

**REPUBLIQUE DE MADAGASCAR**

**Tanindrazana – Fahafahana – Fandrosoana**

**Ministère de l'Education Nationale et de la Recherche Scientifique**



**ECOLE NORMALE SUPERIEURE POUR L'ENSEIGNEMENT TECHNIQUE**

**(E.N.S.E.T)**

**FORMATION INITIALE D'INGENIEURS FORMATEURS**

**DEPARTEMENT DE GENIE ELECTRIQUE ET MECANIQUE**

**MEMOIRE DE FIN D'ETUDE**

# **ETUDE D'UNE POMPE A INJECTION POUR MOTEUR DIESEL**

Présenter par :

**ASSANY Omar**

Président du jury : RAKOTONDRA SOA Honoré

Membre du jury : BEMENA Albert

Membre du jury : CANISSIUS

Encadreur : MAMONJISOA Pierre

Promotion : CRANE

*18 Octobre 2006*

**UNIVERSITE D'ANTSIRANANA**  
**ECOLE NORMALE SUPERIEUR**  
**POUR L'ENSEIGNEMENT TECHNIQUE**  
**Année Universitaire : 2005-2006**  
**Année d'étude : 5<sup>ème</sup> année en PETGM**  
**Mémoire de fin d'étude.**

## **ETUDE D'UNE POMPE D'INJECTION D'UN MOTEUR DIESEL**

### **DONNEES INITIALES 4 temps à 4 cylindre**

#### **CARACTERSTIQUE DE MOTEUR DIESEL**

- Moteur à 4 temps à 4 cylindres en ligne
- Cylindrée total : 5.320 cm<sup>3</sup>
- Puissance maximal : 60ch à 1500tr/mn
- Couple maximale : 26m.Kg à 1200tr/mn
- Tarage des injecteurs : 145 Kg/cm<sup>2</sup>

#### **TRAVAUX DEMANDES**

- Etudier la composition de la pompe d'injection en ligne, de son régulateur et de variateur d'avance à l'injection
- Dimensionner les éléments essentiels de la pompe d'injection en ligne et de son régulateur.
- Faire le dessin d'ensemble de la pompe en ligne
- Faire le dessin de définition des éléments essentiels de la pompe en ligne.
- Prévoir comme implication pédagogique :
  - Principe de montage et démontage de la pompe ;
  - Calage de la pompe d'injection ;
  - Vérification et réglage de débit de la pompe par banc d'essai ;
  - Réglage de régime de ralenti et accélérer de vitesse de rotation de moteur.

**Le responsable de projet**

**MAMONJISOA Pierre.**

# TABLE DES MATIERES

<b>INTRODUCTION</b>	<b>1</b>
<b>CHAPITRE I : GENERALITES SUR LES MOTEURS DU TYPE DIESEL</b>	<b>2</b>
1.1 Définition et terminologie	1
1.2 Comparaison entre le moteur diesel et le moteur à essence (cycle à 4 temps)	3
1.3 Qualités et avantage des moteurs Diesel	4
1.3.1 Economie de combustible	4
1.3.2 Rendement	4
1.3.3 La construction, la réparation et l'entretien des Diesels sont plus coûteux	4
1.3.4 Fumées d'échappement	4
1.4 Etude de fonctionnement théorique des moteurs du type diesel	4
1.4.1 Principe fondamental	4
1.4.2 Principaux organes	5
1.5 Cycles théoriques	5
1.5.1 Cycle à 4 temps	5
1.5.2 Cycle à pression constante	5
1.5.3 Cycle à volume constant	6
1.5.4 Cycle mixte	7
<b>CHAPITRE II POMPE D'INJECTION 4 CYLINDRE EN LIGNE</b>	<b>12</b>
2.1. Le circuit d'alimentation en combustible	12
2.2 Généralités	14
2.3 Rôle	14
2.4 Fonction	14
2.5. Fonctionnement d'une pompe injection	14
2.5.1. SCHEMA FONCTIONNEL	15
2.6. Principe de fonctionnement de la pompe en ligne	17
a. Admission du combustible : (Remplissage)	17
b. Début de refoulement	17
c. Fin de refoulement (décharge)	18
d. Courbes de débit avec soupape à réaspiration	21
e. Avantage de la soupape de réaspiration	22
2.7. Calcul des débits	22
2.7.1 Calcul de consommation spécifique (Cs)	22
A. LA REGULATION	24
a. La régulation des régimes de rotation d'un moteur diesel	24
b. Fonctions assurées par le régulateur	24
c. Principaux types de régulateurs	25
d. Régulateur « toutes vitesses »	26
e. Un ensemble de ressorts antagonistes	27
f. Des leviers	27
B. VARIATION DE L'AVANCE A L'INJECTION	31
1. Généralités	31
2. Principe de variation d'avance automatique	32
<b>CHAPITRE III : DIMENSIONNEMENT DES ELEMENTS CONSTITUTIFS DE LA POMPE D'INJECTION</b>	<b>33</b>
3.1 Calcul de diamètre du piston	33

3.2 Calcul d'épaisseur de chemise de piston-----	33
a.Choix de matériaux -----	3
b.Calcul de l'épaisseur -----	33
3.3 Calcul d'un ressort du piston-----	34
3.3.1 Diamètre du fil du ressort -----	34
3.3.2 Matériaux utilisés -----	35
3.3.3. Choix de matériaux	35
3.3.4. Calcul de raideur du ressort -----	35
3.3.5. Calcul de pignon et de la roue d'entraînement de la pompe-----	35
3.3.6.Diamètre moyen de la spire -----	35
3.3.7. Choix de matériaux -----	36
3.3.8. Calcul d'entraxe A-----	39
3.3.9. Paramètres de taillage de pignons et des roues cylindriques à denture hélicoïdale de la liaison de la distribution-----	39
3.4. Vérification à la fatigue des pignons et de deux roues-----	45
3-4-1-Calcul de efforts agissant sur les pignons-----	45
3-4-2 Vérification de pied de dents à la fatigue par flexion répétitive -----	45
3-4-3 Vérification du flanc de la dent du pignon par pression répétitive de hertz----	48
3-5-CALCULS DE L'ARBRE A CAME -----	49
3-5-1-Calcul de diamètre de l'arbre à came de la pompe d'injection -----	50
3-5-2 – Expression des efforts tranchants et des moments fléchissants dans le plan (x,y)-----	52
3-5-3-calcul de moment de torsion correspondant-----	52
3-5-4-Vérification de la contrainte de résistance -----	52
3-5-5-Vérification de rigidité à la torsion de l'arbre à came-----	53
3-6-Vérification des clavettes sur l'arbre à came au cisaillement-----	54
3-7-Choix du type de roulement -----	54
3-7-1- Charge dynamique d'équivalence P du palier A et B-----	55
3-7-2-Lubrification -----	55
3-7-3- Ajustement des roulements -----	56
<b>CHAPITRE IV : IMPLICATION PEDAGOGIQUE-----</b>	<b>57</b>
4-1- Calage de la pompe d'injection-----	57
4.2 Généralité-----	57
4.3 Calage statique -----	57
a. Préparer le moteur-----	57
b. Mettre la pompe d'injection en place : dans ce cas les conditions suivantes sont préalablement réalisées -----	57
c. Contrôle-----	57
d. Vérification et réglage de débit de la pompe par banc d'essai-----	58
e. Principe de montage de la pompe-----	58
<b>CONCLUSION -----</b>	<b>59</b>

## **ANNEXE**

## **BIBLIOGRAPHIE**

## REMERCIEMENTS

*Qu'il me soit permis de remercier l'Éternel Dieu de m'avoir donné santé, force, idées pour l'accomplissement de ce travail de mémoire.*

*Je tiens à adresser très chaleureusement ma plus profonde gratitude à Monsieur MAMONJISDA Pierre enseignant responsable de ce travail de mémoire, pour ses conseils et son aide durant la réalisation de ce travail.*

*J'adresse mes vifs remerciements à :*

*Monsieur le Président de jury et les membres de jury qui m'ont accepté de faire connaissance avec mon travail et de le juger ;*

*Tous les enseignants qui m'ont communiqué leurs connaissances ;*

*Toutes mes familles, surtout mes parents, mes frères, mes sœurs, qui m'ont soutenu financièrement et moralement pour achever ce travail ;*

*Toutes mes collègues de la même promotion qui ont su créer une atmosphère fraternelle durant toutes mes études,*

*Tous ceux qui, de loin ou de près, ont prié pour moi et contribué à l'accomplissement de ce présent travail*

*Merci à tous et que Dieu vous bénisse*

**ASSANY Omar**

## **INTRODUCTION**

De nos jours, le moteur de marque diesel est utilisé non seulement par des véhicules de transport, mais aussi employé dans des grandes usines. Cela raison pour laquelle les industries fabriquant de moteurs diesels se développent et s'imposant un peu partout dans le monde entier.

En effet, la pompe d'injection joue un grand rôle dans le système d'alimentation du moteur diesel. Ainsi, compte tenu de la nouvelle conception des moteurs diesels, il est nécessaire aussi de concevoir des nouvelles pompes d'injections.

D'ailleurs, notre pays a besoin des étudiants ingénieurs et spécialistes en moteur diesel.

C'est la raison pour laquelle l'établissement ENSET a proposé le sujet de mémoire intitulé : « ETUDE DE LA CONCEPTION DE LA POMPE D'INJECTION EN LIGNE » que nous avons choisi comme un sujet de recherche. Un sujet qui selon notre point de vue présente un atout non seulement pour l'ENSET mais aussi pour l'université d'Antsiranana en vue de constituer un document pédagogique.

Notre travail se divise en quatre parties :

- Les généralités du moteur diesel constituant notre première chapitre.
- Le chapitre deux sera consacré à l'étude des éléments concernant la pompe d'injection en ligne du moteur diesel.
- Dans le chapitre trois nous allons analyser les dimensionnements des éléments concernant la pompe d'injection en ligne.
- Quant au dernier chapitre, il sera orienté sur l'implication pédagogique dans le quelle nous allons étudier le principe de montage et démontage de la pompe, calage, vérification et réglage de débit de pompe par banc d'essai.

## **CHAPITRE I : GENERALITES SUR LES MOTEURS DU TYPE DIESEL**

### **1.1 Définition et terminologie**

Les « moteurs à combustion interne » ou moteurs du type « Diesel » sont les moteurs fonctionnant avec un combustible liquide pulvérisé qui s'enflamme et brûle au contact d'air chaud.

Les combustibles utilisés sont des hydrocarbures plus lourds que l'essence et non « volatils » à la température ordinaire appelés gasoil, ou des huiles spéciales résultant de mélanges. Les combustibles « très lourds » : mazout, huile de goudron, employés dans des moteurs de grosse puissance (Diesel fixe ou marin) ne sont pas utilisés dans les moteurs diesels de véhicules routiers.

## 1.2 Comparaison entre le moteur diesel et le moteur à essence (cycle à 4 temps)

Temps du cycle	Fonctions assurées dans le moteur diesel	Organe en fonctionnement	Fonctions assurées dans le moteur à essence	Organe en fonctionnement
1 <sup>er</sup> Admission	Aspiration	Soupape d'admission	Aspiration d'un mélange air essence préparé et dosé par un carburateur ou un système d'injection	Soupapes d'admission carburatrice
2 <sup>e</sup> Compression	Très forte 20 à 30 bars compression de l'air d'où échauffement à 600°C environ rapport volumétrique de 1/12 à 1/22		Compression du mélange 8 à 12 bars d'où échauffement à 300°C environ. Rapport volumétrique 1/5 à 1/8 (2)	
En fin de course de compression	Injection sous forte pression (100 à 300 bars) du combustible qui s'enflamme spontanément au contact de l'air surchauffé (3)	Pompe à injection. Injecteurs	Allumage du mélange par étincelle électrique à la bougie	Allumeur ou magnéto et bougies d'allumage
3 <sup>e</sup> Combustion ou explosion	Combustion et détente		Explosion	
4 <sup>e</sup> Echauffement	Evacuation des gaz brûlés	Soupapes d'échappement	Evacuation des gaz brûlés	Soupape d'échappement

**Fig. 1**



## **1.3 Qualités et avantage des moteurs Diesel**

### **1.3.1 Economie de combustible :**

-Une économie de combustible importante constitue l'avantage principal du moteur diesel, lorsqu'on compare au moteur à essence. Cette économie est de l'ordre de 20% à 30% sur le poids de carburant (consommation spécial du moteur Diesel 20% à 30% plus faible que celle du moteur à essence). En outre le prix de gasoil est inférieur au prix de l'essence.

### **1.3.2 Rendement :**

-Le moteur diesel est utilisé dans tous les moteurs actuellement en service sur les véhicules routiers, le moteur ayant le meilleur rendement global en raison d'un rendement thermique plus élevé (taux de compression plus élevé)

### **1.3.3 La construction, la réparation et l'entretien des Diesels sont plus coûteux :**

-Les pièces de rechange reviennent plus cher que celles d'un moteur à essence et les mécaniciens spécialistes du Diesel sont peu nombreux et bien rémunérés.

### **1.3.4 Fumées d'échappement :**

Elles constituent un inconvénient désagréable du moteur Diesel. Cependant l'amélioration très nette de la combustion due au perfectionnement du système d'injection et de la chambre de combustion atténue cet inconvénient

## **1.4 Etude de fonctionnement théorique des moteurs du type diesel**

### **1.4.1 Principe fondamental.**

Lorsqu'une masse d'air est comprimée, sa température peut atteindre 500 à 600°C.

Les fines gouttelettes de gasoil à l'état pulvérisé que l'on met en contact avec cet air s'enflamment spontanément.

Le fonctionnement des moteurs du type Diesel comprend les phases suivantes.

1-admission d'air pur dans le cylindre ;

2-compression de cet air pour élever sa température ;

3-injection ou introduction rapide du gasoil pulvérisé dans le cylindre à la fin de la compression combustion de gasoil dans l'air, détente des gaz brûlé

4<sup>e</sup> phase : échappement vers l'extérieurs des gaz brûlés

## 1.4.2 Principaux organes

**1.4.2.1 Organes fixes : le carter, le cylindre, la culasse et sa chambre de combustion** (espace compris entre la culasse et le piston au point mort haut) ;

**1.4.2.2 Organes mobiles : le piston, la bielle et le vilebrequin ;**

**1.4.2.3 Organes accessoires :**

- Organe de distribution (collection d'admission, soupape, arbre à came ;
- Organe d'alimentation (pompe, filtre, tuyaux d'alimentation, etc...)
- Organe d'injection (injection et pompe d'injection)
- Organe de régulation,
- Organe de refroidissement et de graissage.

## 1.5 Cycles théoriques

Comme les moteurs à essence les moteurs diesels peuvent fonctionner suivant le cycle à 4 temps (cycle 2 tours) ou le cycle à 2 temps (cycle à 1 tour).

### 1.5.1 Cycle à 4 temps

Suivant le mode de combustion dans le cylindre on distingue 3 cycles à 4 temps différents : le cycle à pression constante, cycle à volume constant et le cycle mixte.

### 1.5.2 Cycle à pression constante

Il comprend les phases suivantes

-Premier temps : aspiration d'air frais sur A et B

-Deuxième temps : compression adiabatique de cet air de B à C et en C la pression atteint = 35 bars ( $P_{FC} = 35$  bars).

En moyenne, température en fin de compression  $t_{FC} = 500$  à  $600^\circ\text{C}$

-Troisième temps : temps moteur

En C (au point mort haut), début de l'injection de combustible, la combustion commence et va se poursuivre de C à D (soit généralement 1/10 de la durée de la course descendante.

De D à E la détente des gaz brûlés est adiabatique.

-Quatrième temps : En E au point mort bas, ouverture de la soupape d'échappement, la pression tombe brusquement de E à B, à une valeur égale à la pression atmosphérique.

L'échappement des gaz brûlés s'effectue de B à A.

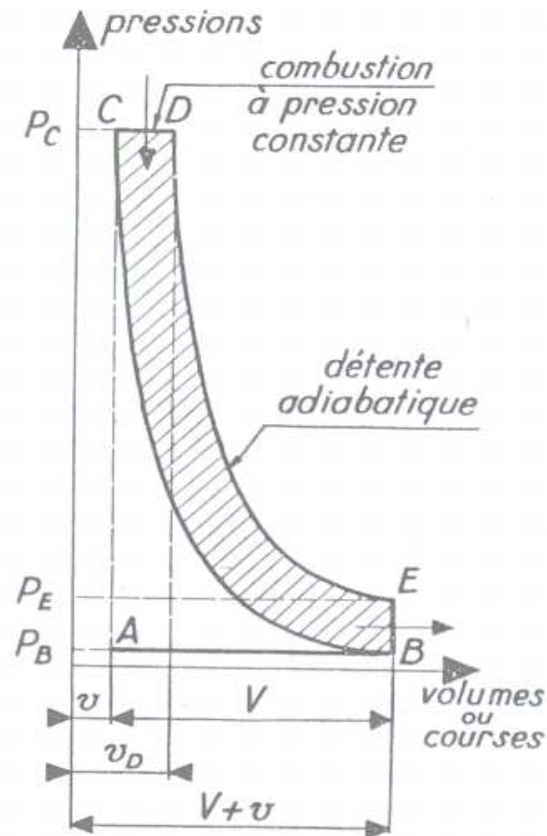


Fig. 2

### 1.5.3 Cycle à volume constant

C'est le cycle de Beau de Rochas utilisé dans les moteurs à allumage commandé tel que le moteur à essence à 4 temps. Il permet de réaliser l'idée première de diesel : injection du combustible avec pulvérisation par l'effet seul de la pression d'injection ;

- Premier temps : Aspiration d'air pur de A à B
- Deuxième temps : compression adiabatique pur de A à B.

En C ; injection mécanique du combustible qui s'enflamme spontanément. La combustion étant très rapide, la pression augmente brusquement de C à D.

- Troisième temps : temps moteur : détente adiabatique des gaz brûlés de D à E.
- Quatrième temps : En E, au point mort bas, ouverture de la soupape d'échappement (début d'échappement) la pression tombe brusquement de E à B ;
- Echappement se poursuit de B à A, le piston revient au point mort haut et le cycle recommence. Le cycle à volume constant est difficile à réaliser dans les moteurs lents et grande puissance parce qu'il conduit à des pressions élevées, il convient uniquement pour les moteurs diesel rapide et à faible puissance, à faible taux de compression.

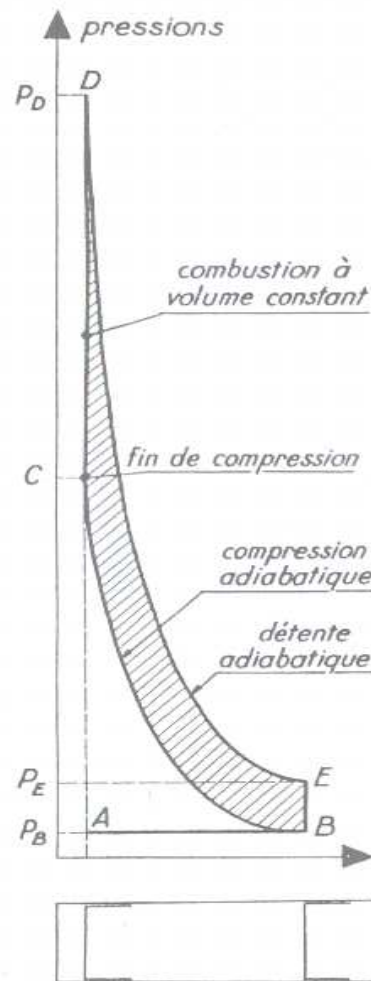


Fig. 3

### 1.5.4 Cycle mixte

Le cycle mixte se rapproche plus ou moins de cycle à volume constant ou de cycle à pression constante selon la vitesse de l'injection qui pourrait être plus ou moins et que la combustion sera plus ou moins rapide.

Il s'agit là d'un cycle utilisé pour les moteurs diesels rapides et semi-rapides

Il comporte théoriquement les phases suivantes :

Premier temps : Admission d'air pur de A à B (fig. 4)

Deuxième temps : Compression de B à C (compression adiabatique) (fig. 5)

Troisième temps : combustion et détente

- en C début de l'injection (injection mécanique) ; combustion à volume constant de C à D. La combustion se poursuit à pression constante de D à E (fig.6)

- La détente adiabatique commence en E et se termine en F au moment où l'on ouvre la soupape d'échappement. La pression tombe instantanément de F à B.

Quatrième temps : Echappement des gaz brûlés de B à A.

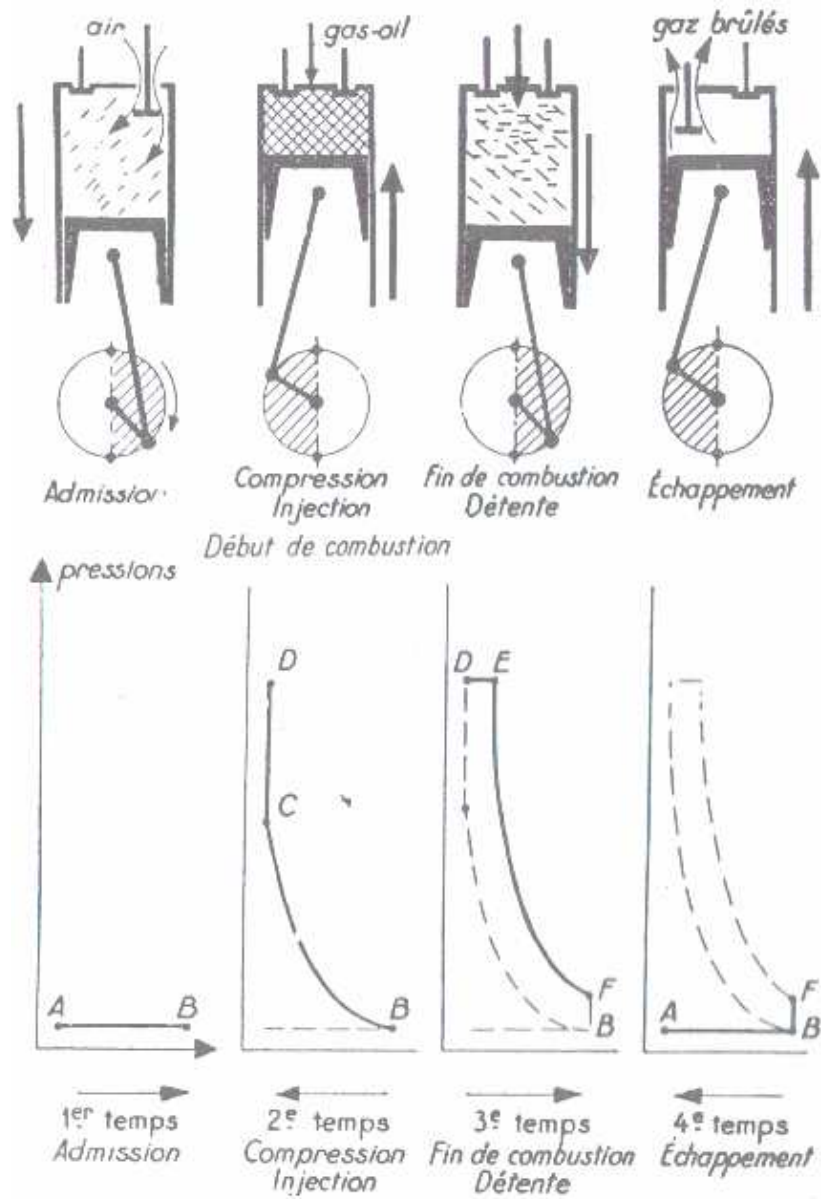


Fig. 4

Fig. 5

Fig. 6

Fig. 7

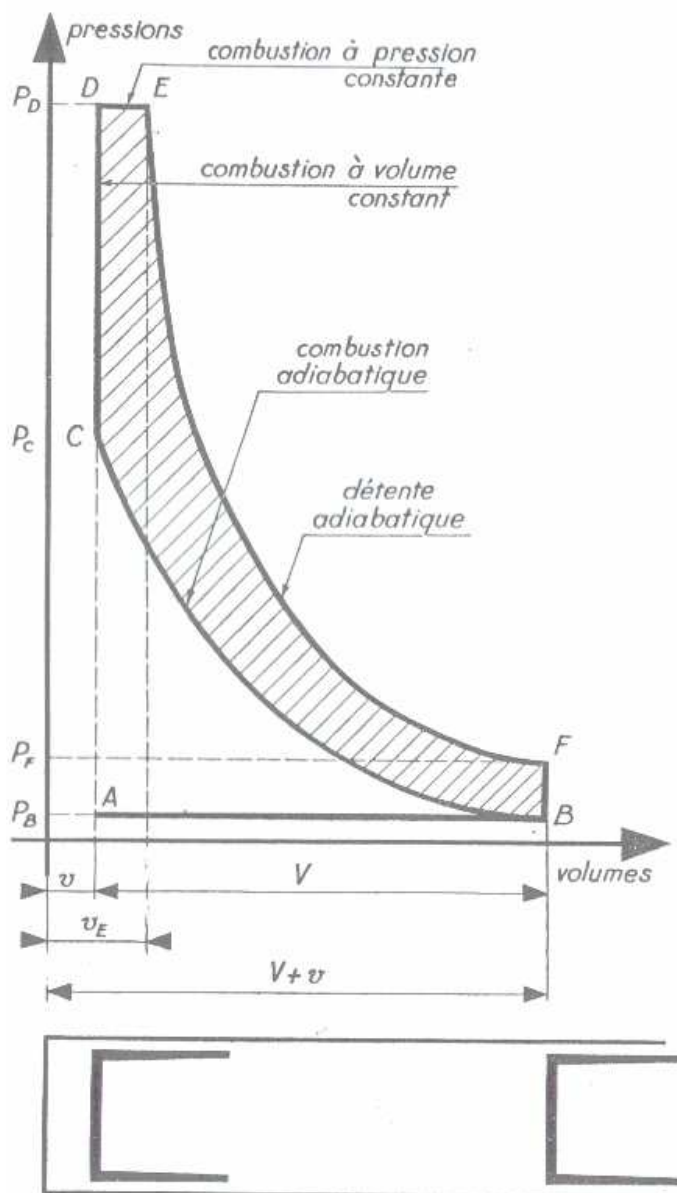


Fig. 8

## -Diagramme réel du cycle mixte

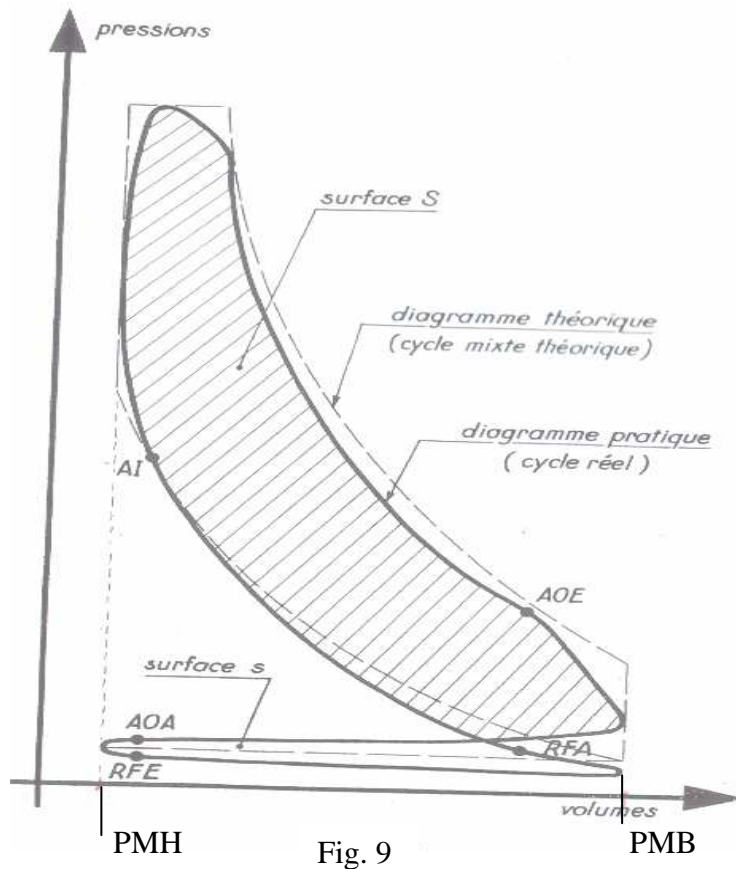


Fig. 9

- AOA : Avance en Ouverture de l'Admission
- RFA : Retard à la Fermeture de l'Admission
- AI : Avance à l'Injection
- AOE : Avance à l'Ouverture à l'Echappement
- RFE : Retard à la Fermeture de l'Echappement
- PMH : Points Morts Hauts
- PMB : Points Morts Bas

Epure de la distribution

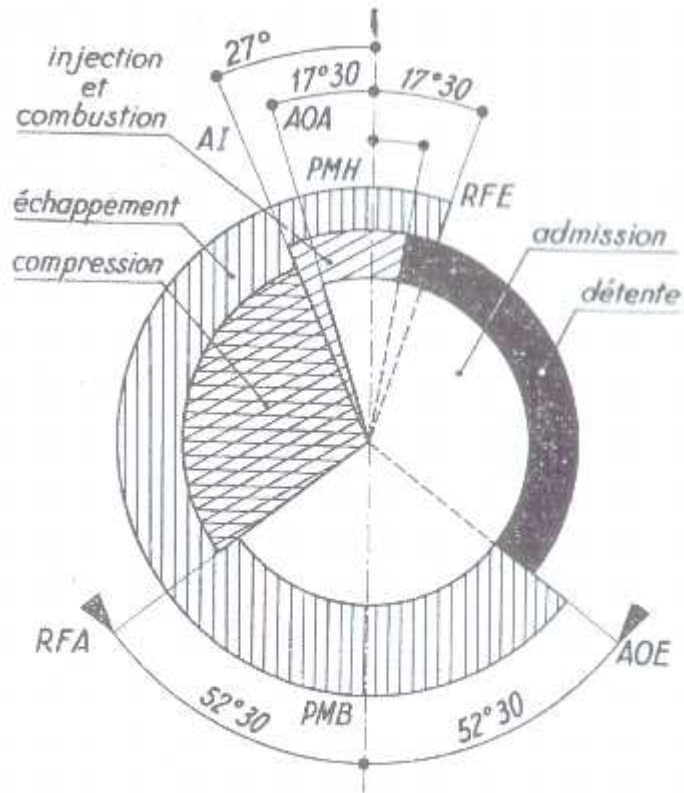


Fig. 10



## **CHAPITRE II POMPE D'INJECTION 4 CYLINDRE EN LIGNE**

### **2.1 Le circuit d'alimentation en combustible**

## CIRCUITS D'ALIMENTATION

① : Combustible

② : Conduite Chargée

③ : Filtre

④ : Pompe d'alimentation

⑤ : Pompe d'injection

⑥ : Filtre à combustible

⑦ : Pompe à main

⑧ : Régulateur à force centrifuge

⑨ : Conduite décharge

## 2.2 Généralités

Nous étudions dans ce projet le mécanisme, des pompes d'injection mécanique « à 4 cylindres en ligne » à course de piston constante (c'est-à-dire de celles dont chaque impulsion injecte dans le cylindre la dose de carburant nécessaire).

## 2.3 Rôle

La pompe d'injection doit refouler sous pression de combustible à travers un circuit qui comprend ; des soupapes, des clapets, des conduites, et des injecteurs ;

## 2.4 Fonction

- Il s'agit d'une pompe qui consiste à fournir la pression d'injection (ajustement entre piston et chemise de l'ordre de 2 microns) ;
- Elle assure aussi le dosage de la charge de combustible à refouler (forme particulière de la tête de piston).
- Et, elle synchronise les débuts de refoulement (calage des cames sur l'arbre à cames),
- Enfin, elle permet l'arrêt du moteur (stop)

## 2.5. Fonctionnement d'une pompe injection

Le piston (7) est animé par mouvement de va et vient entre PMH et PMB, et poussé par la came (18) et rappelé par un ressort (12). Cette course est appelée course totale et est invariable. La tête du piston comporte une gorge circulaire reliée à la face supérieure du piston par une rainure et une rampe hélicoïdale. Le piston étant PMB, le remplissage de la chambre se fait par l'orifice de remplissage qui est démarqué.

Le début de l'injection se produira lorsque l'orifice sera masqué par le piston lors de la course constante.

La fin d'injection se fera lorsque la rainure hélicoïdale démasquera à nouveau l'orifice, le combustible emprisonne pouvant s'échapper par la rainure. Cette course est appelée course utile. Le reste de la course montante se fera sans action sur le combustible. Le dosage du combustible se fera donc par rotation piston sous l'action de la crémaillère, pour présenter devant l'orifice de remplissage, une portion rampe hélicoïdale plus ou moins grande. Le stop est obtenu en plaçant la rainure devant l'orifice.

**2.5.1. SCHEMA FONCTIONNEL****SCHEMA FONCTIONNEL**

1	: Raccord de refoulement	14	: Poussoir
2	: Réducteur de volume	15	: Galet
3	: Ressort de clapet	16	: Coussinet
4	: Clapet de refoulement	17	: Bouchon en tôle
5	: Joint de clapet	18	: Arbre à cames
6	: Retour de fuite	19	: Axe
7	: Piston	20	: Contre-écrou
8	: Vis de guide	21	: Vis de réglage
9	: Crémaillère	22	: Coupelle supérieure
10	: Douille de réglage	23	: Secteur denté
11	: Chemise	24	: Pion de guidage
12	: Ressort de piston	25	: Vis brise-jet
13	: Coupelle inférieure	26	: Galerie d'alimentation

## 2.6. Principe de fonctionnement de la pompe en ligne

### a. Admission du combustible : (Remplissage)

Au PMB, le piston découvre les orifices 0 et 01 lors de l'arrivée du combustible poussée par la pression d'alimentation. Le combustible pénètre dans la chambre A et par la rainure verticale, dans la chambre B. Dès que ces chambres sont remplies, le piston effectue une course entre le PMB entre le début de refoulement, cette course est appelée pré-course

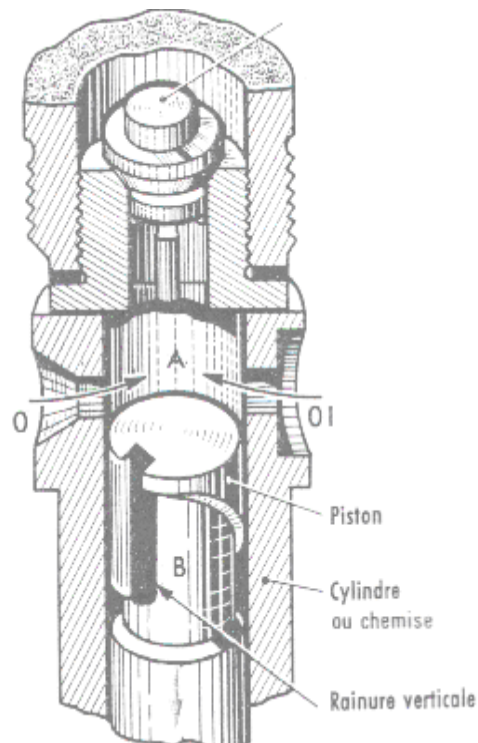


Fig. 13

### b. Début de refoulement

Les pistons ayant effectué la pré-course obture les orifices 0 et 01. C'est le début de refoulement et le combustible comprimé soulève le clapet de refoulement et se dirige vers l'injection (course utile)

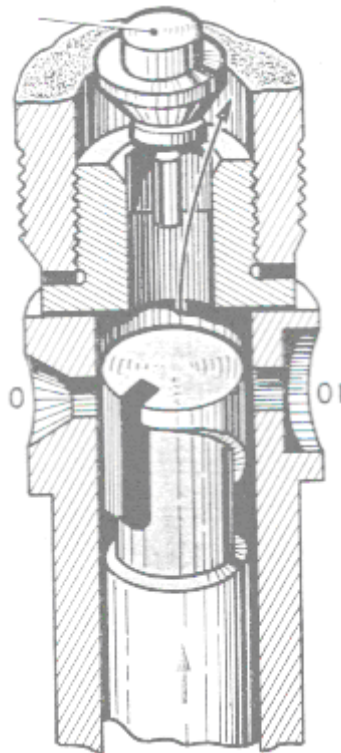


Fig. 14

### c. Fin de refoulement (décharge)

Le piston continue son mouvement de montée et l'injection effectuée. Dès que l'arête inférieure de la rampe hélicoïdale découvre l'orifice 01, la pression chute brusquement et le clapet de refoulement retombe sur son siège. Le combustible dans les chambres A et B est remis à la pression d'alimentation (0,8 à 1,5 bar). Le piston continue ensuite sa course jusqu'au PMH (course de la came)

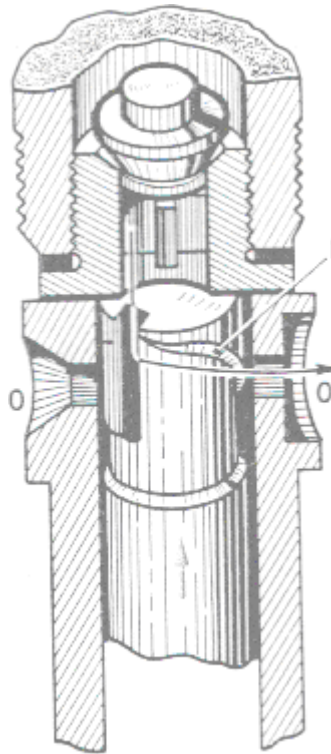


Fig. 15

### Remarque

a- la quantité de combustible refoulée dépend d'un temps donné et pendant lequel le piston couvre l'orifice de décharge O1, c'est-à-dire « la course utile ».

Ce temps est modifié par la rotation du piston. Elle fait varier l'instant de la fin de refoulement déterminée par la rampe hélicoïdale.

La figure 3 montre (A-B-C) les positions de pleins débits, de débit moyen et ralentie, Dans la figure 3-D, la rainure verticale est en ligne avec l'orifice O1, aucun refoulement n'est possible. C'est la position d'arrêt ou de « stop ».

Pour obtenir la position souhaitée de la rampe hélicoïdale, il suffit de faire tourner le piston au moyen d'un mécanisme de commande.

b- suivant le sens de rotation qu'il faut donner au piston pour obtenir une augmentation de débit, on dit qu'il est à la rampe à gauche ou à rampe à droite (fig. 16).

c- Selon la position et la forme de la « rampe », les pistons ont des appellations différentes.

1<sup>er</sup> Début d'injection « fixe » et fin d'injection « variable »

2<sup>e</sup> Début d'injection « variable » et fin d'injection fixe ou « auto-avance » (variation de l'avance de l'injection en fonction de la charge) 3<sup>e</sup> Début et fin d'injection « variables » (pistons spéciaux pour groupes électrogènes).

Sur certains moteurs, il est nécessaire pour le démarrage de donner du retard à l'injection (1). Dans ce cas précis, le piston de pompe comporte, à la partie supérieure, une échancrure « d'auto-retard » utilisée en position de surcharge de démarrage. Cette particularité peut s'adapter à tous les types de pistons.

d- lorsque la lubrification de la pompe s'effectue à partir du circuit de graissage sous pression du moteur, les retours de fuites sont prévus sur chacun des éléments de pompage.

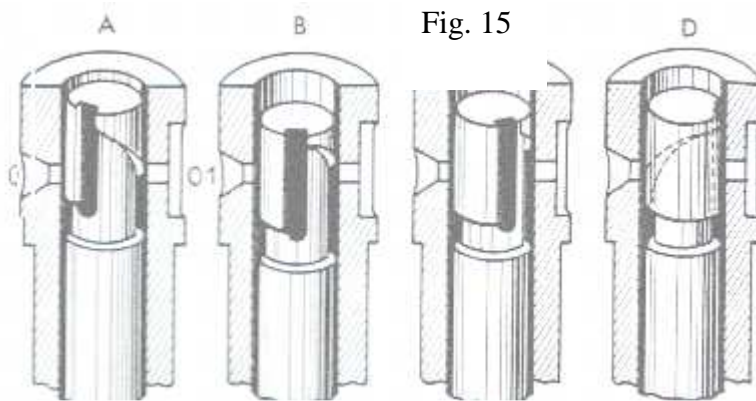
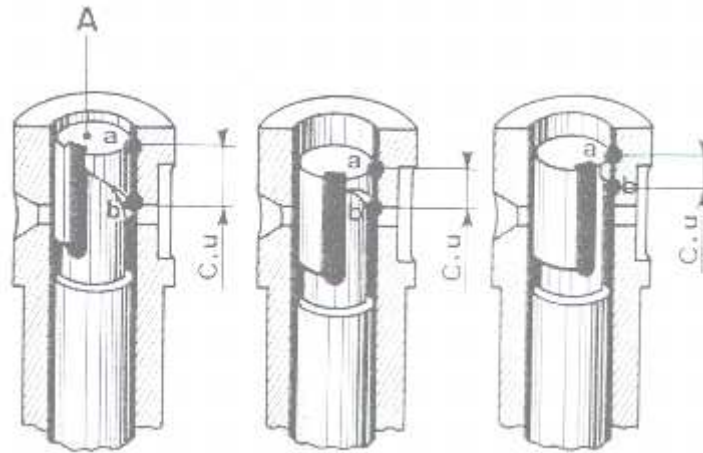


Fig. 16

### Soupape de refoulement

Leur rôle est de détendre rapidement, après chaque injection, la pression dans les tuyauteries de haute pression (HP) afin d'obtenir une fermeture franche « franche » sans bavage de l'injecteur, en maintenant la pression résiduelle déterminée par le constructeur.

### Fonctionnement

#### a- Début de refoulement

Le piston de pompe comprime le combustible et la pression d'injection  $P$  devient supérieure à la pression  $P'$  (charge du ressort + pression résiduelle) et soulève la soupape. Le combustible s'écoule au moment où le piston de détente (ou collerette) dégage l'orifice.

#### b- de refoulement

Le refoulement du combustible cesse lorsque la pression  $P$  devient inférieure à la pression  $P'$ . La fermeture de la soupape s'effectue alors en deux phases :

1<sup>er</sup> l'arête inférieure du piston de détente vient en contact avec la partie rectifiée du siège et la communication est interrompue.



2<sup>e</sup> la soupape continue sa retombée jusqu'à la fermeture complète en « réaspirant » dans la tuyauterie un volume  $V$

$$V = S \times h$$

$$= \frac{\pi d^2}{4} \times h$$

Avec  $V$  = volume de réaspiration  
 $S$  = surface du piston  
 $h$  = hauteur de retombée

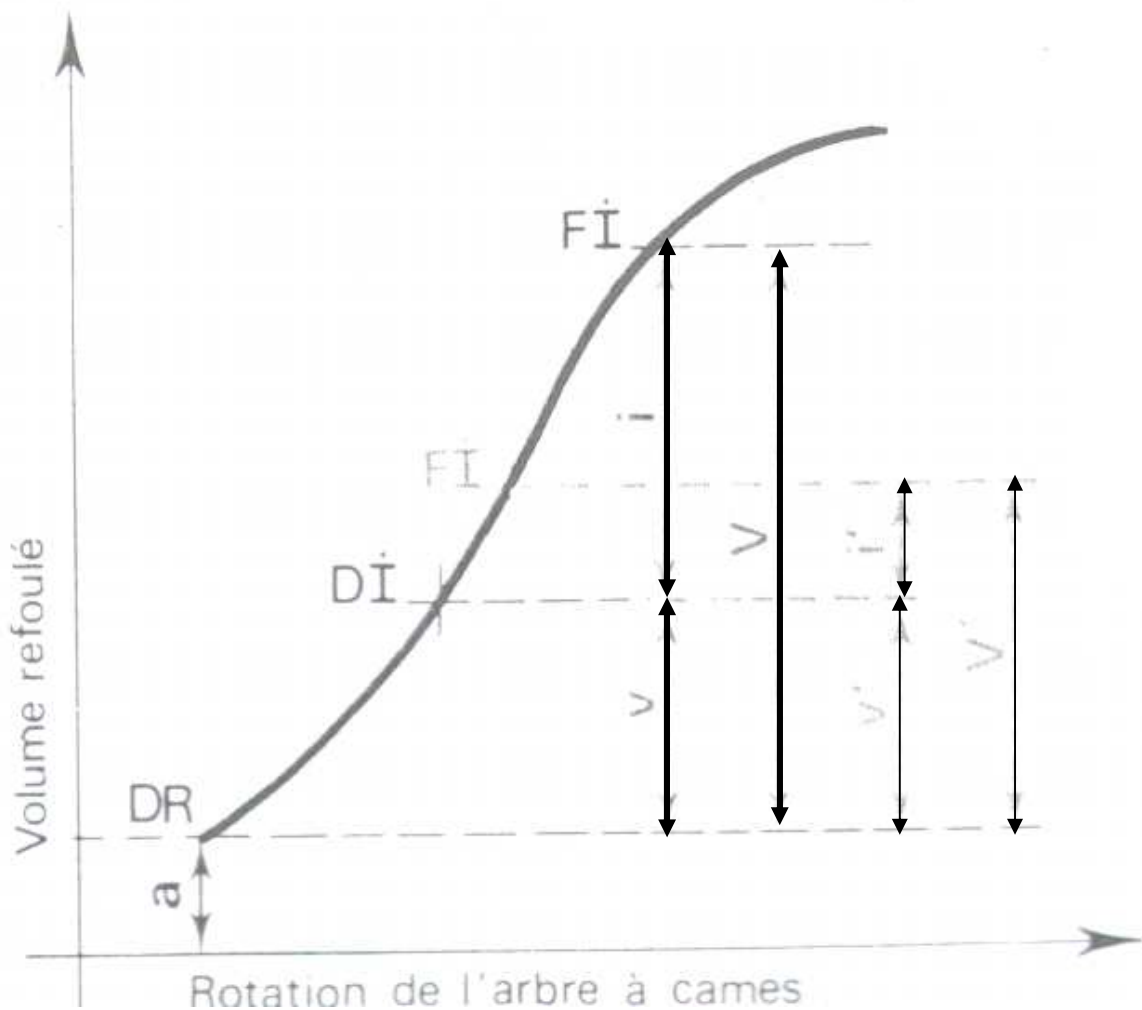


Fig. 17

#### d. Courbes de débit avec soupape à réaspiration

DR : Début de refoulement

DI : Début d'injection

FI : Fin d'injection

$V$  et  $V'$  : Volume de gasoil refoulé par le piston de pompe

$V$  et  $v'$  : Volume de compensation  
 $I$  et  $i'$  :  $V$  : volume injectés  
 $S_a$  : précourse après PMB  
 — : Volume de pleine charge  
 — : Volume de ralentie

Remarque : En position « débit de ralenti » les volumes de compensation restent identiques. Par contre, les volumes injectés demeurent différents.

### e. Avantage de la soupape de réaspiration :

- Elle permet d'obtenir une correction de couple (débit plus important à faible vitesse qu'à haute vitesse).
- Elle permet « d'établir » l'injection au ralenti en assurant une combustion plus progressive.
- C'est un complément au dispositif d'injection « différée » étudié avec les pompes rotatives.
- Sur les pompes sans dispositif de surcharge, cette soupape permet d'obtenir un meilleur débit de démarrage.

## 2.7. Calcul des débits

$$D = \frac{P \times C_s \times C_p}{d \times 60 \times n \times N_p}$$

$P$  : puissance [ch]

$C_s$  : Consommation spécifique [g/ch×h]

$C_p$  : coup piston

$D$  : Densité du gasoil [g/cm<sup>3</sup>]

$n$  : Nombre de cylindres

$N_p$  : Vitesse de la pompe [tr/min]

\*la vitesse de la pompe est la moitié, de celle de moteur (4 temps)

Donnée

$P=60$  [ch]

$D= 0,85$ [g/cm<sup>3</sup>]

$n=4$

$N_p=750$ [/min]

$C_p=100$

### 2.7.1. Calcul de consommation spécifique (Cs)

On appelle spécifique la masse de combustible, la gramme consommée par le moteur par cheval et par heure

$$C_s [g/ch \times h] = \frac{\text{masse de combustible consommée en 1h}}{\text{puissance effectif}}$$

1 kilocalorie = 427 kgm  
 1 cheval = 75 kgm/s = 0,736 kW  
 1 cheval.heure = 75×3600=270 000kgm

1.k cal      →      427kgm

x kcal      →      270.000kgm

x = 632 kcal

si le combustible a un pouvoir calorifique inférieur de l'ordre de 10 000 kcal/Kg et si le rendement du moteur Diesel considéré est de 34%, la consommation spécifique vaut thermiquement (pour Diesel) ;

AN

$$C_j = \frac{632}{0,34 \times 10000} = 0,185 \text{ kg/ch.h} = 185 \text{ g/ch.h}$$

$$\text{D'où } D = \frac{60[\text{ch}] \times 185[\text{g/ch.ch}] \times 100}{0,85[\text{g/cm}^3] \times 60 \times 4 \times 750[\text{tr/min}]} = 72,54 \text{ cm}^3 / \text{coup}$$

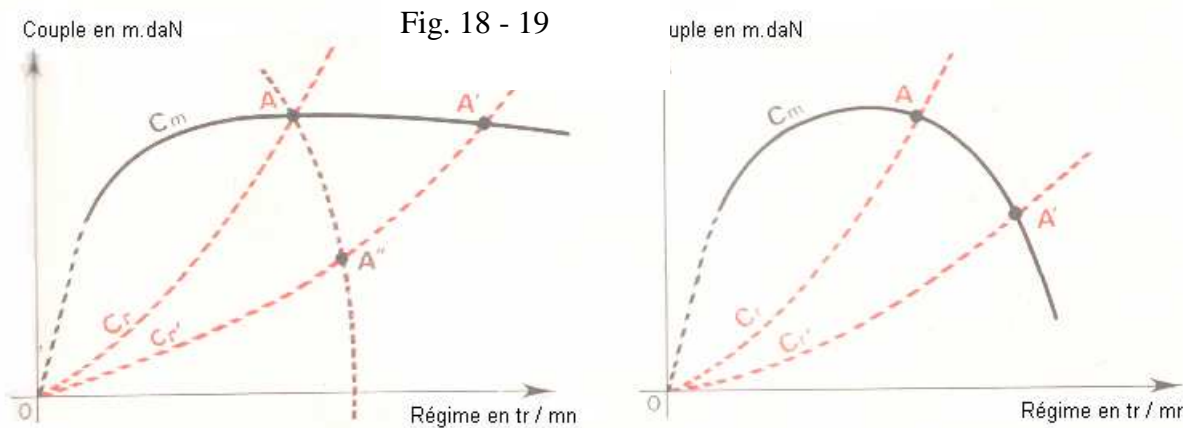
D'après l'essai sur le banc d'essai de la pompe en ligne de même type à la S.E.C.R.E.N on obtient les caractéristiques suivantes :

Débit nominal	Valeur [cm <sup>3</sup> ]	Vitesse de rotation de la pompe [tr/mn]
Débit plein charge	72-72-76-76	750
De ralenti	16,65-16,2-15,8-17,8	250
De surcharge	125-128-127-127	140
Elimination de débit de surcharge		360
Début de coupure du régulateur		600
Fin de coupure du régulateur		780
Pression d'injection-----145 bars		

Ces caractéristiques sont valables à la pompe qu'on va étudier.

## A. LA REGULATION

### La régulation des régimes de rotation d'un moteur diesel



La figure ci-dessus montre que, d'après l'allure générale de la courbe caractéristique des couples résistants ( $C_r$ ) du moteur à essence, une diminution de ( $C_r$ ) vers ( $C_r'$ ) entraîne également une diminution sensible du régime moteur (courbe  $OAA'$ ).

Donc les moteurs à essence n'ont pas besoin de régulation de régime (c'est-à-dire, n'ont pas besoin de régulateurs).

D'après l'allure générale de la courbe caractéristique, ce couple ( $C_m$ ) du moteur diesel, on observe qu'une diminution du couple résistant  $C_r$  vers  $C_r'$  peut entraîner une forte augmentation de vitesse de rotation du vilebrequin (Fig 19) (courbe  $OAA'$ ). Le point  $A'$  point d'intersection de  $C_m$  et  $C_r$  ou le régime maximal du moteur peut être largement dépassé. Dans ce cas, l'élévation très forte de vitesse de rotation dans le moteur diesel entraîne une forte augmentation de force d'inertie. La formation du mélange combustible (air et gasoil) de plus en plus mauvaise, entraîne aussi une intense dégagement de fumée d'échappement et une forte augmentation de contrainte thermique et mécanique du moteur.

Cela peut endommager le moteur. Pour résoudre ce problème, il est nécessaire d'utiliser le régulateur au moteur diesel qui permet de modifier l'allure de la courbe du couple en ramenant le point d'intersection  $A'$  vers  $A''$  (la courbe du couple devient  $OAA''$ ).

#### b. Fonctions assurées par le régulateur.

Les moteurs diesel fonctionnent généralement avec un excès (sauf en pleine charge). En cas de modification de la charge appliquée à ces moteurs, il est

nécessaire de faire varier également la quantité de combustible injecté, afin que la vitesse de rotation ne varie pas en dehors des limites fixées par le constructeur.

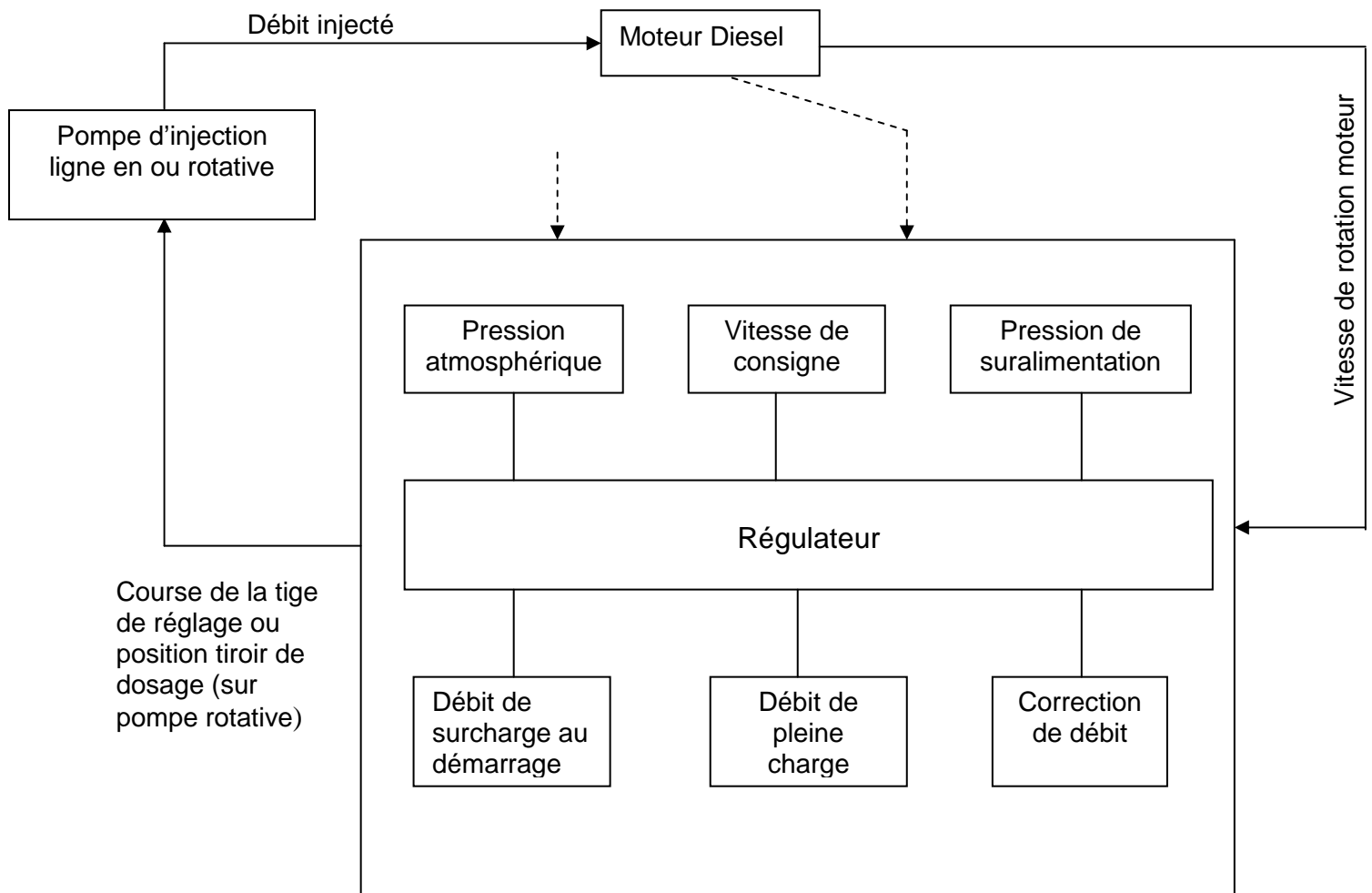


Fig. 20

Le régulateur doit adapter le dosage du carburant refoulé par la pompe d'injection suivant les différents paramètres

- La position du levier de commande (accélérateur)
- La constitution du régulateur (Mini –Maxi, toutes vitesses etc)
- La vitesse de rotation du moteur
- La valeur du débit maximal de pleine charge
- Les valeurs du débit de démarrage (ou surcharge)
- La correction du débit en fonction de la vitesse
- La pression de la suralimentation (turbocompresseur)
- La pression atmosphérique

### c. Principaux types de régulateurs

- .selon la destination, on distingue ;
- Les régulateurs centrifuges « Mini - Maxi »
- Les régulateurs « toutes vitesses »

.Selon les commandes de fonctionnement, on distingue :

- Les régulateurs à commande mécanique par masse lottes ou billes (ou régulateurs centrifuges).
- Les régulateurs à commande pneumatique à pression ;

#### d. Régulateur « toutes vitesses »

Assurant le maintien d'un régime souhaité situé dans la gamme ralenti - vitesse maximale, un levier de commande permet de choisir la vitesse demandée.

A chaque position du levier, correspond en effet un régime bien déterminé qu'un système de masses centrifuges maintiendra constant et cela quelles que soient les variations de la charge.

Dans notre cas, on choisit un régulateur « toutes vitesses » avec un système de masses centrifuges à doubles billes. Ce type de régulateur ne comporte aucune articulation, ni dans l'ensemble tournant, ni dans le dispositif de liaison avec la tige de réglage. Le système de masses à doubles billes permet le roulement de celles-ci avec le minimum de frottement.

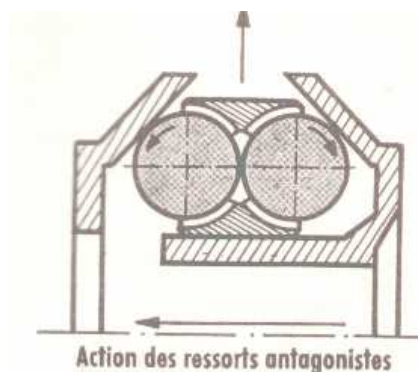


Fig. 21

Constitution du régulateur.

Ce régulateur est placé à l'extrémité arrière du carter principal et dans le couvercle, il comprend :

1° un ensemble tachymétrique

Un plateau menant, à l'avant entraîne un deuxième plateau, à l'arrière, par l'intermédiaire de six masses identiques. Chaque masse est représentée par deux billes en acier maintenues sans serrage dans une cage.

Ces billes sont enveloppées dans six alvéoles coniques et peuvent avoir un déplacement angulaire et radial.

Sous l'effet de la force centrifuge, les masses s'écartent de l'axe de rotation et déplacent le plateau mené en comprimant des ressorts antagonistes  $R_1$ - $R_2$ - $R_3$ .

### e. Un ensemble de ressorts antagonistes :

- Un ressort de grande vitesse ( $R_1$ )
- Un ressort de ralentie ( $R_2$ )
- Un ressort de surcharge ( $R_3$ )
- Deux ressorts correcteurs de débit ( $R_4$ ) placé de chaque côté d'un piston (Uniquement sur certaines applications)

### f. Des leviers

a- Le levier de commande ou d'accélération qui s'appuie sur la coupelle arrière est modifié, en se déplaçant, la tension des ressorts.

On peut ainsi faire varier la vitesse du moteur entre le ralenti et la vitesse maximale.

b- Le levier de stop

Le levier intérieur prend appui sur la crémaillère qu'il pousse vers le « stop » en comprimant le ressort. Ce dernier permet d'amener la crémaillère à sa position de « stop » si, pour une raison quelconque, le levier de commande se trouvait bloqué.

### Fonctionnement

Le plateau menant entraîne en rotation, par l'intermédiaire des billes logées dans les alvéoles conique, l'ensemble des masses et le plateau arrière.

A vitesse constante, l'équilibre est réalisé entre la force centrifuge des masses et celle de la tension des ressorts antagonistes, tension déterminée par la position de la coupelle arrière.

Si la vitesse du moteur diminue, la force centrifuge devient inférieure à celle de la tension des ressorts, le plateau arrière va se rapprocher du plateau avant menant.

Le plateau arrière entraîne, par l'intermédiaire du levier d'attaque la crémaillère vers le plein débit établissant ainsi un nouvel équilibre.

Le processus inverse se déroule si la vitesse du moteur augmente.

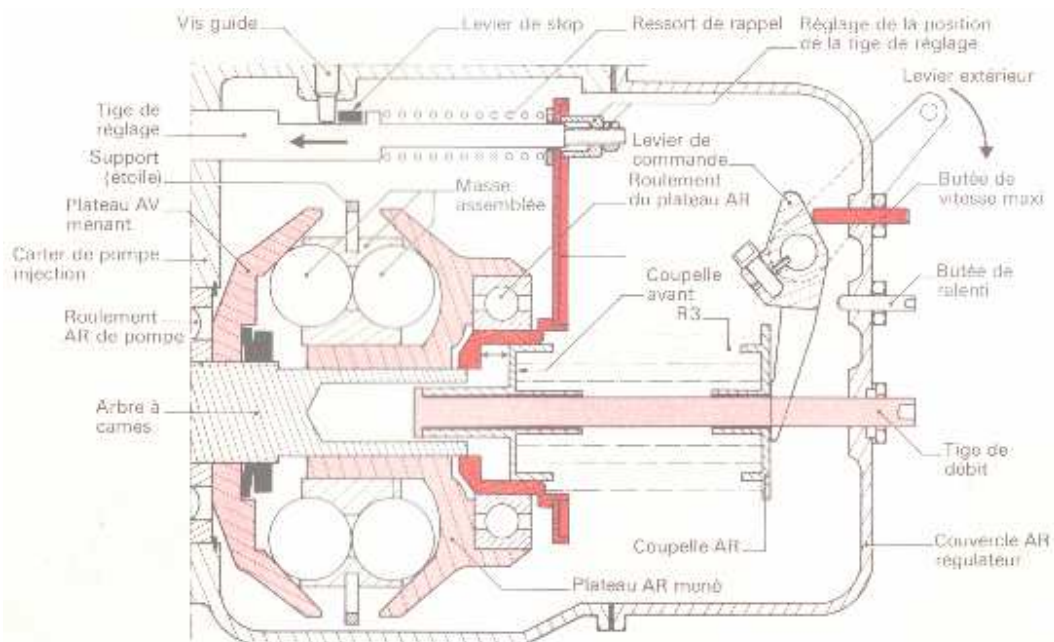


Fig. 22

### Démarrage du moteur : Surcharge

Le moteur étant à l'arrêt, le levier de réglage se trouve sur la butée de vitesse maximale et le ressort de surcharge ( $R_3$ ) repousse le plateau mené jusqu'à la position de fermeture maximale correspondant au débit de surcharge de la pompe. Dès que le moteur a démarré et que sa vitesse atteint 400tr/mn, la force centrifuge est suffisante pour comprimer le ressort de surcharge ( $R_3$ ). Le plateau arrière vient en butée contre la coupelle avant.

### .Ralenti

Lorsque le levier de réglage est sur sa butée de ralenti, seuls les ressorts de ralenti ( $R_2$ ) et le ressort de surcharge ( $R_3$ ) sont comprimés. La tension qui en résulte est faible, mais elle suffit à équilibrer la force centrifuge des masses quand le moteur tourne au ralenti.

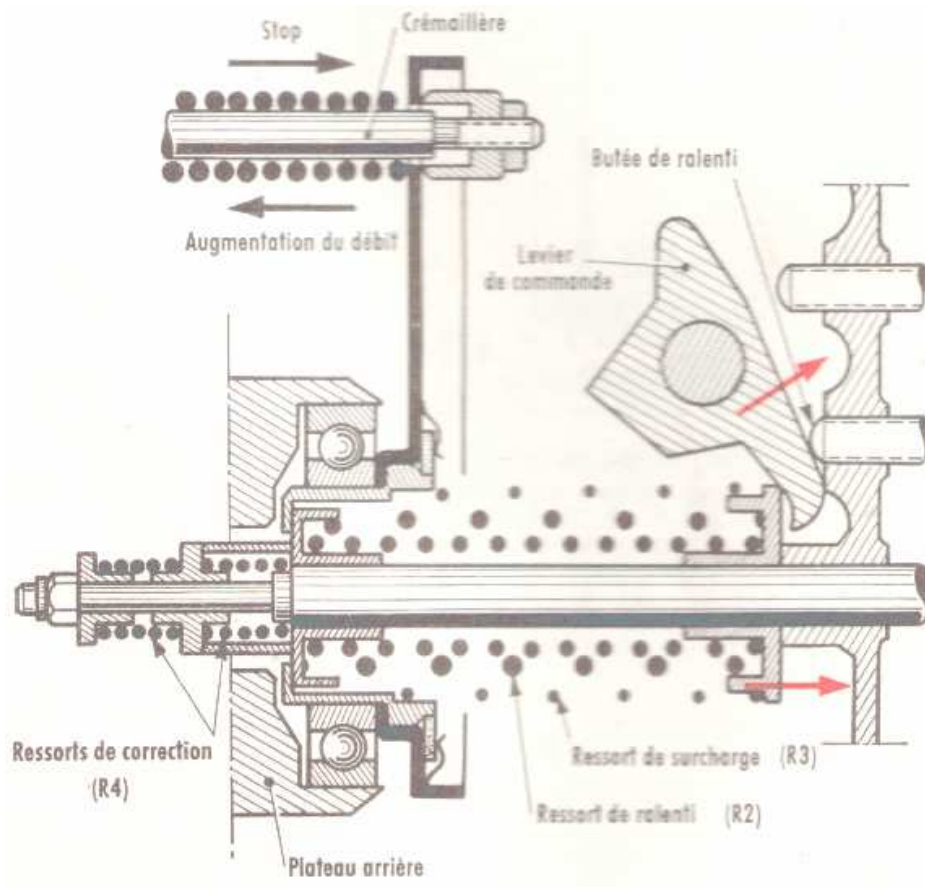


Fig. 23

Fonctionnement sous charge partielle.



Le levier de réglage est à la position correspondant à la vitesse recherchée les ressorts de régulation sont comprimés et ont une certaine tension. La vitesse varie jusqu'à ce que l'équilibre soit réalisé.

S'il vient à être rompu, le régulateur agit comme indiquée ci-dessus et le rétablit.

Fonctionnement à pleine charge

Pour une certaine vitesse, dite « vitesse maximale à pleine charge », le levier de réglage est sur sa butée de vitesse maximale, les trois ressorts sont comprimés et la tension qui en résulte est assez importante pour équilibrer les forces centrifuges des masses

Dès que la vitesse maximale en charge est dépassée les forces centrifuges deviennent supérieures à celle de la tension des trois ressorts et la coupelle avant est repoussée par le plateau arrière, qui a pour effet de diminuer le débit de la pompe.

La « vitesse maximale à vide » est la vitesse atteinte lorsque la charge du moteur est nulle.

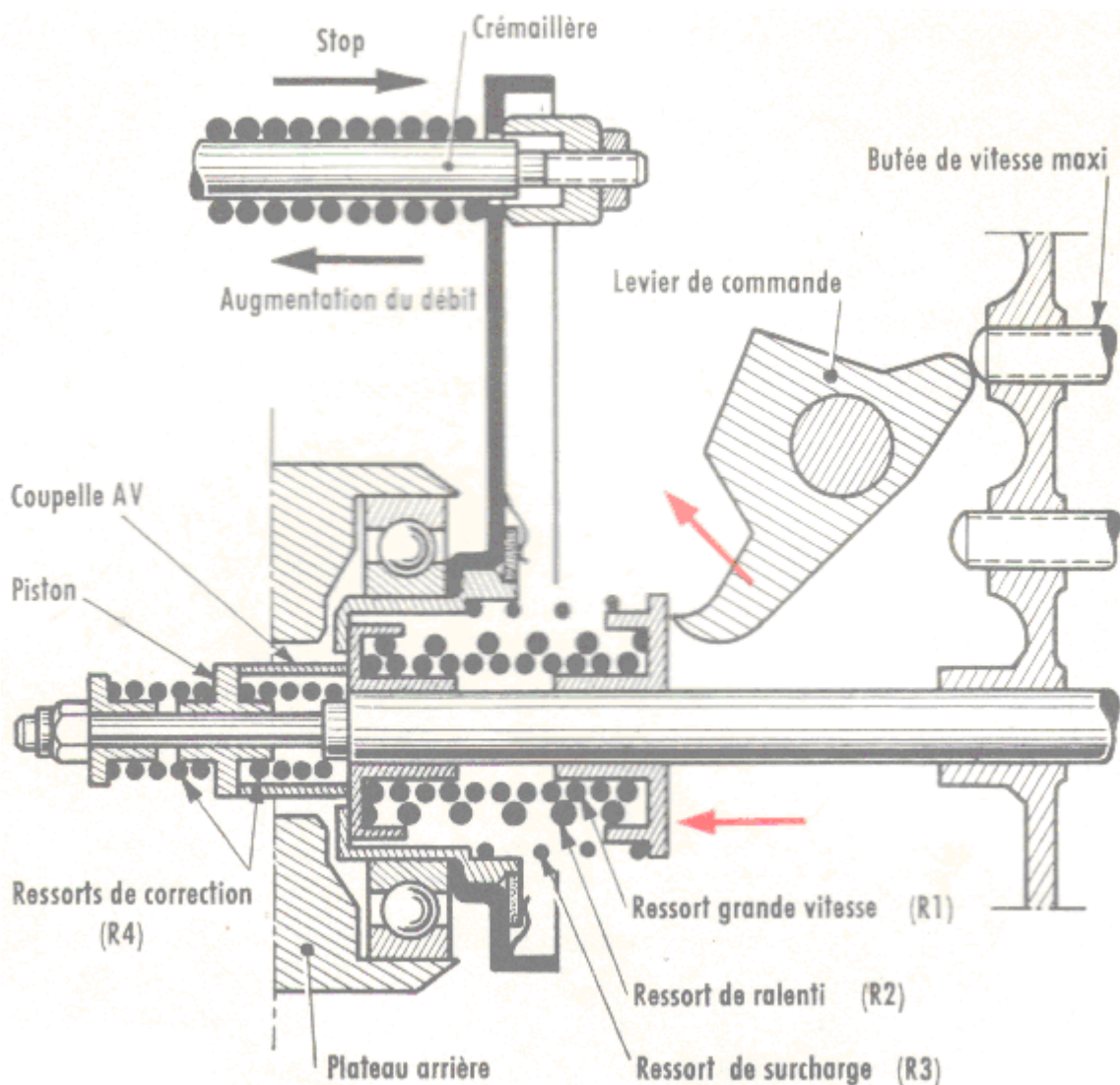


Fig. 24

Fonctionnement du correcteur de couple et de débit normal.

Lorsque la vitesse du moteur est inférieure à la vitesse maximale en charge, le piston est soumis à un effort égal à la différence entre la force de tension des ressorts et les forces centrifuges des masses.

Le piston va donc se déplacer vers l'avant jusqu'à ce que la tension des ressorts de correction ( $R_4$ ) soit égale à cette différence.

Ce déplacement a pour effet d'augmenter le débit d'une quantité d'autant plus importante que la vitesse du moteur est s'affaiblit progressivement.

Les vitesses inférieures améliorent les caractéristiques des moteurs de traction.

Correction de débit en fonction de la vitesse.

Ce modèle qui permet une plus grande précision de correction est pratiquement remplacé par le correcteur de couple normal. Il est constitué par une coupelle avant en deux parties, dont la distance ( $B_1 - C$ ) qui les sépare correspond à la course totale de correction.

Deux réglages sont à effectuer, à l'aide de cales d'épaisseur :

- la course de correction
- la charge du ressort

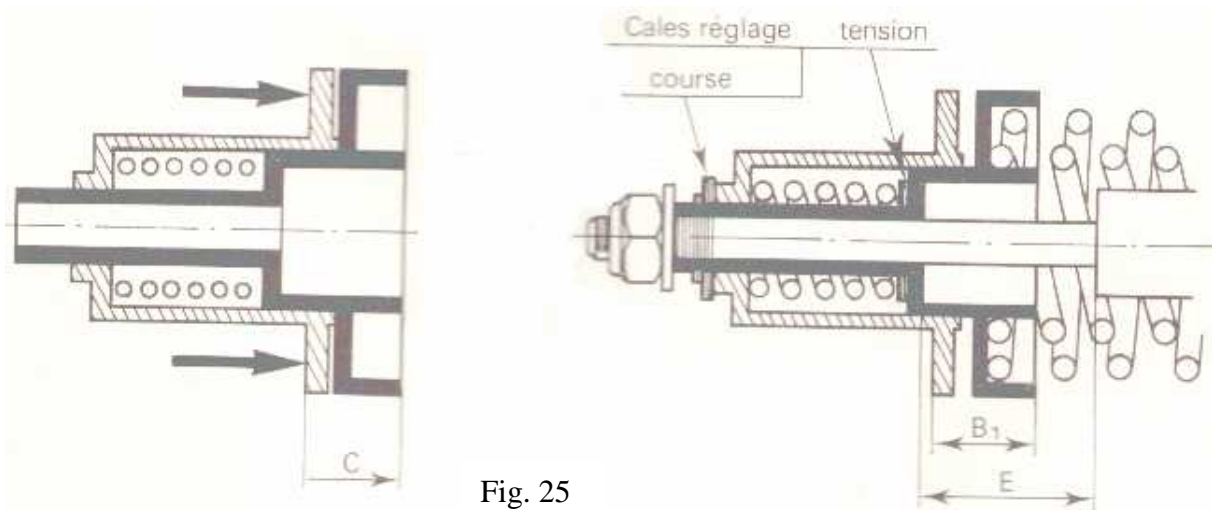
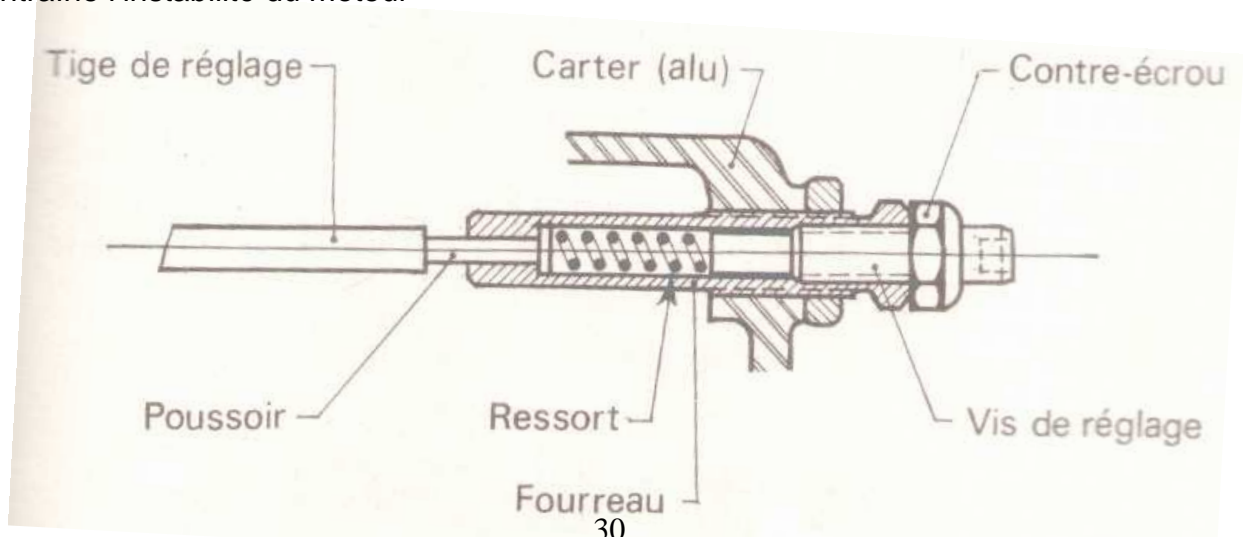


Fig. 25

Stabilisateur de ralenti.

Pour limiter les déplacements intempestifs à la tige de réglage (crémaillère), on a prévu un ressort stabilisateur dont la raideur vient compenser celle du ressort de surcharge ( $R_3$ , Fig. 24). Au ralenti, la tige de réglage vient buter sur un secteur dente et limite ainsi partiellement le phénomène de « pompage » et par conséquent entraîne l'instabilité du moteur



Calcul de coefficient ou degré d'irrégularité.

C'est un facteur d'appréciation du fonctionnement du régulateur : Il représente l'écart entre la vitesse de pleine charge et la vitesse maximale à vide. Ce degré d'irrégularité rapporté au nombre de tours moyen, s'exprime aussi

$$d[\%] = \frac{(N_v - N_c) \times 100}{N_m}$$

$N_v$  : Nombre de tr/mn maximal à vide

$N_c$  : Nombre de tr/mn maximal à pleine charge

$N_m$  : Nombre de tours moyen =  $\frac{N_v + N_c}{2}$

Données :

$$N_v = 300 \text{ [tr/mn]}$$

$$N_c = 2920 \text{ [tr/mn]}$$

**AN :**

$$N_m = 2960 \text{ [tr/mn]}$$

d'où  $d = 2,7\%$

Conclusion

Plus le degré d'irrégularité est faible, plus le régulateur s'améliore.

Pour les groupes électrogènes le degré d'irrégularité varie entre 1 à 3% (R. ARMAO).

## B. VARIATION DE L'AVANCE A L'INJECTION

### 1. Généralités

Dans un moteur diesel, l'injection du combustible qui commence avant le P.M.M au temps de compression, doit se faire à un instant déterminé.

L'étude de la combustion a en effet montré que l'avance à l'injection peut avoir une influence très grande sur le rendement du moteur ainsi que sur sa douceur de fonctionnement. Cette avance à l'injection, dont on a tenu compte lors de calage de la pompe, doit être modifiée suivant la vitesse de rotation du moteur pour compenser le « délai d'allumage »

En effet, à vitesse de rotation élevée et en raison de ce « délai » l'inflammation du carburant par rapport à la position du piston du moteur ne serait plus correcte et provoquerait un développement néfaste de la combustion avec effets négatifs sur la puissance du moteur et la composition des gaz d'échappement.

Les pompes doivent donc comporter des dispositifs automatiques pour corriger le point d'avance à l'injection, suivant le régime de rotation du moteur (et quelquefois suivant sa charge). La commande de ces dispositifs peut être mécanique ou hydraulique, voire même électronique.

## **2. Principe de variation d'avance automatique.**

Lorsque la vitesse du moteur augmente les masses centrifuges (6) s'écartent de l'axe de rotation. Le doigt (7) solidaire de ces masses et articulé sur un axe (8), pousse le plateau de commande (5). Ce plateau, par l'intermédiaire d'une denture hélicoïdale intérieure (9) (denture femelle n°2), imprime une légère rotation du plateau intermédiaire qui comporte une denture hélicoïdale extérieure (10) (denture mâle n°1).

Le plateau d'entraînement comporte une deuxième denture dont le rôle est de transmettre le mouvement de l'arbre au plateau et de permettre de très faibles rotations relatives (les dentures 1 et 2 étant de pas contraires).

## CHAPITRE III : DIMENSIONNEMENT DES ELEMENTS CONSTITUTIFS DE LA POMPE D'INJECTION

### 3.1 Calcul de diamètre du piston

La cylindrée : elle est représentée par le volume du cylindre engendré par le déplacement du piston entre ses deux points morts (haut et bas).

Elle est exprimée en  $\text{cm}^3$  et se calcule comme suit :

$$V_{Pu} = \frac{\pi d_p^2 c}{4} \Leftrightarrow d_p = \sqrt{\frac{4V_{Pu}}{\pi \cdot c}}$$

$V_{Pu}$  : cylindrée unitaire [ $\text{cm}^3$ ] de la pompe = volume gasoil refoulé =  $0,7236 \text{ cm}^3$

$d_p$  : diamètre du piston

$C$  : course du piston,  $c = 10 \text{ mm}$  (R. Brun)

$$\text{AN : } d_p = \sqrt{\frac{4 \times 0,7236}{\pi \times 1}} = 0,959$$

$$\boxed{d_p = 9,60 \text{ [mm]}}$$

### 3.2.1 Calcul d'épaisseur de chemise de piston

### 3.2.2 Choix de matériaux

On choisit l'acier en carbone très dur. Cet acier est utilisé pour les pièces de machines diverses soumises à des efforts peu élevés. On utilise le même matériau pour les chemises de piston.

Il y a pour les caractéristiques mécaniques des éléments suivants :

$R_e = 75 \text{ à } 85 \text{ kg/mm}^2$  : résistance d'élasticité ;

$R_e = 95 \text{ à } 110 \text{ kg/mm}^2$  : résistance de charge à la rupture trempé et revenu =  $600^\circ$ .

### 3.2.3 Calcul de l'épaisseur

Une chemise de presse hydraulique de diamètre  $d_p$  doit supporter une pression interne  $P_i$ . La chemise est en acier de résistance pratique  $R_e$ .

Donc d'après la formule de Lamé, on a l'épaisseur  $e$  qui est égale :

$$e = \frac{d_p}{2} \left( \sqrt{\frac{R_e + P_i}{R_e - P_i}} - 1 \right) \quad (\text{Formule de lamé})$$

$$\underline{\text{AN : }} e = 1,98 \text{ [mm]}$$

### 3.3 Calcul d'un ressort du piston

Le ressort joue un rôle d'accumulateur d'énergie de pression qui est nécessaire à l'entraînement lors de la précontrainte et d'exercer une force de pression constante sur le piston et d'amortir le choc pour une manipulation forcée, parmi les différents types de ressort existant. Le choix se pose sur le ressort hélicoïdal cylindrique, pour le service nécessaire.

$$4d_{re} \leq D_m \leq 10.d_{re}$$

il possède :

- 2 diamètres : celui du fil ( $d_{re}$ ) et celui de la spire ( $D_m$ )
- le sens d'enroulement
- le nombre de spires
- une longueur à vide  $l_0$
- une longueur sous charge  $l_1$
- la force de pression  $F_p$
- module de Coulomb :  $G = 8.10^4$  MPa.

#### 3.3.1 Diamètre du fil du ressort

Le rapport d'angle  $k\varphi = \frac{D_m}{d_{re}}$

Soit  $k\varphi = 6$

La contrainte idéale vaut :  $\tau_{max} = \frac{M_t}{W_p}$

Avec  $M_t = F_p \cdot R = F_p \cdot \frac{D_m}{2}$  et  $W_p = \frac{\pi d_{re}^3}{16}$

D'où  $\tau_{max} = \frac{F_p \cdot \frac{D_m}{2}}{\frac{\pi d_{re}^3}{16}} \leq [\tau_{adm}]$

$$\tau_{max} = \frac{8F_p \cdot D_m}{\pi d_{re}^3} \leq [\tau_{adm}] \quad \text{or} \quad D_m = 6 d_{re}$$

D'où  $\tau_{max} = \frac{8F_p \cdot 6d_{re}}{\pi d_{re}^3} \leq [\tau_{adm}]$

$$d_{re} \geq \sqrt{\frac{48F_p}{\pi(\tau_{adm})}}$$

**3-3-2 Matériaux utilisés :** Acier de cémentation au nickel – chrome - molybdène ; livrés sous forme de fils étirés écrouis ou trempés à huile ou en corde à piano traité avant de façonnage.

$$Re = 900 \text{ à } 1500 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau_{adm} = 0,65 [Re] = 942,5 [\text{N.mm}^2]$$

$$\text{avec } F_p = P_T \cdot \frac{d_p^2}{4}$$

$$\underline{AN} : F_p = 1046,82 \text{ [N]}$$

$$\text{D'où } dre = 4,12 \text{ [mm]}$$

$$\text{On prend } dre = 4,50 \text{ [mm]}$$

### 3-3-3 Diamètre moyen de la spire

$$D_m = 6.dre$$

$$\underline{AN} : D_m = 27 \text{ [mm]}$$

### 3-3-4 Calcul de raideur du ressort

D'après les pompes en ligne de même dimension à notre pompe trouvée à la SECREN, on prend 5 spires

$$K = \frac{G.dre^4}{8.D_m^3.n_s}$$

$$\underline{AN} : K = 41,66 \text{ [mm]}$$

### 3-3-5 Calcul de pignon et de la roue d'entraînement de la pompe

### 3-3-6 Choix de matériaux

On choisit l'acier faiblement allié 14NC11, acier d traitement très thermique. Cet acier est utilisé pour les engrenages très chargés. Il a une excellente résistance aux chocs. On utilise les mêmes matériaux pour le pignon et la roue.

$Re = 850 \text{ [N/mm}^2]$  : résistance d'élasticité ;

$R = 1400 \text{ [N/mm}^2]$  : résistance de charge à la rupture ;

$[\sigma_N] = 491,2 \text{ [N/mm}^2]$  contrainte admissible ;

$E = 2,1.10^5 \text{ [N/mm}^2]$  : module de YOUNG.

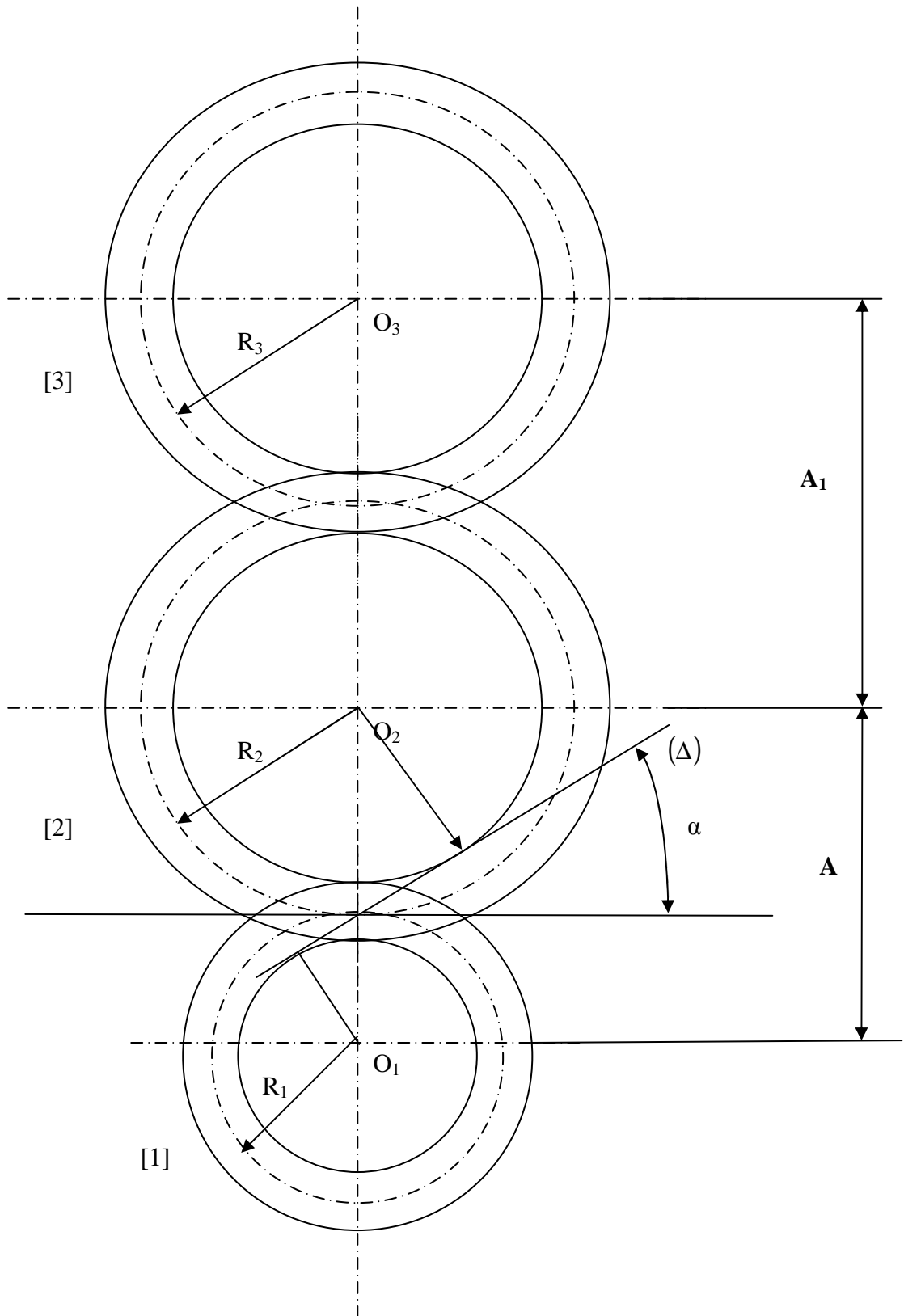
Trempe = 850 [°H]

Re venu = 200 [°C]

Il peut y avoir un HRC = 42

### 3-3-7 Calcul d'entraxe A :

Pour le moteur diesel, la liaison de la distribution est par la liaison par engrenage. Le pignon (1) du vilebrequin est relié au pignon (3) de l'arbre à cames de la pompe par le pignon intermédiaire (2).



Les cylindres primitifs en contact sont sous Fig. 27  
 peut être présenté par la formule de Hertz :

ion d'écrasement qui



$$P = \sqrt{\frac{F}{b_r} \cdot \frac{\rho_1 \rho_2}{(\rho_1 + \rho_2)} \frac{1}{0,9\pi} \frac{E_1 E_2}{E_1 E_2}} \quad (3.1)$$

P : pression de Hertz en [N/mm<sup>2</sup>]

F : force normale sur le flanc de dent en [N]

$b_r$  : largeur réelle de dent avec  $b_r = \frac{b_t}{\cos\beta}$  or  $b_t = \psi A$

Donc  $b_r = \frac{\psi A}{\cos\beta}$  ou  $\beta$  : angle d'hélice et A l'entraxe.

$E_1$  et  $E_2$  : modules d'élasticité des aciers utilisés

$\rho_1$  et  $\rho_2$  : rayon de courbure.

D'après fig.2 on a :

$$\rho_1 = r_1 \sin\alpha = \frac{A}{1+i_0} \sin\alpha \quad (3.2)$$

$$\rho_2 = r_2 \sin\alpha = \frac{A}{1+i_0} \sin\alpha \quad (3.3)$$

où  $\alpha$  : angle de pression en [°] et  $i_0$  : rapport de couple.

On prend  $i_0 = 2$  car la vitesse de l'arbre à came de la pompe d'injection est la moitié de la vitesse du vilebrequin.

$$\text{On tire } \frac{\rho_1 \rho_2}{\rho_1 \rho_2} = \frac{[1+i_0]^2}{A \cdot i_0 \sin\alpha} \quad \text{et} \quad \frac{E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2} = \frac{E^2}{2E} = \frac{E}{2}$$

$E_1 = E_2 = E$  car le matériau du pignon et de la roue est identique : 14NC11

$$\text{On a } F = \frac{P_{CM} \cdot n}{\frac{2A}{1+i_0} \cdot \pi \cdot N_{CM}} = \frac{P_{CM} \cdot n (1+i_0)}{2A \pi \cdot N_{CM}} \quad (3.4)$$

$$\text{D'où } P = \sqrt{\frac{\eta P_1 (1+i_0)^2 E \cos\beta}{2\pi^2 0,9\psi A^3 N_{CM} \sin 2\alpha}} \quad (3.5)$$

Or la condition de résistance s'écrit  $P \leq [P_C]$

$$\text{D'où l'on tire } A \geq (1 + i_0) \sqrt{\frac{\eta P_1 E \cos \beta}{[P_C]^2 2\pi^2 0,9 \cdot \psi \cdot i_0 N_{CM} \sin 2\alpha}}$$

Avec  $P_1$  : puissance de rotation correspondante au couple maximal,

$N_{CM}$  : vitesse de rotation correspondante au couple maximal,

$[P_C]$  : Pression de hertz admissible ;

$\psi$  : Coefficient de largeur de la denture = 0,14 ;

$\eta$  : Rendement de la transmission par engrenage, on prend  $\eta = 0,98$  et  $i_0$  = rapport de couple

$$i_0 = 2$$

$$P_1 = C_{MT} \cdot \omega \text{ avec } \omega = \frac{2\pi N}{60} = \frac{\pi N}{30}$$

$$\text{donc on a } P_{CM} = C_{MT} \cdot \frac{\pi N}{30}$$

$C_{MT}$  : Couple maxi

$$\text{AN: } P_1 = 45530000 \text{ [N.mm.tr/s]}$$

$$[P_C] = \frac{\sigma_r}{v_p} \text{ où}$$

$\sigma_r$  : Résistance de charge à la rupture

$v_p$  : Coefficient de sécurité à la contrainte de pression ( $v_p = 1,75$ )

$$[P_C] = \frac{1400}{1,75} = 800 \text{ [Nmm}^2\text{]}$$

$$N_{CM} = 1500 \text{ [tr/mn]} = 25 \text{ [tr/mn]}$$

D'après calcul on trouve  $A \geq 162,45 \text{ [mm]}$

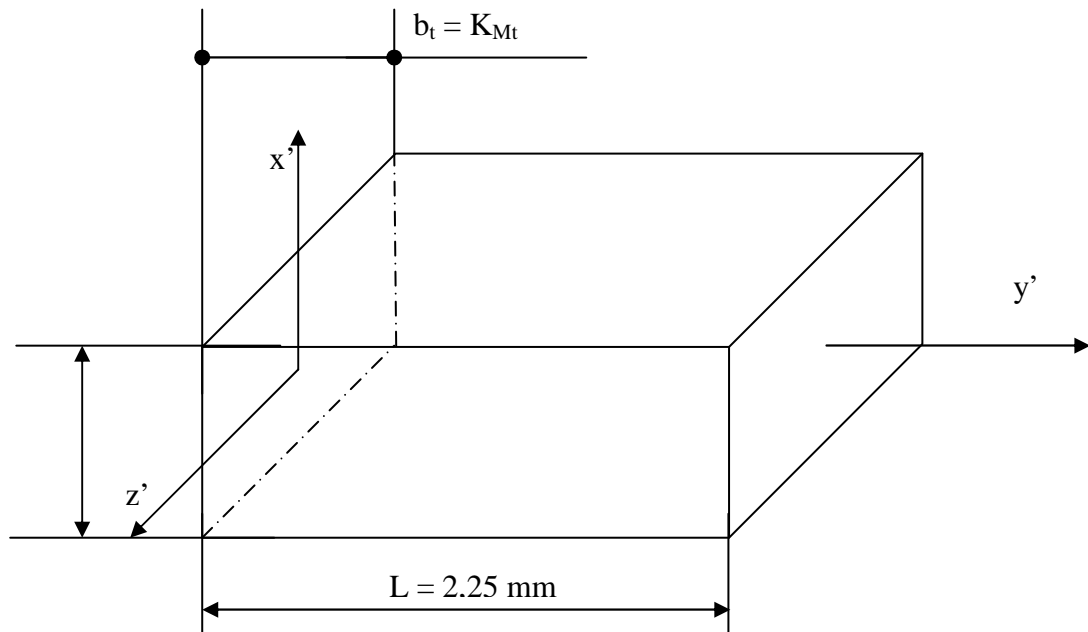
On prend  $A = 170 \text{ [mm]}$  dans la série principale des entraxes normalisés  $\in R_{20}$

### 3-3-8 Paramètres de taillage de pignons et des roues cylindriques à denture hélicoïdale de la liaison de la distribution.

### 3-3-9 Paramètres de taillage du pignon [1] et [2]

#### a) calcul de module réel : $m_r$

La dent du pignon est considérée comme un solide encastré et sollicité par un effort de flexion simple  $T$  à l'autre extrémité libre.



La dent du pignon est considérée comme une poutre à section rectangulaire de largeur  $b_t = K m_t$ , de longueur  $L = 2,25 m_t$  et  $h = \frac{\pi \cdot m_r}{2}$

On calcule le module à partir de l'hypothèse de GUEST (1900) ou TRESCA. Cette hypothèse nous donne :

$$\sigma_x = 2\tau_x = \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + 4\tau_{xy}^2}$$

pour notre cas  $\sigma_y = \tau_{xy}$ , alors il n'existe que  $M_f$ ,  $W_f$ ,  $[\sigma_N]$  et  $\sigma_x$

$$\sigma_x = \frac{M_f}{W_f} \leq [\sigma_N] \Rightarrow W_f \geq \frac{M_f}{\sigma_N} \text{ or } W_f = \frac{l 2x'}{v} \quad \text{où } v : \text{ épaisseur du fibre}$$

neutre

$$\begin{aligned}
 \text{D'où } W_f &= \frac{b_t h^3}{12} = \frac{2K m_t \left( \frac{\pi m_r}{2} \right)}{12\pi \frac{m_r}{2}} \quad \text{or } W_f = \frac{K\pi^2 m_r^3}{24\cos\beta} \\
 \text{Alors } W_f &\geq \frac{M_f}{[\sigma_N]} \Leftrightarrow \frac{K\pi^2 m_r^3}{24\cos\beta} \geq \frac{T_1 \cdot 2,25 m_r}{[\sigma_N]} \\
 \text{D'où } m_r &= \sqrt[3]{\frac{5,47 \cdot T_1 \cdot \cos\beta \cdot f_z}{k \cdot [\sigma_N]}} \quad (3.7)
 \end{aligned}$$

Avec  $f_z$  : coefficient de la correction de la denture,  $f_z = 1$

$\beta$  : angle d'inclinaison d'hélice,  $\beta = 30^\circ$

$[\sigma_N]$  : Contrainte admissible à la flexion.

$[\sigma_N] = 0,35 \sigma_r + 1,2$  pour les aciers alliés donc  $[\sigma_N]_{14NC11} = 491,2 \text{ [N/mm}^2\text{]}$

Expression de  $T_1$  si  $P_2$  est la puissance à transmettre.

$$\text{On a } T_1 = \frac{P_2}{\pi D_1 N_1} \quad \text{or } \frac{P_2}{P_1} \eta \Rightarrow P_2 = P_1 \eta \quad \text{et } D_1 = \frac{2A}{1+i_0}$$

$P_1$  : C'est la puissance correspondante au couple maximal ; donc

$$T_1 = \frac{P_1 \eta}{\pi \frac{2A \cdot N_1}{1+i_0}}$$

AN:  $T_1 = 5015,29 \text{ [N]}$

D'où  $m_r \geq 3,75 \text{ [mm]}$

On prend  $m_r = 3,75 \text{ [mm]}$  d'après la série principale des modules normalisés.

## b) Calcul de module apparent $m_t$

$$\text{On a } m_t = \frac{m_r}{\cos\beta}$$

AN :  $m_t = 4,33 \text{ [mm]}$

**c) Calcul des diamètres primitifs  $D_1$  et  $D_2$** 

$$D_1 = \frac{2A}{1+i_0}$$

AN:  $D_1 = 113,33$  [mm]

Or  $\frac{D_1}{D_2} = i_0 \Rightarrow D_2 = i_0 D_1$

AN:  $D_2 = 266,66$  [mm]

**d) Calcul des nombres de dents  $Z_1$  et  $Z_2$** 

$$D_1 = m_t Z_1 \text{ d'où } Z_1 = \frac{D_1}{m_t}$$

AN:  $Z_1 = 26,17$

On prend  $Z_1 = 27$  dents

Or  $Z_2 = i_0 Z_1$

AN:  $Z_2 = 54$  dents

**e) Récalcul de nombre apparent**

$$m_t' = \frac{D_1}{Z_1}$$

AN:  $m_t' = 4,19$  [mm]

**f) Récalcul de module réel**

$$m_r' = m_t' \cdot \cos\beta$$

AN:  $m_r' = 3,62$  [mm]

On doit avoir  $m_r' = m_r$

Alors pour avoir cette égalité, on corrige  $\beta$ .

$$\text{Posons } m_r' = m_r \Leftrightarrow m_r' \cdot \cos\beta' = m_r \cdot \cos\beta \Rightarrow \beta' = \arccos\left(\frac{m_t' \cdot \cos\beta}{m_t}\right)$$

AN :  $\beta = 26,49^\circ$

**g) Récalcul de diamètres primitifs**

$$D_1 = m_t \cdot Z_1$$

$$D_2 = m_t \cdot Z_2$$

$$\text{AN : } D_1 = 116,91 \text{ [mm]}$$

$$D_2 = 233,82 \text{ [mm]}$$

**h) Calcul de diamètre de tête**

$$D_{a1} = D_1 + 2m_r$$

$$D_{a2} = D_2 + 2m_r$$

$$D_{a1} = 124,41 \text{ [mm]}$$

$$D_{a2} = 241,32 \text{ [mm]}$$

**i) Calcul de diamètres de pied**

$$D_{f1} = D_1 - 2,5 m_r$$

$$D_{f2} = D_2 - 2,5 m_r$$

$$\text{AN : } D_{f1} = 107,54 \text{ [mm]}$$

$$D_{f2} = 224,45 \text{ [mm]}$$

**j) Calcul des saillies**

$$s_1 = \frac{D_{a1} - D_1}{2}$$

$$s_2 = \frac{D_{a2} - D_2}{2}$$

$$\text{AN : } s_1 = s_2 = 3,75 \text{ [mm]}$$

**k) Calcul des creux**

$$C_1 = \frac{D_1 - D_{f1}}{2}$$

$$C_2 = \frac{D_2 - D_{f2}}{2}$$

$$\text{AN : } C_1 = C_2 = 4,68 \text{ [mm]}$$

**l) Calcul des hauteurs de dents**

$$h_1 = S_1 + C_1$$

$$h_2 = S_2 + C_2$$

$$\text{AN: } h_1 = h_2 = 8,43 \text{ [mm]}$$

**m) Calcul de pas apparent**

$$P_t = \pi \cdot m_t$$

$$\text{AN: } P_t = 13,59 \text{ [mm]}$$

**n) Calcul de pas réel**

$$P_r = \pi \cdot m_r$$

$$\text{AN: } P_r = 11,77 \text{ [mm]}$$

**o) Pas de l'hélice au primitif**

$$H_1 = \frac{\pi \cdot D_1}{\text{tg} \cdot \beta'}$$

$$H_2 = \frac{\pi \cdot D_2}{\text{tg} \cdot \beta'}$$

$$\text{AN: } H_1 = 736,92 \text{ [mm]}$$

$$H_1 = 736,92 \text{ [mm]}$$

**p) Angle de pression apparent**

$$\alpha_t = \text{tg}^{-1} \left( \frac{\text{tg} \alpha_r}{\cos \beta'} \right) \text{ où } \alpha_r = 20^\circ$$

$$\text{AN: } \alpha_t = 22,12$$

**q) Largeur réelle de dents**

$$b_r = K_{M_r} \text{ où } K : \text{coefficient de la denture, on prend } K = 10$$

$$\text{AN: } b_r = 37,5 \text{ [mm]}$$

**r) Largeur apparent dents**

$$b_t = b_r \cdot \cos \beta$$

$$\text{AN: } b_t = 32,47 \text{ [mm]}$$

## s) Nombre de dents fictives de taillage

$$Z_{f_1} = \frac{Z_1}{\cos^3}$$

$$Z_{f_2} = \frac{Z_2}{\cos^3}$$

$$Z_{f_1} = 41,5$$

$$Z_{f_2} = 83,13$$

**Tableau récapitulatif de paramètre de taillage du pignon [1] et de deux roues [2] [3]**

Paramètre de taillage	Pignon [1]	Roue [2]	Roue [3]	Unité
Diamètres primitifs $D_1, D_2, D_3$	11,91	233,82	233,82	[mm]
Diamètres de tête $Da_1, Da_2, Da_3$	124,41	241,32	241,32	[mm]
Diamètres de pied $Df_1, Df_2$	107,54	224,45	224,45	[mm]
Nombre de dents $Z_1, Z_2, Z_3$	27	54	54	
Pas réel $P_r$	11,77	11,77	11,77	[mm]
Pas apparent $P_t$	13,59	13,59	13,59	[mm]
Largeur réelle de dent $b_r$	37,5	37,5	37,5	[mm]
Largeur apparente de dent $b_t$	32,47	32,47	32,47	[mm]
Angle d'hélice $\beta'$	26,49	26,49	26,49	[°]
Angle de pression réel $\alpha'_r$	20	20	20	[°]
Angle de pression apparent $\alpha_t$	22,12	22,12	22,12	[°]
Saillies $S_1, S_2, S_3$	3,75	3,75	3,75	[mm]
Creux $C_1, C_2, C_3$	4,68	4,68	4,68	[mm]
Hauteur de dents $h_1, h_2, h_3$	8,43	8,43	8,43	[mm]
Pas de l'hélice au primitif $H_1, H_2, H_3$	736,92	1473,21	1473,21	[mm]
Nombre de dents fictifs $Zf_1, Zf_2, Df_3$	41,56	41,56	41,56	
Module réel $m_r$	3,75	3,75	3,75	[mm]
Module apparent $m_t$	4,35	4,35	4,35	[mm]



### 3-4 Vérification à la fatigue des pignons et de deux roues

Nous avons vu que les nombres de dents de pignons sont tous supérieurs à 17 ( $Z_1 > 17$ ) ; par conséquent, il n'y a pas de correction de denture. Autrement dit, pas de déport ( $d_e = 0$ ).

#### 3-4-1-Calcul de efforts agissant sur les pignons

$$\text{- Effort tangentiel : } T_i = \frac{P_i \cdot \eta}{\pi \cdot D_i \cdot N_i}$$

$$\text{- Effort radial : } U_i = \frac{T_i \cdot \operatorname{tg} \alpha_r}{\operatorname{tg} \beta'}$$

$$\text{- Effort axial : } V_i = T_i \cdot \operatorname{tg} \beta'$$

Où  $P_i$  : puissance d'entrée

$N_i$  : vitesse de rotation du pignon

$\alpha_r$  : Angle de pression réel,  $\alpha_r = 20^\circ$

$\beta'$  : angle d'inclinaison d'hélice,  $\beta' = 26,49^\circ$

$\eta$  : rendement de la transmission par engrenage

AN :

Effort	Pignon [1]	Roue [2]	Roue [3]
Tangentiel	4861,85 [N]	2430,92[N]	2430,92[N]
radial	3550,76 [N]	1775,38 [N]	177,38 [N]
Axial	2422,96 [N]	1185,63 [N]	1185,63 [N]

#### 3-4-2 Vérification de pied de dents à la fatigue par flexion répétitive

Voici la condition qui vérifie le pied de dent à fatigue par flexion répétitive :

$$\sigma_{f_i} = q_k \cdot q_L \cdot q_\varepsilon \cdot \frac{T_i}{b_t m_r} \leq [\sigma_b]_{14NC11} \quad (3.12)$$

Où  $[\sigma_b]$  : contrainte alternée de flexion admissible du pied de dent

$q_k$  : facteur de la géométrie de dent

$q_L$  : facteur de qualité

$q_\varepsilon$  : Facteur de conduite

$b_r$  : largeur réelle de dent

$m_r$  : module réel des engrenage

on calcule  $[\sigma_b]$  par la formule : 
$$[\sigma_b] = \frac{0,7\sigma_{schG}}{v_f} \quad (3.13)$$

où  $\sigma_{schG}$  : contrainte ondulée de la pièce entaillée,

$v_f$  : Sécurité à la rupture par fatigue (on prend  $v_f = 1,5$ ) pour l'acier 14NC11, ou

$\sigma_{schG} = 330$  [N/mm<sup>2</sup>]

a- pour l'engrènement du pignon [1] et de la roue [2]

- facteur de la géométrie de dent  $q_k$

le facteur de la géométrie de dent est déterminé à partir du nombre de dent fictive de taillage en utilisant le diagramme (2.1)

$$Z_f = \frac{Z_{f1} + Z_{f2}}{2} \quad (3.14)$$

$$Z_f = 62,34$$

$$de = 0 \Rightarrow q_k = 2,23$$

- facteur de conduite  $q_\varepsilon$

on a  $q_\varepsilon = \frac{1}{R_C}$  (3.15)

où  $R_C = R_{Ct} + R_{Ctp}$

avec  $R_e$  : rapport de conduite apparent

$R_{Ctp}$  : rapport de conduite de recouvrement

$R_{Ct}$  : rapport de conduite total

calculons  $D_{b1} = 108,30$  [mm] et  $R_{Ctp}$

$$R_{ct} = \frac{\sqrt{D_{a1}^2 - D_2^2} + \sqrt{D_{a2}^2 - D_1^2} - 2A_N \sin \alpha_{tW}}{2P_t \cdot \cos \alpha_t}$$

où  $D_{bi}$  : diamètre de base,  $D_{bi} = D_i \cos \alpha_t$

$D_{ai}$  : diamètre de tête

$P_t$  : pas apparent

$\alpha_{tW}$  : angle de pression de service

$$\alpha_{tW} = \cos^{-1} \left( \frac{A}{A_W} \cos \alpha_t \right) \quad \text{où } A_W : \text{entraxe de service et } \alpha_t : \text{angle de}$$

pression apparent pour notre cas : de = 0 alors  $A_W = A = 170$  [mm]

d'où  $\alpha_{tW} = \alpha_t = 22,12^\circ$

et  $D_{b1} = 108,30$  [mm]

$D_{a1} = 124,44$  [mm]

$D_{b1} = 216,61$  [mm]

$D_{a1} = 241,32$  [mm]

$P_t = 13,59$  [mm]

D'après calcul, on a  $R_{Ct} = 1,57$

Rapport de conduite de recouvrement  $R_{Ctp}$

$$R_{Ctp} = \frac{b_t \cdot \text{tg} \beta}{P_t}$$

AN :  $R_{Ctp} = 1,19$

D'où le rapport de conduite totale  $R_c = 2,70$

$R_c > 1,25$  donc il y a silence de fonctionnement alors on a  $q_\epsilon = 0,34$

- Facteur de qualité :  $q_L$

$$\frac{T_1}{b_t} = 149,73 \text{ [N/mm}^2\text{]} \quad \text{donc } q_L = 0,56 \text{ (diagr. 2.3)}$$

Alors on a  $\sigma_{b1} = 18,36$  [N/mm<sup>2</sup>]

Et  $\sigma_{b2} = \sigma_{b1} \cdot \eta$  d'où  $\sigma_{b2} = 17,95$  [N/mm<sup>2</sup>]

Calcul de la contrainte alternée de flexion admissible du pied de dent

$$[\sigma_b]_{14NC11} = \frac{0,7\sigma_{schG}}{v}$$

$$AN : [\sigma_b]_{14NC11} = 154 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

### Conclusion

Nous avons constaté que les  $\sigma_{bi}$  sont toutes inférieures à  $[\sigma_b]_{14NC11}$ , est à dire  $\sigma_{bi} < [\sigma_b]_{14NC11}$ , alors, nous pouvons affirmer que la tenue des dents des pignons et des roues à la fatigue par flexion répétitive sont admissible.

### 3-4-3 Vérification du flanc de la dent du pignon par pression répétitive de hertz

$$\text{Condition : } P_{c_i} = Y_C Y_W Y_\beta \sqrt{\frac{T_i}{b_t} \left( \frac{1+i}{i} \right)} < [P_C]_{14NC11} \quad (3.18)$$

#### a – Facteur de laminage

$$Y_C = \sqrt{\frac{\cos \beta_t}{\cos^2 \alpha_{tw} \cdot \text{tg} \alpha_t}} \quad (3.19)$$

Où  $\beta_t$  : angle d'hélice apparent,  $\beta_t = \text{tg}^{-1}(\text{tg} \beta \cdot \cos \alpha_r)$

D'où  $\beta_t = 28,48^\circ$

$\alpha_t$  : angle de pression apparent

$\alpha_{tw}$  : angle de pression de service,  $\alpha_t = \alpha_{tw} = 21,12^\circ$

AN :  $Y_C = 1,61$

b - Facteur de nuance de matériau :  $Y_W$

$$Y_W = \sqrt{0,35.E}$$

avec E : module d'élasticité de matériau utilisé, pour l'acier  $E = 2,1.10^5 \text{ [N/mm}^2\text{]}$

D'où  $Y_W = 271,10 \text{ [N/mm}^2\text{]}$

c - Facteur d'irrégularité de charge :  $Y_B = 0,85$

$$P_{c_i} = Y_C \cdot Y_W \cdot Y_\beta \sqrt{\frac{T_i}{b_t} \left( \frac{1+i}{i} \right)}$$

AN:  $P_{c_i} = 475,16 \text{ [N/mm}^2\text{]}$

$$P_{c_2} = 209,93 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

$$\text{or } [P_c]_{14\text{NC11}} = 2R_e$$

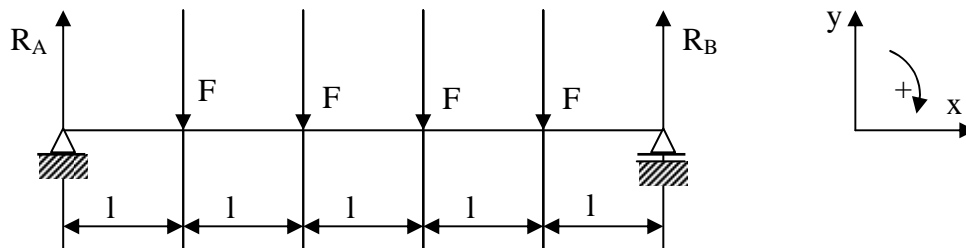
$$\text{Avec } R_e = 850 \text{ [N/mm}^2\text{]} \text{ d'où } [P_c]_{14\text{NC11}} = 1700 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

D'après la valeur ci-dessus, nous avons vu que la valeur de  $P_{c_i}$  sont toutes inférieures à  $[P_c]_{14\text{NC11}}$ , c'est-à-dire  $P_{c_i} < [P_c]_{14\text{NC11}}$  donc on peut conclure que le flanc de la dent de pignon et de roue est à la pression répétitive de Herz.

### 3-5-CALCULS DE L'ARBRE A CAME

#### 3-5-1-Calcul de diamètre de l'arbre à came de la pompe d'injection

Une force  $F_1$  c'est la force de pression de gasoil les autres forces sont de rappel des ressorts.



Les équilibres statiques donnent :

$$\sum \text{Proj}(\vec{F}_{\text{ext}})_{/oy} = \vec{0}$$

$$R_A + R_B = 4F \quad (1)$$

$$\sum \vec{m}_A(\vec{F}_{\text{ext}}) = \vec{0}$$

$$5R_B = 10.F_1$$

AN : Donnée  $l = 20 \text{ [mm]}$

$$R_A + R_B = 2093,64 \text{ [N]}$$

### 3-5-2 – Expression des efforts tranchants et des moments fléchissants dans le plan (x,y)

#### a – Efforts tranchants

$$0 \leq x \leq l$$

$$T(x) = R_A = 2093,64[\text{N}]$$

$$l \leq x \leq 2l$$

$$T(x) = R_A - F = 1046,82[\text{N}]$$

$$2l \leq x \leq 3l$$

$$T(x) = R_A - 2F = 0$$

$$3l \leq x \leq 4l$$

$$T(x) = R_A - 3F = -1046,82[\text{N}]$$

$$4l \leq x \leq 5l$$

$$T(x) = R_A - 4F = -2093,64[\text{N}]$$

#### b – moments fléchissant

$$0 \leq x \leq l$$

$$Mf(x) = R_A x$$

$$Mf(0) = 0$$

$$Mf(l) = 41872,8[\text{N.mm}]$$

$$l \leq x \leq 2l$$

$$Mf(x) = R_A x - F(x - l)$$

$$Mf(l) = 41872,8[\text{N.mm}]$$

$$Mf(2l) = 62809,2[\text{N.mm}]$$

$$2l \leq x \leq 3l$$

$$Mf(x) = R_A x - F(x - l) - F(x - 2l)$$

$$M_f(2l) = 62809,2 \text{ [N.mm]}$$

$$M_f(3l) = 62809,2 \text{ [N.mm]}$$

$$3l \leq x \leq 4l$$

$$M_f(x) = R_A x - F(x-l) - F(x-2l) - F(x-3l)$$

$$M_f(3l) = 62809,2 \text{ [N.mm]}$$

$$M_f(4l) = 41872,8 \text{ [N.mm]}$$

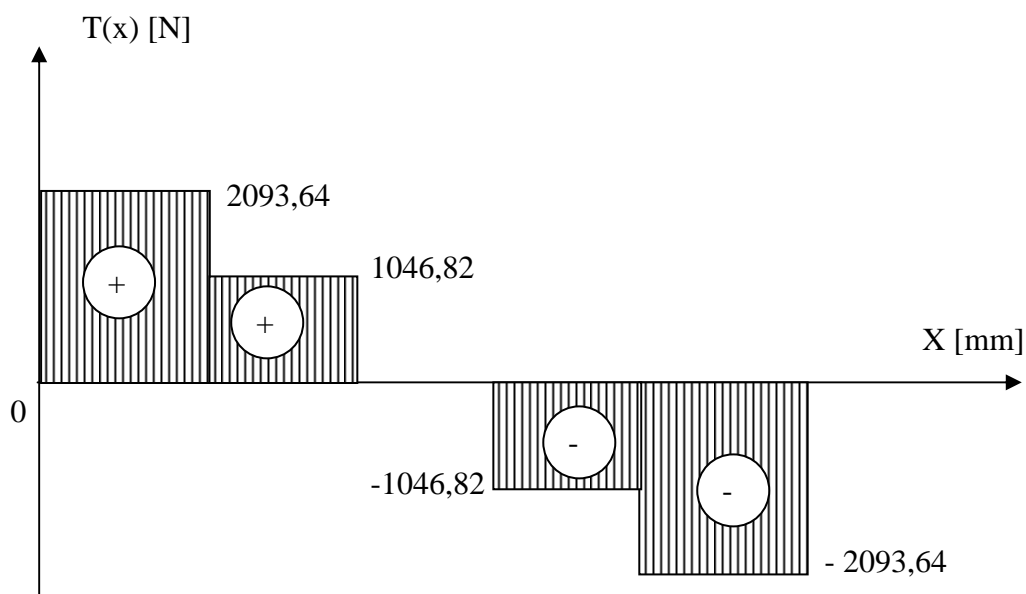
$$4l \leq x \leq 5l$$

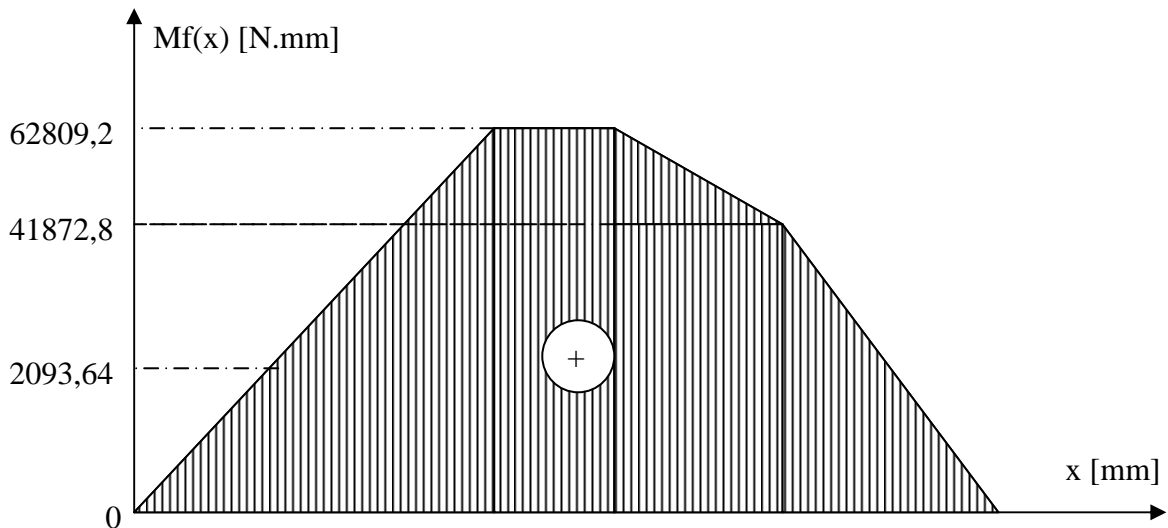
$$M_f(x) = R_A x - F(x-l) - F(x-2l) - F(x-3l) - F(x-4l)$$

$$M_f(4l) = 41872,8 \text{ [N.mm]}$$

$$M_f(5l) = 0$$

### c – Diagramme des efforts tranchants et des moments fléchissant





D'où  $M_f = 62809,2$  [N.mm]

### 3-5-3-calcul de moment de torsion correspondant

le moment de torsion est donné par la relation suivante :

$$M_t = T_r \cdot \frac{D^2}{2}$$

AN :  $M_t = 284198,85$  [N.mm]

### 3-5-4-Vérification de la contrainte de résistance

Contrainte idéale de GUEST 1900

$$\sigma_x = \sqrt{(\sigma_y - \sigma_z)^2 + 4\tau_{yz}} \leq [\sigma_D] \text{FGS50}$$

$$\sigma_x = \sqrt{\left(\frac{M_f}{W_f}\right)^2 + 4\left(\frac{M_t}{W_t}\right)^2} \leq [\sigma_D] \text{FGS50}$$

$$\text{or } W_f = \frac{I_{zz'}}{\frac{h}{2}} = \frac{\frac{\pi d^4}{64}}{\frac{d}{2}} = \frac{\pi d^3}{32} \quad \text{et } W_t = 2W_f$$

$$\text{On obtient alors } d \geq \sqrt{\frac{32}{\pi [\sigma_D]}} \sqrt{m_t^2 + M_f^2}$$

$$d > 34,79$$

On prend alors comme diamètre de l'arbre à came  $d = 40$  [mm]



### 3-5-5-Vérification de rigidité à la torsion de l'arbre à came

$$\text{Condition : } \theta_{\max} = \frac{M_t}{G \cdot I_p} \leq [\theta_{\text{adm}}]$$

Avec  $[\theta_{\text{adm}}]$  : angle de torsion relatif admissible en radians par unité de longueur.

En général, cet angle est donné en degré par 1 [m] de longueur, donc l'expression devient :

$$\theta_{\max} = \frac{180}{\pi} \frac{M_t}{G \cdot I_p} \leq [\theta_{\text{adm}}]$$

où  $[\theta_{\text{adm}}]$  : angle de torsion admissible  $[\theta]_{\text{adm}} \in [5,15][^\circ/\text{m}] = 0,25 \text{ à } 4^\circ$

$M_t$  = moment de torsion

$G$  : module d'élasticité transversale

$I_p$  : moment d'inertie polaire

On a  $G = \frac{E}{2(1+\nu_p)}$  avec  $\nu_p = 0,25$  ; coefficient de poisson

$E = [40000 \text{ à } 160000][\text{N.mm}^2]$  : module d'élasticité longitudinale

D'où  $G = 16000[\text{N/m}^2]$

$$\text{Et } I_p = \frac{\pi d^4}{32}$$

D'où  $I_p = 251200 [\text{mm}^4]$

Alors  $\theta = 709 \cdot 10^{-6}$  d'où  $\theta_{\max} < [\theta_{\text{adm}}]$

**Conclusion :** La tenue de l'arbre à came  $d = 40 [\text{mm}]$  à la rigidité de torsion est admissible.

### 3-6-Vérification des clavettes sur l'arbre à came au cisaillement

Clavette PARALLELE, FORME B, de 10x8x37,5 (a = 10[mm], b = 8[mm], l = 37,5[mm]) ; NF E27-656

La condition de résistance de la clavette au cisaillement est donnée par la relation suivante :

$$\tau = \frac{T}{S} \leq \tau_{adm} \text{ or } T = F_t \text{ d'où } \tau = \frac{F_t}{S} \cdot \tau_{adm}$$

où  $\tau_{adm}$  : contrainte tangentielle admissible

S : surface cisailée, S = a.l

$$\text{Donc } \tau = \frac{F_t}{a.l} \leq \tau_{adm}$$

$$\text{Or } F = \frac{P}{\pi.d.N} \text{ d'où } \tau = \frac{P}{\pi.d.N.a.l}$$

$$\text{AN: } \tau = 64,44 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

Vérifions alors si  $\tau \leq \tau_{adm}$  avec  $\tau_{adm} = \frac{R_e}{s}$

Où s = 3 : coefficient de sécurité, on choisit l'acier faiblement allié au Nickel Chrome : 20NC2 pour la clavette parallèle, qui a pour caractéristique : Re : 720 [N/mm<sup>2</sup>]

$$\text{D'où } \tau_{adm} = 240 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

On a trouvé que  $\tau < \tau_{adm}$

Donc la clavette résiste parfaitement au cisaillement.

### 3-7-Choix du type de roulement

Le choix de roulement repose sur l'étude des efforts qu'il devra supporter et des conditions de fonctionnement auxquelles il soumis :

- l'intensité de la charge (type de fonction avec à-coups) ou sans à-coups
- la direction de charge
- le choc éventuel
- la vitesse de rotation
- la précision demandée

- la température de fonctionnement
- les conditions de montage et d'entretien.

Parmi les types de roulement existants, les roulements rigides à une rangée de billes à contact radial sont appropriés au fonctionnement.

### 3-7-1- Charge dynamique d'équivalence P du palier A et B

pour A et B

$$P = R_A \text{ dyn} = R_B \text{ dyn} = 2093,64 \text{ [N]}$$

$$C = P \cdot \sqrt[10]{\alpha_1'}$$

$$\alpha_1' = \left( \frac{C}{P} \right)^{\frac{10}{3}} = \frac{C^{\frac{10}{3}}}{P^{\frac{10}{3}}}$$

$$\text{d'où } Cd_B = P \cdot (\alpha_1')^{\frac{10}{3}}$$

$$\text{AN : } Cd_B = Cd_A = 2093,64 \sqrt[3]{175,19}$$

$$Cd_B = Cd_A = 11732,70 \text{ [N]}$$

Le tableau de normalisation correspondant nous donne pour  $[C_d] = 13700 \text{ [N]}$

D'où la désignation normalisée : roulement à billes du type BC.

### 3-7-2-Lubrification

La lubrification a pour rôle de diminuer les frottements entre les éléments mobiles, de protéger l'ensemble contre la corrosion et aussi d'évacuer la chaleur.

Le choix de lubrification se fait surtout en fonction des températures et des vitesses de rotation auxquelles il doit être utilisé.

Calcul de vitesse de rotation de l'arbre à came

$$V = \pi dN$$

$$\text{AN : } V = 6,28 \text{ [m/s]}$$

Lorsque la vitesse est faible, il est plus pertinent d'utiliser la graisse comme lubrification. On choisit la graisse à base de savon de lithium, elle est

universellement employée. L'huile de base est en effet une huile minérale avec un indice de viscosité élevée. Elle possède une bonne résistance à l'eau, une bonne résistance à la pression et une bonne stabilité mécanique.

La température d'utilisation varie entre [-30°C ; 100°C]

### 3-7-3- Ajustement des roulements

on obtient l'ajustement à partir de la relation suivante :

Palier A et B (même cote)

$$\frac{C_{dA}}{P} = \frac{11732,70 [N]}{2093,64 [N]} = 5,6$$

$$\text{on a } 5 < \frac{C_{dA}}{P} < 10$$

Donc l'ajustement est K<sub>6</sub> pour l'arbre et J<sub>7</sub> pour la bague extérieure.

D'où l'ajustement : J<sub>7</sub>/K<sub>6</sub>.

## CHAPITRE IV : IMPLICATION PEDAGOGIQUE

### 4-1- Calage de la pompe d'injection

#### 4-2- Généralité

Le calage est une opération qui consiste à accoupler la pompe d'injection Avec le moteur dans une position telle que l'inflammation du gasoil puisse se produire à l'instant précis déterminé par le constructeur. Elle exige une plus grande précision aux normes antipollution, consommation, vitesse de pollution élevée, suralimentation etc... et aussi une grande diversité des matériels existants

#### 4-3- Calage statique :

Il s'agit de :

##### a- Préparer le moteur

Dans ce cas, il est souhaitable d'avoir la connaissance des informations suivantes avant l'exécution du travail :

- l'ordre d'injection des cylindres (du moteur)
- le sens de rotation du moteur
- le système de distribution (pignon, chaîne, courroie)
- le cylindre de référence
- les valeurs précises de calage pour cet équipement (pompe d'injection, moteur).

##### b- Mettre la pompe d'injection en place : dans ce cas les conditions suivantes sont préalablement réalisées :

- Tracer sur le volant moteur l'avance souhaitée
- Repérer le cylindre correspondant sur la pompe d'injection
- Contrôler le cylindre moteur, il doit être en injection (soupape fermée)
- Pompe d'injection des accouplée, positionner celle-ci ou débit maximum
- Alimenter en combustible et la maintenir sous pression
- Virer la pompe d'injection dans le sens inverse
- Combustible toujours sous pression, crémaillère max, la pompe dans le sens normal des marches
- Virer la pompe très lentement dans le sens normal des marches
- Dès que le combustible frémit dans le capillaire, stopper la rotation
- Vous êtes en position début d'injection au cylindre voulu

##### c- Contrôle :

Après avoir accouplé la pompe, virer le moteur dans le sens inverse dépassant largement au point d'avance désirée. La pompe d'injection toujours en combustible maxi, virer très lentement le moteur dans le sens normal dès que le combustible frémit dans le capillaire :

- Arrêter de virer
- Contrôler la flèche du volant pour s'assurer qu'elle coïncide à l'avance demandée. Si non, recommencer l'opération

Si oui, votre moteur est bien calé.

### d.Vérification et réglage de débit de la pompe par banc d'essai

Débit nominal	Valeur [cm <sup>3</sup> ]	Vitesse de rotation de la pompe [tr/mn]
Débit plein charge	72 – 72 -76 -76	750
De ralenti	16,65 – 16,2 – 15,8 – 17,8	250
De surcharge	125 – 128 – 127 - 127	140
Elimination de débit de surcharge		360
Début de coupure du régulateur		600
Fin de coupure du régulateur		780

### e.Principe de montage de la pompe

Démontage du régulateur

- Enlèvement du ressort, fixation du crémaillère
- Enlèvement du roulement de la partie à droite

Démontage du variateur d'avance de la partie à gauche

Enlèvement du couvercle

- Enlèvement du roulement

Pour enlèvement de chaque piston : il faut tourner l'arbre à came à la position maximale et on accroche la fourchette entre rondelle fendue amovible et vis de réglage.

Démonter :

- Raccord de refoulement
- Réducteur de volume
- Ressort de clapet
- Clapet de refoulement
- Joint de clapet
- Corps de clapet

Tourner l'arbre à came à la position minimale :

- Enlever l'ensemble de galets
- Desaccrocher les fourchettes
- Enlever la rondelle fendue amovible
- Enlever coupelle inférieure
- Piston
- Ressort de piston
- Coupelle supérieure
- Douille de réglage
- Chemise de piston

Pour enlever de l'arbre à came, il faut tourner à main levée.

Et pour le montage cela s'effectue en vis versa.

## CONCLUSION

En guise de conclusion, compte tenu des recherches que j'ai effectuées, j'ai constaté que le cycle de fonctionnement de moteur diesel a un rendement thermique plus élevé que celui d'un allumage commandé (0,35 à 0,38 en version aspirée, 0,40 en version suralimentée et actuellement 0,44 en équipement turbocompressé) mais avec le taux de compression, la pression et la température à l'intérieur des cylindre sont plus élevés par rapport au moteur à allumage commandé. En effet la constriction des moteurs diesel nécessite des pièces plus robustes et délicates qui effectivement coûtent très chères.

En effet « l'Etude d'une pompe d'injection d'un moteur diesel » a fait l'objet de notre étude. Il s'agit d'un moteur à injection directe, à chambre de turbulence à injection indirecte et à préchambre pouvant résoudre les problèmes mentionnés ci-dessus.

Selon l'étude de système d'alimentation effectué, nous avons remarqué que la pompe en ligne présente des inconvénients tels que : la nécessité d'un piston plongeur de la pompe à chaque injecteur. Cela entraîne un encombrement. Ainsi, pour résoudre ces problèmes, les constructeurs ont envisagé des pompes à piston rotatif, avec un seul piston, qui peut alimenter plusieurs cylindres. Ceux sont des pompes d'injections à encombrement réduit. Malgré tout la pompe en ligne est plus simple, facile à réparer et entretenir et plus résistante à la saleté, à l'usure et au choc. C'est pourquoi j'ai choisie comme sujet de recherche ce type de pompe qui actuellement est encore utilisée par de nombreux véhicules utilitaires : bus, camions, tracteurs, des groupes électrogènes, des moteurs industriels.

Par ailleurs, nous avons remarqué aussi que la constriction de ce système d'alimentation des moteurs diesel se développe progressivement et actuellement, utilise la technologie d'électronique permettant de donner des pompes d'injection et injecteur de meilleures qualités.

Enfin, l'étude que j'ai effectuée m'a permis de développer mes connaissances acquises en moteur diesel. Il s'agit de la recherche pouvant constituer un document pédagogique pour l'établissement ENSET voir même pour l'université de Diégo.

## BIBLIOGRAPHIE

- [1] Science et technique du Moteur Diesel Industriel et de transport  
R. BRUN Tome I
- [2] DIESEL Révision du matériel d'injection  
B. VIEUX et R. ARMAO
- [3] J. MAURIZOT ET M. DELANETTE –TomeII  
Le mécanicien d'automobiles Edition 1976
- [4] M. DESBOIS- R. ARMAO  
Le moteur à quatre temps et l'équipement d'injection  
Edition 1974
- [5] VIAL Lucet  
COURS TCM III 2005