

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR

ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE



UNIVERSITE ABDERRAHMANE MIRA BEJAIA

FACULTE DE TECHNOLOGIE

DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE

MEMOIRE

Présenté pour l'obtention du diplôme de

MASTER

Filière : Génie Mécanique

Spécialité : Installations Energétiques et turbomachines.

Par :

BOUKOUCHA Rami

BEZAHOUAH Merouane

Thème

**Etude comparative des performances énergétiques d'un
moteur Diesel à aspiration naturelle et d'un moteur Diesel
suralimenté par la méthode de Wiebe.**

Soutenu le 02/07/2023 devant le jury composé de :

Mr. A. DJERRADA

Président

Mr. A. BENSLIMANE

Rapporteur

Mr. B. HAMTACHE

Examineur

Année Universitaire 2022-2023

REMERCIEMENTS

Avant tout, on remercie dieu tout-puissant pour nous avoir donné tout ce dont on avait besoins pour accomplir et mener à terme ce travail.

Nous remercions nos parents, et nos proches et tous ceux qui ont attribués de près ou de loin à l'élaboration de ce travail.

Nous tenons à exprimer notre profonde gratitude envers notre promoteur monsieur A. BENSLIMANE pour nous avoir accompagné et apporter son aide tout au long des cinq années passées, et à tous les membres du jury qui nous ont fait l'honneur d'examiner notre travail.

On remercie aussi mademoiselle F. NEZLIOUI de nous avoir aidé à mettre en point ce modeste travail.

Enfin nous remercions toute la famille génie mécanique et la promo 2022/2023 et tout le personnel de l'université de Béjaia.

DÉDICACES

C'est avec une immense gratitude que je dédie ce modeste travail à mes chers parents qui m'ont entouré d'amour et de soutien durant toute ma vie.

Ma chère sœur Lydia.

Mes oncles WALID et MOUNIR

Mon ami HOCINE et mon binôme Merouane Bezahouah

Et à tous ceux avec qui je partage le moindre bon souvenir.

Rami

Je dédie ce modeste travail à

Mes très chers parents

Mon frère et mes sœurs

Tous mes amis sans exception

Et mon binôme Rami Boukoucha

Merouane

Sommaire

Remerciements	
Dédicaces	
Sommaire	
Liste des figures	
Liste des tableaux	
Nomenclature	
Introduction générale	1
Chapitre I : Généralités sur les moteurs Diesel	
I.1.Introduction.....	2
I.2. Le Moteur à Combustion Interne	2
I.3. Historique de moteur Diesel :	2
I.4. Principales pièces d'un moteur	3
I.5. Définition du moteur Diesel.....	5
I.6. Caractéristiques du moteur Diesel.....	5
I.7. Principe de fonctionnement du moteur Diesel	7
I.8. Différents types d'injection du moteur Diesel	9
I.8.1 Les Moteurs à injection directe	9
I.8.2. Les moteurs à injection indirecte.....	10
I.9. Suralimentation par turbocompresseur	12
I.10. Cycle thermodynamique d'un moteur Diesel	13
I.10.1. Comparaison entre le cycle théorique et réel d'un moteur Diesel.....	13
I.10.2. Les différents points d'ouverture et fermeture des soupapes.....	14
I.11. Avantages et inconvénients du moteur Diesel	15
I.12.Conclusion	16

Sommaire

Chapitre II : Modèle de calcul des paramètres du cycle du moteur Diesel
II.1. Introduction	17
II.4. Cinématique du système bielle manivelle	17
II.4.1. Déplacement du piston	18
II.4.2. Volume du cylindre	19
II.4.3. Vitesse du piston	19
II.4.4. Expression de l'accélération du piston	20
II.2. Paramètres thermodynamiques	21
II.2.1. Paramètres de l'air des gaz d'échappement	21
II.2.1.1. Pouvoir calorifique inférieur du combustible	21
II.2.1.2. Quantité stœchiométrique d'air nécessaire à la combustion de 1kg de combustible	21
II.2.1.3. Quantité réelle de la charge fraîche	21
II.2.1.4. Quantité des gaz brûlés lors de la combustion	21
II.2.2. Paramètres de l'air ambiant et des gaz résiduels.....	22
II.2.3. Etude du processus d'admission	22
II.2.3.1. Choix de la température de réchauffement de la charge fraîche	22
II.2.3.2. Pertes de charges dans l'admission	22
II.2.3.3. Pression à la fin de l'admission.....	24
II.2.3.4. Coefficient des gaz résiduels.....	24
II.2.3.5. Température à la fin de l'admission	25
II.2.3.6. Volume du fluide opérationnel à la fin de l'admission.....	25
II.2.4. Etude du processus de compression	25
II.2.4.1. Pression à la fin de la compressi	25
II.2.4.2. Température à la fin de la compression	26

Sommaire

II.2.4.3. Fonction cinématique du de l'évolution de la pression et de la température pendant le processus de compression	26
II.2.4.4. Travail polytropique massique de compression	28
II.2.5. Etude de la combusti	28
II.2.5.1. Prolongement du processus de combustion	28
II.2.5.2. Indice du caractère de combustion	28
II.2.5.3. Angle optimal de l'avance à l'injection	28
II.2.5.4. Quantité de la chaleur massique total du combustible utilisé	29
II.2.5.5. Coefficient de changement moléculaire chimique	29
II.2.5.7. Coefficient de changement moléculaire réel	29
II.2.5.8. Facteur de la capacité calorifique	29
II.2.5.9. Pression et température à la fin de chaque segment élémentaire	29
II.2.6. Etude de la détente	30
II.2.6.1. Températures ponctuelles et à la fin de la détente	30
II.2.6.2. Pressions ponctuelles et à la fin de détente	31
II.3. Paramètres de performances du moteur	31
II.3.1 Paramètres indiqués	31
II.3.2 Paramètres effectifs	33
III.5. Bilan thermique du moteur	35
III.5.1 Quantité de chaleur totale dégagée par le combustible dans le moteur	35
III.5.2 Quantité de chaleur équivalente au travail effectif	35
III.5.3 Quantité de chaleur cédée au système de refroidissement	35
III.5.4 Quantité de chaleur emportée par les gaz d'échappement	35
III.5.5 Quantité de chaleur restante	36
II.5. Conclusion	36
Chapitre III : Calcul des paramètres thermodynamiques	

Sommaire

III -1 Introduction.....	37
III -2 Fiche technique du moteur.....	37
III.3. Paramètres thermodynamiques.....	37
III.3.1. Paramètres de l'air des gaz d'échappement.....	37
III.3.1.1. Pouvoir calorifique inferieur du combustible	37
III.3.1.2. Quantité stœchiométrique d'air nécessaire à la combustion de 1kg de combustible	38
III.3.1.3. Quantité réelle de la charge fraiche	38
III.3.1.4. Quantité des gaz brulés lors de la combustion.....	38
III.3.2. Etude du processus d'admission	39
III.3.2.1. Choix de la température de réchauffement de la charge fraiche	39
III.3.2.2. Pertes de charges dans l'admission	39
III.3.2.3. Pression à la fin de l'admission.....	41
III.3.2.4. Coefficient des gaz résiduels.....	41
III.3.2.5. Température à la fin de l'admission	42
III.3.2.6. Volume du fluide opérationnel à la fin d'admission	42
III.3.3. Etude du processus de compression.....	43
III.3.3.1. Pression à la fin de la compression	43
III.3.3.2. Température à la fin de la compression.....	43
III.3.3.3. Travail polytropique massique de compression	45
III.3.4. Etude de la combustion	46
III.3.4.1. Prolongement du processus de combustion	46
III.3.4.2. Indice du caractère de combustion	46
III.3.4.3. Angle optimal de l'avance à l'inflammation.....	47
III.3.4.4. Quantité de la chaleur massique totale du combustible.....	47

Sommaire

III.3.4.5. Coefficient de changement moléculaire	48
III.3.4.6. Coefficient de changement moléculaire réel.....	48
III.3.4.7. Travail des gaz au cours du processus de combustion	51
III.3.5. Etude de la détente	53
III.3.5.1. Pressions ponctuelles et pression à la fin de détente	53
III.3.5.2. Températures ponctuelles et température à la fin de la détente	53
III.3.5.3. Le travail des gaz au cours du processus de détente	55
III.4. Paramètres de performances du moteur	56
III.4.1 Paramètres indiqués.....	56
III.4.2 Paramètres effectifs.....	58
III.4.3. Dimensions principales du cylindre	60
III.5. Bilan thermique du moteur.....	65
III.5.1 Quantité de chaleur totale dégagée par le combustible dans le moteur	65
III.5.2 Quantité de chaleur équivalente au travail effectif	65
III.5.3 Quantité de chaleur cédée au système de refroidissement	65
III.5.4 Quantité de chaleur emportée par les gaz d'échappement	66
III.5.5 Quantité de chaleur restante.....	67
III.6. Conclusion.....	68
Chapitre IV : Résultats et discussions	
IV.1. Introduction.....	69
IV.2.Construction des caractéristiques du régime de vitesse du moteur	76
IV.3.Conclusion	81
Conclusion Générale	82
ANNEXES.....	
Résumé	

Liste des figures

Figure I.1	: Moteur Diesel injection directe à quatre cylindres en ligne.	5
Figure I.2	: Caractéristique du moteur Diesel.	7
Figure I.3	: Quatre temps d'un moteur Diesel.....	8
Figure I.4	: Injecteur directe.	9
Figure I.5	: Injection directe du moteur Diesel à rampe commune.	10
Figure I.6	: Chambre de précombustion	11
Figure I.7	: Chambre de turbulence.	11
Figure I.8	: Fonctionnement de la suralimentation par turbocompresseur.	13
Figure I.9	: Cycle théorique et réel d'un moteur DIESEL.	13
Figure I. 10	: Cycle Diesel mixte.	15
Figure II.1	: Schéma du système bielle-manivelle.....	18
Figure IV.1	: Déplacement du piston en fonction de l'angle du vilebrequin.....	70
Figure IV.2	: Cylindrée totale en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin.	71
Figure IV.3	: Vitesse du piston en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin.	72
Figure IV.4	: Accélération du piston en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin.	72
Figure IV.5	: Evolution de la pression dans le cylindre en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin (moteur à aspiration naturelle ; suralimenté).	73
Figure IV.6	: Evolution de la température dans le cylindre en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin (moteur à aspiration naturelle ; suralimenté).	74
Figure IV.7	: Proportion brûlée de carburant pour les deux types de moteurs en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin.	75
Figure IV.8	: Variation de la puissance indiquée et du couple indiqué en fonction du régime moteur (aspiration naturelle ; suralimenté).	78

Liste des figures

Figure IV.9 : Courbes de la pression moyenne indiquée et de la pression moyenne effective en fonction de la vitesse de rotation (aspiration naturelle ; suralimenté)..... 78

Figure IV.10 : Courbes de puissance effective et de couple effectif en fonction du régime moteur (aspiration naturelle ; suralimenté)..... 79

Figure IV.11 : Variation de la consommation variation de la consommation spécifique effective et de la consommation horaire de combustible en fonction du régime moteur (aspiration naturelle ; suralimenté). 80

Figure IV.12 : Courbes de consommation spécifique indiqué et de la consommation horaire en fonction du régime moteur (aspiration naturelle ; suralimenté). 81

Liste des tableaux

Tableau III. 1 : fiche technique du moteur Volkswagen Polo IV.	37
Tableau III. 2 : Paramètres du processus d'admission.	43
Tableau III. 3 : Paramètres du fluide pendant le processus de compression(aspération naturelle)	44
Tableau III. 4 : Paramètres du fluide pendant le processus de compression (suralimenté).....	45
Tableau III. 5 : Paramètres du processus de compression.	46
Tableau III. 6 : Paramètres du fluide pendant le processus de combustion (aspération naturelle)	49
Tableau III. 7 : Paramètres du fluide pendant le processus de combustion (suralimenté)	50
Tableau III. 8 : Travail des gaz au cours du processus de combustion (non-suralimenté).....	51
Tableau III. 9 : Travail des gaz au cours du processus de combustion (suralimenté).....	52
Tableau III. 10 : Paramètres du processus de combustion.	53
Tableau III. 11 : paramètres du fluide pendant le processus de détente (aspération naturelle). ..	54
Tableau III. 12 : paramètres du fluide pendant le processus de détente (suralimenté).	55
Tableau III. 13 : Paramètres du processus de la combustion.....	56
Tableau III. 14 : Paramètres de performances du moteur.	64
Tableau III. 15 : Bilans thermiques des deux types de moteurs	68
Tableau IV.1 : Cinématique du piston en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin	69

Nomenclature

Symboles	Définition	Unité (SI)
Abréviations :		
AOA	: avance à l'ouverture de la soupape d'admission	
AOE	: avance à l'ouverture de la soupape d'échappement	
RFA	: retard à la fermeture de la soupape d'admission	
RFE	: retard à la fermeture de la soupape d'échappement	
PMH	: point mort haut	
PMB	: point mort bas	
Lettres latines :		
D	: alésage du cylindre	<i>m</i>
S	: course du piston	<i>m</i>
R	: Constante universelle des gaz parfaits	<i>J/mol.K</i>
<i>k</i>	: Rapport bielle/manivelle	-
K	: rapport course/alésage	-
ΔT	: température de réchauffement de la charge fraiche	$^{\circ}C$
ΔP_a	: Pertes de charges dans l'admission	<i>MPa</i>
g_i	: Consommation spécifique indiquée du combustible	<i>g / kW.h</i>
g_e	: Consommation spécifique effective du combustible	<i>g / kW.h</i>
G_T	: Consommation horaire du combustible	<i>kg / h</i>
L_e	: Travail effectif du moteur	<i>kJ</i>
L_i	: Travail indiqué du moteur	<i>kJ</i>
l_0	: Quantité stœchiométrique d'air nécessaire à la combustion	<i>kg d'air / kg comb</i>

Nomenclature

L_0	: Quantité stœchiométrique d'air nécessaire à la combustion	<i>kmol d'air / kg comb</i>
M_1	: Quantité réelle de la charge fraiche	<i>kmol d'air/ kg comb</i>
M_2	: Quantité des gaz brulés lors de la combustion	<i>kmol</i>
n	: vitesse de rotation du vilebrequin	<i>tr/min</i>
N_e	: Puissance effective	<i>kW</i>
N_i	: Puissance indiquée	<i>kW</i>
M_e	: Couple moteur	<i>N.m</i>
M_i	: Couple indiqué	<i>N.m</i>
P_0	: Pression atmosphérique	<i>MPa</i>
P_r	: Pression des gaz résiduels	<i>MPa</i>
P_b	: Pression à la fin de la détente	<i>MPa</i>
P_a	: Pression à la fin de l'admission	<i>MPa</i>
P_M	: Pression moyenne des pertes mécaniques	<i>MPa</i>
P_e	: Pression moyenne effective	<i>MPa</i>
P_z	: Pression à la fin de la combustion	<i>MPa</i>
P_c	: Pression à la fin de la compression	<i>MPa</i>
T_b	: Température à la fin de la détente	<i>K</i>
T_r	: Température des gaz résiduels	<i>K</i>
T_0	: Température atmosphérique	<i>K</i>
T_z	: Température à la fin de la combustion	<i>K</i>
T_a	: Température à la fin de l'admission	<i>K</i>

Nomenclature

T_c	: Température à la fin de la compression	K
Q_H	: Pouvoir calorifique inférieur du combustible	kJ/kg
Q_0	: Quantité de chaleur totale dégagée par le combustible	W
Q_e	: Quantité de chaleur équivalente au travail effectif	W
Q_{ref}	: Quantité de chaleur cédée au système de refroidissement	W
Q_g	: Quantité de chaleur emportée par les gaz d'échappement	W
Q_{rest}	: Quantité de chaleur restante	W
v_p	: Vitesse moyenne du piston	m/s
V_c	: Volume de la chambre de combustion	m^3
V_h	: Cylindrée unitaire du moteur	m^3
V_i	: Volume total des cylindres	m^3
V_a	: volume total du cylindre	m^3
V_z	: Volume des gaz à la fin de la combustion	m^3

Lettres grecques :

ε	: Taux de compression	-
α	: Coefficient d'excès d'air	-
ω	: Vitesse angulaire	$rad.s^{-1}$
γ_r	: Coefficient des gaz résiduels.	-
η_i	: Rendement indiqué du moteur.	-
η_M	: Rendement mécanique.	-
η_e	: Rendement effectif.	-

Nomenclature

ρ_0	: Masse volumique de l'air.	kg/m^3
ρ_k	: Masse volumique de l'air dans le compresseur	kg/m^3
μ_{air}	: Masse molaire de l'air	$kg.kmol^{-1}$
μC_p	: Capacité calorifique moyenne des produits de combustion	$kJ/(kmol.C)$
ζ	: coefficient d'efficacité de la combustion	-
Indices et exposants :		
i	: Nombre de cylindres	-
n_1	: Exposant polytropique de compression.	-
n_2	: Exposant polytropique de détente.	-
n_k	: Exposant polytropique du compresseur	-
C	: Coefficient de proportionnalité.	-
m	: Indice de puissance.	-
m	: facteur de forme de la combustion	-

Introduction Générale

Introduction générale

Le moteur Diesel est un type de moteur à combustion interne utilisé couramment dans de nombreux véhicules et applications industrielle. Il a été inventé par l'ingénieur allemand RUDOLF DIESEL à la fin du 19^{ème} siècle.

Le moteur fonctionne selon le principe de la combustion spontanée du carburant Diesel, contrairement aux moteurs à essence qui utilisent une étincelle pour enflammer le mélange air-carburant, le moteur Diesel comprime l'air à une pression élevée ce qui élève considérablement la température de l'air, ensuite le carburant Diesel est injecté directement dans la chambre de combustion où il s'enflamme spontanément au contact de l'air chaud et comprimé.

Les moteurs Diesel sont connus pour leur efficacité énergétique élevée, ils ont généralement un rendement supérieur à celui des autres moteurs, ce qui signifie qu'ils peuvent convertir une plus grande quantité d'énergie contenue dans le carburant en travail mécanique, cela les rend particulièrement adaptés aux applications nécessitant une forte puissance ou une consommation réduite de carburant comme les camions, les bateaux, les engins de construction et les groupes électrogènes.

Il existe une méthode courante pour améliorer les performances et l'efficacité ainsi pour diminuer la consommation spécifique du carburant, cette méthode consiste à augmenter le débit d'air sous la charge fraîche par turbocompresseur.

L'objectif de ce présent travail est de bien comprendre les phénomènes thermodynamiques qui se produisent pendant la mise en marche des moteurs Diesel, et pour cela on a présenté notre recherche dans les quatre chapitres suivants :

Le premier chapitre donne une vue banale sur le moteur Diesel, son architecture et son fonctionnement.

Le deuxième et troisième chapitre sont consacrés pour la présentation de la cinématique du piston et le calcul des différents paramètres de deux moteurs Diesel, ainsi que la modélisation du cycle de travail des moteurs par la méthode de Wiebe.

Le dernier chapitre contient des représentations graphiques des résultats obtenus.

Chapitre I

Généralités sur les moteurs

Diesel

I.1.Introduction

Le moteur Diesel est un moteur à combustion interne dont l'allumage n'est pas commandé mais spontané, par phénomène d'auto-inflammation. Ce moteur est connu pour sa puissance et son rendement élevé par rapport aux autres moteurs à combustion interne.

Ce chapitre traite des généralités sur les moteurs Diesel, à savoir le principe de fonctionnement, les organe constituants ce type de moteurs, et aussi les différents systèmes d'injection, la suralimentation et le cycle thermodynamique théorique et réel.

I.2. Le Moteur à Combustion Interne

Le moteur à combustion interne est une machine thermique qui converti l'énergie chimique du combustible en énergie mécanique généralement sous forme d'un mouvement rotatif d'un arbre par l'intermédiaire d'une combustion.

Les moteurs à combustion interne utilisent les sous-produits de la combustion (air et carburant) comme fluide de travail, et la combustion se produit à l'intérieur du cylindre, tandis que les moteurs à combustion externe utilisent des échangeurs de chaleur pour transférer la chaleur de la combustion à un autre fluide de travail, et la combustion se produit dans une chambre séparée, communément appelée le brûleur. [1]

I.3. Historique de moteur Diesel :

Le moteur Diesel doit son nom à son inventeur, l'ingénieur allemand RUDOLF DIESEL né le 18 mars 1858 à Paris, qui en 1873 publia après de longues études un ouvrage intitulé « Théories et construction thermique rationnel ».

Dans cet ouvrage Rudolf Diesel qui avait l'idée de réaliser un moteur dont le cycle se rapproche du 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 ».

Rudolf Diesel a mis au point le premier moteur à allumage par compression, en faisant comprimer de l'air à l'intérieur du cylindre et en 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 dans l'industrie des centrales électriques, dans les bateaux et sur les routes. [2]

I.4. Principales pièces d'un moteur [3] [17]

1-Bloc moteur [3]

C'est le support principal de tous les éléments fixes et mobiles constituant l'ensemble moteur. Il est généralement en fonte, fabriqué à l'aide d'un moule.

Il doit supporter la culasse, le vilebrequin, les cylindres, le carter inférieur, et il est souvent fixé à la boîte de vitesse formant ainsi un ensemble solidaire relié au châssis du véhicule, une circulation d'eau assure leur refroidissement. Le bloc cylindre doit remplir plusieurs fonctions:

- Résister à la pression des gaz, qui tendent à dilater et à repousser la culasse.
- Guider le piston.
- Contenir l'eau de refroidissement tout en résistant à la corrosion.
- Un support sur lequel sont fixés les accessoires.

2-Culasse

Généralement réalisée avec des alliages légers, elle assume le triple rôle de fermeture du haut de cylindre, de support du système de distribution et de refroidissement de la chambre de combustion.

Elle assure le retour d'huile venant du système de distribution vers le carter à travers le bloc cylindre. [3]

3- Piston

Le piston est une pièce rigide, de forme généralement circulaire, coulissant dans un cylindre de forme complémentaire. Les pistons sont généralement moulés dans un alliage d'aluminium afin d'être légers et de pouvoir agir en tant que conducteur thermique pendant les séquences de fonctionnement du moteur. En effet, il permet de comprimer le mélange de carburant et de gaz extérieur en vue d'une explosion, puis il transforme le tout en énergie thermique, et ensuite en énergie mécanique. [17]

4-Soupapes

Une soupape est un organe mécanique permettant de fermer et ouvrir une chambre ou un conduit à la demande. Le nombre de soupapes par cylindre varie, généralement au nombre de deux; une d'admission, une d'échappement. [3]

5-Arbre à cames

Nommé aussi "arbre de distribution", commande l'ouverture des soupapes en transformant le mouvement rotatif issu du moteur en mouvement longitudinal actionnant les soupapes. Cet arbre est une pièce métallique longiligne, entraînée par une roue dentée. [3]

6-Bielle

La bielle est la pièce mécanique dont l'une des extrémités est liée au piston par l'axe du piston et l'autre au maneton du vilebrequin. Elle permet la transformation du mouvement rectiligne alternatif du piston en mouvement circulaire continu du vilebrequin. Une bielle de moteur automobile comporte deux alésages circulaires, l'un est de petit diamètre, appelé pied de bielle', et l'autre de grand diamètre, appelé tête de bielle. [17]

7-Vilebrequin

Le vilebrequin est forgé et trempé dans le carter inférieur du bloc cylindre, son rôle, est de transformer à l'aide des bielles les efforts linéaires des pistons en couple exploitable. [3]

8-Volant moteur

Le volant moteur est fixé sur la bride du vilebrequin par l'intermédiaire des vis, son positionnement s'effectue par un point de centrage au moyen de deux orifices, un usiné sur le volant et l'autre dans la bride du vilebrequin. Il est fabriqué en acier. [3]

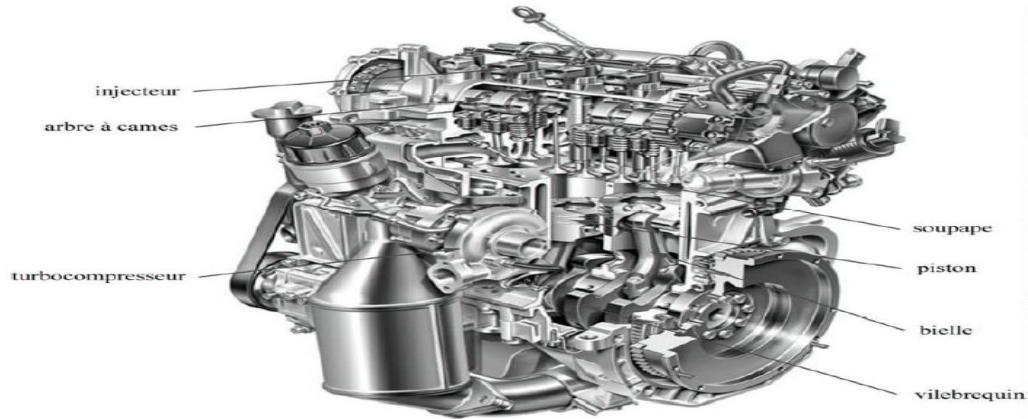


Figure I. 1: Moteur Diesel injection directe à quatre cylindres en ligne.

I.5. Définition du moteur Diesel

Le moteur Diesel appelé également moteur à allumage par compression est un moteur à combustion interne dont l'allumage est spontané lors de l'injection du carburant, par phénomène d'auto-inflammation lié aux températures élevées dans la chambre de combustion.

Celles-ci sont atteintes grâce à un fort taux de compression (rapport volumétrique de 14 à 25), permettant d'obtenir une température de 700 à 900°C. [12]

I.6. Caractéristiques du moteur Diesel [6] [14]

Tout moteur fabriqué présente ces caractéristiques géométriques qui le distinguent des autres moteurs, car la partie combustion du moteur est contrôlée par des phénomènes aérodynamiques qui dépendent de la géométrie de la chambre de combustion, ce qui a un impact important sur les performances techniques (consommation, puissance, couple).

L'alésage (D) : représente le diamètre du cylindre.

Point mort haut (PMH) : La position du piston dans le cylindre à laquelle la distance entre le piston et l'axe du vilebrequin est maximale.

Point mort bas (PMB) : La position du piston dans le cylindre à laquelle la distance entre le piston et l'axe du vilebrequin est minimale.

Course du piston (S) : La course du piston est la distance parcourue par le piston dans la chemise tout en se déplaçant du PMB vers le PMH ou bien le contraire, tel que S c'est la course et r c'est le rayon de la manivelle.

$$S=2r$$

La cylindrée unitaire (V_h) : C'est le volume balayé par le piston dans la chemise bloc, la cylindrée unitaire est caractérisée par la course et le diamètre du piston tel que :

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

Le volume au PMB (V_a) : c'est le volume de la cylindrée unitaire et le volume de la chambre de combustion tel que ce dernier inclut également l'injecteur et le bol usiné dans la tête du piston, et éventuellement le volume de la chambre de précombustion dans la cas d'un moteur à injection indirecte.

$$V_a = V_h + V_c$$

Angle vilebrequin : Il est très préférable et pratique d'exprimer l'évolution des différentes variables ou la position des parties mobiles en fonction de l'angle vilebrequin, plutôt qu'en fonction du temps, la relation entre l'angle vilebrequin et la vitesse de rotation est la suivante :

$$\theta = \omega t = 2\pi Nt$$

Volume de chambre de combustion (V_c) : C'est le volume situé au-dessus de point PMH.

$$V_c = \frac{V_h}{\varepsilon - 1}$$

La cylindrée totale d'un moteur (V_T) : c'est le volume de la cylindrée unitaire multiplié par le nombre de cylindres.

$$V_T = i \times V_h$$

Taux de compression : indique de combien de fois et réduit le volume du mélange ou d'air pendant le déplacement du piston de PMB ou PMH.

$$\varepsilon = \frac{V_a}{V_c} = \frac{V_h + V_c}{V_c}$$

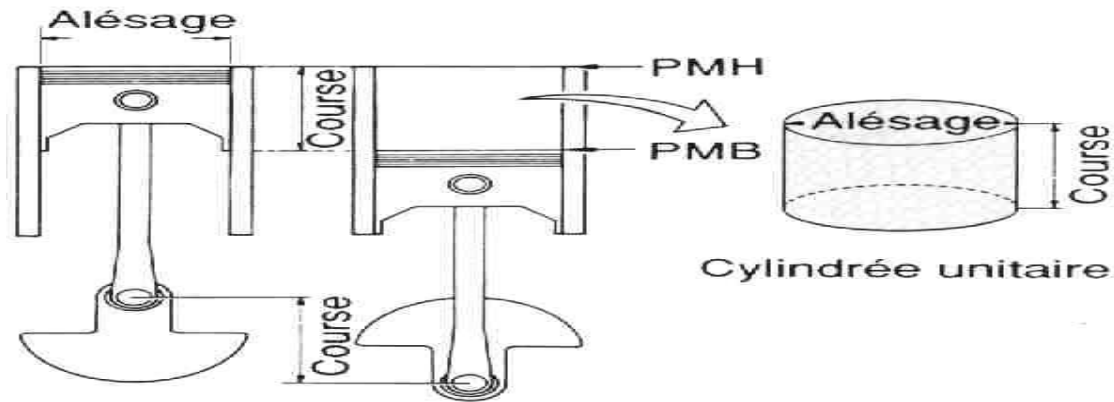


Figure I. 2:Caractéristiques du moteur Diesel. [6] [14]

I.7. Principe de fonctionnement du moteur Diesel

Un moteur Diesel est un moteur thermique qui utilise l'énergie chimique du carburant lors de la combustion interne pour générer de l'énergie mécanique utile. Cela se produit en deux conversions distinctes, d'abord l'énergie chimique du carburant est brûlée et convertie en chaleur, puis la chaleur fait croître les gaz brûlés dans le cylindre, où le gaz ajouté est confiné à "s'échapper". Par conséquent, ce dernier produit un travail mécanique. Le mouvement alternatif du piston est alors converti en mouvement rotatif sous l'action du vilebrequin. [7]

Pour convertir l'énergie chimique du carburant Diesel en énergie mécanique utile tous les moteurs à combustion interne doivent passer par quatre étapes :

Admission

- Ouverture de la soupape d'admission au point mort haut (PMH) mise à la pression à l'entrée du cylindre.
- Descente du piston (entraîné par l'inertie du cycle précédent).
- Remplissage du cylindre par le mélange gazeux.
- Fermeture de la soupape d'admission au point mort bas (PMB).

Compression

- Les soupapes d'admission et de d'échappement sont fermées, Le piston remonte vers le point PMH d'où une forte élévation de pression due à la diminution de volume accompagnée par une

élévation importante de la température (celle-ci doit atteindre, au PMH, au minimum 500°C pour assurer l'inflammation spontanée du mélange au moment d'injection).

Combustion et détente

- Les soupapes sont fermées.
- Le mélange d'air et de carburant contenu dans le cylindre est sous pression.
- La température est suffisamment élevée pour que ce mélange brûle en créant une surpression qui pousse le piston vers le bas.

Echappement

- Ouverture de la soupape d'échappement,
- Le piston remonte chassant les gaz brûlés vers la sortie d'échappement.

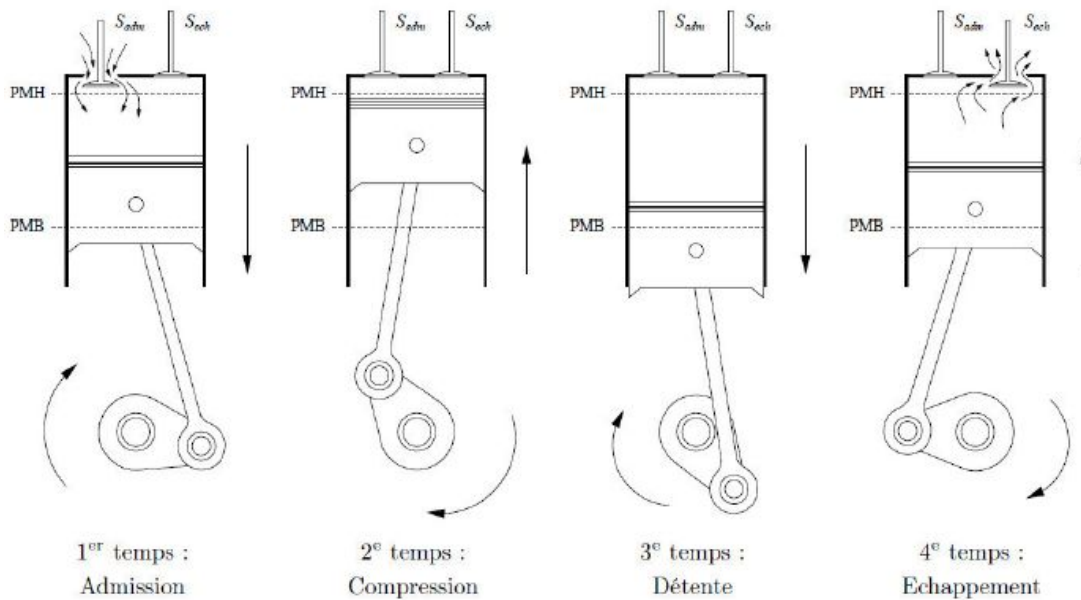


Figure I. 3: Quatre temps d'un moteur Diesel [7]

I.8. Différents types d'injection du moteur Diesel

Le mode d'injection des carburants dans la chambre de combustion a fait l'objet de nombreux changements au cours de la dernière décennie aussi pour les nouveaux moteurs Diesel.

Dans les moteurs Diesel, il existe deux types d'injections; injection indirecte et directe qui ont des conséquences liées à la consommation du combustible, les émissions polluantes et le bruit du moteur. [8]

I.8.1 Les Moteurs à injection directe

Le carburant est injecté directement dans la chambre de combustion, sans une préchambre ou la chambre de turbulence, l'injecteur est relié généralement à la tête de la chambre de combustion.

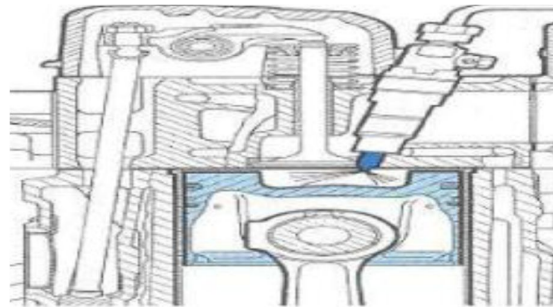


Figure I. 4:Injecteur directe.

Avantage

- Rendement élevé, donc consommation assez faible du combustible.
- Bon départ à froid.
- Simplicité de réalisation.

Inconvénients

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

- **Injection directe à rampe commune**

La fonction du système commune (Common Rail) est d'injecter une quantité précise de carburant indépendante pour chaque cylindre. La commande électronique de l'injecteur permet de réaliser des injections pouvant se décomposer en plusieurs petites injections, ce qui améliore la qualité de la combustion et diminue les émissions polluantes.

Au lieu de passer par une chambre de précombustion comme dans le cas de l'injection indirecte, le carburant est injecté directement dans le cylindre. Le carburant est pulvérisé à une pression extrêmement élevée, ce qui produit de fines particules, afin d'assurer une bonne combustion. Selon le point de fonctionnement du moteur, la pression d'injection peut varier de 200 à 1800 bars. Chaque injecteur est relié à une rampe commune par un tube où le carburant est stocké et pressurisé. L'évolution de la pression à l'intérieur de la rampe est influencée par chacun des cinq composants primaires qui constituent le système d'injection à rampe commune. [5]

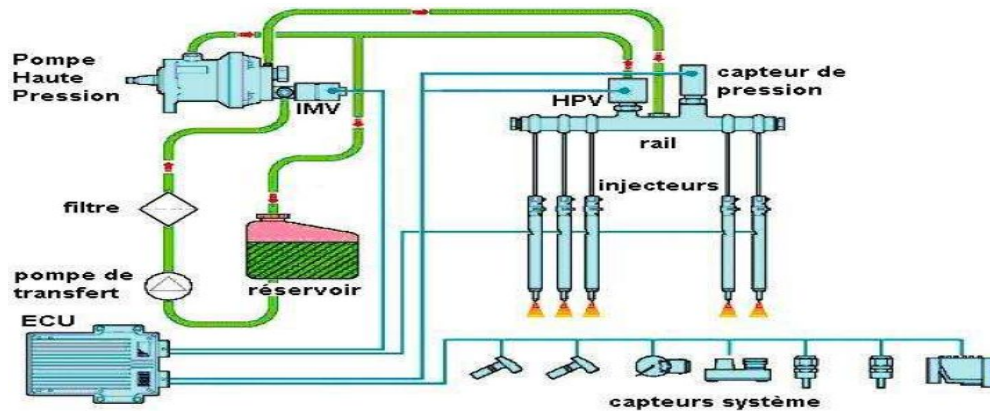


Figure I. 5: Injection directe du moteur Diesel à rampe commune.

I.8.2. Les moteurs à injection indirecte

Dans les moteurs Diesel, le système d'injection indirecte se définit par le jet de combustible dans une préchambre située à l'intérieur de la culasse et qui est reliée directement à la chambre de combustion (cylindre), où va s'amorcer la combustion dans le petit volume de la préchambre. La combustion dans la préchambre est incomplète due au volume insuffisant. Finalement, le combustible s'échappera dans la chambre de combustion où la combustion complète se déroulera. [13]

- **Injection indirecte avec 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.

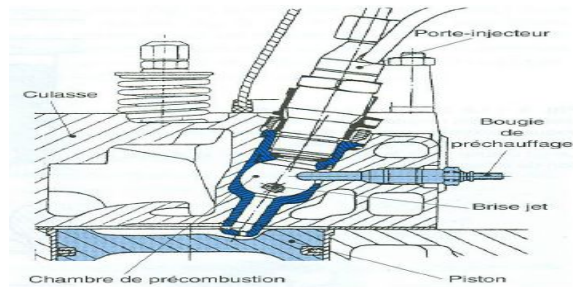


Figure I. 6 : chambre de précombustion

- **Injection indirecte avec chambre de turbulence**

Ce dispositif est une variante du précédent : la chambre de turbulence représente presque la 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.

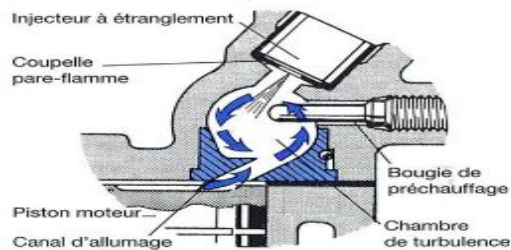


Figure I. 7 : chambre de turbulence.

Avantage :

- Pression d'injection moins élevée qu'avec l'injection directe. Moteur moins bruyant.
- Combustion plus souple et plus rapide. Régimes moteurs plus élevés.

Inconvénients :

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

I.9. Suralimentation par turbocompresseur

Le principe de la suralimentation des moteurs a été proposé dès les premiers développements des moteurs, en 1905. Ce principe est à ce jour largement répandu sur les moteurs Diesel modernes et dans une moindre mesure sur les moteurs à essence. Les gaz d'échappement entraînent une turbine, reliée par un arbre à un compresseur (Figure I-8). Ce dernier aspire de l'air ambiant, le comprime, et l'envoie dans les cylindres en passant éventuellement par un refroidisseur (par exemple un échangeur air/air) permettant d'augmenter davantage la densité de l'air. Le fait d'envoyer de l'air déjà comprimé dans les cylindres permet de diminuer l'énergie à apporter en plus pour atteindre la pression requise à l'auto-inflammation (diminution des pertes de pompage) et d'augmenter sensiblement la quantité d'oxygène disponible pour la combustion. Plus la quantité d'oxygène introduite est importante, plus on a la possibilité d'injecter davantage de carburant et d'obtenir une puissance moteur plus grande. Ainsi, un moteur Diesel suralimenté peut être plus petit qu'un moteur Diesel atmosphérique (dont l'admission d'air est effectuée par aspiration naturelle sans suralimentation) ayant la même puissance. En d'autres termes, les moteurs Diesel suralimentés ont un rapport puissance/poids plus important.

En vue de contrôler la vitesse des turbocompresseurs par deux méthodes sont :

- La première consiste à laisser échapper, grâce à une vanne appelée communément « Waste-Gate » et contrôlée par un actionneur, une partie des gaz d'échappement sans passer par la turbine réduisant ainsi sa puissance de sortie.
- La deuxième méthode fait appel à des turbocompresseurs dits à « géométrie variable » appelés habituellement VGT « Variable Geometry Turbine ». Ces derniers ont la particularité d'avoir une turbine dont l'angle d'inclinaison des aubes est variable grâce à un actionneur. Cette caractéristique permet d'ajuster la portion d'énergie récupérée des gaz d'échappement et de régler ainsi la vitesse de rotation du turbocompresseur. [12]

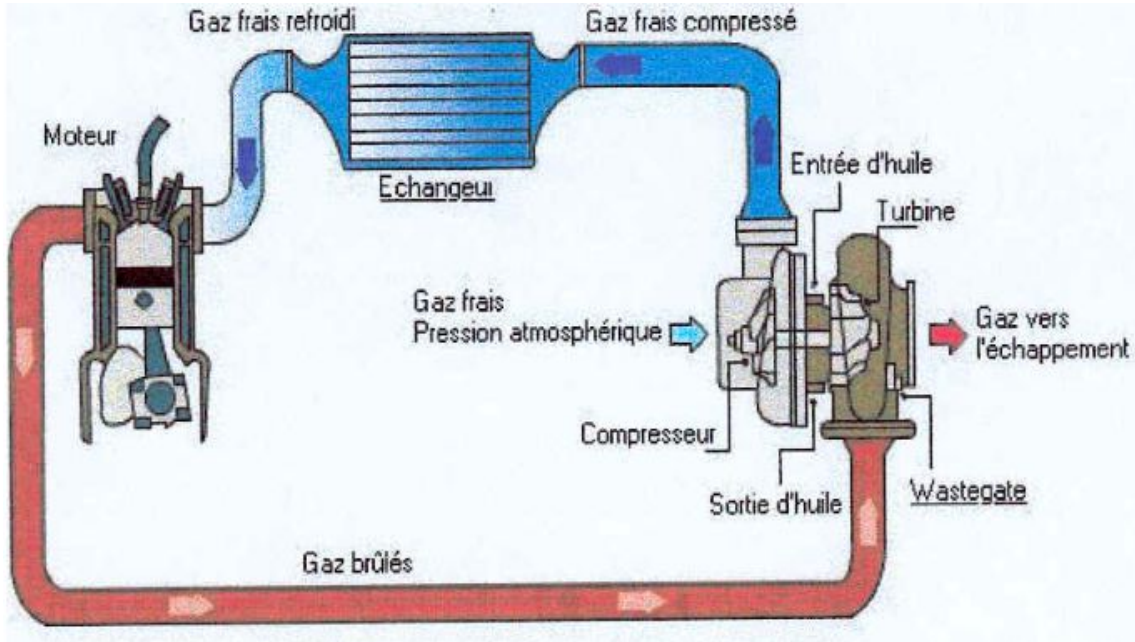


Figure I. 8 : Fonctionnement de la suralimentation par turbocompresseur.

I.10. Cycle thermodynamique d'un moteur Diesel [10]

I.10.1. Comparaison entre le cycle théorique et réel d'un moteur Diesel

Le cycle comporte une compression adiabatique, une combustion à pression constante, une détente adiabatique et un refroidissement à volume constant.

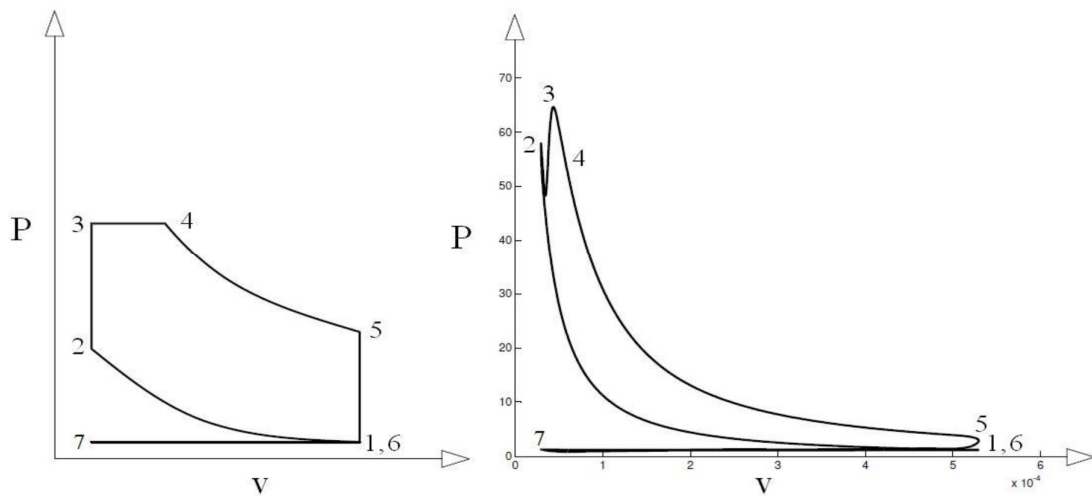


Figure I. 9 : Cycle théorique et réel d'un moteur Diesel.

Cycle Diesel théorique

Compression adiabatique point (1-2)

Combustion isochore point (2-3) et isobare point (3-4)

Détente adiabatique point (4-5)

Dégagement de chaleur isochore point (5-6)

Echange des gaz point (6-1-7)

Cycle Diesel réel

Compression polytropique point (1-2)

Combustion du mélange (air + carburant) point (2-4)

Détente polytropique point (4-5)

Echappement des gaz point (5-6)

Admission de la charge fraîche/charge du carburant (6-1-7)

1.10.2. Les différents points d'ouverture et fermeture des soupapes [11]

- **Avance à l'ouverture de la soupape d'admission (AOA)**

Pour permettre une meilleure évacuation des gaz brûlés, on donne de l'avance à l'ouverture de la soupape d'admission, de façon à ce que l'air aspiré dans le cylindre chasse les gaz brûlés.

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

On donne du retard à la soupape d'admission pour obtenir un meilleur remplissage.

- **Avance à l'ouverture de la soupape d'échappement (AOE)**

L'avance d'ouverture de la soupape d'échappement a pour but d'améliorer le balayage du cylindre par une évacuation complète, des gaz brûlés, et d'avancer la chute de pression des gaz brûlés pour éviter la contre-compression. Le temps nécessaire à l'écoulement des gaz hors du cylindre coïncide avec celui nécessaire au piston pour s'arrêter et repartir du point mort bas PMB. Après ce point, l'échappement est forcé par le mouvement du piston vers le point mort haut PMH.

- **Retard à la fermeture de la soupape d'échappement (RFE)**

Les gaz frais pénétrant dans le cylindre chassent les gaz brûlés.

- Avance à l'injection

Durant la compression on injecte le combustible avant que le piston soit exactement au (PMH) de manière à assurer une vaporisation et l'homogénéité du mélange.

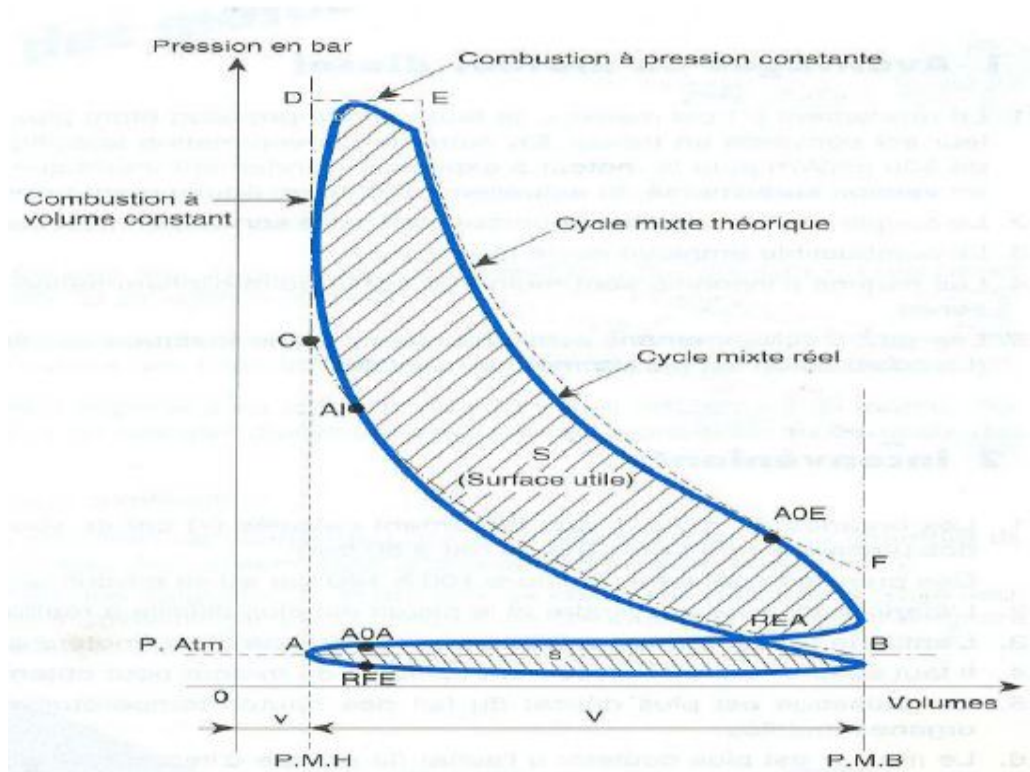


Figure I. 10 : cycle Diesel mixte.

I.11. Avantages et inconvénients du moteur Diesel [9]

Avantages :

- Meilleur rendement : grâce à l'augmentation du rapport volumétrique, la combustion est plus complète et la consommation spécifique est réduite.
- Les gaz d'échappement sont moins toxiques car ils contiennent moins d'oxyde de carbone.
- Le couple moteur est plus important et il reste sensiblement constant pour des faibles vitesses.
- Les risques d'incendie sont moindres car le point d'inflammation du gazole est plus élevé que celui de l'essence.

Inconvénients :

- Le moteur doit être plus solide, avec des organes plus largement dimensionnés.
- Le démarrage à froide est délicat.
- Les problèmes de viscosité du carburant aux basses températures.
- Le moteur est plus bruyant.
- L'odeur.

I.12.Conclusion

Dans ce chapitre on a présenté le moteur Diesel et ses principaux éléments ce qui nous a permis de conclure que ce dernier est un moteur transformant l'énergie cinétique des gaz chauds en énergie mécanique.

Chapitre II

Modèle de calcul des paramètres du cycle du moteur Diesel

II.1. Introduction

Dans ce chapitre nous allons présenter une méthode analytique qui décrit les paramètres de travail du cycle d'un moteur à un régime de vitesse nominal, et définir quelques notions et paramètres. Et nous allons présenter un modèle de calcul des paramètres du fluide pendant les quatre phases du cycle de fonctionnement, ainsi une étude de la cinématique du mécanisme bielle-manivelle.

II.4. Cinématique du système bielle manivelle

Le mécanisme du moteur à piston qui se compose de trois éléments principaux; piston, bielle et manivelle, est utilisé pour convertir le mouvement oscillatoire rectiligne du piston dans le cylindre en un mouvement rotationnel du vilebrequin par l'intermédiaire d'une bielle. Ce mécanisme permet d'obtenir un travail sous forme de couple résultant du développement du cycle d'opération du moteur.

Cinématique du piston

PMH : point mort haut.

PMB : point mort bas.

V_c : volume de la chambre de combustion.

S : course du piston.

r : rayon de manivelle.

L : longueur de la bielle.

ω : vitesse angulaire du vilebrequin, $\omega = \frac{2\pi n}{60}$ (rad/s).

n : vitesse de rotation du vilebrequin.

θ : angle du vilebrequin.

φ : obliquité du vilebrequin.

X : position instantanée du piston.

$$\cos \varphi = \sqrt{1 - k^2 \sin^2 \theta}$$

On remplaçant cette expression dans l'expression II-70 on obtient alors l'équation du déplacement du piston en fonction de l'angle θ , $X = f(\theta)$:

$$X = r(1 - \cos \theta) + L(1 - \sqrt{1 - k^2 \sin^2 \theta}) \quad \text{II-04}$$

II.4.2. Volume du cylindre

Soient :

V_a : volume totale du cylindre.

V_h : cylindrée unitaire.

V_c : volume de la chambre de combustion.

On a :

$$V_a = V_h + V_c = \frac{\pi D^2}{4} \times S + V_c \quad \text{II-05}$$

$$\text{avec : } V_h = \frac{\pi D^2}{4} \times S \quad \text{et} \quad V_c = \frac{V_h}{\varepsilon - 1}$$

S : course du piston.

D : diamètre du cylindre.

Le volume engendré par le déplacement du piston à un angle quelconque :

$$V_h(\theta) = \frac{\pi D^2}{4} X(\theta)$$

$$V_a(\theta) = V_h + V_c = V_c + (L + r - D)$$

$$V_a(\theta) = \left(\frac{\pi D^2}{4} \right) [r + (1 - \cos(\theta)) + L(1 - \sqrt{1 - k^2 \sin^2 \theta})] + V_c \quad \text{II-06}$$

II.4.3. Vitesse du piston

La vitesse du piston est la dérivée au temps de l'équation du déplacement du piston X :

$$V_p(\theta) = \frac{dX(\theta)}{dt} (m/s) ; \text{ comme } \theta = \omega.t(m/s).$$

$$V_p(\theta) = \frac{dX(\theta)}{d\theta} \cdot \frac{d\theta}{dt} = \frac{dX(\theta)}{d\theta} \cdot \omega \tag{II-07}$$

D'où la relation exacte de la vitesse :

$$V_p(\theta) = \omega r \left(\sin \theta + \frac{k \sin 2\theta}{2\sqrt{1-k^2 \sin^2 \theta}} \right) \tag{II-08}$$

En développant cette expression dans la série de Taylor d'ordre 4 :

$$(1-k^2 \sin^2 \theta)^{\frac{1}{2}} = 1 - \frac{1}{2} k^2 \sin^2(\theta) + \frac{1}{8} k^4 \sin^4(\theta) + \dots \tag{II-09}$$

Le déplacement du piston s'exprime ainsi :

$$X(\theta) = r(1 - \cos \theta) + L(1 - 1 + \frac{1}{2} k^2 \sin^2 \theta - \frac{1}{8} k^4 \sin^4(\theta) + \dots)$$

$$X(\theta) = r(1 - \cos \theta) + \frac{L}{2} (\frac{1}{2} k^2 \sin^2 \theta - \frac{1}{8} k^4 \sin^4(\theta) + \dots)$$

$$X(\theta) = r[(1 - \cos \theta) + \frac{L}{r} (\frac{1}{2} k^2 \sin^2 \theta - \frac{1}{8} k^4 \sin^4(\theta) + \dots)]$$

$$X(\theta) = r[(1 - \cos \theta) + \frac{1}{2} k \sin^2 \theta - \frac{1}{8} k^3 \sin^4(\theta) + \dots] \tag{II-10}$$

En dérivant cette expression approchée par rapport au temps, on aura :

$$V_p(\theta) = r\omega(\sin \theta + \frac{k}{2} \sin 2\theta) \tag{II-11}$$

II.4.4. Expression de l'accélération du piston

L'accélération résulte de la dérivée de la vitesse par rapport au temps :

$$\frac{d}{dt} \left[\frac{dx}{dt} \right] = \frac{d^2 X(\theta)}{dt^2} = a_p(\theta) ; \text{ ce qui donne :}$$

$$a_p(\theta) = r\omega^2(\cos \theta + k \cos 2\theta) \tag{II-12}$$

II.2. Paramètres thermodynamiques [15]

II.2.1. Paramètres de l'air des gaz d'échappement

II.2.1.1. Pouvoir calorifique inférieur du combustible

Le pouvoir calorifique inférieur exprime la quantité de chaleur dégagée par une combustion complète d'un kg de combustible.

$$Q_H = 33.91C + 125.6H - 10.89(O - S) - 2.51(9H + W) \quad \text{II-13}$$

II.2.1.2. Quantité stœchiométrique d'air nécessaire à la combustion de 1kg de combustible

La quantité d'air atmosphérique introduite dans la cylindrée, pour une combustion complète de 1 kg du combustible liquide dont les teneurs en masse de carbone, d'oxygène, d'hydrogène et de l'azote.

$$l_0 = \frac{1}{0,23} \left(\frac{8}{3} C + 8H - O \right) \quad \text{II-14}$$

$$L_0 = \frac{l_0}{\mu_{air}} \quad \text{II-15}$$

$\mu_{air} = 29$: masse molaire de l'air.

II.2.1.3. Quantité réelle de la charge fraiche

Dans les moteurs Diesel, le fluide introduit dans le cylindre est composé de l'air seulement.

$$M_1 = \alpha L_0 \quad \text{II-16}$$

α : Coefficient d'excès d'air.

II.2.1.4. Quantité des gaz brûlés lors de la combustion

Pour une combustion complète du combustible $\alpha \geq 1$, les gaz d'échappement sont constitués de CO_2 , H_2O , N_2 , et O_2 .

$$M_2 = \alpha L_0 + \frac{H}{4} + \frac{O}{32} \quad \text{II-17}$$

II.2.2. Paramètres de l’air ambiant et des gaz résiduels

La valeur des paramètres du fluide moteur à l’admission, dépend du type de moteur.

$$P_0 = 0.1MPa ; T_0 = 298K$$

Pour le moteur à aspiration naturelle :

$$P_r = [1.05 \dots 1.25] P_0 \tag{II-18}$$

$$T_r = (600 \dots 900K)$$

Pour le moteur suralimenté :

$$P_k = (1.1 \dots 2.2)P_0 \tag{II-19}$$

$$P_r = (0.75 \dots 1.1)P_k \tag{II-20}$$

$$T_r = (700 \dots 900K)$$

II.2.3. Etude du processus d’admission

Pendant ce temps d’admission, les soupapes d’admission s’ouvrent pour laisser une certaine quantité d’air entrer et au même temps les soupapes d’échappement resteront fermées. Afin de remplir le volume des cylindres.

II.2.3.1. Choix de la température de réchauffement de la charge fraîche

Pour les moteurs à aspiration naturelle $\Delta T = (20 \dots \dots 40^\circ C)$.

Pour les moteur suralimenté $\Delta T = (0 \dots \dots 10^\circ C)$.

II.2.3.2. Pertes de charges dans l’admission

Pour le moteur à aspiration naturelle :

$$\Delta P_a = (\beta^2 + \delta a) \frac{W_a^2}{2} \rho_0 \tag{II-21}$$

$$\rho_0 = \frac{P_0}{r_a \times T_0} \times 10^6 \tag{II-22}$$

ρ_0 : masse volumique de l’air.

P_0 : pression atmosphérique.

T_0 : température de l'air ambiant.

$(\beta^2 + \delta a)$: coefficient des pertes de charges dans l'admission.

$(\beta^2 + \delta a) = (2.5 \dots 4)$.

W_a : la vitesse moyenne de la charge fraiche dans la section minimale du système d'admission.

$W_a = 50 \dots \dots \dots 130 [m/s]$.

Pour le moteur suralimenté :

$$\Delta P_a = (\beta^2 + \delta a) \frac{W_a^2}{2} \rho_k \tag{II-23}$$

$$\rho_k = \frac{P_k}{r_a \times T_k} \times 10^6$$

ρ_k : masse volumique de l'air à l'admission.

T_k : température à la sortie du refroidisseur.

P_k : pression à la sortie du compresseur. II-24

En tenant compte de la chute de température dans le refroidisseur de l'air provenant du turbocompresseur :

$$T_k = T_k' - \Delta T_{ref} \tag{II-25}$$

Avec :

$$\Delta T_{ref} = (T_k' - T_w) \eta_{ref} \tag{II-26}$$

$T_w = [293 \rightarrow 313]$

$\eta_{ref} = [0.62 \rightarrow 0.72]$

$$T_k' = T_0 \left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{\frac{n_k - 1}{n_k}} \tag{II-27}$$

Avec :

T_w : température de refroidissement du refroidisseur.

T_k : température de l'air à la sortie du turbocompresseur.

η_{ref} : rendement du refroidisseur de l'air de suralimentation.

II.2.3.3. Pression à la fin de l'admission

Moteur à aspiration naturelle :

$$P_a = P_0 - \Delta P_a \quad \text{II-28}$$

Moteur suralimenté :

$$P_a = P_k - \Delta P_a \quad \text{II-29}$$

P_0 : Pression atmosphérique [MPa]

P_a : Pression à la fin de l'admission [MPa].

P_k : Pression à la sortie du compresseur [MPa].

ΔP_a : Pertes de charges dans l'admission [MPa].

II.2.3.4. Coefficient des gaz résiduels

Au début de chaque cycle, le cylindre contient des produits de combustion, qui n'arrivent pas à s'échapper. Ces gaz sont appelés gaz résiduels. Pour estimer la quantité (M_r) de ces derniers par rapport à la quantité du fluide admis, on introduit un coefficient appelé coefficient des gaz résiduels (γ_r).

Moteur à aspiration naturelle :

$$\gamma_r = \frac{T_0 + \Delta T}{T_r} \times \frac{P_r}{\varepsilon P_a - P_r}$$

T_r : température des gaz résiduels.

P_r : pression des gaz résiduels. II-30

Moteur suralimenté :

$$\gamma_r = \frac{T_k + \Delta T}{T_r} \times \frac{P_r}{\varepsilon P_a - P_r} \quad \text{II-31}$$

II.2.3.5. Température à la fin de l’admission

Moteur à aspiration naturel :

$$T_a = \frac{T_0 + \Delta T + \gamma_r T_r}{1 + \gamma_r} \quad \text{II-32}$$

Moteur à suralimenté :

$$T_a = \frac{T_k + \Delta T + \gamma_r T_r}{1 + \gamma_r} \quad \text{II-33}$$

ΔT : température de réchauffement de la charge fraîche.

γ_r : coefficient des gaz résiduels.

II.2.3.6. Volume du fluide opérationnel à la fin de l’admission

Le volume du fluide opérationnel veut dire le volume de la charge fraîche admit dans la cylindrée et qui va subir les opérations du cycle thermodynamique du moteur.

$$V_a = \frac{0.0008314 \times T_a}{\mu_a \times P_a}$$

T_a : température de l’air à la fin de l’admission.

P_a : pression à la fin de l’admission.

μ_a : masse molaire de l’air. II-34

II.2.4. Etude du processus de compression

Durant ce temps, les soupapes d’admission et d’échappement seront bien fermées, pour rôle de comprimer l’air entré dans le cylindre par le déplacement du piston du PMB au PMH, et préparé à réaliser une bonne combustion.

II.2.4.1. Pression à la fin de la compression [19] [20]

$$P_c = T_a \left(\frac{V_a}{V_c} \right) = P_a \varepsilon^{n_1} \quad \text{II-35}$$

n_1 : exposant polytropique de compression.

Avec

$$n_1 = 1.41 - \frac{100}{n} \quad \text{II-36}$$

ε : taux de compression.

V_a : Volume du fluide opérationnel à la fin de l'admission.

V_c : volume du fluide à la fin de la compression.

II.2.4.2. Température à la fin de la compression

$$T_c = T_a \left(\frac{V_a}{V_c} \right)^{n_1-1} = T_a \varepsilon^{n_1-1} \quad \text{II-37}$$

II.2.4.3. Fonction cinématique du de l'évolution de la pression et de la température pendant le processus de compression

A partir de l'équation du déplacement du piston :

$$X = r(1 - \cos(\theta)) + L \left(1 - \sqrt{1 - k^2 \sin^2(\theta)} \right)$$

On peut écrire la fonction cinématique du piston :

$$\sigma = \frac{X}{r} = (1 - \cos(\theta)) + L \left(1 - \sqrt{1 - k^2 \sin^2(\theta)} \right) \quad \text{II-38}$$

Si on désigne par S la course du piston tout en remplaçant r par $\frac{S}{2}$

On obtient :

$$V = V_c + \frac{\pi}{4} D^2 \frac{S}{2} \sigma \quad \text{II-39}$$

En tenant compte du fait que :

$$V_c = \frac{V_a}{\varepsilon}$$

Et :

$$V_h = V_a - V_c = V_c(\varepsilon - 1) \quad \text{II-40}$$

La formule précédente devient :

$$V = \frac{V_a}{\varepsilon} \left[1 + \frac{\varepsilon - 1}{2} \sigma \right] \quad \text{II-41}$$

Ou bien :

$$V = \frac{V_a}{\varepsilon} \psi(\theta)$$

Avec :

$$\psi(\theta) = 1 + \frac{\varepsilon - 1}{2} \sigma \quad \text{II-42}$$

Donc le modèle mathématique du processus de compression est le suivant :

$$P_x = P_a \left[\frac{\psi(\theta_a)}{\psi(\theta_x)} \right]^{n_1} \quad \text{II-43}$$

$$T_x = T_a \left[\frac{\psi(\theta_a)}{\psi(\theta_x)} \right]^{n_1 - 1} \quad \text{II-44}$$

$$\sigma_x = r \left[1 + \frac{1}{k} \sqrt{1 - k^2 \sin^2(\theta)} \right] \quad \text{II-45}$$

$$v_y = \frac{v_a}{\varepsilon} \psi(\theta_y) = \frac{v_a}{\varepsilon} \left[1 + \frac{\varepsilon - 1}{2} \sigma_y \right] \quad \text{II-46}$$

$$\sigma_y = 1 + \frac{1}{k} - \cos(\theta_y) + \frac{1}{k} \sqrt{1 + \lambda^2 \sin^2 \theta_y} \quad \text{II-47}$$

$$\theta_y = 360^\circ - \theta \quad \text{II-48}$$

II.2.4.4. Travail polytropique massique de compression

Le travail polytropique massique de compression caractérise le travail appliqué par le piston sur la charge fraiche lors du processus de compression.

$$l_{a-y} = \frac{P_a \times V_a - P_y V_y}{n_1 - 1} \tag{II-49}$$

II.2.5. Etude de la combustion[19] [20]

La combustion représente la partie principale du cycle. Selon le premier principe de la Thermodynamique, la quantité de chaleur dégagée durant ce processus est utilisée pour accroître l'énergie interne et fournir le travail mécanique.

Avant l'arrivée du piston au point mort haut, à l'aide du système d'injection, une certaine quantité du combustible finement pulvérisée est injectée dans le cylindre. Le contact des particules du combustible avec l'air chaud provoque l'inflammation du mélange (air + combustible) en déclenchant ainsi l'explosion.

II.2.5.1. Prolongement du processus de combustion [16] [19] [20]

Lors de la combustion dans un moteur Diesel, il existe ce qu'on appelle l'angle de prolongement du processus de combustion influencé par l'excès d'air tel que :

$$\varphi_z = 1.25(132\alpha^{-1.36} + 20) \tag{II-50}$$

II.2.5.2. Indice du caractère de combustion

$$\varphi_z^m = [1.09(1 + m)]^{5.12} \tag{II-51}$$

II.2.5.3. Angle optimal de l'avance à l'injection

$$\theta = k_\theta \times \theta' \tag{II-52}$$

$$\theta' = [0.25(0.35 + m)]^{0.527} \times \varphi_z \tag{II-53}$$

$$k_\theta = \frac{1}{0.047(\varphi_z - 45)} \tag{II-54}$$

θ' : angle optimal de l'avance à l'allumage.

k_θ : coefficient empirique.

II.2.5.4. Quantité de la chaleur massique total du combustible utilisé

$$Q_z = \frac{\zeta \times Q_H}{[(1 + \gamma_r) \alpha \times l_0] + 1} \quad \text{II-55}$$

II.2.5.5. Coefficient de changement moléculaire chimique

$$\beta_{0\max} = 1 + \left[\frac{\frac{H}{4} + \frac{O}{32}}{a \times L_0} \right] \quad \text{II-56}$$

II.2.5.7. Coefficient de changement moléculaire réel

$$\beta_{\max} = \frac{\beta_{0\max} + \gamma_r}{1 + \gamma_r} \quad \text{II-57}$$

II.2.5.8. Facteur de la capacité calorifique

$$k_{1 \rightarrow 2} = \frac{k_{1 \rightarrow 2} + 1}{k_{1 \rightarrow 2} - 1} \quad \text{II-58}$$

$$k_{1 \rightarrow 2} = 1.259 + \frac{76.7}{T_{1 \rightarrow 2}} - \left(0.005 + \frac{0.0372}{\alpha} \right) x_{1 \rightarrow 2} \quad \text{II-59}$$

$$T_{1 \rightarrow 2} = \frac{T_1 + T_2}{2} \quad \text{II-60}$$

$$X_{1 \rightarrow 2} = \frac{x_1 + x_2}{2} \quad \text{II-61}$$

$X_{1 \rightarrow 2}$: Portion moyenne du carburant brulé sur le segment [1,2].

II.2.5.9. Pression et température à la fin de chaque segment élémentaire

$$p_2 = \frac{2Q_z(x_2 - x_1) + p_1[k_{1 \rightarrow 2}\psi(\theta_1) - \psi(\theta_2)]}{k_{1 \rightarrow 2}\psi(\theta_2) - \psi(\theta_1)} \quad \text{II-62}$$

$$v_1 = \frac{v_a}{\varepsilon} \psi(\theta_1) \quad \text{II-63}$$

$$v_2 = \frac{v_a}{\varepsilon} \psi(\theta_2) \quad \text{II-64}$$

1. Température :

$$T_2 = \frac{T_y}{p_y \times v_y} \times \frac{p_2 \times v_2}{\beta_{1 \rightarrow 2}} \quad \text{II-65}$$

2. Fraction ponctuelle du carburant brûlé

$$x = 1 - e^{-6.908 \left(\frac{\varphi}{\varphi_z}\right)^{m+1}} \quad \text{II-66}$$

$$\Delta x_{1 \rightarrow 2} = x_1 - x_2 = e^{-6.908 \left(\frac{\varphi_1}{\varphi_z}\right)^{m+1}} - e^{-6.908 \left(\frac{\varphi_2}{\varphi_z}\right)^{m+1}} \quad \text{II-67}$$

φ : Angle de rotation du vilebrequin calculé à partir du début de la combustion (θ_y).

3. Valeur moyenne du changement moléculaire réel pour chaque segment

$$\beta_{1 \rightarrow 2} = \frac{\beta_1 + \beta_2}{2} \quad \text{II-68}$$

Le coefficient de changement moléculaire réel ponctuel.

$$\beta = 1 + (\beta_{\max} - 1)x_{1 \rightarrow 2} \quad \text{II-69}$$

4. Travail des gaz au cours du processus de combustion

$$l_{y-z} = \sum_1^n \frac{P_1 + P_2}{2} (V_2 - V_1) \quad \text{II-70}$$

II.2.6. Etude de la détente [16] [19] [20]

Durant ce temps, les soupapes d'admission et d'échappement sont fermées. La détente des gaz crée un effort mécanique sur la surface du piston qui oblige celui-ci à se déplacer du PMH vers le PMB pour obtenir un travail mécanique qui se transforme par le mouvement rectiligne du piston en mouvement rotatif du vilebrequin grâce à la liaison bielle-manivelle.

II.2.6.1. Températures ponctuelles et à la fin de la détente

$$T_b = T_z \left(\frac{V_z}{V_b}\right)^{n_2-1} ; T_y = T_z \left(\frac{V_z}{V_y}\right)^{n_2-1} \quad \text{II-71}$$

T_b : température à la fin de détente.

T_z : température à la fin de la combustion.

n_2 : exposant polytropique de la détente.

II.2.6.2. Pressions ponctuelles et à la fin de détente

$$P_b = p_z \left(\frac{V_z}{V_b}\right)^{n_2}; P_y = p_z \left(\frac{V_z}{V_y}\right)^{n_2} \quad \text{II-72}$$

Avec :

$$n_2 = 1.18 + \frac{130}{n} \quad \text{II-73}$$

P_b et P_z : sont respectivement la pression à la fin de la détente et la combustion.

V_b et V_z : sont respectivement le volume à la fin de la détente et le volume à la fin de la combustion.

II.3. Paramètres de performances du moteur

II.3.1 Paramètres indiqués [16]

1.Pression moyenne indiquée du cycle

Cette pression P_i représente une pression éventuelle constante comme grandeur moyenne au cours du cycle, agissant sur le piston qui par une course de ce dernier produit un travail égal au travail indiqué de tout le cycle.

$$P_i = \frac{\varepsilon \times L_i}{(\varepsilon - 1) \times V_a} \quad \text{II-74}$$

L_i : travail indiqué fournie par le moteur.

V_a : volume du fluide opérationnel à la fin de l'admission.

2.La cylindrée du moteur

$$V_h = \frac{\pi D^2}{4} \frac{S}{10^6} \quad \text{II-75}$$

3.Travail réel indiqué

$$L_i = P_i V_h \quad \text{II-76}$$

4. Rendement indiqué du moteur

$$\eta_i = \frac{\zeta \times L_i}{Q_z} \quad \text{II-77}$$

ζ : coefficient d'efficacité de la combustion.

Q_z : quantité de chaleur massique totale du combustible.

η_i : rendement indiqué du moteur.

5. Consommation spécifique indiquée du combustible

La consommation spécifique indiquée se caractérise par la quantité de combustible qu'il faut dépenser pour obtenir un travail d'une puissance d'un kW pendant une heure de temps.

$$g_i = \frac{3600}{Q_H \times \eta_i} \quad \text{II-78}$$

6. Puissance indiquée

C'est le travail fourni par les gaz brûlés dans les cylindres par unité de temps. En tenant compte de la vitesse de rotation du vilebrequin et le nombre de cylindres du moteur. La puissance indiquée reflète la puissance développée par le moteur considérant seulement les pertes thermiques.

$$N_i = \frac{i V_h P_e n}{30 \tau} \quad \text{II-79}$$

V_h : Cylindrée unitaire du moteur [l].

P_e : Pression moyenne effective [MPa].

n : Vitesse de rotation du vilebrequin [tr/min].

τ : nombre de temps.

i : Nombre de cylindres.

7. Couple moteur indiqué

Le couple indiqué du moteur est le rapport entre la puissance indiquée et la vitesse angulaire du vilebrequin.

$$M_i = \frac{N_i}{\omega} = \frac{N_i 60}{2\pi n} \quad \text{II-80}$$

II.3.2 Paramètres effectifs

1. Pression moyenne des pertes mécaniques

La pression moyenne des pertes mécaniques est le travail dépensé au cours du cycle par unité de volume de la cylindrée unitaire, elle s'exprime à l'aide des formules expérimentales en fonction de la vitesse du piston.

$$P_M = a + b.v_p \quad \text{II-81}$$

Avec :

v_p : Vitesse moyenne du piston

$$v_p = \frac{Sn}{30} \quad \text{II-82}$$

Et a et b sont des coefficients qui dépendent du type de moteur, les dimensions, le nombre de cylindres et le régime thermique du moteur.

Pour un moteur Diesel a chambre unique : $a = 0.105$ [MPa] et $b = 0.012$ [MPa. s. m⁻¹].

2. Pression effective

La pression effective est la pression nette appliquée sur le piston sans pertes mécaniques.

$$P_e = P_i - P_M \quad \text{II-83}$$

3. Rendement mécanique

Le rendement mécanique caractérise la valeur des pertes par frottement et l'entraînement des auxiliaires.

$$\eta_M = \frac{P_e}{P_i} \quad \text{II-84}$$

4. Rendement effectif

Le rendement effectif caractérise le degré d'utilisation du combustible en tenant compte de toutes les pertes (mécaniques et thermiques).

$$\eta_e = \eta_i \times \eta_M \quad \text{II-85}$$

5. Consommation spécifique effective du combustible

$$g_e = \frac{3600}{Q_H \times \eta_e} \quad \text{II-86}$$

6. Puissance effective

La puissance effective du moteur compte tenu de la perte que subit la puissance indiquée par suite des frottements et de l'énergie absorbée par les auxiliaires nécessaires au fonctionnement du moteur.

$$N'_e = \frac{iV_h P_e n}{30\tau} \quad \text{II-87}$$

7. Couple moteur

$$M_e = 9554 \times \frac{N'_e}{n} \quad \text{II-88}$$

8. Consommation horaire du combustible

$$G_T = N'_e \times g_e \quad \text{II-89}$$

III.5. Bilan thermique du moteur

III.5.1 Quantité de chaleur totale dégagée par le combustible dans le moteur

$$Q_0 = Q_H \cdot G_T \tag{II-90}$$

Q_0 : quantité de chaleur totale dégagée par le combustible.

Q_H : pouvoir calorifique inférieur du combustible.

G_T : consommation horaire du combustible.

III.5.2 Quantité de chaleur équivalente au travail effectif

$$Q_e = 1000 \cdot N_e' \tag{II-91}$$

III.5.3 Quantité de chaleur cédée au système de refroidissement

$$Q_{ref} = C \cdot i \cdot D^{1+2m} \cdot n^m \cdot \frac{1}{\alpha} \tag{II-92}$$

C : coefficient de proportionnalité.

$C = 0.45 \dots\dots 0.53$.

m : indice de puissance.

$m = 0.6 \dots\dots 0.7$.

III.5.4 Quantité de chaleur emportée par les gaz d'échappement

$$Q_g = G_T [M_2 \cdot \mu C_p \Big|_0^{T_r} T_r - M_1 \cdot \mu C_p \Big|_0^{T_0} T_0] \tag{II-93}$$

Q_g : quantité de chaleur emportée par les gaz d'échappement.

M_2 : quantité des gaz brûlés lors de la combustion.

μC_p : capacité calorifique moyenne des produits de combustion.

T_r : température des gaz résiduels.

M_1 : quantité réelle de la charge fraîche.

T_0 : température de l'air ambiant.

III.5.5 Quantité de chaleur restante

$$Q_{rest} = Q_0 - (Q_e + Q_{ref} + Q_g)$$

II-94

II.5. Conclusion

Dans ce chapitre on a présenté un modèle mathématique pour calculer les différents paramètres du moteur Diesel à aspiration naturelle et suralimenté. On a utilisé les expressions polytropiques pour calculer les paramètres à l'admission et la compression et la détente, et pour la modélisation de la combustion on a utilisé la fonction de Wiebe.

On a présenté aussi une étude du système bielle-manivelle qui donne une variation de la vitesse et de l'accélération en fonction de l'angle de vilebrequin.

Chapitre III

Calcul des paramètres thermodynamiques

III -1 Introduction

Dans les moteurs Diesel, la transformation de l'énergie chimique du combustible en travail mécanique résulte de la réalisation périodique dans le cylindre du moteur d'une série d'évolutions dans l'ensemble, qui se répète périodiquement dans le cylindre moteur.

Dans ce chapitre on propose le moteur Volkswagen Polo IV pour calculer ses différents paramètres, énergétiques.

III -2 Fiche technique du moteur

Tableau III. 1 : fiche technique du moteur Volkswagen Polo IV. [18]

Nom du moteur	Volkswagen Polo IV SDI	Volkswagen Polo IV TDI
Admission d'air	Aspiration naturelle	Suralimenté
Puissance Max	47 kW	74 kW
Course	95.5 mm	95.5 mm
Alésage	79.5 mm	79.5 mm
Longueur de bielle	144 mm	144 mm
Taux de compression	19.5	19
Nombre de cylindres	4	4
Coefficient d'excès d'air	1.4	1.7
Vitesse nominale	4000 tr/min	4000 tr/min
Volume de Déplacement	1.896 dm ³	1.896 dm ³

III.3. Paramètres thermodynamiques

III.3.1. Paramètres de l'air des gaz d'échappement

III.3.1.1. Pouvoir calorifique inférieur du combustible

Les teneurs massiques moyennes du combustible : $C = 0.87$, $H = 0.126$, $O = 0.004$

$$Q_H = 33.91C + 125.6H - 10.89(O - S) - 2.51(9H + W)$$

$$Q_H = 33.91 \times 0.87 + 125.6 \times 0.126 - 10.89 \times 0.004 - 2.51 \times 9 \times 0.126$$

$$Q_H = 42.4374 \text{ [MJ / s]}$$

III.3.1.2. Quantité stœchiométrique d'air nécessaire à la combustion de 1kg de combustible

$$l_0 = \frac{1}{0,23} \left(\frac{8}{3} C + 8H - O \right)$$

$$l_0 = \frac{1}{0,23} \left(\frac{8}{3} \times 0,87 + 8 \times 1 - 0,004 \right)$$

$$l_0 = 14,45217 \text{ [kg d'air/kg de combustible]}$$

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

$$L_0 = \frac{14,45217}{29} = 0,4983 \text{ [kmol d'air/kg de combustible]}$$

$\mu_{air} = 29$ [g/mol] : masse moléculaire de l'air.

III.3.1.3. Quantité réelle de la charge fraiche

$$M_1 = \alpha L_0$$

Moteur à aspiration naturelle

$$M_1 = 1,4 \times 0,4983 = 0,69769 \text{ [kmol d'air/kg de combustible]}$$

Moteur suralimenté

$$M_1 = 1,7 \times 0,4983 = 0,84719 \text{ [kmol d'air/kg de combustible]}$$

III.3.1.4. Quantité des gaz brûlés lors de la combustion

$$M_2 = \alpha L_0 + \frac{H}{4} + \frac{O}{32}$$

Moteur à aspiration naturelle

$$M_2 = 1,4 \times 0,4983 + \frac{0,126}{4} + \frac{0,004}{32} = 0,72931 \text{ [kmol]}$$

Moteur suralimenté

$$M_2 = 1,7 \times 0,4983 + \frac{0,126}{4} + \frac{0,004}{32} = 0,87882 \text{ [kmol]}$$

III.3.2. Etude du processus d'admission

III.3.2.1. Choix de la température de réchauffement de la charge fraîche

Pour les moteurs à aspiration naturelle $\Delta T = (20^\circ \dots \dots 40^\circ)$; on prend $\Delta T = 20^\circ$.

Pour les moteurs suralimenté $\Delta T = (0^\circ \dots \dots 10^\circ)$; on prend $\Delta T = 9^\circ$.

III.3.2.2. Pertes de charges dans l'admission

Moteur à aspiration naturelle

$$\Delta P_a = (\beta^2 + \delta a) \frac{W_a^2}{2} \rho_0 \times 10^{-6}$$

Calcul de ρ_0

$$\rho_0 = \frac{P_0}{r_a \times T_0} \times 10^6 = \frac{0.1}{287 \times 293} \times 10^6 = 1,18918 \text{ [kg / m}^3\text{]}$$

$(\beta^2 + \delta a) = 2.5 \dots \dots 4$; on prend $(\beta^2 + \delta a) = 3$

$W_a = 50 \dots \dots 130 \text{ m/s}$; on prend $W_a = 70 \text{ m/s}$

$$\Delta P_a = 3 \times \frac{70^2}{2} \times 1,18918 \times 10^{-6} = 0,00874 \text{ [MPa]}$$

Moteur suralimenté

$$\rho_k = \frac{P_k}{r_a \times T_k} \times 10^6$$

.Calcul de T_k

$$T_k = T_{k'} - \Delta T_{ref}$$

$$\text{Avec : } \Delta T_{ref} = (T_{k'} - T_w) \eta_{ref}$$

$T_w = [293 \rightarrow 313]$; on prend $T_w = 300 \text{ [K]}$.

$\eta_{ref} = [0.62 \rightarrow 0.72]$; on prend $\eta_{ref} = 0.65$.

Calcul de T_k

$$T_k = T_0 \left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{\frac{n_k-1}{n_k}}$$

$$T_0 = 298 \text{ [K]}$$

$$P_k = 0.17 \text{ [MPa]}$$

$$P_0 = 0.1 \text{ [MPa]}$$

$$n_k = 1.65$$

$$T_k = 298 \left(\frac{0.17}{0.1} \right)^{\frac{1.65-1}{1.65}} = 367.2816 \text{ [K]}$$

$$\Delta T_{ref} = (367.2816 - 300) \times 0.65 = 43.73304 \text{ [K]}$$

$$T_k = 367.2816 - 43.73304 = 323.5486 \text{ [K]}$$

Calcul de ρ_k

$$\rho_k = \frac{P_k}{r_a \times T_k} \times 10^6$$

$$\rho_k = \frac{0.17}{287 \times 323.5486} \times 10^6 = 1.83074 \text{ [kg/m}^3\text{]}$$

D'où :

$$\Delta P_a = (\beta^2 + \delta a) \frac{W_a^2}{2} \rho_k \times 10^{-6}$$

Avec : $(\beta^2 + \delta a) = 3$ et $W_a = 80 \text{ [m/s]}$.

On obtient :

$$\Delta P_a = 3 \frac{80^2}{2} 1.83074 \times 10^{-6} = 0.01757 \text{ [MPa]}$$

III.3.2.3. Pression à la fin de l'admission

Moteur à aspiration naturelle

$$P_a = P_0 - \Delta P_a$$

$$P_a = 0.1 - 0.00874 = 0.09125 \text{ [MPa]}$$

Pour le moteur suralimenté

$$P_a = P_k - \Delta P_a$$

$$P_a = 0.17 - 0.01757 = 0.15242 \text{ [MPa]}$$

III.3.2.4. Coefficient des gaz résiduels

Moteur à aspiration naturelle

$$\gamma_r = \frac{M_r}{M_1} = \frac{T_0 + \Delta T}{T_r} \times \frac{P_r}{\varepsilon P_a - P_r}$$

$$\gamma_r = \frac{M_r}{M_1} = \frac{(293 + 20)}{850} \times \frac{0.125}{19.5 \times 0.09125 - 0.125} = 0.02782$$

Pour le moteur suralimenté

$$\gamma_r = \frac{T_k + \Delta T}{T_r} \times \frac{P_r}{\varepsilon P_a - P_r}$$

$$\gamma_r = \frac{323.549 + 9}{800} \times \frac{0.1615}{19 \times 0.1524 - 0.1615} = 0.02455$$

III.3.2.5. Température à la fin de l'admission**Moteur à aspiration naturelle**

$$T_a = \frac{T_0 + \Delta T + \gamma_r \times T_r}{1 + \gamma_r}$$

$$T_a = \frac{293 + 20 + (0.02782 \times 850)}{1 + 0.02782} = 327.5348 \text{ [K]}$$

Pour le moteur suralimenté

$$T_a = \frac{T_k + \Delta T + \gamma_r \times T_r}{1 + \gamma_r}$$

$$T_a = \frac{323.5486 + 9 + 0.02455 \times 800}{1 + 0.02455} = 343.7494 \text{ [K]}$$

III.3.2.6. Volume du fluide opérationnel à la fin d'admission**Moteur à aspiration naturelle**

$$V_a = \frac{0.0008314 \times T_a}{\mu_a \times P_a}$$

$$V_a = \frac{0.008314 \times 327.5348}{29 \times 0.09125} = 1.02894 \text{ [m}^3 \text{ / kg]}$$

Pour le moteur suralimenté

$$V_a = \frac{0.008314 \times 343.7494}{29 \times 0.15242} = 0.64654 \text{ [m}^3 \text{ / kg]}$$

Tableau III. 2 : Paramètres du processus d'admission.

Paramètres	Aspiration naturelle	Suralimenté
α	1.4	1.7
$T_r [K]$	850	800
$P_r [MPa]$	0.125	0.1615
$\Delta T [K]$	20	9
$\rho_0; \rho_k [kg / m^3]$	1.18918	1.83074
$\Delta P_a [MPa]$	0.00874	0.01757
$P_a [MPa]$	0.09125	0.15242
γ_r	0.02782	0.02455
$T_a [K]$	327.5348	343.749
$V_a [m^3 / kg]$	1.02894	0.6465

III.3.3. Etude du processus de compression

III.3.3.1. Pression à la fin de la compression

$$P_y = P_a \left(\frac{V_a}{V_y} \right)^{n_1}$$

III.3.3.2. Température à la fin de la compression

$$T_y = T_a \left(\frac{V_a}{V_y} \right)^{n_1 - 1}$$

Moteur à aspiration naturelle

$$P_y = 0,09125 \left(\frac{1,02894}{0,07482} \right)^{1,38} = 3,39755 \text{ [MPa]}$$

$$T_y = 327,5348 \left(\frac{1,02894}{0,07482} \right)^{1,38-1} = 886,79 \text{ [K]}$$

Tableau III. 3 : Paramètres du fluide pendant le processus de compression (aspiration naturelle).

θ	X	σ	ψ	$V \text{ [m}^3 / \text{kg]}$	$P \text{ [MPa]}$	$T \text{ [K]}$
180	0,0955	2	19,5	1,028944	0,091259	327,5348
190	0,095013	1,989811	19,40575	1,023971	0,091872	328,1384
200	0,093549	1,95915	19,12214	1,009005	0,093757	329,9794
210	0,091096	1,907764	18,64682	0,983924	0,097071	333,1508
220	0,087638	1,835345	17,97694	0,948577	0,102098	337,8148
230	0,083166	1,741704	17,11077	0,902873	0,109298	344,2138
240	0,07769	1,627024	16,04997	0,846898	0,119391	352,6878
250	0,071251	1,492162	14,80249	0,781073	0,133495	363,7001
260	0,063936	1,338979	13,38556	0,706307	0,153379	377,8755
270	0,055897	1,170626	11,82829	0,624135	0,181926	396,0594
280	0,047353	0,991683	10,17307	0,536796	0,223997	419,4101
290	0,038588	0,808121	8,475121	0,447201	0,288194	449,5471
300	0,02994	0,627024	6,799973	0,35881	0,39054	488,7851
310	0,02178	0,456129	5,219196	0,275398	0,562643	540,4821
320	0,01448	0,303256	3,805116	0,200782	0,870198	609,4399
330	0,00839	0,175713	2,625346	0,13853	1,452273	701,7457
340	0,003809	0,079765	1,737825	0,091699	2,566358	820,8586
345	0,002158	0,045201	1,41811	0,074828	3,397551	886,7902

Pour le moteur suralimenté

$$P_y = 0,15242 \left(\frac{0,64654}{0,05176} \right)^{1,38} = 4,96996 \text{ [MPa]}$$

$$T_y = 343,7494 \left(\frac{0,64654}{0,05176} \right)^{1,38-1} = 897,3194 \text{ [K]}$$

Tableau III. 4 : Paramètres du fluide pendant le processus de compression (suralimenté).

θ	X	σ	ψ	$V [m^3 / kg]$	$P [MPa]$	$T [K]$
180	0,0955	2	19	0,646544	0,152425	343,7494
190	0,095013	1,989811	18,9083	0,643424	0,153446	344,382
200	0,093549	1,95915	18,63235	0,634034	0,156591	346,3113
210	0,091096	1,907764	18,16988	0,618296	0,162118	349,6348
220	0,087638	1,835345	17,5181	0,596117	0,1705	354,5221
230	0,083166	1,741704	16,67534	0,567439	0,182504	361,2268
240	0,07769	1,627024	15,64322	0,532317	0,199327	370,1046
250	0,071251	1,492162	14,42945	0,491015	0,222829	381,6396
260	0,063936	1,338979	13,05081	0,444101	0,25595	396,4844
270	0,055897	1,170626	11,53563	0,392542	0,303472	415,5207
280	0,047353	0,991683	9,925147	0,337739	0,373455	439,9551
290	0,038588	0,808121	8,273091	0,281522	0,480125	471,4706
300	0,02994	0,627024	6,643217	0,22606	0,64991	512,4654
310	0,02178	0,456129	5,105163	0,173722	0,934722	566,4019
320	0,01448	0,303256	3,729302	0,126903	1,441749	638,1898
330	0,00839	0,175713	2,581418	0,087842	2,395363	733,9428
340	0,003809	0,079765	1,717884	0,058457	4,201886	856,7827
343	0,002765	0,057901	1,521112	0,051761	4,969963	897,3194

III.3.3.3. Travail polytropique massique de compression

$$L_{a-y} = \frac{P_a \times V_a - P_y V_y}{n_1 - 1}$$

Moteur à aspiration naturelle

$$L_{a-y} = \frac{0,09125 \times 1,02894 - 3,39755 \times 0,07482}{1,38 - 1} = -0,4193 \text{ [MJ / kg]}$$

Pour le moteur suralimenté

$$L_{a-y} = \frac{0,15242 \times 0,64654 - 4,96996 \times 0,05176}{1,38 - 1} = -0,41764 \text{ [MJ / kg]}$$

Tableau III. 5 : Paramètres du processus de compression.

Paramètres	Aspiration naturelle	Suralimenté
α	1.4	1.7
$T_c [K]$	886.79	897,3194
$P_c [MPa]$	3.39755	4.96996
$L_{a-y} [MJ / kg]$	-0.4193	-0.41764

III.3.4. Etude de la combustion

III.3.4.1. Prolongement du processus de combustion

$$\varphi_z = 1.25(132\alpha^{-1.36} + 20)$$

Moteur à aspiration naturelle

$$\varphi_z = 1.25(132 \times 1.4^{-1.36} + 20) = 129^\circ$$

Pour le moteur suralimenté

$$\varphi_z = 1.25(132 \times 1.7^{-1.36} + 20) = 105^\circ$$

III.3.4.2. Indice du caractère de combustion

$$\varphi_z^m = [1.09(1 + m)]^{5.12}$$

Moteur à aspiration naturelle

$$129^m = [1.09(1 + m)]^{5.12}$$

$$m = 0.558$$

Pour le moteur suralimenté

$$105^m = [1.09(1 + m)]^{5.12}$$

$$m = 0.6$$

III.3.4.3. Angle optimal de l'avance à l'inflammation**Moteur à aspiration naturelle**

$$\theta' = [0.25(0.35 + 0.558)]^{0.527} \times 129 = 59^\circ$$

$$k_\theta = \frac{1}{0.047(129 - 45)} = 0,25329$$

$$\theta = 0,25329 \times 59$$

$$\theta = 15^\circ$$

Pour le moteur suralimenté

$$\theta' = [0.25(0.35 + 0.6)]^{0.527} \times 105 = 49,22254^\circ$$

$$k_\theta = \frac{1}{0.047(105 - 45)} = 0,35461$$

$$\theta = 0,35461 \times 49.22254$$

$$\theta = 17^\circ$$

III.3.4.4. Quantité de la chaleur massique totale du combustible

$$Q_z = \frac{\zeta \times H_u}{[(1 + \gamma_r)\alpha \times l_0] + 1}$$

Moteur à aspiration naturelle

$$Q_z = \frac{0.85 \times 42.4374}{[(1 + 0.02782)1.4 \times 14.4521] + 1} = 1.65497 \text{ [kJ / kg]}$$

Pour le Moteur suralimenté

$$Q_z = \frac{0.88 \times 42.4374}{[(1 + 0.02455)1.7 \times 14.4521] + 1} = 1.42691 \text{ [kJ / kg]}$$

III.3.4.5. Coefficient de changement moléculaire

$$\beta_{0\max} = 1 + \left[\frac{\frac{H}{4} + \frac{O}{32}}{a \times L_0} \right]$$

Moteur à aspiration naturelle

$$\beta_{0\max} = 1 + \left[\frac{\frac{0.126}{4} + \frac{0.004}{32}}{1.4 \times 0.4983} \right] = 1.04532$$

Pour le moteur suralimenté

$$\beta_{0\max} = 1 + \left[\frac{\frac{0.126}{4} + \frac{0.004}{32}}{1.7 \times 0.4983} \right] = 1.03733$$

III.3.4.6. Coefficient de changement moléculaire réel

$$\beta_{\max} = \frac{\beta_{0\max} + \gamma_r}{1 + \gamma_r}$$

Moteur à aspiration naturelle

$$\beta_{\max} = \frac{1.04532 + 0.02782}{1 + 0.02782} = 1.0441$$

Pour le moteur suralimenté

$$\beta_{\max} = \frac{1.03733 + 0.02455}{1 + 0.02455} = 1.03643$$

D'où on peut calculer les paramètres du fluide pendant la combustion pour les deux types de moteurs, comme le montre les tableaux ci-après :

Pour un moteur à aspiration naturelle

θ	φ	X_2	ΔX	V_2 (m ³)	$2Q_2/\Delta X$	$X_{1 \rightarrow 2}$	$k_{1 \rightarrow 2}$	$k+1/k-1$	$(kV_1)-V_2$	$(kV_1)-V_1$	β_2	$\beta_{1 \rightarrow 2}$	P (MPa)	T (K)
345	0	0		0,074828	0						1		3,397551	886,7902
350	5	0,042717	0,042717	0,062624	0,141392	0,021359	1,334473	6,979561	0,459646	0,362257	1,000942	1,000471	5,165168	1127,734
355	10	0,120626	0,077908	0,055239	0,257873	0,081671	1,31904	7,268814	0,399961	0,338895	1,003602	1,002272	6,856825	1317,537
360	15	0,214764	0,094138	0,052766	0,311594	0,1167695	1,307836	7,496963	0,361355	0,340349	1,007396	1,005499	8,195532	1496,065
365	20	0,315107	0,100344	0,055239	0,332133	0,264936	1,299003	7,6889	0,350477	0,371957	1,011684	1,00954	8,615178	1630,794
370	25	0,414829	0,099721	0,062624	0,330074	0,364968	1,292471	7,838276	0,370351	0,435623	1,016096	1,01389	8,082012	1710,647
375	30	0,509281	0,094452	0,074828	0,312631	0,462055	1,287806	7,949132	0,422976	0,532198	1,020377	1,018236	7,010785	1741,355
380	35	0,595511	0,086231	0,091699	0,28542	0,552396	1,284585	8,027782	0,509008	0,661309	1,024361	1,022369	5,827788	1735,053
385	40	0,671906	0,076395	0,113022	0,252865	0,633709	1,282505	8,07953	0,627861	0,821464	1,027947	1,026154	4,762113	1702,922
390	45	0,737875	0,065968	0,13853	0,218352	0,704891	1,281374	8,107985	0,777849	1,010177	1,031087	1,029517	3,883038	1653,16
395	50	0,793569	0,055694	0,167905	0,184346	0,765722	1,281075	8,115551	0,956342	1,224109	1,033769	1,032428	3,184239	1591,507
400	55	0,839646	0,046077	0,200782	0,152512	0,816607	1,281529	8,104071	1,15993	1,459247	1,036013	1,034891	2,635609	1522,128
405	60	0,877066	0,03742	0,236758	0,123859	0,858356	1,282675	8,075253	1,384608	1,711102	1,037855	1,036934	2,205096	1448,195
410	65	0,906939	0,029873	0,275398	0,09888	0,892002	1,284461	8,030847	1,625972	1,97492	1,039338	1,038596	1,865547	1372,189
415	70	0,930409	0,02347	0,31624	0,077683	0,918674	1,286834	7,972672	1,879417	2,245882	1,040515	1,039926	1,59573	1296,049
420	75	0,948571	0,018162	0,35881	0,060117	0,93949	1,289747	7,902578	2,140304	2,519282	1,041433	1,040974	1,379546	1221,252
425	80	0,962427	0,013856	0,402623	0,045862	0,955499	1,293153	7,822385	2,404124	2,790665	1,042139	1,041786	1,204896	1148,882
430	85	0,972854	0,010427	0,447201	0,034513	0,96764	1,297008	7,733821	2,666616	3,05595	1,042674	1,042406	1,062684	1079,684
435	90	0,980599	0,007745	0,492075	0,025636	0,976726	1,301273	7,638487	2,923866	3,311504	1,043075	1,042874	0,946029	1014,129
440	95	0,98628	0,005681	0,536796	0,018805	0,98344	1,305912	7,53782	3,172374	3,554194	1,043371	1,043223	0,84969	952,4671
445	100	0,990397	0,004117	0,580944	0,013628	0,988339	1,310893	7,433083	3,409102	3,781411	1,043587	1,043479	0,769636	894,7802
450	105	0,993347	0,002949	0,624135	0,009762	0,991872	1,316188	7,32536	3,63149	3,991072	1,043743	1,043665	0,70274	841,0255
455	110	0,995435	0,002089	0,666024	0,006914	0,994391	1,321773	7,215563	3,837465	4,181601	1,043854	1,043798	0,646559	791,0743
460	115	0,996899	0,001463	0,706307	0,004843	0,996167	1,32763	7,104445	4,025421	4,351895	1,043932	1,043893	0,599168	744,7413
465	120	0,997913	0,001014	0,744728	0,003357	0,997406	1,333744	6,992614	4,194204	4,501287	1,043987	1,043959	0,559038	701,8082
470	125	0,998608	0,000696	0,781073	0,002302	0,99826	1,340104	6,880556	4,343068	4,629492	1,044024	1,044006	0,524948	662,0409
474	129	0,999	0,000392	0,80854	0,001298	0,998804	1,346554	6,771103	4,480189	4,693635	1,044048	1,044036	0,501352	626,9102

Tableau III.6 : Paramètres du fluide pendant le processus de combustion (aspiration naturelle).

Pour un moteur suralimenté

θ	φ	X_2	ΔX	V_2 (m ³)	$2Qz\Delta X$	$X_{1 \rightarrow 2}$	$k_{1 \rightarrow 2}$	$k+1/k-1$	$(kV_1)-V_2$	(kV_2-V_1)	β_2	$\beta_{1 \rightarrow 2}$	P (MPa)	T (K)
343	0	0		0,051761	0						1		4,969963	897,3194
348	5	0,051565	0,051565	0,042919	0,147158	0,025783	1,331351	7,035904	0,321269	0,25021	1,000939	1,00047	7,879461	1179,035
353	10	0,148274	0,096709	0,037066	0,27599	0,09992	1,314934	7,35053	0,278409	0,229535	1,003641	1,00229	10,75958	1387,269
358	15	0,264379	0,116105	0,034277	0,331343	0,206327	1,303367	7,586091	0,246908	0,222963	1,007517	1,005579	13,40121	1588,993
363	20	0,385236	0,120857	0,034587	0,344903	0,324807	1,294602	7,788817	0,23239	0,235118	1,011834	1,009676	14,71265	1743,42
368	25	0,50106	0,115825	0,037993	0,330543	0,443148	1,287939	7,945914	0,236836	0,267303	1,016146	1,01399	14,27229	1832,137
373	30	0,605751	0,104691	0,044451	0,298768	0,553406	1,283392	8,057354	0,261673	0,320165	1,020163	1,018154	12,59803	1858,36
378	35	0,696122	0,090371	0,05388	0,257902	0,650936	1,280581	8,128062	0,307421	0,393485	1,023717	1,02194	10,498	1836,75
383	40	0,771185	0,075063	0,06616	0,214218	0,733653	1,279169	8,164131	0,37372	0,486256	1,02673	1,025223	8,508944	1783,077
388	45	0,831479	0,060294	0,081137	0,172068	0,801332	1,278897	8,171117	0,459461	0,59682	1,029196	1,027963	6,838911	1709,737
393	50	0,878479	0,047	0,098624	0,134128	0,854979	1,279577	8,15367	0,56294	0,723011	1,031151	1,030173	5,510326	1625,449
398	55	0,914126	0,035648	0,118403	0,101732	0,896302	1,281067	8,11574	0,682003	0,862307	1,032656	1,031904	4,476126	1536,174
403	60	0,940488	0,026362	0,140231	0,075231	0,927307	1,283253	8,060829	0,814198	1,011976	1,033786	1,033221	3,675664	1445,976
408	65	0,959526	0,019038	0,163842	0,054331	0,950007	1,286037	7,992108	0,956901	1,169208	1,034613	1,0342	3,054698	1357,591
413	70	0,97297	0,013445	0,188951	0,038369	0,966248	1,289333	7,912449	1,107436	1,331225	1,035205	1,034909	2,570004	1272,793
418	75	0,982266	0,009295	0,215265	0,026527	0,977618	1,293066	7,824397	1,263164	1,495365	1,035619	1,035412	2,188672	1192,655
423	80	0,988563	0,006297	0,24248	0,017971	0,985414	1,29717	7,730158	1,42155	1,659146	1,035903	1,035761	1,886077	1117,731
428	85	0,992747	0,004184	0,270295	0,01194	0,990655	1,301587	7,631584	1,580213	1,8203	1,036094	1,035999	1,643874	1048,212
433	90	0,995475	0,002728	0,298412	0,007785	0,994111	1,30627	7,530192	1,736963	1,976804	1,03622	1,036157	1,448364	984,036
438	95	0,997221	0,001747	0,326544	0,004985	0,996348	1,311178	7,427187	1,889818	2,126889	1,036301	1,036261	1,289268	924,9799
443	100	0,99832	0,001099	0,354419	0,003136	0,997771	1,316281	7,323499	2,037023	2,269046	1,036353	1,036327	1,158815	870,7279
448	105	0,999	0,00068	0,381788	0,00194	0,99866	1,321552	7,219828	2,177059	2,402024	1,036386	1,03637	1,051092	820,917

Tableau III.7 : Paramètres du fluide pendant le processus de combustion (suralimenté).

III.3.4.7. Travail des gaz au cours du processus de combustion

Moteur à aspiration naturelle

Tableau III. 8 : Travail des gaz au cours du processus de combustion (non-suralimenté).

θ	$P_2 + P_1 [MPa]$	$V_2 - V_1 [m^3 / kg]$	$L [MJ / kg]$
345			
350	8,56272	-0,0122	-0,0523
355	12,022	-0,0074	-0,0444
360	15,0524	-0,0025	-0,0186
365	16,8107	0,00247	0,02078
370	16,6972	0,00739	0,06166
375	15,0928	0,0122	0,0921
380	12,8386	0,01687	0,10829
385	10,5899	0,02132	0,1129
390	8,64515	0,02551	0,11026
395	7,06728	0,02937	0,1038
400	5,81985	0,03288	0,09567
405	4,84071	0,03598	0,08708
410	4,07064	0,03864	0,07864
415	3,46128	0,04084	0,07068
420	2,97528	0,04257	0,06333
425	2,58444	0,04381	0,05662
430	2,26758	0,04458	0,05054
435	2,00871	0,04487	0,04507
440	1,79572	0,04472	0,04015
445	1,61933	0,04415	0,03575
450	1,47238	0,04319	0,0318
455	1,3493	0,04189	0,02826
460	1,24573	0,04028	0,02509
465	1,15821	0,03842	0,02225
470	1,08399	0,03635	0,0197
474	1,0263	0,02747	0,01409
			1,25926

$$L_{y-z} = \sum_1^n \frac{P_1 + P_2}{2} (V_2 - V_1)$$

$$L_{y-z} = 1,25926 [MJ / kg]$$

Pour le moteur suralimenté

Tableau III. 9 : Travail des gaz au cours du processus de combustion (suralimenté).

θ	$P_2 + P_1 [MPa]$	$V_2 - V_1 [m^3 / kg]$	$L [MJ / kg]$
343			
348	12,84942	-0,00884	-0,05681
353	18,63904	-0,00585	-0,05455
358	24,16079	-0,00279	-0,03369
363	28,11386	0,00031	0,004363
368	28,98494	0,003406	0,049357
373	26,87032	0,006458	0,086763
378	23,09602	0,009428	0,10888
383	19,00694	0,01228	0,116704
388	15,34786	0,014977	0,114935
393	12,34924	0,017487	0,107976
398	9,986453	0,019779	0,098763
403	8,15179	0,021828	0,088968
408	6,730362	0,02361	0,079453
413	5,624702	0,02511	0,070617
418	4,758676	0,026314	0,062609
423	4,074749	0,027216	0,055448
428	3,529951	0,027815	0,049093
433	3,092238	0,028117	0,043472
438	2,737632	0,028132	0,038507
443	2,448082	0,027876	0,034121
448	2,209907	0,027369	0,030241
			1,095222

$$L_{y-z} = \sum_1^n \frac{P_1 + P_2}{2} (V_2 - V_1)$$

$$L_{y-z} = 1.09522 [MJ / kg]$$

Tableau III. 10 : Paramètres du processus de combustion.

Paramètres	Aspiration naturelle	Suralimenté
φ_z	129	105
m	0.558	0.6
$Q_z [kJ / kg]$	1.65497	1.42691
$\beta_{0\max}$	1.04532	1.03733
β_{\max}	1.0441	1.03643
$T_z [K]$	1741.355	1858.36
$P_z [MPa]$	861517	14.71265
$L_{y-z} [MJ / kg]$	1.25926	1.09522

III.3.5. Etude de la détente

III.3.5.1. Pressions ponctuelles et pression à la fin de détente

$$P = P_z \left(\frac{V_z}{V} \right)^{n_2}, \quad P_b = P_z \left(\frac{V_z}{V_b} \right)^{n_2}$$

III.3.5.2. Températures ponctuelles et température à la fin de la détente

$$T = T_z \left(\frac{V_z}{V} \right)^{n_2-1}, \quad T_b = T_z \left(\frac{V_z}{V_b} \right)^{n_2-1}$$

Moteur à aspiration naturelle

$$P_b = 0,50135 \left(\frac{0,80854}{1,02894} \right)^{1.25} = 0,37092 \text{ [MPa]}$$

$$T_b = 626,9102 \left(\frac{0,80854}{1,02894} \right)^{0.25} = 590,2457 \text{ [K]}$$

Tableau III. 11: paramètres du fluide pendant le processus de détente (aspiration naturelle).

θ	σ	$V \text{ [m}^3 / \text{kg]}$	$P \text{ [MPa]}$	$T \text{ [K]}$
474	1,548435	0,80854	0,501352	626,9102
479	1,614424	0,840749	0,47746	620,8179
484	1,675385	0,870503	0,457148	615,4435
489	1,731176	0,897733	0,439881	610,7225
494	1,781707	0,922397	0,425228	606,5984
499	1,826936	0,944473	0,412841	603,0222
504	1,866854	0,963956	0,402437	599,9519
509	1,901473	0,980854	0,39379	597,3511
514	1,930826	0,99518	0,386716	595,1895
519	1,954949	1,006955	0,381072	593,442
524	1,973885	1,016197	0,376745	592,088
529	1,98767	1,022925	0,37365	591,112
534	1,996334	1,027154	0,371728	590,5026
540	2	1,028944	0,37092	590,2457

Pour le moteur suralimenté

$$P_b = 1.05109 \left(\frac{0,38178}{0.64654} \right)^{1.21} = 0,55567 \text{ [MPa]}$$

$$T_b = 820.917 \left(\frac{0.38178}{0.64654} \right)^{0.21} = 734.9475 \text{ [K]}$$

Tableau III. 12 : paramètres du fluide pendant le processus de détente (suralimenté).

θ	σ	$V [m^3 / kg]$	$P [MPa]$	$T [K]$
448	1,135512	0,381788	1,051092	820,917
453	1,22248	0,408423	0,96873	809,3733
458	1,306397	0,434123	0,899776	799,0672
463	1,386697	0,458715	0,84174	789,874
468	1,46291	0,482056	0,792679	781,6843
473	1,534651	0,504028	0,751062	774,4021
478	1,601623	0,524538	0,715674	767,9425
483	1,663603	0,54352	0,685543	762,2311
488	1,720436	0,560926	0,659888	757,2021
493	1,772024	0,576725	0,638078	752,7981
498	1,818316	0,590902	0,619601	748,9687
503	1,859295	0,603452	0,604043	745,6704
508	1,894972	0,614378	0,591069	742,8658
513	1,925375	0,62369	0,580408	740,523
518	1,950541	0,631397	0,571847	738,6155
523	1,970511	0,637513	0,565215	737,1218
528	1,985323	0,642049	0,560387	736,025
533	1,99501	0,645016	0,55727	735,3128
538	1,999593	0,646419	0,555806	734,9772
540	2	0,646544	0,555676	734,9475

III.3.5.3. Le travail des gaz au cours du processus de détente

$$L_{z-b} = \frac{P_z \times V_z - P_b \times V_b}{n_2 - 1}$$

Moteur à aspiration naturelle

$$L_{z-b} = \frac{0,50135 \times 0,80854 - 0,37092 \times 1,02894}{1,25 - 1} = 0,09483 \quad [MJ / kg]$$

Pour le moteur suralimenté

$$L_{z-b} = \frac{1,05109 \times 0,38178 - 0,55567 \times 0,64654}{1,21 - 1} = 0,2 \quad [MJ / kg]$$

Tableau III. 13 : Paramètres du processus de la combustion.

Paramètres	Aspiration naturelle	Suralimenté
n_2	1.25	1.21
P_b [MPa]	0.37092	0.55567
T_b [K]	590.2457	734.9475
L_{z-b} [MJ / kg]	0.09483	0.2

III.4. Paramètres de performances du moteur

III.4.1 Paramètres indiqués

1. Travail indiqué fourni par le moteur

$$L_i = L_{a-y} + L_{y-z} + L_{z-b}$$

Moteur à aspiration naturelle

$$L_i = -0,42193 + 1,25926 + 0.09483 = 0,93216 \quad [MJ / kg]$$

Pour le moteur suralimenté

$$L_i = -0.41764 + 1.09552 + 0.2 = 0.8778 \quad [MJ / kg]$$

2. Pression indiquée

$$P_i = \frac{\varepsilon \times L_i}{(\varepsilon - 1) \times V_a}$$

Moteur à aspiration naturelle

$$P_i = \frac{19.5 \times 0,93216}{(19.5 - 1) \times 1,02894} = 0,95491 \quad [MPa]$$

Pour le moteur suralimenté

$$P_i = \frac{19 \times 0.8778}{(19 - 1) \times 0.8778} = 1.4329 \text{ [MPa]}$$

3. Rendement indiqué

$$\eta_i = \frac{\delta \times L_i}{Q_z}$$

Moteur à aspiration naturelle

$$\eta_i = \frac{0.85 \times 0.93216}{1.65497} = 0.47876$$

Pour le moteur suralimenté

$$\eta_i = \frac{0.88 \times 0.8778}{1.42691} = 0.54129$$

4. Consommation spécifique indiquée du combustible

$$g_i = \frac{3600}{Q_H \times \eta_i}$$

Moteur à aspiration naturelle

$$g_i = \frac{3600}{42.4374 \times 0.47876} = 177.1878 \text{ [kg / kW.h]}$$

Pour le moteur suralimenté

$$g_i = \frac{3600}{42.4374 \times 0.54129} = 156.7187 \text{ [kg / kW.h]}$$

5. Puissance indiquée

$$N_i = \frac{i \times V_h \times P_i \times n}{30 \times \pi}$$

Moteur à aspiration naturelle

$$N_i = \frac{4 \times 0,50565 \times 0,95491 \times 4000}{30 \times 4} = 64,38106 \text{ [kW]}$$

Pour le moteur suralimenté

$$N_i = \frac{4 \times 0,47228 \times 1,4329 \times 4000}{30 \times 4} = 90,2338 \text{ [kW]}$$

6. Couple indiqué du moteur

$$M_i = \frac{N_i}{\omega} = \frac{N_i \cdot 60}{2\pi n}$$

Moteur à aspiration naturelle

$$M_i = \frac{64,38106 \times 60}{2 \times 3,14 \times 4000} = 153,7764 \text{ [N.m]}$$

Pour le moteur suralimenté

$$M_i = \frac{90,2338 \times 60}{2 \times 3,14 \times 4000} = 215,5268 \text{ [N.m]}$$

III.4.2 Paramètres effectifs**1. Pression moyenne des pertes mécaniques**

$$P_M = a + b \cdot v_p$$

$$a = 0,105 \text{ [MPa]} \text{ et } b = 0,012 \text{ [MPa.s.m}^{-1}\text{]}$$

Avec :

v_p : vitesse moyenne du piston.

$$\text{Où : } v_p = \frac{S n}{30}$$

$$v_p = \frac{0,955 \times 4000}{30} = 12,73 \text{ [m / s]}$$

On calcul donc P_M

$$P_M = 0.05 + 0.012 \times 12.73 = 0,2578 \text{ [MPa]}$$

2. Pression effective

$$P_e = P_i - P_M$$

Moteur à aspiration naturelle

$$P_e = 0,95491 - 0.2578 = 0,69711 \text{ [MPa]}$$

Pour le moteur suralimenté

$$P_e = 1.4329 - 0.2578 = 1.17514 \text{ [MPa]}$$

3. Rendement mécanique

$$\eta_M = \frac{P_e}{P_i}$$

Moteur à aspiration naturelle

$$\eta_M = \frac{0,69711}{0,95491} = 0,73002$$

Pour le moteur suralimenté

$$\eta_M = \frac{1.17514}{1.4329} = 0.82$$

4. Rendement effectif

$$\eta_e = \eta_i \times \eta_M$$

Moteur à aspiration naturelle

$$\eta_e = 0,47876 \times 0,73002 = 0,34951$$

Pour le moteur suralimenté

$$\eta_e = 0.54129 \times 0.82 = 0.4439$$

5. Consommation spécifique effective du combustible

$$g_e = \frac{3600}{Q_H \times \eta_e}$$

Moteur à aspiration naturelle

$$g_e = \frac{3600}{42.4374 \times 0.34951} = 242,7136 \quad [g / kW .h]$$

Pour le moteur suralimenté

$$g_e = \frac{3600}{42.4374 \times 0.4439} = 191.0991 \quad [g / kW .h]$$

III.4.3. Dimensions principales du cylindre

1. La cylindrée unitaire du moteur

$$V_i = \frac{30 \times \tau \times N_e}{n \times P_e}$$

Moteur à aspiration naturelle

$$V_i' = \frac{30 \times 4 \times 47}{4000 \times 0,69711} = 2,02262 \quad [l]$$

Pour le moteur suralimenté

$$V_i' = \frac{30 \times 4 \times 74}{4000 \times 1.17514} = 1.88912 \quad [l]$$

2. Alésage du cylindre

$$V_h' = \frac{V_i'}{i}$$

Moteur à aspiration naturelle

$$V'_h = \frac{2,02262}{4} = 0,50565 \text{ [l]}$$

$$K = \frac{S}{D} = \frac{0,0955}{0,0795} = 1,20125$$

$$D' = \sqrt[3]{\frac{4 \times V'_h}{\pi \times K}}$$

$$D' = \sqrt[3]{\frac{4 \times 0,50565}{3,14 \times 1,20125}}$$

$$D' = 81,24244 \text{ [mm]}$$

$$S' = K \times D'$$

$$S' = 1,20125 \times 81,24244$$

$$S' = 97,59311 \text{ [mm]}$$

Pour le moteur suralimenté

$$V'_h = \frac{1,88912}{4} = 0,47228 \text{ [l]}$$

$$D' = 79,41 \text{ [mm]}$$

$$S' = 95,4 \text{ [mm]}$$

3. Volume unitaire

$$V'_h = \frac{\pi \times D'^2 \times S'}{4 \times 10^6}$$

Moteur à aspiration naturelle

$$V'_h = \frac{3.14 \times 81,24244^2 \times 97,59311}{4 \times 10^6}$$

$$V'_h = 0,50565 \text{ [L]}$$

$$\Delta V_h = \frac{V'_h - V_h}{V'_h} = \frac{0.50565 - 0.474}{0.50565} = 0.06 = 6\%$$

Pour le moteur suralimenté

$$V'_h = \frac{3.14 \times 79,41^2 \times 95.4}{4 \times 10^6}$$

$$V'_h = 0.47228 \text{ [L]}$$

$$\Delta V_h = \frac{V'_h - V_h}{V'_h} = \frac{0.47228 - 0.474}{0.47228} = 0.003 = 0.3\%$$

4. Puissance effective

$$N'_e = \frac{V'_h \times i \times P_e \times n}{30 \times \tau}$$

Moteur à aspiration naturelle

$$N'_e = \frac{0,50565 \times 4 \times 0,69711 \times 4000}{30 \times 4}$$

$$N'_e = 46.99915 \text{ [kW]}$$

$$\Delta N_e = \frac{N'_e - N_e}{N'_e} = \frac{46.99915 - 47}{46.99915} = 0.000018 = 0.0018\% < 5\%$$

Pour le moteur suralimenté

$$N'_e = \frac{0.47228 \times 4 \times 1.17514 \times 4000}{30 \times 4}$$

$$N'_e = 73.99934 [kW]$$

$$\Delta N_e = \frac{N'_e - N_e}{N'_e} = \frac{73.99934 - 74}{73.99934} = 0.000009 = 0.0009\% < 5\%$$

5. Couple moteur

$$M_e = 9554 \frac{N'_e}{n}$$

Moteur à aspiration naturelle

$$M_e = 9554 \frac{46.99915}{4000}$$

$$M_e = 114,646 [N.m]$$

Pour le moteur suralimenté

$$M_e = 9554 \frac{73.99934}{4000}$$

$$M_e = 176.749 [N.m]$$

6. Consommation horaire du Combustible

$$G_T = N'_e \times g_e$$

Moteur à aspiration naturelle

$$G_T = 46.99915 \times 242,7136 \times 10^{-3}$$

$$G_T = 11,40733 [kg / h]$$

Pour le moteur suralimenté

$$G_T = 73.99934 \times 191.0991 \times 10^{-3}$$

$$G_T = 14.1413 [kg / h]$$

Tableau III. 14 : Paramètres de performances du moteur.

Paramètres	Aspiration naturelle	Suralimenté
$L_i [MJ / kg]$	0.93216	0.8778
$P_i [MPa]$	0.95491	1.4329
η_i	0.47876	0.54129
$g_i [g / kW.h]$	177.1878	156.7187
$N_i [kW]$	64.38106	90.2338
$M_i [N.m]$	153.7764	215.5268
$P_M [MPa]$	0.2578	0.2578
$P_e [MPa]$	0.69711	1.17514
η_m	0.73002	0.82
η_e	0.34951	0.4439
$g_e [g / kW.h]$	242.7136	191.0991
$M_e [N.m]$	114.646	176.749
$G_T [kg / h]$	11.40733	14.1413

III.5. Bilan thermique du moteur

III.5.1 Quantité de chaleur totale dégagée par le combustible dans le moteur

$$Q_0 = Q_H \cdot G_T$$

Moteur à aspiration naturelle

$$Q_0 = 42.4374 \times 10^6 \times \frac{11,40733}{3600} = 134471,5 \text{ [W]}$$

Pour le moteur suralimenté

$$Q_0 = 42.4374 \times 10^6 \times \frac{14,1413}{3600} = 166700,4 \text{ [W]}$$

III.5.2 Quantité de chaleur équivalente au travail effectif

$$Q_e = 1000 \cdot N_e'$$

Moteur à aspiration naturelle

$$Q_e = 1000 \times 46.99915 = 46999,15 \text{ [W]}$$

Pour le moteur suralimenté

$$Q_e = 1000 \times 73.99934 = 73999,34 \text{ [W]}$$

III.5.3 Quantité de chaleur cédée au système de refroidissement

$$Q_{ref} = C \cdot i \cdot D^{1+2m} \cdot n^m \cdot \frac{1}{\alpha}$$

$C = 0.45 \dots 0.53 \rightarrow$ Coefficient de proportionnalité.

$m = 0.6 \dots 0.7 \rightarrow$ Indice de puissance.

Moteur à aspiration naturelle

$$Q_{ref} = 0.5 \times 4 \times 7.95^{1+2 \times 0.64} \times 4000^{0.64} \times \frac{1}{1.4}$$

$$Q_{ref} = 32587,98 \text{ [W]}$$

Pour le moteur suralimenté

$$Q_{ref} = 0.53 \times 4 \times 7.95^{1+2 \times 0.66} \times 4000^{0.66} \times \frac{1}{1.7}$$

$$Q_{ref} = 36483,65 \text{ [W]}$$

III.5.4 Quantité de chaleur emportée par les gaz d'échappement

$$Q_g = G_T [M_2 \cdot \mu cp \Big|_0^{T_r} T_r - M_1 \cdot \mu cp \Big|_0^{T_0} T_0]$$

Pour le moteur à aspiration naturelle

$$\mu cp \Big|_0^{T_0} \rightarrow \begin{array}{l} 100 \rightarrow 0.08 \\ 20C^\circ \rightarrow x \end{array}$$

$$x = \frac{20 \times 0.08}{100} = 0.016$$

$$0.016 + 20.759 = 20.775$$

$$\mu cp \Big|_0^{T_0} = 20.775 + 8.314 = 29.089 \text{ [kJ/kmol}^\circ\text{C]}$$

$$\mu cp \Big|_0^{T_r} \rightarrow \begin{array}{l} 100 \rightarrow 0.404 \\ 76.85 \rightarrow x \end{array}$$

$$x = \frac{76.85 \times 0.404}{100} = 0.3104$$

$$23.533 + 0.3104 = 23.8434$$

$$\mu cp \Big|_0^{T_r} = 23.8434 + 8.314 = 32.1574 \text{ [kJ/kmol}^\circ\text{C]}$$

$$Q_g = \frac{11.40733}{3600} [0.7292 \times 32.1574 \times 576.85 - 0.6976 \times 29.089 \times 20] \times 10^3$$

$$Q_g = 41575.939 \quad [J / s]$$

Pour le moteur suralimenté

$$\mu_{cp}|_0^{T_k} \rightarrow \begin{array}{l} 100 \rightarrow 0.08 \\ 58.189C^\circ \rightarrow x \end{array}$$

$$x = \frac{58.189 \times 0.08}{100} = 0.0465512$$

$$0.0465 + 20.759 = 20.8055$$

$$\mu_{cp}|_0^{T_k} = 20.8055 + 8.314 = 29.1195 \quad [kJ/kmol^\circ C]$$

$$\mu_{cp}|_0^{T_r} \rightarrow \begin{array}{l} 100 \rightarrow 0.389 \\ 26.85 \rightarrow x \end{array}$$

$$x = \frac{26.85 \times 0.389}{100} = 0.1044$$

$$23.2395 + 0.1044 = 23.3439$$

$$\mu_{cp}|_0^{T_r} = 23.3439 + 8.314 = 31.6579 \quad [kJ/kmol^\circ C]$$

$$Q_g = \frac{14.1413}{3600} [0.87882 \times 31.6579 \times 526.85 - 0.84719 \times 29.1195 \times 58.189] \times 10^3$$

$$Q_g = 51939.0294 \quad [J / s]$$

III.5.5 Quantité de chaleur restante

$$Q_{rest} = Q_0 - (Q_e + Q_{ref} + Q_g)$$

Moteur à aspiration naturelle

$$Q_{rest} = 134471,5 - (46999,15 + 32587,98 + 41575,94)$$

$$Q_{rest} = 13308,48 \quad [J / s]$$

Pour le moteur suralimenté

$$Q_{rest} = 166700.4 - (73999.34 + 36483,65 + 51939,03) [J / s]$$

$$Q_{rest} = 4278,381$$

Tableau III. 15 : bilans thermiques des deux types de moteurs Diesel.

La composition du bilan énergétique	Aspiration naturelle	%	suralimenté	%
Q_0	134471.5	100	166700.4	100
Q_e	46999.15	34.95	73999.34	44.39
Q_g	41575.94	30.918	51939,03	31.157
Q_{ref}	32587.98	24.234	36483,65	21.88
Q_{rest}	13308.48	9.8	4278.381	2.56

III.6. Conclusion

Dans ce chapitre on a calculé les différents paramètres du moteur à aspiration naturelle de l'air (POLO IV SDI) et de sa version suralimentée. On a présenté un modèle de calcul des paramètres du fluide pendant les trois processus (admission, compression, détente) en utilisant la méthode des expressions polytropiques, et un modèle de calcul du processus de combustion à base de la fonction de Wiebe. On a remarqué une différence importante entre les résultats obtenus pour le moteur non-suralimenté et ceux obtenus pour le moteur suralimenté à commencer de la pression et température d'admission jusqu'à arriver à la détente .

Chapitre IV

Résultats et discussions

IV.1. Introduction

Dans ce dernier chapitre on va présenter les résultats obtenus à partir de la modélisation précédente des paramètres énergétique des différents points du cycle de fonctionnement des moteurs étudiés (moteur polo IV 1.9 SDI et TDI).

Tableau IV. 1: cinématique du piston en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin.

θ	$X(\theta)[m]$	$V(\theta)[dm^3]$	$V_p(\theta)[m/s]$	$a(\theta)[m/s^2]$
0	0	0,025611532	0	1,114507578
10	0,00096435	0,03003386	4,60509644	1,085054581
20	0,00380877	0,043099875	8,96798092	0,999100737
30	0,0083903	0,064217762	12,8661384	0,86360625
40	0,01448046	0,092438338	16,1143614	0,689350402
50	0,02178017	0,12651119	18,5784299	0,48980045
60	0,0299404	0,164962691	20,1834743	0,2797167
70	0,03858779	0,206192384	20,9162506	0,073655022
80	0,04735286	0,248579832	20,8212579	-0,115461155
90	0,05589737	0,290589261	19,9913333	-0,277537089
100	0,06393626	0,330856655	18,5539822	-0,406137955
110	0,07125071	0,368246091	16,6551662	-0,498866512
120	0,0776904	0,401869362	14,4425307	-0,557253789
130	0,08316639	0,431072535	12,0500697	-0,58618807
140	0,08763771	0,455400415	9,58600131	-0,592962782
150	0,09109573	0,474552153	7,12519489	-0,586069161
160	0,09354942	0,488338776	4,70689647	-0,573889247
170	0,09501349	0,496648913	2,33782076	-0,563455472
180	0,0955	0,499424874	1,6371E-15	-0,5594334
190	0,09501349	0,496648913	-2,33782076	-0,563455472
200	0,09354942	0,488338776	-4,70689647	-0,573889247
210	0,09109573	0,474552153	-7,12519489	-0,586069161
220	0,08763771	0,455400415	-9,58600131	-0,592962782
230	0,08316639	0,431072535	-12,0500697	-0,58618807
240	0,0776904	0,401869362	-14,4425307	-0,557253789
250	0,07125071	0,368246091	-16,6551662	-0,498866512
260	0,06393626	0,330856655	-18,5539822	-0,406137955
270	0,05589737	0,290589261	-19,9913333	-0,277537089
280	0,04735286	0,248579832	-20,8212579	-0,115461155
290	0,03858779	0,206192384	-20,9162506	0,073655022
300	0,0299404	0,164962691	-20,1834743	0,2797167
310	0,02178017	0,12651119	-18,5784299	0,48980045
320	0,01448046	0,092438338	-16,1143614	0,689350402
330	0,0083903	0,064217762	-12,8661384	0,86360625
340	0,00380877	0,043099875	-8,96798092	0,999100737
350	0,00096435	0,03003386	-4,60509644	1,085054581
360	0	0,025611532	-6,5228E-15	1,114507578

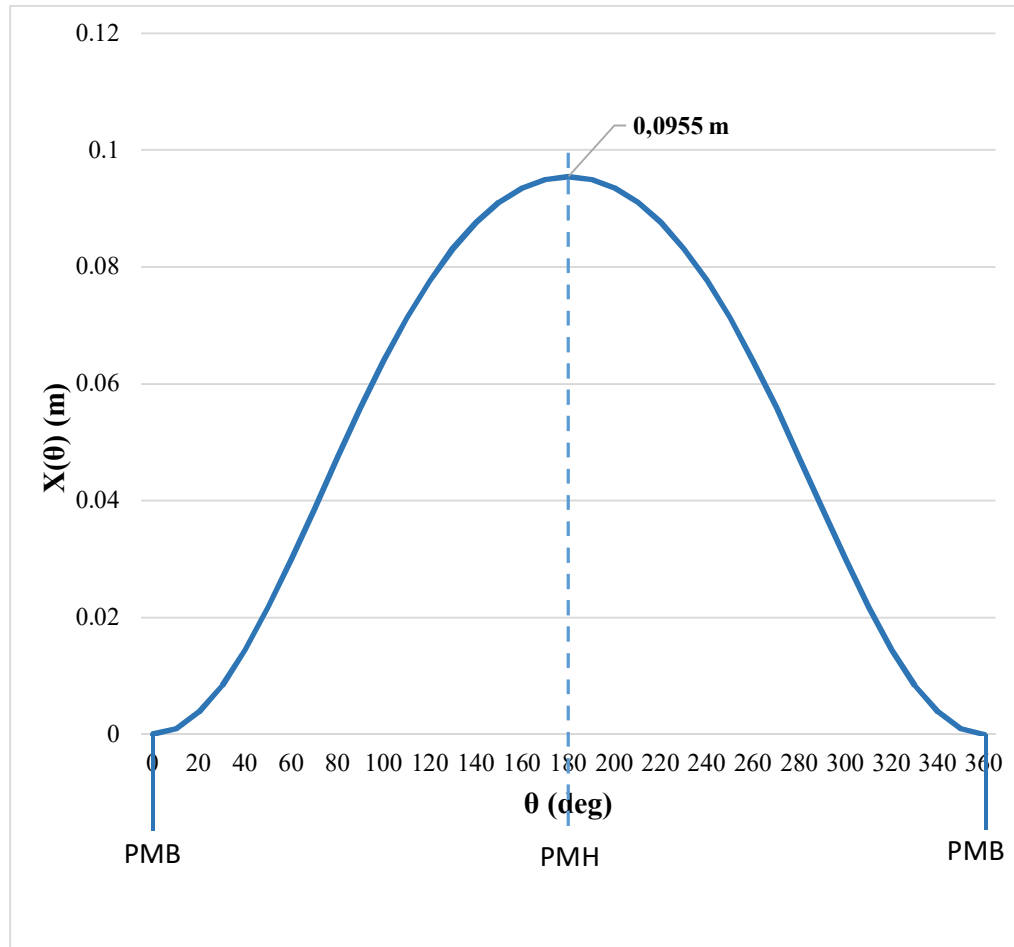


Figure IV. 1 : déplacement du piston en fonction de l'angle du vilebrequin.

D'après notre graph le déplacement du piston varie en fonction de l'angle du vilebrequin, de 0° jusqu'à 180° , le piston se déplace de 0.0955 m et de 180° à 360° il déplace encore de 0.0955 m.

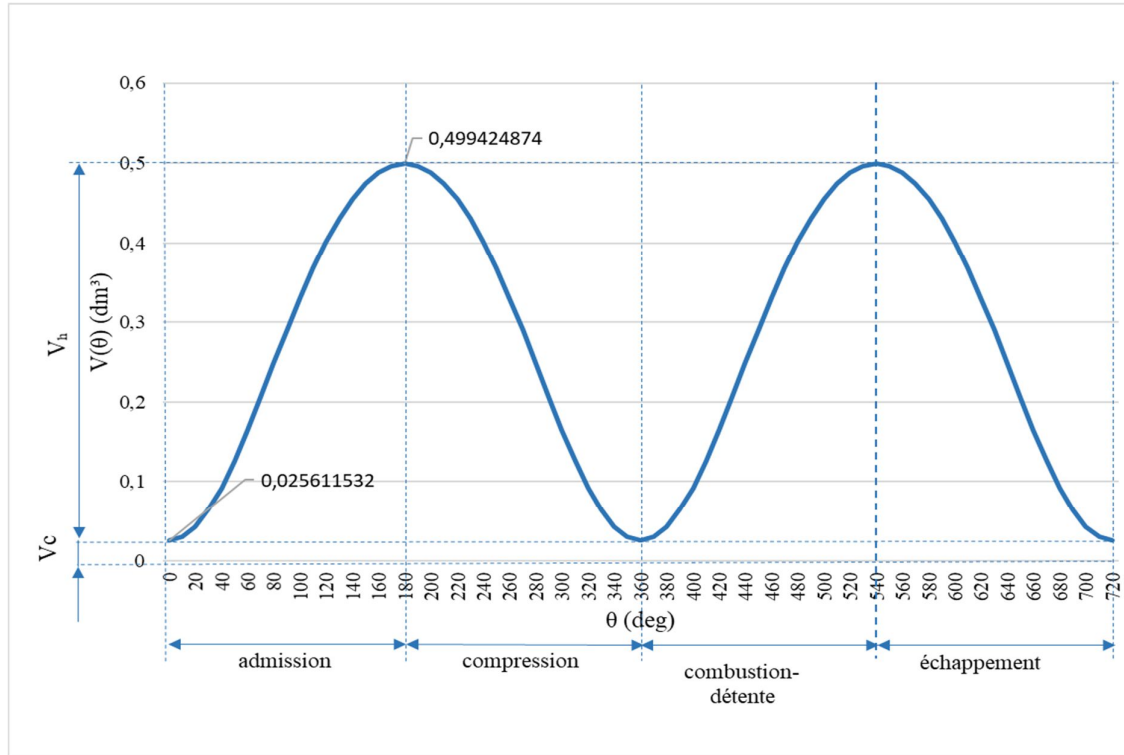


Figure IV. 2 : cylindrée totale en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin.

La figure IV-4 représente la cylindrée totale en fonction de l'angle de rotation de vilebrequin, le volume augmente jusqu'à 0.499 dm^3 à 180° la course s'inverse d'une façon que le volume se diminue jusqu'à $0 \text{ (cm}^3\text{)}$ à 360° (partie compression) et complète le premier tour, de (360° à 720°) le piston répète sa trajectoire pour la partie (combustion-détente) et la partie (échappement) afin de compléter le deuxième tour.

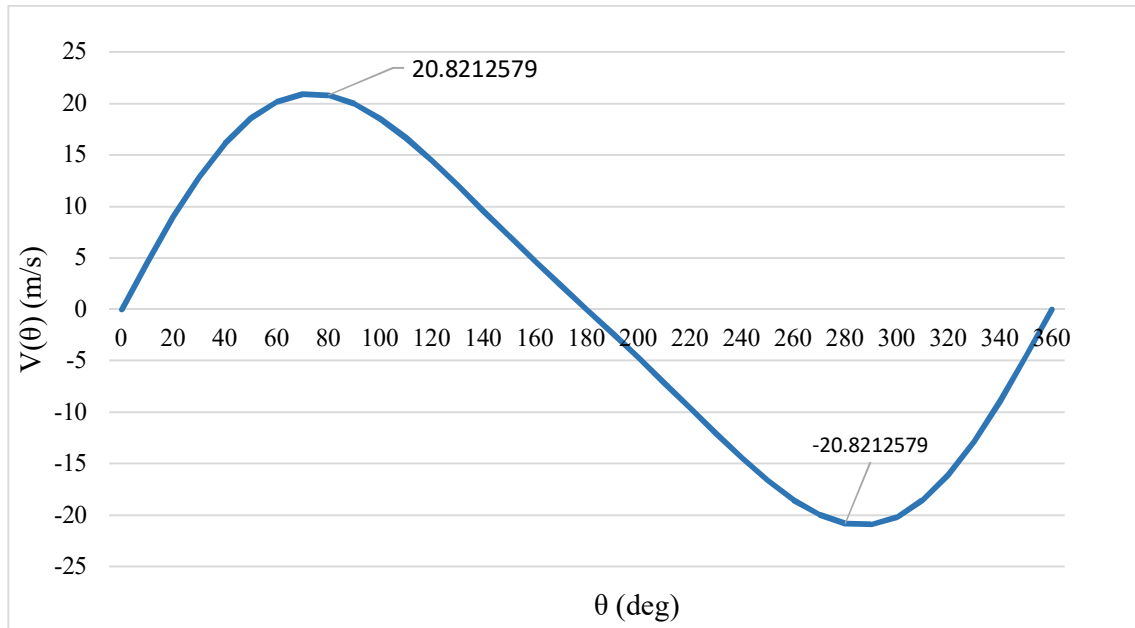


Figure IV. 3 : vitesse du piston en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin.

La vitesse de rotation de piston augment à une valeur maximale de 20.82 m/s à 90° et 270° et nulle à 0°, 180°, 360°.

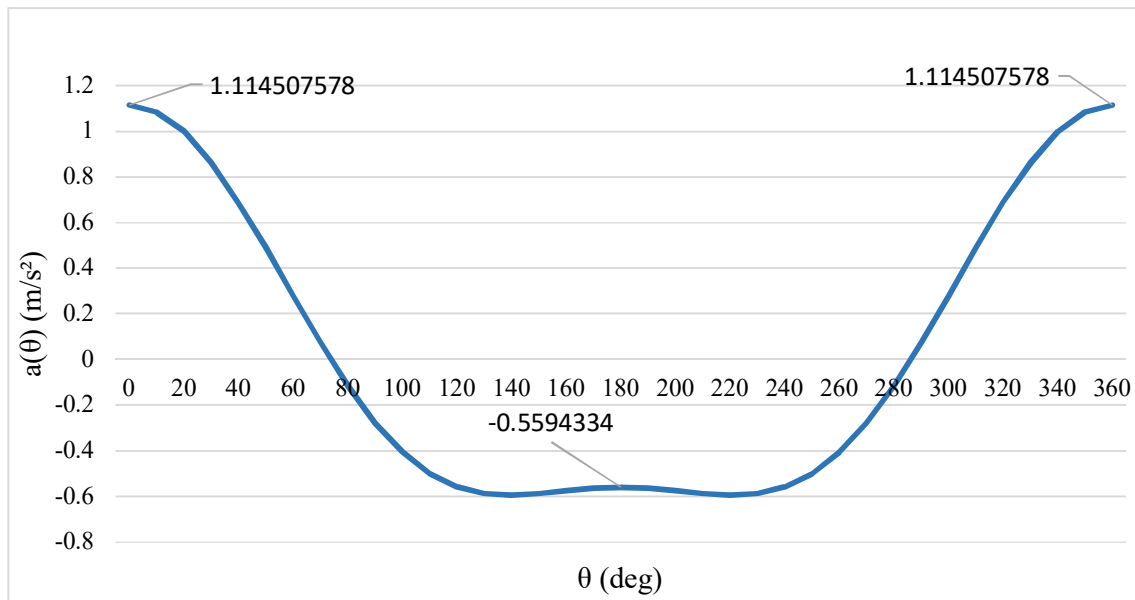


Figure IV. 4 : accélération du piston en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin.

L'accélération maximal est atteinte immédiatement avant est après le PMH, le taux d'accélération passe de positive à négatif à environ 78° après le PMH, c'est immédiatement après l'obtention de

la lecture de la vitesse la plus élevée et le piston ralenti maintenant (et s'inverse à 280° (c'est-à-dire 78° avant le PMH)).

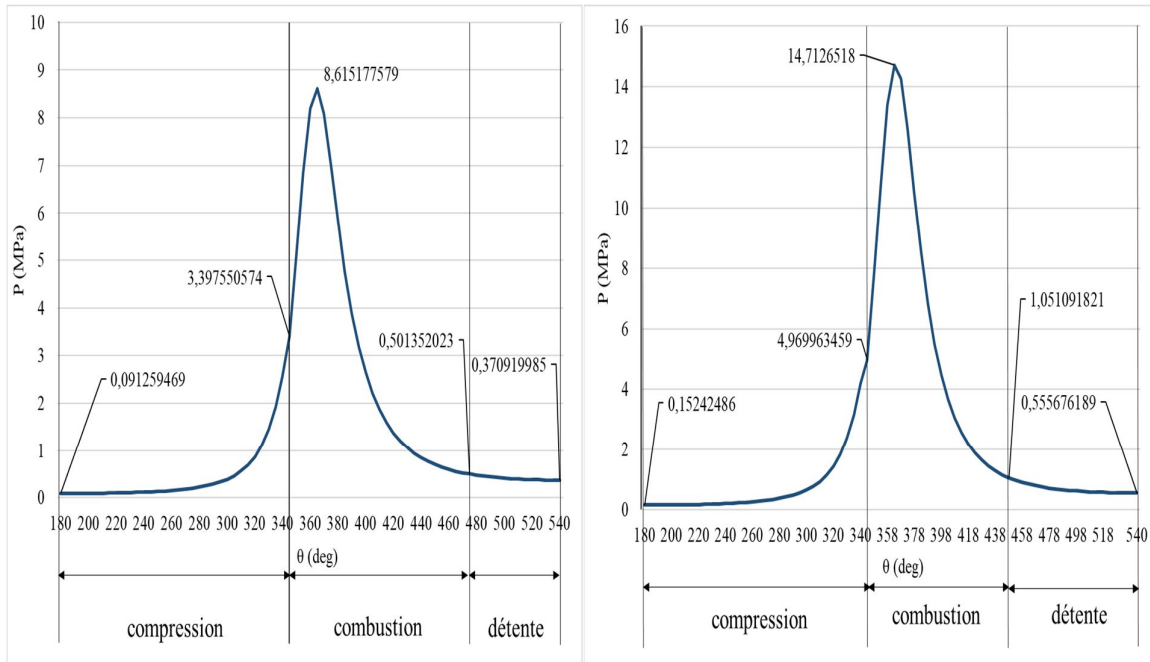


Figure IV. 5 : évolution de la pression dans le cylindre en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin (moteur à aspiration naturelle ; suralimenté).

Les figures ci-dessus représentent la variation de la pression au sein du cylindre, pour le moteur à aspiration naturelle et le moteur suralimenté respectivement. On remarque qu'il y a une différence importante entre les deux graphes de pression ; pour le moteur à aspiration naturelle, la pression d'admission de l'air est de presque 1 bar alors que l'air dans le moteur suralimenté est admis à une pression plus élevée qui est de 1.52 bars due à la présence d'un turbocompresseur à géométrie variable. La pression augmente progressivement dans les deux types de moteurs pendant le processus de compression pour atteindre 34 bars et 49.7 bars à un angle de $360-\theta$ ou θ indique l'angle d'avance à l'injection qui est de 15 pour le moteur à aspiration naturelle et de 17 pour le moteur suralimenté. A partir de cet angle la combustion commence d'où la pression augmente agressivement jusqu'à atteindre 86 bars pour le moteur non-suralimenté et 147 bars pour le moteur suralimenté, puis elle diminue avec le déplacement du piston vers le PMB jusqu'à arriver à une pression de 3.7 bars et 5.55 bars pour les deux types de moteurs respectivement.

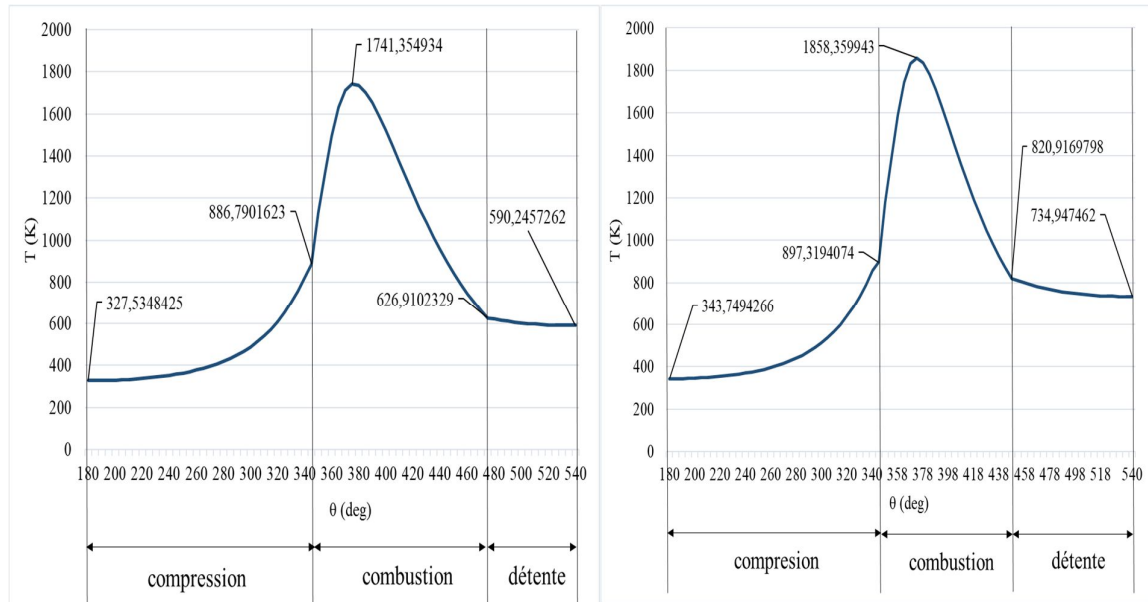


Figure IV. 6 : évolution de la température dans le cylindre en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin (moteur à aspiration naturelle ; suralimenté).

Sur la Figure IV.6 où est représentée la variation de la température dans les cylindres du moteur pour les deux types de moteurs étudiés ; on voit que dans les cylindres du moteur à aspiration naturelle la température augmente petit à petit pendant la compression jusqu'à atteindre 886.79 K avant que le piston n'arrive au PMH. Avec le début d'injection du carburant alors le début du processus de combustion, la température augmente encore pour atteindre son maximum qui est de 1741.35 K puis elle diminue jusqu'à une température de 590.24 K à la fin de la détente. La même chose pour le moteur suralimenté, sauf que la température est plus élevée à la fin de chaque point du cycle, la température de l'air d'admission est de 343.7 K après avoir subi une diminution importante en passant par le refroidisseur de l'air de suralimentation, alors qu'avant la fin de compression l'air atteint une température de 897.3 K. Le maximum de température est atteint au PMH avec une valeur de 1858.36 K, puis les gaz se détendent jusqu'à atteindre une température de 734.9 K au PMB.

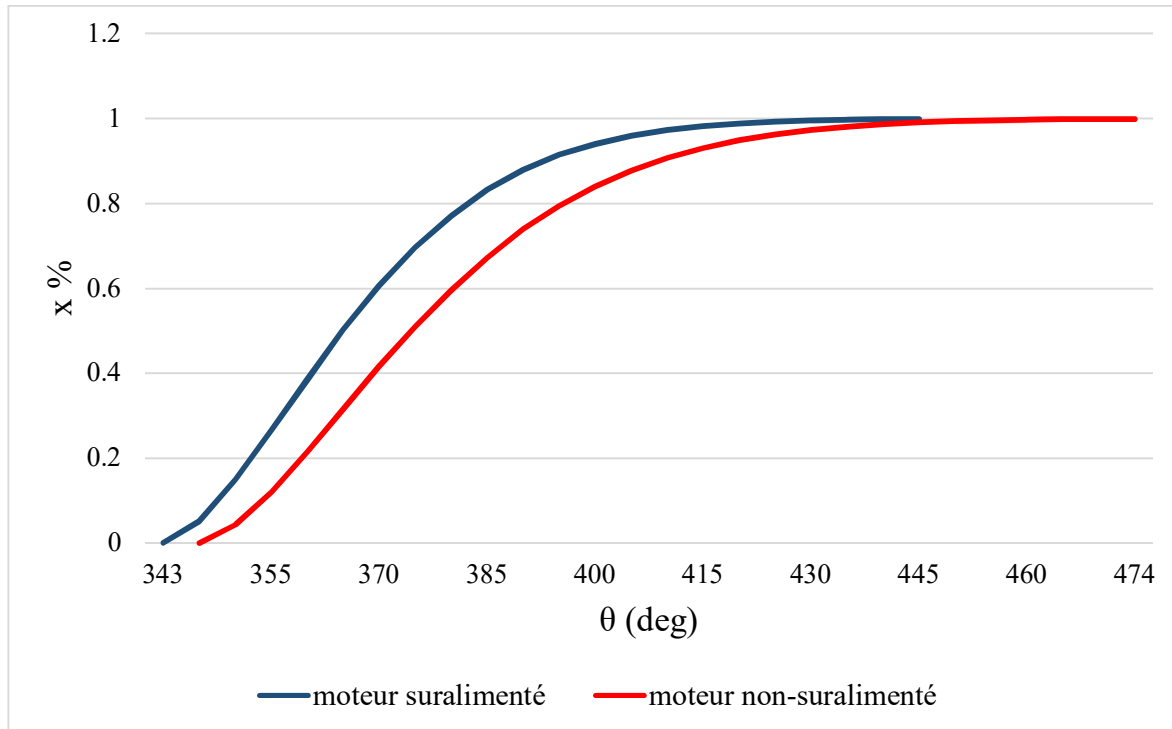


Figure IV. 7 : proportion brûlée de carburant pour les deux types de moteurs en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin.

Ces graphes représentent la quantité du carburant brûlé pendant le processus de combustion pour les deux moteurs étudiés. Le carburant brûle continuellement à partir du début d'injection suite à la température très élevée pendant le processus de combustion qui dure 129° vilebrequin après le PMB pour le moteur à aspiration naturelle et à un angle de 105° pour le moteur suralimenté où presque 100% de carburant est brûlé.

IV.2. Construction des caractéristiques du régime de vitesse du moteur

La construction des caractéristiques du régime de vitesse des moteurs déjà fabriqués parfois utilise des résultats des calculs thermiques effectués sur plusieurs régimes du fonctionnement du moteur à pleine charge. Par ailleurs, cette méthode de calcul des caractéristiques du régime de vitesse donne des résultats fiables uniquement en cas de disponibilité des résultats expérimentaux complets des données, suivant les différents paramètres du fonctionnement du moteur au régime partiel des caractéristiques de vitesse.

La construction des courbes des caractéristiques de vitesse est réalisée pour les moteurs Diesel de vitesse de rotation de 500 à 4500 tr/min.

1- Puissance effective

$$N_{ex} = N_e \frac{n_x}{n} \left[0.87 + 1.13 \frac{n_x}{n} - \left(\frac{n_x}{n} \right)^2 \right] \quad \text{IV-01}$$

2- Couple moyen effectif

$$M_e = \frac{3.10^4 \cdot N_{ex}}{\pi \cdot n_x} \quad \text{IV-02}$$

3- Pression moyenne effective

$$P_{ex} = \frac{30 \cdot \tau \cdot N_{ex}}{V_i \cdot n_x} \quad \text{IV-03}$$

4- Consommation spécifique du carburant

$$g_{ex} = g_{en} \left[1.55 - 1.55 \frac{n_x}{n} + \left(\frac{n_x}{n} \right)^2 \right] \quad \text{IV-04}$$

5- Consommation horaire du combustible

$$G_{Tx} = g_{ex} \cdot N_{ex} \cdot 10^{-3} \quad \text{IV-05}$$

6- Pression moyenne indiquée

$$P_{ix} = P_{ex} + P_{Mx} \quad \text{IV-06}$$

$$P_{Mx} = 0.105 + 0.012V_{px} \quad \text{IV-07}$$

$$V_{px} = \frac{Sn_x}{30} \quad \text{IV-08}$$

7- Puissance indiquée

$$N_{ix} = N_i \frac{n_x}{n} \left[0.87 + 1.13 \frac{n_x}{n} - \left(\frac{n_x}{n} \right)^2 \right] \quad \text{IV-09}$$

8- Couple indiqué

$$M_{ix} = \frac{P_{ix} \cdot V_i \cdot 1000}{\tau \cdot \pi} \quad \text{IV-10}$$

9- Consommation spécifique indiquée

$$g_{ix} = g_i \left[1.55 - 1.55 \frac{n_x}{n} + \left(\frac{n_x}{n} \right)^2 \right] \quad \text{IV-11}$$

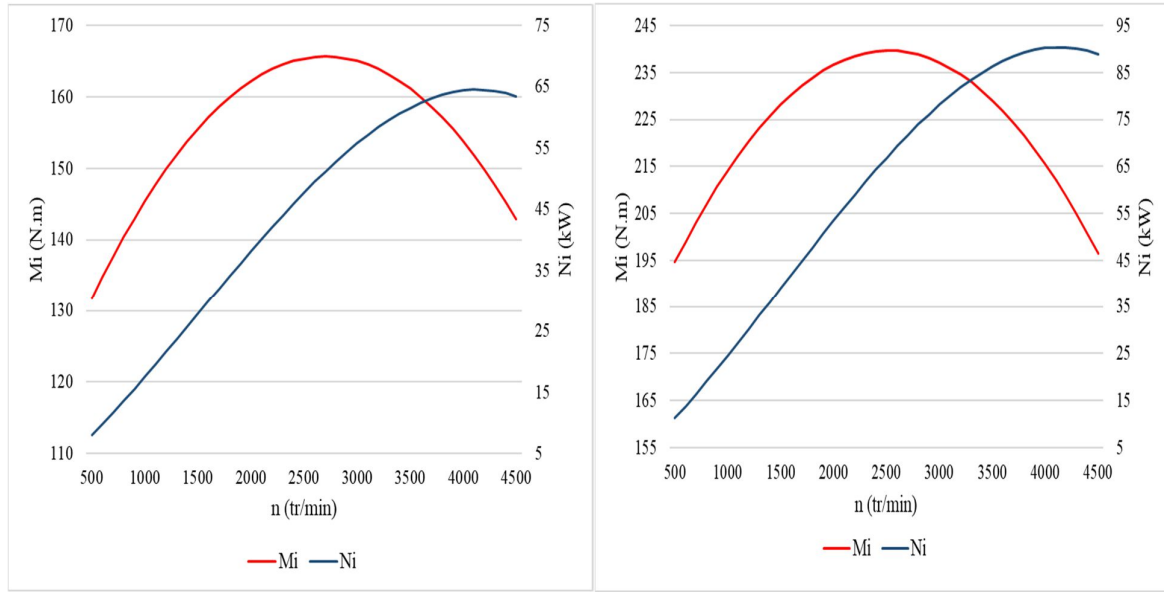


Figure IV. 8 : variation de la puissance indiquée et du couple indiqué en fonction du régime moteur (aspiration naturelle ; suralimenté).

Sur la figure ci-dessus, l'augmentation de la puissance indiquée et du couple indiqué est proportionnelle à l'augmentation de la vitesse de rotation pour les deux types de moteurs. Le couple indiqué atteint son maximum entre 2500 et 3000 tr/min alors que la valeur maximale de la puissance indiquée est observée à régime de 4200 tr/min, au-delà de ces vitesses de rotation la puissance et le couple indiqués diminuent avec la diminution du rendement mécanique.

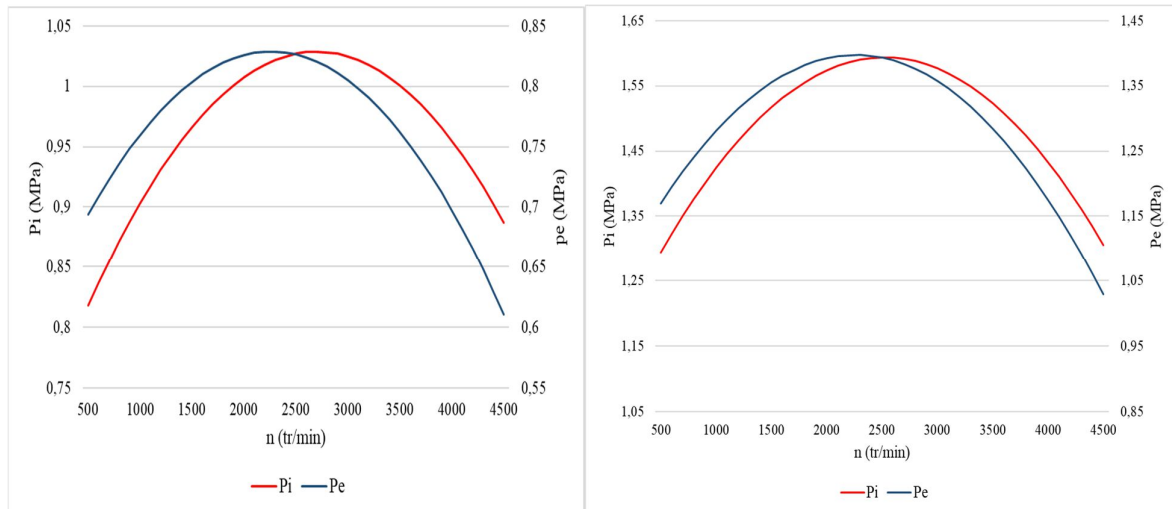


Figure IV. 9 : courbes de la pression moyenne indiquée et de la pression moyenne effective en fonction de la vitesse de rotation (aspiration naturelle ; suralimenté).

Sur ces figures qui représentent la variation des deux pressions ; indiquée et effective, on observe une croissance simultanée des deux grandeurs en fonction du régime moteur jusqu'à atteindre le maximum de 1.0287 MPa et 1.5933 MPa à un régime de 2600 tr/min pour le moteur suralimenté et non-suralimenté respectivement, concernant la pression moyenne indiquée. Alors que la valeur maximale de la pression effective et de 0.8289 MPa et 1.3973 MPa à un régime de 2300 tr/min pour les deux moteurs dans l'ordre précédent. A partir de ce régime les deux pressions commencent à diminuer tout en augmentant la vitesse de rotation.

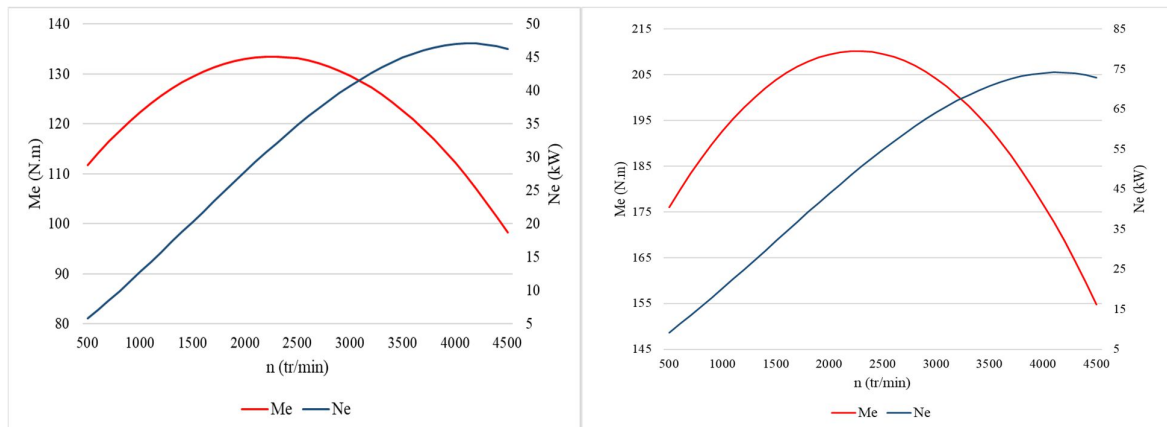


Figure IV. 10 : courbes de puissance effective et de couple effectif en fonction du régime moteur (aspiration naturelle ; suralimenté).

Comme le montre la représentation graphique ci-dessus, le couple effectif augmente à partir d'une valeur de 111.768 N.m et 175.9767 N.m pour le moteur à aspiration naturelle et le moteur suralimenté respectivement à un régime de base qui est de 500 tr/min, jusqu'à arrivé au maximum de 133.49 N.m et 210 N.m à un régime de 2300 tr/min, pour diminuer ensuite avec l'augmentation du régime moteur. De même pour la puissance effective qui atteint son maximum de 47 kW pour le moteur non-suralimenté et 74 kW pour le moteur suralimenté et cela à un régime nominal de 4000 tr/min.

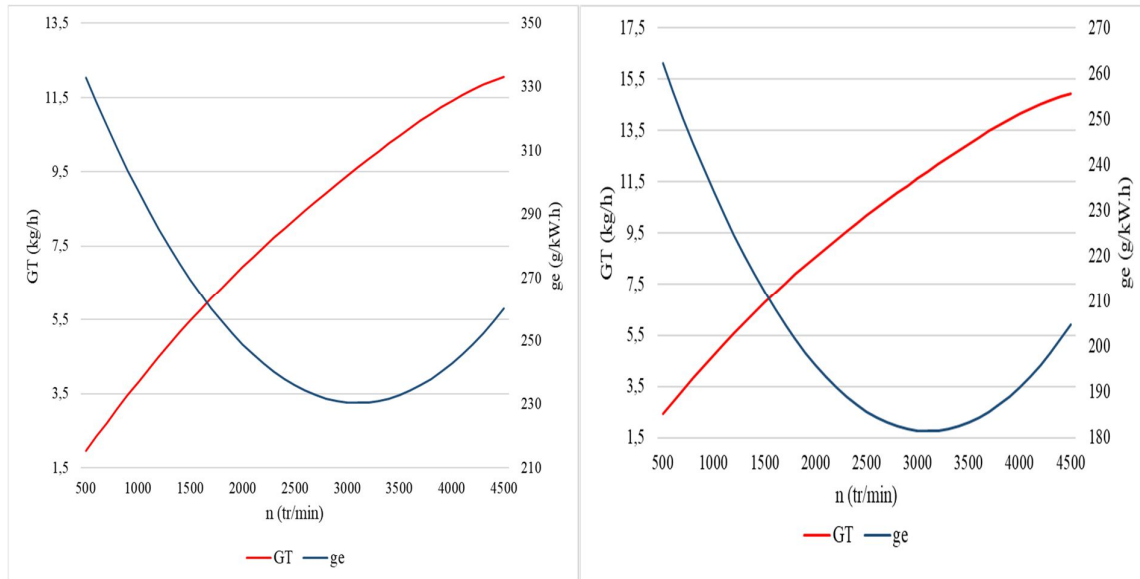


Figure IV. 11 : variation de la consommation spécifique effective et de la consommation horaire du combustible en fonction du régime moteur (aspiration naturelle ; suralimenté).

Sur cette figure on remarque une diminution de la consommation spécifique effective jusqu'à 230.4262 g/kW.h à un régime de 3100 tr/min pour le moteur a aspiration naturelle et 181.4247 g/kW.h pour le moteur suralimenté au même régime. Cette diminution est due à l'augmentation du rendement mécanique et la diminution du rendement indiqué. Par l'effet inverse la consommation effective augmente ainsi progressivement avec l'augmentation de la vitesse de rotation. D'un autre coté avec le régime qui augmente, plus de carburant est injecté à cause de l'augmentation de nombre de cycles par unité de temps.

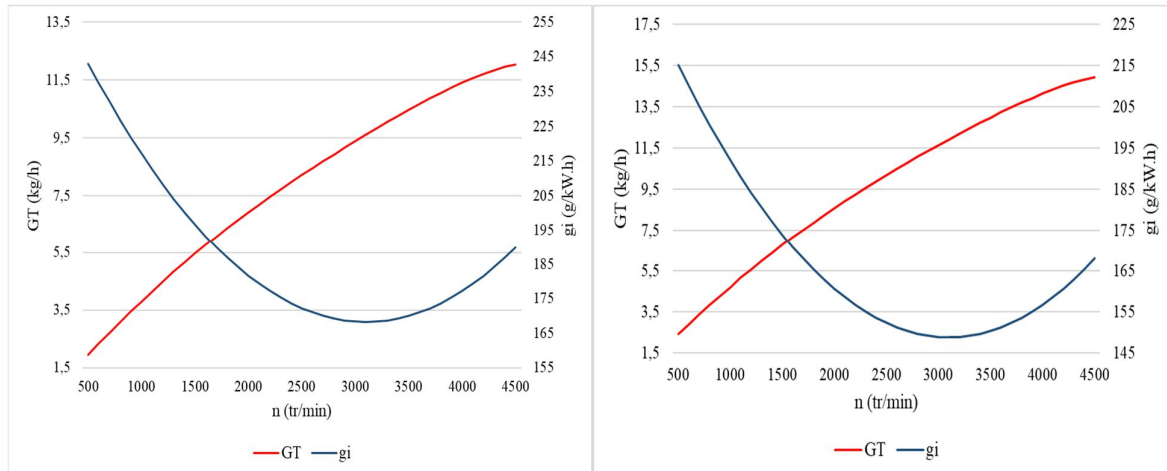


Figure IV. 12 : courbes de consommation spécifique indiquée et de la consommation horaire en fonction du régime moteur (aspiration naturelle ; suralimenté).

La consommation spécifique indiquée subit une diminution jusqu'à une valeur de 168.2177 g/kW.h pour le moteur à aspiration naturelle et 148.7848 g/kW.h pour le moteur suralimenté à un régime de 3100 tr/min pour les deux types de moteurs, puis elle commence à augmenter au-delà de ce régime. Et cela à cause de la variation des rendements mécanique et indiqué.

IV.3.Conclusion

Les résultats présentés précédemment nous donne une idée du fonctionnement des deux versions du moteur Volkswagen Polo IV, d'où une différence importante en terme de puissance et de couple ainsi que d'autres caractéristiques entre le moteur à aspiration naturelle et le moteur équipé d'un turbocompresseur.

Conclusion Générale

Conclusion Générale

Dans l'étude comparative présentée dans ce mémoire entre un moteur à aspiration naturelle et le même moteur en présence d'un turbocompresseur a pour objectif de distinguer l'influence de la turbo-compression sur les différents paramètres de performances du moteur étudié, et de simplifier la description du moteur Diesel et sa thermodynamique en fonction de sa cinématique.

A partir des résultats obtenus on constate que la suralimentation des moteurs Diesel augmente les pressions et les températures dans toute les phases du cycle de travail du moteur. Ainsi la durée de combustion du carburant qui est en rapport direct avec l'excès d'air dans le moteur est réduite par rapport à celle d'un moteur qui aspire directement l'air à une température et une pression atmosphériques. On remarque aussi que la vitesse et l'accélération du piston sont plus élevées dans le moteur suralimenté que dans le moteur à aspiration naturelle.

D'après les courbes de puissance et de couple, on remarque aussi que le moteur suralimenté produit plus d'énergie mécanique et calorifique qu'un moteur non suralimenté et ce à cause de l'augmentation du débit d'air dans la charge fraiche, qui permet aussi une moindre consommation du carburant par unité de puissance, ce qui rend le moteur plus performants et plus puissant.

On finit de dire que la méthode utilisé pour la modélisation de la combustion dans le moteur Diesel connue sous le nom de la fonction de Wiebe et très efficace en terme de simplification du phénomène d'auto-inflammation du carburant dans les moteurs atmosphériques et suralimentés.

Références Bibliographiques

Références bibliographiques

- [1] **John B. Heywood**, « INTERNAL COMBUSTION ENGINE FUNDAMENTALS », « Professor of Mechanical Engineering Director, Sloan Automotive Laboratory Massachusetts Institute of Technology ». McGraw-Hill Book Company, 1988.
- [2] **G. RENAUD** « moteur à combustion interne », Edition l'Ecole des Mines, Paris, 2005.
- [3] **DJERMOUNI Mohamed**, Evaluation Thermodynamique de l'Utilisation du Gaz Naturel dans les Moteurs Diesel Marins, Thèse de Doctorat, Université des Sciences et de la Technologie Mohamed BOUDIAF d'Oran, 2015.
- [5] **CHRISTOPHE Gauthie**, « Commande multi variable de La pression d'injection dans un moteur Diesel common rail », », thèse doctorat de L'INP Grenoble, 22 mai 2007.
- [6] **O. Grondin**, modélisation du moteur à allumage par compression dans la perspective du Contrôle et du diagnostic, Thèse de Doctorat, université de Rouen (2004).
- [7] **Hussein IBRAHIM**, « moteur Diesel suralimenté bases et calculs cycles réel, théorique et thermodynamique », thèse doctorat « université Québec à Rimouski ». Promotion Novembre 2006.
- [8] **P. Sovanna**. Moteurs thermiques : particularités du moteur Diesel, 2004.
- [9] **BENNADJI.H**, Biodiesel, Thèse doctorat, institut national polytechnique de lorraine 2010.
- [10] **Samiur Rahman SHAH**, Étude Expérimentale et thermodynamique de l'injection d'eau à l'admission d'un moteur Diesel automobile pour la réduction à la source des émissions polluantes, L'Ecole Centrale de Nantes, 2011.
- [11] **O. GRONDIN**, Thèse : modélisation du moteur à allumage par compression, Université de Rouen, 2004.
- [12] **Zahi Sabeh**, « Application à moteur Diesel suralimenté à injection direct », thèse « Doctorat de l'Institut National Polytechnique de lorraine ». Promotion Décembre 2006.
- [13] **JEAN LUC PALLAS**, Guide pratique et de réparation des moteur Diesel, loisirs nautiques décembre 1991.
- [14] **V. Ganesan**, IC Engines, Department of Mechanical Engineering Indian Institute of Technology Madras Chennai, 2012.

Références bibliographiques

- [15] **CHILLA Sofiane**, Etude comparative entre un moteur Diesel a aspiration naturelle et un moteur suralimenté, mémoire fin d'étude master, université Abderrahmane mira Bejaia, Promotion 2019/2020.
- [16] **Hamani Cherif, Oufella Sonia**, Modélisation d'un moteur Diesel suralimenté par la méthode de WEIBE, mémoire fin d'étude master, université Abderrahmane mira Bejaia, Promotion 2020/202.
- [17] Les organes de moteur, Technologie automobile, Académie de Nancy-Metz, 2008.
- [18] <https://www.autotitre.com/fiche-technique/Volkswagen/Plo/IV/TDI/Fiche>, Fiche technique du moteur Volkswagen Polo IV.
- [19] **Chelghoum Abdelaziz**, Etude thermique d'un moteur à combustion interne à charge stratifiée pour le calcul de la quantité de NOx, Thèse de doctorat, Université Mentouri constantine, p122.
- [20] **Wiebe**, Le nouveau sur le cycle opérationnel du moteur, Maisons d'édition scientifique et technique littérature d'ingénierie, 1962, p270.

Annexes

Annexes

Annexe A : Capacité calorifique moyenne des produits de combustion du Diesel

kJ/kmole.°C,

T \ α	1	1.1	1.2	1.3	1.4	1.5	1.6	1.8	2	2.2
0	22.184	22.061	21.958	21.870	21.794	21.728	21.670	21.572	21.493	21.428
100	22.545	22.398	22.275	22.169	22.078	21.999	21.929	21.812	21.717	21.640
200	22.908	22.742	22.602	22.482	22.379	22.289	22.210	22.077	21.970	21.882
300	23.324	23.142	22.989	22.858	22.745	22.647	22.560	22.415	22.300	22.202
400	23.750	23.554	23.390	23.249	23.128	23.022	22.930	22.774	22.648	22.544
500	24.192	23.985	23.811	23.662	23.533	23.421	23.322	23.157	23.023	22.914
600	24.631	24.413	24.229	24.073	23.937	23.819	23.716	23.541	23.401	23.285
700	25.069	24.840	24.648	24.484	24.342	24.218	24.109	23.927	23.780	23.659
800	25.490	25.251	25.050	24.879	24.731	24.602	24.488	24.298	24.144	24.018
900	25.896	25.648	25.439	25.261	25.107	24.973	24.855	24.657	24.487	24.366
1000	26.278	26.021	25.804	25.620	25.460	25.321	25.199	24.993	24.828	24.692
1100	26.641	26.375	26.151	25.960	25.795	25.652	25.525	25.313	25.142	25.001
1200	26.987	26.713	26.482	26.286	26.116	25.967	25.837	25.618	25.442	25.296
1300	27.311	27.029	26.792	26.589	26.415	26.262	26.128	25.903	25.722	25.572
1400	27.618	27.328	27.085	26.877	26.698	26.541	26.404	26.173	25.986	25.833
1500	27.907	27.610	27.361	27.148	26.965	26.805	26.664	26.427	26.237	26.080
1600	28.175	27.873	27.618	27.400	27.212	27.049	26.905	26.663	26.468	26.308
1700	28.432	28.123	27.863	27.641	27.449	27.282	27.135	26.888	26.690	26.526
1800	28.669	28.354	28.089	27.863	27.668	27.497	27.348	27.096	26.894	26.727
1900	28.895	28.575	28.305	28.076	27.877	27.704	27.552	27.296	27.090	26.921
2000	29.107	28.782	28.508	28.275	28.073	27.898	27.743	27.483	27.274	27.102

Annexes

Annexe B : Capacité calorifique molaire moyenne des gaz sous un volume constant,

kJ/kmole.°C

T \ Produits	AIR	O ₂	N ₂	H ₂	CO	CO ₂	H ₂ O
0	20.759	20.960	20.705	20.303	20.809	27.546	25.185
100	20.839	21.224	20.734	20.621	20.864	29.799	25.428
200	20.985	21.617	20.801	20.759	20.989	31.746	25.804
300	21.207	22.086	20.973	20.809	21.203	33.442	26.261
400	21.475	22.564	21.186	20.872	21.475	34.936	26.776
500	21.781	23.020	21.450	20.935	21.785	36.259	27.316
600	22.091	23.447	21.731	21.002	22.112	37.440	27.881
700	22.409	23.837	22.028	21.094	22.438	38.499	28.476
800	22.714	24.188	22.321	21.203	22.756	39.450	29.079
900	23.008	24.511	22.610	21.333	23.062	40.304	29.694
1000	23.284	24.804	22.882	21.475	23.351	41.079	30.306
1100	23.548	25.072	23.142	21.630	23.623	41.789	30.913
1200	23.795	25.319	23.393	21.793	23.878	42.427	31.511
1300	24.029	25.549	23.627	21.973	24.113	43.009	32.093
1400	24.251	25.763	23.849	22.153	24.339	43.545	32.663
1500	24.460	25.968	24.059	22.333	24.544	44.035	33.211
1600	24.653	26.160	24.251	22.518	24.737	44.487	33.743
1700	24.837	26.345	24.435	22.698	24.917	44.906	34.262
1800	25.005	26.520	24.603	22.878	25.089	45.291	34.756
1900	25.168	26.692	24.766	23.058	25.248	45.647	35.225
2000	25.327	26.855	24.917	23.234	25.394	45.977	35.682

Résumé

Les moteurs à combustion interne ont été, et resteront dans un avenir prévisible un domaine vital et actif de la formation et de la recherche en ingénierie.

L'objectif de ce présent travail est de donner une approche moderne de l'étude des moteurs à combustion interne en particulier les moteurs Diesel.

On se basant sur la méthode de Wiebe pour la modélisation du phénomène de la combustion dans les moteurs Diesel et qui estime la proportion du carburant brûlé lors du processus de combustion en fonction de la cinématique du piston. On a étudié le cycle de fonctionnement de deux types de moteurs diesel ; un moteur à aspiration naturelle, et un moteur suralimenté. Pour cela on a choisi Le moteur Volkswagen Polo IV 1.9. Nous avons modélisé les quatre temps du cycle du moteur.

Les résultats obtenus ont été représentés sous forme de courbes dans le dernier chapitre de ce travail.

Mots clés : moteur Diesel, aspiration naturelle, suralimentation, étude comparative, performances énergétiques, fonction de Wiebe.

Abstract

Internal combustion engines have been, and will remain for the foreseeable future, a vital and active area of engineering education and research.

The purpose of this present work is to provide a modern approach to the study of internal combustion engines.

Based on the Wiebe method of modeling the combustion phenomenon in Diesel engines, which estimates the proportion of fuel burned during the combustion process as a function of the piston kinematics. We studied the operational cycle of two types of Diesel engines, a naturally aspirated engine and a supercharged engine. We chose the Volkswagen Polo IV 1.9 and we modeled the four strokes of the engine cycle.

We presented the obtained results in the form of curves in the last chapter of this work.

Keywords: Diesel engine, natural aspiration, turbocharging, comparative study, energy performances, Wiebe function.

Résumé

Les moteurs à combustion interne ont été, et resteront dans un avenir prévisible un domaine vital et actif de la formation et de la recherche en ingénierie.

L'objectif de ce présent travail est de donner une approche moderne de l'étude des moteurs à combustion interne en particulier les moteurs Diesel.

On se basant sur la méthode de Wiebe pour la modélisation du phénomène de la combustion dans les moteurs Diesel et qui estime la proportion du carburant brûlé lors du processus de combustion en fonction de la cinématique du piston. On a étudié le cycle de fonctionnement de deux types de moteurs diesel ; un moteur à aspiration naturelle, et un moteur suralimenté. Pour cela on a choisi Le moteur Volkswagen Polo IV 1.9. Nous avons modélisé les quatre temps du cycle du moteur.

Les résultats obtenus ont été représentés sous forme de courbes dans le dernier chapitre de ce travail.

Mots clés : moteur Diesel, aspiration naturelle, suralimentation, étude comparative, performances énergétiques, fonction de Wiebe.

Abstract

Internal combustion engines have been, and will remain for the foreseeable future, a vital and active area of engineering education and research.

The purpose of this present work is to provide a modern approach to the study of internal combustion engines.

Based on the Wiebe method of modeling the combustion phenomenon in Diesel engines, which estimates the proportion of fuel burned during the combustion process as a function of the piston kinematics. We studied the operational cycle of two types of Diesel engines, a naturally aspirated engine and a supercharged engine. We chose the Volkswagen Polo IV 1.9 and we modeled the four strokes of the engine cycle.

We presented the obtained results in the form of curves in the last chapter of this work.

Keywords: Diesel engine, natural aspiration, turbocharging, comparative study, energy performances, Wiebe function.