

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE  
MINISTRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE  
SCIENTIFIQUE

Université D'El Oued



FACULTE DES SCIENCES ET TECHNOLOGIE

# Mémoire de fin d'études

Présenté pour l'obtention du diplôme de

**LICENCE ACADEMIQUE**

Domaine : Sciences et technologie

Filière : génie mécanique

Spécialité : Maintenance des équipements industriels

## thème

# Etude et Maintenance D'un moteur diesel

Réalisé par :

➤ LAIFAOUI Badreddine

➤ ZEMALI Hocine

➤ SOUFI Aissa

Dirigé par :

➤ GHERBI MED TAHER

Saison de l'université 2012/2013

# REMERCIEMENTS

*Nous remercions beaucoup le grand dieu  
miséricordieusement qui nous a donné le courage,  
la force et la volonté pour continuer ce travail.*

*Nous tenons à remercier toute personne ayant  
donné son aide et a contribué activement de près  
ou de loin pour la réalisation de ce modeste  
travail.*

*Nous remercions particulièrement :*

*Notre encadreur "GHERBI MED TAHER" qui a  
dirigé ce travail et pour le encouragement et les  
nombreux conseils dont nous ont été bénéfiques.*

*En fin, mon profonde gratitude aux membres du  
jury qui vont juger ce travail.*

# SOMMAIRE

## Introduction

### Chapitre I : Généralité sur le moteur diesel

I.1. Historique sur le moteur Diesel.....	1
I.2. Principe du Moteur Diesel.....	2
I.3. Phénomène et condition de la combustion.....	2
I.4. Classification des moteurs à combustion interne.....	3
I.5. Types d'injection des moteurs diesel.....	6
I.6. Cycles Théoriques du moteur à quatre temps.....	8
I.7. Le cycle à deux temps.....	10
I.8. Cycle pratique.....	11
I.9. Avantages et inconvénients du moteur diesel.....	12
I.10. Description du Moteur Diesel CATER PILLAR 3512.....	14

### Chapitre II : Etude de cycle du moteur diesel

I. Description.....	16
II. Etude de cycle thermodynamique.....	18
II.1 Diagramme de Clapeyron ( $p, V$ ).....	18
II.2 Diagramme entropique ( $T, s$ ).....	19
II.3 Comparaison.....	19
II.4 Calcul des travaux.....	20
II.5 Calcul des Chaleurs.....	21
II.6 Calcul du rendement.....	23

### Chapitre III : maintenance du moteur diesel

I. Définition de la maintenance.....	26
II. Type de maintenance.....	26
III. Calendrier d'entretien.....	28
IV. Révision générale.....	30
V. Entretien des systèmes du moteur.....	32

## **Chapitre IV : Partie calcul**

I. Calcul thermique.....	39
I.1. Quantité d'air nécessaire à la combustion complète d'1 kg de combustible.....	39
I.2. Quantité de charge fraîche.....	40
I.3. Quantité des produits de combustion.....	40
I.4. Le coefficient de variation molaire théorique.....	41
I.5. Le coefficient de variation molaire réel.....	41
I.6. cycle thermodynamique.....	42
I.7. les phase d'échappement et d'admission.....	43
I.8. la phase compression.....	45
I.9. phase combustion.....	46
I.10. la phase de détente.....	51
I.11. performance du moteur.....	54
II. Calcul mécanique.....	60
II.1. détermination des forces agissantes dans le moteur Diesel pendant un cycle complet.....	61
II.2. Calcul de vérification à la résistance.....	64

## **Conclusion**

# Liste de figures

<b>FigI.1.</b> injection directe.....	6
<b>FigI.2.</b> la chambre de tourbillon d'air.....	6
<b>FigI.3.</b> la chambre de précombustion.....	7
<b>FigI.4.</b> chambre de turbulence.....	7
<b>FigI.5.</b> Cycle théorique.....	10
<b>Fig I.6.</b> Cycle réel à quatre temps du moteur Diesel.....	12
<b>Fig I.7.</b> disposition des soupapes et arbre à cames.....	5
<b>Fig I.8.</b> Les quatre temps du moteur diesel.....	9
<b>Fig II.1.</b> Les quatre temps du moteur diesel.....	16
<b>Fig II.2.</b> 1 <sup>er</sup> temps : admission.....	16
<b>Fig II.3.</b> 2 <sup>ème</sup> temps : compression.....	17
<b>Fig II.4.</b> 3 <sup>ème</sup> temps : Explosion-détente.....	17
<b>Fig II.5.</b> 4 <sup>ème</sup> temps : Echappement.....	18
<b>Fig II.6.</b> Diagramme de Clapeyron.....	18
<b>Fig II.7.</b> Diagramme entropique.....	19
<b>Fig II.8.</b> Comparaison.....	19
<b>Fig III.1.</b> Organigramme des méthodes et technique de maintenance.....	28
<b>Fig IV.1.</b> cycle réel d'un moteur diesel suralimenté.....	42
<b>Fig IV.2.</b> Schéma des forces et réaction développe dans le monocylindre	60

## *Liste de Symbole*

$\varepsilon$  : Taux de compression

$\alpha$  : Coefficient d'axés d'air

$\mu_{air}$  : la masse molaire d'air

$M_1$  : Quantité de charge fraîche

$M_2$ : Quantité des produits de combustion

$\beta_0$  : Le coefficient de variation molaire théorique

$\beta$  : Le coefficient de variation molaire réel

$\gamma_r$  : coefficient de gaz résiduel

$T_S$  : Température à la sortie du compresseur

$T_0$  : Température de l'air ambiant

$P_S$  : Pression de suralimentation

$P_0$  : Pression de l'air ambiant

$n_s$ : Exposant poly tropique du compresseur

$T_r$ : Température des gaz résiduels

$P_a$  : Pression enfin d'admission

$\eta_v$  : Coefficient de remplissage

$P_c$  : Pression vers la fin de compression

$T_c$  : Température vers la fin de compression

$\lambda$  :Taux d'augmentation de la pression

$P_z$  : Pression maximal du cycle

$\beta_z$  : Coefficient de variation molaire réel

$\bar{C}_{vmz}$  : Chaleur spécifique moyenne aux points (z)

$\bar{C}_{vmc}$  : Chaleur spécifique moyenne aux points(c)

$\xi_z$  : Coefficient d'utilisation de chaleur

$T_z$  : Température maximal du cycle

$\rho$  : Coefficient de détente préalable

$\delta$  : coefficient de détente postérieur

$T_b$  : Température en fin de détente  
 $n_2$  : Exposant poly tropique de détente  
 $P_b$  Pression moyenne indiquée : Pression vers la fin de détente  
 $\varphi$  : Coefficient empirique de correction du cycle  
 $P_i$  : Pression moyenne indiquée  
 $\eta_i$  : Rendement indiqué  
 $\rho_s$  : La masse spécifique de l'air d'admission  
 $g_i$  : Consommation spécifique indiquée  
 $P_e$  : Pression moyenne effective  
 $\eta_m$  : Rendement mécanique,  
 $\eta_e$  : Rendement effectif  
 $g_e$  : Consommation spécifique effective  
 $i$  : Nombre de cylindre  
 $N$  : vitesse de rotation du vilebrequin  
 $S$  : La course  
 $D$  : L'alésage  
 $\tau$  : nombre de temps du moteur  
 $P_e$  : pression moyenne effective  
 $N_e$  : Puissance effective  
 $G_{comb}$  : Débit du combustible  
 $G_{air}$  : Débit d'air  
 $G_{O_2}$  : Puissance au litre de cylindrée : Débit d'oxygène  
 $G_{gaz}$  : Quantité des gaz d'échappement  
 $N_1$  : Puissance au litre de cylindrée  
 $V_h$  : Cylindrée unitaire du moteur  
 $N_p$  : Puissance par unité de surface du piston

# INTRODUCTION

Le monde de l'industrie est devenu très complexe, l'enjeu aujourd'hui est autour de la rentabilité, en contribuant au développement de la société et en assurant des progrès technologiques satisfaisants, tout en mettant toutes les capacités humaines et matérielles pour arriver à un développement meilleur et ceci par une recherche scientifique assez poussée.

Bien que le moteur Diesel soit centenaire, il est en constante et forte évolution, à la fois du fait d'une meilleure connaissance des phénomènes impliqués et d'une exigence croissante de performances, de faible consommation et de réduction des émissions de polluants. Les performances et les niveaux de pollution obtenus sur les moteurs récemment commercialisés ou en cours de développement auraient très certainement, il y a 20 ou 30 ans, été réputés comme infaisables par les meilleurs diésélistes.

Ce présent comme un exemple l'étude d'un type des moteurs diesel de la famille CATER PILLAR de type « 3512 ». nous avons fait le calcul thermique et mécanique qui nous a permis de vérifier les caractéristiques du moteur et la résistance de certaines pièces.

Le traitement de coté de maintenance de moteur et dans le but de montrer les conditions de fonctionnement permettant de garantir le niveau de performances de ce moteur escompte.

On va étudier le moteur diesel de type « **CAT 3512** » afin d'évaluer ces performances et de présenter une proposition pour les améliorer.

On divise cette étude en Quatre parties principales :

- Généralité sur le moteur diesel.
- Etude de cycle thermodynamique du moteur diesel.
- maintenance du moteur diesel « **CAT 3512** » .
- Partie calcul « **CAT 3512** » .

# **Chapitre I**

## **Généralité sur le moteur diesel**

## **I. Généralité sur le moteur diesel :**

### **I.1. Historique sur le moteur Diesel :**

Le moteur diesel doit son nom à son inventeur, l'ingénieur allemand RODOLF DIESEL né le 18 mars 1858 à Paris, qui en 1893 à l'âge de 35 ans, publia après de longues études un ouvrage intitulé « **théories et construction thermique rationnel** ».

Dans cet ouvrage RODOLF DIESEL qui avait l'idée de réaliser un moteur dont le cycle se rapproche de cycle de Carnot. Il a présenté ce nouveau moteur comme un moteur à combustion interne dont lequel était utilisé la chaleur due à la compression de l'air pour provoquer l'allumage du combustible.

RUDOLF DIESEL passionné de mécanique a obtenu différents brevets dont un en particulier en 1882, intitulé « **procédés pour produire de la force motrice en faisant brûler un combustible** ».

RODOLF DIESEL a mis au point le premier moteur à allumage par compression, en faisant comprimer de l'air à l'intérieur du cylindre et on obtient une haute température de l'air suffisante pour enflammer un combustible finement pulvérisé. Actuellement les progrès réalisés surtout dans l'injection mécanique font ressortir que les moteurs Diesel sont utilisés de plus en plus tant dans l'industrie des centrales électriques, dans les bateaux et sur les routes.

### **Quelques dates de l'évolution des moteurs thermiques :**

**1860 :** Le français JEAN LENOIR présente à PARIS le premier moteur thermique fonctionnant au pétrole.

**1862 :** L'ingénieur français BEAU DE ROCHAS dépose le brevet d'une machine à combustion interne fonctionnant sous le cycle 4 temps (avec compression préalable d'un mélange combustible et allumage par étincelle).

**1876 :** L'ingénieur allemand OTTO réalise le premier moteur thermique fonctionnant suivant le principe de BEAU DE ROCHAS (c'est l'ancêtre des moteurs à combustion interne actuels).

**1892 :** L'ingénieur allemand DIESEL dépose le brevet d'un moteur à combustion interne utilisant le cycle 4 temps, mais fonctionnant en auto-allumage par injection de combustible en fin de compression d'air pur.

**1895 :** DIESEL présente pour la première fois au public son invention fonctionnant sous le principe décrit ci-dessus. Le combustible employé est alors du charbon pulvérisé.

---

**1897 :** La société MAN produit les premiers moteurs DIESEL avec injection de combustible par un jet d'air comprimé.

Alésage: 250mm Course: 400mm Puissance: 20 HP à 172tr/mn Rendement: 26.2%

**1912 :** La société DEUTZ construit un moteur DIESEL à injection mécanique.

Dés ce moment, le moteur Diesel se répand et est utilisé dans les domaines du transport, de l'énergie de l'industrie....

## **I.2. Principe du Moteur Diesel :**

Le moteur diesel est un moteur à combustion dans le combustible est injecté et s'allume sous l'action de la chaleur de l'air comprimé porté à haute pression, le travail de la compression le transforme en chaleur accompagnée d'élévation de sa température, la compression doit être suffisante pour obtenir une température nécessaire à l'allumage de la charge de combustible injecté.

Description du fonctionnement du cycle moteur :

Au début, le cylindre est rempli d'air aspiré par le piston (ou introduit par les lunaires de chemise dans le cas du moteur à deux temps), cette charge est ensuite compressée jusqu'à position déterminée.

La température de l'air étant suffisamment élevée, le combustible est injecté dans le cylindre où se forme le mélange gazeux. Grâce à la haute température, ce mélange gazeux brûle en provoquant une brusque augmentation de température

Sous les forces de pression thermique importante dans le cylindre le piston redescend dans le cylindre et fait tourner le vilebrequin par l'intermédiaire de système bielle manivelle. Dans cette étape le moteur fournit une énergie mécanique au niveau du vilebrequin.

En fin et sous l'effet des forces d'inerties, le piston refoule les gaz brûlés dans l'atmosphère à travers les collecteurs d'échappements.

## **I.3. Phénomène et condition de la combustion :**

Le combustible arrive dans la chambre de combustion sous forme de brouillard et non mélangé préalablement au comburant « air ». Il faut pour obtenir une combustion complète un excès d'oxygène plus grand que dans les moteurs à essence. La proportion est 1g de gas- oil pour 18 g d'air.

Dans la pratique un excès d'air n'est pas nuisible ; il donne au contraire la certitude que tout le carburant est utilisé ce qui fait que le gaz d'échappement ne contient que fort peu de gaz carbonique.

En effet dans les moteurs Diesel il n'y a pas d'obturateur sur l'admission d'air pur, seule la quantité de gas-oil injectée dosée par la pédale d'accélérateur détermine la vitesse de rotation plus au moins grande de moteur.

L'injection du gas-oil sous forme de brouillard dans le cylindre s'échauffe d'abord superficiellement jusqu'à la température d'ébullition puis la vapeur se mélange à l'air surchauffé et s'enflamme spontanément.

L'expérience montre toute fois que pour obtenir une combustion correcte il est indispensable :

- de pulvériser finement le combustible.
- de le faire pénétrer et de le répartir dans toute la chambre de combustion.
- de le mélanger intimement à l'air.

L'alimentation nécessite donc :

- un dispositif de mise sous pression et de dosage de combustible.
- un organe d'introduction du combustible dans le cylindre.

#### **I.4. Classification des moteurs à combustion interne :**

Malgré la diversité des moteurs à combustion interne, on les classe suivant :

##### **A- Le mode de fonctionnement :**

On distingue quatre modes :

- Moteur à piston alternatif.
- Moteur à piston rotatif.
- Moteur à turbine.
- Moteur mixte (piston libre à turbine).

##### **B- Le mode de remplissage du cylindre :**

On distingue :

- Moteur alimenté.
- Moteur suralimenté.

**C- Le type de combustible :**

- Moteur à combustion légère (essence).
- Moteur à combustion lourde (gas-oil).
- Moteur à gaz (GPL).

**D- Suivant le cycle adopté :**

- Moteur à quatre temps.
- Moteur à deux temps.

**E- Le mode d'allumage :**

- Moteur à allumage par compression.
- Moteur à allumage par étincelle électrique.

**F- La formation de mélange :**

- Moteur à carburateur.
- Moteur à injection.

**G- Le cycle de fonctionnement :**

- Moteur à combustion à volume constant (cycle OTTO).
- Moteur à combustion à pression constante (cycle Diesel).
- Moteur à combustion à volume constant pris à pression constante (mixte).

**H- La disposition du cylindre :**

- Moteur à cylindres en ligne (L).
- Moteur à cylindres en V (V).
- Moteur à cylindres en W.
- Moteur à cylindres en X.
- Moteur à cylindres en H.
- Moteur à pistons opposés.
- Moteur en étoile.

**I- La vitesse du piston :**

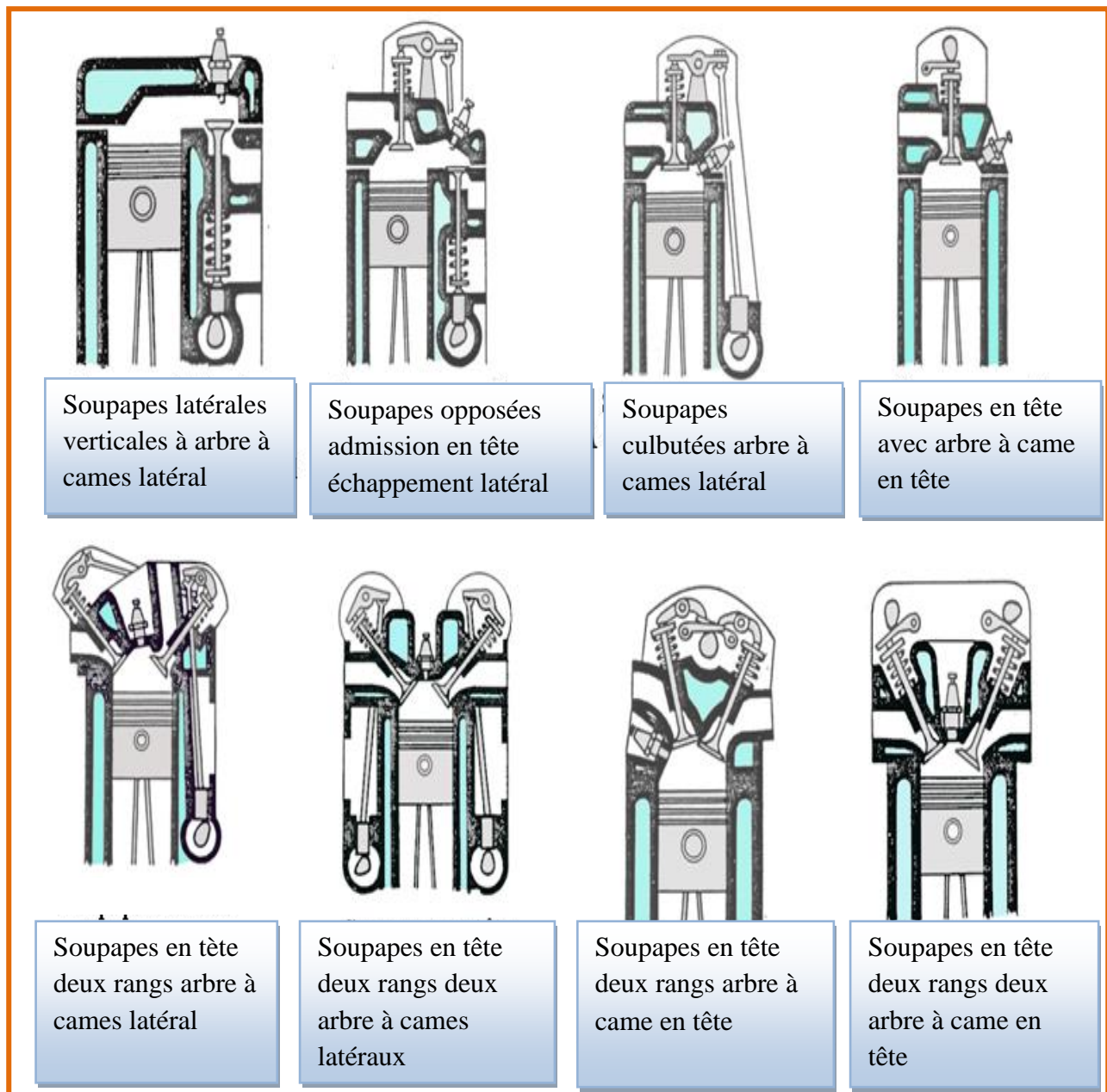
- Moteur lent.
- Moteur semi rapide.
- Moteur rapide.

**J- La disposition des soupapes (fig. I. 7):**

- Arbre à cames en tête et soupapes en tête.
- Arbre à cames latéral et soupapes culbutées.
- Arbre à cames latéral et soupapes latérales.

**K-Le mode de refroidissement:**

- Refroidissement par eau.
- Refroidissement par air.



**Fig. I. 7 : disposition des soupapes et arbre à cames**

## **I.5.Types d'injection des moteurs diesel :**

Ils existent deux grandes familles de types de chambre de combustion correspondants à deux types d'injection. C'est le cas spécifique des moteurs Diesel et qui représente l'une des plus importantes caractéristiques de ce type de moteurs.

### **I.5.1. Moteur à injection directe**

Deux techniques de combustion sont employées :

➤ **Par énergie des jets d'injecteur (FigI.1) :**

utilisé dans les gros moteurs lents, l'injecteur central comporte de 6 à 8 trous, pulvérise le combustible (tarage de 200 à 350 bars) à la circonférence de la chambre de combustion de grand diamètre et peu profonde du piston. Le système fonctionne sans tourbillon d'air (swirl), mais exige une grande précision du positionnement de l'injecteur et un excès d'air très important.

➤ **Par mouvement tourbillonnant de l'air (swirl) (FigI.2) :**

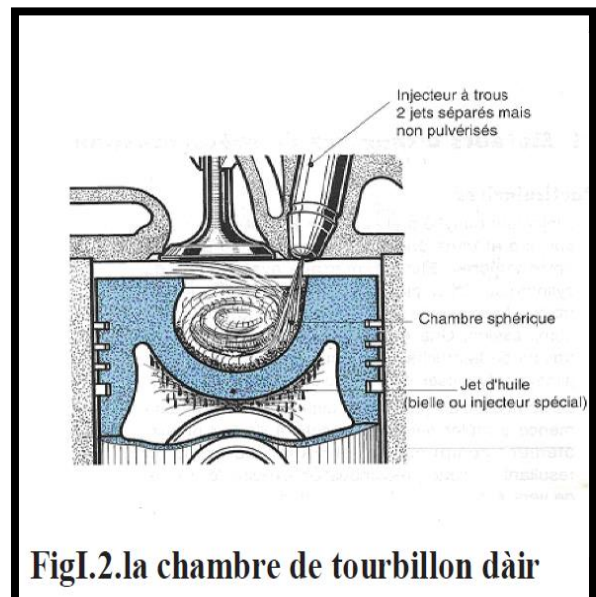
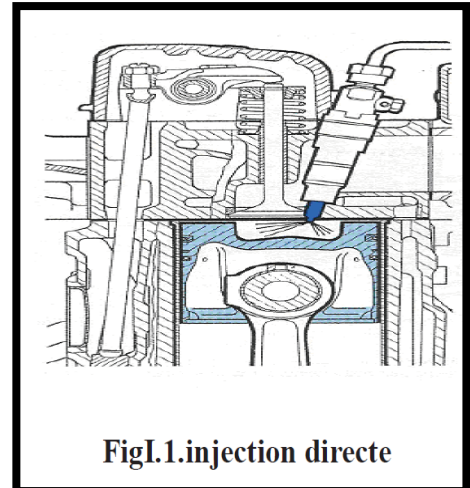
utilisé sur tous les moteurs modernes, le mouvement tourbillonnant de l'air est amorcé par la forme du conduit d'admission la chambre de combustion dans le piston est plus réduite, et comporte une forme variable selon le constructeur.

**Le principe de fonctionnement est le suivant :**

**Pendant l'admission,** l'air pénètre dans le cylindre. et imprime un mouvement tourbillonnant très intense, créant un cyclone pendant la compression.

**En fin de compression,** l'injecteur introduit le combustible dans la chambre sphérique du piston. Le jet très court est dirigé sur la paroi, et s'étale sur elle en un film mince. Les fines gouttelettes qui forment un brouillard autour de ce jet s'oxydent et amorcent la combustion.

Ce début de combustion s'effectuant avec une faible quantité de combustible, le cogement est éliminé. Le reste du combustible étalé en film mince s'évapore lentement, permettant aux vapeurs de se mélanger à l'air à l'air tourbillonnant.



## **I.5.2. Moteurs à injection indirecte**

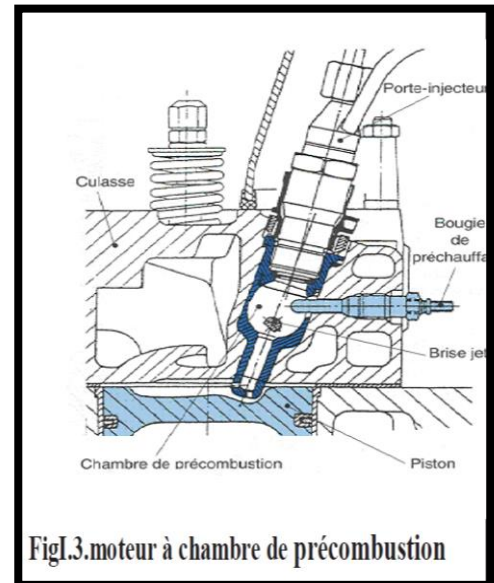
### **I. 5.2.1. Moteurs à chambre de précombustion (FigI.3) :**

L'injecteur du type à téton est placé sur la culasse et dans une cavité non refroidie appelée "préchambre"

Le combustible injecté dans cette préchambre commence à brûler puisqu'elle contient de l'air préalablement comprimé et l'élévation de pression résultant de cette précombustion expulse le mélange vers le cylindre où la combustion se poursuit.

Cette combustion étagée assure un fonctionnement moins bruyant car les pressions d'injection sont modérées (100 à 150 bars) et le rapport volumétrique varie de 12/1 à 15/1.

Le démarrage s'opère généralement à l'aide d'une bougie de préchauffage car le taux de compression adopté ne permet pas de porter l'air ambiant à une température suffisante lorsque la culasse est froide.



**FigI.3.moteur à chambre de précombustion**

### **I.5.2.2. Moteurs à chambre de turbulente (Fig.I.4) :**

Ce dispositif est une variante du précédent : la chambre de turbulence représente la presque totalité du volume de la chambre de combustion. Cette préchambre communique avec le cylindre par un orifice de large section de forme tronconique; comme dans le cas précédent, l'injecteur débouche dans la chambre.

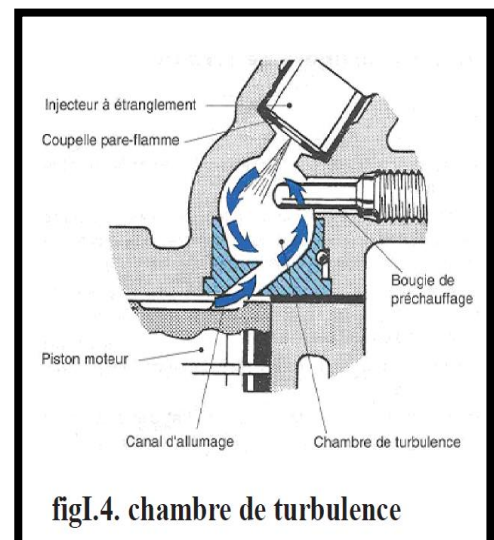
Pour ces moteurs, le rapport volumétrique est compris entre 15/1 et 18/1, et la pression d'injection est de 110 à 130 bars.

### **I.5.2.3. Moteurs à chambre d'air**

La réserve d'air communique avec le cylindre par un orifice important mais l'injecteur est placé en dehors de cette chambre et il est disposé de façon telle que le jet de combustible vient à la rencontre de l'air comprimé qui sort de la chambre.

Il en résulte une grande souplesse de fonctionnement car un brassage énergétique de l'air et du combustible favorise la combustion.

Ces systèmes ont été abandonnés depuis plusieurs années.



**figI.4. chambre de turbulence**

## **I.6. Cycles Théoriques du moteur à quatre temps, (Fig I. 5) :**

### **Définition de cycle :**

C'est l'ensemble des évolutions que subit une même masse de mélange depuis son entrée dans le cylindre jusqu'à sa sortie dans l'atmosphère, avec variation de volume, de pression, et de température.

Les quatre temps correspondent à une rotation de vilebrequin égale à  $720^\circ$ , soit deux tours de vilebrequin.

Dans ce cycle nous avons les phases suivantes :

### **A- Cycle théorique :**

#### **1<sup>er</sup> temps : Admission (SA ouverte ; SE fermée) (Fig I. 8)**

Le piston est au PMH et va se déplacer vers PMB Aspirant de l'air frais pour remplir le cylindre ; c'est la course d'aspiration qui dure depuis le PMH jusqu'au PMB soit  $\frac{1}{2}$  tour de vilebrequin qui est égale à  $180^\circ$ .

Cette évolution a lieu à la pression atmosphérique (1,01325bars).

#### **2<sup>ème</sup> temps : Compression : (SA fermée ; SE fermée) (Fig I. 8)**

Le piston se déplaçant de PMB vers PMH comprime l'air frais qui se trouve emprisonner dans le cylindre à une pression de l'ordre de 35 à 40 bars ce qui le porte à une température voisine de  $500$  à  $600^\circ\text{C}$ .

#### **3<sup>ème</sup> temps : - Injection – Combustion – Détente (SA fermée ; SE fermée) (Fig I. 8)**

Le piston est au PMH, l'air comprimé puis porté à haute température, on injecte de gas-oil finement pulvérisé dans la chambre de combustion. La pression d'injection doit être supérieure à la pression régnant alors dans le cylindre pour permettre l'introduction de combustible.

La pression varie suivant le type de moteur qui est entre 80 et 250 bars et même plus dans certains moteurs Diesel marins.

L'injection est progressive et dure  $15/100$  environ de la course du piston soit  $25^\circ$  à  $30^\circ$  de rotation de vilebrequin.

Au contact de l'air comprimé à température élevée, le combustible s'enflamme de lui-même. La température d'inflammation du gas-oil étant voisine de 300°C, donc inférieure à celle de l'air contenu dans le cylindre.

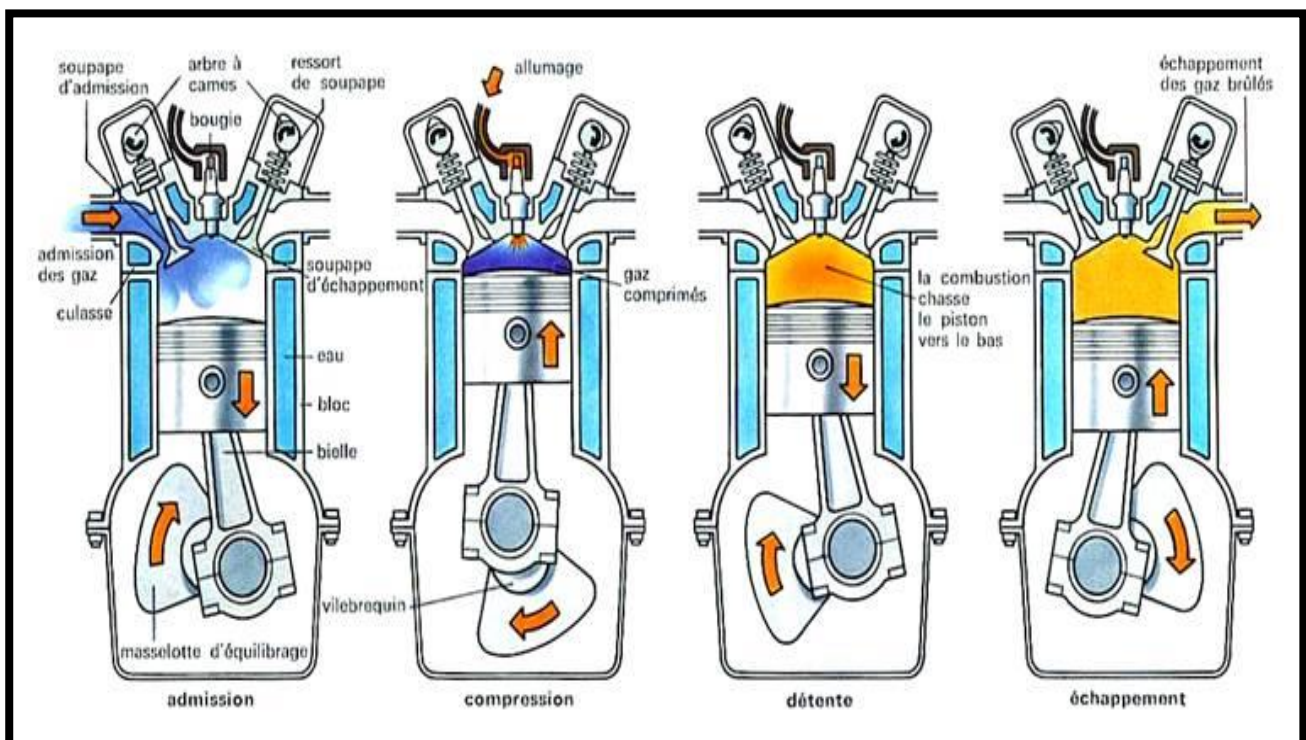
Il s'enflamme spontanément à mesure qu'il est injecté. Néanmoins, un certain temps mesurable s'écoule entre le début de l'injection et le début de combustion. Cet intervalle est connu sous le nom de « délai d'allumage ».

Les gaz augmentent de volume, leur détente chasse le piston vers le PMB. Le vilebrequin reçoit de l'énergie durant toute cette course : c'est le temps moteur.

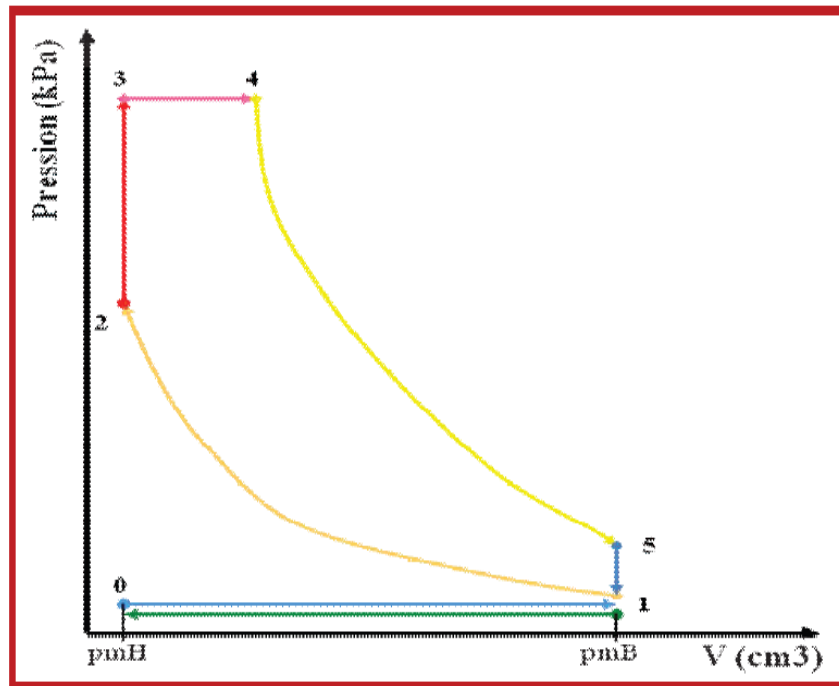
Au moment de la combustion la pression des gaz atteint 50 à 100 bars ; la température est alors de l'ordre de 1800 à 2000°C.

#### **4<sup>ème</sup> temps : Echappement (SA fermée ; SE ouverte) (Fig I. 8)**

La soupape d'échappement s'ouvre, il s'ensuit une retombée instantanée de pression ensuite les gaz brûlés sont chassés par le piston qui remonte vers le PMH. La température est tombée à 500°C environ, la soupape d'admission s'ouvre et le cycle recommence.



**Fig. I. 8 : Les quatre temps du moteur diesel**



**Fig1.5.Cycle théorique**

**Phases de transformation :**

**0-1:** Admission d'air frais.

**1-2:** Compression de l'air.

**2-3:** Injection et allumage du combustible.  $V=ct$

**3-4:** Injection/combustion/détente à  $P = ct$ .

**4-5:** Détente.

**5-1:** Échappement.

**1-0:** Échappement.

**I.7. Le cycle à deux temps :**

Ce type de moteur est courant surtout dans les plus petites cylindrées. Ils comportent des pistons qui se déplacent dans des cylindres. Le déplacement du piston, par l'intermédiaire de lumières entre la partie basse du carter et la partie haute du cylindre permet d'évacuer les gaz brûlés et remplir le cylindre de gaz frais.

## **I.8. Cycle pratique :**

Pour un bon fonctionnement du moteur Diesel, des modifications ont été apportées au cycle théorique et qui sont :

- **Avance à l'ouverture d'admission (AOA) :**

Pour permettre une meilleure évacuation des gaz brûlés, on a l'avance à l'ouverture des soupapes d'admission de façon que l'air aspire dans le cylindre chasse les gaz brûlés, et pour avoir un bon remplissage à l'admission.

- **Retard à la fermeture d'admission (RFA) :**

Pour obtenir un meilleur remplissage, l'air ayant acquis une certaine vitesse durant la course descendant du piston continue de pénétrer dans le cylindre pendant le temps mort du piston au (PMB).

- **avance de l'ouverture d'échappement (AOE) :**

Il est bon d'avoir de l'avance de l'ouverture de la soupape d'échappement à la fin cycle de détente pour permettre une meilleure évacuation des gaz brûlés.

- **retard à la fermeture d'échappement (RFE) :**

Retard correspond à l'avance de l'ouverture de la soupape d'admission car les gaz frais pénétrant dans le cylindre chassent les gaz brûlés.

- **Avance à l'injection. (AI) :**

Un certain temps s'écoule entre le début de l'injection et le début de la combustion, représenté par l'angle environ  $8^\circ$ , le but de cette avance est de coïncider le début de la combustion avec la position du piston au PMH, c'est pour cette raison que durant la combustion qu'on injecte le combustible avant que le piston soit exactement au PMH.

### **Diagramme réel :(figI.6) :**

La comparaison avec le diagramme théorique fait ressortir un certain nombre de différences provenant de l'énergie de l'air qui diminue le remplissage, du délai d'allumage et des contre-pressions à l'échappement.

On a donc été ramené, sur le moteur diesel, à opérer comme sur le moteur à explosion un réglage de la distribution (AOA-RFA-AOE-RFE et AI).

On obtient ainsi le diagramme de la figure.

- l'aspiration et l'échappement ne s'effectuent pas à la pression atmosphérique en raison des pertes de charge.
- la compression et la détente ne sont pas adiabatiques mais poly tropiques.
- la combustion n'est pas instantanée, ne commence pas au début du 3eme temps pour remédier à cet état de choses on réalise une avance à l'injection AI.

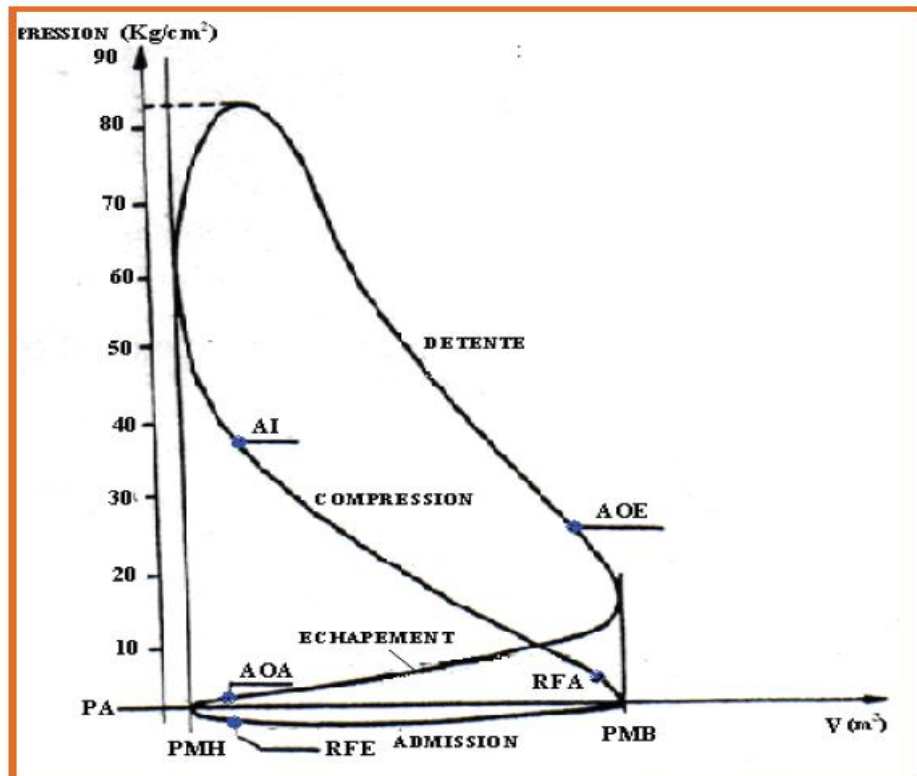


Fig. I. 6 : diagramme réel

### **I.9. Avantages et inconvénients du moteur diesel :**

Le moteur diesel fournit de l'énergie mécanique meilleur marché pour les raisons suivantes :

- Le rendement est élevé. La consommation moyenne en combustible est voisine de 190 g/cv/h.
- Le combustible employé par les moteurs diesel est relativement bon marché.
- Les gaz d'échappement sont moins toxiques puisque la teneur en oxyde de carbone est de 0,1% à 2 %.
- Les dangers d'incendie sont réduits
- L'admission est toujours maximale.

En effet, le gas-oil ne produit des vapeurs inflammables que chauffés aux environs de 80°C, soit à une température nettement supérieure à celle de l'été.

Cependant le moteur diesel présente les inconvénients suivants :

- Les organes du moteur sont soumis à des pressions élevées donc à des efforts considérables, si bien que la construction de ces moteurs pose des problèmes mécaniques plus complexes.
- Les hautes températures sont indispensables pour enflammer spontanément le combustible injecté, ce qui nécessite des matériaux ayant une bonne tenue aux températures élevées.
- Les pressions en cours de combustion normales sont voisines de 50 à 80 bars mais ces valeurs sont dépassées s'il se produit des « ratés d'inflammation ».

En effet, le combustible non brûlé à la sortie de l'injecteur, s'ajoute le combustible injecté au cycle suivant, l'inflammation s'accompagne alors d'une élévation de pression considérable, qui peut atteindre 150 à 200 bars.

En conséquence :

- Les pièces doivent être largement calculées.
- La construction est donc lourde.
- L'étanchéité entre piston et cylindre est difficile à réaliser, d'où obligation de disposer sur les pistons cinq à six segments.

Une température constante assez élevée est indispensable pour obtenir une bonne combustion. Il faut donc prévoir un refroidissement correct du moteur.

- L'entretien d'organes de précision tels que les injecteurs et la pompe d'injection nécessite l'intervention des spécialistes qualifiés.
- Le graissage est délicat en raison des pressions élevées transmises par le piston à tout l'équipage mobile.

### **I.10. Description du Moteur Diesel CATER PILLAR 3512 :**

Le moteur CAT 3512 est un moteur de série 3500, 12 cylindres. C'est un moteur Diesel à quatre temps à injection directe suralimentée par deux turbo-compresseurs qui tournent à une vitesse de 45000 à 60000 tr/mn.

Chaque culasse comporte deux soupapes d'admission et deux soupapes d'échappement. L'arbre à came actionne mécaniquement les culbuteurs et les soupapes par l'intermédiaire de poussoirs. Le gas-oil est injecté directement dans le cylindre. Un régulateur électrique et un mécanisme de commande contrôle le débit de la pompe d'injection afin de maintenir le régime moteur choisi par l'opérateur.

La pompe d'injection combine le dosage et le pompage de gas-oil qui est acheminé aux injecteurs (un par cylindre). L'avance automatique du calage assure une injection optimale sur toute plage de régime moteur. L'air d'admission est filtré par le filtre à air. L'air est comprimé par le turbo-compresseur avant de pénétrer dans les cylindres. Le turbo-compresseur est entraîné par les gaz d'échappement du moteur. Le moteur est suralimenté et inter refroidi. Le liquide de refroidissement du refroidisseur est mis en circulation par la pompe à eau dans le bloc cylindres.

Le cycle à quatre temps de ce moteur est le même que celui de tous les moteurs Diesel. Donc, il nécessite deux tours du vilebrequin ; soit  $720^\circ$  de rotation du vilebrequin pour effectuer un cycle complet.

Un cycle complet vaut cinq phases successives suivantes :

**a) La 1<sup>ère</sup> phase :**

Est celle d'admission qui fait introduire de l'air frais dans le cylindre par l'intermédiaire des soupapes d'admission ouvertes.

**b) La 2<sup>ème</sup> phase :**

Fait comprimer l'air à une pression de 30 à 40 bars se trouvant emprisonné dans le cylindre par l'intermédiaire de la montée de piston. Cette compression brutale engendre une température de l'air de  $500^\circ\text{C}$ .

**c) La 3<sup>ème</sup> phase :**

Fait injecter du gas-oil sous forme de brouillard dès que le piston est au voisinage de PMH. Au contact de l'air surchauffé, le gas-oil s'enflamme spontanément.

**d) La 4<sup>ème</sup> phase :**

Entre en action et provoque une augmentation de volume des gaz qui chasse violemment le piston vers le PMB. Le volant reçoit de l'énergie durant cette phase pour franchir et vaincre les temps résistants.

**e) La 5<sup>ème</sup> phase :**

Est celle d'échappement qui fait chasser les gaz brûlés vers l'atmosphère par l'intermédiaire des soupapes d'échappement ouvertes.

**• Remarque :**

Le dosage en air frais doit être maximum pour obtenir une bonne combustion du mélange air + gas-oil.

La pression d'injection est de l'ordre de 196 à 238 bars. Le nez de l'injecteur possède 9 orifices de pulvérisation. La surface du piston a une forme cardioïde (forme chapeau mexicain). Cette forme permet à l'air de tourbillonner ce qui assure un mélange homogène air + gas-oil.

Au moment de la combustion la pression des gaz atteint 50 à 100 bars ; la température des gaz de combustion atteint 1800 à 2000 °c.

Donc, l'efficacité du système de refroidissement doit être indemne de toutes anomalies.

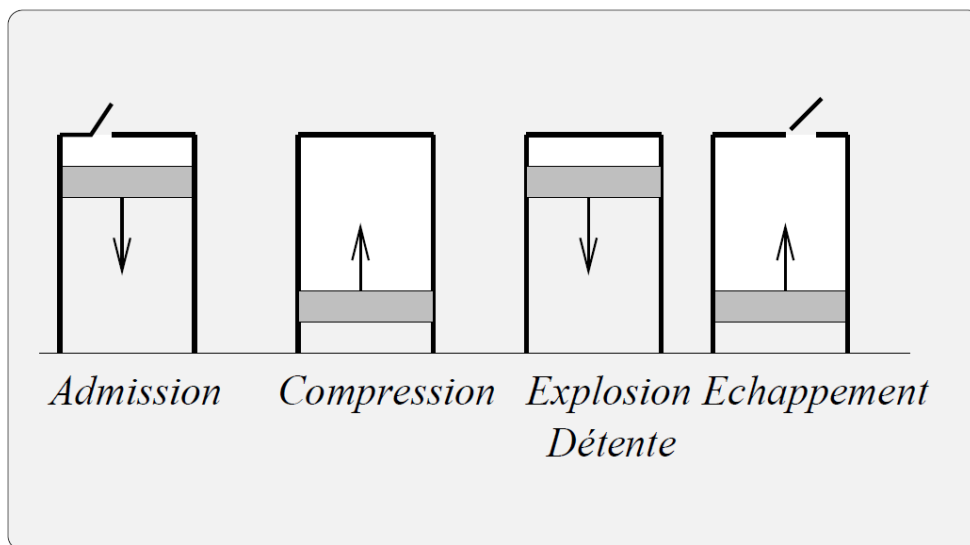
# **Chapitre II**

## **Etude de cycle du moteur diesel**

## I. Description :

Ce moteur à combustion interne fonctionne par allumage spontané du gazole injecté dans l'air préalablement comprimé, sous pression élevée. Cette forte compression appliquée à l'air seul ne présente aucun risque d'inflammation. Le taux de compression peut atteindre la valeur de 20. Le carburant nécessite un raffinage moins poussé que celui de l'essence.

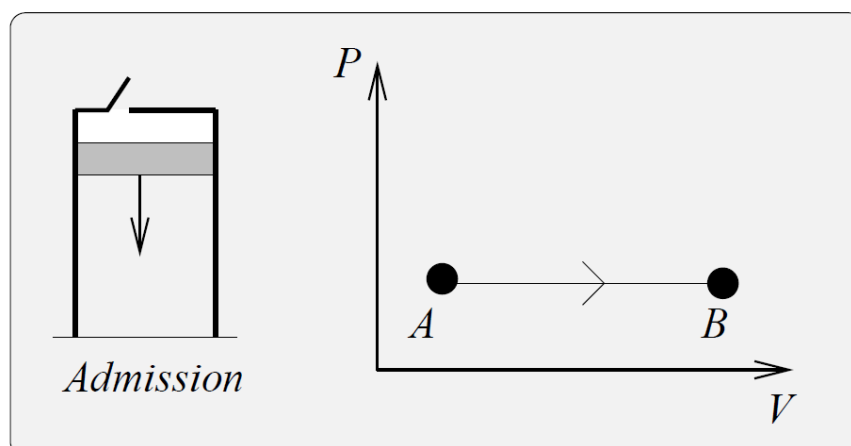
Comme le moteur à essence le moteur Diesel est un moteur à quatre temps :



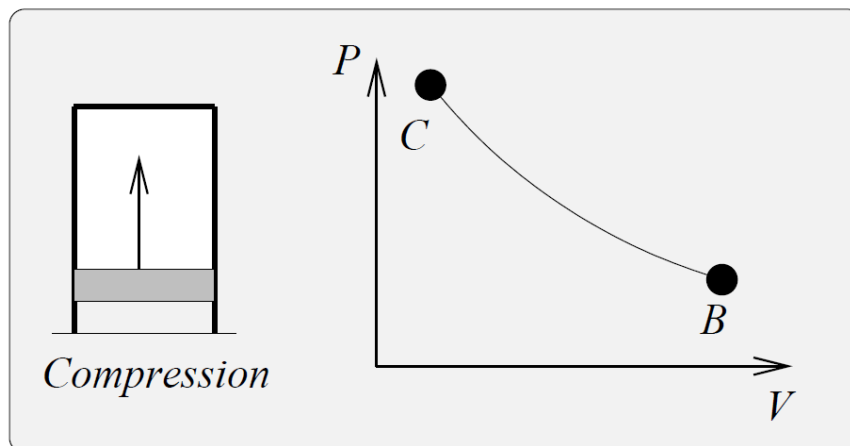
**Fig II. 1 : Les quatre temps du moteur diesel**

### 1<sup>er</sup> temps : admission

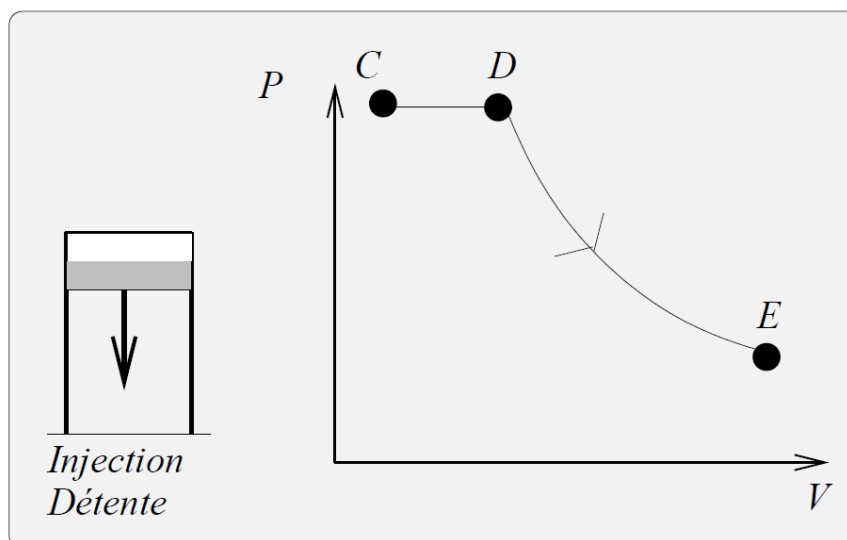
L'air seul est admis dans le cylindre



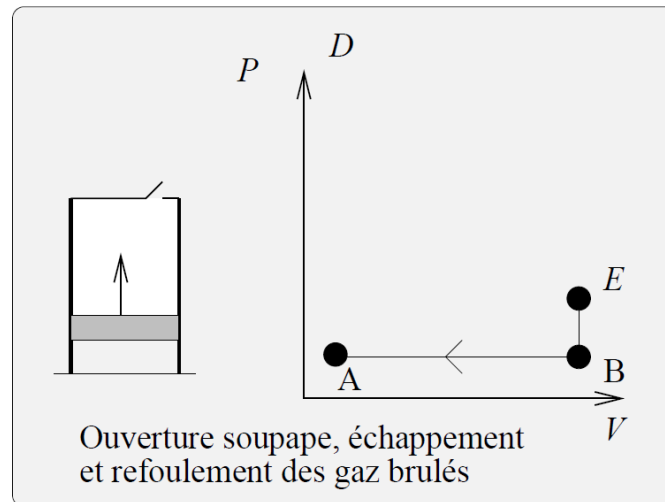
**Fig II. 2 : 1<sup>er</sup> temps : admission**

**2<sup>ème</sup> temps : compression****Fig II. 3 : 2<sup>ème</sup> temps : compression**

Le piston comprime l'air de façon **adiabatique**. La température s'élève jusqu'à 600 °C et la pression peut atteindre 20 à 25 bars.

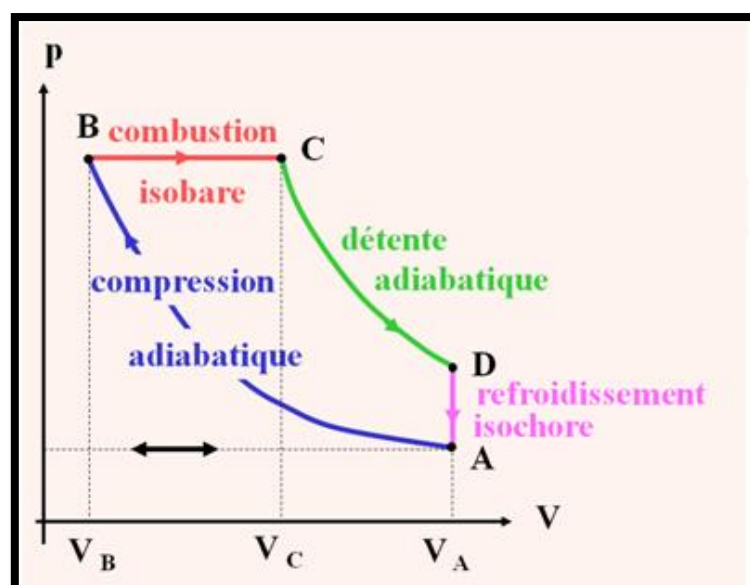
**3<sup>ème</sup> temps : Explosion-détente****Fig II. 4 : 3<sup>ème</sup> temps : Explosion-détente**

Quand le volume est minimal, le combustible est injecté finement pulvérisé. Il s'enflamme spontanément et continue de brûler pendant que le piston commence à descendre. La pression se maintient à sa valeur maximale malgré l'augmentation de volume. Après l'inflammation la détente se poursuit de façon isentropique.

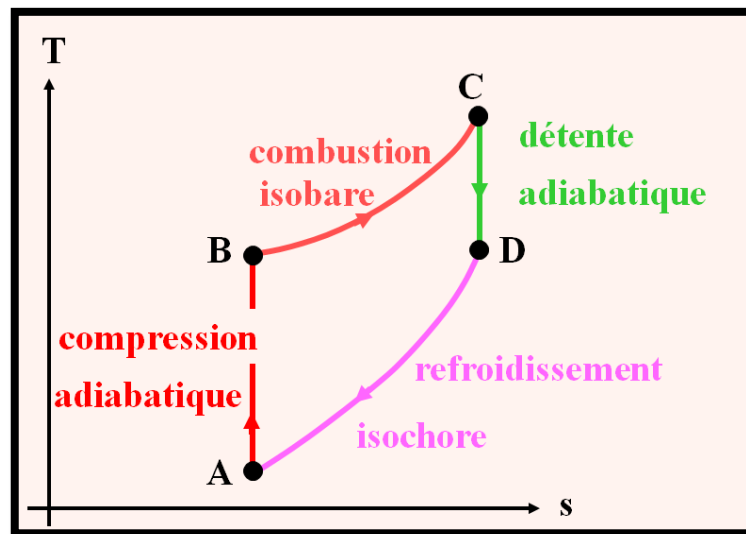
**4<sup>ème</sup> temps : Echappement****Fig II. 5 : 4<sup>ème</sup> temps : Echappement**

Le piston se déplace en chassant à pression constante les produits de combustion jusqu'au moment où il revient au point de départ du cycle.

Ce cycle se compose de deux transformations **isentropiques** d'une transformation **isobare** et d'une transformation **isochore**.

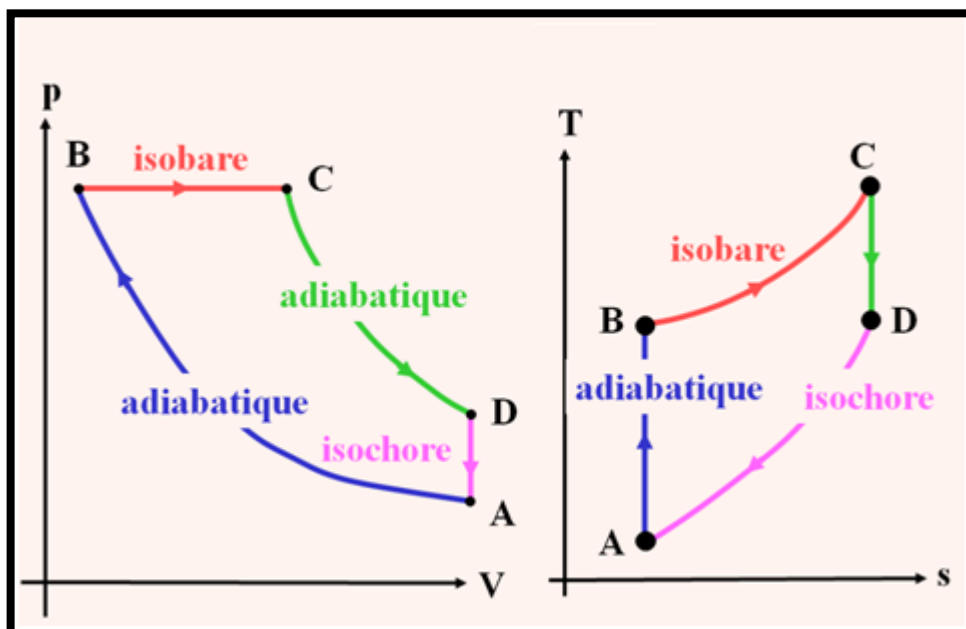
**II. Etude de cycle thermodynamique :****II.1 Diagramme de Clapeyron (p, V) :****Fig II. 6 : Diagramme de Clapeyron**

**II.2 Diagramme entropique (T,s):**



**Fig II. 7 : Diagramme entropique**

**II.3 Comparaison :**



**Fig II. 8 : Comparaison**

## II.4 Calcul des travaux :

### Remarque :

- Masse  $m$  de fluide aspiré en un cycle.
- Cas particulier d'un cycle **réversible** décrit par un gaz parfait.

- **Calcul de  $W_{AB}$**

A  $\longrightarrow$  B : adiabatique

$$Q_{AB} = 0$$

Et premier principe

$$W_{AB} + Q_{AB} = \Delta U_{AB}$$

$$W_{AB} = \Delta U_{AB} = mC_V(T_B - T_A)$$

- **Calcul de  $W_{CD}$**

C  $\longrightarrow$  D : adiabatique

$$Q_{CD} = 0$$

Et premier principe

$$W_{CD} + Q_{CD} = \Delta U_{CD}$$

$$W_{CD} = \Delta U_{CD} = mC_V(T_D - T_C)$$

- **Calcul de  $W_{DA}$**

D  $\longrightarrow$  A : isochore

$$W_{DA} = 0$$

- Calcul de  $W_{BC}$

B  $\longrightarrow$  C : isobare

$$W_{BC} = -P_B(V_C - V_B)$$

$$W_{BC} = mr(T_B - T_C)$$

## II.5 Calcul des Chaleurs :

- Calcul de  $Q_{BC}$

B  $\longrightarrow$  C: isobare

$$Q_{BC} = \Delta H_{BC}$$

$$Q_{BC} = mC_P(T_C - T_B)$$

- Calcul de  $Q_{DA}$

D  $\longrightarrow$  A : isochore

$$W_{DA} = 0$$

Et premier principe

$$W_{DA} + Q_{DA} = \Delta U_{DA}$$

$$Q_{DA} = \Delta U_{DA} = mC_V(T_A - T_D)$$

<p>A → B : adiabatique</p> $W_{AB} = mC_V(T_B - T_A)$ $Q_{AB} = 0$	<p>C → D : adiabatique</p> $W_{CD} = mC_V(T_D - T_C)$ $Q_{CD} = 0$
<p>B → C : isobare</p> $Q_{BC} = mC_P(T_C - T_B)$ $W_{BC} = mr(T_B - T_C)$	<p>D → A : isochore</p> $W_{DA} = 0$ $Q_{DA} = mC_V(T_A - T_D)$

Chaleur reçu par le fluide ,au cour d'un cycle.

$$Q_{tot} = mC_P(T_C - T_B) + mC_V(T_A - T_D)$$

Travail reçu par le fluide ,au cours cycle.

$$W_{tot} + Q_{tot} = \Delta U_{cycle} = 0$$

$$W_{tot} = -mC_P(T_C - T_B) - mC_V(T_A - T_D)$$

<p>A → B : adiabatique</p> $P_A^{1-\gamma} T_A^\gamma = P_B^{1-\gamma} T_B^\gamma$ $P_A V_A^\gamma = P_B V_B^\gamma$ $T_A V_A^{\gamma-1} = T_B V_B^{\gamma-1}$	<p>C → D : adiabatique</p> $P_C^{1-\gamma} T_C^\gamma = P_D^{1-\gamma} T_D^\gamma$ $P_C V_C^\gamma = P_D V_D^\gamma$ $T_C V_C^{\gamma-1} = T_D V_D^{\gamma-1}$
<p>B → C : isobare</p> $P_B = P_C$ $\frac{V_B}{V_C} = \frac{T_B}{T_C}$	<p>D → A : isochore</p> $V_D = V_A$ $\frac{P_D}{P_A} = \frac{T_D}{T_A}$

## II.6 Calcul du rendement :

Du point de vue de l'utilisateur ...

La «dépense» est  $Q_{BC}$  !

**Globalement**, sur un cycle, l'utilisateur reçoit du travail .....

Mais fournit **aussi** du travail

La «recette» est  $-W_{tot}$  !

$$\text{Rendement } \eta = \frac{\text{La «recette» est } -W_{tot}!}{\text{La «dépense» est } Q_{CD}!}$$

$$\eta = -\frac{W_{tot}}{Q_{CD}}$$

D'autre part :

$$W_{tot} + Q_{BC} + Q_{DA} = (\Delta U)_{cycle}$$

U est une fonction d'état :  $(\Delta U)_{cycle} = 0$

$$W_{tot} = -(Q_{BC} + Q_{DA})$$

$$\eta = \frac{Q_{BC} + Q_{DA}}{Q_{BC}} = 1 + \frac{Q_{DA}}{Q_{BC}}$$

$$Q_{DA} = mC_V(T_A - T_D)$$

$$Q_{BC} = mC_P(T_C - T_B)$$

On en déduit :

$$\eta = 1 + \frac{1}{\gamma} \frac{T_A - T_D}{T_C - T_B}$$

Taux de compression volumétrique :  $\tau = \frac{V_A}{V_B}$

Taux d'injection :  $c = \frac{V_C}{V_B}$

C  $\longrightarrow$  D : adiabatique

$$T_C V_C^{\gamma-1} = T_D V_D^{\gamma-1}$$

$$T_D = T_C \left( \frac{V_C}{V_D} \right)^{\gamma-1}$$

D  $\longrightarrow$  A : isochore

$$V_D = V_A$$

$$T_D = T_C \left( \frac{V_C}{V_A} \right)^{\gamma-1}$$

Soit :

$$T_D = T_C \left( \frac{V_C}{V_B} \right)^{\gamma-1} \left( \frac{V_B}{V_A} \right)^{\gamma-1}$$

$$T_D = T_C c^{\gamma-1} \left( \frac{1}{\tau} \right)^{\gamma-1}$$

B  $\longrightarrow$  C : isobare

$$\frac{V_B}{V_C} = \frac{T_B}{T_C} = \frac{1}{c}$$

$$T_D = T_B c^{\gamma} \left( \frac{1}{\tau} \right)^{\gamma-1}$$

$$T_C = c T_B$$

A  $\longrightarrow$  B : adiabatique

$$T_A V_A^{\gamma-1} = T_B V_B^{\gamma-1}$$

$$T_A = T_B \left( \frac{V_B}{V_A} \right)^{\gamma-1} = T_B \left( \frac{1}{\tau} \right)^{\gamma-1}$$

$$T_D = T_B c^\gamma \left( \frac{1}{\tau} \right)^{\gamma-1}$$

$$T_C = c T_B$$

$$\eta = 1 + \frac{1}{\gamma} \frac{T_A - T_D}{T_C - T_B}$$

$$\eta = 1 + \frac{1}{\gamma} \frac{\tau^{1-\gamma} T_B - c^\gamma T_B \tau^{1-\gamma}}{c T_B - T_B}$$

Puis :

$$\eta = 1 + \frac{1}{\gamma} \tau^{1-\gamma} \frac{1 - c^\gamma}{c - 1}$$

Pour en savoir un peu plus ....

$$\eta = 1 + \frac{1}{\gamma} \tau^{1-\gamma} \frac{1 - c^\gamma}{c - 1}$$

Le rapport volumétrique de compression est de l'ordre de 20 de sorte que le rendement d'un moteur diesel est meilleur que celui d'un moteur fonctionnant selon le cycle de Beau de Rochas.

On constate ,d'autre part ,que le rendement es meilleur si c reste petit ;il est important de garder c aussi proche que possible de 1 ce qui nécessite une combustion la plus brève possible.

Le rendement théorique est de l'ordre de 60%.

Le rendement du cycle réel est deux foix moins élevé !

# **Chapitre III**

## **Maintenance**

### **du moteur diesel**

## **Introduction :**

Aujourd'hui, il ne s'agit pas seulement de réparer est prévenir, il faut aussi savoir empêcher de tomber en panne, plus qu'une simple technique d'intervention efficace sur le fonctionnement. La maintenance est devenue une technique d'anticipation, d'organisation et de gestion.

## **I. Définition de la maintenance :**

La maintenance est un ensemble des travaux destinés à soutenir l'aptitude au travail au la réparation d'un matériel pendant son utilisation, son stockage, ou son transport.

L'objectif de la maintenance est :

- Conserver l'état de la machine.
- Assurer la qualité de la production avec un coût global optimal.

## **II. Type de maintenance :**

On distingue deux types de maintenance

### **II.1. Maintenance préventive :**

Cette politique aux éléments provoquant une perte de production ou des coûts d'arrêt imprévisibles classés comme important pour l'entreprise, il convient donc d'organier un système visant à minimiser ces arrêts.

#### **II.1.1. Maintenance systématique :**

C'est une maintenance préventive effectuée selon un échéancier établi selon un temps.

Pour maintenir le système dans l'état avec de ses performances initiales, on procède à différentes opérations qui peuvent être.

- Le remplacement :
  - L'huile des mécanismes en mouvement.
  - Des filtres.
  - Des roulements et des paliers
  - Des joints d'étanchéité.
- Le réglage :
  - Des jeux.
  - Des tensions de courroies.
  - Des températures.

- Le contrôle :
  - Niveau d'huile.
  - Blocages des boulons.

### **II .1.2. Maintenance préventive conditionnelle :**

La maintenance conditionnelle subordonnée à un type d'événement prédéterminé. Par une auto diagnostic, une information d'un capteur, d'une mesure d'une usure en un autre outil révélateur de l'état de dégradation actuel et prématuré du bien.

La pratique de la maintenance conditionnelle consiste à ne changer d'élément que lorsque celui-ci présente les signes de vieillissement ou d'usure mettant en cause à brève échéance ses performances et comporte trois phases :

- La détection du défaut qui se développe.
- L'établissement d'un diagnostic.
- L'analyse de la tendance.

### **II.1.3. But de la maintenance préventive :**

- Diminuer le temps d'arrêt.
- Permettre de décider la maintenance corrective dans des bonnes conditions.
- Augmenter la durée de vie de matériel.
- Permettre d'éviter la consommation anormale d'énergie.
- Supprimer les causes des accidents graves.

### **II.2. Maintenance corrective :**

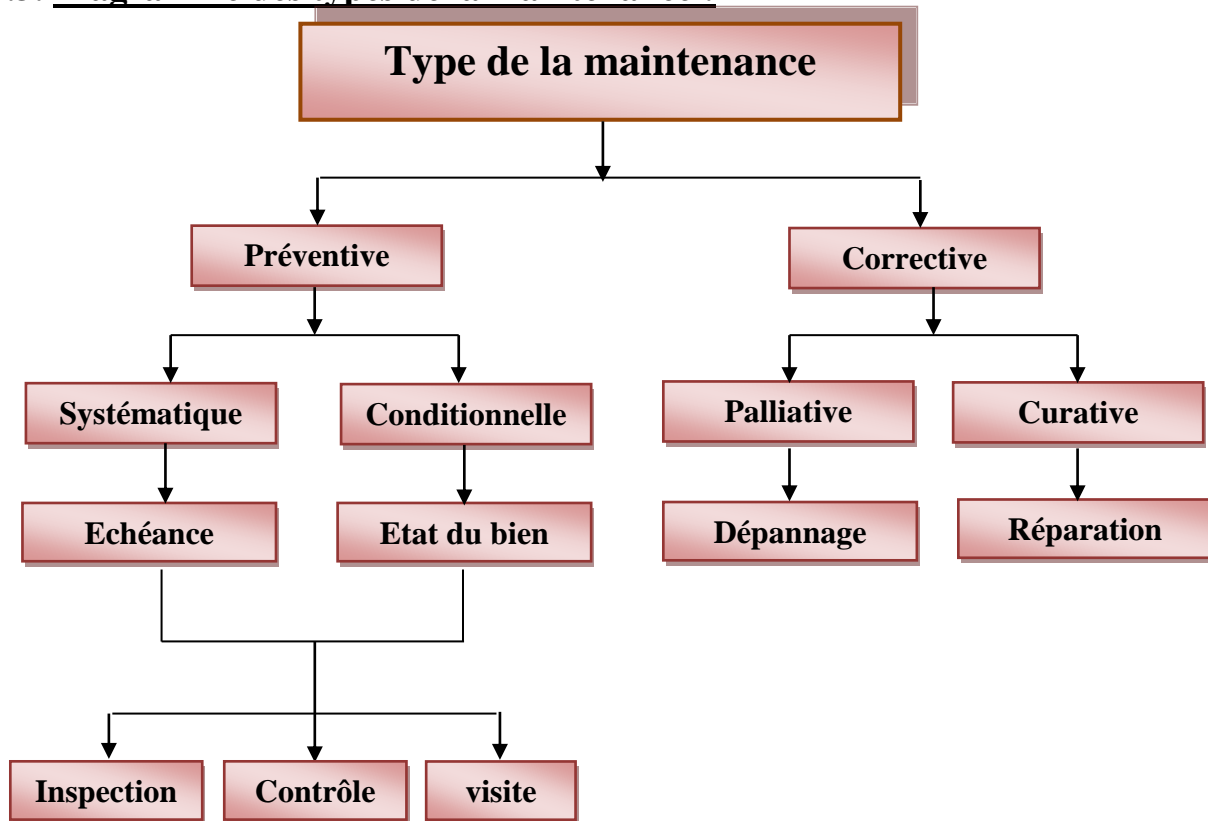
La maintenance corrective s'applique après la panne, elle à pour but de redonner aux matériels les qualités perdues nécessaires à son fonctionnement.

La maintenance corrective à deux types de maintenance qui sont :

**II.2.1. Maintenance palliative :** Elle peut être un dépannage au une intervention à caractère provisoire pour limiter l'arrêt de fonctionnement.

**II.2.2. Maintenance curative :** Elle s'intéressé à la réparation et amélioration de l'outil de fabrication donc à la remise a l'état d'origine.

### II.3. Diagramme des types de la maintenance :



**Fig. III. 1- Organigramme des méthodes et technique de maintenance**

### III. Calendrier d'entretien :

Dans le but de préserver l'équipement en fonctionnement au maximum de sa durée de vie, le constructeur du moteur Caterpillar à planifier les opérations suivantes :

#### **a. Chaque jour :** On doit vérifier :

- Huiler du démarreur pneumatique, contrôle du niveau de l'huile.
- Réservoir pneumatique, Evacuation de l'humidité et les dépôts.
- Panneau avertisseur, contrôle.
- Niveau de circuit de refroidissement, contrôle.
- Filtre à air, contrôle de l'indicateur de colmatage.
- Pré filtre à air du moteur, nettoyage.
- Niveau d'huile moteur, contrôle.
- Réservoir de carburant, purge de l'eau et des dépôts.
- Charge de l'alternateur, contrôle.

- Réchauffeur d'eau de chemises, contrôle.
- Facteur de puissance, contrôle.

**b-Toutes les semaines :** On doit vérifier :

- Filtre d'admission d'air, contrôle.
- Chargeur de batterie, contrôle.
- Température du palier, mesure/consignation.
- Connexions électriques, contrôle.
- Alternateur, contrôle.
- Résistance de chauffage, contrôle.
- Température du bobinage de stator, Mesure/consignation.
- Tension et fréquence, contrôle.
- Vérifications extérieures.

**c-Au bout des 250 premières heures de service :**

- Jeu des soupapes du moteur, contrôle/réglage.
- Injecteur de carburant, contrôle/réglage.
- Capteur de vitesse, nettoyage/contrôle.
- Courroie d'alternateur et ventilateur, contrôle/réglage/remplacement.
- Niveau d'électrolyte de la batterie, contrôle.
- Additif pour circuit de refroidissement, Contrôle/appoint.
- Huile de moteur, prélèvement d'un échantillon.
- Palier d'entraînement de ventilateur, graissage.
- Flexibles et colliers, contrôle/remplacement.
- Radiateur, nettoyage.

**d-Toutes les 1000 heures de service :**

- Roulement (à rouleaux sphériques), graissage.
- Analyse de liquide de refroidissement.
- Moteur, nettoyage.
- Reniflard du carter moteur, nettoyage.
- Dispositifs de protection du moteur, contrôle.
- Tringlerie de commande d'injection, contrôle/graisage.
- Filtre à carburant primaire, nettoyage/contrôle/remplacement.
- Filtre secondaire de circuit de carburant, remplacement.

**e-Toutes les 2000 heures de service :**

- Graisseur du démarreur pneumatique, nettoyage de la cuvette.
- Roulement (à bille), graissage.
- Amortisseur de vibrations du vilebrequin, contrôle.
- Support du moteur, contrôle.
- Jeu des soupapes du moteur, contrôle/réglage.
- Injecteur de carburant, contrôle/réglage.
- Turbocompresseur, contrôle.
- Alternateur, séchage.
- Vibration du groupe électrogène, examen.
- Câble de stator, contrôle.

**f-Toutes les 3000 heures de service :**

- Circuit de refroidissement avec liquide de refroidissement classique, renouvellement de la solution.
- Liquide de refroidissement de longue durée, adjonction de prolongateur.

**g-Toutes les 6000 heures de service ou tous les 6 ans :**

- Alternateur, contrôle.
- Liquide de refroidissement de longue durée, renouvellement.
- Circuit de refroidissement, remplacement du thermostat.
- Pompe de graissage, contrôle.
- Capteur de vitesse, nettoyage/contrôle.
- Démarreur, contrôle.
- Pompe à eau, contrôle.

**IV. Révision générale :**

Le besoin d'une révision générale est déterminé par plusieurs facteurs :

- Une augmentation de la consommation d'huile.
- Une augmentation des fuites des gaz dans le carter.
- La consommation totale du carburant.
- Les heures – services du moteur.
- L'analyse de métaux d'usure dans l'huile de graissage.

**Instruction pour la révision générale :**

<ul style="list-style-type: none"> <li>• Nettoyer</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Tamis d'aspiration d'huile</li> </ul>
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Nettoyer</li> <li>• Contrôler</li> <li>• Essayer</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Faisceau de refroidisseur d'admission</li> </ul>
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Contrôler</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Arbre à cames</li> <li>- Bloc cylindre</li> <li>- Amortisseur de vibration du vilebrequin</li> <li>- Equipement mené (alignement)</li> <li>- Volant moteur</li> <li>- Pignons avant</li> <li>- Tringlerie du circuit de carburant</li> <li>- Pignons arrière</li> </ul>
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Contrôler</li> <li>• Rénover</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Culbuteurs</li> </ul>
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Contrôler</li> <li>• Rénover</li> <li>• Remplacer</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Bielles</li> <li>- Ensemble des culasses</li> <li>- Pompe d'amorçage de carburant</li> <li>- Pompe d'alimentation en carburant</li> <li>- Faisceaux de refroidisseur d'huile</li> <li>- Axes de pistons</li> </ul>
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Contrôler</li> <li>• Remplacer</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Poussoirs d'arbre à cames</li> <li>- Rondelles de butée d'arbre à cames</li> <li>- Vilebrequin</li> <li>- Chemises de cylindres</li> <li>- Support du moteur</li> <li>- Faisceaux de câblage du moteur</li> </ul>

	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Soupapes de régulation de pression de carburant</li> <li>- Pistons (couronnes et jupes)</li> <li>- Poussoirs</li> <li>- Plaques intercalaires</li> </ul>
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Remplacer</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Palier d'arbre à cames</li> <li>- Coussinets de bielle</li> <li>- Bagues d'étanchéité de vilebrequin</li> <li>- Plaques de butée de vilebrequin</li> <li>- Injecteurs</li> <li>- Bagues de pignons</li> <li>- Coussinets de ligne</li> <li>- Segments de piston</li> <li>- Joints et soufflets de collecteur d'échappement</li> <li>- Joints et garnitures de collecteur d'admission d'air</li> </ul>

## **V. Entretien des systèmes du moteur :**

### **V.1. Piston et segments :**

Pour assurer une longue durée du piston et des segments, n'employez que les composants recommandés par le fabricant lorsqu'un remplacement est nécessaire.

Ces composants doivent être exempts de toute saleté due à un travail négligé ou à un entreposage inadéquat nous devons vérifier.

Un bon programme d'entretien commence par une période de rodage. Faire attention au démarrage.

### **V.2. Bielle :**

Vérification d'alignement des bielles. Il y a plusieurs modèles d'appareils pour l'alignement. Si l'alignement n'est pas vérifié, on a le risque de tordre ou plier la bielle.

**V.3. Culasse :**

Nettoyer la culasse par la vapeur d'eau. Si ce nettoyage est n'est pas efficace (n'enlevé pas le calcaire), on doit nettoyer le culasse dans un bac d'eau chaud.

Après le nettoyage de culasse, examiner visuellement de détecter des endommages. Vérifier les passages de carburant et d'huile, nettoyer les à l'aide d'une brosse métallique.

**V.4. Soupapes :**

On desserre les contre écrou et la vis de réglage, ensuite on insère une cale d'épaisseur déterminer entre les culbuteurs et le palonnier de soupape. On fait tourner la vis jusqu'à ce que le culbuteur atteigne le calibre et on freine la vis par le contre écrou.

**Tableau** : jeu de soupapes

soupapes	Soupape d'admission	Soupape d'échappement
Réglage	0,4 (mm)	0,76(mm)

**V.5. Système d'alimentation :**

Les défauts affectant le système d'alimentation sont :

Les entrées d'air, la situation entravée du combustible, la défektivité de la pompe d'alimentation qui se traduit par un débit et une pression insuffisante, la formation de coke dans les trous de pulvérisations.

Pour l'entretien de ce système il faut :

- Vérifier par examen visuel l'état technique des appareils du système d'alimentation et l'étanchéité des canalisations et leurs raccordements, ainsi que l'état de la pompe à gas-oil.
- Que le moteur reçoit un combustible aussi propre que possible, ce qui conduit à l'emploi de filtres à gas-oil qui permettent l'épuration du combustible avant son arrivée aux cylindres.
- Nettoyer les filtres et échanger les éléments filtrants aux intervalles prévus par le constructeur.
- Les injecteurs ne subissent aucun entretien sur le moteur, à moins qu'on les change en cas d'un mauvais fonctionnement.

### **V.6. Système d'air du moteur :**

- Contrôler l'indicateur de colmatage des filtres ;
- Nettoyer les filtres en soufflant de l'intérieur, avec une pression correcte :  $2,5 \left[ \frac{Kg}{cm^2} \right]$ .
- Contrôler les joints de filtre et l'étanchéité des boîtiers de filtre

Pour les circuits avec pré filtre à cuve transparente :

- Nettoyer si nécessaire.

Pour les circuits avec pré filtre à « tubes colonnes » :

- Contrôler la propreté de la grille d'aspiration d'air.
- Contrôler l'état du tube d'éjection des poussières.
- Vérifier le serrage des colliers sur ce tube, et la fixation au niveau du pot d'échappement.
- Vérifier le bon fonctionnement du volet d'échappement.

### **V.7. Contrôle et nettoyage de turbocompresseur :**

Il est conseillé de contrôler et de nettoyer périodiquement le carter de la roue soufflante du turbocompresseur (côte admission). Les vapeurs du carter moteur sont filtrées dans le circuit d'admission d'air. Des sous produit de l'huile et de la combustion peuvent par conséquent s'accumuler dans le carter de la roue soufflante du turbocompresseur. A la longue, cette accumulation peut provoquer une perte de puissance du moteur, une augmentation des émissions de fumée noir et réduire l'efficacité générale du moteur.

En cas de panne du turbocompresseur pendant la marche, la roue soufflante et le moteur risquent d'être endommagés. La détérioration de la roue soufflante du turbocompresseur peut entraîner des dégâts supplémentaires au niveau des pistons, des soupapes et de la culasse.

Pour le nettoyage et le contrôle du turbocompresseur il faut :

- Débrancher les tubulures d'entrée et de sortie du turbocompresseur. Rechercher les fuites d'huile au niveau des tubulures. Nettoyer l'intérieur des tubes pour empêcher la pénétration de saleté pendant le réassemblage.
- Faire tourner l'ensemble turbine, roue soufflante à la main. L'ensemble doit tourner librement.
- Contrôler la propreté de la roue soufflante. Si la roue soufflante n'est sale que côté aubes, c'est que de la poussière et/ou de l'humidité pénètre par le circuit de filtration d'air. S'il y a

de l'huile au dos de la roue soufflante, la fuite peut provenir du joint d'étanchéité du turbocompresseur.

- Utiliser un comparateur pour contrôler le jeu en bout de l'arbre.
- S'assurer que l'alésage du carter de turbine est exempt de corrosion.
- Nettoyer le carter du turbocompresseur avec des solvants classique à poils doux.
- Brancher les tubulures d'entrée et de sortie sur le carter de turbocompresseur.

#### **V.8. Système de refroidissement :**

- Contrôler le niveau de circuit de refroidissement lorsque le moteur est arrêté et refroidi. Le niveau de liquide de refroidissement doit se trouver à 13 mm au bas de tube de remplissage.
- Vidanger le circuit de refroidissement.

#### **Remarque :**

Evacuer le liquide de refroidissement de manière écologique ou le recycler. Divers méthodes ont été proposées pour récupérer le liquide de refroidissement usé et le réutiliser. La distillation complète du produit est la seule méthode de la récupération du liquide de refroidissement.

- Nettoyage du circuit de refroidissement : après avoir vidangé le circuit de refroidissement, le rincer à l'eau propre pour évacuer tous les débris.
- Contrôler la concentration d'additifs : les additifs contribuent à protéger les surfaces métalliques du circuit de refroidissement. Un manque d'additifs dans le liquide de refroidissement ou une quantité insuffisante entraîne les conséquences suivantes : corrosion, formation des dépôts minéraux, rouille, piquage et érosion par cavitation des chemises de cylindre. Ecurage de liquide de refroidissement. En concentration excessive, les additifs risquent de se déposer par précipitation. Les dépôts peuvent entraîner les problèmes suivants :
  - Formation d'un genre de gel ;
  - Réduction de l'échange thermique ;
  - Colmatage des radiateurs, des refroidisseurs ;
  - Fuites du joint de la pompe d'eau.

En résumant il faut :

- Vérifier le niveau du liquide dans le radiateur avant la mise en marche (à froid).
- Vérifier la tension des courroies et leur nombre.

- Contrôler la propreté du radiateur.
- Surveiller la température pendant le fonctionnement.
- Utiliser les liquides refédérateurs et additifs préconisés par le constructeur.

#### **V.9. système de graissage :**

- Contrôler le niveau d'huile lorsque le moteur est à l'arrêt. Le moteur doit être le plus possible à l'horizontale pour cette opération.

#### **Remarque :**

Si le niveau d'huile dépasse le repère plein « FULL » pendant l'utilisation du moteur. Le vilebrequin risque de baigner dans l'huile et de créer des bulles d'air qui réduiront les propriétés lubrifiantes des huiles qui pourraient engendrer une perte de puissance.

- Vidanger l'huile à l'aide du matériel qui se trouve sur le moteur.

#### **Remarque :**

Ne pas vidanger l'huile quand le moteur est froid, le refroidissement de l'huile entraîne les particules en suspension au fond du carter d'huile. La vidange de l'huile froide ne permet pas d'évacuer ces particules.

Vidanger le carter lorsque l'huile est chaude. Cette méthode assure la vidange complète des particules qui reste en suspension dans l'huile.

- Remplacer les éléments de filtre à l'huile du moteur dans les cas suivants :
  - Chaque fois que l'huile est vidangée.
  - Lorsque la pression différentielle de filtre à l'huile atteint 103 kpa.

#### **Remarque :**

Les filtres à l'huile Caterpillar sont conçus selon les spécifications de Caterpillar. L'emploi de filtre à l'huile non conseillés par Caterpillar pourrait endommager gravement les paliers du moteur, le vilebrequin...etc., par suite de la pénétration de grosses particules filtrées dans le circuit de graissage du moteur. Donc n'utiliser que les filtres à l'huile conseillée par Caterpillar.

- Vérifier toujours le niveau d'huile moteur, avant de mettre la machine en route. Penser aux jauges à double face.
- Ne jamais dépasser les niveaux indiqués sur les jauges.
- Arrêter immédiatement si la pression ne monte pas à la mise en route ou si elle chute pendant le travail.

- Penser à changer les filtres à huile, et à vérifier leur étanchéité après leur remplacement.

#### **V.10. circuit de gas-oil :**

- Vérifier le bouchon du réservoir (trou de mise à l'air).
- Faire le plein de préférence le soir.
- Purger périodiquement le réservoir le matin.
- Faire fonctionner périodiquement la pompe d'amorçage manuelle.
- Nettoyer le décanteur et vider le séparateur d'eau régulièrement.
- Changer le filtre si nécessaire (ne pas le remplir avant remontage).
- Serré le filtre à la main.
- Ouvrir le robinet de purge situé sur la pompe pour réamorcer.

#### **V.11. Injecteurs pompes :**

La qualité de carburant (qualité d'eau contaminant et les substances industrielles). Et la qualité de filtration ont une influence sur l'usure des injecteurs pompes, cette usure que ce traduire par de forte émission à l'échappement au faible rendement du moteur.

#### **Conclusion :**

Il n'est pas utile d'attendre que le moteur présent des signes d'usure excessive ou de défaillance. On ne réalise aucune économie en attendant. Une révision planifiée avant défaillance peut s'avoir plus rentable pour les raisons suivantes :

- Pas de coûteuses immobilisations imprévues.
- Réalisation d'un grand nombre des pièces d'origine suivant les normes de réutilisation.
- Longévité supérieur du moteur sans risque de d'avaries, importantes résultats des défaillances du moteur.
- Rapport qualité/prix optimal pour le gain de longévité obtenu.

# Chapitre IV

# Partie calcul

## Les données du moteur CAT 3512 :

Le moteur Caterpillar fonctionne avec les paramètres suivants :

- Vitesse maximale : 1200 tr/mn.
- Vitesse en ralenti : 900 tr/mn.
- Vitesse de rotation du turbo-compresseur : (45 000 à 60 000) tr/mn.
- Débit de la pompe à huile : 340 l/mn.
- Débit de la pompe à gas-oil : 21 l/mn.
- Débit de la pompe à eau : 1520 l/mn.
- Alésage :  $D=170$  mm.
- Course :  $S=190$  mm.
- Angle entre rangées :  $60^\circ$ .
- Nombre de cylindres :  $n=12$  en V.
- Taux de compression :  $\varepsilon=14$ .
- Ordre d'allumage : 1-12-9-4-5-8-11-2-3-10-7-6.
- Sens de rotation vu depuis le volant : sens anti-horaire.
- Type d'injection : injection directe.
- Type d'injecteur : injecteur-pompe à 9 trous.
- Aspiration : suralimentation.
- Méthode de démarrage : démarreur électrique.
- Puissance mécanique :  $1200 \text{ HP} = 882,59 \text{ Kw}$ .
- Coefficient d'axés d'air :  $\alpha = 1,8$ .
- Le moteur CAT 3512 est un moteur Diesel à quatre temps suralimenté par deux turbocompresseurs :  $P_s = 1,5$  bars.

## I. Calcul thermique :

### Objectif de calcul :

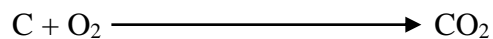
Le calcul thermique du moteur est pour raison de déterminer les paramètres thermodynamique et les performances du moteur aux conditions de cite.

### I.1. Quantité d'air nécessaire à la combustion complète d'1 kg de combustible :

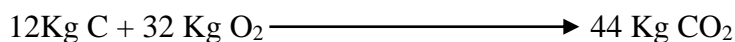
On à les composantes du combustible de gasoil :

- 87% de carbone ( $g_C = 0,87$ ).
- 12,6% d'hydrogène ( $g_{H_2} = 0,126$ ).
- 0,4% d'oxygène ( $g_{O_2} = 0,004$ ).
- Le pouvoir calorifique du combustible :  $H_U = 42500$  KJ/Kg.

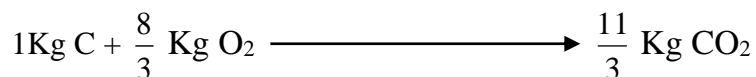
On suppose que la combustion du carbone à lieu d'après l'équation :



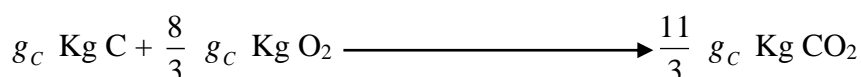
Pour 1 Kilomole de carbone on à :



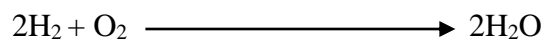
Pour 1 Kg de carbone, on trouve facilement :



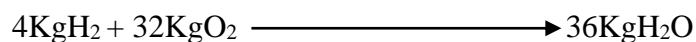
Si la teneur en carbone d'un combustible donnée est égale à  $g_C$ , on aura :



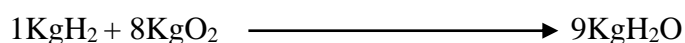
Pour l'oxydation de l'hydrogène on peut écrire:



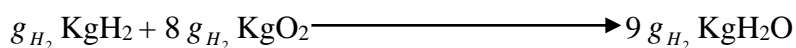
D'où :



Et en coré :



Si la teneur en hydrogène est égale à  $g_{H_2}$ , nous avons :



La somme de  $8 g_{H_2}$  KgO<sub>2</sub> et  $\frac{8}{3} g_C$  Kg O<sub>2</sub> est la quantité d'oxygène nécessaire pour assurer la combustion de  $g_C$  Kg C et  $g_{H_2}$  KgH<sub>2</sub>.

Donc :

$$l_0 = \frac{\frac{8}{3} g_C + 8 g_{H_2} - g_{O_2}}{0,23}$$

A-N :

$$l_0 = \frac{\frac{8}{3}(0,87) + 8(0,126) - 0,004}{0,23}$$

$$l_0 = 14,45 \left[ \frac{\text{Kg d'air}}{\text{Kg de combustible}} \right]$$

Ou bien :

$$L_0 = \frac{l_0}{\mu_{air}}$$

$\mu_{air} = 28,97 \text{ Kg/mol}$  (la masse molaire d'air) ;

$$L_0 = \frac{14,45}{28,97} = 0,5 \left[ \frac{\text{Kmole}}{\text{Kg de combustible}} \right]$$

$$L_0 = 0,5 \left[ \frac{\text{Kmole}}{\text{Kg de combustible}} \right]$$

### **I.2. Quantité de charge fraîche :**

$$M_1 = \alpha \cdot L_0$$

$$M_1 = 1,8 \cdot 0,5 = 0,9 \left[ \frac{\text{Kmole}}{\text{Kg de combustible}} \right]$$

### **I.3. Quantité des produits de combustion :**

$$M_{CO_2} = \frac{g_C}{12} = \frac{0,87}{12} = 0,0725 \left[ \frac{\text{Kmole}}{\text{Kg de combustible}} \right]$$

$$M_{H_2O} = \frac{g_{H_2}}{2} = \frac{0,126}{2} = 0,063 \left[ \frac{\text{Kmole}}{\text{Kg de combustible}} \right]$$

$$M_{O_2} = 0,21(\alpha - 1)L_0 = 0,21(1,8 - 1)0,5 = 0,084 \left[ \frac{\text{K mole}}{\text{Kg de combustible}} \right]$$

$$M_{N_2} = 0,79.\alpha.L_0 = 0,79.1,8.0,5 = 0,711 \left[ \frac{\text{K mole}}{\text{Kg de combustible}} \right]$$

Donc :

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{O_2} + M_{N_2}$$

$$M_2 = 0,0725 + 0,063 + 0,084 + 0,711 ;$$

$$M_2 = 0,93 \left[ \frac{\text{K mole}}{\text{Kg de combustible}} \right]$$

#### **I.4. Le coefficient de variation molaire théorique :**

$$\beta_0 = \frac{M_2}{M_1}, \quad \beta_0 = \frac{0,93}{0,90},$$

Donc :

$$\beta_0 = 1,033$$

#### **I.5. Le coefficient de variation molaire réel :**

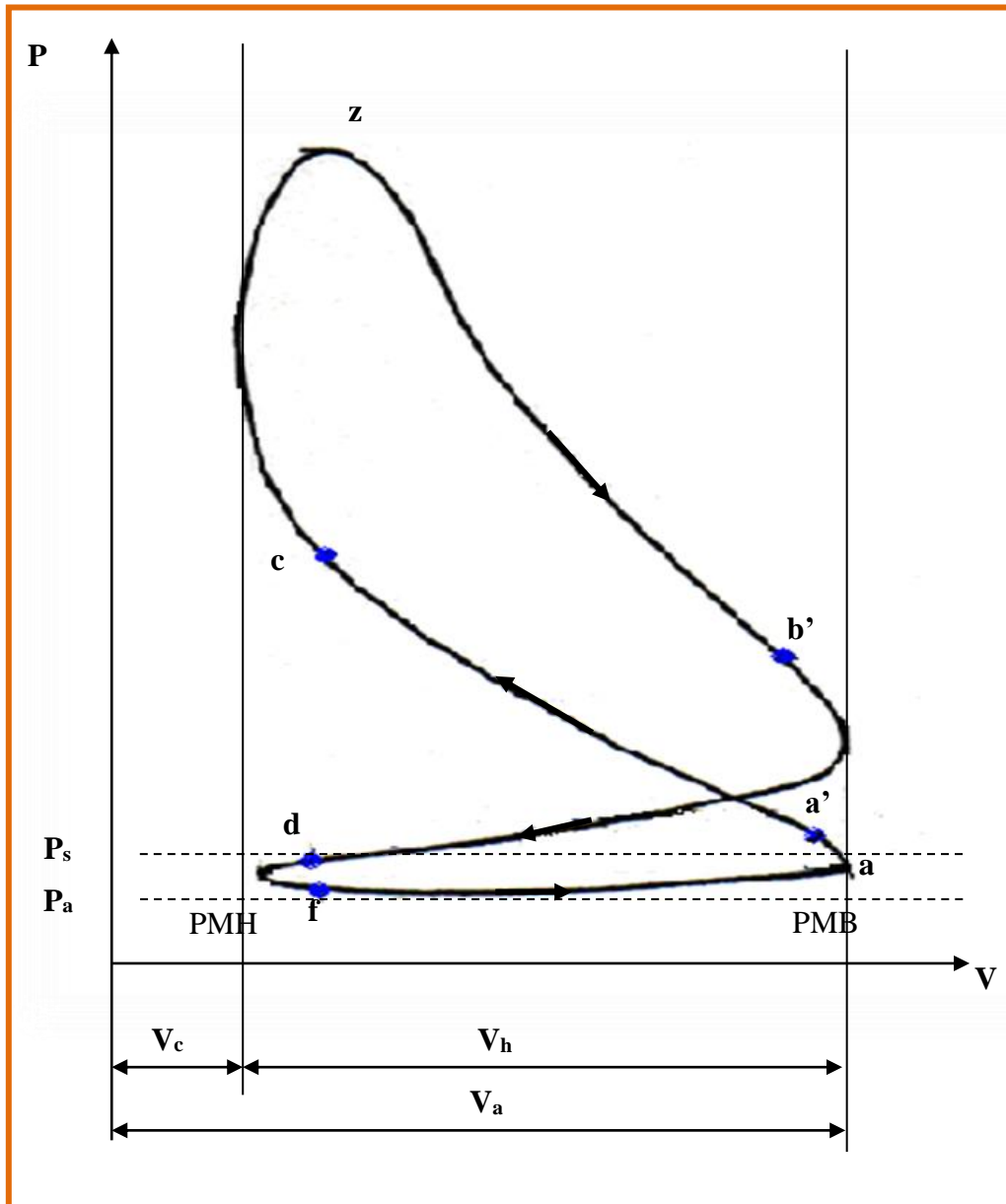
$$\beta = \frac{M_2 + Mr}{M_1 + Mr} = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r}$$

$\gamma_r = \frac{Mr}{M_1}$ ,  $\gamma_r$  : coefficient de gaz résiduel,  $\gamma_r : 0,02 \div 0,04$ , on prend  $\gamma_r = 0,025$

$$\beta = \frac{1,033 + 0,025}{1 + 0,025},$$

Donc :

$$\beta = 1,032$$

**I.6. cycle thermodynamique :**

**Fig. IV. 1 : cycle réel d'un moteur diesel suralimenté**

### **I.7. les phases d'échappements et d'admissions :**

L'échappement commence par l'ouverture des soupapes d'échappement point (b'). Entre le point (b') et le PMB, les gaz s'échappent librement. Ensuite, les produits de combustion sont refoules par le piston, la pression reste à peu près constante.

Avant le PMH au point (f), les soupapes d'admission s'ouvrent. Entre les points (f) et (d) les soupapes d'échappement et d'admission restent simultanément ouvertes pour assurer le balayage des cylindres par l'air pour améliorer le remplissage de ceux-ci ;

Les soupapes d'échappement se ferment alors avec un certain retard après le PMH, ce qui accroît la période pendant les quels les cylindres se vider.

La phase d'admission se passe entre les points (f) et (a), la pression baisse légèrement à cause des frottements. Pour améliorer le remplissage des cylindres, les soupapes d'admission se ferment après le PMB.

#### **I.7.1. température à la sortie de compresseur :**

$$T_s = T_0 \left( \frac{P_s}{P_0} \right)^{\frac{n_s - 1}{n_s}}$$

$T_s$  : Température à la sortie du compresseur ;

$T_0$  : Température de l'air ambiant ;  $T_0 = 298^\circ\text{K}$

$P_s$  : Pression de suralimentation ;  $P_s = 1.5$  bars

$P_0$  : Pression de l'air ambiant ;  $P_0 = 1.013$  bars

$n_s$  : Exposant polytropique du compresseur,  $n_s = 1,4$  à  $2$ , on prend  $n_s = 1,6$

A-N :

$$T_s = 298 \left( \frac{1,5}{1} \right)^{\frac{1,6-1}{1,6}} ;$$

$$T_s = 347 \text{ } ^\circ\text{K}$$

**I.7.2. température enfin d'admission :**

On a :

$$T_a = \frac{T_s + \Delta T + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r}$$

 $T_r$  : Température des gaz résiduels $T_r = (700 \text{ à } 900)^\circ K$  , on prend  $T_r = 800^\circ K$  $\Delta T : (5 \div 20)^\circ C$ , on prend  $\Delta T = 5^\circ C$ 

A-N :

$$T_a = \frac{347 + 5 + 0,025 \cdot 800}{1 + 0,025}$$

$$T_a = 363^\circ K$$

**I.7.3. pression enfin d'admission :**

On a :

 $P_a = (0,9 \text{ à } 0,95) P_s$  ; On prend

$$P_a = 0,94 \cdot P_s$$

A-N :

$$P_a = 0,94 \cdot 1,5$$

$$P_a = 1,41 \text{ [bars]}$$

**I.7.4. coefficient de remplissage :**

On a :

$$\eta_v = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{P_a}{P_s} \cdot \frac{T_s}{T_a (1 + \gamma_r)}$$

A-N :

$$\eta_v = \frac{14}{14 - 1} \cdot \frac{1,41}{1,5} \cdot \frac{347}{363(1 + 0,025)}$$

$$\eta_v = 0,94$$

## **I.8. la phase compression :**

La phase de compression est produite quand toutes les soupapes sont fermées et que le piston monte du PMB vers le PMH.

Au début la température de la charge fraiche est inférieure à celle des parois de la chambre de la combustion donc l'échange de chaleur se fait dans le sens des parois vers le fluide puis égalisation et enfin flux thermique du mélange gazeux vers les parois du cylindres.

La valeur  $n_1$  varie en fonction de la rapidité, du type et des particularités constructeurs du moteur.

$$n_1 : 1.34 \div 1.38, \text{ on prend } n_1 = 1.38$$

### **I.8.1. pression vers la fin de compression :**

On a :

$$P_c = P_a \cdot \varepsilon^{n_1}$$

A-N :

$$P_c = P_a \cdot \varepsilon^{n_1} = 1,41(14)^{1,38}$$

$$P_c = 53,81 \text{ [bars]}$$

### **I.8.2. température vers la fin de compression :**

On a :

$$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_1 - 1}$$

A-N :

$$T_c = 363(14)^{1,38-1}$$

$$T_c = 989,54 \text{ }^\circ\text{K}$$

## **I.9. phase combustion :**

La combustion du mélange carburé se passe immédiatement dans la chambre de combustion. La difficulté la plus importante est constituée par la brièveté du temps disponible pour la pulvérisation du gasoil, son évaporation et son mélange avec l'air.

La combustion vive se déclenche après un certain délai d'inflammation, l'augmentation du délai accroît la quantité de combustible présent dans la chambre de combustion au moment de l'inflammation et de la brusque montée en pression. Le délai d'inflammation influe sensiblement sur la pression maximale du cycle.

### **I.9.1. pression maximal du cycle :**

On a :

$$P_z = \lambda \cdot P_c$$

$\lambda$  : Taux d'augmentation de la pression.

Par expérience  $\lambda = 1,6 \div 2$  (pour les moteurs diesel à injection directe et formation du mélange dans le volume de la chambre de combustion). On prend  $\lambda = 1,8$

A-N :

$$P_z = 1,8 \cdot 53,81 = 96,86 \text{ [bars]}$$

### **I.9.2. température maximal du cycle :**

On a :

$$\frac{\xi_z \cdot H_U}{M_1 \cdot (1 + \gamma_r)} + \frac{U_c + \gamma_r \cdot U_c''}{1 + \gamma_r} + \mu \cdot R \cdot \lambda \cdot T_c = \beta \cdot (U_z'' + \mu \cdot R \cdot T_z)$$

$\mu \cdot R$  : Constante universelle du gaz,

$U_c$  : Énergie interne d'un kilo-mole d'air à  $t^\circ$  vers la fin de compression,

$U_c''$  : Énergie interne d'un kilo-mole de gaz résiduelle à  $t_c$

$U_z''$  : Énergie interne d'un kilo-mole des produits de combustion à  $t_z$

$\xi_z$  : Coefficient d'utilisation de chaleur. D'après l'expérience  $\xi_z = 0,75 \div 0,85$  (pour le moteur diesel à injection directe). On prend  $\xi_z = 0,82$

Désignons  $\frac{1}{\beta} \cdot \left[ \frac{\xi_z \cdot H_U}{M_1 \cdot (1 + \gamma_r)} + \frac{U_c + \gamma_r \cdot U_c''}{1 + \gamma_r} + \mu \cdot R \cdot \lambda \cdot T_c \right]$  par « **A** »

Pour calculer la valeur numérique de « A » on doit déterminer  $U_c$  et  $U_c''$  en se servant du tableau N° 1 .

**Tableau N°01 :**

T°C	$\overline{\mu C_V''} \int_0^{t_c}$							$\mu \cdot C_{V\text{air}} \int_0^t$
	KJ/Kmole dg							
	$\alpha=1,2$	$\alpha=1,3$	$\alpha=1,4$	$\alpha=1,5$	$\alpha=1,6$	$\alpha=1,8$	$\alpha=2,0$	
300	23,020	22,887	22,713	22,614	22,586	22,939	22,320	21,215
400	23,423	23,281	23,158	23,051	22,958	22,798	22,671	21,482
500	23,842	23,691	23,561	23,448	23,348	23,181	23,046	21,788
600	24,260	24,101	23,965	23,845	23,740	23,564	23,422	22,098
700	24,679	24,513	24,370	24,245	24,135	23,951	23,802	22,416
800	25,085	24,911	24,762	24,631	24,517	24,324	24,169	22,722
1400	27,133	26,924	26,742	26,584	26,445	26,212	26,024	24,271
1500	27,414	27,199	27,013	26,851	26,708	26,469	26,276	24,480
1600	27,674	27,454	27,264	27,098	26,953	26,708	26,511	24,673
1700	27,918	27,694	27,500	27,331	27,182	26,933	26,731	24,857
1800	28,149	27,920	27,723	27,550	27,399	27,145	26,940	25,029
1900	28,367	28,134	27,933	27,758	27,604	27,345	27,136	25,192
2000	28,571	28,334	28,130	27,951	27,795	27,532	27,319	25,343

$$U_C'' = \overline{\mu_{\alpha=1,8} C_V''} \int_0^{t_c} t_c = 24,012.(989,54 - 273)$$

$$U_C'' = 17205,55 \left[ \frac{KJ}{Kmole} \right]$$

$$U_C = \mu \cdot C_{Vair} \int_0^t t_c = 22,466.(989,54 - 273)$$

$$U_C = 16098,22 \left[ \frac{KJ}{Kmole} \right]$$

A-N :

$$A = \frac{1}{1,032} \left[ \frac{0,82.42500}{0,9.(1+0,025)} + \frac{16098,22 + 0,025.17205,55}{1+0,025} + 8,314.1,8.989,54 \right]$$

$$A = 66581,10 \left[ \frac{KJ}{Kmole} \right]$$

Désignons  $U_Z'' + \mu \cdot R \cdot T_Z$  par « **B** »

- Prenons  $t_Z = 1800^\circ C$  :

$$B = U_Z'' + \mu \cdot R \cdot T_Z = \overline{\mu C_{V\alpha=1,8}''} \int_0^{t_Z} t_Z + 8,314 \cdot T_Z$$

A-N :

$$B = 27,145.1800 + 8,314.2073$$

$$B = 66096 \left[ \frac{KJ}{Kmole} \right]$$

Comme auparavant on trouve la valeur de  $\overline{\mu C_V''} \int_0^{t_z}$  en fonction de  $t$  et  $\alpha$  à l'aide du tableau N°01.

- Prenons  $t_z = 1700^\circ\text{C}$  :

$$B = U_Z'' + \mu \cdot R \cdot T_Z = \overline{\mu C_V''}_{\alpha=1,8} \int_0^{t_z} t_Z + 8,314 \cdot T_Z$$

A-N :

$$B = 26,933 \cdot 1700 + 8,314 \cdot 1973$$

$$B = 62190 \left[ \frac{\text{KJ}}{\text{Kmole}} \right]$$

- Prenons  $t_z = 1900^\circ\text{C}$  :

$$B = U_Z'' + \mu \cdot R \cdot T_Z = \overline{\mu C_V''}_{\alpha=1,8} \int_0^{t_z} t_Z + 8,314 \cdot T_Z$$

A-N :

$$B = 27,345 \cdot 1900 + 8,314 \cdot 2173$$

$$B = 70022 \left[ \frac{\text{KJ}}{\text{Kmole}} \right]$$

Nous voyons alors que la température recherchée se trouve entre 1800 et 1900°C.

La solution graphique du système d'équation « A » et « B » donne :

$$t_z = 1812,35^\circ\text{C} = 2085,35^\circ\text{K}. \text{ (Voir Fig.-au dessous)}$$

Normalement pour les moteurs suralimentés  $t_z = (1800 \div 2300)$  ce qui nous ramène à dire que notre résultat est vérifié.

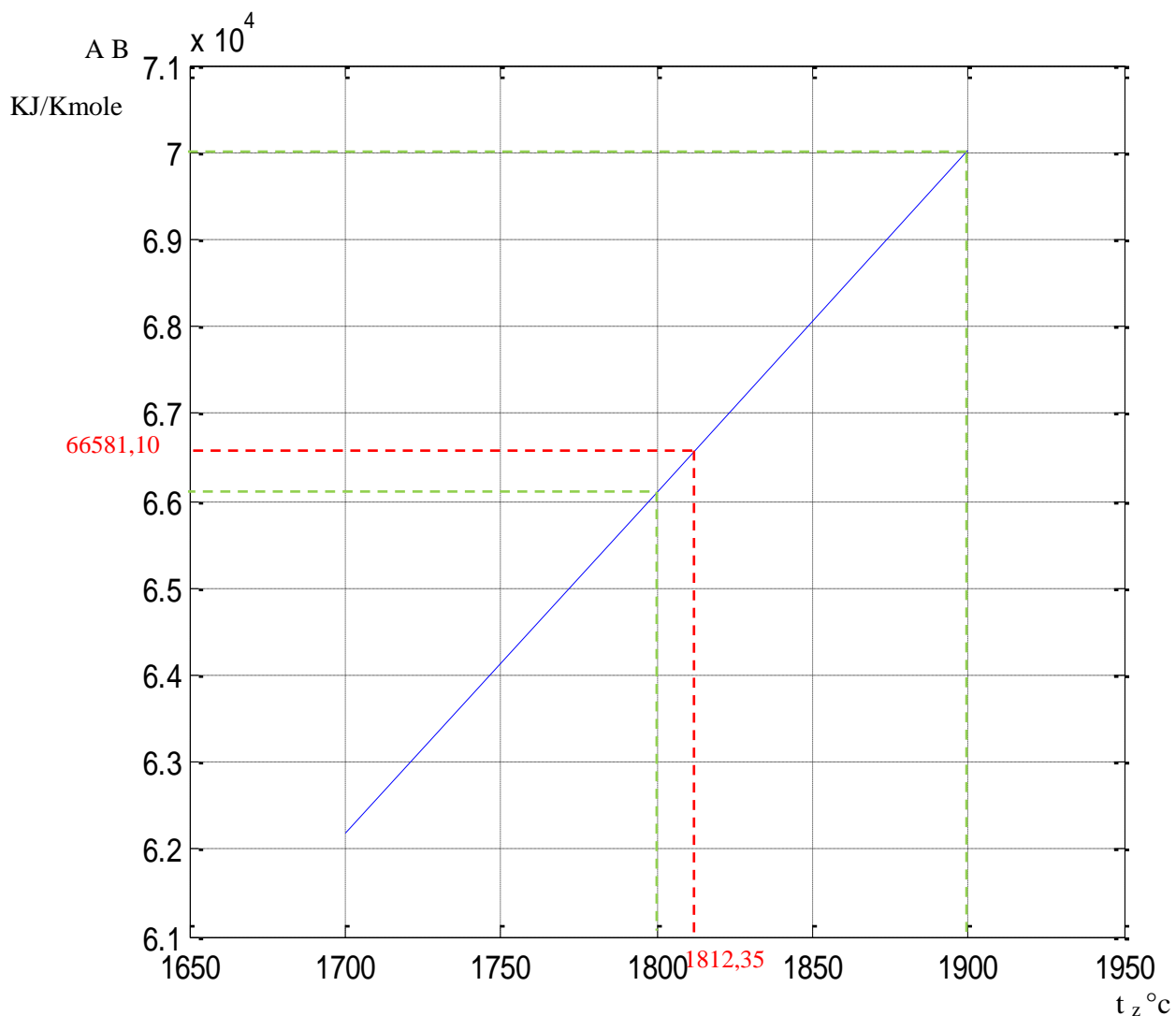


Fig.01 :  $B = f(t_z)$

**I.10. la phase de détente :**

La combustion n'est jamais finie au point (z). la phase finale de la combustion occupe une partie de course descendante du piston.

En plus une partie non négligeable de la chaleur contenue dans les gaz brûlés en cours de détente est dissipée par les parois du cylindre.

En raison des échanges de chaleur, la loi de détente n'est pas adiabatique.

**I.10.1. coefficient de détente préalable :**

On a :

$$\rho = \frac{\beta \cdot T_z}{\lambda \cdot T_c}$$

A-N :

$$\rho = \frac{1,032 \cdot (1812,35 + 273)}{1,8 \cdot 989,54}, \quad \rho = 1,21$$

**I.10.2. coefficient de détente postérieur :**

On a :

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho}$$

A-N :

$$\delta = \frac{14}{1,21} = 11,57, \quad \delta = 11,57$$

**I.10.3. température enfin de détente :**

On a le système :

$$n_2 = 1 + \frac{\mu \cdot R \cdot (T_z - T_b)}{(\xi_b - \xi_z) \cdot H_U - (U_b'' - U_z'')} \quad (01)$$

$$M_1 \cdot (\beta_0 + \gamma_r)$$

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2 - 1}} \quad (02)$$

$\xi_b$  : Coefficient d'utilisation de chaleur,  $\xi_b = (0,82 \rightarrow 0,92)$ , On prend  $\xi_b = 0,87$

$n_2$  : Exposant polytropique de détente.

Donc :

$$n_2 = 1 + \frac{8,314.(2086 - T_b)}{\frac{(0,87 - 0,82).42500}{0,9.(1,033 + 0,025)} - \left[ \frac{\mu_{\alpha=1,8} C_V''}{0} \int_0^{t_b} t_b - (A - \mu.R.T_Z) \right]}$$

$$n_2 = 1 + \frac{8,314.(2086 - T_b)}{2231,67 - \left[ \frac{\mu_{\alpha=1,8} C_V''}{0} \int_0^{t_b} t_b - 492381 \right]}$$

On détermine  $\frac{\mu_{\alpha=1,8} C_V''}{0} \int_0^{t_b} t_b$  toujours d'après le tableau N°01.

- Pour  $t_b = 700^\circ\text{C}$  on a :  $U_b'' = 23,951.700 = 16765,7 \left[ \frac{\text{KJ}}{\text{K mole}} \right]$

$$n_2 = 1 + \frac{8,314.[2086 - (700 + 273)]}{2231,67 - (16765,7 - 492381)}$$

$$n_2 = 1,266$$

- Pour  $t_b = 800^\circ\text{C}$  on a :  $U_b'' = 24,324.800 = 19459,2 \left[ \frac{\text{KJ}}{\text{K mole}} \right]$

$$n_2 = 1 + \frac{8,314.[2086 - (800 + 273)]}{2231,67 - (19459,2 - 492381)}$$

$$n_2 = 1,263$$

- Pour  $t_b = 900^\circ\text{C}$  on a :  $U_b'' = 24,639.900 = 22175,1 \left[ \frac{\text{KJ}}{\text{K mole}} \right]$

$$n_2 = 1 + \frac{8,314.[2086 - (900 + 273)]}{2231,67 - (22175,1 - 492381)}$$

$$n_2 = 1,259$$

D'après (2) on a :

$$\text{Si } n_2 = 1,266 \Rightarrow T_b = \frac{2086}{(11,57)^{1,266-1}} = 1087,6^\circ K \quad \Rightarrow \quad T_b = 1087,6^\circ K$$

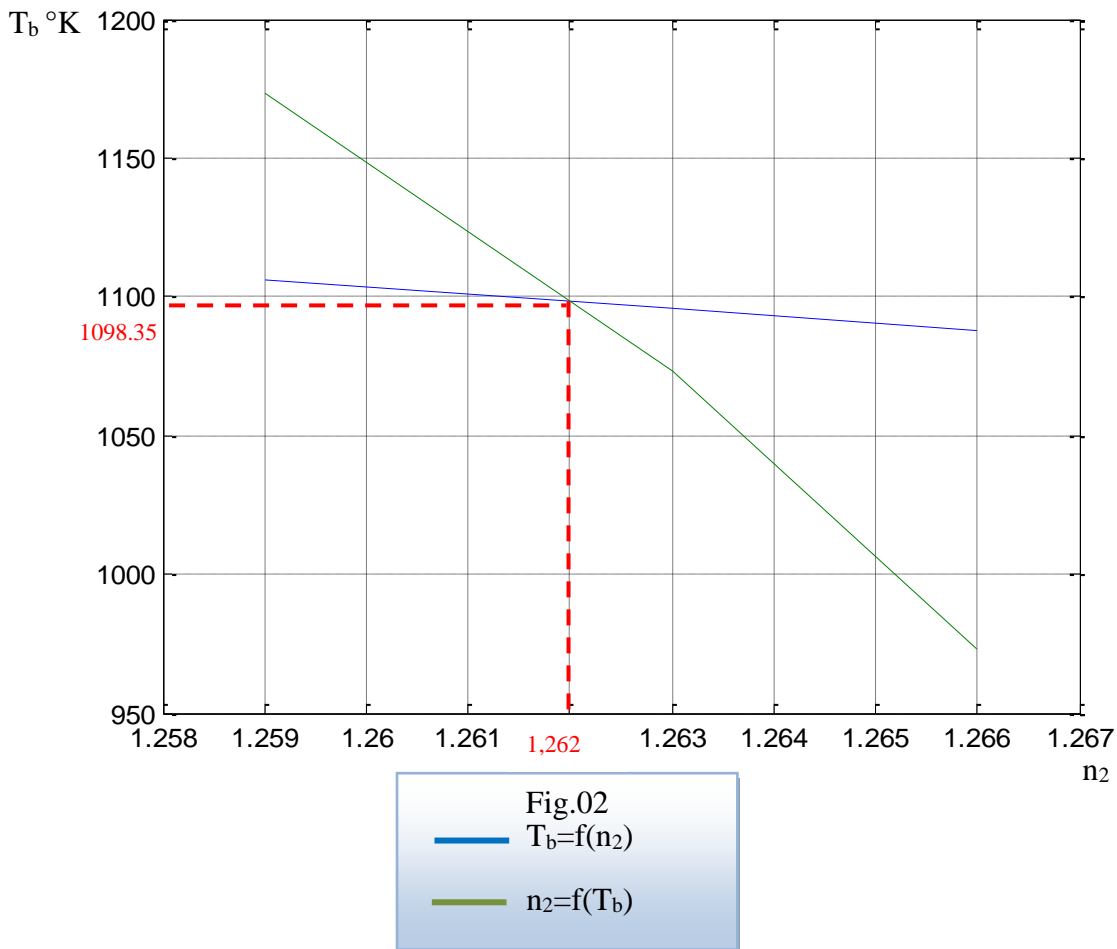
$$\text{Si } n_2 = 1,263 \Rightarrow T_b = \frac{2086}{(11,57)^{1,263-1}} = 1095,61^\circ K \quad \Rightarrow \quad T_b = 1095,61^\circ K$$

$$\text{Si } n_2 = 1,259 \Rightarrow T_b = \frac{2086}{(11,57)^{1,259-1}} = 1106,4^\circ K \quad \Rightarrow \quad T_b = 1106,4^\circ K$$

La solution graphique de l'ensemble d'équation (1) et (2) nous donne :

$$n_2 = 1,262 \quad \text{et} \quad T_b = 1098,35^\circ K$$

Ce qui correspond d'une manière satisfaisante au  $T_b$  des moteurs diesels suralimentés ou  $T_b = (1000 \div 1200)^\circ K$  (voire fig.au dessous)



**I.10.4. Pression vers la fin de détente :**

On a :

$$P_b = \frac{P_z}{\delta^{n_e}}$$

A-N :

$$P_b = \frac{96,86}{(11,57)^{1,262}} ,$$

$$P_b = 4,407 \text{ [bars]}$$

**I.11. performance du moteur :****I.11.1. pression moyenne indiquée :**

La pression indiquée du cycle théorique est la pression fictive constante que agissant pendant la détente fournirait quantité de travail que la pression réelle variable. Celle-ci caractérise le degré de perfectionnement de la réalisation des cycles et elle est déterminée comme le rapport :

On a :

$$P_i = \frac{\varphi \cdot P_C}{\varepsilon - 1} \left[ \lambda \cdot (\rho - 1) + \frac{\lambda \cdot \rho}{n_1 - 1} \left( 1 - \frac{T_b}{T_z} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left( 1 - \frac{T_a}{T_C} \right) \right]$$

$\varphi$ : Coefficient empirique.

$\varphi = 0,92 \div 0,97$ , on prend  $\varphi = 0,96$ .

A-N :

$$P_i = \frac{0,96 \cdot 53,81}{14 - 1} \left[ 1,8 \cdot (1,21 - 1) + \frac{1,8 \cdot 1,21}{1,262 - 1} \left( 1 - \frac{1098,35}{2085,35} \right) - \frac{1}{1,38 - 1} \left( 1 - \frac{363}{989,54} \right) \right]$$

$$P_i = 10,51 \text{ [bars]}$$

**I.11.2. Rendement indiqué :**

Le rendement indiqué du moteur est le rapport entre l'énergie thermique transformée en travail dans le cycle réel du moteur et l'énergie fournie par le carburant pendant le cycle.

On a :

$$\eta_i = \frac{P_i \cdot l_0 \cdot \alpha}{H_U \cdot \rho_s \cdot \eta_v} \cdot 10^2$$

$\rho_s$  : La masse spécifique de l'air d'admission.

$$\rho_s = \frac{P_s \cdot 10^5}{R_{air} \cdot T_s}$$

A-N :

$$\rho_s = \frac{1,5 \cdot 10^5}{287 \cdot 347} = 1,5 \left[ \frac{Kg}{m^3} \right], \quad \rho_s = 1,5 \left[ \frac{Kg}{m^3} \right]$$

Alors :

$$\eta_i = \frac{10,51 \cdot 14,45 \cdot 1,8}{42500 \cdot 1,5 \cdot 0,93} \cdot 10^2 = 0,46$$

$$\eta_i = 46\%$$

**I.11.3. consommation spécifique indiquée :**

C'est le débit horaire du combustible par rapport à la puissance indiquée.

On a :

$$g_i = \frac{36 \cdot 10^5}{H_U \cdot \eta_i}$$

A-N :

$$g_i = \frac{36 \cdot 10^5}{42500 \cdot 0,46} \quad g_i = 184,14 \left[ \frac{g}{KWh} \right]$$

**I.11.4. pression moyenne effective :**

Pour réaliser le cycle il faut tenir compte les pertes mécaniques dans le dispositif de transmission de piston jusqu'à l'arbre moteur.

L'énergie fournit pour actionner la pompe à eau et ventilateur par exemple c'est-à-dire une partie de la pression indiquée est dépensée pour vaincre toutes les pertes résistances du moteur et pour entrainer les mécanismes auxiliaires. La différence s'appelle pression effective.

On a :

$$P_e = P_i \cdot \eta_m$$

$\eta_m$  :Rendement mécanique, on prend  $\eta_m = 0,87$

Le rendement mécanique représente le rapport entre l'énergie disponible au volant moteur et l'énergie indiqué sur le piston.

A-N :

$$P_e = 10,51 \cdot 0,87 ,$$

$$P_e = 9,144 \text{ [bars]}$$

**I.11.5. rendement effectif :**

Le rendement effectif du moteur est le rapport entre l'énergie mécanique produite et l'énergie calorifique fournie par le carburant.

On a :

A-N :

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m$$

$$\eta_e = 0,46 \cdot 0,87 = 0,40 ,$$

$$\eta_e = 40\%$$

**I.11.6. Consommation spécifique effective :**

On a :

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_m}$$

A-N :

$$g_e = \frac{184,14}{0,87} ,$$

$$g_e = 211,65 \left[ \frac{g}{KWh} \right]$$

**I.11.7. puissance effective :**

On a :

$$N_e = P_e \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot S.i. \cdot \frac{n}{30 \cdot \tau}$$

A-N :

$$N_e = 10,51 \cdot 10^5 \cdot \frac{3,14(0,17)^2}{4} \cdot 0,19 \cdot 12 \cdot \frac{1800}{30 \cdot 4} = 815,44 \text{KW} , \quad N_e = 815,44 \text{KW}$$

**I.11.8. Débit du combustible :**

On a :

$$G_{comb} = g_e \cdot N_e \cdot 10^{-3}$$

A-N :

$$G_{comb} = 211,65 \cdot 815,44 \cdot 10^{-3} , \quad G_{comb} = 172,60 \left[ \frac{\text{Kg}}{\text{h}} \right]$$

**I.11.9. Débit d'air :**

On a :

$$G_{air} = \alpha \cdot G_{comb} \cdot l_0$$

A-N :

$$G_{air} = 1,8 \cdot 172,60 \cdot 14,45 , \quad G_{air} = 4489 \left[ \frac{\text{Kg}}{\text{h}} \right]$$

**I.11.10. Débit d'oxygène :**

On a :

$$G_{O_2} = 0,23 \cdot G_{air}$$

A-N :

$$G_{O_2} = 0,23 \cdot 4489$$

$$G_{O_2} = 1032,5 \left[ \frac{\text{Kg}}{\text{h}} \right]$$

**I.11.11. Quantité des gaz d'échappement :**

On a :

$$G_{gaz} = G_{comb} + G_{air}$$

A-N :

$$G_{gaz} = 172,60 + 4489$$

$$G_{gaz} = 4661,60 \left[ \frac{Kg}{h} \right]$$

**I.11.12. Puissance au litre de cylindrée : (puissance volumétrique)**

On a :

$$N_1 = \frac{N_e}{i.V_h}$$

 $V_h$  : Cylindrée du moteur.

$$V_h = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot S$$

A-N :

$$V_h = \frac{3,14 \cdot (0,17)^2}{4} \cdot 0,19 = 4,31 \cdot 10^{-3} m^3$$

$$V_h = 4,31L$$

Alors :

$$N_1 = \frac{815,44}{12,4,31} , \quad N_1 = 15,76KW / l$$

**I.11.13. Puissance par unité de surface du piston :**

On a :

$$N_p = \frac{N_e}{0,785 \cdot i \cdot D^2}$$

A-N :

$$N_p = \frac{815,44}{0,785 \cdot 12 \cdot (0,17)^2}$$

$$N_p = 2999,14KW / m^2$$

**Comparaison entre les résultats calculés et les données de constructeur :**

	Données du constructeur	Résultats trouvés	$\xi$ %
Ne [KW]	882,59	815,44	7,6
$g_e$ [g/KWh]	197	211,65	6,92

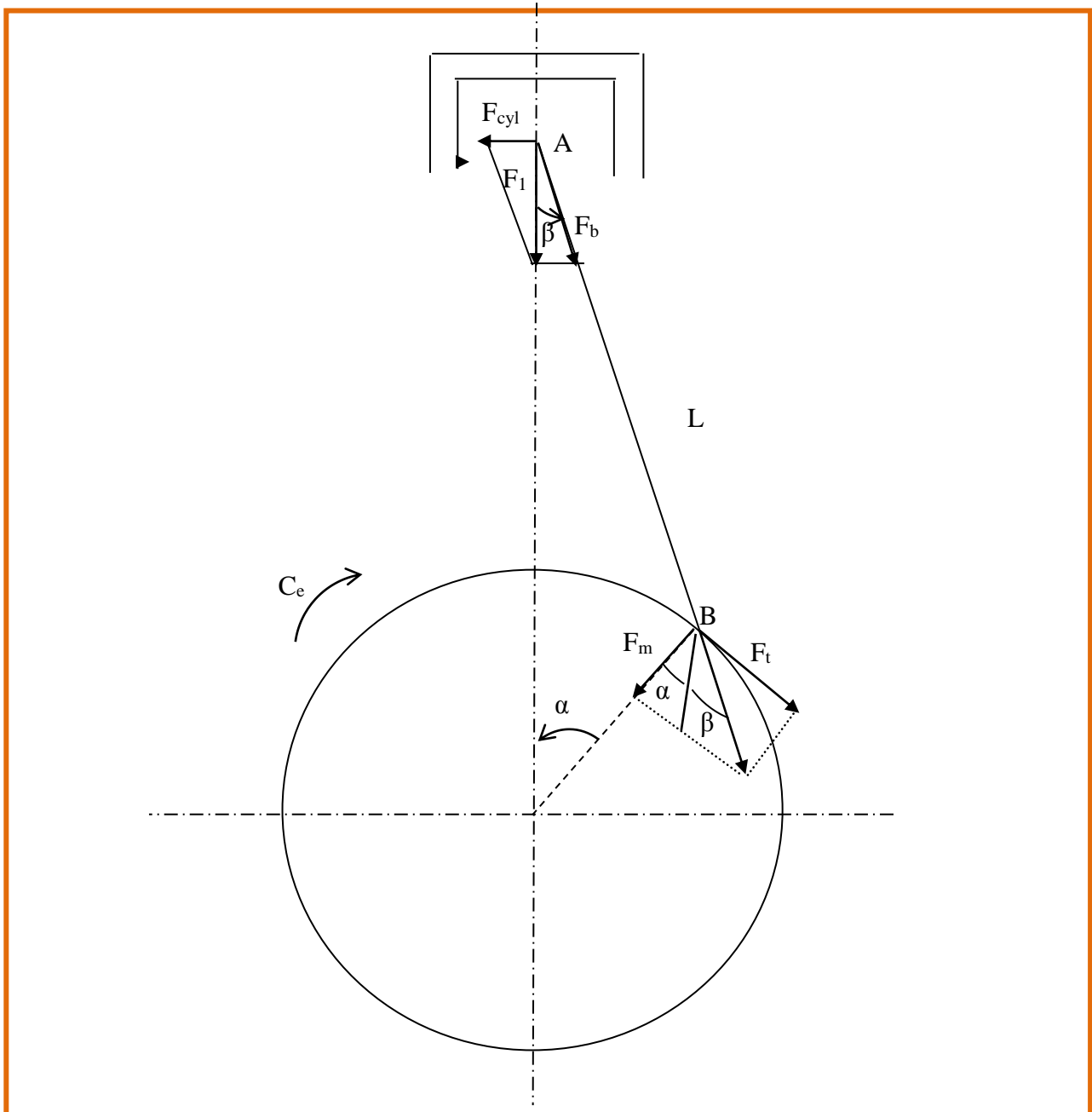
**Conclusion :**

D'après l'étude effectuée sur les performances du moteur, on peut dire que notre calcul est acceptable, on constate une différence entre les résultats de calcul et les valeurs de constructeur en particulier les valeurs concernant la puissance effective (Ne) et la consommation spécifique effective ( $g_e$ ).

Ces différences sont dues aux conditions de site et les approximations de calcul.

## II. Calcul mécanique :

Le but de ce calcul consiste à vérifier la résistance mécanique des différents éléments du moteur diesel.



**Fig IV. 2 : Schéma des forces et réaction développées dans le monocylindre**

## **II.1. détermination des forces agissantes dans le moteur Diesel pendant un cycle complet :**

On distingue d'après le schéma des forces et des réactions développées dans le monocylindre que la pression des gaz s'exerce en tout sens dans la chambre de combustion, par conséquent :

$$F_p = F_{cul}$$

Où  $F_p$  et  $F_{cul}$  sont des forces de pression agissant sur le cylindre et la culasse.

Le schéma nous indique les forces suivantes, qui sont compatible entre elles.

### **a. Force d'inertie alternative ( $F_a$ ) :**

C'est une force d'inertie agissant le long de l'axe du cylindre en sens opposé par rapport à l'accélération du piston :

$$F_a = m_a . r . \omega^2 . (\cos\alpha + \lambda \cos 2\alpha)$$

$m_a$  : La masse réduite de l'ensemble piston bielle.

$$m_a = m_p + 0,275 . m_b$$

$m_p$  : La masse du piston reportée à  $1 \text{ cm}^2$  de l'air de piston.

$m_b$  : La masse de la bielle reportée à  $1 \text{ cm}^2$ .

D'après le tableau de la masse réduite on a :

$$m_p = 30 \left[ \frac{g}{\text{cm}^2} \right]$$

$$m_b = 35 \left[ \frac{g}{\text{cm}^2} \right]$$

A-N :

$m_a = 30 + 0,275.35$  , Alors :

$$m_a = 39,625 \left[ \frac{g}{\text{cm}^2} \right]$$

- Sachant que  $r$  est le rayon de la manivelle :

$$r = \frac{C}{2} = \frac{190}{2} = 95 \text{ [mm]} , \quad \boxed{r = 9,5 \cdot 10^{-2} \text{ [m]}}$$

$\omega$  : La vitesse angulaire moyenne de rotation du vilebrequin ou régime nominal en  $S^{-1}$  :

$$\omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 1200}{60} \quad \boxed{\omega = 125,6 \text{ [S}^{-1}\text{]}}$$

$\lambda$  : Le rapport de la longueur de la manivelle à la longueur de la bielle :

$$\lambda = \frac{r}{l} = \frac{95}{430}, \quad \boxed{\lambda = 0,22}$$

D'où :  $F_a = -39,625 \cdot 9,5 \cdot 10^{-2} \cdot (125,6)^2 \cdot [\cos\alpha + \lambda \cos 2\alpha]$

$$\boxed{F_a = -5,94 \cdot (\cos\alpha + 0,22 \cdot \cos 2\alpha) \text{ [bars]}}$$

### **b. La force résultante :**

La force résultante  $F_1$  appliquée au point « A » du piston est la somme algébrique de la force de pression des gaz  $F_p$  et la force alternative  $F_a$ .

$$\boxed{F_1 = F_p + F_a}$$

Avec :  $F_p = P_z - P_0$

$P_z$  : Pression des gaz déterminée d'après le diagramme indicateur.

$P_0$  : Pression atmosphérique.

$$\boxed{F_1 = P_z - P_0 - 5,94 \cdot (\cos\alpha + 0,22 \cdot \cos 2\alpha)}$$

La force  $F_1$  peut être décomposée en 2 forces :

- Force agissant le long de la bielle  $F_b$  :

$$\boxed{F_b = \frac{F_1}{\cos\beta}}$$

- Force résultante latéralement sur les parois du cylindre  $F_{cyl}$  appelée force normale :

$$\boxed{F_{cyl} = F_1 \cdot \text{tg}\beta}$$

$\beta$  : L'angle de la bielle avec l'axe de cylindre.

**c. force agissante au point « B » :**

La force  $F_b$  déplacée sur elle-même à l'extrémité du rayon de la manivelle peut être décomposé à son tour en deux forces :

➤ Force tangentielle :

$$F_t = F_b \cdot \sin(\alpha + \beta) = \frac{F_1 \cdot \sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta}$$

➤ Force nominale ;

- Force s'exerçant le long du rayon de la manivelle :

$$F_m = F_b \cdot \cos(\alpha + \beta) = \frac{F_1 \cdot \cos(\alpha + \beta)}{\cos \beta}$$

**d. Couple moteur :**

Le couple moteur pour un monocylindre est calculé par la formule suivante :

$$C_e = F_t \cdot R \cdot S_p$$

Le couple moteur d'un moteur à plusieurs cylindres il faut déterminer la force tangentielle sommaire.

Pour la détermination de la force tangentielle sommaire, on peut procéder soit à l'addition analytique ou bien celle graphique des forces tangentielles des cylindres séparés en les déplaçant pour l'intervalle angulaire  $\theta_0$  correspondant à l'intervalle angulaire entre les explosions dans chaque cylindre.

Pour le moteur à quatre temps :  $\theta_0 = \frac{720}{i}$

Dans notre cas on a :  $i = 12$  d'où  $\theta_0 = \frac{720}{12} \Rightarrow \theta_0 = 60^\circ$

## II.2. Calcul de vérification à la résistance :

### II.2.1. Calcul de résistance de la bielle au flambage :

Condition à vérifier est  $\sigma \leq [\sigma^a]$

$$\sigma \leq \frac{F}{S} \left( 1 + K \cdot \frac{L^2}{i^2} \right) \quad ; \text{ Formule de RANKINE}$$

F : la force totale correspondante à la pression maximale.

$$P_{\max} = 96,86 \text{ [bars]} = 96,86 \cdot 10^5 \left[ \frac{N}{m^2} \right]$$

$$F = P_{\max} \cdot S_p = P_{\max} \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4}$$

$$\text{Donc : } F = 96,86 \cdot 10^5 \cdot \frac{3,14 \cdot (170 \cdot 10^{-3})^2}{4} = 21974144 \text{ [N]}$$

$$F = 219,74 \text{ [KN]}$$

$L = \mu \cdot l$  : Etant la longueur de la bielle flambée.

Le flambage se manifeste dans deux plans de la bielle qui sont :

- Le plan d'encastrement de la bielle.
- Le plan d'oscillation.

$\mu$  : Etant le coefficient de réduction de la bielle.

a) Au plan d'oscillation  $\mu = 1 \Rightarrow L = l \cdot 1 = 430 \text{ [mm]}$ .

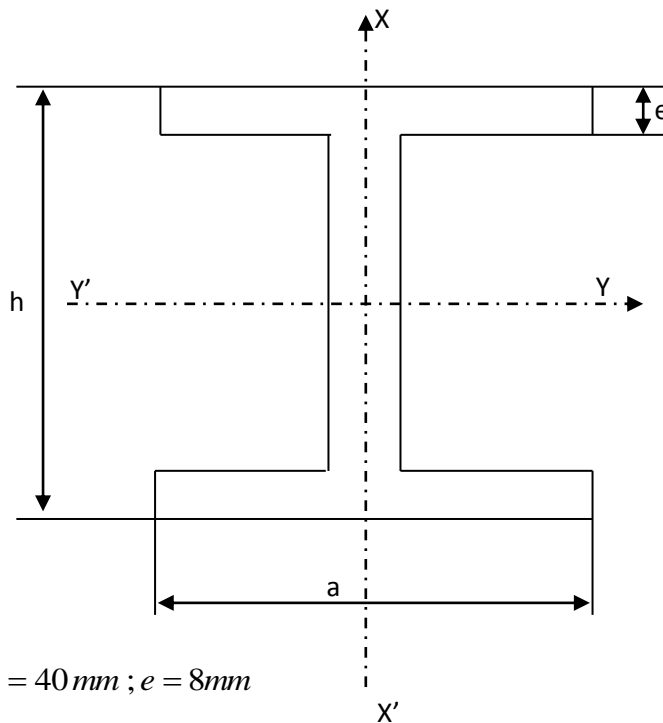
b) Au plan d'encastrement  $\mu = 0,5 \Rightarrow L = 0,5 \cdot l = 215 \text{ [mm]}$

$i$  : est le rayon de giration des sections.

$$i = \sqrt{\frac{I}{S}}$$

I : Le moment d'inertie.

**Profil de la section transversale du corps de la bielle :**



$$h = 60 \text{ mm} ; a = 40 \text{ mm} ; e = 8 \text{ mm}$$

**a. Calcul des moments d'inertie par rapport aux deux axes :**

1. par rapport à l'axe (Y, Y') : (plan d'encastrement).

$$I_{yy'} = \frac{a \cdot h^3}{12} - \frac{(a - e)(h - 2e)^3}{12}$$

$$I_{yy'} = \frac{40 \cdot 60^3}{12} - \frac{(40 - 8)(60 - 16)^3}{12},$$

$$I_{yy'} = 49,2 \cdot 10^4 \text{ mm}^4$$

2. par rapport à l'axe (X, X') : (plan d'oscillation).

$$I_{xx'} = \frac{2 \cdot e \cdot a^3}{12} + \frac{(h - 2e) \cdot e^3}{12}$$

$$I_{xx'} = \frac{2 \cdot 8 \cdot 40^3}{12} + \frac{(60 - 16) \cdot 8^3}{12},$$

$$I_{xx'} = 8,72 \cdot 10^4 \text{ mm}^4$$

**b. Calcul de l'aire de la section de bielle :**

$$S = e \cdot (2a + h) - 2e^2$$

A-N :

$$S = 8 \cdot (2 \cdot 40 + 60) - 2 \cdot 8^2,$$

$$S = 992 \text{ mm}^2$$

**c. Calcul des rayons de giration des sections :**

$$i_{xx'} = \sqrt{\frac{I_{xx'}}{S}} = \sqrt{\frac{8,72 \cdot 10^4}{992}}, \quad i_{xx'} = 9,37 \text{ mm}$$

$$i_{yy'} = \sqrt{\frac{I_{yy'}}{S}} = \sqrt{\frac{49,28 \cdot 10^4}{992}}, \quad i_{yy'} = 22,28 \text{ mm}$$

**d. Calcul de la contrainte dans le plan d'oscillation :**

K : coefficient qui dépend de la nature du métal utilisé.

$$K = 0,0004 \rightarrow 0,0016$$

Pour l'acier allié au Nickel  $K = 0,001$

$$\sigma_{osc} = \frac{F}{S} \left( 1 + K \frac{l^2}{i_{xx'}^2} \right) = \frac{219,74}{9,92 \cdot 10^{-2}} \left( 1 + 0,001 \frac{43^2}{(0,937)^2} \right) = 6880,15 \left[ \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2} \right]$$

$$\sigma_{osc} = 6880,15 \left[ \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2} \right] < [G] = 10500 \left[ \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2} \right]$$

**e. Calcul de la contrainte dans le plan d'encastrement :**

$$\sigma_{enc} = \frac{F}{S} \left( 1 + K \frac{l^2}{I_{yy'}^2} \right) = \frac{219,74}{9,92 \cdot 10^{-2}} \left( 1 + 0,001 \frac{43^2}{(2,22)^2} \right) = 3046,17 \left[ \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2} \right]$$

$$\sigma_{enc} = 3046,17 \left[ \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2} \right] < [G] = 10500 \left[ \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2} \right]$$

Alors la condition de résistance au flambage de la bielle est vérifiée, avec les coefficients de sécurité suivants :

$$n_{osc} = \frac{[\sigma]}{\sigma_{osc}} = \frac{10500}{6880,15}, \quad n_{osc} = 1,53$$

$$n_{enc} = \frac{[\sigma]}{\sigma_{enc}} = \frac{10500}{3046,17}, \quad n_{enc} = 3,44$$

## II.2.2. Calcul du piston :

Les pistons sont également fabriqués d'alliage d'aluminium, le calcul se fait d'après la pression maximale de cycle ( $P_z$ ) dans le cylindre et de la pression latérale maximale.

-Pour ce calcul on doit déterminer :

### a. La contrainte de flexion au fond du piston :

$$\sigma_{fl} = P_z \left( \frac{r_i}{\delta_f} \right)^2 \left[ \frac{N}{m^2} \right]$$

$$r_i = \frac{1}{2} [D - 2(\delta_p + t + \Delta t)]$$

$r_i$  : Rayon intérieur du fond [m] ,

$\delta_f$  : Epaisseur minimum du fond [m] ;  $\delta_f = (0,12 \div 0,20)D$  , on prend  $\delta_f = 30 \text{ mm}$

D : Diamètre du piston [m]

$\delta_p$  : Epaisseur minimum de la paroi de piston [m] , on prend  $\delta_p = 40 \text{ mm}$

t : Epaisseur radiale du segment [m]

$\Delta t$  : Le jeu radial du segment dans la rainure du piston, on prend  $\Delta t = 1$

Donc :  $r_i = \frac{1}{2} [170 - 2(40 + 7 + 1)]$

$$r_i = 37 \text{ mm}$$

$$\sigma_{fl} = 96,86 \cdot 10^5 \cdot \left( \frac{37 \cdot 10^{-3}}{30 \cdot 10^{-3}} \right)^2 = 14,73 \left[ \frac{MN}{m^2} \right]$$

$$\sigma_{fl} = 14,73 \left[ \frac{MN}{m^2} \right] \langle [\sigma_{fl}^a] = 20 \left[ \frac{MN}{m^2} \right]$$

**b. La contrainte de compression dans la section circulaire par les orifices d'huile :**

$$\sigma_{comp} = \frac{P_Z \cdot S_p}{S_{sec;h}}$$

$S_p$  : Section du piston

$$S_p = \frac{\pi \cdot D_p^2}{4} = \frac{3,14 \cdot (170 \cdot 10^{-3})^2}{4}, \quad S_p = 0,022 \text{ m}^2$$

$S_{sec;h}$  : La surface de la section de calcul à travers les rainures de segments en tenant compte des orifices d'huile [ $m^2$ ]

$$S_{sec;h} = \frac{\pi}{4} (D_{int} + 2\delta_p)^2 - D_{int}^2 - n \cdot d_c^2$$

$D_{int}$  : Diamètre intérieur de piston,  $D_{int} = D_{ext} - 2(\delta_p + t)$

$n$  : Nombre des orifices d'huile,  $n = 12$

$d_c$  : Diamètre des orifices,  $d_c = 1,5 \text{ mm}$

$$S_{sec;h} = \frac{\pi}{4} (76 + 2 \cdot 40)^2 - 76^2 - 12 \cdot (1,5)^2$$

$$S_{sec;h} = 0,013 \text{ m}^2$$

Donc :

$$\sigma_{comp} = \frac{96,86 \cdot 10^5 \cdot 0,022}{0,013} = 16,40 \left[ \frac{MN}{m^2} \right]$$

$$\sigma_{comp} = 16,40 \left[ \frac{MN}{m^2} \right] < [\sigma_{comp}^a] = 30 \left[ \frac{MN}{m^2} \right]$$

**c. La pression maximale sur la surface de frottement de la jupe du piston :**

On a :

$$q_{fr} = \frac{F_{cyl}^{max} \cdot S_p}{h_j \cdot D_{ext}}$$

$h_j$  : La hauteur de la jupe du piston [m],  $h_j = 0,9 \cdot D$

$$h_j = 0,9 \cdot 170 = 153 \text{ mm}$$

$$F_{cyl}^{max} = 5,75 \text{ [bars]}$$

$$q_{fr} = \frac{5,75 \cdot 10^5 \cdot 0,022}{0,153 \cdot 0,17} = 0,486 \left[ \frac{MN}{m^2} \right]$$

$$q_{fr} = 0,486 \left[ \frac{MN}{m^2} \right] < [q_{fr}^a] = 0,96 \left[ \frac{MN}{m^2} \right]$$

Puisque les conditions a, b, c sont vérifiées donc la résistance du piston est assurée.

**II.2.3. Calcul des segments :****a. La pression moyenne du segment sur la paroi :**

On a :

$$P_m = \frac{0,425 \cdot E \cdot S_{o/t}}{(3 - \mu) \left( \frac{D}{t} - 1 \right)^3 \cdot \frac{D}{t}}$$

$E$  : Module d'élasticité pour une fonte alliée.

$$E = 1,2 \cdot 10^5 \left[ \frac{MN}{m^2} \right]$$

$S_{o/t}$  : Différence entre les jupes des segments.

$S_{o/t} = 3,2 \div 4$  (Pour les moteur Diesel), on prend  $S_{o/T} = 3,6$ .

$\mu = 0$  (Pour les segments à pression régulière).

$$P_m = \frac{0,425 \cdot 1,2 \cdot 10^5 \cdot 3,6}{(3 - 0) \left( \frac{0,17}{0,007} - 1 \right)^3 \cdot \frac{0,17}{0,007}} = 0,20 \left[ \frac{MN}{m^2} \right]$$

$$P_m = 0,20 \left[ \frac{MN}{m^2} \right] < [P_m^a] = 0,37 \left[ \frac{MN}{m^2} \right]$$

**b. La contrainte de flexion dans le segment en état de travail :**

On a :

$$\sigma_{fl,1} = 2,61.P_m \cdot \left(\frac{D}{t} - 1\right)^2$$

$$\sigma_{fl,1} = 2,61.0,20 \cdot \left(\frac{0,17}{0,007} - 1\right)^2 = 283 \left[\frac{MN}{m^2}\right]$$

$$\sigma_{fl,1} = 283 \left[\frac{MN}{m^2}\right] < [\sigma_{fl,1}^a] = 450 \left[\frac{MN}{m^2}\right]$$

**c. La contrainte de flexion dans le segment en état de montage sur piston :**

On a :

$$\sigma_{fl,2} = \frac{4.E.(1 - 0,114.S_{o/t})}{m \left(\frac{D}{t} - 1,4\right) \cdot \frac{D}{t}}$$

 $m$  : Coefficient dépendant du mode de montage du segment,  $m = 1,57$ 

$$\sigma_{fl,2} = \frac{4,1,2.10^5.(1 - 0,114.3,6)}{1,57 \cdot \left(\frac{0,17}{0,007} - 1,4\right) \cdot \frac{0,17}{0,007}} = 324,32 \left[\frac{MN}{m^2}\right]$$

$$\sigma_{fl,2} = 324,32 \left[\frac{MN}{m^2}\right] < [\sigma_{fl,2}^a] = 600 \left[\frac{MN}{m^2}\right]$$

Lorsque les conditions (a, b, c) sont vérifiés donc la résistance des segments est assurée.

### II.2.4. Calcul de vérification de la chemise :

Ce calcul a pour but, la détermination de la résistance à l'éclatement de la chemise, la détermination de l'épaisseur de la paroi de celle-ci d'après les caractéristiques des matériaux utilisés et la pression d'essai de cette chemise.

La chemise est fabriquée en fonte graphique sphéroïdale

- Sa résistance pratique

$$R_p = \frac{R_e}{S}$$

- Sachant que  $R_e = 40 \text{ daN/mm}^2$  (limite d'élasticité) et S son coefficient de la sécurité  $S = 3$

$$R_p = \frac{40}{3} = 13,33 \left[ \text{daN/mm}^2 \right], \quad R_p = 13,33 \left[ \text{daN/mm}^2 \right]$$

$$P_i = P_{\max} = P_z = 96,86 \text{ [bars]} = 0,968 \left[ \text{daN/mm}^2 \right]$$

$D_i$  : Le dia mètre intérieur,  $D_i = 170 \text{ mm}$

$$e = \frac{D_i}{2} \left[ \left( \frac{R_p + P_i}{R_p - P_i} \right)^{\frac{1}{2}} - 1 \right]$$

$$e = \frac{170}{2} \left[ \left( \frac{13,33 + 0,986}{13,33 - 0,986} \right) - 1 \right] = 6,41 \text{ mm}$$

$$e = 6,41 \text{ mm} < 8,5 \text{ mm} = (\sigma_{cy})_{réelle}$$

L'épaisseur de la paroi de la chemise est vérifiée d'après ses caractéristiques des matériaux et sa pression d'essai ce qui nous ramène à dire que la résistance à l'éclatement est satisfaisante.

# CONCLUSION

Le moteur Diesel a alors été appliqué à des moteurs industriels, et son succès est venu de son excellent rendement, résultat obtenu grâce au fait que le taux de compression et la suralimentation ne sont pas limités par le phénomène de cliquetis propre aux moteurs à allumage commandé.

D'après l'étude que nous avons effectuée sur le moteur diesel , nous pouvons retenir les conclusions suivantes :

- Au cours de l'étude de cycle thermodynamique du moteur diesel, nous avons réécrit les procédés de calcul du travail, la quantité de chaleur et le rendement.
- Les calculs des caractéristiques thermiques du moteur diesel (**CAT 3512**) ainsi que les calculs de vérification à la résistance sont vérifiés.
- Au cours de l'étude de la maintenance effectuée, nous avons constaté que pour assurer une grande durée de vie du moteur, améliorer son rendement, et minimiser ses charges financières, il faut améliorer les conditions d'exploitation, appliquer une bonne politique de maintenance.

Finalement, nous souhaitons que ce mémoire puisse servir comme outil de travail pour les étudiants concernés, et qu'il sera amélioré et complété pour rendre son utilité plus complète.

# BIBLIOGRAPHIE

- I. KALAKOUTSKI ET V.VOLKOV, calcul thermique du diesel (INH 1986).
- G.LEMASSON , les machines transformatrices d'énergie tome II : turbomachines et machine alternatives.
- E.BESTHAROV ET S. NETCHAEV, calcul thermique du diesel (INH 1974).
- FRANCOIS MONCHY, la fonction maintenance, EDITION MASSON,1996.
- Le chapitre « défaut de compression » du Tome I de la technique de réparation, EDITION FOUCHER.
- Un CD manuel sur technique et entretien du moteur CATREPILLAR 3512
- Brochure sur l'entretien et la réparation des moteurs diesel
- Site internet de l'entreprise CATERPILLAR [www.CAT.com](http://www.CAT.com)