



Université Mohamed Khider de Biskra
Faculté des Sciences et de la Technologie
Département de Génie Mécanique

MÉMOIRE DE MASTER

Domaine : Sciences et Techniques

Filière : Génie Mécanique

Spécialité : Energétique

Réf. :

Présenté et soutenu par :
HAMIDANI ABDELLAH

Le : mercredi 10 juillet 2019

Etude du système de recirculation des gaz d'échappement EGR pour minimiser les rejets des NOx dans un moteur diesel 1.6 HDi

Jury :

Dr.	JOUDI Tarek	MC	Université de Biskra	Président
Dr.	BENARFAOUI Arfaoui	MC	Université de Biskra	Encadreur
Pr.	MOUMMI Nour Eddine	Pr	Université de Biskra	Examineur

Année universitaire : 2018 - 2019

Dédicaces

*Je tiens à dédier ce modeste travail à tous ceux qui me sont chers :
À ceux qui ont fait de moi ce que je suis :*

*Mes très chers parents pour qui je n'oublierai jamais leur grande
affection ; leur soutien et leur encouragement ; tout le long de
mes études.*

- *À ma très chère sœur, Meriem*
- *À mes très chers amis, Oussama, Bilal*
- *À tous mes collègues de la promotion 2018-2019*
- *À tous ceux qui me sont chers et qui sont aujourd'hui absents.*

HAMI

REMERCIEMENT

Tout d'abord, je remercie Allah, le tout grand puissant de m'avoir donné la force, le courage, la patience et la volonté de mener à bien Ce travail.

*Je remercie mon encadreur **Mr.Arfaoui BENARFAOUI** de m'avoir encadré durant cette année de préparation du projet de fin d'étude et de m'avoir guidé et m'a mis sur la bonne voie de la Recherche*

*Un profond remerciement à **Pr. MOUMMI Nouredine** et **Dr. JOUDI Tarek** d'avoir accepté d'examiné et évaluée ce modeste travail en leur qualité d'examineur et membre du jury*

J'adresse mes sincères remerciements à tous les professeurs, intervenants et toutes les personnes qui, par leurs paroles, leurs écrits, leurs conseils et leurs critiques ont guidé mes réflexions et ont accepté à me rencontrer et répondre à mes questions durant mes recherches.

Enfin, je remercie tous mes Ami(e)s de la promotion 2018/2019 pour leur sincère amitié et confiance, et à qui je dois ma reconnaissance et mon attachement.

À tous ces intervenants, je présente mes remerciements, mon respect et ma gratitude

Sommaire

Dedicace	I
Remerciements	II
Sommaire	III
Liste des figures	VII
Liste des tableaux	X
Nomenclature	XI
Introduction générale	2

Chapitre I : Principe de la combustion chez les moteurs diesel

I-1) Généralité sur les moteurs thermique.....	4
I-1-1) Moteurs a combustion externe.....	4
I-1-2) Moteurs a combustion interne.....	4
I-2) Les quatre temps du moteur diesel	5
I-2-1) Temps d'admission : 1er temps.....	5
I-2-2) Temps de compression : 2ème temps.....	5
I-2-3) Temps de travail (détente) : 3ème temps.....	6
I-2-4) Temps d'échappement : 4ème temps.....	6
I-3) Le cycle d'un moteur diesel à 4 temps.....	7
I-4) Avantages et inconvénients des moteurs diesel.....	7
I-4-1) Avantages.....	7
I-4-2) Inconvénients.....	7
I-5) L'ordre d'injection.....	8
I-5-1) Moteur à 4 cylindres.....	8
I-6) Le diagramme théorique d'un moteur diesel.....	8

I-6-1) 1er temps : L'admission.....	8
I-6-2) 2ème temps : La compression.....	9
I-6-3) 3ème temps : La combustion Détente.....	9
I-6-3-1) Combustion à pression constante :	9
I-6-3-2) Détente isentropique.....	9
I-6-4) 4ème temps : Échappement (évacuation des gaz brûlés)	9
I-7) Diagramme mixte	10
I-8) Diagramme réel d'un moteur diesel	11
I-9) Description organique du moteur	12
I-9-1) Les principaux organes fixes.....	12
I-9-1-1) Bloc moteur.....	12
I-9-1-2) Culasse.....	13
I-9-1-3) Joint de culasse.....	13
I-9-1-4) Carter.....	14
I-9-1-5) Collecteurs.....	14
I-9-2) Les principaux organes mobiles.....	14
I-9-2-1) Le piston	14
I-9-2-2) La bielle	15
I-9-2-3) Le vilebrequin	15
I-9-2-4) Arbre à came	16
I-9-2-5) Soupapes.....	16
I-9-2-6) Voulant du moteur.....	17

Chapitre II : Etude des techniques de dépollution du moteur diesel

II-1) Introduction	19
II-2) Les émissions de polluants	20
II-3) Description des principaux gaz émis par les moteurs et leurs conséquences	21
II-3-1) Le monoxyde de carbone	21
II-3-2) Les hydrocarbures imbrûlés	21
II-3-3) Les oxydes d'azote	21
II-3-4) Le dioxyde de soufre (SO ₂)	21
II-3-5) Les particules	22
II-4) L'impacte sur la santé et l'environnement	22
II-4-1) Les pluies acides.....	22

II-4-2) Le trou dans la couche d'ozone.....	22
II-4-3) L'effet de serre	23
II-5) Les principaux polluants	24
II-6) La réglementation et le contrôle	25
II-6-1) La réglementation des émissions de polluants.....	25
II-6-2) Le contrôle des émissions de polluants	26
II-6-3) La préparation du véhicule au contrôle	27
II-6-4) La procédure de contrôle.....	27
II-7) La réaspiration des vapeurs d'huile	28
II-8) La recirculation des gaz d'échappement	28
II-8-1) La stratégie de fonctionnement	29
II-8-2) La stratégie de modes dégradés.....	30
II-8-3) Le débitmètre	31
II-8-4) Le refroidissement	31
II-8-5) Le volet by-pass	32
II-8-6) Le contrôle de la vanne EGR	32
II-8-6-1) Contrôle à l'aide de l'outil de diagnostic CLIP	32
II-8-6-2) Contrôles au multimètre	33
II-8-6-3) Contrôle à l'oscilloscope	33
II-8-6-4) Contrôle visuel	33
II-8-7) Le contrôle du débitmètre d'air	33
II-8-7-1) Contrôle à l'aide de l'outil de diagnostic CLIP	33
II-8-7-2) Contrôles au multimètre	34
II-8-7-3) Contrôles visuels	34
II-9) Recyclage des gaz d'échappement (EGR)	34
II-10) Conclusion	36

Chapitre III : Détermination de la température maximale du moteur

III-1) Le choix des valeurs caractérisant de moteur.....	38
III-1-1) Données relatives au moteur DV6.....	38
III-2) Etablissement du diagramme réel d'un moteur à quatre temps.....	39
III-2-1) Admission.....	39
III-2-1-1) Détermination de la quantité théorique de l'air nécessaire pour une combustion complète d'un Kg de combustible	39

III-2-1-2) La quantité réelle d'air admise dans le cylindre.....	40
III-2-1-3) Détermination des paramètres d'admission.....	41
III-2-1-4) Détermination des coefficients d'admission et des gaz résiduels.....	41
III-2-2) Compression.....	45
III-2-2-1) Calcule des paramètres de la compression.....	46
III-2-3) Combustion et détente.....	46
III-2-3-1) Les contrains influant sur la combustion.....	47
III-2-3-2) Le processus thermodynamique de la combustion	47
III-2-3-3) Calcule des paramètres de combustion.....	48
III-2-4) Détente.....	53
III-2-4-1) Détermination des paramètres de la détente.....	54
III-2-5) Echappement.....	55
III-2-5-1) Traçage de diagramme théorique	56
III-2-5-2) Traçage des cycles théorique	57

Chapitre IV : Détermination de la quantité de gaz brulés à recycler

IV-1) Determiner la masse à recycler	65
Conclusion générale.....	68
Références bibliographiques.....	69
Résumé	

LISTE DU FIGURES

Figure I.1 : Admission.....	5
Figure I.2 : Compression.....	5
Figure I.3 : Combustion et détente.....	6
Figure I.4 : Echappement.....	6
Figure I.5 : Cycle de fonctionnement d'un moteur diesel à 4 temps.....	6
Figure I.6 : Diagramme moteur.	8
Figure I.7 : L'épure circulaire.....	10
Figure I.8 : Diagramme mixte.	11
Figure I.9 : Diagramme réel.	12
Figure I.10 : Bloc moteur.	12
Figure I.11 : Culasse.	13
Figure I.12 : Joint de culasse.	13
Figure I.13 : Carter.....	14
Figure I.14 : Collecteur.....	14
Figure I.15 : Le piston	15

Figure I.16 : La bielle.	15
Figure I.17 : Le vilebrequin.	15
Figure I.18 : Arbre à came.	16
Figure I.19 : Soupape.	17
Figure I.20 : Voulant du moteur.	17
Figure II.1 : Les émissions de polluants	20
Figure II.2 : L'effet de serre.	23
Figure II.3 : L'évolution des normes antipollution.	25
Figure II.4 : La plaque signalétique.	25
Figure II.5 : L'opacimétrie.	26.
Figure II.6 : Le circuit de ré aspiration des vapeurs d'huile.	28
Figure II.7 : La recirculation des gaz d'échappement.	29
Figure II.8 : Les paramètres de la vanne EGR.	30
Figure II.9 : Le débitmètre.	31
Figure II.10 : Le refroidisseur de gaz d'échappement.	31
Figure II.11 : Le volet by-pass.	32
Figure II.12 : l'actionneur de l'électrovanne EGR.	33
Figure II.13 : Courbes de levées théoriques des soupapes d'admission et d'échappement,	

ligne pointillée pour l'échappement et ligne continue pour l'admission.....35

Figure II.14 : Diagramme synoptique d'un système de recyclage EGR par voie externe...35

Figure III.1 : La courbe d'admission43

Figure III.2 : La courbe de la compression45

Figure III.3 : La courbe de détente54

Figure III.4 : La courbe d'échappement.....55

Figure III.5. Diagramme réel du moteur.....59

Liste des tableaux

Tableaux I.1 : Ordre de fonctionnement des cylindres	8
Tableaux III.1 : Récapitulatif.....	57
Tableaux III.2 : Résultats de phase de compression et détente.....	58
Tableaux III.3 : Capacité thermique molaire moyenne des gaz à volume constant.....	60
Tableaux III.4 : Energie interne des produits de combustion.....	61
Tableaux III.5 : Capacité calorifique des produits de combustion.....	62
Tableaux III.6 : L'énergie interne des gaz.....	63

Nomenclature

Notations latines

AI	L'Avance à l'Injection	[-]
AOA	Avance à l'Ouverture à l'Admission	[-]
AOE	Avance à l'Ouverture à l'Echappement	[-]
Cp	Chaleur spécifique de l'aire fraîche	[-]
Cp'	Chaleur spécifique du mélange (air+gaz résiduelles)	[-]
Cp''	Chaleur spécifique des gaz résiduels	[-]
m	L'exposant poly-tropique de la détente des gaz résiduels pendant la phase d'admission	[-]
M0	Quantité théorique de l'air	[Mole/kg]
M1a	Quantité réel d'air à fin d'admission	[Mole/kg]
M1	Quantité réel d'air admis dans le cylindre	[Mole/kg]
M2	Quantité des gaz brûlé	[Mole/kg]
n1	L'exposant poly-tropique phase de compression	[-]
n2	L'exposant poly-tropique phase de détente	[-]
P0	Pression atmosphérique	[M Pa]
Pmax	Pression maximale de cycle	[M Pa]
PMB	Point mort bas	[-]
PMH	Point mort haut	[-]
Pr	Pression des gaz résiduels	[M Pa]
Q	Quantité de chaleur transférée	[J/K mole]
Qh	le pouvoir calorifique du combustible	[J/K mole]
R	La constante universelle des gaz	[J/K mole]
RFA	Retarde Fermeture à l'Admission	[-]
RFE	Retarde Fermeture à l'Echappement	[-]
T0	Température ambiante	[K°]
Ta	Température de fin d'admission	[K°]
Tz	Température maximale	[K°]
U	L'énergie interne de kilo mole des gaz	[J/K mole]
Uc	L'énergie interne de combustion	[J/K mole]

V₀	Volume occupé par l'air aspiré	[L]
V_h	Cylindre unitaire de moteur	[L]

Notations grecques

ς	Rapport volumétrique (compression)	[-]
ΔT	Augmentation de température du fluide moteur admis par le contact avec les parois	[K°] [-]
ΔM	Variation du volume après la combustion	[-]
λ₂	Coefficient de balayage de chambre de combustion	[-]
λ_t	Coefficient de correction de la chaleur spécifique	[-]
ξ_z	Coefficient d'utilisation de la chaleur au point z	[-]
ξ_b	Coefficient d'utilisation de la chaleur au point b	[-]
γ	L'exposant adiabatique	[-]
α	Coefficient de l'excès d'aire	[-]
ε	Taux de compression	[-]
η_v	Coefficient d'admission (de remplissage)	[-]
γ_r	Coefficient des gaz résiduels	[-]
λ	Coefficient de construction de la bille-manivelle	[-]
β₀	Coefficient de variation du volume après la combustion	[-]
β	Coefficient de variation réelle	[-]
β_z	Coefficient de variation au point Z	[-]
ρ	Rapport d'augmentation de volume pendant la combustion	[-]

INTRODUCTION

GÉNÉRALE

Introduction générale

L'un des polluants les plus nocifs dont il souffre le moteur est le NOx , qui se produisent d'une combustion oxydante à haute température .Le système EGR à pour objectifs de réduire les NOx .

Ce travail de thèse porte sur l'étude théorique et expérimentale des systèmes de recirculation des gaz d'échappement dans un moteur diesel 1.6 HDi.

La recirculation des gaz d'échappement, ou EGR consiste à rediriger une partie des gaz d'échappement des moteurs à combustion interne dans le collecteur d'admission. La recirculation de ces gaz d'échappement permet de diminuer les émissions des oxydes d'azote. L'EGR fonctionne essentiellement à faible charge du moteur et à un régime de 2500 tr/min. Le taux des gaz réinjectés varie de 5 à 35 %

L'objectif de notre travail consiste à déterminer la masse du gaz d'échappement à recirculer pour minimiser les NOx .et comment déterminer cette masse.

Pour atteindre cet objectif nous avons scindé notre travail en quatre chapitres :

Le premier chapitre est on décrit le principe de la combustion chez les moteurs diesel d'aujourd'hui

Le deuxième chapitre est consacré à l'étude des techniques de dépollution du moteur diesel

Le troisième chapitre l'étude thermodynamique, nous allons déterminer la température maximale du moteur

Le dernier chapitre comprend la détermination de la quantité des gaz brûlés à recycler

CHAPITRE I :

PRINCIPE DE LA COMBUSTION CHEZ LES MOTEURS DIESEL

I-1) Généralité sur les moteurs thermique

Les moteurs thermiques sont des machines transformant l'énergie calorifique (chaleur) en énergie mécanique (travail).

Les moteurs à combustion se répartissent en trois classes :

- 1 - Les moteurs alternatifs parmi lesquels on distingue les moteurs à explosion (allumage commandé) et les moteurs diesel (auto-allumage)
- 2 - Les moteurs rotatifs ou turbines.
- 3 - Les moteurs à réaction que l'on peut subdiviser en réacteur proprement dit et en (statoréacteur, pulsoréacteur et fusée)

I-1-1) Moteurs a combustion externe :

Ce type de moteur n'est plus utilisé aujourd'hui, bien que certains inventeurs isolés aient mis au point au cours des années des modèles expérimentaux de voitures mues par un moteur à vapeur, le combustible utilisé pour produire la vapeur brûle à l'extérieur du moteur, c'est d'où vient ce nom de moteur à combustion externe.

I-1-2) Moteurs a combustion interne :

C'est comme son nom l'indique, une machine thermique dans laquelle le moteur reçoit la chaleur de combustion d'un combustible brûlant à l'intérieur de ce moteur, alors la source chaude se trouve en quelque sorte, à l'intérieur de celui-ci.

Les moteurs a combustion interne de type à piston sont largement employés (automobile, tracteur, avion, ect...)

L'organe principal de tout le moteur à piston est le cylindre, dans lequel se déplace un piston relié par l'intermédiaire d'un système bielle-manivelle, à l'organe consommateur du travail.

Ma chambre de combustion comporte deux orifice fermé par des soupapes dont l'une permet au début de cycle la pénétration de l'air ou d'un mélange combustible et l'autre à l'échappement des gaz brûlés après la réalisation du cycle.

Un tel moteur se compose essentiellement d'un ou plusieurs cylindres dans chacun desquels se déplace un piston, ce piston constitue la paroi mobile de l'enceinte dans laquelle se produit la combustion.

Le piston coulissant dans le cylindre ne peut avoir qu'un mouvement alternatif (linéaire).

Pour obtenir un mouvement circulaire continu, on relie le piston à l'arbre moteur (vilebrequin) par une bielle articulée à ces deux extrémités.

I-2) Les quatre temps du moteur diesel :

C'est l'ensemble des phases successives nécessaires pour transformer l'énergie calorifique produite dans le cylindre en énergie mécanique.

Le cycle débute avec le piston au point mort haut PMH et se réalise en 2 tours de manivelle c'est-à-dire en 4 courses de piston.

I-2-1) Temps d'admission : 1er temps

Le piston se déplace vers le bas.

La soupape d'admission est ouverte.

Le cylindre aspire uniquement de l'air

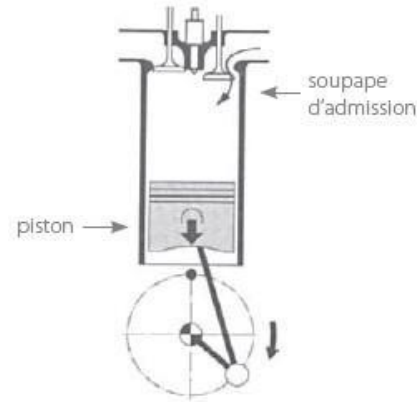


Figure I-1 Admission

I-2-2) Temps de compression : 2ème temps

Le piston se déplace vers le haut, tandis que les deux soupapes sont fermées. L'air est à présent comprimé.

Le gazole est injecté dans l'air chaud, au moyen d'un injecteur situé entre les soupapes.

A cause de la chaleur de l'air comprimé, le carburant pulvérisé en fines gouttelettes s'enflamme.

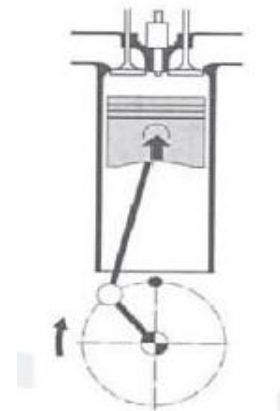


Figure I-2 Compression

I-2-3) Temps de travail (détente) : 3ème temps

Sous l'effet de l'augmentation de pression, Le piston est repoussé vers le bas et l'énergie est transmise au vilebrequin.

Pendant cette phase, les deux soupapes sont fermées.

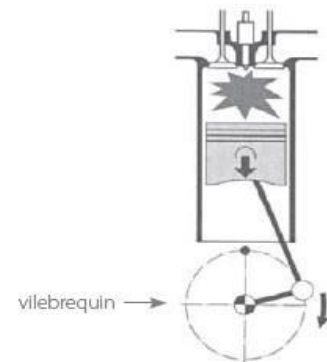


Figure I-3 Combustion détente

I-2-4) Temps d'échappement : 4ème temps

Le piston remonte pendant que la soupape d'échappement est ouverte.

Au cours de cette phase, le mélange brûlé est refoulé vers l'extérieur (soupape d'échappement ouverte).

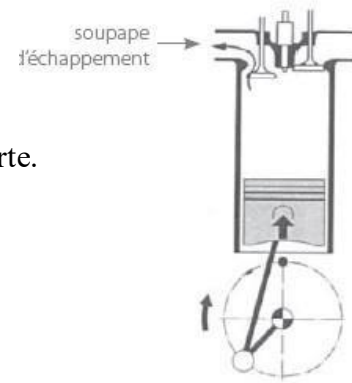


Figure I-4 Echappement

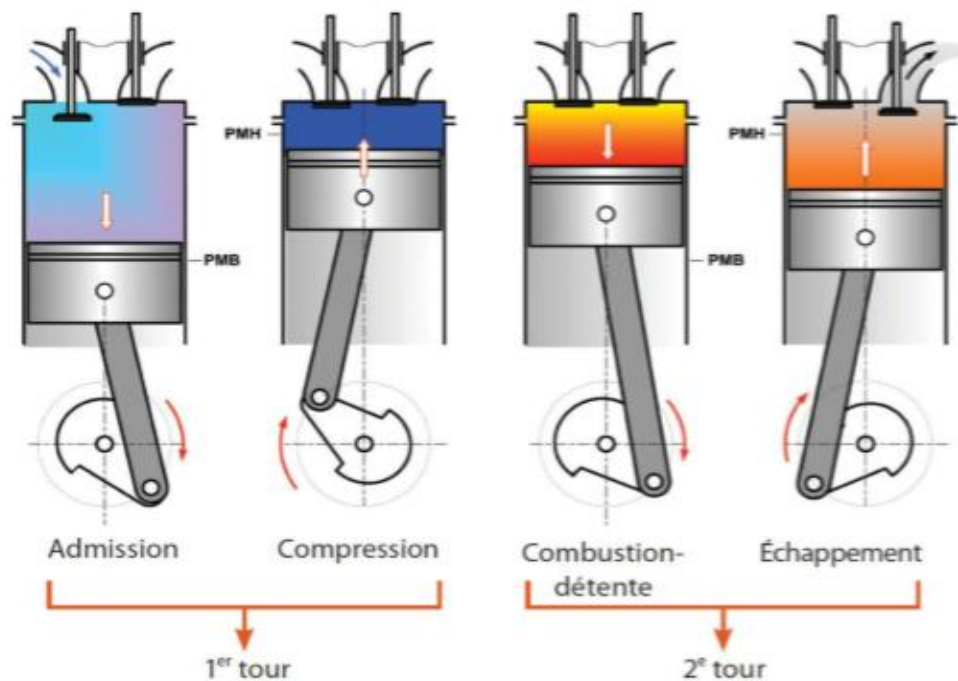


Figure I-5 Décomposition du cycle à quatre temps du moteur Diesel

I-3) Le cycle d'un moteur diesel à 4 temps :

Un cycle est une suite d'opérations qui se succèdent dans un ordre bien défini et à la fin desquelles il est près de recommencer. Sur les automobiles, on utilise surtout les moteurs à 4 temps dont lesquels la combustion du gasoil se déroule en 4 phases ; *Ces 4 temps sont:*

- L'admission.
- La compression.
- La détente.

- L'échappement.

I-4) Avantages et inconvénients des moteurs diesel

I-4-1) Avantages :

- Meilleur rendement : grâce à l'augmentation du rapport volumétrique la combustion est plus complète et la consommation spécifique est réduite (en moyenne de 200 g/kW/h contre 330 g/kW/h pour le moteur à essence).
- Le couple moteur est plus important et il reste sensiblement constant pour les faibles vitesses.
- Le combustible employé coûte moins cher.
- Les risques d'incendie sont moindres car le point d'inflammation du gazole est plus élevé que celui de l'essence.
- Les gaz d'échappement sont moins toxiques car ils contiennent moins d'oxyde de carbone.

I-4-2) Inconvénients :

- Les organes mécaniques doivent être surdimensionnés.
- Le bruit de fonctionnement est élevé.
- La température dans les chambres de combustion est élevée ce qui implique un refroidissement plus efficace.
- L'aptitude au démarrage à froid est moins bonne qu'un moteur à allumage commandé.

I-5) L'ordre d'injection :

I-5-1) Moteur à 4 cylindres:

L'ordre de marche utilisé pour les moteurs à 4 cylindres est : 1-3-4-2 la répartition des phases des différents cylindres au d'un cycle complet est résumée dans le tableau n° 01 suivant : [1]

<i>CYL 1</i>	<i>Admission</i>	<i>Compression</i>	<i>Comb_Détente</i>	<i>Echappement</i>
<i>CYL 2</i>	<i>Compression</i>	<i>Comb_Détente</i>	<i>Echappement</i>	<i>Admission</i>
<i>CYL 3</i>	<i>Echappement</i>	<i>Admission</i>	<i>Compression</i>	<i>Comb_Détente</i>
<i>CYL 4</i>	<i>Comb_Détente</i>	<i>Echappement</i>	<i>Admission</i>	<i>Compression</i>

Tableau I-1 : Ordre de fonctionnement des cylindres [1]

I-6) Le diagramme théorique d'un moteur diesel :

I-6-1) 1er temps : L'admission

Remplissage des cylindres avec l'air à pression

Atmosphérique: lorsque le piston se déplace de son PMH à son PMB, il y a aspiration d'air par la soupape d'admission ouverte.

Le cylindre restant en communication avec l'atmosphère, on peut dire que la pression dans le cylindre est de 1 atm, **P=1bar** pendant l'admission.

La transformation peut être représentée par la droite (0-1). [2]

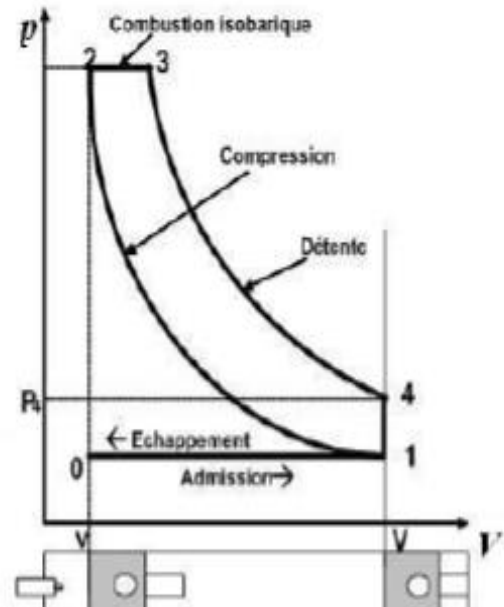


Figure I-6 Diagramme moteur [2]

I-6-2) 2ème temps : La compression

L'air est fortement comprimé et porté à une température supérieure à celle d'auto inflammation du carburant, le rapport volumétrique est très élevé.

Compression isentropique : courbe (1-2) figure ci dessous :

I-6-3) 3ème temps : La combustion Détente

Les soupapes d'admission et d'échappement sont toujours fermées ; Le carburant est injecté sous pression en fin de compression et s'enflamme spontanément au contact de l'air surchauffé.

I-6-3-1) Combustion à pression constante : droite (2-3)

C'est une transformation au cours de laquelle le volume et la température du gaz varient alors que sa pression reste constante. Elle ne peut résulter que d'un apport ou d'un retrait de chaleur au gaz.

I-6-3-2) Détente isentropique

Détente du gaz chaud le long de la courbe (3-4) qui ramène le volume à V_2 , mais à une pression P_5 supérieure à celle de l'atmosphère.

I-6-4) 4ème temps : Échappement (évacuation des gaz brûlés) :

Au point 4, la soupape d'échappement s'ouvre pour que les gaz brûlés sortent à l'extérieur du cylindre (début d'échappement). La pression chute de P_4 à P_1 (droites (4-1)). Le piston se déplace du P.M.B au P.M.H (droites (1-0)), c'est son premier point de départ, pour chasser les gaz brûlés et permettre le commencement d'un nouveau cycle. [2]

L'épure circulaire :

- AOA : caractérise l'angle d'Avance à l'Ouverture à l'Admission.
- RFE : caractérise l'angle de Retard à la Fermeture à l'Admission.
- AOE : caractérise l'angle d'Avance à l'Ouverture à l'Echappement.
- RFA : caractérise l'angle de Retard à la Fermeture à l'Echappement.
- AI : caractérise l'Avance à l'Injection

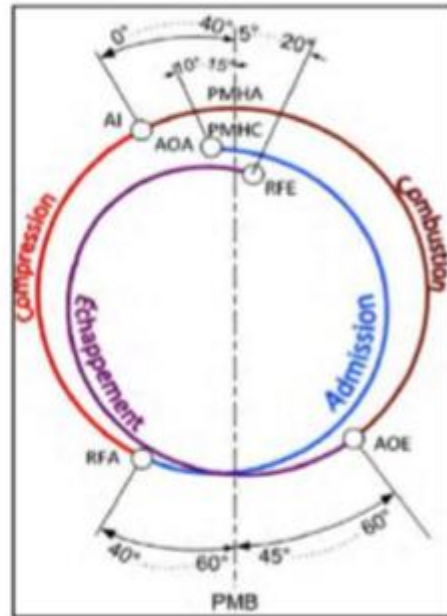


Figure I-7 L'épure circulaire [3]

Terminologies des moteurs:

- PMH: point mort haut. Position haute du piston.
- PMB: point mort bas. Position basse du piston.

I-7) Diagramme mixte :

Dans le cycle à introduction mixte de la chaleur ; une partie de cette chaleur est introduite à volume constant et l'autre partie est introduite à pression constante il est composé des transformations suivante :

- ✓ une compression adiabatique (1-2)
- ✓ une introduction de la chaleur à volume Constant (2-3)
- ✓ une introduction de la chaleur à pression Constante (3-4)
- ✓ une détente adiabatique (4-5)
- ✓ une prise de chaleur à volume constant (5-1)

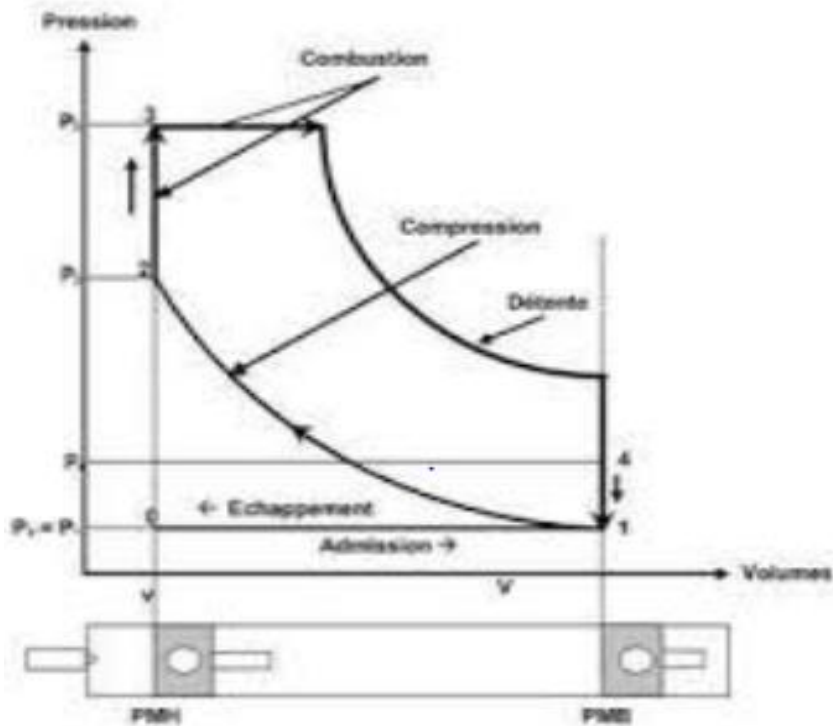


Figure I-8 Diagramme mixte [2]

Dans les moteurs diesels rapides, la grande partie des processus du dégagement de la chaleur et de la formation du mélange se fait au fur et à mesure de l'introduction du combustible dans le cylindre, et part conséquent, les premières portions du combustible se brûlent spontanément presque à volume constant, alors que les autres portions se brûlent par la suite presque à pression constante pour cette raison on suppose que les moteurs diesels rapides fonctionnent selon le cycle à introduction mixte de la chaleur.[2]

I-8) Diagramme réel d'un moteur diesel :

Le diagramme théorique ne tient pas compte de certains inconvénients :

- La mise en mouvement d'un gaz n'est pas instantanée due à son inertie et l'ouverture des soupapes n'est pas instantanée - La variation de la température est modifiée par les échanges avec l'extérieur.
- Le délai d'inflammation n'est pas pris en compte et la combustion complète demande un certain temps.

Pour remédier à ces problèmes et obtenir un rendement aussi bon que possible et un diagramme le plus proche possible du diagramme théorique, on modifie le temps d'ouverture des soupapes ainsi que le point d'allumage de l'ensemble gazeux. [2]

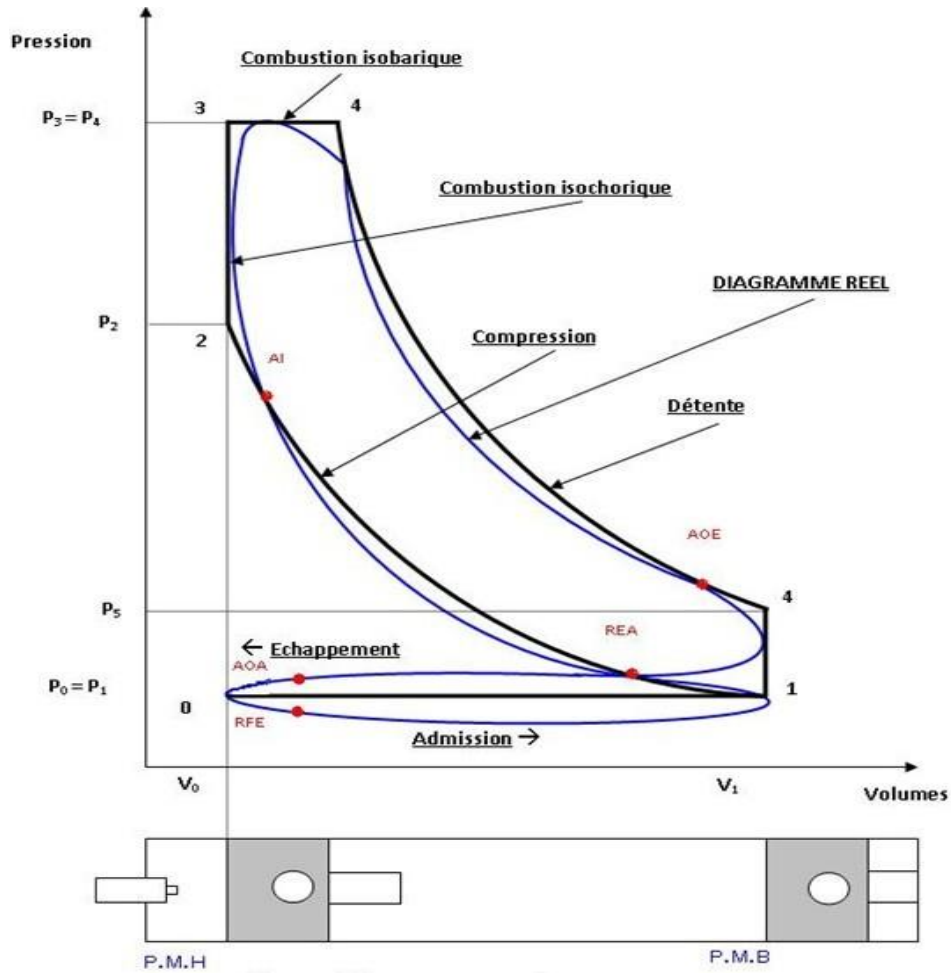


Figure I-9 Diagramme réel d'un moteur diesel

I-9) Description organique du moteur :

I-9-1) Les principaux organes fixes :

I-9-1-1) Bloc moteur :

C'est la pièce maîtresse du moteur. Il est généralement coulé en fonte d'une seule pièce.

Les cylindres peuvent être usinés ou évidés pour recevoir des chemises. Une circulation d'eau assure son refroidissement. Afin de vidanger le circuit d'eau, le bloc cylindre est muni d'un bouchon de vidange placé au point le plus bas du cylindre.



Figure I-10 Bloc moteur [16]

I-9-1-2) Culasse :

Disposée à l'extrémité supérieure du cylindre, elle ferme le cylindre et constitue la chambre de combustion. Elle comporte les éléments de distribution, l'injecteur, les conduits d'admission et d'échappement. Très fortement sollicitée du point de vue thermique, des chambres d'eau sont nécessaires à son refroidissement.

Le volume de la chambre de combustion détermine le rapport volumétrique. Le type d'injection, directe ou indirecte, son mode de distribution, deux, trois ou quatre soupapes par cylindre conditionnent directement son dessin.



Figure I-11 Culasse [17]

I-9-1-3) Joint de culasse:

Généralement constitué, de deux feuilles de cuivre enserrant une feuille d'amiante, ou réduit quelque fois à sa plus simple expression : une simple feuille de cuivre, le joint de culasse assure l'étanchéité entre la culasse et le bloc cylindre.



Figure I-12 Joint de culasse [18].

I-9-1-4) Carter :

Supérieur, inférieur ou de distribution, réalisés en tôle emboutie ou moulés en alliage léger ils constituent des caches ou des couvercles qui ferment les différentes faces du moteur.

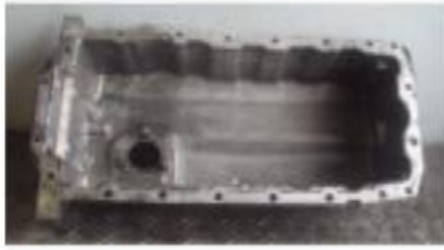


Figure I-13 Carter [19]

I-9-1-5) Collecteurs :

Le collecteur d'admission regroupe les conduits qui amènent les gaz frais aux soupapes d'admission et le collecteur d'échappement contient ceux qui emmènent les gaz brûlés depuis les soupapes d'échappement.

Ce sont des pièces moulées, en alliage léger pour l'admission et en fonte pour l'échappement.



Figure I-14 Collecteur [20].

I-9-2) Les principaux organes mobiles :

I-9-2-1) Le piston :

C'est une pièce ouverte à sa partie inférieure, il coulisse à l'intérieur du cylindre, sa face supérieure est soumise à la poussée des gaz et la transmet à la bielle à laquelle il est relié par un axe.

Autrement dit paroi mobile du cylindre, il réalise les variations de volume nécessaires à la réalisation du cycle, transformation de la pression en force motrice, son déplacement sous une force permet d'accomplir un travail.[3]



Figure I-15 Le piston

I-9-2-2) La bielle :

C'est une pièce de forme rectiligne allongé(4), elle de Liaison entre le mouvement rectiligne alternatif du piston et le mouvement circulaire du vilebrequin. [3]



Figure I-16 La bielle

I-9-2-3) Le vilebrequin :

Transformation de la force transmise par la bielle en un couple moteur, entraînement en rotation des organes annexes et des accessoires, liaison avec la transmission. L'ensemble bielle-manivelle transforme le mouvement rectiligne alternatif du piston en un mouvement circulaire. [3]



Figure I-17 Le vilebrequin

I-9-2-4) Arbre à came :

Les arbres à came sont généralement en fonte nodulaire ou en fonte malléable à cœur noir, parfois en acier forgé. Ils tournent dans des paliers lisses fixés sur la culasse, ou percés dans la culasse même. Pour tenir à l'usure, les arbres à came acier sont cémentés trempés ou nitrurés, et ceux en fonte trempés.

Une came consiste en une rampe d'ouverture, une partie excentrée appelée lobe, une rampe de fermeture et un talon. La forme ou le profil des cames est déterminé très soigneusement de façon à ce qu'elles ouvrent les

soupapes à la bonne vitesse et les soulèvent sans imposer de contrainte excessive aux parties mobiles et avec minimum de bruit. Plusieurs types de cames sont employés : quart de course, trois-quarts de course et pleine course. Les cames pleine course sont employées dans les moteurs à haut rendement. Elles sont conçues pour ouvrir davantage les soupapes et pour accélérer leur ouverture et leur fermeture, sans tenir compte de l'augmentation du bruit qui en résulte et qui est largement compensé par l'accroissement du rendement volumétrique ainsi obtenu.



Figure I-18 Arbre à came [24]

I-9-2-5) Soupapes:

Selon la conception, la puissance du moteur, le nombre de soupapes par cylindre varie généralement au nombre de deux, une d'admission, une d'échappement. Certains moteurs, en vue d'améliorer le remplissage du cylindre, peuvent être dotés de trois voire quatre soupapes par cylindre. Chaque soupape se compose d'une tête munie d'une portée conique et d'une queue permettant le guidage.

Soumises à des mouvements alternatifs très rapides, les portées de soupape se détériorent, l'étanchéité de la chambre de combustions est remise en question, des problèmes de démarrage et de manque de puissance apparaissent. Il est alors temps d'intervenir.

Les poussoirs de soupape sont des pièces placées entre l'extrémité de la tige de soupape (moteurs à soupapes latérales), ou la tige de poussoir (moteurs à soupapes en tête) et l'arbre à cames.

Le poussoir se déplace sur une came de l'arbre à cames et lorsque le lobe de la came passe sous le poussoir, il le soulève. Les poussoirs de soupape peuvent être de type mécanique ou hydraulique.



Figure I-19 Soupape

I-9-2-6) Volant du moteur:

Le volant moteur situé en bout de vilebrequin emmagasine de l'énergie durant le temps moteur (combustion / détente). Il restitue durant les temps non moteur.

Le volant moteur est une masse d'inertie qui régularise et équilibre la rotation du vilebrequin.



Figure I-20 Volant du moteur [16].

CHAPITRE II :

ETUDE DES TECHNIQUES DE DÉPOLLUTION DU MOTEUR DIESEL

II-1) Introduction :

La préservation et l'amélioration de la santé comptent parmi les objectifs fondamentaux de la protection de l'environnement. Un air propre et respirable est une condition essentielle du bien-être de toute société. La pollution atmosphérique telle que nous la subissons actuellement est une source d'agression contre l'organisme humain.

Etant donné que les polluants atmosphériques entrent en contact avec l'organisme essentiellement par les voies aériennes supérieures, c'est dans le système respiratoire que sont localisés la majorité de leurs effets. Gaz, particules de poussières et fumées provoquent des irritations des muqueuses entraînant des irritations oculaires, des pharyngites, une baisse de la fonction pulmonaire, un recul des défenses immunitaires et, par voie de conséquence, une vulnérabilité accrue à certaines maladies comme les pneumonies.

La pollution de l'air résulte d'une combinaison complexe et dynamique de nombreux polluants. La pollution atmosphérique résulte en grande partie de processus de combustion (transport, industrie, chauffage domestique).

I-2) Les émissions de polluants :

Selon les conditions de la combustion, le moteur diesel peut rejeter à l'échappement des gaz ayant différentes compositions chimiques. Idéalement, lorsque la combustion diesel est complète, à savoir que tout l'oxygène et le carburant nécessaires à une réaction chimique de combustion équilibrée sont utilisés, les seuls rejets seraient de la vapeur d'eau (H₂O) et du dioxyde de carbone (CO₂).

En pratique, la combustion n'est jamais totale ce qui multiplie le nombre de composants gazeux ou solides rejetés par le moteur diesel dans l'atmosphère.

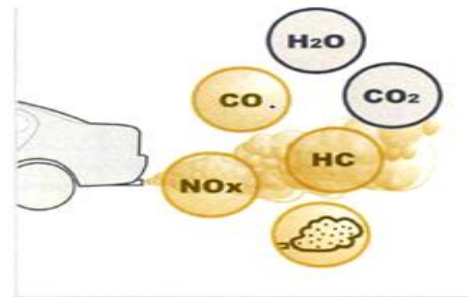
Les quatre principaux polluants combattus par les constructeurs sont les suivants (Figure 2-1) :

Les hydrocarbures imbrûlés (HC),

Les oxydes d'azote (NO_x),

Le monoxyde de carbone (CO),

Les particules solides (PS) sous forme de fumées noires



Figure

II-1 les émissions de polluants

Les principales causes de production des polluants sont les suivantes :

CO	Combustion incomplète de carburant.
NO _x	Fonctionnement en excès d'air.
HC	Fuites et vapeurs d'huile, Fuites et vapeurs de carburant, Combustion riche.
PARTICULES	Zones riches du mélange.

des yeux, malaises,
polluants

Ces
sont à l'origine des brouillards de pollution appelés SMOG et des pluies acides.

II-3) Description des principaux gaz émis par les moteurs et leurs conséquences :

a) Le monoxyde de carbone :

Il est produit par la combustion incomplète d'un mélange riche. La concentration en CO atteint une valeur maximale dans chaque cylindre pendant la combustion. Une partie de ce CO est oxydée au cours de la détente des gaz et se transforme en CO₂.

En mélange pauvre .la température de combustion étant moins élevée, la formation du CO résulte surtout de variations cycliques du mélange et de sa mauvaise répartition (turbulence et brassage insuffisant).

b) Les hydrocarbures imbrûlés :

Les émissions de HC du véhicule proviennent de deux sources différentes. D'une part, il s'agit d'hydrocarbures imbrûlés dus à un mélange peu homogène, d'autre part à des vapeurs du moteur qui n'ont pas brûlées (vapeur d'huile).

Les particules de HC émises par le tuyau d'échappement sont responsables des odeurs de gaz. Une haute concentration des HC peut donc porter atteinte à la santé.

La pénétration profonde des particules fines dans les voies respiratoires provoque une irritation bronchitique et une nocivité pour les poumons. Les HC s'attaquent au système nerveux avec un effet narcotique ; certains sont cancérogènes.

c) Les oxydes d'azote :

Le terme « oxydes d'azote » désigne le monoxyde d'azote (NO) et le dioxyde d'azote (NO₂).issus de l'azote atmosphérique contenu dans l'air, Leur formation et leur concentration dépend principalement de la température de pointe (plus élevée) qui règne dans la chambre de combustion, ainsi que la durée de ses effets .ce qui produit surtout du monoxyde d'azote (NO), et en plus faible quantité du bioxyde d'azote (NO₂).

Les oxydes d'azote, avec les composés organiques volatils, interviennent dans le processus de formation de la pollution photo-oxydante et de l'ozone dans la basse atmosphère.

d) Le dioxyde de soufre (SO₂) :

Il provient essentiellement de la combustion de combustibles fossiles contenant du soufre comme le gazole.

C'est un gaz irritant, incolore et soluble dans l'eau

e) Les particules :

Les particules désignent tout matériau (hormis l'eau non combinée) qui, dans des conditions normales, se trouve à l'état solide (Cendres, Carbone, Suie) ou liquide dans les émissions d'échappement. Pendant

l'échauffement des zones riches, les gouttelettes de combustible se fractionnent en vapeur et en particules de carbone libre. Si ces particules de carbone ne peuvent brûler en raison d'un mélange incomplet, d'un manque local d'oxygène, ou après extinction d'une flamme dans un endroit froid, elles se retrouveront dans les gaz d'échappement.

A ces particules de carbone viendront s'ajouter des hydrocarbures non brûlés ou partiellement brûlés (il s'agit souvent d'aldéhydes à l'odeur pénétrante) et des éléments parasites du gazole, tels que le soufre, le tout formant les suies.

II-4) L'impacte sur la santé et l'environnement :

La pollution atmosphérique apparaît de plus en plus présente en ville. Elle resurgit lors des périodes de grandes chaleurs.

Aujourd'hui, nous pouvons affirmer que même à des niveaux faibles, la pollution a des effets néfastes sur notre santé.

Selon l'Organisation Mondiale de la Santé, "trois millions de personnes meurent chaque année sous l'effet de la pollution atmosphérique, soit 5 % des 55 millions de décès annuels dans le monde.

A court terme, il existe une association entre la pollution atmosphérique et la mortalité.

A long terme, la pollution atmosphérique, source de mortalité, représente une quantité d'années de vies perdues : elle réduit l'espérance de vie des humains. Les effets de la pollution atmosphérique se ressentent sur les écosystèmes mais aussi sur les bâtiments : corrosion, noircissement, encroûtement et altérations diverses.

a) Les pluies acides

Les pluies acides sont des précipitations qui présentent une acidité particulièrement élevée. L'acidité de ces pluies est principalement due au dioxyde de soufre (SO₂) et aux oxydes d'azote (NO_x) qui se transforment, dans l'atmosphère, en acide sulfurique (H₂SO₄) et en acide nitrique (HNO₃). Ces pluies acides provoquent l'acidification des lacs et le dépérissement des forêts.

b) Le trou dans la couche d'ozone

Située à environ 30 km d'altitude, la couche d'ozone filtre et nous protège des rayons solaires ultraviolets. Le « trou d'ozone antarctique » a été détecté pour la 1^{ère} fois en 1985. Il est dû au CFC (chlorofluorocarbones) et aux oxydes d'azote.

c) L'effet de serre

Phénomène naturel, l'effet de serre maintient une température de 15°C qui permet la vie sur Terre. Mais la pollution engendrée par les activités humaines augmentent les concentrations de gaz à effet de serre. Au cours du 20^{ème} siècle, un réchauffement général de la planète de +0,5°C a été observé. Si ce

phénomène persiste, le réchauffement de la planète pourrait entraîner la fonte des glaciers et une élévation du niveau moyen des mers.

L'oxyde de carbone (CO) produit par les combustions incomplètes, représente le principal polluant de l'air en masse. Sa teneur est usuellement mesurée à des taux compris entre 20 et 40ppm dans les atmosphères urbaines polluées, le seuil de toxicité étant fixé à 100ppm. Le CO est un toxique respiratoire très puissant qui bloque la fixation de l'oxygène par l'hémoglobine en se combinant à cette dernière de façon irréversible.

Le CO₂ produit de toutes les combustions complètes, est responsable directement de l'effet de serre en retenant au voisinage du sol les rayonnements infrarouges calorifiques. Tout accroissement de sa concentration atmosphérique induit automatiquement un réchauffement des basses couches de l'atmosphère.

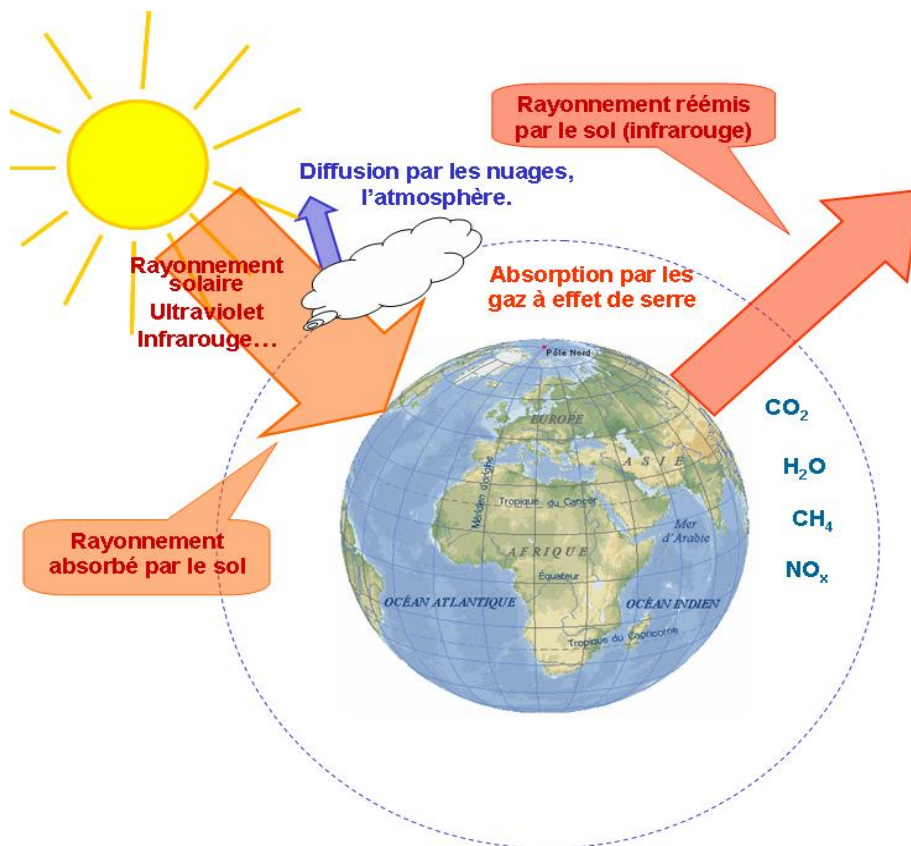


Figure II.2.L'effet de serre

II-5) Les principaux polluants :

Espèces polluantes	Origine	Effet sur la santé
Dioxyde d'azote. NO₂	Oxydation du monoxyde d'azote issu de la combustion de l'azote de l'air ou celui contenu dans le carburant ou combustible (voitures, avions au décollage ou en montée)	Irritations, diminution possible des défenses immunitaires et accroissement de la sensibilité des bronches aux infections microbiennes.
Dioxyde de soufre SO₂	Combustion des produits soufrés (charbon et pétrole) par le chauffage, les voitures, les avions mais aussi par d'autres procédés industriels.	Irritations des muqueuses des voies aériennes, accroissement des pathologies respiratoires.
Monoxyde de carbone CO	Combustion complète (voiture à essence, avions au roulage et en stationnement).	Prend la place de l'oxygène pour se combiner à l'hémoglobine du sang, ce qui conduit à une hypoxie tissulaire, cérébrale et cardiaque.
Ozone O₃	C'est le plus connu des photo-oxydants ; C'est un polluant secondaire issu des réactions photochimiques initiées essentiellement par les oxydes d'azote et les hydrocarbures.	Irritations oculaires, migraines, toux ; altération de la fonction pulmonaire accentuée par un effort physique.
Hydrocarbures Non-méthaniques (HCNM)	Combinaison d'atomes d'hydrogènes et de carbone issu de l'industrie et de la combustion incomplète des carburants.	Irritations des yeux, toux, action cancérogène augmentée par les poussières qui absorbent les hydrocarbures et les déposent dans l'appareil respiratoire.
Poussières. (fumées noires)	Combustion de matières fossiles, véhicules au diesel, avion au roulage ou en stationnement.	Transport des polluants jusqu'aux alvéoles pulmonaires, attaque des muqueuses nasales, augmentation de la sensibilité aux infections pulmonaires.

II-6) La réglementation et le contrôle :

II-6-1) La réglementation des émissions de polluants

Les émissions de polluants sont réglementées par des normes antipollution de plus en plus restrictives (Figure II.3).

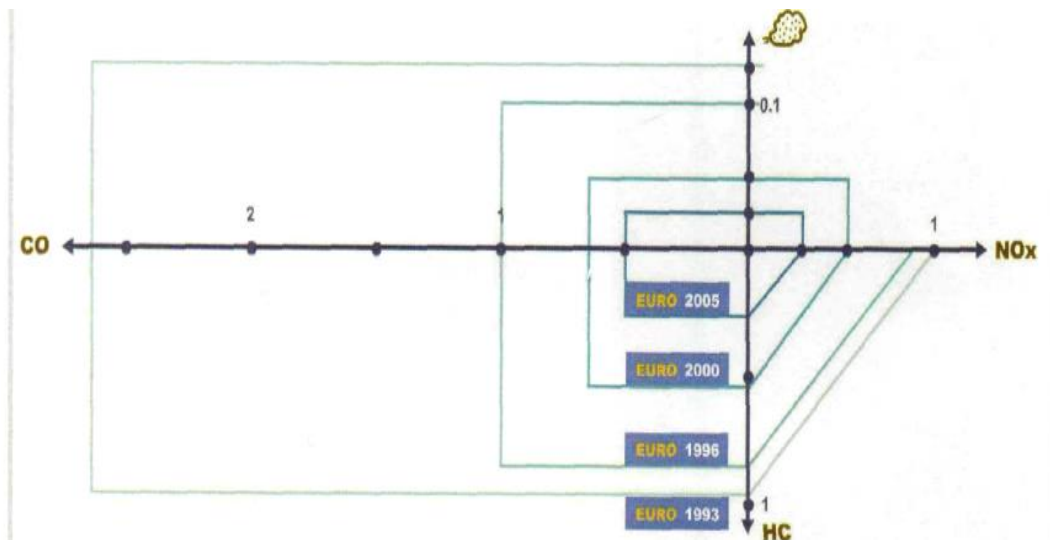


Figure II.3. L'évolution des normes antipollution.

L'opacité des fumées doit être conforme à la législation en vigueur relative au contrôle technique des véhicules.

ATTENTION

Lors d'un contrôle d'opacité, se référer impérativement aux dispositions applicables au contrôle technique des véhicules dans chaque pays.

Sur certains véhicules une plaque signalétique auto-adhésive placée dans le compartiment moteur, indique la valeur d'homologation (figure II.4).

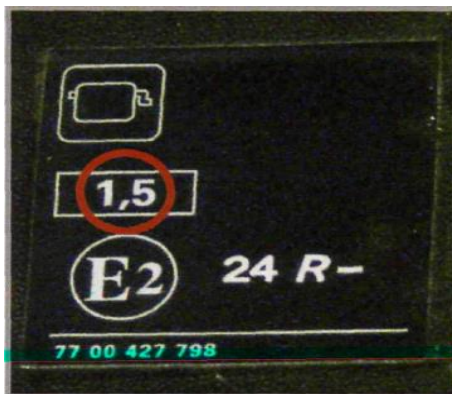


Figure II.4. La plaque signalétique

II-6-2) Le contrôle des émissions de polluants :

L'opacité des gaz d'échappement résulte de la présence des particules de carbone issues de la combustion du gazole.

Plus le nombre de particules est élevé, plus l'opacité et donc la pollution sont importantes

Le contrôle des gaz d'échappement à l'opacimétrie permet de vérifier la conformité du véhicule par rapport aux normes.

(Figure II.5).

Le contrôle de l'opacité nécessite plusieurs cycles d'accélération "Pied à Fond".



Figure II.5 l'opacimétrie

Un contrôle des émissions de polluants peut être effectué dans les cas suivants :

- Pour valider un dysfonctionnement moteur (plainte client),
- En phase finale (contrôle de conformité), pour valider la conformité anti pollution,
- Lors d'un pré-contrôle technique ou d'un contrôle antipollution.

ATTENTION

Tout véhicule qui émet des fumées excessives doit être diagnostiqué et remis en conformité.

II-6-3) La préparation du véhicule au contrôle :

Les principaux points à vérifier sont les suivants :

- L'absence de défaut (présent ou mémorisé).
- Le système EOBD.
- Le niveau et l'état de huile.
- La ligne d'échappement.
- La température d'huile moteur.
- Le régime de coupure d'injection.

ATTENTION

Le contrôle d'opacité ne peut être effectué qu'avec un niveau d'huiles motrices et un régime de régulation (régime de coupure) à vide conformes.

II-6-4) La procédure de contrôle

Il existe deux procédures de contrôle.

- **Procédure de contrôle de l'opacité.**

Cette procédure est destinée au contrôle technique et au contrôle routier.

- **Procédure de détermination de la valeur d'opacité.**

Cette procédure est complémentaire à celle du contrôle de l'opacité et destinée aux ateliers de réparation.

REMARQUE

La procédure logicielle qui s'applique au contrôle de l'opacité est définie selon la directive arrêtée dans le pays. Se référer aux valeurs de conformité et à la procédure de contrôle de la documentation technique



Se référer aux valeurs de conformité et à la procédure de contrôle de la documentation technique.

II-7) La réaspiration des vapeurs d'huile :

Le circuit de réaspiration des vapeurs d'huile sert à recycler les vapeurs de carburant contenues dans l'huile.

Les vapeurs sont acheminées dans la tubulure d'admission via une soupape régulatrice pour être finalement brûlées à la combustion (Figure II.6).

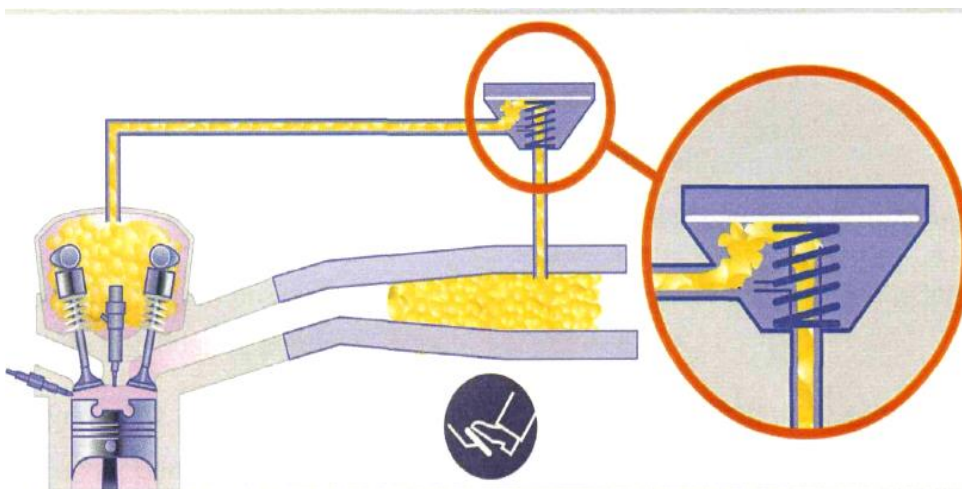


Figure II.6. Le circuit de réaspiration des vapeurs d'huile

A **faible charge**, les vapeurs d'huile sont recyclées en grande quantité dans la tubulure d'admission.

A **forte charge**, les vapeurs d'huile sont recyclées en faible quantité via un orifice calibré.

II-8) La recirculation des gaz d'échappement :

La fonction "Recirculation des gaz d'échappement" ou EGR permet de réduire la teneur en oxydes d'azote des gaz d'échappement.

Cette fonction utilise les éléments suivants :

- le capteur de température d'eau,
- le capteur volant moteur,
- le capteur de position de la pédale d'accélérateur,
- la vanne de recirculation des gaz d'échappement,
- le capteur de position de la vanne de recirculation des gaz d'échappement.

Les oxydes d'azote présents dans les gaz d'échappement sont dus à une température de combustion élevée.

La vanne EGR est pilotée par un courant puisé modulé (RCO). En envoyant des gaz d'échappement qui ont déjà brûlé à l'admission, la quantité d'oxygène qui participe à la combustion diminue. La température de combustion est donc moins élevée (figure II.7).

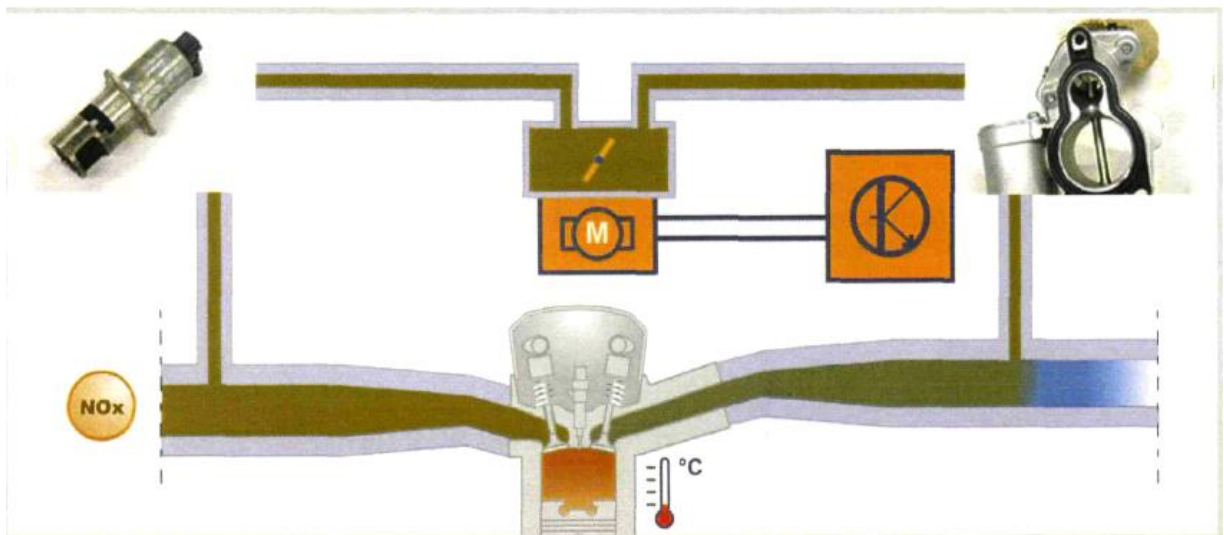


Figure II.7. La recirculation des gaz d'échappement

La vanne EGR peut se présenter sous les formes suivantes

- Une soupape actionnée par un électroaimant,
- Un volet actionné par un moteur électrique.

II-8-1) La stratégie de fonctionnement :

Les conditions généralement requises pour permettre la recirculation des gaz d'échappement sont les suivantes (figure II.8) :

- le moteur est chaud,
- le moteur tourne à un régime moyen,
- la position de la pédale d'accélérateur correspond à une charge moyenne.

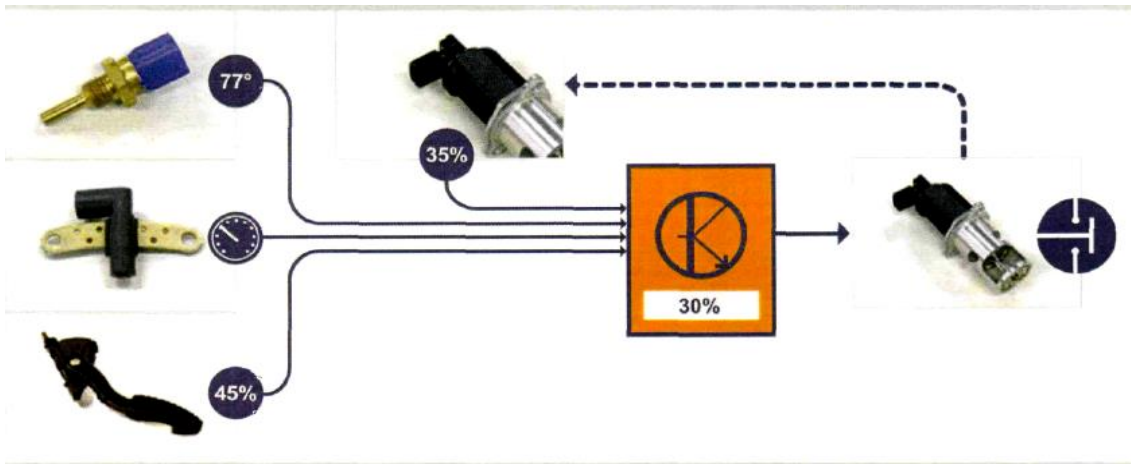


Figure II.8. Les paramètres de la vanne EGR

En fonction des différents paramètres, le calculateur détermine un taux de recirculation souhaité.

Le capteur de position de la vanne EGR transmet la position réelle de la vanne EGR.

II-8-2) La stratégie de modes dégradés

Tout défaut sur les éléments de la fonction "Recirculation des gaz d'échappement" entraîne une inhibition de la fonction.

ÉLÉMENT EN DEFAUT	MODE DÉGRADÉ
Capteur de température d'eau	Fonction inhibée
Capteur volant moteur	Pas de mode dégradé
Capteur de pédale d'accélérateur	Fonction inhibée
Electrovanne de recirculation des gaz d'échappement	Pas de mode dégradé

II-8-3) Le débitmètre :

Monté après le filtre à air, le débitmètre mesure la masse d'air frais aspiré par le moteur (figure II.9)

Le débitmètre permet de gérer la quantité de gaz d'échappement à admettre pour garantir les meilleurs taux de recirculation



Figure II.9.le débitmètre.

$$\text{DEBIT MOTEUR} = \text{DEBIT DEBITMETRE} + \text{DEBIT EGR}$$

Les véhicules non équipés d'un débitmètre disposent d'un capteur de température d'air. Associé à la pression de suralimentation, le capteur de température d'air permet au calculateur de calculer la masse d'air aspiré.

II-8-4) Le refroidissement :

Certains circuits EGR disposent d'un élément de refroidissement des gaz recyclés (figure II.10).

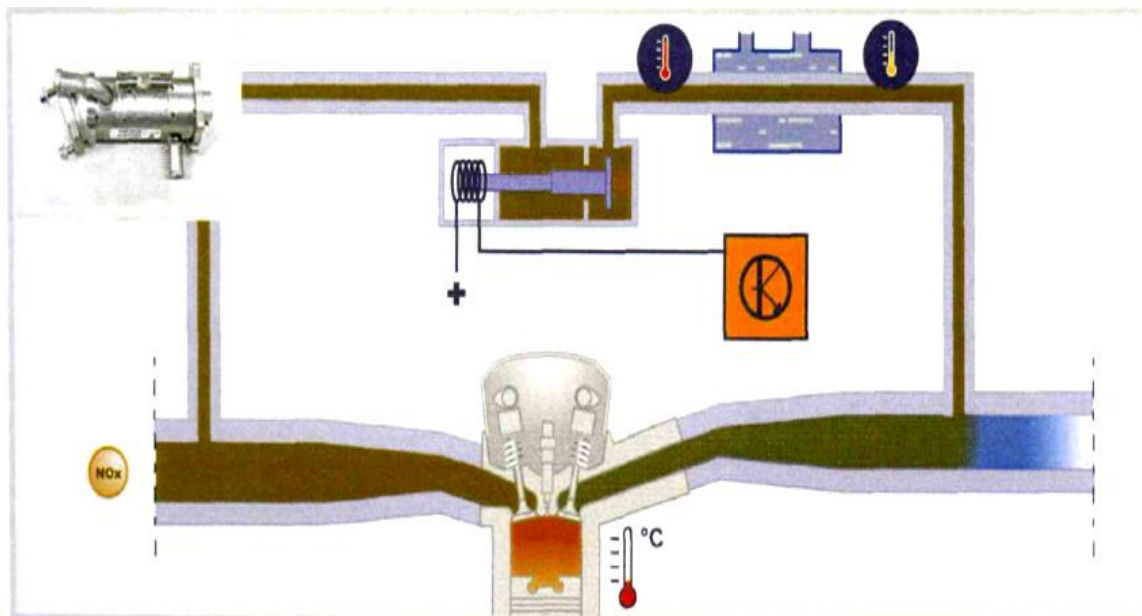


Figure II.10. Le refroidisseur de gaz d'échappement

Les gaz recyclés traversent un échangeur refroidi par le circuit de refroidissement du moteur.

REMARQUE

La réduction de la température des gaz recyclés diminue d'avantage la quantité d'oxydes d'azote.

II-8-5) Le volet by-pass :

Certains systèmes utilisent un volet by-pass.

Selon les conditions de température, ce volet oriente les gaz recyclés à travers le refroidisseur ou directement à l'admission (figure II.11).

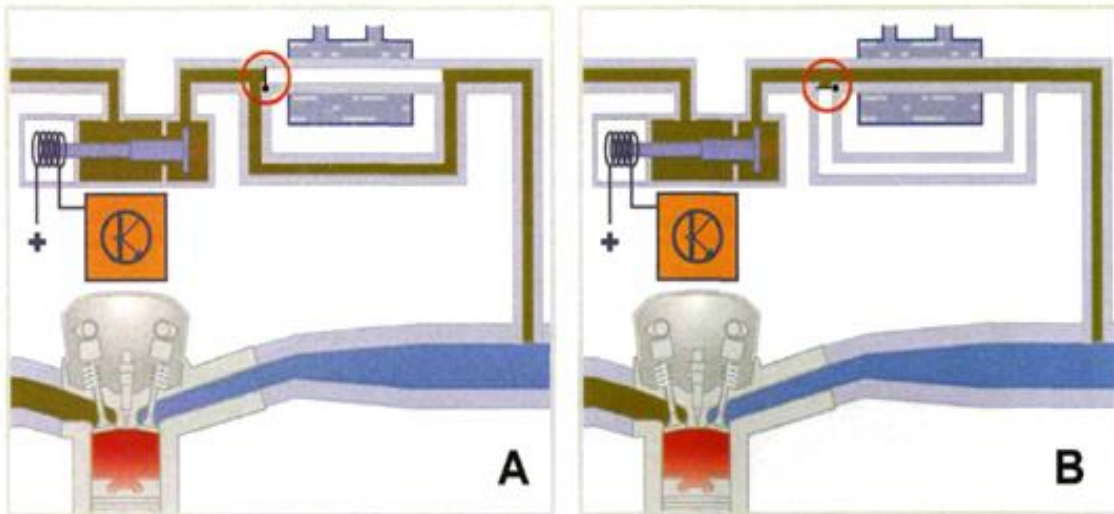


Figure II.11. Le volet by-pass.

Durant la montée en température du moteur, les gaz recyclés ne sont pas refroidis (A).

Une fois le seuil de température atteint, les gaz traversent le refroidisseur (B).

Le volet by-pass est activé pneumatiquement via une électrovanne pilotée par le calculateur d'injection.

II-8-6) Le contrôle de la vanne EGR :

II-8-6-1) Contrôle à l'aide de l'outil de diagnostic CLIP

- conformité des valeurs aux normes constructeur.
- mode commande.

II-8-6-2) Contrôles au multimètre :

- continuité, isolement des lignes.
- résistance et isolement de l'électrovanne.
- résistance et isolement du potentiomètre.
- tension d'alimentation.

II-8-6-3) Contrôle à l'oscilloscope :

- visualisation du signal de commande.

II-8-6-4) Contrôle visuel :

- conformité du montage pneumatique (selon le type).

Le nettoyage de la vanne EGR (partie mécanique) doit-être effectué selon la méthode décrite dans la documentation technique du véhicule correspondant.

L'outil Mot. 1757 permet d'actionner la soupape de l'électrovanne afin de la nettoyer correctement (figure II.11).



vanne EGR

Figure II.11. L'actionneur de l'électrovanne EGR

ATTENTION

Après le remplacement de la vanne EGR, effectuer impérativement l'effacement des adaptatifs

II-8-7) Le contrôle du débitmètre d'air

II-8-7-1) Contrôle à l'aide de l'outil de diagnostic CLIP :

- conformité des valeurs aux normes constructeur.

II-8-7-2) Contrôles au multimètre

- alimentation,
- continuité du faisceau
- tension de sortie.

II-8-7-3) Contrôles visuels :

- pollution des grilles
- intégrité des éléments.



La liste des contrôles est donnée à titre indicatif. Se référer aux valeurs de conformité et à la procédure de contrôle de la documentation technique.

II-9) Recyclage des gaz d'échappement (EGR) :

Le recyclage des gaz d'échappement, couramment appelé EGR (« Exhaust Gas Recirculation »), est un système inventé au début des années 1970 qui consiste à rediriger une partie des gaz d'échappement du moteur dans le collecteur d'admission de ce dernier. Ce système, adopté depuis une dizaine d'année sur la majorité des moteurs Diesel, a pour effet de diminuer la formation d'oxydes d'azote NOx. L'idée est basée sur le fait que les NOx sont essentiellement produits sous hautes pressions et hautes températures. La dilution de l'oxygène de combustion avec des gaz d'échappement (déjà brûlés) contribue donc à l'abaissement de la température de pointe dans la chambre de combustion réduisant ainsi considérablement la formation des NOx (parfois jusqu'à 30%).

Il existe actuellement deux façons différentes de réaliser le recyclage des gaz d'échappement :

- Après la phase d'échappement, la soupape d'admission commence à s'ouvrir avant que la soupape d'échappement soit complètement fermée. Ainsi, une partie des gaz brûlés peut rester dans le cylindre ou circuler vers le collecteur d'admission en fonction du rapport entre la pression dans le collecteur d'admission et celle dans le collecteur d'échappement. Cette méthode permet d'effectuer un recyclage interne des gaz d'échappement en contrôlant la zone de croisement d'ouverture des soupapes d'admission et d'échappement. Notons qu'avec cette technique un recyclage minimum des gaz est toujours présent. La figure II.12 illustre les levées de soupape d'admission et d'échappement en fonction de l'angle du vilebrequin du moteur.

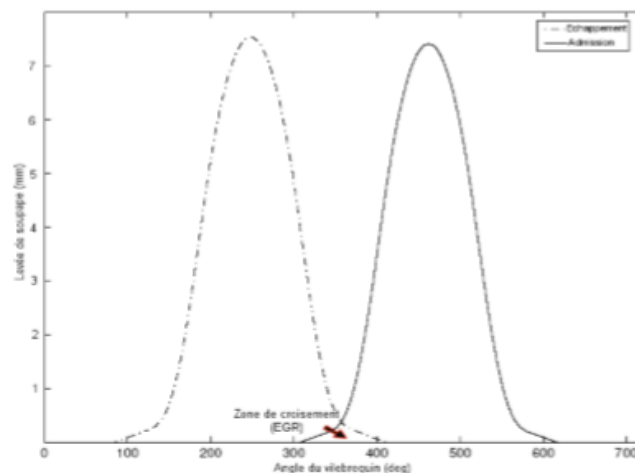


Figure II.12. Courbes de levées théoriques des soupapes d'admission et d'échappement, ligne pointillée pour l'échappement et ligne continue pour l'admission.

- La deuxième façon de recycler les gaz d'échappement passe par une voie externe. Elle consiste à relier le collecteur d'échappement à celui d'admission en utilisant un tube métallique doté d'une vanne et souvent d'un échangeur de refroidissement. La vanne, contrôlée par un actionneur, permet de régler le débit des gaz recyclés. Quant à l'échangeur de refroidissement, il utilise le liquide de refroidissement du moteur afin de diminuer la température des gaz recyclés ce qui permet de réduire davantage la formation des NOx dans les cylindres. La figure II.13 montre un diagramme synoptique d'un système de recyclage EGR au sein du moteur. En effet, ce concept est utilisé dans le moteur étudié dans le cadre de cette mémoire.

II-10) Conclusion :

Cette recherche bibliographique a permis de parcourir les travaux effectués avec les procédés de recirculation des gaz d'échappement. A travers cette recherche, les scientifiques ont pu mettre en œuvre la corrélation qui lie les gaz nocifs et la combustion ainsi que le processus à mettre en œuvre pour leur réduction. Les chercheurs ont obtenu des résultats significatifs avec les systèmes EGR pouvant aller jusqu'à 90% de réduction d'oxyde d'azote dont les conséquences peuvent impacter sur le fonctionnement du moteur si le taux de recirculation est élevé. Des études ont permis de trouver la valeur optimale du taux de recirculation pour une meilleure efficacité des EGR. La plupart des recherches ont été menées avec du gasoil ou du biodiesel soit pur ou mixte et pratiquement pas avec des huiles végétales pures d'où l'enjeu de notre mémoire. L'objectif visé par ce mémoire est d'étudier voir optimiser la recirculation des gaz d'échappement dans un moteur diesel ID ayant comme combustible les huiles végétales afin de contribuer à un renforcement documentaire des publications agro-carburants.

CHAPITRE III :

DÉTERMINATION DE LA TEMPÉRATURE MAXIMALE DU MOTEUR

III-1) le choix des valeurs caractérisaient le moteur :

Les paramètres thermodynamiques caractérisant les moteurs diesel sont données dans des intervalles ; Les valeurs choisies doivent correspondre aux dimensions caractéristiques du moteur en question (la course et l'alésage), c'est-à-dire quelles sont déterminées par le calcul.

III-1-1) Données relatives au moteur DV6 :

1. Pression température ambiantes : $P_0 = 0.1 \text{ M Pa} \longrightarrow T_0 = 290 \text{ }^\circ\text{K}$

2. Pression et Température des gaz résiduels :

$$P_r = 1.05 P_0 \longrightarrow P_r = 0.105 \text{ M Pa}$$

$$T_r = 700 \text{ à } 900 \text{ }^\circ\text{K} \longrightarrow T_r = 850 \text{ }^\circ\text{K}$$

3. L'exposant poly tropique :

3. a/ Phase de compression : $n_1 = 1.34 \text{ à } 1.39 \longrightarrow n_1 = 1.37$

3. b/ Phase de détente : $n_2 = 1.14 \text{ à } 1.23 \longrightarrow n_2 = 1.19$

4. Augmentation de température du fluide moteur admis par le contact avec les parois ΔT :

$$\Delta T = 20 \text{ à } 40 \text{ }^\circ\text{C} \longrightarrow \Delta T = 31 \text{ }^\circ\text{C}$$

5. Coefficient d'admission supplémentaire : $\lambda_1 = 1.02 \text{ à } 1.07 \longrightarrow \lambda_1 = 1.05$

6. Coefficient de balayage de la chambre de combustion : $\lambda_2 = 0 \text{ à } 1 \longrightarrow \lambda_2 = 1$

7. Coefficient de correction de la chaleur spécifique λ_t en fonction de α :

$$\alpha = 1.7 \longrightarrow \lambda_t = 1.1$$

8. Exposant poly tropique m : $m = 1.5$

9. Coefficient d'utilisation de la chaleur au point z :

$$\xi_z = 0.65 \text{ à } 0.85 \longrightarrow \xi_z = 0.81$$

10. Coefficient d'utilisation au point B :

$$\xi_b = 0.85 \text{ à } 0.90 \longrightarrow \xi_b = 0.88$$

III-2) Etablissement du diagramme réel d'un moteur à quatre temps

Tous les moteurs thermiques font appel aux transformations thermodynamiques d'une masse gazeuse pour passer de l'énergie chimique contenue dans le combustible à l'énergie mécanique directement exploitable sur l'arbre moteur, en portant les valeurs de pression du gaz à chaque instant sur l'axe des ordonnées, et les volumes qu'ils ont causés ces pressions, sur l'axe des abscisses, pendant un cycle on peut obtenir le diagramme théorique d'un moteur qui se compose de quatre parties qui se succèdent dans l'ordre ci-après :

- 1- Admission : le premier temps
- 2- Compression : le deuxième temps
- 3- Combustion-détente : le troisième temps
- 4- Echappement : le quatrième temps [1].

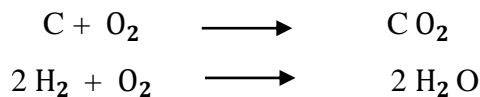
III-2-1) Admission :

Théoriquement, la phase d'admission commence lorsque le piston arrive au point mort haut (PMH) ; au moment où la soupape d'échappement vient de se fermer et celle d'admission s'ouvre jusqu'à ce que le piston atteigne le point mort bas (PMB).

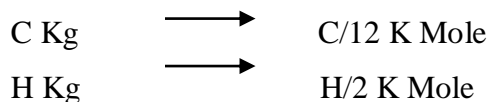
Dans cette phase on cherche à remplir au maximum le cylindre de temps pour augmenter la puissance du moteur. [1]

III-2-1-1) Détermination de la quantité théorique de l'air nécessaire pour une combustion complète d'un Kg de combustible :

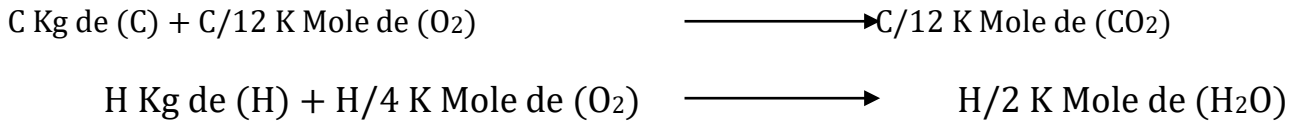
C'est la quantité théorique d'oxygène O_{th} ; minimale qui peut être importée pour l'oxydation complète d'1 Kg de combustible liquide composé essentiellement de C Kg de carbone, H Kg de hydrogène et de O Kg d'oxygène ; Elle est décrite par les réactions chimiques :



Nous savons que le combustible renferme par Kg :



On peut écrire :



Alors pour la combustion complète d'un Kg de combustible il faut :

$(C/12 + H/4)$ K Mole de (O_2) mais comme une partie de (O_2) existe déjà dans le combustible soit $(O/32)$ K Mole donc l'oxygène demandé sera :

$(C/12 + H/4 - O/32)$ K Mole et comme l'air contient 21% de (O_2) c'est-à-dire 1 m³ de (O_2) correspond à 4.76 m³ d'air donc la quantité théorique d'air nécessaire est :

$$M_0 = 4.76 (C/12 + H/4 - O/32) \text{ K Mole}$$

On a : $C = 0,870$; $H = 0,126$; $O = 0,004$

Donc: $M_0 = 0.4944 \text{ K Mole / Kg}$

III-2-1-2) La quantité réelle d'air admise dans le cylindre:

Dans la combustion la quantité d'air réellement utile (M_1) est un peut supérieur à la quantité théorique pour une combustion complète; c'est-à-dire avec un excès d'air symbolisé par un coefficient α ; telle que ($\alpha > 1$).

On a : $M_1 = \alpha \cdot M_0$ et $\alpha = 1.7$
(3.1)

$$M_0 = 0.4944 \text{ K Mole/Kg}$$

A.N: $M_1 = 0.8405 \text{ K Mole/ Kg}$

Remarque

Selon la valeur de coefficient, le mélange air+combustible peut être pauvre, stœchiométrique ou riche :

$\alpha > 1$: le mélange est dit pauvre

$\alpha = 1$: le mélange est dit stœchiométrique

$\alpha < 1$: le mélange est dit riche

III-2-1-3) Détermination des paramètres d'admission :

Détermination de Pa :

Pendant le corse d'admission, l'air introduit dans le cylindre est lié aux paramètres suivant:

➤ La température ambiante supposée égale à $T_0 = 17 \text{ °C}$.

➤ La pression atmosphérique qui est égale à $P_0 = 0.1 \text{ M Pa}$.

➤ L'augmentation de la température de l'air en contact avec les parois du cylindre $\Delta T = 31 \text{ °C}$.

➤ La pression des gaz résiduels P_r qui est choisie égale à 0.105 M Pa .

➤ La température des gaz résiduels $T_r = 850 \text{ °K}$.

On a : $P_a = P_0 \cdot 0.85$

(3.2)

avec : 0.85 est la pression atmosphérique dans la chambre de combustion

A.N: $P_a = 0.085 \text{ M Pa}$

III-2-1-4) Détermination des coefficients d'admission et des gaz résiduels: (η_v, γ_r)

Coefficient des gaz résiduels (γ_r) :

on a : $\gamma_r = \frac{M_r}{M_1}$

(3.3)

et : $M_r = \frac{(P_r \cdot V_c)}{(8314 \cdot T_r)} = \frac{(P_r \cdot V_h)}{(8314 \cdot (\epsilon - 1)) \cdot T_r}$

(3.4)

donc $M_1 = \frac{(P_0 \cdot V_0)}{8314 \cdot T_0}$

(3.5)

$V_0 =$ le volume occupé par l'air aspiré. $V_0 = \eta_v \cdot V_h$

Tel que : V_h est le volume d'écrit par la course du piston

Tel que : $\eta_v =$ coefficient d'admission.

Donc : $\gamma = \frac{M_r}{M_1} = \frac{P_r \cdot T_0}{P_0 \cdot (\epsilon - 1) \cdot T_r \cdot \eta_v}$ (3.6)

Coefficients d'admission (de remplissage) η_v :

On a :
$$\eta_v = V_0 / V_h$$

(3.7)

Au point a du cycle on a :
$$P_a \cdot V_a = R \cdot (M_{1a} + M_r) \cdot T_a$$

(3.8)

Et pour la quantité totale d'air M_1 :
$$P_o \cdot V_o = R \cdot M_1 \cdot T_o$$

(3.9)

Dans le cas général, la valeur de M_1 est grande par rapport à M_{1a}

Soit:
$$\lambda = (M_1 + M_r) / (M_{1a} + M_r) \quad (3.10)$$

Et on a: le coefficient supplémentaire $\lambda_1 = 1.02$ à 1.07 on a choisi $\lambda_1 = 1.05$

alors:
$$M_{1a} + M_r = \frac{M_1 + M_r}{\lambda_1} = \frac{P_a \cdot V_a}{R \cdot T_a} \quad (3.11)$$

Ou :
$$M_1 + M_r = \lambda_1 \cdot P_a \cdot V_a / (R \cdot T_a) \quad (3.12)$$

Et :
$$M_1 = (P_o \cdot V_h) \cdot \eta_v / (R \cdot T_o) \quad (3.13)$$

Donc:
$$(M_1 + M_r) / M_1 = (\lambda_1 \cdot P_a \cdot V_a \cdot T_o) / (T_a \cdot P_o \cdot V_h \cdot \eta_v) = 1 + \gamma_r \quad (3.14)$$

Avec:
$$V_a / V_h = \varepsilon \cdot V_c / ((\varepsilon - 1) \cdot V_c) = \varepsilon / (\varepsilon - 1) \quad \text{et : } \varepsilon = V_a / V_c \quad (3.15)$$

Donc :
$$\eta_v = (\lambda_1 \cdot \varepsilon \cdot P_a \cdot T_o) / (\varepsilon - 1) \cdot P_o \cdot T_a \cdot (1 + \gamma_r) \quad (3.16)$$

Calcul de T_a :

La température de fin d'admission T_a peut être déterminée en écrivant l'équation d'équilibre d'énergie entre l'air admis et le mélange air + gaz résiduels :

On définit : C_p : la chaleur spécifique de l'air frais.
 C_p' : la chaleur spécifique du mélange (air +gaz résiduelles)
 C_p'' : la chaleur spécifique des gaz résiduelles. [5]

On pose : $C_p'' = \lambda_t \cdot C_p$ (3.17)

Donc l'équation d'équilibre devient :

$$M_1 \cdot C_p \cdot (T_0 + \Delta T) + \lambda_2 \cdot M_r \cdot C_p'' \cdot T_r' = (M_1 + M_r) C_p \cdot T_a$$
 (3.18)

Avec λ_2 est le coefficient du balayage choisi : $\lambda_2 = 1$

Et : $M_1 + M_r = M_1 (1 + M_r / M_1)$ (3.19)

Donc : $T_a = [M_1 \cdot C_p \cdot (T_0 + \Delta T) + M_r \cdot T_r' \cdot \lambda_t \cdot C_p] / [C_p \cdot (M_1 + M_r)]$
(3.20)

Et : $T_r' = T_r \cdot (P_a / P_r)^{(m-1)/m}$ (3.21)

m : est l'exposant poly tropique de la détente des gaz résiduels pendant la phase d'admission :
 $m = 1.5$

T_a : devient alors :

$$T_a = C_p \cdot [M_1 \cdot (T_0 + \Delta T) + M_r \cdot T_r \cdot \lambda_t \cdot (P_a / P_r)^{(m-1)/m}] / [C_p (M_1 + M_r)]$$
 (3.22)

Et comme: $\gamma_r = M_r / M_1$ (3.23)

T_a : exprime en fonction de γ_r : $T_a = [\Delta T + T_0 + \gamma_r \cdot T_r \cdot \lambda_t \cdot (P_a / P_r)^{(m-1)/m}] / (\gamma_r + 1)$
(3.24)

En remplaçant γ_r par : $(P_r \cdot T_0) / P_0 \cdot (\varepsilon - 1) \cdot T_r \cdot \eta_v$ (3.25)

Et : η_v par : $\eta_v = (\lambda_1 \cdot \varepsilon \cdot P_a \cdot T_0 / (\varepsilon - 1) \cdot P_0 \cdot T_a \cdot (1 + \gamma_r))$
(3.26)

On obtient une équation à partir de la quelle on peut déterminer η_v :

$$\eta_v = (1/(\epsilon-1)) \cdot [T_0 / (T_0 + \Delta T) \cdot (P_a / P_0) \cdot [\epsilon \cdot \lambda_1 - \lambda_t \cdot (P_r / P_a)^{1/m}]]$$

(3.27) :

Et :

$$\gamma_r = (P_r / P_a) \cdot (T_0 + \Delta T) / T_r \cdot [1/(\epsilon \cdot \lambda_1 - \lambda_t \cdot (P_r / P_a)^{1/m})]$$

(3.28)

Avec : $P_a = 0.085 \text{ M}$ et $P_0 = 0.1 \text{ M Pa}$

A.N : $\eta_v = 0.796$ $\gamma_r = 0.026$

Et : $T_a = 335 \text{ k}^\circ$ ou $t_a = 62 \text{ }^\circ\text{C}$

III-2-2) Compression :

Après son arrivé au PMB, le piston revient en comprimant l'air dans le cylindre, les soupapes d'admission et d'échappement étant fermées ; Dans cette phase la température et la pression doivent s'augmenter d'une manière à permettre à la fin la combustion du mélange.

En réalité la phase de compression n'est pas une transformation adiabatique, car il existe un échange de chaleur entre le gaz et les parois du cylindre ; au début de la compression la température de l'air admis était inférieure à celle des parois ce qui favorise le transfert de chaleur des parois vers les gaz admis

$$(Q > 0 \cdot n_1 > \gamma)$$

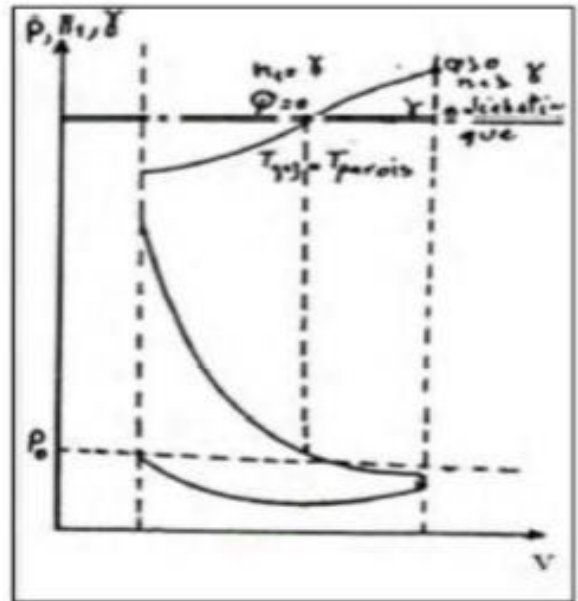
Avec :

Q : quantité de chaleur transférée.

n_1 : Coefficient polytropique de compression.

γ : coefficient de l'adiabatique

Figure III.2. la courbe de la compression [5]



A la fin de la compression, la température des gaz sera plus élevée (pour qu'elle permette la combustion des gaz), alors dans ce cas il y a un transfert de chaleur des gaz vers les parois.

$$(Q > 0 \cdot n_1 > \gamma). [5].$$

Entre les deux étapes où la température des gaz passe d'une valeur faible à une valeur élevée, il existe un moment où celle-ci sera égale à la température des parois, à ce moment là on n'a pas de transfert de chaleur (instant adiabatique ($Q = 0$; $n_1 = \gamma$))

Pour simplifier le calcul on fixe un exposant poly tropique moyen calculé à partir de la conservation de l'énergie avant et après que la température des gaz soit égale à celle des parois.

La valeur du coefficient déterminée pratiquement est :

$$n_1 = (1.34 \text{ à } 1.39) ; \quad n_1 = 1.37$$

III-2-2-1) Calcule des paramètres de la compression (Pc et Tc) :

$$\text{On a : } P_a \cdot V_a = 8314 \cdot M_a \cdot T_a \quad \text{Et} \quad P_c \cdot V_c = 8314 \cdot M_c \cdot T_c$$

(3.29)

$$\text{Donc : } T_c = T_a \cdot (V_c / V_a) \cdot (P_c / P_a)^{n_1}$$

(3.30)

$$\text{Avec : } P_c / P_a = \varepsilon^{n_1} \quad \text{et} \quad V_c / V_a = 1/\varepsilon$$

$$\text{Donc : } T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_1 - 1} \quad \text{et} \quad P_c = P_a \cdot \varepsilon^{n_1}$$

$$\text{A.N: } P_c = 4.4580 \text{ M Pa} \quad ; \quad p_c = 44 \text{ Bar} \quad ; \quad T_c = 976 \text{ }^\circ\text{K} \quad ; \quad t_c = 703^\circ\text{C}$$

III-2-3) Combustion et détente :

La combustion est l'ensemble des phénomènes physiques, chimiques et thermodynamiques qui accompagnent la combinaison d'un combustible avec l'oxygène.

Le mélange gazeux formé d'un liquide à l'état vapeur ou d'un gaz et d'air ambiant porte le nom de mélange carburé ; L'air apporte l'O₂ nécessaire à la combustion, appelé comburant.

C'est la phase essentielle du cycle puisque c'est pendant cette phase que l'énergie contenue dans le combustible est libérée par la combustion, elle transforme dans les meilleures conditions l'énergie calorifique libérée par la combustion, en travail cette transformation se fait dans un temps très court avec des conditions thermique très dures.

Lorsque le piston atteint le PMH on injecte dans l'air comprimé le combustible à une pression supérieure à celle de ce dernier et sous forme de très fines gouttelettes, ce contact provoque la combustion qui tend à augmenter la pression, ce qui pousse le piston du PMH au PMB.

Pratiquement le combustible est injecté avant le PMH et se termine après ce point, pour donner au combustible le temps de se brûler, le décalage entre le début d'injection et le PMH s'appelle l'avance d'injection correspondant à un angle qui varie entre 14° et 18° . [1]

III-2-3-1)- Les contraintes influant sur la combustion sont :

La combustion dépend de la forme et la vitesse de la réaction chimique.

- Le rapport de compression (ϵ).
- L'angle d'avance d'injection (AI).
- La forme de la chambre du moteur.
- La méthode d'alimentation.
- La vitesse de rotation du moteur.
- La combustion dépend de la forme et la vitesse de la réaction chimique.

III-2-3-2)- Le processus thermodynamique de la combustion :

Dans le moteur diesel la combustion est la conséquence directe du phénomène d'auto inflammation du combustible injecté sous forme d'un brouillard dans la masse d'air portée à température élevée par la compression. L'obtention d'une température suffisante pour créer l'auto-inflammation ($\approx 600^\circ\text{C}$) nécessite un rapport volumétrique plus grand que celui du moteur à allumage commandé. [1]

Lorsque le mélange **gasoil-air** se brûle dans le cylindre moteur, une partie de la chaleur dégagée est transmise aux parois pendant la détente et une autre partie de cette chaleur est utilisée pour la dissociation des molécules produites par la combustion à une haute température.

Le processus de dissociation consiste essentiellement de détruire les liaisons des molécules de CO_2 et H_2O à des simples molécules en formant simultanément O et H atome et OH, NO ; aussi c'est une des causes qui s'opposent à la transformation intégrale du pouvoir calorifique du combustible en travail. [6]

Le calcul et l'expérience montrent qu'en réalité l'influence de la dissociation est négligeable pour les moteurs Diesels, ainsi que pour les moteurs à explosion.

Les pertes totales de la chaleur de combustion (dues à l'incomplète combustion et aussi à la dissociation et au transfert de la chaleur aux parois du cylindre), sont caractérisées par un coefficient d'utilisation de chaleur de

combustion ξ_z déterminé expérimentalement, La combustion se déroule à volume constant, puis à une pression constante. [6]

III-2-3-3) Calcule des paramètres de combustion :

Quantité de gaz brûlé (M_2) on a :

$$M_2 = M(C O_2) + M(H_2 O) + M(O_2) + M(N_2) \text{ K Mole}$$

$$M_2 = C/12 + H/2 + 0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot M_0 + 0.79 \cdot \alpha \cdot M_0$$

(3.31)

A.N: $M_2 = 0.8722 \text{ K Mole / kg}$

Variation du volume après la combustion (ΔM) :

$$\Delta M = M_2 - M_1 \tag{3.32}$$

A.N: $\Delta M = 0.03164 \text{ K Mole / kg}$

Coefficient de variation du volume après la combustion (β_0) :

$$\beta_0 = M_2 / M_1 = (1 + \Delta M) / M_1 = 1 + (H/4 + O/32) / (\alpha \cdot M_0)$$

(3.33)

A.N: $\beta_0 = 1.037$

Coefficient de variation réelle (β) :

$$\beta = (M_2 + M_r) / (M_1 + M_r) = (\beta_0 + \gamma_r) / (1 + \gamma_r) \tag{3.34}$$

A.N: $\beta = 1.036$

Coefficient de variation au point Z (β_z) :

$$\beta_z = (M_c + \Delta M_z) / M_c$$

$$\beta_z = [(1+\gamma_r) \cdot M_1 + X \cdot \Delta M] / [(1+\gamma_r) + M_r] = 1 + X \cdot (\beta_0 - 1) / (1 + \gamma_r) \quad (3.35)$$

Avec: $X = \xi_z / \xi_b$ A.N: $\beta_z = 1.033$

Détermination de la température maximale du cycle (T_z) :

D'après la première loi de la thermodynamique (loi de la conservation de l'énergie) on a :

$$\xi_z \cdot Q_h = U_z - U_c + W_{z'z} \quad (3.36)$$

$$\xi_z \cdot Q_h = (M_2 + M_r) \cdot U_{z''} - M_1 \cdot U_c - M_r \cdot U_{c''} + W_{z''} \quad (3.37)$$

Avec : Q_h : est le pouvoir calorifique du combustible : ($Q_h = 42.5 \text{ MJ /K Mole}$)

$$W_{z''} = P_z \cdot (V_z - V_c) \quad (3.38)$$

Détermination de T_z :

$$P_z = \lambda \cdot P_c \quad (3.39)$$

$$W_{z''} = P_z \cdot V_z - \lambda \cdot P_c \cdot V_c = 8314 \cdot [(M_2 + M_r) \cdot T_z - \lambda \cdot (M_1 + M_r) \cdot T_c] \quad (3.40)$$

Donc on aura : (3.41)

$$\xi_z \cdot Q_h + M_1 \cdot U_c + M_r \cdot U_{c''} + 8314 \cdot (M_1 + M_r) \cdot \lambda \cdot T_c = (M_2 + M_r) \cdot U_{z''} + 8314 \cdot (M_2 + M_r) \cdot T_z$$

Enfin on obtient l'équation qui nous permet de déterminer T_z : (3.42)

$$[(\xi_z \cdot Q_h) / (M_1 \cdot (1 + \gamma_r))] + [(U_c + U_{c''} \cdot \gamma_r) / (1 + \gamma_r)] + 8314 \cdot \lambda \cdot T_c = \beta_z (U_{z''} + 8314 \cdot T_z)$$

On a : $\lambda = 1.6 \text{ à } 1.8$ on prend : $\lambda = 1.8$

Donc : $8314 \cdot T_c \cdot \lambda \cdot 10^{-6} = 14.606035 \text{ MJ /K Mole}$

et $(\xi_z \cdot Q_h) / (M_1 \cdot (1 + \gamma_r)) = 39.91718 \text{ MJ /K Mole}$

Calcul de U_c et $U_{c''}$:

Voir tableaux III-3 et III-4

On a : $T_c = 976 \text{ °K}$ $t_c = 703 \text{ °C}$

On remarque que : $800\text{ °C} > t_c > 700\text{ °C}$

Donc on doit faire une approximation pour calculer U_c et $U_{c''}$ [5]

L'énergie interne d'un kilo mole d'air à la température de compression $T_c = 976\text{ °K}$

soit $t_c = 703\text{ °C}$

$$U_c = C_{vc} \cdot T_c \quad (3.43)$$

$$\text{On a: } C_{vc} = (C_{vc2} - C_{vc1}) \cdot (T_c - T_1) / (T_2 - T_1) + C_{vc1} \quad (3.44)$$

$$\text{A.N: } C_{vc} = 22.417\text{ KJ /K Mole. °C}$$

$$U_c (\text{air}) = 15.759\text{ M J/ K Mole}$$

L'énergie interne à T_{com} d'un Kilo Mole de produit de la combustion à une ($t_c = 703\text{ °C}$) contient l'énergie interne des produits de combustion pour les deux cas : ($\alpha=1$) et $\alpha > 1$ (excès d'air).

$$U_{c''}(\alpha=1.7) = U_{c''}(\alpha=1) \cdot r \cdot M_2 (\alpha=1) + U_c (\text{air}) \cdot r (\text{exc.air}) \quad (3.45)$$

$$\text{Ou : } U_{c''}(\alpha=1.7) = U_{c''}(\alpha=1) \cdot (C/12 + H/2 + 0.79 \cdot \alpha \cdot M_0) / M_2 + U_c (\text{air}) (\alpha - 1) \cdot M_0 / M_2$$

(3.46)

$$\text{On a: } C_{vc''} = (C_{vc''2} - C_{vc''1}) \cdot (T_c - T_1) / (T_2 - T_1) + C_{vc''1} \quad (3.47)$$

$$\text{A.N: } C_{vc''} = 25.091\text{ KJ /K Mole. °C}$$

$$\text{Donc : } U_{c''} = C_{vci''} \cdot t_c \quad (3.48)$$

$$\text{A.N: } U_{c''} (\alpha=1) = 17.638\text{ M J/ K Mole}$$

$$U_{c''} (\alpha=1.7) = 16.781\text{ M J/ K Mole}$$

$$\text{On obtient : } [(U_c + U_{c''} \cdot \gamma_r) / (1 + \gamma_r)] = 15.784898\text{ M J/ K Mole}$$

Donc on aura l'équation finale comme suit :

$$\beta_z \cdot (U_{z''} + 8314 \cdot T_z) = 70.308113 \text{ M J/K Mole}$$

Ou : $(U_{z''} + 8314 \cdot T_z) = 68.0620648 \text{ M J/K Mole}$ (3.49)

Cette équation peut être résolue par une méthode de comparaison en choisissant des températures convenable, et à partir de laquelle on détermine la valeur de $U_{z''}$ puis on compare, de telle façon que ces valeurs choisies vérifient l'équation précédente.

Prenons : $T_z = 2100 \text{ }^\circ\text{K}$ c'est-à-dire : $t_z = 1827 \text{ }^\circ\text{C}$

On remarque que : $1800 \text{ }^\circ\text{C} > t_z > 1900 \text{ }^\circ\text{C}$

Pour $U_{z''}(\alpha=1.7) = U_{z''}(\alpha=1) \cdot r \cdot M_2(\alpha=1) + U_z(\text{air}) \cdot r(\text{exc.air})$

$U_{z''}(\alpha=1)$ et $U_z(\text{air})$ sont choisis : Voir les tableaux : III-5 et III-6

Donc pour avoir la valeur de $U_{z''}$ nous devons faire des approximations et après lesquelles nous aurons les résultats suivantes :

$$U_{z''}(\alpha = 1) = 52.424 \text{ M J/K Mole}$$

$$U_z(\text{air}) = 45.765 \text{ M J/K Mole}$$

Donc : $U_{z''}(\alpha = 1.7) = 49.460 \text{ M J/K Mole}$

Nous obtenons l'équation suivante :

$$U_{z''} + 8314 \cdot T_z = 66.919 \text{ M J/ K Mole} \quad (3.50)$$

Prenons : $T_z = 2200 \text{ }^\circ\text{K}$ c'est-à-dire : $t_z = 1927 \text{ }^\circ\text{C}$

On remarque que : $1900 \text{ }^\circ\text{C} > t_z > 2000 \text{ }^\circ\text{C}$

Pour $U_{z''}(\alpha=1.7) = U_{z''}(\alpha=1) \cdot r \cdot M_2(\alpha=1) + U_z(\text{air}) \cdot r(\text{exc.air})$

$U_{z''}(\alpha=1)$ et $U_z(\text{air})$ sont choisis : Voir les tableaux : III-5 et III-6

Donc pour avoir la valeur de U_z ' nous devons faire des approximations et après lesquelles nous aurons les résultats suivantes :

$$U_z'' (\alpha = 1) = 55.812 \text{ M J/K Mole}$$

$$U_z (\text{air}) = 48.581 \text{ M J/K Mole}$$

Donc : $U_z'' (\alpha = 1.7) = 52.601 \text{ M J/K Mole}$

Nous obtenons l'équation suivante :

$$U_z'' + 8314.T_z = 70.891 \text{ M J/ K Mole} \quad (3.51)$$

Nous voyons alors que la température recherchée se trouve entre 1827 °C et 1927°C

Donc les valeurs de T_z que nous avons choisies sont acceptables ; finalement la valeur de T_z qui vérifie toutes les conditions est :

$$T_z = 2128 \text{ K} = 1855^\circ\text{C}$$

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

Détermination de P_z :

On a : $P_z = \lambda . P_c$ (3.52)

Avec : $\lambda = 1.8$

A.N : $P_z = 8.024 \text{ MPa}$ $P_z = 80.2 \text{ Bar}$

Rapport d'augmentation de volume pendant la combustion ρ :

$$\rho = (\beta_z . T_z) / (\lambda . T_c) \quad (3.53)$$

A.N : $\rho = 1.251$

III-2-4) Détente :

En ce qui concerne la détente, elle devra être la plus longue que possible, puisque elle conditionne le rendement du cycle, c'est durant laquelle la chaleur dégagée par la combustion est convertie au travail mécanique.

Dans le cycle réel, la course motrice commence avec la combustion (point C) et se termine au **PMB**

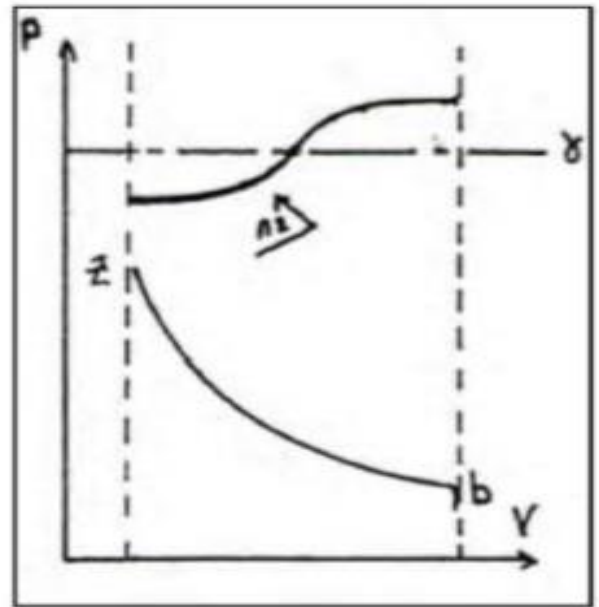
La phase de détente est une évolution poly tropique, on peut déterminer les paramètres à la fin de cette phrase en choisissant une valeur moyenne de l'exposant poly tropique n_2 , puisque pratiquement il est impossible de déterminer n_2 d'après le diagramme indiqué à cause de sa variation pendant la détente, elle commence par une valeur négative au début de la détente jusqu'au P_{max} , où sa valeur devient nulle, et positive à partir de P_{max} jusqu'à T_{max} . [5]

Au début on a : $Q < 0 ; n_2 > \gamma$

A un certain temps on a : $Q = 0 ; n_2 = \gamma$

Figure III.3. Courbe de détente [5]

A la fin on a : $Q > 0 ; n_2 < \gamma$



Donc pour une évolution poly tropique et de même que n_1 ; on utilise un coefficient n_2 polytropique moyen, soit $n_2 = 1.14$ on prend $n_2 = 1.19$.

III-2-4-1) Détermination des paramètres de la détente ($P_b ; T_b$) :

Calcul du P_b :

$$\text{Nous avons : } P_b \cdot V_b^{n_2} = P_z \cdot V_z^{n_2} \quad \longleftrightarrow \quad P_b = P_z \cdot (V_z/V_b)^{n_2} \quad (3.54)$$

$$\text{Et on a : } V_a = V_b \quad \text{et} \quad V_b/V_z = V_a/V_z = (V_a/V_c) / (V_z/V_c) = \varepsilon / \rho = \delta \quad \text{et} \quad \varepsilon = 18 \quad (3.55)$$

$$\text{Donc : } P_b = P_z / \delta^{n_2} \quad (3.56)$$

$$\text{A.N : } \delta = 14.4 \quad \text{et} \quad P_b = 0.3356 \text{ M Pa} \quad P_b = 3.356 \text{ Bar}$$

Calcul du T_b :

Nous pouvons écrire les trois équations suivantes à condition qu'il n'y a pas de fuite des gaz :

$$P_b \cdot V_b = 8314 \cdot T_b \cdot M_b \quad (1)$$

$$P_z \cdot V_z = 8314 \cdot T_z \cdot M_z \quad (2)$$

$$M_b = M_z \quad (3)$$

De : (1) ; (2) et (3) nous obtenons : $T_b = T_z \cdot (P_b \cdot V_b) / (P_z \cdot V_z)$ et $T_b = T_z / \delta^{n_2 - 1}$
(3.57)

AN : $T_b = 1282 \text{ °K}$ $t_b = 1009 \text{ °C}$

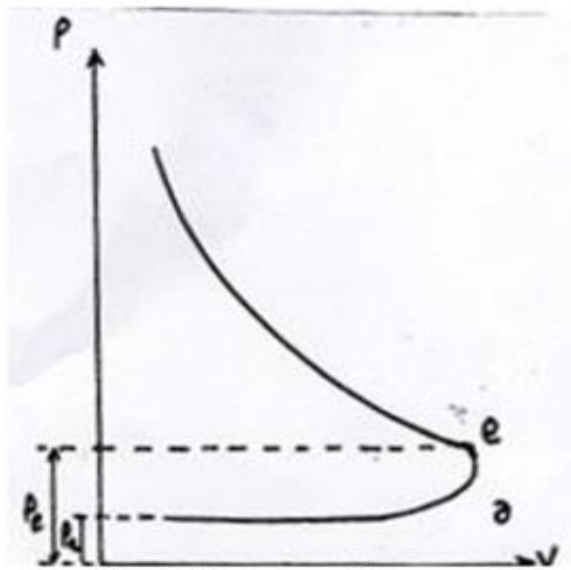
III-2-5) Echappement :

Au commencement de l'échappement, le piston est au PMB et le volume occupé par le gaz est égal au volume total du cylindre. La courbe commence du point e, à ce moment la soupape d'échappement s'ouvre, la pression diminue instantanément jusqu'à la valeur P_a voisine de la P_0 .

Cette évacuation est constante ; Le piston l'extérieur jusqu'au PMH transformation est une

Les paramètres qui P_r et T_r déterminés

$P_r = 0,105 \text{ M Pa}$ et



supposée s'effectuée à volume constant ; la courbe représentant cette droite parallèle à l'axe de volumes [5]. caractérisent cette transformation sont expérimentalement :
 $T_r = 850 \text{ °K}$

;

Figure III.4. La courbe d'échappement [5]

III-2-5-1) Tracé de diagramme théorique :

Calcul des volumes V :

a-1/ Calcul de : V_c et V_z

Nous savons que :

$$V_{z'} = V_c = Vh / (\varepsilon - 1) \quad (3.58)$$

Donc : $V_c = 0,0230247$ litre

a-2/ Calcul de : $V_{z'}$

On a : $V_c = V_{z'}$

Donc : $V_{z'} = 0,0230247$ litre

a-3/ Calcul de : V_z

On a $V_z = \rho \cdot V_c$ (3.59)

Donc : $V_z = 0,0288038$ litre

a-4/ calcul de : V_b

Nous avons : $V_b = \delta \cdot V_z$ (3.60)

Donc : $V_b = 0,414774$ litre

a-5/ Calcul de : $T_{z'}$

On a : $T_{z'} = T_z / \rho$ (3.61)

Donc : $T_{z'} = 1701 \text{ °K}$

TABLEAU III .1 : RECAPITULATIF

Etat	Pression (M Pa)	Volume (l)	Température (°k)
A	0.085	0.4115	335
C	4.458	0.0230	976
Z'	8.024	0.0230	1701
Z	8.024	0, 0288	2128
B	0.3356	0.4115	1282

III-2-5-2) Tracé des cycles théorique :

Courbe de compression

On choisi P_x et V_x variable

Alors : $P_x \cdot V_x^{n1} = P_c \cdot V_c^{n1}$ $P_x = P_c \left(\frac{V_c}{V_x}\right)^{n1}$ (3.62)

Avec $V_x = i \cdot V_c$ Et $n1 = 1.37$ et $(i = 1, \rho, 2, \dots, \epsilon = 16)$

Donc : $P_x = \frac{P_c}{i^{n1}}$ (3.63)

i	i.Vc	Course de compression		Course de détente	
		$a = i^{n1}$	$Px = Pc/a$	$b = (\rho / i)_{n2}$	$Px = Pz.b$
1	0.0230	1	4.458	1.3054	10.4743
1.251	0.0243	1.0817	4.1213	1	8.024
2	0.0461	2.5484	1.7248	0.5722	4.5909
3	0.0691	4.5045	0.9897	0.3532	2.8336
4	0.0921	6.6807	0.6673	0.2508	2.0122
5	0.1151	9.06962	0.4915	0.1923	1.5429
6	0.1381	11.6431	0.3828	0.1548	1.2420
7	0.1612	14.3808	0.3099	0.1288	1.0339
8	0.1842	17.2676	0.2582	0.1099	0.8819

Courbe de détente :

9	0.2072	20.2914	0.2197	0.0955	0.7666
10	0.2302	23.4422	0.1902	0.0843	0.6763
11	0.2532	26.7120	0.1669	0.0752	0.6038
12	0.2762	30.0938	0.1481	0.0678	0.5443
13	0.2993	33.5816	0.1327	0.0617	0.4949
14	0.3223	37.1702	0.1199	0.0565	0.4531
15	0.3454	40.8549	0.1091	0.0520	0.4174
16	0.3683	44.6318	0.0998	0.0482	0.3866
17	0.3914	48.4970	0.0912	0.0448	0.3597

TABLEAU III.2 : RESULTATS DE PHASE DE COMPRESSION ET DETENTE

$$P_x = P_z \left(\frac{V_z}{i \cdot V_c} \right)^{n_2} \quad \text{et} \quad n_2 = 1,19 \quad ; \quad (V_z = \rho \cdot V_c)$$

(3.64)

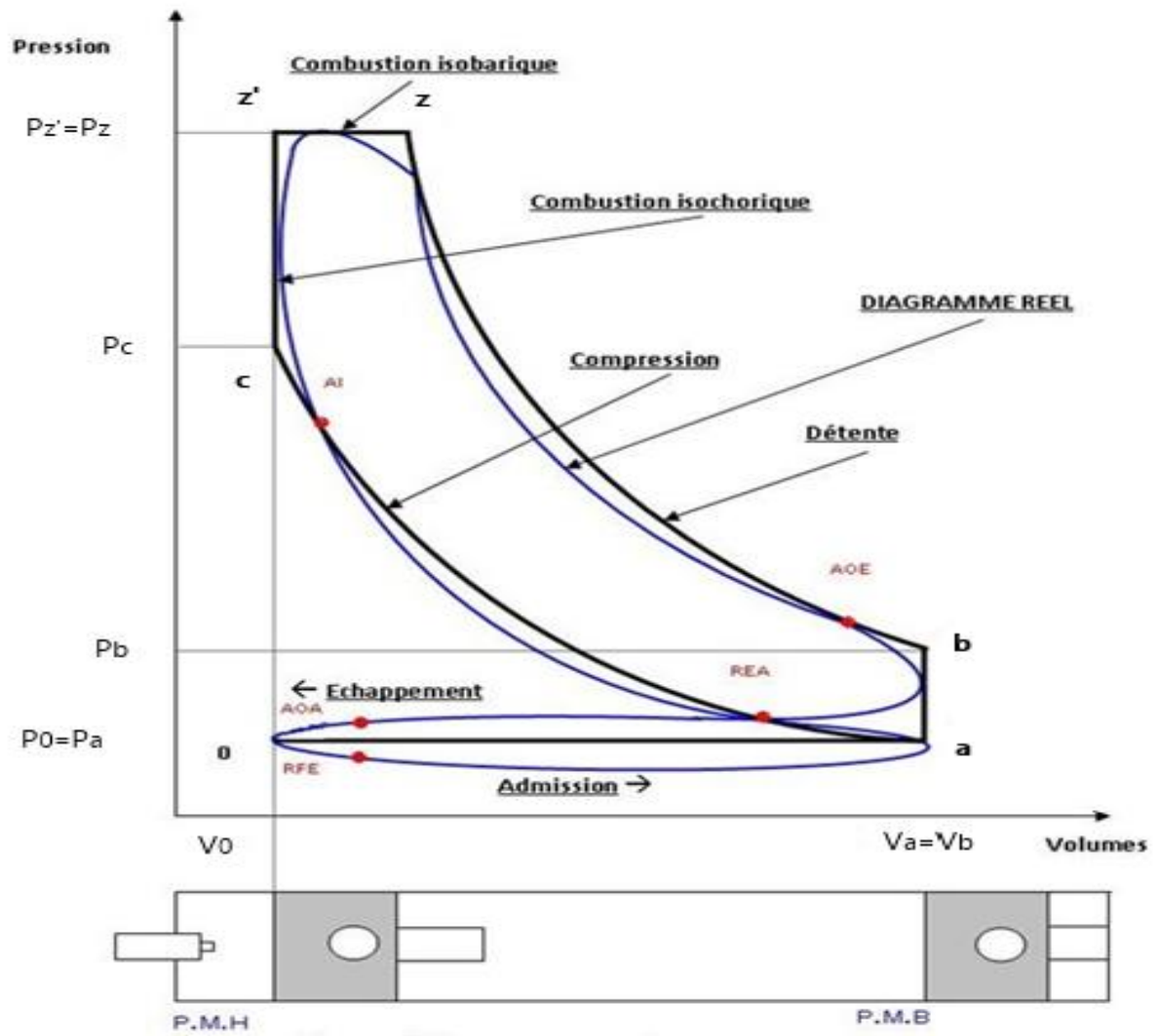
Donc :

$$P_x = P_z \left(\frac{\rho}{i} \right)^{n_2}$$

(3.65)

D'après la variation de P_x en fonction de V_x et pour les différents valeurs de i , on peut tracer les courbes de compression et de détente, la première commence du point a (P_a , V_a) et se termine au point c (P_c , V_c), par contre la deuxième courbe commence du point z

(P_z , $V_z = \rho \cdot V_c$) et se termine au point b (P_b , $V_b = V_a$).[6]



Figure

III.5.

Diagramme réel du moteur

Température t , °C	Air	Oxygen O_2	Nitrogen (atmospheric) N_2	Carbon dioxide CO_2	Water vapour H_2O	Carbon monoxide CO	Hydrogen H_2
0*	20.758	20.959	20.704	27.545	25.184	20.808	20.302
100	20.838	21.223	20.733	29.797	25.426	20.803	20.620
200	20.984	21.616	20.800	31.744	25.803	20.988	20.758
300	21.206	22.085	20.972	33.440	26.260	21.202	20.808
400	21.474	22.563	21.185	34.935	26.775	21.474	20.871
500	21.780	23.019	21.449	36.258	27.315	21.784	20.934
600	22.090	23.446	21.729	37.438	27.880	22.110	21.001
700	22.408	23.834	22.027	38.498	28.474	22.437	21.093
800	22.713	24.187	22.320	39.448	29.077	22.755	21.202
900	23.006	24.510	22.609	40.302	29.693	23.061	21.332
1000	23.283	24.803	22.881	41.077	30.304	23.350	21.474
1100	23.547	25.071	23.140	41.784	30.901	23.622	21.629
1200	23.794	25.318	23.392	42.425	31.510	23.877	21.792
1300	24.018	25.548	23.626	43.007	32.092	24.112	21.972
1400	24.250	25.761	23.848	43.543	32.661	24.338	22.152
1500	24.459	25.967	24.057	44.033	33.210	24.543	22.332
1600	24.652	26.159	24.250	44.485	33.741	24.736	22.517
1700	24.863	26.343	24.434	44.903	34.261	24.916	22.697
1800	25.003	26.519	24.602	45.299	34.755	25.087	22.877
1900	25.167	26.691	24.765	45.644	35.224	25.246	23.057
2000	25.326	26.854	24.916	45.975	35.680	25.393	23.233
2100	25.474	27.013	25.062	46.281	36.120	25.535	23.408
2200	25.611	27.168	25.200	46.566	36.538	25.665	23.576
2300	25.745	27.319	25.326	46.829	36.940	25.791	23.743
2400	25.870	27.470	25.447	47.076	37.330	25.908	23.907
2500	25.992	27.612	25.560	47.302	37.702	26.021	24.070

Tableau III.3 - capacité thermique molaire moyenne des gaz à volume constant (MJ/mole. °c)

Temperature $t, ^\circ\text{C}$	Petrol at				Diesel fuel $\alpha=1$
	$\alpha=1.0$	$\alpha=0.9$	$\alpha=0.8$	$\alpha=0.7$	
0	22.1849	22.0451	21.8810	21.6845	22.190
100	22.5304	22.3556	22.1502	21.9040	22.525
200	22.8830	22.6762	22.4334	22.1426	22.902
300	23.2899	23.0552	22.7790	22.4480	23.320
400	23.7203	23.4605	23.1459	22.7807	23.739
500	24.1478	23.8772	23.5376	23.1426	24.200
600	24.5828	24.2931	23.9316	23.5095	24.618
700	25.0191	24.7126	24.3315	23.8859	25.079
800	25.4382	25.1173	24.7191	24.2530	25.498
900	25.8439	25.5088	25.0967	24.6122	25.874
1000	26.2261	25.8806	25.4548	24.9534	26.293
1100	26.5899	26.2355	25.7948	25.2698	26.628
1200	26.9370	26.5726	26.1230	25.5950	27.005
1300	27.2636	26.8896	26.4306	25.8912	27.298
1400	27.5722	27.1808	26.7235	26.1738	27.633
1500	27.7840	27.4646	26.9993	26.4402	27.884
1600	28.1340	27.7300	27.2578	26.6905	28.177
1700	28.3928	27.9833	27.5047	26.9295	28.428
1800	28.6314	28.2180	27.7337	27.1518	28.638
1900	28.8604	28.4420	27.9527	27.3647	28.889
2000	29.0752	28.6526	28.1587	27.5649	29.098
2100	29.2812	28.8546	28.3504	27.7548	29.308
2200	29.4755	29.0455	28.5432	27.9386	29.517
2300	29.6555	29.2299	28.7173	28.1099	29.584
2400	29.8284	29.3930	28.8845	28.2732	29.852
2500	29.9905	29.5528	29.0415	28.4271	30.019

Tableau III.4- énergie interne des produits de combustion U(MJ/kmole)

Temperature $t, ^\circ\text{C}$	Petrol α				Diesel fuel $\alpha=1$
	$\alpha=1.0$	$\alpha=0.9$	$\alpha=0.8$	$\alpha=0.7$	
η	0	0	0	0	0
100	2.2530	2.2045	2.1881	2.1685	2.252
200	4.5766	4.5352	4.4867	4.4285	4.580
300	6.3969	6.9165	6.8337	6.7344	6.992
400	9.4881	9.3842	9.2584	9.1123	9.483
500	12.0740	11.9386	11.7688	11.5713	12.100
600	14.7500	14.5759	14.3590	14.1057	14.779
700	17.5130	17.2989	17.0422	16.7202	17.585
800	20.3090	20.0938	18.7753	19.4024	20.390
900	23.2600	22.9688	22.5870	22.1510	23.237
1000	26.2262	25.8806	25.4548	24.9534	26.293
1100	29.2490	28.8569	28.3743	27.7968	29.308
1200	32.3250	31.8871	31.3476	30.7140	32.406
1300	35.4430	34.9565	34.3598	33.6586	35.504
1400	38.6010	38.0531	37.4129	36.6433	38.686
1500	41.6760	41.1969	40.4990	39.6603	41.868
1600	45.0140	44.3680	43.6125	42.7048	45.008
1700	48.2680	47.5716	46.7580	45.7802	48.358
1800	51.5370	50.7924	49.9207	48.8732	51.498
1900	54.8350	55.0398	53.1101	51.9929	54.931
2000	58.1500	57.3052	56.3174	55.1298	58.197
2100	61.4910	60.5947	59.5484	58.2851	61.546
2200	64.8460	63.9001	62.7955	61.4671	64.979
2300	68.2080	67.2127	66.0498	64.6528	68.287
2400	71.5880	70.5432	69.3228	67.8557	71.594
2500	74.9760	73.8820	72.6038	71.0678	75.027

Tableaux III-5- Capacité calorifique des produits de combustion (MJ/kmole. $^\circ\text{C}$)

Temperature t , °C	Air	Oxygen O_2	Nitrogen (atmospheric) N_2	Carbon dioxide CO_2	Water vapour H_2O	Carbon monoxide CO	Hydrogen H_2
0	0	0	0	0	0	0	0
100	2.015	2.123	2.072	2.981	2.541	2.085	2.064
200	4.195	4.325	4.162	6.347	5.162	4.199	4.153
300	6.364	6.628	6.293	10.031	7.879	6.360	6.242
400	8.591	9.027	8.474	13.975	10.710	8.591	8.348
500	10.890	11.509	10.726	18.129	13.657	10.790	10.467
600	13.255	14.068	13.038	22.462	16.726	13.268	12.602
700	15.684	16.684	15.420	26.950	19.933	15.705	14.767
800	18.171	19.347	17.857	31.560	23.262	18.204	16.965
900	20.708	22.060	20.348	36.270	26.724	20.754	19.201
1000	23.983	24.803	22.881	41.077	30.304	23.350	21.474
1100	25.899	27.578	25.456	45.971	34.001	25.983	23.793
1200	28.554	30.379	28.068	50.911	37.811	28.654	26.152
1300	31.238	33.241	30.714	55.894	41.721	31.346	28.562
1400	33.951	36.065	33.385	60.960	45.720	34.072	31.011
1500	36.689	38.950	36.086	66.086	49.823	36.814	33.498
1600	39.444	41.855	38.799	71.175	53.758	38.578	36.023
1700	42.203	44.799	41.537	76.325	58.238	42.370	38.585
1800	45.008	47.729	44.296	81.517	62.551	45.175	41.177
1900	47.813	50.702	47.059	86.708	66.947	47.981	43.794
2000	50.660	53.716	49.823	90.942	71.343	50.786	46.473
2100	53.507	56.731	52.628	97.175	75.865	53.633	49.153
2200	56.354	59.787	55.433	102.541	80.386	56.480	51.879
2300	59.201	62.844	58.100	107.726	84.950	59.327	54.596
2400	62.090	65.942	61.085	113.002	89.597	62.174	57.399
2500	64.979	69.040	63.890	118.277	94.245	65.063	60.164

Tableaux III-6- L'énergie interne des gaz U(MJ/k mole)

CHAPITRE IV :

DÉTERMINATION DE LA QUANTITÉ DE GAZ BRULÉS À RECYCLER

Pour déterminer la quantité de gaz brulés appropriée à recycler pour minimiser la formation de NO_x à une certaine température, nous devons intensifier les composés chimiques afin de réduire l'excès d'air.

En choisissant une valeur convenable pour l'intensification de carbone C et hydrogène H

Alors : $C = 0,870 \cdot 3.125$; $H = 0,126 \cdot 3.125$

A.N $C = 2,718$; $H = 0,394$

IV-1) Détermination de la quantité théorique de l'air nécessaire :

Soit : $M_0 = 4.76 (C/12 + H/4 - O/32)$ K Mole

On a : $C = 2.781$; $H = 0,394$; $O = 0,004$

Donc: $M_0 = 1,547$ K Mole / Kg (4.1)

IV-2) La quantité réelle d'air admise dans le cylindre:

$\alpha < 1$ le mélange est dit riche

On a : $M_1 = \alpha \cdot M_0$ et $\alpha = 0.8$

$M_0 = 1.547$ K Mole/Kg

A.N: $M_1 = 1,2376$ K Mole/ Kg (4.2)

IV-3) Déterminer la quantité de gaz brulé (M_2) :

On a :

$M_2 = M(C O_2) + M(H_2 O) + M(O_2) + M(N_2)$ K Mole

$M_2 = C/12 + H/2 + 0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot M_0 + 0.79 \cdot \alpha \cdot M_0$

A.N: $M_2 = 1,3361$ K Mole / kg (4.3)

On autrefois :

$$\beta_0 = M_2 / M_1 = (1+\Delta M) / M_1 = 1 + (H/4+O/32) / (\alpha \cdot M_0)$$

A.N: $\beta_0 = 1,079$ (4.4)

Et :

$$\beta_z = (M_c + \Delta M_z) / M_c$$

$$\beta_z = [(1+\gamma_r) \cdot M_1 + X \cdot \Delta M] / [(1+\gamma_r) + M_r] = 1 + X \cdot (\beta_0 - 1) / (1 + \gamma_r)$$

Avec: $X = \xi_z / \xi_b$ A.N: $\beta_z = 1,071$ (4.5)

Détermination de la température maximale du cycle (T_z) :

A partir de l'équation (4.6) on peut déterminer la Température maximale

Soit :

$$[(\xi_z \cdot Q_h) / (M_1 \cdot (1+\gamma_r))] + [(U_c + U_{c''} \cdot \gamma_r) / (1+\gamma_r)] + 8314 \cdot \lambda \cdot T_c = \beta_z (U_{z''} + 8314 \cdot T_z) \quad (4.6)$$

Calcul de U_c et $U_{c''}$:

Voir les tableaux III-3 et III-4

On a : $T_c = 976 \text{ }^\circ\text{K}$ $t_c = 703 \text{ }^\circ\text{C}$

On remarque que : $800 \text{ }^\circ\text{C} > t_c > 700 \text{ }^\circ\text{C}$

Donc on doit faire une approximation pour calculer U_c et $U_{c''}$ [5]

Nous avons déjà :

$$U_c (\text{air}) = 15.759 \text{ M J/ K Mole}$$

$$U_{c''} (\alpha=1) = 17.638 \text{ M J/ K Mole}$$

$$U_{c''} (\alpha=1.7) = 18,073 \text{ M J/ K Mole}$$

Calcul $U_{z''}$:

On choisi : $T_z = 1673 \text{ }^\circ\text{K}$ c'est-à-dire : $t_z = 1400 \text{ }^\circ\text{C}$

Pour $U_{z''}(\alpha=1.7) = U_{z''}(\alpha=1).r. M_2 (\alpha=1) + U_z (\text{air}). r (\text{exc.air})$ (4.7)

$U_{z''}(\alpha=1)$ et $U_z (\text{air})$ sont choisis : Voir les tableaux : III-5 et III-6

On obtient : $U_{z''} (\alpha = 1) = 38.686 \text{ M J/K Mole}$

$U_z (\text{air}) = 33.951 \text{ M J/K Mole}$

$U_{z''} (\alpha = 1.7) = 39,782 \text{ M J/K Mole}$

Nous obtenons l'équation suivante :

$U_{z''} + 8314.T_z = 57,5347 \text{ M J/ K}$ (4.8)

Donc : $T_z = 1674 \text{ }^\circ\text{K}$ c'est-à-dire : $t_z = 1401 \text{ }^\circ\text{C}$

On remarque que la température de combustion est donc moins élevée cela signifie acceptable et la quantité d'oxygène qui participe à la combustion diminue ,dans ce cas ,le processus est réduit l'oxyde d'azote et à partir de là. Nous disons que la valeur de la masse de gaz brulés est bien vérifié

$M_{gb} = 1,3361 \text{ K Mole / kg}$

CONCLUSION

GÉNÉRALE

Conclusion générale :

Comme il a été décrit auparavant dans l'introduction de ce mémoire de fin d'étude le principale objectif est déterminer la masse du gaz d'échappement à recirculer par le système de recirculations des gaz d'échappement pour réduire la formation d'oxyde d'azote

Le moyen utilisé pour réduire la formation d'NOx est la réintroduction d'une partie des gaz d'échappement dans l'admission. Que ce soit pour les moteurs à essence ou les moteurs diesel, le principe demeure identique. Du fait que les gaz d'échappement ne contiennent quasiment plus d'oxygène, ils ne peuvent plus prendre part à la combustion. Ils la ralentissent. De ce fait, on obtient une baisse de la température de combustion et une chute de la pression de l'oxygène et donc, un abaissement de la production de NOx.

La recirculation des gaz d'échappement permet de réduire les émissions d'oxyde d'azote L'E.G.R. réintroduit à l'admission une certaine quantité de gaz brûlés réduisant ainsi la quantité d'oxygène dans la chambre de combustion. La température de la combustion diminue, les NOx aussi.

L'azote de l'air reste globalement neutre dans la combustion. Une infime partie est oxydée. Ils ne sont pas pris en compte dans les équations de combustion classique, mais sont à l'origine des pluies acides par formation d'acide nitrique.

C'est pourquoi des textes de loi limitant les rejets de NOx existent selon le combustible et la puissance.

Résulta obtenu dans ce travail est $M_{gb} = 1.3361 \text{ K Mole / kg}$ c'est ça la quantité de masse de gaz d'échappement à recycler à température de $1400 \text{ }^\circ\text{C}$ pour la minimisation la formation d'oxyde d'azote.

Référence bibliographique

- [1] **SOUDANI. T**, -étude cinématique et dynamique du moteur diesel de la SONACOME K66 –thèse, département de génie mécanique, université de Biskra, 2012
- [2] **BELALA. H, FATNACI. F**, -étude technologie de la pompe haute pression CP3 Bosch du nouveau système d'injection Common Rail – thèse, département de génie mécanique, université **de Biskra**, 2011
- [3] **BENARFAOUI. A**, cours, Généralités sur le moteur diesel.
- [4] **BENARFAOUI. A**, cours Présentation des moteurs diesel.
- [5] **BENABBASSI. A**, -les moteur à combustion interne introduction à la théorie, centre universitaire de Béchar
- [7] www.ebay.fr / consulté le 07/04/2019
- [8] www.mdd.fr / consulté le 07/04/2019
- [9] www.ecasantana.com / consulté le 07/04/2019
- [10] www.pieceocas.com / consulté le 07/04/2019
- [11] www.carbon-cleaning.com / consulté le 07/04/2019
- [12] www.street-motorsport.fr / consulté le 07/04/2019

ملخص :

في هذا العمل ، نحن مهتمون بدراسة نظام إعادة تدوير غاز العادم لتقليل تكوين أكسيد النيتروجين في محرك ديزل الغرض من هذه الدراسة هو تحديد كتلة من غاز العادم لإعادة تدويرها في مشعب السحب لتقليل كمية الأوكسجين وكذلك درجة الحرارة ومن ثم يقلل من كمية أكسيد النيتروجين . من خلال الدراسة الديناميكية الحرارية ، من الممكن رسم المخطط الحقيقي لمحركنا وتحديد بعض المعلمات للحصول على أقصى درجة حرارة للدورة ، سنحدد مؤخرًا كتلة غاز العادم لإعادة تدويره لتقليل أكاسيد النيتروجين. أجريت هذه الدراسة الأخيرة من أجل تحقيق هذا الهدف

الكلمات المفتاحية :

محرك ديزل ، مخطط حقيقي ، سرعة ، تسارع ، دورة في الدقيقة ، عزم دوران المحرك ، الحمل

Résumé :

Dans ce travail on s'intéresse à l'étude de système de recirculation des gaz d'échappement EGR pour la minimisation de formation d'oxyde d'azote dans un moteur diesel 1.6 HDi . L'objectif de cette étude est de déterminer de certains masse du gaz d'échappement à recirculer dans le collecteur d'admission pour diminuer la quantité d'oxygène et aussi la température et à partir de cela diminue la quantité d'oxyde d'azote. A travers l'étude thermodynamique a permet de tracer le diagramme réel de notre moteur et déterminer des quelques paramètres pour obtenir la température maximal du cycle, dernièrement nous allons déterminer la masse du gaz d'échappement à recirculer pour faire la minimisation des oxydes d'azote. Cette dernière étude a été réalisée dans le but d'atteindre cet objectif

Mots clés :

Moteur diesel, diagramme réel , vitesse, accélération, régime, couple moteur, charge.

Abstract

In this work we are interested in the study of EGR exhaust gas recirculation system for the minimization of nitrogen oxide formation in a 1.6 HDi diesel engine. The purpose of this study is to determine some mass of exhaust gas to recirculate in the intake manifold to decrease the amount of oxygen and also the temperature and from that decreases the amount of nitrogen oxide . Through the thermodynamic study it is possible to draw the real diagram of our engine and to determine some parameters to obtain the maximum temperature of the cycle, lately we will determine the mass of the exhaust gas to recirculate to make the minimization of the oxides of nitrogen. This last study was conducted in order to achieve this objective

Keywords :

Diesel engine, real diagram, speed, acceleration, rpm, engine torque, load.

