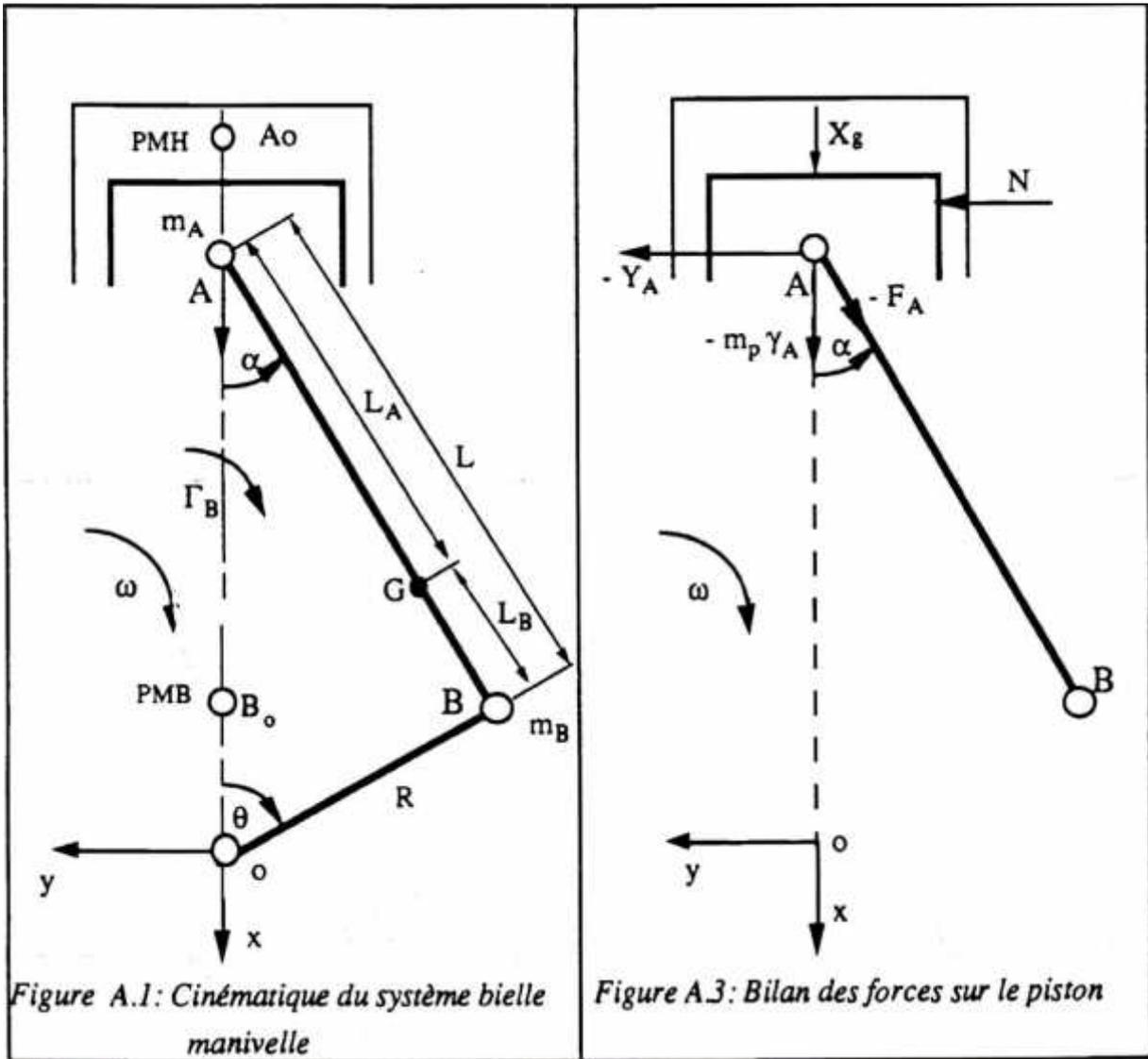
*Le couple résiduel de la bielle: $M_{re}(\omega) = \frac{r_{E.c}}{L.c} \frac{\theta}{\alpha}$.

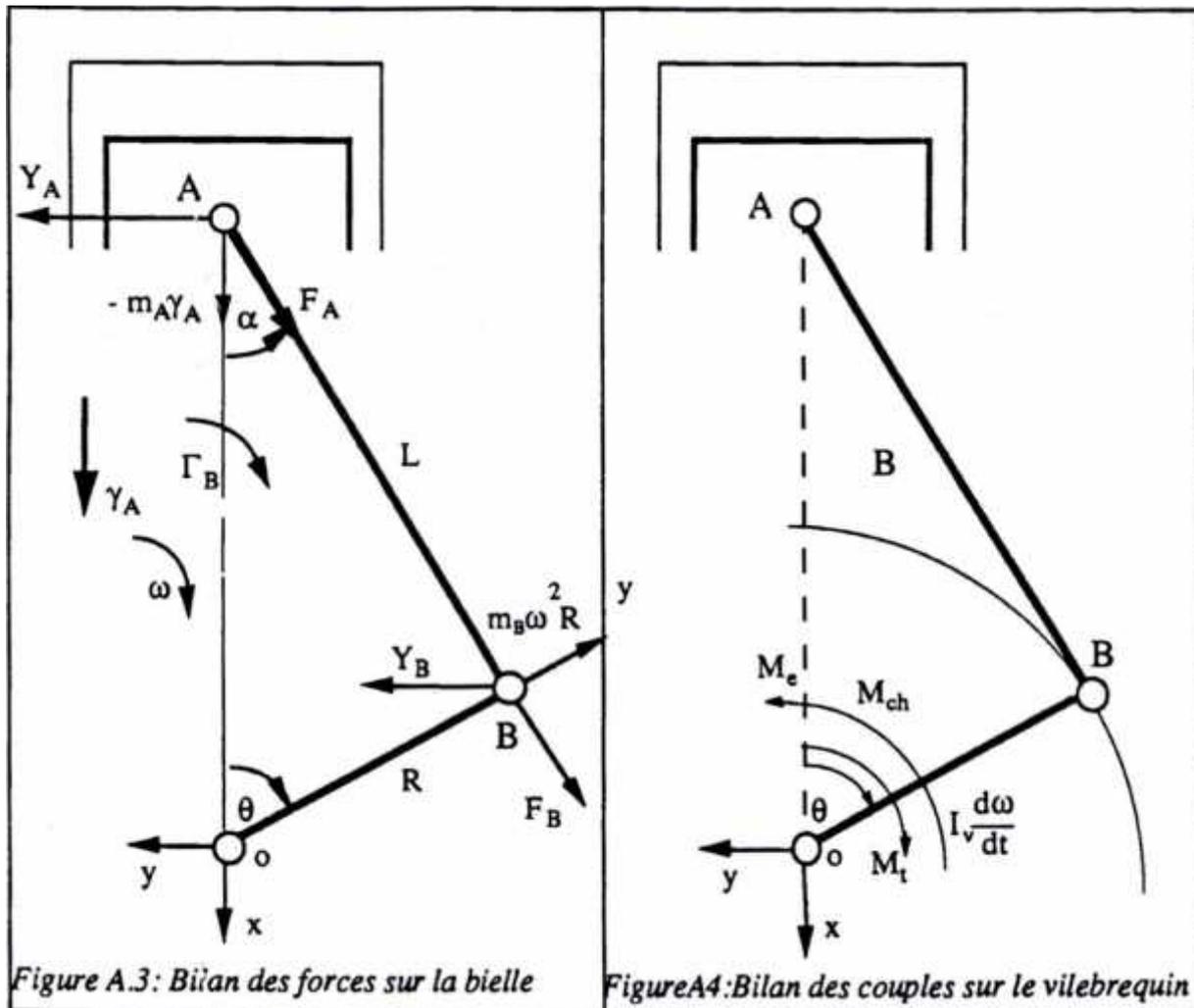
*Le couple dû à l'entraînement de la charge $M_{ch}(\omega)$,

*Le couple dû au frottement dans les paliers du vilebrequin et celui dû à l'entraînement des organes en mouvement de rotation $M_e(\omega)$.

L'équation (48) s'écrit donc sous forme condensée de la manière suivante:

$$M_{fpc}(\omega) = M_g(\omega) + M_m(\omega) - (M_{ia}(\omega) + M_{ir}(\omega) + M_{re}(\omega)) - M_{ch}(\omega) - M_e(\omega) \quad (49)$$





IV.7) Forces exercées sur le système bielle-manivelle :

Au cours de fonctionnement du moteur, le système bielle-manivelle est soumis aux efforts suivants :

L'effort de la pression des gaz brûlés.

L'ensemble des efforts produits par les éléments en mouvement qui sont :

- les forces d'inerties dues aux masses en translation.
- les forces centrifuges dues aux masses en rotation.

IV.7.1) Les efforts agissant sur l'axe du piston :

Lors de la combustion, l'axe du piston est soumis à un effort de pression considérable P_g .

En plus cet effort l'axe du piston est soumis à l'effort d'inertie des masses en mouvement de translation P_j .

Donc : $P = P_g + P_j$ [MN]

On a : P_g : force provoquée par la pression des gaz brûlés.

P_j : l'effort d'inertie de la masse du piston.

IV.7.2) Forces d'inertie : P_j

$$\begin{aligned} P_j &= -m \cdot J = -m \cdot R \cdot \omega^2 \cdot (\cos \theta + \lambda \cdot \cos 2\theta) \\ &= -m \cdot R \cdot \omega^2 \cdot \cos \theta - m \cdot R \cdot \omega^2 \cdot \lambda \cdot \cos 2\theta \\ &= P_{j1} + P_{j2} \end{aligned}$$

Et : $m = m_{gp} + m_1$

Ou : P_{j1} : inertie du premier ordre.

P_{j2} : inertie du deuxième ordre.

En effet la direction de la force d'inertie se trouve suivant l'axe du cylindre et son point d'application est sur l'axe de piston de piston ; au moment où l'accélération est nul la force d'inertie change le sens.

Détermination de m_1 , m_2 et m_b :

$$\text{On : } m_1 + m_2 = m_b$$

$$m_1 \cdot I^2 + m_2 \cdot (L - I)^2 = IG$$

$$m_2 = m_b \cdot I / L$$

$$m_1 = m_b \cdot (1 - I / L)$$

Avec: $I = 0.663e-3$ et $L = 0,12078$ m

Donc: $m_1 = 0.281446$ [kg]

$$m_2 = 1.553477 e-3$$
 [kg] = 1553,477 [g]

$$m = 0.699076$$
 [kg]

Alors : $P_j = -0.699076 \cdot R \cdot \omega^2 \cdot (\cos \theta + \lambda \cdot \cos 2\theta)$

On: $P_j = -0.699076 \cdot (J_1 + J_2)$

$$= -0.699076 \cdot R \cdot \omega^2 \cdot \cos \theta - 0.699076 \cdot R \cdot \omega^2 \cdot \lambda \cdot \cos 2\theta$$

IV.7.3) Force centrifuge : P_c

C'est la force centrifuge du coude du vilebrequin, elle est donnée par :

$$P_c = m_r \cdot R \cdot \omega^2$$
 [kg]

Tant que ω est constante la force centrifuge reste constante aussi ; son point d'application est le centre de maneton.

IV.7.4) Forces des gaz : P_g

$$P_g = F - P_0$$
 [kg]

F : effort des gaz exercée sur la tête du piston.

P_0 : effort provoqué par la pression ambiante qui existe au-dessus du piston

Ou : $P_g = P \cdot F_p$

Avec :

P : pression des gaz [MN/m^2]

F_p : surface de la tête du piston.

Tel que : $F_p = \frac{\pi \cdot D^2}{4}$

An : $F_p = 0.0699 \text{ m}^2$

P_g : peut être déterminée d'après le diagramme (P-V)

IV.8) Analyse des forces :

Les forces exercées sur le mécanisme bielle-manivelle sont essentiellement comme le montre la figure IV.13:

Avec :

P_g : les forces des gaz.

P_j : la force d'inertie.

P : se décompose en deux composantes.

N : effort agissant sur les parois du cylindre.

P_b : agissant le long de la bielle.

P_b : a son tour se décompose en deux composantes :

Z : est l'effort agissant sur le palier du vilebrequin.

T ; est l'effort tendant à tourner le vilebrequin.

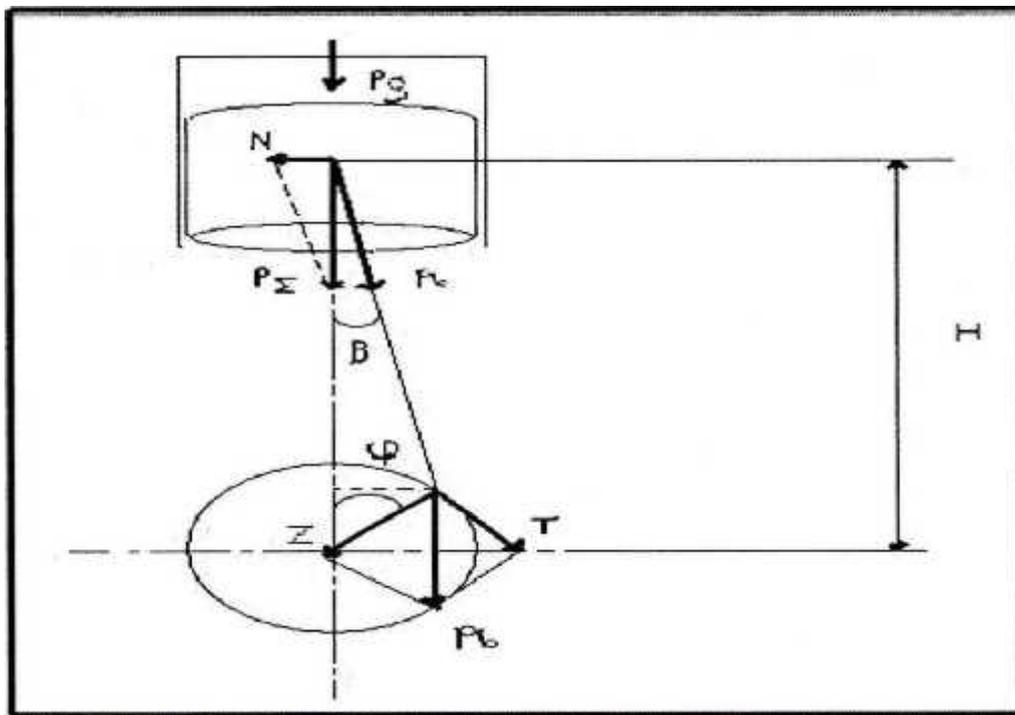


Figure IV .14 : Les forces exercées sur le mécanisme bielle-manivelle

D'après la figure on peut déterminer ces efforts :

$$P_b = P \cdot (1 / \cos \alpha)$$

$$T_g = N/P \quad N = P \cdot \tan \alpha$$

Et on a aussi : $\sin(\alpha) = T/P_b \quad T = P_b \cdot \sin(\alpha)$

$$T = P \cdot \sin(\alpha) / \cos(\alpha)$$

$$\cos(\alpha) = Z/P_b \quad Z = P_b \cdot \cos(\alpha)$$

$$Z = P \cdot \cos(\alpha) / \cos(\alpha)$$

Les valeurs de P seront déterminées en fonction de Q :

$$\sin \alpha = Y/L \quad Y = L \cdot \sin \alpha \quad 1$$

$$\sin Q = Y/R \quad Y = R \cdot \sin Q \quad 2$$

Et : $X = R/L$

Alors : $P = \arcsin (X \cdot \sin Q)$

IV.8.1) Représentation graphique de :

$$P_g = f(Q) \quad , P_j = f(Q) \quad \text{et} \quad p = p_j + P_g = f(Q)$$

IV.8.2) Les courbes des efforts en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin pour différentes vitesses de rotation :

a- La pression :

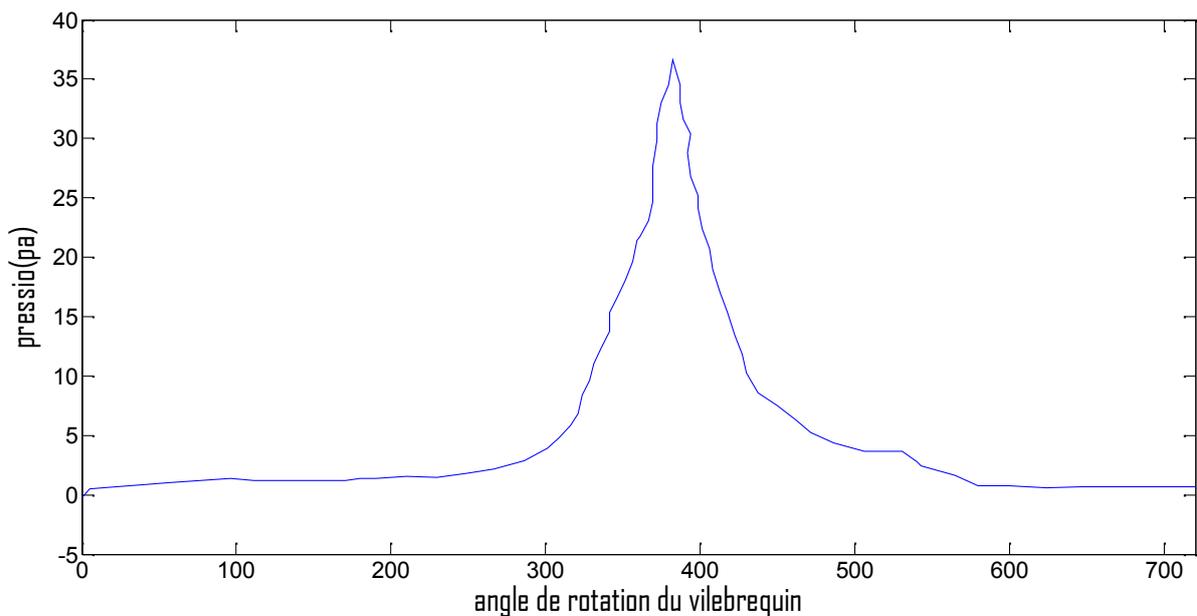


Figure IV .15 : Variation de la pression de combustion sur le cycle d'exploitation

- **Variation de la pression de combustion sur le cycle d'exploitation** : la pression en fonction des données d'angle de vilebrequin est utilisée en tant que la force appliquée sur le piston lors de l'analyse dynamique. Il convient de noter que la pression en fonction du volume du graphique change de cylindre en fonction de la vitesse du moteur, mais ces changements ne sont pas significatifs et la pression maximale qui est la situation critique de chargement ne change pas. Par conséquent, le même schéma a été utilisé pour différentes vitesses du moteur dans cette étude.

b- Le couple dû à la charge de combustion :

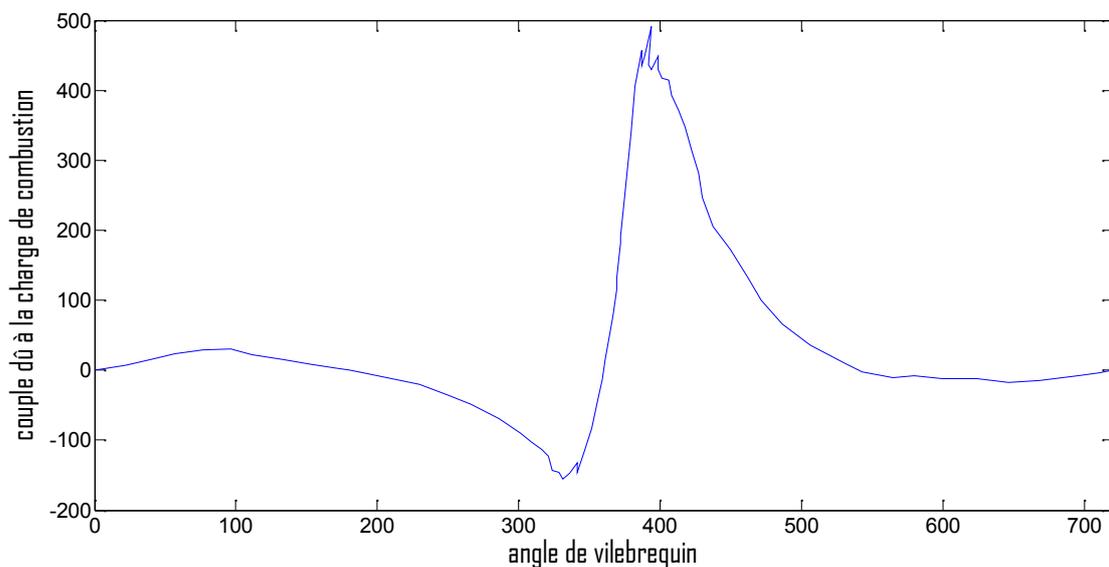


Figure IV .16 : Variation de couple dû à la charge de combustion de vilebrequin pour N=2000 jusqu'à 3600 rpm.

c- Le couple dû à la charge d'inertie:

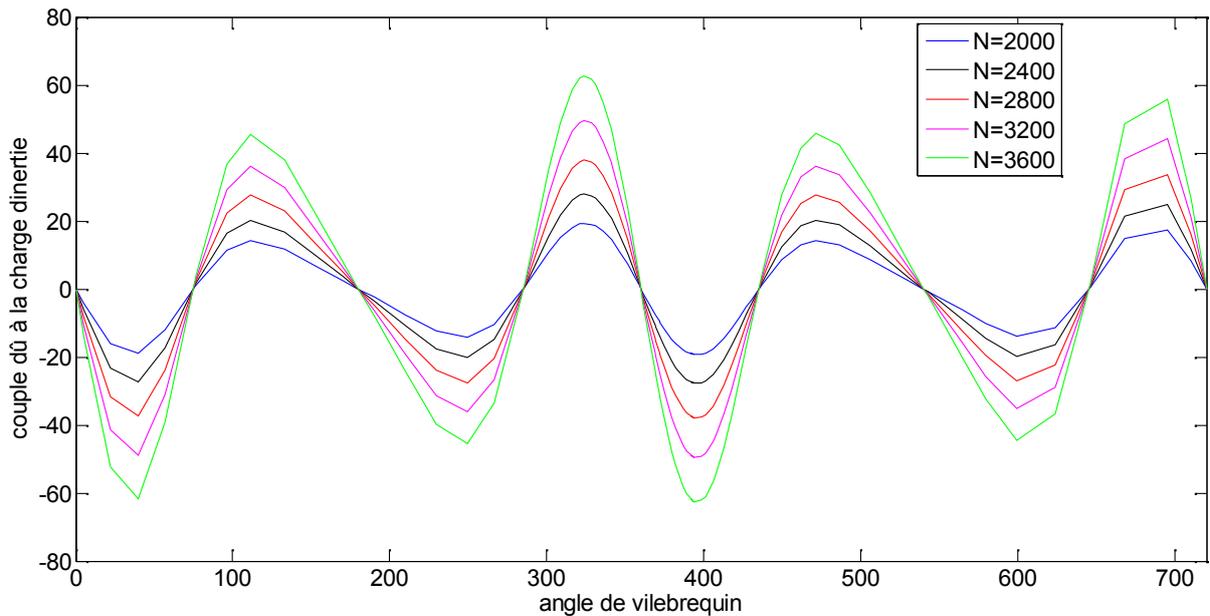


Figure IV .17 : Variation du couple dû à la charge d'inertie de vilebrequin pour N=2000 jusqu'à 3600 rpm.

- La variation du couple dû à la charge d'inertie et la charge de combustion de vilebrequin :

Il existe deux sources de charge dans le moteur : la combustion et l'inertie. La pression maximale dans le cylindre ne modifie pas les variations de vitesse du moteur, par conséquent, la charge appliquée sur le vilebrequin au moment de la pression maximal due à la combustion ne change pas. Ceci est une contrainte de flexion, car il passe à travers le centre de rayon de la manivelle. D'autre part, La charge de provoquée par l'inertie varie en fonction de la vitesse du moteur. Comme la vitesse du moteur augmente cette force augmente aussi. La charge produite par la combustion est supérieure à la charge provoquée par l'inertie et se trouve dans le sens inverse, ce qui signifie que la somme de ces deux forces dans les résultats de la force de flexion au moment de la combustion.

Alors que la vitesse du moteur augmente l'amplitude de la force d'inertie augmente et ce montant est déduit de la plus grande force qui est causée par la combustion, ce qui entraîne une diminution de l'amplitude de la charge totale.

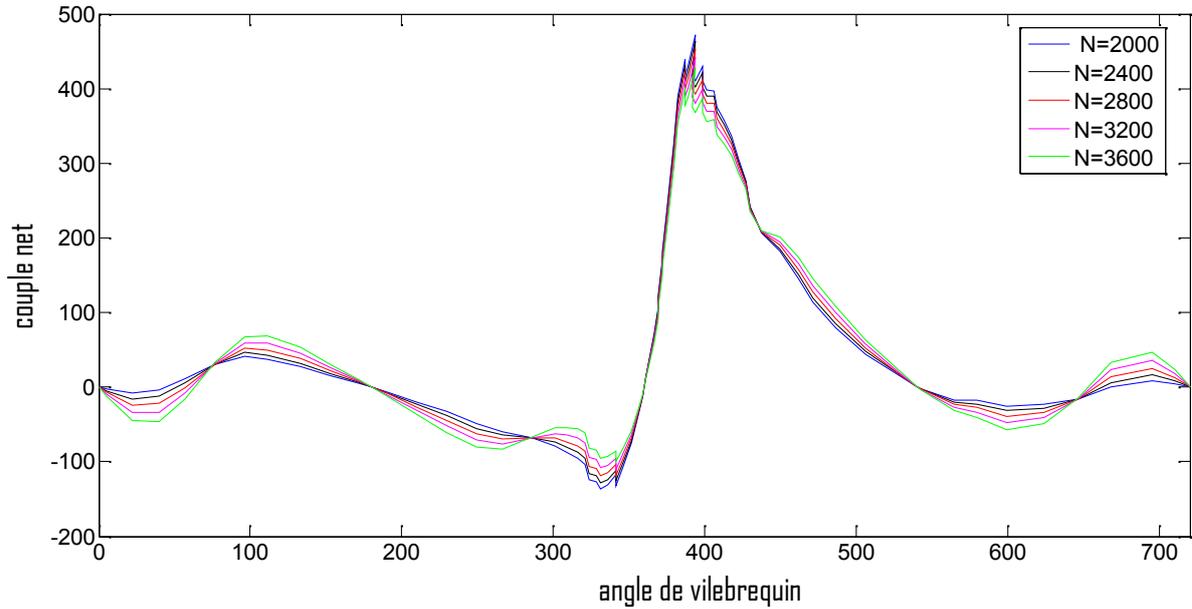
d- Le couple net :

Figure IV 18 : Variation du couple net du vilebrequin pour N=2000 jusqu'à 3600 rpm

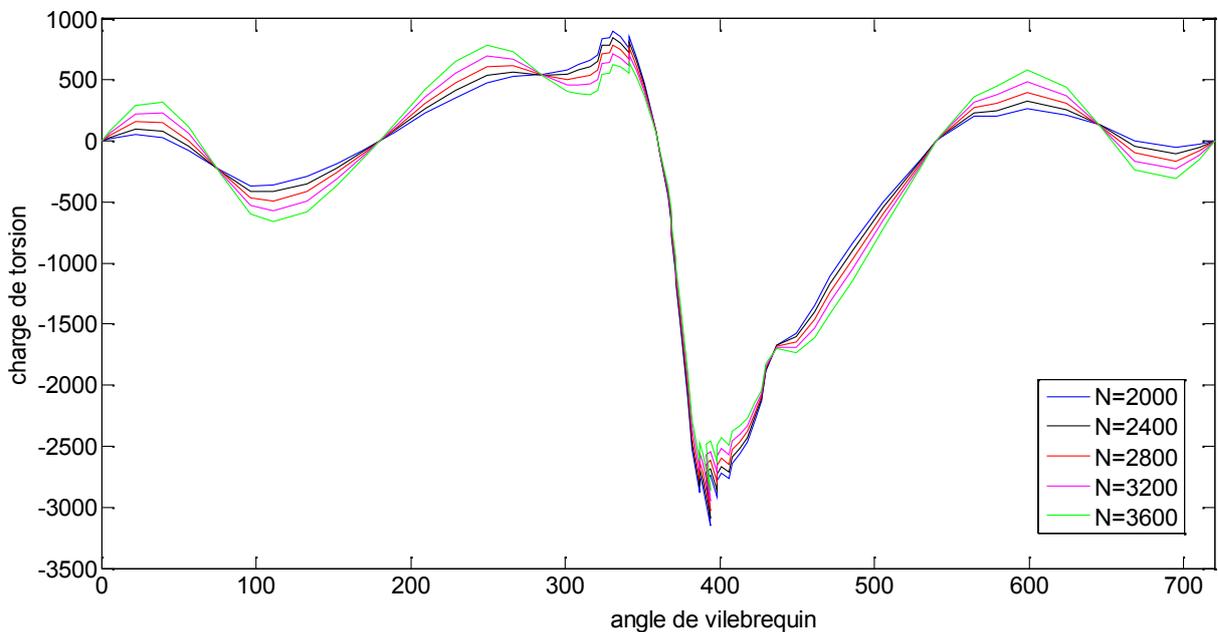
e- La charge de torsion du maneton

Figure IV 19 : Variation de la charge de torsion du maneton pour N=2000 jusqu'à 3600 rpm.

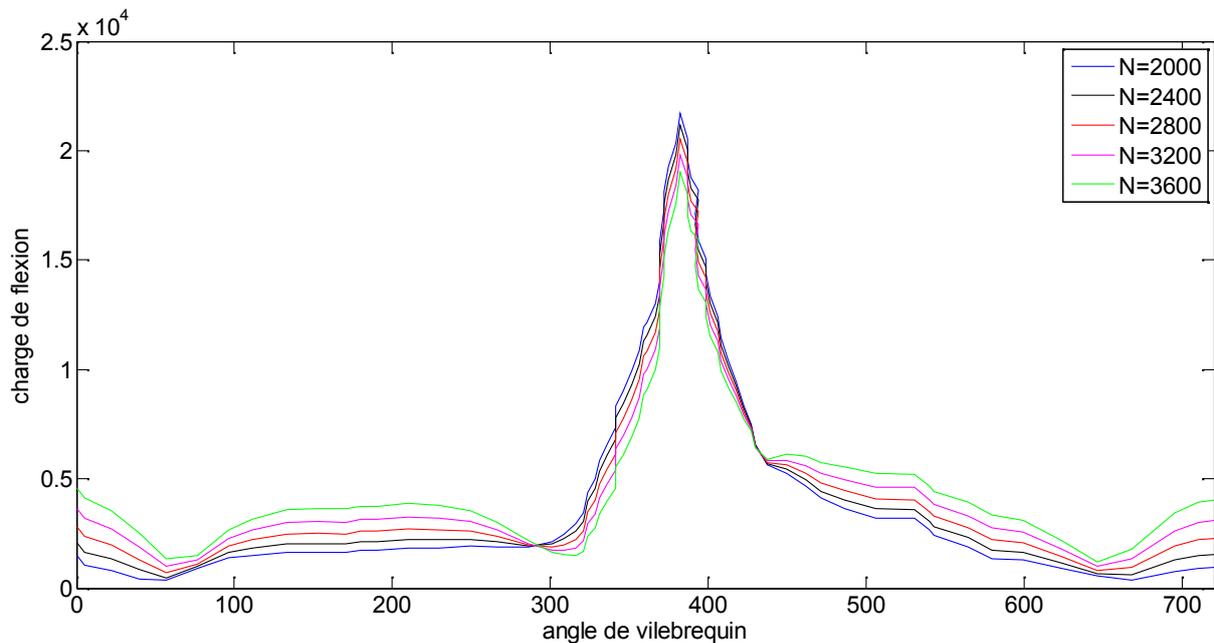
f) La charge de flexion de maneton :

Figure IV.20 : Variation de la charge de flexion du maneton pour N=2000 jusqu'à 3600 rpm.

- Variation de la charge de flexion et de torsion du maneton :

Le chargement dynamique du composant est une fonction de la vitesse du moteur, La même analyse a été effectuée pour des vitesses différentes du moteur qui sont dans la plage de vitesse de fonctionnement de ce moteur (avec la vitesse minimale de moteur 2000 tours par minute). La variation des forces en présence différents régimes du moteur sont représentées graphiquement. Comparaison de grandeur de charge de torsion maximale et de flexion à des vitesses différentes du moteur a été montrée. Comme la vitesse du moteur augmente la charge de flexion diminue. La variation de la charge sur le maneton et le couple sur le maneton sont étudiés à différentes vitesses du moteur.

Conclusion générale

L'étude menée sur la dynamique des rotors appliquée à un rotor utilisé dans les moteurs à combustion interne a savoir le vilebrequin du moteur, nous a aide à mieux comprendre le fonctionnement du moteur qui est très complexe car il englobe deux domaines très différents qui sur la thermodynamique qui consiste dans un cycle thermique produisant de l'énergie calorifique issue de la combustion des gaz et un système purement mécanique qui le système bielle manivelle qui permet de transformé mouvement du translation du piston en mouvement de rotation du vilebrequin qui entraine la rotation des roue bien sur par l'intermédiaire d'un réducteur de vitesse .

Dans cette étude on a suivie une démarche de calcul en commençant par l'étude cinématique donc nous avons déterminés le vecteur position, vitesse et accélération du piston dans un mouvement alternative, ces calcule sont indispensable pour l'étude dynamique du système bielle manivelle, un calcule des efforts et des moments exercées sur le système est élaborer.

En basant sur la formulation obtenue pour divers paramètres et en utilisant le logiciel MATLAB on a arrivé à tracer les graphes de variation de ces paramètres en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin.

Comme la variation de la pression dans le cylindre est un facteur essentiel qu'il faut connaitre à l'avance pour lui serer dans les calcules. On a pris un fichier de donner l'expérimentale de la variation de la pression en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin.

Il est à noter que dans le genre de système les sollicitations présentent concernent la flexion et la torsion de l'arbre, le piston de son coté est solliciter à la force issue de la pression des gaz durant le cycle et aussi aux efforts d'inertie de système bielle manivelle.

En conclusion cette étude à été très bénéfique car on observe une variation très apprécié des efforts et moments en fonction de la vitesse de rotation du vilebrequin, celles-ci diminue avec l'augmentation de la vitesse de rotation.

Les graphes nous montrent aussi les différentes transformations thermodynamique durant les différentes phases ainsi que le système est stable avec présente des vibrations.

RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [1] W.J.M.Rankin (1869) “on the centrifugal force of rotating shaft” engineer, Vol.27,pp.249-249.
- [2] H.Lamb and R.Southwell “the vibration of spinning disk” Proc.of the royal society of London, vol 99,pp.272-280,1921.
- [3] John F.Ward “the dynamic response of flexible rotor blade concentrated for moving from tiptoroot” national aeronautics and space administration. Washington. D.C.Septem BFR 1969, document NASA TN D-5410.
- [4] K.Sinhas “dynamic characteristics of a flexible bladed rotor with coulomb damping due to tip rub” journal of sound and vibration, vol 273,2004.pp.875-919.
- [5] P.Hughes “space craft attitude dynamics” Wiley, New York 1986.
- [6] P.W.Fortesue and J.Starck “spacecraft systems engineering” Wiley, New York 1991.
- [7] H.Jeffcott “the lateral vibration of loaded shafts in the neighbour hood of wirling speedthe effect of want of balance” Phil.Mag, vol 37.no 6.pp.304-314,1919.
- [8] F.F.Ehrich “handbook of rotordynamic” namics, Krieger publishing company 1999.
- [9] F.C.Nelson “a review of the origins and current of rotor dynamics” In IFTomm-sixth international conference on rotor dynamics, Sydney, Australia, 2002.
- [9] M.Lanane and G.Ferraris “rotordynamic prediction in engineering” John Wiley Sons 1990.
- [10] S.Dunkerly “on the whirling and vibration of shafts” PH.L. Trans.R.Soc. London A, 185,279, (1895).
- [11] R.L.Begue “influence of orthotropic stiffness .damping in Hydropower Rotor” master’s thesis , Lulea university of technology, 2005.
- [12] A.Stodola “dampft –und gas-Turbinen” Verlag von Julius Springer, Berlin;English translation (1927), “Steam and Gas Turbines”, Mc Graw-Hill,,Inc, New York.
- [13] H.D.Nelson and J.M.McVaugh “the dynamics of rotor bearing systems using finite elements” ASME journal of engineering for industry, 98:p593-600, 1976.
- [14] H.Eang and B.Yang “modelling synthesis and dynamic analysis of complex flexible rotor systems” journal of sound and vibration, 211(4), 571-592, 1998.
- [15] M.A.Hilli, T.Fakhfakh and M.Madda “ vibration analysis of a rotating flexible shaft-disk system” journal of engineering mathematics (2007)57, p351-363.

Références bibliographiques

- [16] M.Duchemin “comportement dynamique d’un rotor embarqué” thèse doctorat, INSA Lyon, p128, 2003.
- [17] [3] G.Genta and A.Tonoli “a harmonic finite element for analysis of flexural, torsional, and rotor dynamic behaviour of discs” journal of sound and vibration, vol, 196, no1, pp.19-43,1996.
- [18] N.Mgklestad “a new method for calculating natural nodes of uncoupled bending vibration of airplane wings and other types of beams” journal of aeronautical science.Vol,11, pp 153-162, 1944.
- [19] M.A.Prohl “a general method for calculating critical speeds of flexible rotor” Trans, ASME, journal of applied mechanics, vol 12, pp142-148, 1945.
- [20] W.Lund and F.K.Orcutt “calculations and experiments on the unbalance response of flexible rotor” trans, ASME, journal of engineering for industry, vol 89, pp185-796, 1967.
- [21] A.Lew “a study of rotor system with ball bearing induced non linearities and the development of transfer matrix technique suitable for analysing such systems” Phd thesis , SMME, University of New South Wales, 2002 .
- [22] E.S.Zorzi and H.D.Nelson “finite element simulation of rotor bearing system with internal damping” ASME, journal of engineering for power, pages 71-76, 1977.
- [23] D.S.Hiatt “a study of helicopter rotor dynamics and modelling method” master thesis, naval postgraduate school, September 1995.
- [24] H.D.Nelson and J.M.McVaugh “the dynamics of rotor bearing systems using finite elements” ASME journal of engineering for industry, 98:p593-600, 1976.
- [25] Charge dynamique et analyse de contraintes de vilebrequin, Farzin H. Montazersadgh et Ali Fatemi, SAE International Paper, 2007- .
- [26] Joseph Edward Shigley, Théorie des machines et des mécanismes, McGraw Hill, édition internationale 1981.
- [27] R. S. Khurmi, -Theory des machines, publications S.Chand.
- Journal des technologies émergentes et Advanced Engineering.
- [28] M. F. Spotts, "Conception d'éléments de machines", Prentice Hall of India Pvt. Ltd, New delhi.
- [29] V.B. Bhandari, "Conception d'éléments de machines", Tata McGraw Hill Publishing Co. Ltd, New Delhi 2005.
- [30] et mathworks.in/matlabcentral mathforums.org.

Références bibliographiques

- [31] Claude Jean,bruno beaulieu,serge bédud,Marc Blaquiére, Force sur les composantes, vibrations et rodages des moteurs, Institut maritime du Québec.

Résumé

L'étude menée sur la dynamique des rotors appliquée à un rotor utilisé dans les moteurs à combustion interne a savoir le vilebrequin du moteur. Dans cette étude on a suivie une démarche de calcul en commençant par l'étude cinématique donc nous avons déterminés le vecteur position, vitesse et accélération du piston dans un mouvement alternative, ces calcule sont indispensable pour l'étude dynamique du système bielle manivelle, un calcule des efforts et des moments exercées sur le système est élaborer. En terminant par l'étude dynamique du rotor et en appliquant sur notre cas en utilisant un programme sous MATLAB. Cette étude a été très bénéfique car on observe une variation très apprécié des efforts et moments en fonction de la vitesse de rotation du vilebrequin, celles-ci diminue avec l'augmentation de la vitesse de rotation.

Mots clés

Moteur à combustion interne

Rotor

Système bielle manivelle