

UNIVERSITE KASDI MERBAH OUARGLA
Faculté des hydrocarbures et les énergies renouvelables et science de la terre et de
l'univers
Département Forage et MCP



Mémoire de fin d'étude pour l'obtention du diplôme de
MASTER PROFESSIONNEL
Domaine : Science technique
Filière : Hydrocarbures
Spécialité : Mécanique des chantiers pétroliers

Présenté Par :

- **Chabou Ramzi**
- **Bougoffa Zeyd-el-bachir**
- **Ramdani Nadir**

Thème

Etude et description détaillée d'un moteur diesel

Soutenu Le : 07/06/2022

Devant le jury:

Mr. Bouchemaa Kamel	Président	UKM Ouargla
Mr. Boukessani Mohamed	Examineur	UKM Ouargla
Dr. Hadjab Riad	Encadreur	UKM Ouargla

Année Universitaire : 2021/2022

Remerciement

***En** premier lieu, nous tenons à remercier **Allah** , notre créateur pour nous avoir donné la force pour accomplir ce travail.*

***Nous** tenons à remercier **Dr. Hadjab Riad** notre promoteur pour son grand soutien et ses conseils considérables.*

***Que** toute personne ayant participé de près ou de Loin à la réalisation de ce travail accepte nos grands et sincères remerciements..*

Sommaire

INTRODUCTION GENERALE	10
CHAPITRE I-GENERALITE SUR LES MOTEURS :.....	2
I-1-HISTORIQUE DE MOTEUR DIESEL :.....	2
I-2-CLASSIFICATION DES MOTEURS A COMBUSTION INTERNE :.....	2
I-3-CYCLE A QUATRE TEMPS DE MOTEUR DIESEL:.....	4
<i>I-3-1-Cycle théorique :.....</i>	<i>4</i>
<i>I-3-2-cycle réel:.....</i>	<i>5</i>
<i>I-3-3-Diagramme cycle réel :.....</i>	<i>6</i>
I-4-AVANTAGES ET INCONVENIENTS DU MOTEUR DIESEL :.....	8
CHAPITRE II-LES EMISSIONS POLLUANTES DANS LES MOTEURS DIESEL	9
II-1-LES EMISSIONS DES MOTEURS DIESEL :	9
II-1-1 MONOXYDE DE CARBONE (CO) :	10
II-1-2-HYDROCARBURES (HC) :	11
II-1-3-PARTICULES (PM) :.....	11
II-1-4-OXYDES D'AZOTE (NOX) :.....	12
CHAPITRE III-TECHNIQUE DE RECIRCULATION DES GAZ DECHAPPEMENT	14
III-1-INTRODUCTION :.....	14
III-2-PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT :.....	15
III-3-TYPES DE VANNE D'EGR (EGR VALVE) :.....	17
III-4-ESTIMATION DU TAUX D'EGR :.....	18
III-4-1-TAUX D'EGR BASE SUR LA MASSE :	19
III-5- LES DIFFERENTS SYSTEMES D'EGR :	20
III-5-1-L'EGR A HAUTE PRESSION (HPL-EGR) :	21
III-5-2-L'EGR A BASSE PRESSION (LPL-EGR) :	22
CHAPITRE IV : PARTIE CALCUL	-
IV-1- INTRODUCTION :.....	24

IV-2-DESCRIPTION DU PROBLEME :	25
IV-3-INITIALISATION :	25
IV-3-1-INITIALISATION DE LA PRESSION ET DE LA TEMPERATURE DANS LE CYLINDRE :	25
LES VALEURS INITIALES DE LA PRESSION ET DE LA TEMPERATURE SONT CALCULEES EN FONCTION DE LA RELATION ISENTROPIQUE DES GAZ PARFAITS.	25
IV-3-2-INITIALISATION DES FRACTIONS MASSIQUES DES ESPECES ADMISES DANS LE CYLINDRE :	26
LES FRACTIONS MASSIQUES DES ESPECES QUI CONSTITUENT LE FLUX D'OXYDANT (AIR+EGR) LORSQUE L'EGR EST APPLIQUE, SERONT CALCULEES COMME SUIVANT:	26
IV- 4 - CALCUL THERMIQUE :	28
IV- 4 - 2- QUANTITE D'AIR NECESSAIRE A LA COMBUSTION COMPLETE DE 1 KG DE COMBUSTIBLE :	28
IV- 4 - 2- 1- <i>Quantité de charge fraîche :</i>	30
IV- 4 - 2 - 2- <i>Quantité des produits de combustion :</i>	31
IV- 4 - 2 - 3 - <i>Le coefficient de variation molaire théorique :</i>	32
IV- 4 - 2 - 4 - <i>Le coefficient de variation molaire réel :</i>	32
IV- 4 - 3 - CYCLE THERMODYNAMIQUE :	34
IV- 4 - 4 - PHASE COMPRESSION :	34
LA PHASE DE COMPRESSION EST PRODUITE QUAND TOUTES LES SOUPAPES SONT FERMEES ET QUE LE PISTON MONTE DU PMB VERS LE PMH. AU DEBUT LA TEMPERATURE DE LA CHARGE FRAICHE EST INFERIEURE A CELLE DES PAROIS DE LA CHAMBRE DE LA COMBUSTION DONC L'ECHANGE DE CHALEUR SE FAIT DANS LE SENS DES PAROIS VERS LE FLUIDE PUIS L'EGALISATION ET ENFIN FLUX THERMIQUE DU MELANGE GAZEUX VERS LES PAROIS DES CYLINDRES.	34
IV- 4 - 4 - 1- <i>Pression vers la fin de compression :</i>	35
IV- 4 - 4 - 2 - <i>Température vers la fin de compression :</i>	35
IV- 4 - 4 - 3 - <i>Pression maximale du cycle :</i>	35
IV- 5 - TEMPERATURE MAXIMAL DU CYCLE :	36
CONCLUSION	39
RÉFÉRENCES	40

Liste des tableaux

Tableau	Titre	Page
I-2	Classification des moteurs à combustion interne	2
I-4	Avantages et inconvénients du moteur diesel	8
IV-2	Caractéristiques du Moteur	25
IV-3-2	Les fractions massiques des espèces d'échappement	25
IV-3-2-1	Fractions massiques des espèces du flux oxydant admis dans cylindre	27

Liste des Figures

Figure	Titre	Page
Fig. I.1	Diagramme de cycle mixte (cycle de Sabathé)	5
Fig. I.2	Cycle réel	6
Fig. I.3	Diagramme de cycle réel	7
Fig. II.1	Composition des gaz d'échappement diesel	9
Fig.III.1	Gaz d'échappement recirculés (EGR)	15
Fig.III.2	Pressions pour différents taux d'EGR dans un moteur diesel DI	16
Fig.III.3.1	Vanne EGR sou vide	17
Fig.III.3.2	Vanne EGR à commande Electronique	17
Fig.III.3.3	Schéma d'un système EGR commandé par un ECU	18
Fig.III.4	Définition de l'EGR basée sur la masse	19
Fig.III.5	L'EGR dans les moteurs diesel a aspiration naturelle	20
Fig.III.5.1	L'EGR a boucle haute pression	22
Fig.III.5.2	L'EGR a boucle basse pression	23
Fig. IV. 4. 3	Cycle réel d'un moteur diesel suralimenté	34

Liste des symboles

ε : Taux de compression

α : Coefficient d'axes d'air

μ_{air} : Masse molaire d'air [Kmol/Kg]

M_1 : Quantité de charge fraîche $\left[\frac{\text{kmole}}{\text{kg de combustible}} \right]$

M_2 : Quantité des produits de combustion $\left[\frac{\text{kmole}}{\text{kg de combustible}} \right]$

β_0 : Coefficient de variation molaire théorique

β : Coefficient de variation molaire réel

γ_r : Coefficient de gaz résiduel

ξ_r : Coefficient d'utilisation de la chaleur pendant le déplacement du piston entre les point (c) et (b)

T_s : Température à la sortie du compresseur [$^{\circ}\text{K}$]

L_0 : Quantité d'air nécessaire à la combustion complète de 1 kg de combustible $\left[\frac{\text{kmole}}{\text{kg de combustible}} \right]$

l_0 : Quantité d'air nécessaire à la combustion complète de 1 kg de combustible $\left[\frac{\text{kg d air}}{\text{kg de combustible}} \right]$

P_a : Pression en fin d'admission [bar]

P_c : Pression vers la fin de compression [bar]

T_c : Température vers la fin de compression [$^{\circ}\text{K}$]

λ : Taux d'augmentation de la pression

P_z : Pression maximal du cycle [bar]

β_z : Coefficient de variation molaire réel

$C_{v_{mz}}$: Chaleur spécifique moyenne aux points (z) $\left[\frac{\text{kJ}}{\text{kmole}} \right]$

$C_{v_{mc}}$: Chaleur spécifique moyenne aux points(c) $\left[\frac{\text{kJ}}{\text{kmole}} \right]$

ξ_z : Coefficient d'utilisation de chaleur

ΔU_{zc} : Variation de l'énergie interne du fluide moteur

ΔL_{cz} : Travail de détente

P_c^i : pouvoir calorifique $\left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$

T_z : Température maximal du cycle [$^{\circ}\text{K}$]

n : Nombre de cylindre

N : vitesse de rotation du vilebrequin (tour par minute)

D : L'alésage [mm]

Coolant : liquide de refroidissement

Engine : moteur

Exhaust gas : gaz d'échappement

Air intake : prise d'air

Crank angle : angle de manivelle

Speed : vitesse

Load : charge

High Pressure Loop EGR : boucle à haute pression

Introduction générale

INTRODUCTION GENERALE

Les ressources pétrolières sous terrains existantes en Algérie participent dans le développement économique d'une façon notable, cependant plusieurs entreprises nationales et internationales ont été installés dans le sud algérien dans les spécialités : forage, production, exploitation, raffinage etc.

Le forage est un procédé primordial afin d'extraire le pétrole, celui-ci exige désinstallations importantes afin d'assurer un environnement de travail sure est efficace.

Parmi les équipements utilisés on site le moteur diesel qui est exploités comme étant un groupe de forces ou bien comme un groupe électrogène qui entraîne un alternateur pour produire de l'énergie électrique afin d'alimenter les équipements de forage (pompe à boue, treuil, table de rotation,...) ainsi pour assurer l'éclairage dans la plate forme pétrolière, les camps et les bases de vie. Donc ce moteur est le cœur de l'appareil de forage dans ce site considérer comme aride.

D'autre part, en raison de l'augmentation rapide des moteurs de véhicule et de l'utilisation très limitée des technologies de contrôle des émissions polluantes, le transport apparaît comme la principale source de pollution atmosphérique urbaine, qui est un problème de santé publique important dans la plupart des villes du monde en développement. La pollution atmosphérique dans les pays en développement compte des dizaines de milliers d'excès de décès et des milliards de dollars en coûts médicaux et des pertes de productivité chaque année. L'organisation mondiale de la santé a estimé qu'environ 2.4 millions de personnes meurent chaque année en raison de la pollution atmosphérique. Dans le monde d'aujourd'hui, la protection de l'environnement, le changement climatique et la pollution de l'air sont devenus des sujets d'intérêt central.

Les moteurs diesel ont une utilisation étendue par rapport aux moteurs à essence en raison de leurs coûts d'exploitation faibles, de leur efficacité énergétique, de leur grande durabilité et de leur fiabilité. Ils sont la source d'énergie du transport commercial, étant employés dans les camions, les autobus, les trains et les navires ainsi que les véhicules industriels hors route tels que les machines d'excavation et les équipements miniers. Bien qu'ils présentent de nombreux avantages, ils ont un impact important sur les problèmes de pollution environnementale dans le monde entier. En particulier, les gaz d'échappement diesel contiennent une quantité plus élevée de particules et des émissions des NOx qui sont responsables de graves problèmes environnementaux et de santé

**CHAPITRE I :
GENERALITE SUR
LE MOTEUR
DIESEL**

I-GENERALITE SUR LES MOTEURS :**I-1-Historique de moteur Diesel :**

Le moteur diesel doit son nom à son inventeur, l'ingénieur allemand RODULF DIESEL né le 18 mars 1858 à Paris, qui en 1893 à l'âge de 35 ans, publia après de longues études un ouvrage intitulé « **théories et construction thermique rationnel** ». Dans cet ouvrage RODULF DIESEL qui avait l'idée de réaliser un moteur dont le cycle se rapproche de cycle de Carnot. Il a présenté ce nouveau moteur comme un moteur à combustion interne dont lequel était utilisé la chaleur due à la compression de l'air pour provoquer l'allumage du combustible.

RUDOLF DIESEL passionné de mécanique a obtenu différents brevets dont un en particulier en 1892. RODULF DIESEL a mis au point le premier moteur à allumage par compression, en faisant comprimer de l'air à l'intérieur du cylindre et on obtient une haute température de l'air suffisante pour enflammer un combustible finement pulvérisé. Actuellement les progrès réalisés surtout dans l'injection mécanique font ressortir que les moteurs Diesel sont utilisés de plus en plus tant dans l'industrie des centrales électriques, dans les bateaux et sur les routes.

I-2-Classification des moteurs à combustion interne :

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

<p>A- Le mode de fonctionnement :</p> <ul style="list-style-type: none"> ➤ Moteur à piston alternatif. ➤ Moteur à piston rotatif. ➤ Moteur à turbine. ➤ Moteur mixte (piston libre à turbine). 	<p>B - Le mode de remplissage du cylindre :</p> <p>On distingue :</p> <ul style="list-style-type: none"> ➤ Moteur alimenté. ➤ Moteur sur alimenté
<p>C- Le type de combustible :</p> <ul style="list-style-type: none"> ➤ Moteur à combustion légère (essence). ➤ Moteur à combustion lourde (gas-oil). ➤ Moteur à gaz (GPL). 	<p>D - Suivant le cycle adopté :</p> <ul style="list-style-type: none"> ➤ Moteur à quatre temps. ➤ Moteur à deux temps.

<p>E- Le mode d'allumage :</p> <ul style="list-style-type: none"> ➤ Moteur à allumage par compression. ➤ Moteur à allumage par étincelle électrique. 	<p>F- La formation de mélange :</p> <ul style="list-style-type: none"> ➤ Moteur à carburateur. ➤ Moteur à injection.
<p>G - Le cycle de fonctionnement :</p> <ul style="list-style-type: none"> ➤ Moteur à combustion à volume constant (cycle OTTO). ➤ Moteur à combustion à pression constante (cycle Diesel). ➤ Moteur à combustion à volume constant pris à pression constante (mixte) 	<p>H - La disposition du cylindre</p> <ul style="list-style-type: none"> ➤ Moteur à cylindres en ligne (L). ➤ Moteur à cylindres en V (V). ➤ Moteur à cylindres en W. ➤ Moteur à cylindres en X. ➤ Moteur à plat. ➤ Moteur à cylindres en H. ➤ Moteur à pistons opposés. ➤ Moteur en étoile.
<p>I- La vitesse du piston :</p> <ul style="list-style-type: none"> ➤ Moteur lent. ➤ Moteur semi rapide. ➤ Moteur rapide 	<p>J - La disposition des soupapes ;</p> <ul style="list-style-type: none"> ➤ Arbre à cames en tête et soupapes en tête. ➤ Arbre à cames latéral et soupapes culbuteurs, Arbre à cames latéral et soupapes latérales.
<p>K-Le mode de refroidissement:</p> <ul style="list-style-type: none"> ➤ Refroidissement par eau et par air. 	

I-3-Cycle à quatre temps de moteur Diesel:

I-3-1-Cycle théorique : la (Fig. I.1) représente les quatre temps suivants :

1^{er} temps : Admission (SA ouverte ; SE fermée)

Le piston est au PMH et va se déplacer vers PMB aspirant de l'air frais pour remplir le cylindre ; c'est la course d'aspiration qui dure depuis le PMH jusqu'au PMB soit $\frac{1}{2}$ tour de vilebrequin qui est égale à 180° . Cette évolution a lieu à la pression atmosphérique (1,01325bars).

2^{ème} temps : Compression : (SA fermée ; SE fermée)

Le piston se déplaçant de PMB vers PMH comprime l'air frais qui se trouve emprisonner dans le cylindre à une pression de l'ordre de 35 à 40 bars ce qui le porte à une température 500 a 600°c .

3^{ème} temps : - Injection – Combustion – Détente (SA fermée ; SE fermée)

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

La pression varie suivant le type de moteur qui est entre 80 et 250 bars et même plus dans certains moteurs Diesel marins. L'injection est progressive et dure 15/100 environ de la course du piston soit 25° à 30° de rotation de vilebrequin.

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

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

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

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

4ème temps : Echappement (SA fermée ; SE ouverte) :

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

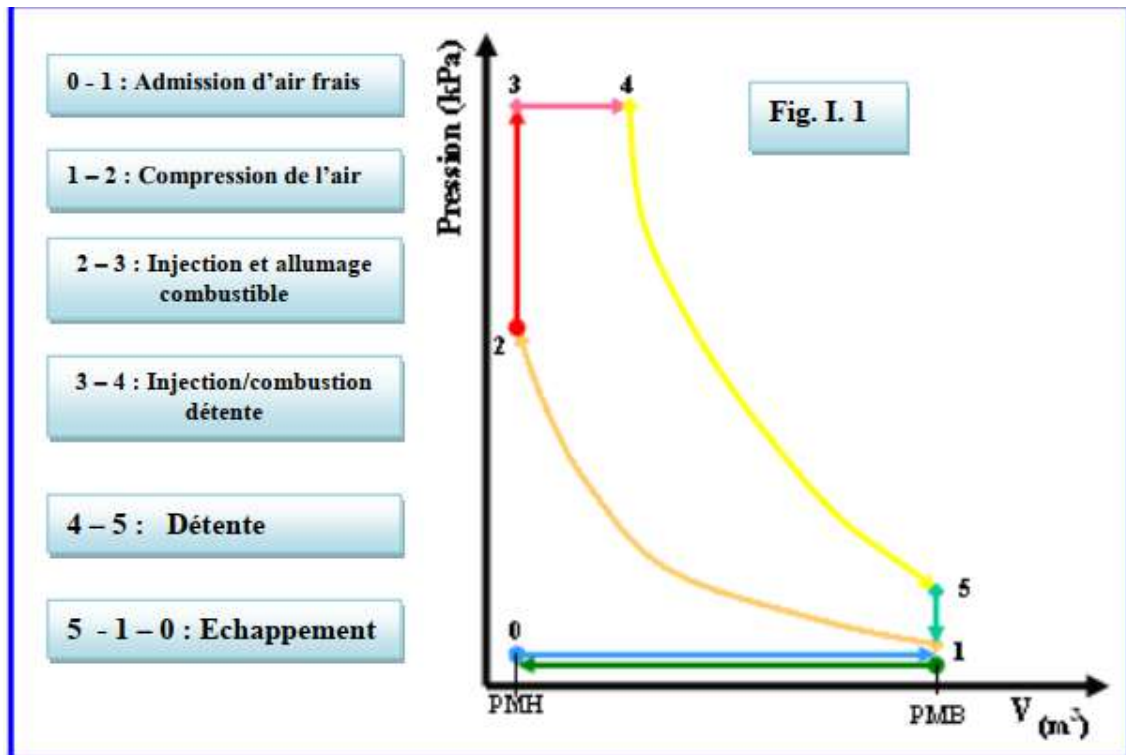


Fig. I.1 : Diagramme de cycle mixte (cycle de Sabathé)

I-3-2-cycle réel:

En pratique le cycle réel présente les quatre distinctions suivantes par rapport au cycle idéal ;(Fig. I.2)

1° Avance ouverte admission (AOA) :

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

2° Retard fermeture admission (RFA) :

On donne de retard à la soupape d'admission pour obtenir un meilleur remplissage de cylindre en air frais. En effet, l'air ayant acquis une certaine vitesse durant la course

descendante du piston, continue de pénétrer dans le cylindre pendant le temps mort du piston quand il est au PMB.

3° Avance ouverture échappement (AOE) :

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

4° Retard fermeture échappement (RFE) :

Nous remarquons que ce retard correspond à peu près à l'avance à l'ouverture de la soupape d'admission. En effet, les gaz frais pénétrant dans le cylindre chassent les gaz brûlés.

I-3-3-Diagramme cycle réel :

En effet, Le moteur diesel, à opérer comme sur le moteur à explosion un réglage de la distribution (AOA- RFA- AOE- RFE et AI).

On obtient ainsi le diagramme de la figure (Fig. I. 3).

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

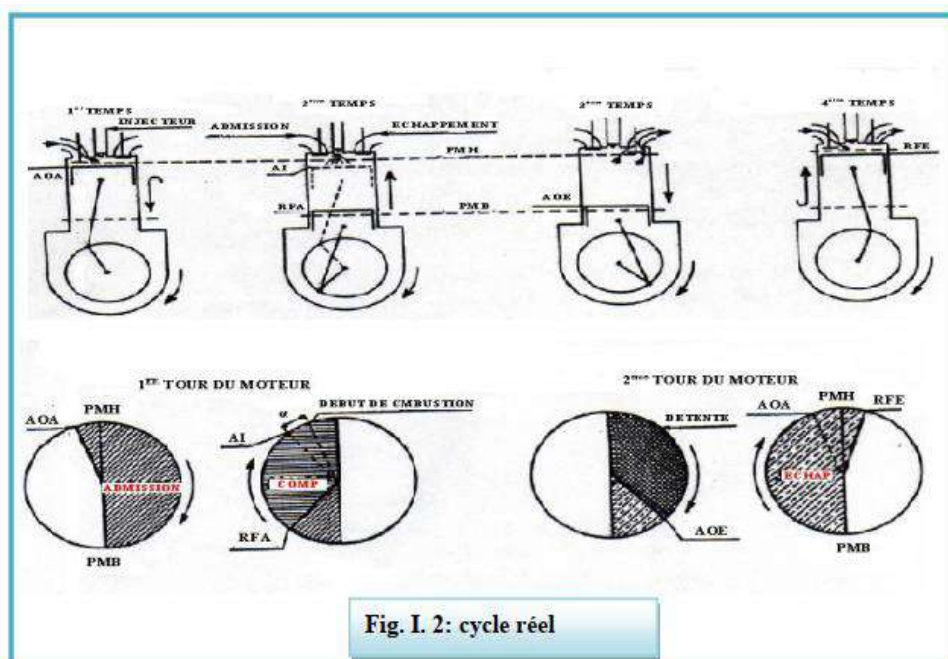


Fig. I. 2: cycle réel

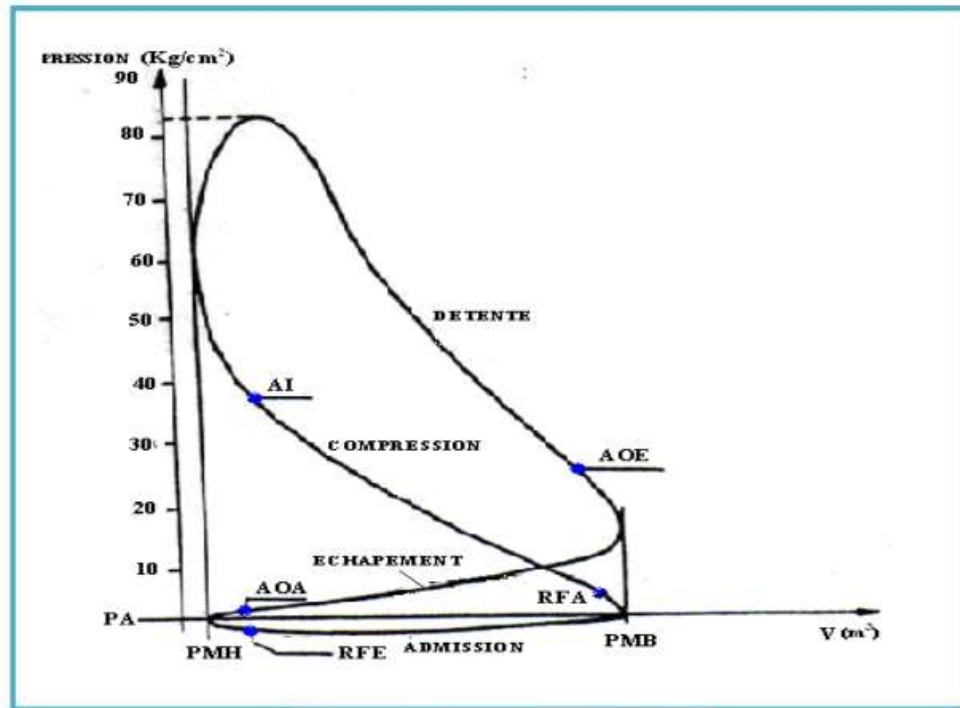


Fig. I. 3: Diagramme de cycle réel

I-4-Avantages et inconvénients du moteur diesel :

Avantages et inconvénients du moteur diesel	
Les avantages	Les inconvénients
<ul style="list-style-type: none"> ➤ Le rendement est élevé. La consommation moyenne en combustible est voisine de 190g/cv/h. ➤ Le combustible employé par les moteurs Diesel est relativement bon marché. ➤ Les gaz d'échappement sont moins toxiques puisque la teneur en oxyde de carbone est de 0,1% à 2%. ➤ Les dangers d'incendie sont réduits. ➤ L'admission est toujours maximale. ➤ En effet, le gas-oil ne produit des vapeurs inflammables que chauffé aux environs de 80°C, soit à une température nettement supérieure à celle de l'été. 	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Les organes du moteur sont soumis à des pressions élevées donc à des efforts considérables, si bien que la construction de ces moteurs pose des problèmes mécaniques plus complexes. ➤ Les hautes températures sont indispensables pour enflammer spontanément le combustible injecté, ce qui nécessite des matériaux ayant une bonne tenue aux températures élevées. ➤ Les pressions en cours de combustion normales sont voisines de 50 à 80 bars mais ces valeurs sont dépassées s'il se produit des « ratés d'inflammation »

CHAPITRE II :

LES EMISSIONS POLLUANTES DANS LES MOTEURS DIESEL

II-LES EMISSIONS POLLUANTES DANS LES MOTEURS DIESEL

II-1-Les émissions des moteurs diesel :

Le moteur diesel est un moteur à auto-allumage dans lequel le carburant et l'air sont mélangés à l'intérieur du moteur. L'air requis pour la combustion est fortement comprimé à l'intérieur de la chambre de combustion. Cela génère des températures élevées qui sont suffisantes pour que le carburant diesel s'allume spontanément lorsqu'il est injecté dans le cylindre. Ainsi, le moteur diesel utilise la chaleur pour libérer l'énergie chimique contenue dans le carburant diesel et pour la transformer en énergie mécanique [1].

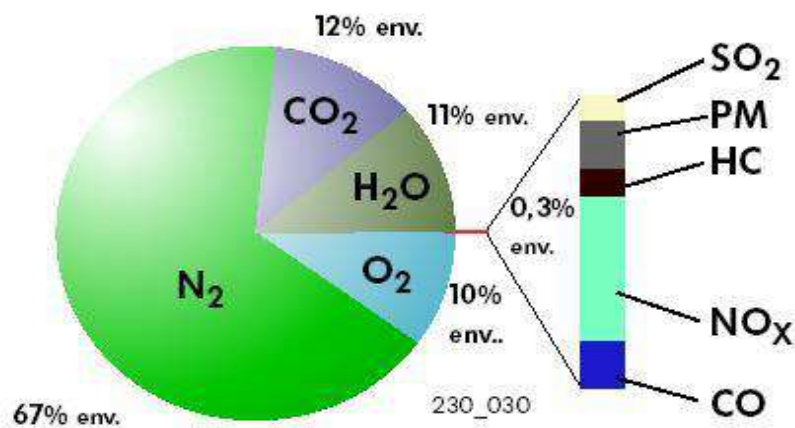


Fig II.1: Composition des gaz d'échappement diesel [2]

Le carbone et l'hydrogène forment l'origine du carburant diesel comme la plupart des combustibles fossiles. Pour un équilibre thermodynamique idéal, la combustion complète du carburant diesel ne générerait que du CO₂ et du H₂O dans les chambres de combustion du moteur [3]. Cependant, de nombreuses raisons (le rapport air-carburant, le temps d'allumage, la turbulence dans la chambre de combustion, la forme de combustion, la concentration d'air-carburant, la température de combustion, etc.) rendent cela hors de question et un certain nombre de produit nocifs sont générés pendant la combustion. Les produits nocifs les plus significatifs sont le CO, HC, NO_x et PM. La figure II.1 montre la composition approximative des gaz d'échappement diesel [4]. Les émissions polluantes ont un taux de moins de 1% dans les gaz d'échappement diesel. Les NO_x ont la plus forte proportion d'émissions de polluants diesel avec un taux supérieur à 50%. Après les NO_x, les particules PM ont la deuxième proportion la plus élevée dans les émissions polluantes. Puisque les moteurs diesel sont des

moteurs à combustion pauvre les concentrations du CO et HC sont minimales. En outre, les émissions polluantes comprennent un minimum de SO₂ selon les spécifications et la qualité du carburant. Il est produit par les sulfates contenus dans le carburant diesel. De nos jours, la plupart des distributeurs de carburant et des clients préfèrent un diesel à très faible teneur en soufre (ULSD) pour les moteurs diesel afin de prévenir les effets nocifs du SO₂. Dans cette section, les quatre principales émissions polluantes (CO, HC, PM et NO_x) du moteur diesel sont expliquées. Chaque type d'émission est étudié individuellement et les impacts de chaque émission sur les problèmes environnementaux et de santé sont également révélés.

II-1-1 Monoxyde de carbone (CO) :

Le CO est un gaz inodore et incolore. Chez l'homme, le CO dans l'air est inhalée par les poumons et transmis dans la circulation sanguine. Il se lie à l'hémoglobine et inhibe sa capacité à transférer de l'oxygène. Selon la concentration du CO dans l'air, comme ainsi conduit à l'asphyxie, cela peut affecter la fonction de différents organes, entraînant une diminution de la concentration, des réflexes lents et de la confusion [9-10]. Si l'air avec une concentration volumique de 0.3% est inhalé, cela peut causer la mort après environ 30 min [11]. Cela peut être un problème particulièrement dans les salles fermées. Le CO résulte de la combustion incomplète où le processus d'oxydation ne se produit pas complètement. Cette concentration dépend en grande partie du mélange air/carburant. Il est plus élevé lorsque le facteur d'excès d'air est inférieur à 1.0, ce qui correspond à un mélange riche [5]. Cela peut être causé surtout au moment du démarrage et une accélération instantanée du moteur où les mélanges riches sont nécessaires. Dans les mélanges riches, en raison de la carence en air et de la concentration des réactifs, tout le carbone ne peut pas se convertir en CO₂ et être transformé en une concentration de CO. Dans les moteurs diesel qui sont des moteurs à combustion pauvres et qui ont un facteur d'excès d'air toujours élevé ($\phi_0 > 1$), la formation du CO est minimale. Néanmoins, le CO est produit si les gouttelettes du carburant sont trop grandes ou si des turbulences ou des tourbillons (swirl) insuffisants sont créés dans la chambre de combustion [8].

II-1-2-Hydrocarbures (HC) :

Les émissions d'hydrocarbures sont composées de carburants non brûlés en raison d'un manque d'oxygène ou de température insuffisante qui se produit près de la paroi du cylindre. À ce stade, la température du mélange air-carburant est nettement inférieure que celle au centre du cylindre [12-13]. Les hydrocarbures se composent de milliers d'espèces, comme les alcanes, les alcènes et les aromatiques. Ils sont normalement énoncés en termes de teneur équivalente en CH₄ [14]. Les moteurs diesel émettent normalement de faibles niveaux d'hydrocarbures. Par conséquent, la formation du HC n'est généralement pas problématique dans les moteurs diesel. Les émissions d'hydrocarbures diesel se produisent principalement à des faibles charges. La principale source d'émissions d'hydrocarbures à faible charge est le pauvre mélange d'air-carburant. Dans les mélanges pauvres, les vitesses de flamme peuvent être trop faibles pour que la combustion soit terminée pendant la course de puissance, ou la combustion peut ne se produire pas, et ces conditions provoquent des émissions élevées d'hydrocarbures [16]. Les émissions d'hydrocarbures se produisent non seulement dans les gaz d'échappement du véhicule, mais aussi dans le carter du moteur, le système de carburant et l'évacuation atmosphérique des vapeurs lors de la distribution et de la délivrance du carburant [6]. Les émissions d'hydrocarbures du carter et les pertes par évaporation des émissions d'hydrocarbures ont respectivement 20 à 35 et 15 à 25%, tandis que les émissions d'hydrocarbures dans l'échappement ont 50 à 60% des émissions totales d'hydrocarbures [20]. Les hydrocarbures ont des effets néfastes sur l'environnement et la santé humaine. Avec d'autres émissions polluantes, elles jouent un rôle important dans la formation de l'ozone troposphérique. Les véhicules représentent environ 50% des émissions qui forment de l'ozone. Les hydrocarbures sont toxiques avec un potentiel d'irritation des voies respiratoires et provoquent un cancer [21-22].

II-1-3-Particules (PM) :

Les émissions des particules dans les gaz d'échappement résultent du processus de combustion. Ils peuvent provenir de l'agglomération de très petites particules de combustible partiellement brûlé, d'huile lubrifiante partiellement brûlée, de teneur en cendres du fuel-oil, huile lubrifiante des cylindres ou des sulfates et d'eau[8-23]. La plupart des particules de matière résultent d'une combustion incomplète des hydrocarbures dans le carburant et l'huile lubrifiante. Les particules du diesel sont généralement des sphères d'environ 15 à 40 nm de

diamètre, et environ plus de 90% de PM est inférieur à 1 μm de diamètre. Le processus de formation des émissions de particules dépend de nombreux facteurs tels que le processus de combustion et d'expansion, la qualité du carburant (teneur en soufre et cendres), la qualité de l'huile de lubrification, la consommation, la température de combustion et le refroidissement des gaz d'échappement [26]. De nombreuses recherches sont effectuées pour détecter l'impact des émissions de particules sur l'environnement et la santé humaine. Dans ces recherches, il est annoncé que l'inhalation de ces particules peut causer des problèmes de santé importants tels que la mort prématurée, l'asthme, le cancer du poumon et d'autres problèmes cardiovasculaires. Ces émissions contribuent à la pollution de l'air, de l'eau et du sol, la salissure des bâtiments, réduction de la visibilité, impact sur la productivité agricole et changement climatique mondial[32-33-40].

II-1-4-Oxydes d'azote (NOx) :

Les moteurs diesel utilisent de l'air chaud hautement comprimé pour enflammer le carburant. L'air, principalement composé d'oxygène et d'azote, est initialement aspiré dans la chambre de combustion. Ensuite, il est comprimé et une fois le carburant est injecté directement dans cet air comprimé près du sommet de la course de compression (PMH), il est brûlé et la chaleur est libérée. Normalement dans ce processus, l'azote dans l'air ne réagit pas avec l'oxygène dans la chambre de combustion et il est émis de manière identique hors du moteur. Cependant, des températures élevées supérieures à 1600 °C dans les cylindres font que l'azote réagit avec l'oxygène et génère des émissions de NOx. La quantité des NOx produite est fonction de la température maximale dans le cylindre, des concentrations d'oxygène et du temps de résidence. La plupart des NOx émis sont formés au début du processus de combustion, lorsque le piston est encore près du sommet de sa course. C'est la période dans laquelle la température de la flamme est la plus élevée. Les NOx sont désignés par l'oxyde d'azote (NO) et le dioxyde d'azote (NO₂). Le NO constitue 85-95% des NOx et il est progressivement converti en NO₂ dans l'air atmosphérique. Alors que le NO et le NO₂ sont regroupés en NOx, il existe des différences particulières entre ces deux polluants. Le NO est un gaz incolore et inodore, tandis que le NO₂ est un gaz brun rougeâtre avec une odeur piquante [29-37]. Parmi les différents types de véhicules, les véhicules diesel sont les contributeurs les plus importants aux émissions de NOx. Par rapport aux moteurs à essence, ils ont besoin de températures plus élevées car ils sont des moteurs à allumage par compression. Les moteurs diesel sont responsables d'environ 85% de toutes les émissions de

NOx provenant de sources mobiles, principalement sous forme de NO[19-28] . Les émissions des NOx des véhicules sont responsables d'un nombre considérable de danger pour l'environnement et pour la santé. Les NOx contribuent à l'acidification, à la formation d'ozone, à l'enrichissement des nutriments et à la formation de smog et devenu un des problèmes considérables dans la plupart des grandes villes du monde [35]. Dans l'atmosphère, les NOx réagissent chimiquement avec d'autres polluants pour former de l'ozone troposphérique (principal composant du smog photochimique) et d'autres polluants toxiques. Le NO2 a un niveau de toxicité cinq fois supérieur à celui du NO et il est également une préoccupation directe de la maladie pulmonaire humaine. Les émissions des NOx sont des précurseurs importants des pluies acides qui peuvent affecter les écosystèmes terrestres et aquatiques.

CHAPITRE III :

**TECHNIQUE DE
RECIRCULATION
DES GAZ
DECHAPPEMENT**

III-TECHNIQUE DE RECIRCULATION DES GAZ DECHAPPEMENT

III-1-INTRODUCTION :

La recirculation des gaz d'échappement (EGR) est devenue cruciale ces dernières années, bien qu'elle ne soit pas une technique nouvelle, afin d'essayer de réduire les niveaux d'émission des NOx. D'autre part, la durée de vie du moteur est améliorée grâce à des températures de cylindre réduites (en particulier la durée de vie de la soupape d'échappement). L'EGR est largement utilisé sur tous les moteurs à essence, et d'autant plus sur les moteurs diesel où la combustion en mélange pauvre accroît la formation des NOx. Dans les moteurs diesel, jusqu'à 50% ou plus des gaz d'échappement peuvent être recyclés. Toutefois, dans le cas des moteurs à essence, le taux d'EGR maximale est limité à 20% sans affecter la stabilité de la combustion. A cause de son rôle à réduire énormément les NOx, cette technique a été convaincante dans la réalisation des normes mondiales. Cependant, l'application de l'EGR entraîne également des pénalités. Dans le cas des moteurs diesel, ces pénalités comprennent une dégradation de la consommation spécifique du carburant et les émissions des particules. De ce fait, l'utilisation de l'EGR est limitée par l'augmentation des émissions des particules et la réduction de l'efficacité thermique du moteur, ce qui entraîne un compromis entre les émissions de NOx et de particules. Afin de répondre aux nouvelles lois et limites imposées par l'Euro VI, l'EGR appliqué seule ne devient pas assez efficace pour avoir un bon compromis NOx/particules. Par conséquent, pour surmonter ce conflit, un filtre à particules diesel (DPF) doit être utilisé conjointement pour réduire davantage les particules. Également, d'autres solutions dans le cylindre peuvent être utilisées simultanément avec l'EGR (Simultaneous technology: ST). L'amplitude des gaz recyclés varie largement en fonction du choix de l'application. Jusqu'à 68% des gaz d'échappement ont été recyclés pour des études de contrôle de combustion avancées.

III-2-Principe de fonctionnement :

L'EGR consiste à faire recirculer une partie des gaz d'échappement dans la chambre de combustion et agissent comme un gaz inerte en plus comme un diluant dans le mélange non brûlé, la figure .III.1 montre ceci schématiquement. Durant la combustion les molécules du carburant ont besoin de plus de temps pour trouver une molécule d'oxygène pour réagir entre eux, au moment ou il y a des molécules inertes qui les entourent. Cela ralentit la vitesse de combustion. L'effet combiné de la chaleur spécifique élevée, due aux concentrations en CO₂ et H₂O, et la réduction de la vitesse de propagation de la flamme, due à la présence d'inertes, conduisent à une réduction significative de la température maximale de la flamme. Par conséquent, il provoque la réduction des niveaux des NO_x. Le déplacement de l'oxygène d'admission conduit à une réduction du taux d'excès d'air, ce qui à son tour augmente le délai d'allumage. Ceci influe considérablement sur la température du gaz du cylindre et la formation des particules. De plus, la cinétique de formation du NO est affectée par la réduction de la pression partielle de la concentration d'oxygène due à l'effet de dilution. En augmentant les rapports d'EGR, les taux de libération de la chaleur pendant la combustion prémélangée, qui est caractérisée par une combustion rapide et qui régit de manière significative la formation des NO_x, peuvent être diminués plus efficacement. De plus, les effets combinés de l'EGR et de la suralimentation ont permis d'améliorer considérablement la combustion tout en réduisant les émissions des NO_x. Les résultats montrent que les NO_x peuvent être réduits presque proportionnellement au rapport d'EGR.

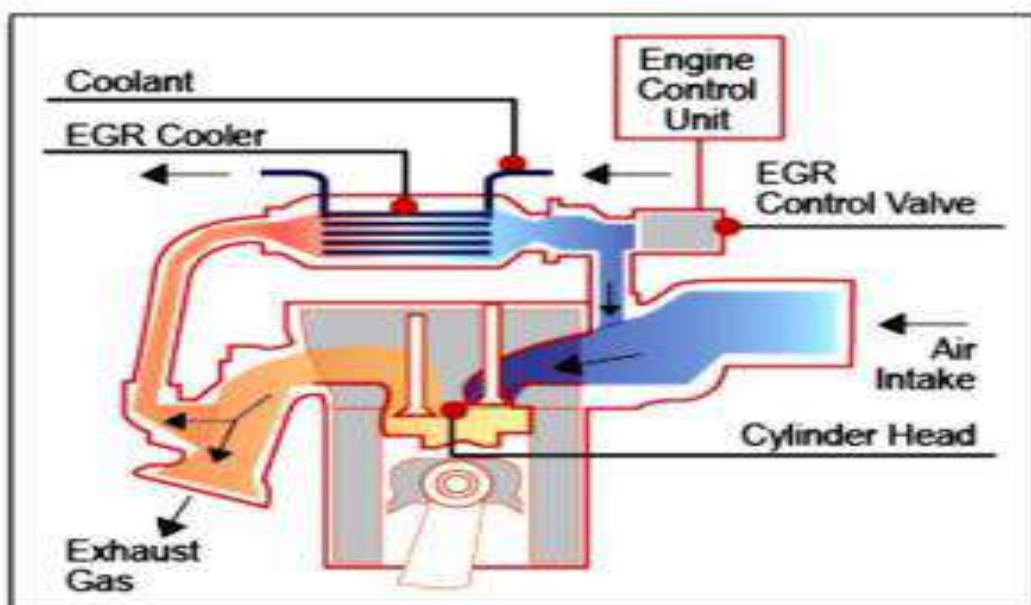


Fig. III.1: Gaz d'échappement recirculés (EGR)

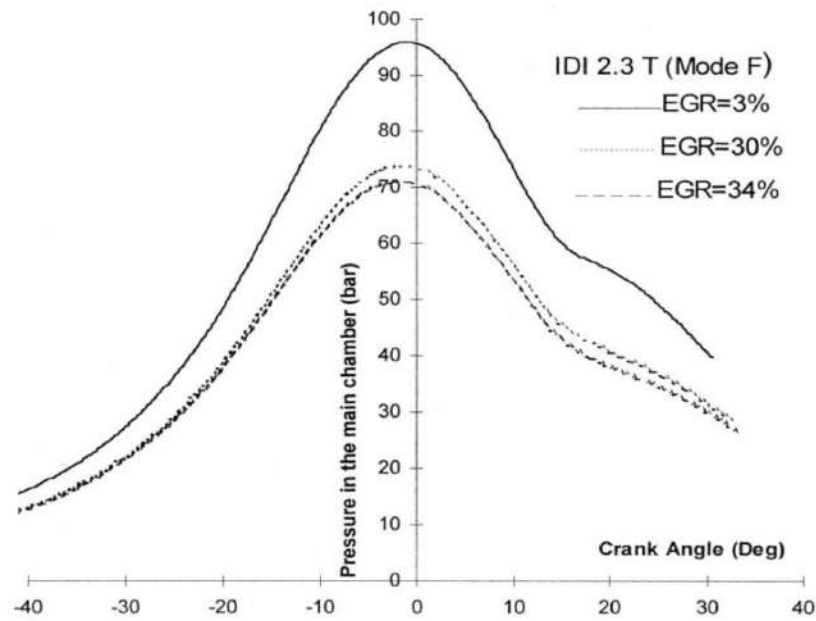


Fig. III.2: Pressions pour différents taux d'EGR dans un moteur diesel DI (50)

Dans les moteurs diesel, il suffit d'implanter dans l'admission un débitmètre d'air. Ce dernier mesure la quantité d'air admise qui sera proportionnelle à la quantité d'EGR commandée par l'ECU (Engine Control Unit). L'EGR réduit la concentration d'oxygène dans la charge et, par conséquent, la pression de combustion et la température, comme indiqué sur la figure III.3.

III-3-Types de vanne d'EGR (EGR valve) :

Il existe de nombreux types de vannes EGR, certaines ont des commandes électroniques et d'autres ont des commandes mécaniques, dont certaines fonctionnent strictement sur le vide et d'autres sur une combinaison de vide et de pression. Les moteurs à essence et diesel sont dotés de divers systèmes de vanne d'EGR. Sur les anciens modèles, un tuyau d'aspiration de petit diamètre actionne une vanne EGR de base, voir figure (III-3-1). Le tuyau relie le haut de la vanne au corps du papillon ou au carburateur. Le disque métallique de la vanne EGR loge généralement un diaphragme à vide, un ressort et un piston. Les nouveaux modèles de véhicules utilisent des systèmes de vanne EGR électroniques qui peuvent inclure des composants supplémentaires, même une soupape numérique qui élimine complètement le besoin de contrôle du vide, voir figure (III-3-2).

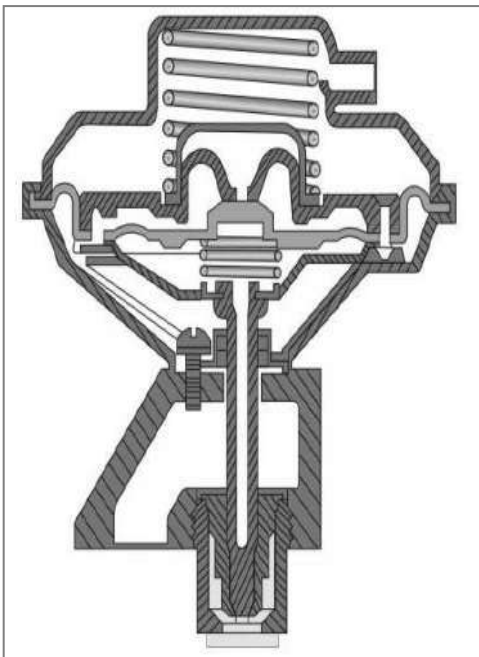


Fig III-3-1: Vanne EGR sou vide

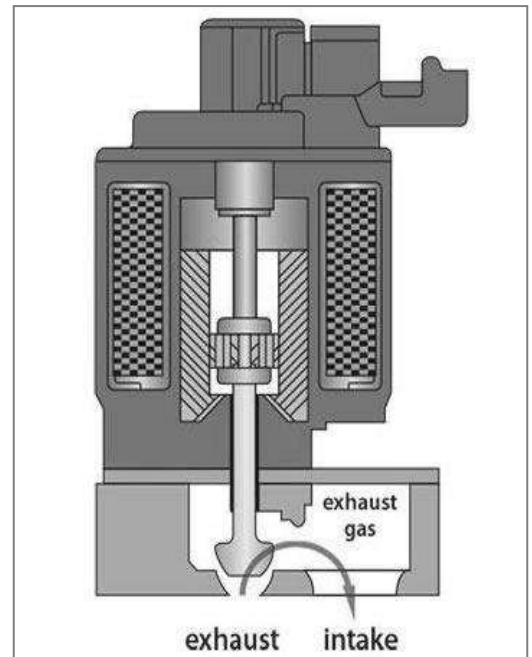


Fig III-3-2: Vanne EGR à commande Electronique

Les modèles ultérieurs peuvent être équipés de vanes EGR à vide électroniques dans un petit bloc ou un cylindre. La vanne fonctionne de la même manière que sur les modèles plus anciens, sauf qu'un capteur électronique de position EGR communique avec une unité de contrôle du moteur du véhicule pour un meilleur contrôle, voir figure (III-3-3). On note que l'unité de contrôle du moteur (également nommée en anglais Engine control unit ou ECU), plus communément appelée le module de commande du groupe motopropulseur (powertrain control module ou PCM), est un type d'unité de commande électronique qui commande une série d'actionneurs ou capteurs (Sensors) sur un moteur à combustion interne pour assurer un fonctionnement optimal.

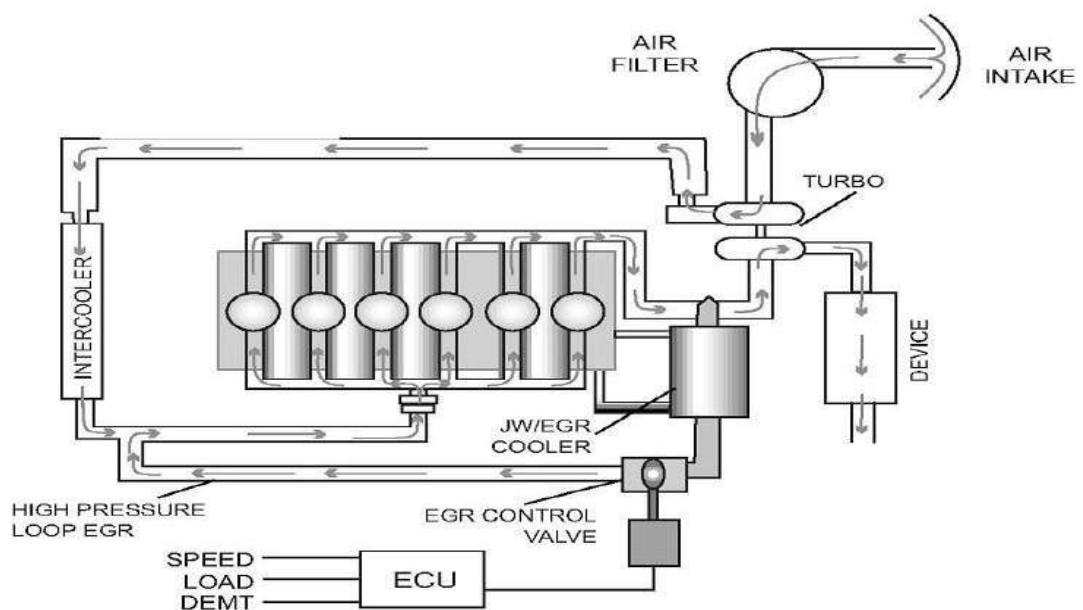


Fig III-3-3: Schéma d'un système EGR commandé par un ECU

III-4-Estimation du taux d'EGR :

Pour mesurer la quantité des gaz d'échappement recirculés, un certain nombre de définitions mathématiques ont été adoptées dans la littérature [49]. Bien qu'il n'existe pas de définition standard universellement établie de l'EGR pour mesurer la quantité de recirculation, deux formules de base ont été le plus souvent utilisées pour définir la quantité ou le taux d'EGR.

III-4-1-Taux d'EGR basé sur la masse :

La définition d'EGR sur une base de masse est représentée sur la figure (III-4-1).

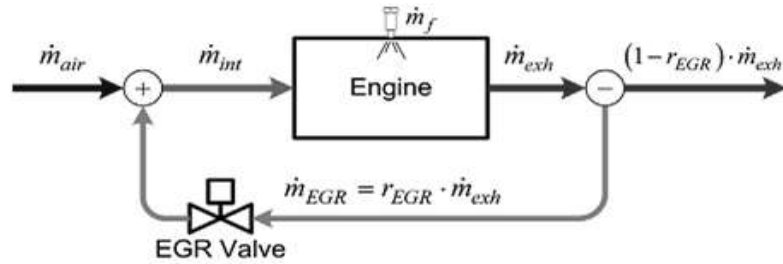


Fig III-4-1 : Définition de l'EGR basée sur la masse

Mathématiquement, elle peut être exprimée comme suit :

$$r_{EGR} = \frac{\dot{m}_{EGR}}{\dot{m}_{air} + \dot{m}_f + \dot{m}_{EGR}}$$

Où \dot{m}_{EGR} est le débit massique des gaz d'échappement recirculés, \dot{m}_{air} est le débit massique de l'air frais, \dot{m}_f est le débit massique du combustible injecté et r_{EGR} est la fraction massique des gaz d'échappement recirculés.

Étant donné que la mesure du débit du carburant est inférieure au débit d'air massique d'un ordre de grandeur ou plus, une définition simplifiée de l'EGR est généralement utilisée comme suit:

$$r_{EGR} = \frac{\dot{m}_{EGR}}{\dot{m}_{int}} = 1 - \frac{\dot{m}_{air}}{\dot{m}_{int}} \quad (III-1)$$

Où la masse de la charge d'admission,

$$\dot{m}_{int} = \dot{m}_{air} + \dot{m}_{EGR} \quad (III-2)$$

III-5- Les différents systèmes d'EGR :

La mise en œuvre de l'EGR est simple pour les moteurs diesel à aspiration naturelle car la contre pression de la sortie d'échappement est normalement supérieure à la pression d'admission. Quand un passage d'écoulement est conçu entre les collecteurs d'échappement et les collecteurs d'admission et régulé avec une vanne d'étranglement, figure (III-5), la recirculation des gaz d'échappement est établie. Les différences de pression sont généralement suffisantes pour entraîner le débit d'EGR d'une quantité désirée, sauf pendant le ralenti, un étranglement partiel dans le tuyau d'échappement lui-même peut être activé pour produire la pression différentielle désirée. Cependant, les moteurs diesel modernes, sont généralement à turbocompresseur, et la mise en œuvre de l'EGR est, par conséquent, plus difficile. Toutes les difficultés doivent être prises en compte lorsque l'EGR est utilisé. Lorsqu'une partie des gaz d'échappement est retirée du système d'échappement en amont du turbocompresseur, une partie d'énergie de ce gaz, utilisable pour comprimer l'air d'admission, est considérée perdu, donc la quantité d'air qui pénètre dans le cylindre diminue. Cette quantité d'air est directement couplée à la quantité d'EGR que le moteur peut fonctionner, car le facteur limitant est le rapport air/carburant dans le cylindre.

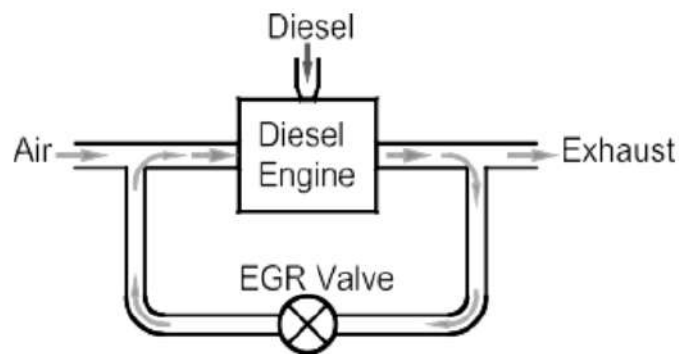


Fig III-5-L'EGR dans les moteurs diesel à aspiration naturelle

Généralement, les systèmes EGR sont classés en trois types; l'EGR à boucle haute pression, EGR à boucle basse pression et EGR hybride. L'EGR à haute pression est souvent utilisé pour atteindre des taux d'EGR élevés à des faibles charges et l'EGR à basse pression est utilisé à des charges intermédiaires et élevées.

III-5-1-L'EGR à haute pression (HPL-EGR) :

La pratique préférée est de recycler les gaz d'échappement de l'amont de la turbine vers l'aval du compresseur (ou en aval du refroidisseur intermédiaire dans le cas échéant), à savoir la boucle à haute pression d'EGR, figure (III-5-1). Ces systèmes EGR sont les plus répandus en production. Cela signifie que l'EGR est prélevé en amont de la turbine et acheminés à travers un mélangeur vers l'amont du collecteur d'admission. Le compresseur et le refroidisseur intermédiaire ne sont donc pas exposés aux gaz d'échappement. Cependant, une telle boucle d'EGR à haute pression n'est applicable que lorsque la pression amont de la turbine est suffisamment supérieure à la pression de suralimentation, c'est-à-dire si $P_3 - P_2 > 0$ prévaut. Dans le cas où la différence de pression ne peut pas être atteinte avec l'adaptation d'origine entre le turbocompresseur et le moteur, des solutions doivent être apportées en augmentant la pression en amont de la turbine ou en réduisant la pression de suralimentation.

Même si une variété de mesures peut être prise, le principal concurrent est d'utiliser une turbine à géométrie variable (VGT) qui peut fournir efficacement la pression d'entraînement de l'EGR souhaitée sans sacrifier considérablement la performance du moteur. Dans de tels systèmes, le contrôle de l'EGR est étroitement lié au contrôle du VGT. Le rétrécissement du passage d'écoulement des distributeurs de la turbine augmentera la pression en amont de la turbine (P_3) et réduira la pression de suralimentation (P_2). Pour les conditions froides ou de démarrage à froid, il peut y avoir des bypasses autour des refroidisseurs de l'EGR [30].

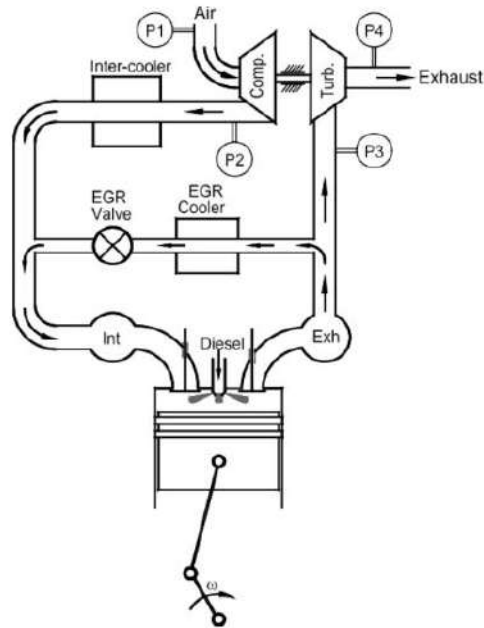


Fig III-5-1 : L'EGR a boucle haute pression(18)

III-5-2-L'EGR à basse pression (LPL-EGR) :

Dans le système à basse pression, l'EGR est retiré de l'échappement situé en aval de la turbine et mené à l'admission en amont du compresseur, figure (III-5-2). Cette boucle est réalisable car une pression différentielle positive entre la sortie errrrrde la turbine et l'entrée du compresseur est généralement disponible, $(P4 - P1) > 0$. En outre, la pression $P4$ peut être augmentée par un étranglement partiel qui garantit une pression de conduite suffisante pour l'écoulement de l'EGR. Une puissance acquise sera plus élevée dans le turbocompresseur, comparant aux systèmes d'EGR HPL, à mesure que le flux des gaz d'échappement est complètement passé à travers la turbine. D'autre part, il entraîne un débit massique plus élevé dans le compresseur, comme l'EGR et l'air frais doivent être comprimés [43]. Un avantage est l'augmentation de la masse qui passe à la fois à travers la turbine et le compresseur. Surtout dans les points de faible charge du moteur, où les taux d'EGR sont élevés et le débit global du gaz est petit, le point de fonctionnement du turbocompresseur est déplacé dans des zones à plus grande efficacité. Cela aide à améliorer l'économie du carburant des moteurs, en comparaison avec un système à haute pression [42]. Les systèmes d'EGR LPL ont des capacités de refroidissement plus élevée pour des débits similaires à ceux du HPL EGR, puisque l'EGR en aval de la turbine est plus froid que celui provenant de l'amont du turbocompresseur (dans le cas du HPL). Par conséquent, une possibilité de réduire la taille du refroidisseur EGR et de lui fournir une forme plus compacte, en raison de sa capacité de

refroidissement plus élevée. Un autre point qui aide à réduire la consommation du carburant est la capacité de refroidissement plus élevée dans le système à basse pression. Comme l'EGR est refroidi par un refroidisseur EGR et par un refroidisseur intermédiaire (inter-cooler), les températures d'admission pour ce système seront plus basses et donc les pertes de chaleur dans le moteur peuvent être réduites [42]. Dans le cas de l'EGR LPL, la contre-pression d'échappement excessive à l'écoulement d'EGR est empêchée et le mélange gazeux est également refroidi dans le refroidisseur intermédiaire. Ainsi, la température du gaz d'entrée peut être maintenue plus basse à 25°C moins que les températures auxquelles le système HPL-EGR fonctionne et présente ainsi un potentiel de réduction de NOx amélioré [41]. Cependant, les compresseurs conventionnels et les refroidisseurs intermédiaires ne sont pas conçus pour supporter la température et l'encrassement des gaz d'échappements diesel. En général, l'approche de l'EGR à basse pression n'est pas applicable, sauf pour des compresseurs désignés pour les gaz d'échappement. Des efforts ont également été faits pour acheminer directement l'échappement de la sortie de la turbine vers la sortie du refroidisseur intermédiaire, en contournant le compresseur [43]. Bien qu'il échappe du problème de l'encrassement des gaz d'échappement, une pompe EGR indépendante devient impérative pour contrer la pression de suralimentation. Des pompes spéciales EGR sont nécessaires pour supporter la chaleur et l'encrassement d'échappement, en plus des exigences de puissance de pompage importantes [43].

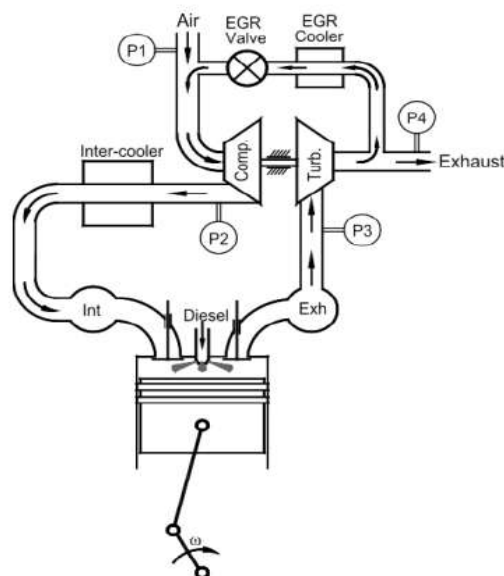


Fig III-5-2 : L'EGR a boucle basse pression (18)

CHAPITRE IV :

PARTIE

CALCUL

IV-1- Introduction :

Un moyen important de réduire la dépendance au pétrole est de remplacer les carburants à base de pétrole dans les applications lourdes par des carburants alternatifs, tels que le gaz naturel, le propane, les alcools et d'autres. La plupart des carburants alternatifs ont également l'avantage supplémentaire de réduire les émissions d'échappement par rapport aux carburants diesel, fournissant ainsi un environnement plus propre [44]. L'utilisation du gaz naturel dans les transports lourds permet de réduire considérablement les coûts du carburant, de réduire la dépendance aux carburants fossiles liquides et de réduire les émissions de gaz à effet de serre, en particulier le CO₂ [45]. Le gaz naturel offre un potentiel considérable de réduction des émissions de CO₂ en raison de sa structure chimique. Le gaz naturel se compose principalement de méthane (CH₄), qui a un rapport hydrogène-carbone (rapport H-C) de 4, tandis que les carburants ordinaires à essence et diesel ont un rapport H-C d'environ 1,8 [15]. Le CH₄ produit 25% de CO₂ moins que les carburants des moteurs à essence ou diesel, pour des rendements thermiques égaux avec une combustion complète [46]. L'injection directe du gaz naturel à haute pression (HPDI) juste avant la fin de la course de compression permet d'éviter les limitations, dues aux cliquetis dans les moteurs à charge homogène, en proposant un phénomène de combustion non prémélangé de type diesel. Dans de tels moteurs, le gaz naturel est injecté directement dans la chambre de combustion. Ensuite, le gaz se mélange avec l'air à haute pression dans la chambre de combustion et la combustion se produit. Cependant, contrairement au carburant diesel, le gaz naturel ne s'enflammera pas à temps raisonnable aux températures et pressions rencontrées dans un moteur. Par conséquent, une source d'allumage séparée est nécessaire pour le système d'injection directe à haute pression, ceci est fourni par un pilote diesel [45]. La meilleure technologie à long terme pour les moteurs lourds à carburants alternatifs est le moteur à injection directe (DI) à quatre temps utilisant un seul carburant alternatif. Cette approche DI, à carburant unique maximise la substitution du carburant alternatif au diesel et conserve l'efficacité thermique et la puissance volumique du moteur diesel [44]

Dans ce chapitre une étude thermodynamique du cycle diesel utilisant un gaz naturel sera effectuée pour différents taux d'EGR, afin d'examiner l'effet du taux d'EGR sur les températures maximales près du PMH.

IV-2-Description du Problème :

Le processus de combustion non prémélangé d'un moteur diesel à quatre temps, utilisant le méthane comme carburant. Les spécifications et les conditions de fonctionnement de ce moteur sont énumérées dans le tableau **IV-2**.

<i>Diamètre du cylindre x Course (mm)</i>	137.19 x 165.1
<i>Taux de compression</i>	16.5
<i>Longueur de la bielle (mm)</i>	261.62
<i>Forme de la chambre de combustion</i>	Mexicaine
<i>Vitesse de rotation (RPM)</i>	1600
<i>Carburant</i>	méthane
<i>Nombre de trous dans l'injecteur</i>	6
<i>Diamètre du trou de l'injecteur (mm)</i>	0.8
<i>Masse du combustible injecté (g/cycle)</i>	0.126
<i>Température du combustible (K)</i>	300
<i>Début de l'injection (CA bTDC)</i>	9
<i>Durée de l'injection (CA)</i>	21.5
<i>Température d'admission d'air (K)</i>	386
<i>Pression d'admission d'air (bar)</i>	1.76

Tableau IV-2 : Caractéristiques du Moteur

IV-3-Initialisation :**IV-3-1-Initialisation de la pression et de la température dans le cylindre :**

Les valeurs initiales de la pression et de la température sont calculées en fonction de la relation isentropique des gaz parfaits.

✚ La pression et la température au point mort bas (PMB) sont respectivement:

$P_1 = 1.76 \text{ bar}$ et $T_1 = 386 \text{ K}$ (voir tableau IV-2)

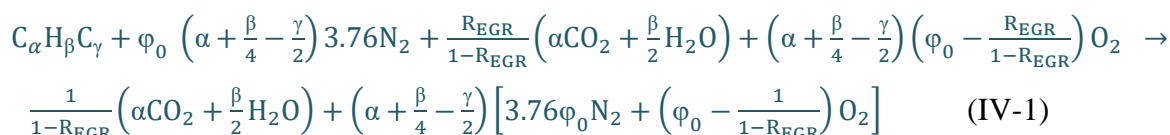
✚ Le taux de compression :

$$V1/V2 = 16.5 \text{ (V1: volume du cylindre au PMB et V2: volume du cylindre au PMH)}$$

IV-3-2-Initialisation des fractions massiques des espèces admises dans le cylindre :

Les fractions massiques des espèces qui constituent le flux d'oxydant (air+EGR) lorsque l'EGR est appliqué, seront calculées comme suit:

- **La première étape** constitue de calculer les fractions massiques des espèces dans l'EGR avant de les introduire dans le flux oxydant, pour chaque taux d'EGR. Ces fractions massiques sont calculées à partir de l'équation globale suivante, en choisissant le CH4 comme carburant et le rapport d'excès d'air $\varphi_0 = 2$.



A-N (EGR= 0):



Les fractions massiques des espèces d'échappement sont données comme suit:

$$Y_{O_2(éch)} = \frac{\left(\alpha + \frac{\beta}{4} - \frac{\gamma}{2} \right) \left(\varphi_0 - \frac{1}{1-R_{EGR}} \right) M_{O_2}}{\left(\frac{1}{1-R_{EGR}} \right) \left(\alpha M_{CO_2} + \frac{\beta}{2} M_{H_2O} \right) + \left(\alpha + \frac{\beta}{4} - \frac{\gamma}{2} \right) \left(3.76 \varphi_0 M_{N_2} + \left(\varphi_0 - \frac{1}{1-R_{EGR}} \right) M_{O_2} \right)}$$

$$Y_{CO_2(éch)} = \frac{\alpha \left(\frac{1}{1-R_{EGR}} \right) M_{CO_2}}{\left(\frac{1}{1-R_{EGR}} \right) \left(\alpha M_{CO_2} + \frac{\beta}{2} M_{H_2O} \right) + \left(\alpha + \frac{\beta}{4} - \frac{\gamma}{2} \right) \left(3.76 \varphi_0 M_{N_2} + \left(\varphi_0 - \frac{1}{1-R_{EGR}} \right) M_{O_2} \right)}$$

$$Y_{H_2O(éch)} = \frac{\frac{\beta}{2} \left(\frac{1}{1-R_{EGR}} \right) M_{H_2O}}{\left(\frac{1}{1-R_{EGR}} \right) \left(\alpha M_{CO_2} + \frac{\beta}{2} M_{H_2O} \right) + \left(\alpha + \frac{\beta}{4} - \frac{\gamma}{2} \right) \left(3.76 \varphi_0 M_{N_2} + \left(\varphi_0 - \frac{1}{1-R_{EGR}} \right) M_{O_2} \right)}$$

$$Y_{N_2(éch)} = \frac{3.76 \varphi_0 \left(\alpha + \frac{\beta}{4} - \frac{\gamma}{2} \right) M_{N_2}}{\left(\frac{1}{1-R_{EGR}} \right) \left(\alpha M_{CO_2} + \frac{\beta}{2} M_{H_2O} \right) + \left(\alpha + \frac{\beta}{4} - \frac{\gamma}{2} \right) \left(3.76 \varphi_0 M_{N_2} + \left(\varphi_0 - \frac{1}{1-R_{EGR}} \right) M_{O_2} \right)}$$

$R_{EGR}(\%)$	$Y_{O_2(éch)}$	$Y_{CO_2(éch)}$	$Y_{H_2O(éch)}$	$Y_{N_2(éch)}$
0	0.113250283	0.0778595696	0.0637032843	0.745186863
10	0.100351248	0.0862393361	0.0705594581	0.742849975
20	0.0843407366	0.0966404273	0.0790694405	0.739949396
30	0.0639386187	0.109894502	0.0899136831	0.736253198

Tableau **IV-3-2** Les fractions massiques des espèces d'échappement

- **La deuxième étape**, les fractions massiques des espèces dans le flux oxydant (Air + EGR) admis dans le cylindre, seront calculées comme suit:

$$Y_{(EGR+air)_{adm}} = Y_{EGR_{éch}} \cdot R_{EGR} + Y_{air_{adm}} \cdot (1 - R_{EGR}) \quad (IV-2)$$

$Y_{(EGR+air)_{adm}}$: Fraction massique d'une espèce dans le flux oxydant admis dans le cylindre

$Y_{EGR_{éch}}$: Fraction massique d'une espèce à l'échappement

$Y_{air_{adm}}$: Fraction massique d'une espèce dans l'air admis dans le cylindre

Les valeurs des fractions massiques des espèces admises dans le cylindre suivant le rapport de l'EGR sont données dans le tableau suivant:

$R_{EGR}(\%)$	$Y_{O_2_{adm}}$	$Y_{CO_2_{adm}}$	$Y_{H_2O_{adm}}$	$Y_{N_2_{adm}}$
0	0.233	0	0	0.767
10	0.219735	0.008624	0.007056	0.764585
20	0.203268	0.019328	0.015814	0.76159
30	0.182282	0.03297	0.026973	0.757775

Tableau **IV-3-2-1**: Fractions massiques des espèces du flux oxydant admis dans cylindre

IV- 4 - CALCUL THERMIQUE :

IV- 4 - 2- Quantité d'air nécessaire à la combustion complète de 1 kg de combustible :

On a les composantes du combustible de CH_4

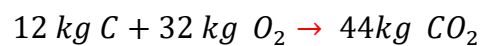
+ 74,87% de carbone ($g_c = 0,7487$)

+ 0,2513% d'hydrogène ($g_H = 0,2513$)

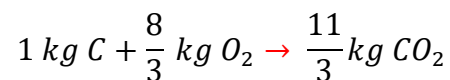
On suppose que la combustion du carbone a lieu d'après l'équation :



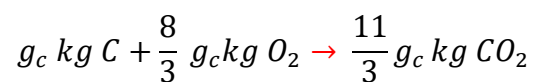
Pour 1 Kilo mole de Carbone on a :



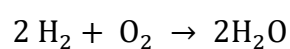
Pour 1 Kg de carbone, on trouve facilement :



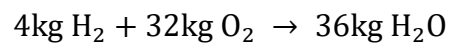
Si la teneur en carbone d'un combustible donnée est égale à g_c , on aura :



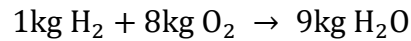
Pour l'oxydation de l'hydrogène on peut écrire:



D'où :



Et encore :



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



La somme de $8g_{\text{H}_2}\text{kg O}_2$ et $\frac{8}{3}g_c\text{kg O}_2$ est la quantité d'oxygène nécessaire pour assurer la combustion de $g_c\text{kg C}$ et $g_{\text{H}_2}\text{kg H}_2$

Donc :

$$l_0 = \frac{\frac{8}{3}g_c + 8g_{\text{H}_2} - g_{\text{O}_2}}{0.23300}$$

(IV-3)

A-N

$$l_0 = \frac{\frac{8}{3}(0,7487) + 8(0,2513) - 0(0)}{0.233}$$

$R_{EGR}\%$	Y_{O_2}	$l_0: \left[\frac{\text{kg d air}}{\text{kg de combustible}} \right]$
0	0,233	17,1971388
10	0,219735	18,2352986
20	0,203268	19,7125634
30	0,182282	21,920571

Ou bien :

$$L_0 = \frac{l_0}{\mu_{air}} \quad (IV-4)$$

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

A.N

$EGR = 0\%$

$$L_0 = \frac{17,1971388}{28,97}$$

$R_{EGR} \%$	$l_0: \left[\frac{\text{kg d air}}{\text{kg de combustible}} \right]$	$L_0: \left[\frac{\text{kmole}}{\text{kg de combustible}} \right]$
0	17,1971388	0,5936188
10	18,2352986	0,6294545
20	19,7125634	0,6804474
30	21,920571	0,758769

IV- 4 - 2- 1- Quantité de charge fraîche :

$$M_1 = \alpha \cdot L_0 \quad (IV-5)$$

$\alpha = 2$: Coefficient d'axés d'air

A.N

$$M_1 = 2 \times 0,5936188$$

$R_{EGR} \%$	$L_0: \left[\frac{\text{kmole}}{\text{kg de combustible}} \right]$	$M_1: \left[\frac{\text{kmole}}{\text{kg de combustible}} \right]$
0	0,5936188	1,1872376
10	0,6294545	1,258909
20	0,6804474	1,3608948
30	0,758769	1,517538

IV- 4 - 2 - 2- Quantité des produits de combustion :**EGR = 0%**

$$M_{CO_2} = \frac{\frac{Y_{CO_2}(\acute{e}ch)}{44}}{\frac{Y_{CO_2}(\acute{e}ch)}{44} + \frac{Y_{O_2}(\acute{e}ch)}{32} + \frac{Y_{H_2O}(\acute{e}ch)}{18} + \frac{Y_{N_2}(\acute{e}ch)}{28}}$$

$$M_{H_2O} = \frac{\frac{Y_{H_2O}(\acute{e}ch)}{18}}{\frac{Y_{CO_2}(\acute{e}ch)}{44} + \frac{Y_{O_2}(\acute{e}ch)}{32} + \frac{Y_{H_2O}(\acute{e}ch)}{18} + \frac{Y_{N_2}(\acute{e}ch)}{28}}$$

$$M_{O_2} = 0,23300. (\alpha - 1)L_0 = 0,23300. (2 - 1) \mathbf{0,5936188} = \mathbf{0,1383131}$$

$$M_{N_2} = 0,76700. \alpha. L_0 = 0,76700. 2. \mathbf{0,5936188} = \mathbf{0,91061239}$$

Donc :

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

(IV-6)

$$\begin{aligned} M_2 &= \mathbf{0.0262881178} + \mathbf{0.0998076667} + \mathbf{0,1383131} + \mathbf{0,9106112} \\ &= \mathbf{1.1750200845} \left[\frac{\text{kmole}}{\text{kg de combustible}} \right] \end{aligned}$$

A.N

$R_{EGR} \%$	M_{CO_2}	M_{H_2O}	M_{O_2}	M_{N_2}	$M_2: \left[\frac{\text{kmole}}{\text{kg de combustible}} \right]$
0	0.0262881178	0.0998076667	0,1383131	0,9106112	1.1750200845
10	0.0551389482	0.1102778998	0,1383131	0,9625429	1.266272848
20	0.0616068466	0.1232134056	0,1383131	1,0364438	1.3595771522
30	0.069793412	0.1395868231	0,1383099	1,1499523	1.4976424351

IV- 4 – 2 – 3 - Le coefficient de variation molaire théorique :

$$\beta_0 = \frac{M_2}{M_1}$$

(IV-7)

Donc :

$$\text{EGR} = 0\% \Rightarrow \beta_0 = \frac{M_2}{M_1} = \frac{1.1750200845}{1.1872376} = 0.989709292$$

$$\text{EGR} = 10\% \Rightarrow \beta_0 = \frac{M_2}{M_1} = \frac{1.266272848}{1.258909} = 1.00584939$$

$$\text{EGR} = 20\% \Rightarrow \beta_0 = \frac{M_2}{M_1} = \frac{1.3595771522}{1.3608948} = 0.999031778$$

$$\text{EGR} = 30\% \Rightarrow \beta_0 = \frac{M_2}{M_1} = \frac{1.4976424351}{1.517538} = 0.986889577$$

IV- 4 – 2 – 4 - Le coefficient de variation molaire réel :

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r}$$

(IV-8)

Voir le tableau IV-3-2-1

$$\gamma_r = Y_{CO_2} + Y_{H_2O}$$

(IV-9)

 γ_r : Coefficient de gaz résiduel

A.N

$$\text{EGR} = 0\% \quad \Rightarrow \quad \gamma_r = 0 + 0$$

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{0.989709292 + 0}{1 + 0} = 0.989709292$$

$$\text{EGR} = 10\% \quad \Rightarrow \quad \gamma_r = 0,008624 + 0,007056 = 0,01568$$

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1.00584939 + 0,01568}{1 + 0,01568} = 1.00575909$$

$$\text{EGR} = 20\% \quad \Rightarrow \quad \gamma_r = 0,019328 + 0,015814 = 0,035142$$

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{0.999031778 + 0,035142}{1 + 0,035142} = 0.99906465$$

$$\text{EGR} = 30\% \quad \Rightarrow \quad \gamma_r = 0,03297 + 0,026973 = 0,059943$$

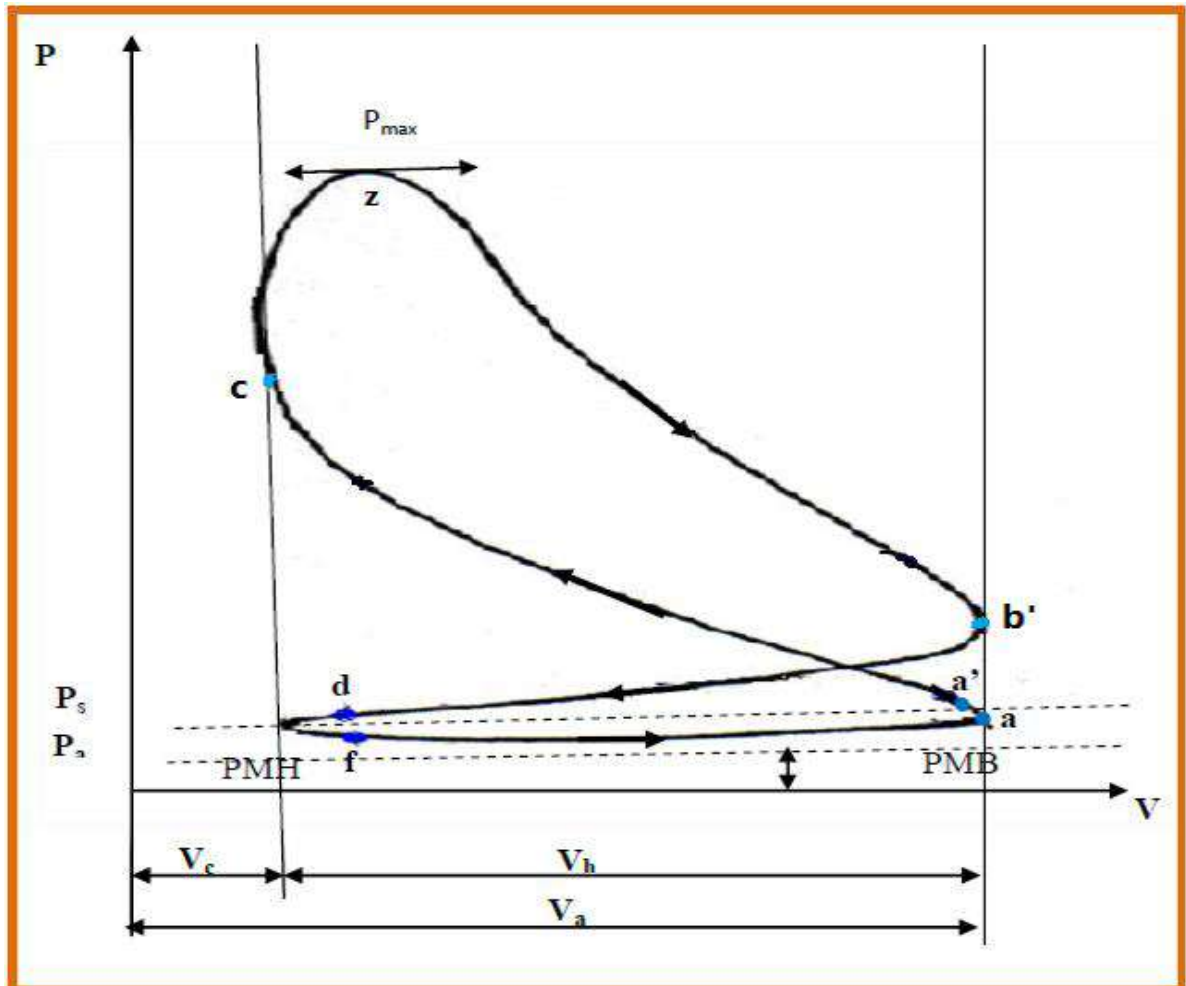
$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{0.986889577 + 0,059943}{1 + 0,059943} = 0.987631014$$

Tableau recapitulative:

R_{EGR}^0	l_0 : [$\frac{\text{kg d air}}{\text{kg de combustible}}$]	L_0 : [$\frac{\text{kmole}}{\text{kg de combustible}}$]	M_1 : [$\frac{\text{kmole}}{\text{kg de combustible}}$]	M_2 : [$\frac{\text{kmole}}{\text{kg de combustible}}$]	β_0 : Le coefficient de variation molaire théorique	β : Le coefficient de variation molaire réel
0	17,1971388	0,5936188	1,1872376	1.1750200845	0.989709292	0.989709292
10	18,2352986	0,6294545	1,258909	1.266272848	1.00584939	1.00575909
20	19,7125634	0,6804474	1,3608948	1.3595771522	0.999031778	0.99906465
30	21,920571	0,758769	1,517538	1.4976424351	0.986889577	0.987631014

IV- 4 - 3 - Cycle thermodynamique :

Le moteur diesel fonctionne suivant le cycle ci-dessous :



IV- 4 - 3: cycle réel d'un moteur diesel suralimenté

IV- 4 - 4 - Phase compression :

La phase de compression est produite quand toutes les soupapes sont fermées et que le piston monte du PMB vers le PMH. Au début la température de la charge fraîche est inférieure à celle des parois de la chambre de la combustion donc l'échange de chaleur se fait dans le sens des parois vers le fluide puis l'égalisation et enfin flux thermique du mélange gazeux vers les parois des cylindres.

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

n_1 : 1.34÷1.38, on prend $n_1= 1.38$

IV- 4 - 4 - 1- Pression vers la fin de compression :

On a:

$$P_C = P_a \cdot \varepsilon^{n_1} \quad (\text{IV-10})$$

 P_C : Pression vers la fin de compression [bar] P_a : Pression en fin d'admission[bar] ε : Taux de compression

$n_1 = 1.38$

A.N

$$P_C = 1,76 \cdot (16,5)^{1,38} = 84,2636[\text{bar}]$$

IV- 4 - 4 - 2 - Température vers la fin de compression :

On a:

$$T_C = T_a \cdot \varepsilon^{n_1-1} \quad (\text{IV-11})$$

 T_C : Température vers la fin de compression**A.N**

$$T_C = 386 \cdot (16,5)^{0,38} = 1120,03 \text{ K}$$

IV- 4 - 4 - 3 - Pression maximale du cycle :**CALCUL DE λ :** λ ; Taux d'augmentation de la pression;

On a:

$$P_Z = P_C \cdot \lambda$$

 \Rightarrow

$$\lambda = \frac{P_Z}{P_C}$$

(IV-12)

$P_z = P_{max}$ Voir le tableau

$R_{EGR}\%$	Pression moyenne maximale (bar)	P_c : Pression vers la fin de compression: [bar]	NOx maximales (g/kg de carburant)	λ : Taux d'augmentation de la pression
0	110	84,2636	73.6	1,3054
10	104	84,2636	32.93	1,2342
20	98,5	84,2636	7.645	1,1689
30	93,4	84,2636	0.554	1,1084

IV- 5 - Température maximal du cycle :

Pour calculer la température du cycle, on fait appel au premier principe de la thermodynamique, on a :

Pour 1kg de combustible, la quantité de chaleur active utilisé entre les points (c) et (z) est égale à : $\xi_z \cdot p_c^i$

ξ_z : Coefficient d'utilisation de chaleur qui tient compte des pertes thermiques par paroi et dissociation des produits de combustion ayant lieu aux températures élevées. Le coefficient montre ainsi les pertes dues à la combustion incomplète qui existent toujours quelque soit la quantité d'oxygène.

D'après l'expérience ξ_z : 0,75 à 0,85. (Pour les moteurs diesel à injection direct)

On prend $\xi_z = 0,8$

L'équation de premier principe de thermodynamique pour la transformation (c-z) peut s'écrire de la manière suivant :

$$\Delta\psi_{cz} = \xi_z \cdot p_c^i = \Delta U_{zc} + \Delta L_{cz}$$

(IV-13)

Avec :

ΔU_{zc} : Variation de l'énergie interne du fluide moteur.

ΔL_{cz} : Travail de détente.

$$\Delta L_{cz} = P_z(V_z - V_c) = P_z V_z - P_z V_c = P_z V_z - \lambda P_c V_c$$

Après développement on' a l'équation :

$$\frac{\xi_z \cdot p_c^i}{M_1(1+\gamma_r)} + (\bar{C}_{V_{mc}} + 8.14\lambda)T_c = \beta_z(\bar{C}_{v_{mz}} + 8.14)T_z \quad (\text{IV-14})$$

$\bar{C}_{V_{mc}}, \bar{C}_{v_{mz}}$: Chaleur spécifique moyenne molaire à volume constant aux points (c) et (z).

Au lieu du coefficient de variation molaire réel β on prend :

$$\beta_z = \frac{\xi_z}{\xi_r}, \text{ car une partie de la combustion se passe lors de détente.}$$

Or:

$$\bar{C}_{V_{mc}} = 20.1 + 1.738 \times 10^{-3}T_z \quad (\text{IV-15})$$

$$\bar{C}_{V_{mz}} = 20.1 + \frac{0.921}{\alpha} + \left(1.55 - \frac{1.38}{\alpha}\right) 10^{-3}T_z \quad (\text{IV-16})$$

ξ_r : Coefficient d'utilisation de la chaleur pendant le déplacement du piston entre les points (c) et (b) et qui montre la variation de chaleur active lors du temps combustion-détente.

$$\xi_r = 0.82 \div 0.92$$

On prend $\xi_r = 0.87$

En combinant les trois équations (IV-14), (IV-15) et (IV-16) on obtient une équation de seconde degré dont sa solution acceptable est :

$$T_z = \frac{-\left(28.414 + \frac{0.921}{\alpha}\right) + \sqrt{\left(28.414 + \frac{0.921}{\alpha}\right)^2 + 4\left(1.55 - \frac{1.38}{\alpha}\right) 10^{-3} \left(\frac{A+B}{\beta_z}\right)}}{2\left(1.55 - \frac{1.38}{\alpha}\right) 10^{-3}} \quad (\text{IV-17})$$

Avec :

$$\text{EGR}=0 \quad \Rightarrow \gamma_r = 0 + 0$$

$$A = \frac{\xi_z \cdot p_c^i}{M_1(1 + \gamma_r)} = \frac{0.8 \times 5030}{1,1872376(1 + 0.00)} = \mathbf{3389.38053}$$

$$\begin{aligned} B &= [(20.1 + 1.738 \times 10^{-3}T_c) + 8.314\lambda]T_c \\ &= [(20.1 + 1.738 \times 10^{-3} \times 1120.03) + 8.314 \times 1,3054]1120.03 = \mathbf{36848.6596} \end{aligned}$$

A.N

$$T_z = \frac{-\left(28.414 + \frac{0.921}{2}\right) + \sqrt{\left(28.414 + \frac{0.921}{2}\right)^2 + 4\left(1.55 - \frac{1.38}{2}\right) 10^{-3} \left(\frac{A+B}{\beta_z}\right)}}{2\left(1.55 - \frac{1.38}{2}\right) 10^{-3}}$$

$R_{EGR}^{\%}$	λ : Taux d'augmentation de la pression;	M_1 : $\left[\frac{\text{kmole}}{\text{kg decombustible}}\right]$	γ_r	A	B
0	1,3054	1,1872376	0	3389.38053	36848.6596
10	1,2342	1,258909	0,01568	3147.0724	36185.6502
20	1,1689	1,3608948	0,035142	2856.49512	35577.5812
30	1,1084	1,517538	0,059943	2501.70379	35014.2095

$R_{EGR}^{\%}$	T_z
0	1452.63599
10	1421.22746
20	1389.99669
30	1252.54698

Conclusion

Conclusion

Dans le premier chapitre, on a présenté des généralités sur les moteurs diesel telles que leurs principe de fonctionnement, leurs classement parmi les différents moteurs à combustion interne et les cycles théorique et réel du moteurs diesel à quatre temps ainsi que leurs avantages et inconvénients. Dans le deuxième chapitre, on a présenté les émissions polluantes émanant des moteurs diesel telles que les NO_x, les particules de matière PM, le monoxyde de carbone CO et les hydrocarbures HC, ainsi comment sont formées et leurs effets sur la santé de l'être humain et sur l'environnement. Dans le troisième chapitre, une revue générale sur la technique de l'EGR a été effectuée pour examiner son potentiel à réduire les émissions des NO_x, et de délimiter la plage d'application de cette technique dans les moteurs diesel. Dans le quatrième chapitre, une étude thermodynamique du cycle diesel utilisant un gaz naturel (méthane) a été effectué pour différents taux d'EGR. Il a été noté que qu'au fur et à mesure que le taux de l'EGR augmente les températures des produits de combustion diminuent ce qui réduit instantanément la production des NO_x.

Références

Références

- [1] Bosch (2005) Emissions-control technology for diesel engines. Robert Bosch GmbH, Germany.
- [2] Khair MK, Majewski WA (2006) Diesel emissions and their control. SAE International. ISBN: 978-0-7680- 0674-2
- [3] Prasad R, Bella VR (2010) A review on diesel soot emission, its effect and control. Bull Chem React Eng Catal 5(2):69–86
- [4] Khair MK, Majewski WA (2006) Diesel emissions and their control. SAE International. ISBN: 978-0-7680- 0674-2
- [5] Wu CW, Chen RH, Pu JY, Lin TH (2004) The influence of air–fuel ratio on engine performance and pollutant emission of an SI engine using ethanol–gasoline-blended fuels. Atmos Environ 38:7093–7100
- [6] Faiz A, Weaver CS, Walsh PW (1996) Air pollution from motor vehicles: standards and technologies for controlling emissions. The World Bank, Washington.
- [7] SIMON REIFARTH, EGR-Systems for Diesel Engines, Licentiate thesis, Royal Institute of Technology, Stockholm, 2010.
- [8] Demers D, Walters G (1999) Guide to exhaust emission control options. BAeSAME, Bristol.
- [9] Raub JA (1999) Health effects of exposure to ambient carbon monoxide. Chemosphere: global change. Science 1:331–351
- [10] Strauss S, Wasil JR, Earnest GS (2004) Carbon monoxide emissions from marine outboard engines. Society of Automotive Engineers, 2004-32-0011
- [11] Dietsche, K.-H., Klingebiel, M. (editors), Bosch Automotive Handbook, 7th edition, 2007.
- [12] Demers D, Walters G (1999) Guide to exhaust emission control options. BAeSAME, Bristol.
- [13] Correa SM, Arbilla G (2008) Carbonly emissions in diesel and biodiesel exhausts. Atmos Environ 42:769–775
- [14] Hiroyuki Y, Misawa K, Suzuki D, Tanaka K, Matsumoto J, Fujii M, Tanaka K (2011) Detailed analysis of diesel vehicle exhaust emissions: nitrogen oxides, hydrocarbons and particulate size distributions. Proc Combust Inst 33:2895–2902

- [15] Heywood, J.B., *Internal Combustion Engine Fundamentals*, McGraw Hill, New York, 1988.
- [16] Zheng M, Mulenga MC, Reader GT, Wang M, Ting DS, Tjong J (2008) Biodiesel engine performance and emissions in low temperature combustion. *Fuel* 87:714–722
- [17] Payri F, Bermudez VR, Tormos B, Linares WG (2009) Hydrocarbon emissions speciation in diesel and biodiesel exhausts. *Atmos Environ* 43:1273–1279
- [18] M. Zheng, G.T. Reader, J. G.Hawley, Diesel engine exhaust gas recirculation—a review on advanced and novel concepts, *Energy Conversion and Management* 45 (2004) 883–900.
- [19] Wang X, Wasterdahl D, Jingnan H, Wu Y, Yin H, Pan X, Zhang KM (2012) On-road diesel vehicle mission factors for nitrogen oxides and black carbon in two Chinese cities. *Atmos Environ* 46:45–55
- [20] Dhariwal HC (1997) Control of blowby emissions and lubricating oil consumption in I.C. engines. *Energy Convers Manag* 38:1267–1274
- [21] Diaz-Sanchez D (1997) The role of diesel exhaust particles and their associated polyaromatic hydrocarbons in the induction of allergic airway disease. *Allergy* 52:52–56
- [22] Krzyzanowski M, Kuna-Dibbert B, Schneider J (2005) Health effects of transport-related air pollution. WHO, Denmark.
- [23] Maricq MM (2007) Chemical characterization of particulate emissions from diesel engines: a review. *Aerosol Sci* 38:1079–1118
- [24] Kittelson DB (1998) Engines and nanoparticles: a review. *J Aerosol Sci* 29(5–6):575–588
- [25] Agarwal AK (2007) Biofuels (alcohols and biodiesel) applications as fuels for internal combustion engines. *Prog Energy Combust Sci* 33:233–271
- [26] Burtscher H (2005) Physical characterization of particulate emissions from diesel engines: a review. *Aerosol Sci* 36:896–932
- [27] Sarvi A, Lyyranen J, Jokiniemi J, Zevenhoven R (2011) Particulate emissions from large-scale medium-speed diesel engines: 1. Particle size distribution. *Fuel Process Technol* 92:1855–1861
- [28] Lee T, Park J, Kwon S, Lee J, Kim J (2013) Variability in operation-based NOx emission factors with different test routes, and its effects on the real-driving emissions of light diesel vehicles. *Sci Total Environ* 461–462:377–385

- [29] Chong JJ, Tsolakis A, Gill SS, Theinnoi K, Golunski SE (2010) Enhancing the NO₂/NO_x ratio in compression ignition engines by hydrogen and reformat combustion, for improved aftertreatment performance. *Int J Hydrog Energy* 35:8723–8732
- [30] Biswas S, Verma V, Schauer JJ, Sioutas C (2009) Chemical speciation of PM emissions from heavy-duty diesel vehicles equipped with diesel particulate filter (DPF) and selective catalytic reduction (SCR) retrofits. *Atmos Environ* 43:1917–1925
- [31] Sharma M, Agarwal AK, Bharathi KV (2005) Characterization of exhaust particulates from diesel engine. *Atmos Environ* 39:3023–3028
- [32] Englert N (2004) Fine particles and human health—a review of epidemiological studies. *Toxicol Lett* 149:235–242
- [33] Michael RA, Kleinman MT (2000) Incidence and apparent health significance of brief airborne particle excursions. *Aerosol Sci Technol* 32:93–105
- [34] Burr M, Gregory C (2011) Vehicular exhaust. *Encyclopedia Environ Health* 49:645–563
- [35] Grewe V, Dahlmann K, Matthes S, Steinbrecht W (2012) Attributing ozone to NO_x emissions: implications for climate mitigation measures. *Atmos Environ* 59:102–107
- [36] Kuki T, Miyairi Y, Kasai Y, Miyazaki M, Miwa S (2004) Study on reliability of wall-flow-type diesel particulate filter. SAE, 2004-01-0959
- [37] Hoekman SK, Robbins C (2012) Review of the effects of biodiesel on NO_x emissions. *Fuel Process Technol* 96:237–249
- [38] Li Y, Ye W, Wang M, Yan X (2009) Climate change and drought: a risk assessment of crop-yield impacts. *Clim Res* 39:31–46
- [39] Hoefl I, Steude K, Wrage N, Veldkamp E (2012) Response of nitrogen oxide emissions to grazer species and plant species composition in temperate agricultural grassland. *Agric Ecosyst Environ* 151:34–43
- [40] Organisation for Economic Co-Operation and Development (OECD) (2002) Strategies to reduce greenhouse gas emissions from road transport: analytical methods. OECD, Paris
- [41] Stanmore BR, Brillhac JF, Gilot P (2001) The oxidation of soot: a review of experiments, mechanisms and models. *Carbon* 39:2247–2268
- [42] Meyssignac B, Cazenave A (2012) Sea level: a review of present-day and recent-past changes and variability. *J Geodyn* 58:96–109

- [43] Tighe CJ, Twigg MV, Hayhurst AN, Dennis JS (2012) The kinetics of oxidation of diesel soots by NO₂. *Combust Flame* 159:77–90
- [44] G.B. Cox et al, Development of a Direct-Injected Natural Gas Engine System for Heavy-Duty Vehicles, Caterpillar, Inc, February 2000 , Peoria, Illinois.
- [45] McTaggart-Cowan et al, An Efficient Direct-Injection of Natural Gas Engine for Heavy Duty Vehicles, SAE Technical Paper 2014-01-1332, 2014
- [46] Paul Fasching et al, A holistic investigation of natural gas–diesel dual fuel combustion with dual direct injection for passenger car applications, *Automot. Engine Technol.* (2017) 2:79–95
- [47] Xu (Stewart) Cheng, modeling injection and ignition in direct injection natural gas engines, Doctoral thesis, Toronto, 2008.
- [48] Haeng Muk Cho and Bang-Quan He, Combustion and Emission Characteristics of a Natural Gas Engine under Different Operating Conditions, *Environ. Eng. Res.* Vol. 14, No. 2, pp. 95~101, 2009.
- [49] Kuki T, Miyairi Y, Kasai Y, Miyazaki M, Miwa S (2004) Study on reliability of wall-flow-type diesel particulate filter. SAE, 2004-01-0959
- [50] **Lapuerta M, Hernandez JJ, Gimenez F.** Evaluation of exhaust gas recirculation as a technique for reducing Diesel engine NOX emissions. *Proc Instn Mech Engrs Part D, J Autom Engng* 2000;214:85–93.
- Calculate :** - Thermal calculation document, ENAFOR, Edition training center, 2005.
- ENTP company document (CATERPILLAR 3500 series engine).
- Hussein I ,** DIESEL ENGINE (SUPERCHARGED BASES AND REAL CYCLES CALCULATIONS, THEORETICAL AND THERMODYNAMICS), Internal report Research Laboratory in Wind Energy LREE-02 – November 2006, Univ Québec in Chicoutimi .
- G.RENAUD** « moteur à combustion interne », Edition of the School of Mines, Paris 2005.
- Benabdallah I , Chabi A , Mouada A ,** MCP professional master end-of-study dissertation (minimisation des pertes d'énergie au niveau d'un moteur CAT 3512 V dans les stations pétrolières Univ-Ouargla 2013

Résumé

L'appel à la réduction de la pollution a été mandaté par les politiques gouvernementales dans le monde entier. Cela met le constructeur du moteur au défi d'atteindre un compromis entre la performance du moteur et les émissions polluantes. Cependant, avec la technologie croissante des techniques dans le cylindre, la tâche est devenue réalisable. Il a été démontré par plusieurs chercheurs que l'EGR est très efficace pour la réduction des NOx. Une étude thermodynamique a été présentée afin de montrer l'effet de l'EGR sur la performance et les émissions des NOx liées à un moteur à injection directe et fonctionnant avec du gaz naturel (méthane). Trois taux d'EGR, à savoir, 10, 20, 30 % ont été appliqués. Les résultats ont montré que l'application de l'EGR a permis de réduire les températures des gaz de combustion et par conséquent réduire aussi les NOx et satisfaire les normes d'émissions autorisées.

Abstract

The call for pollution reduction has been mandated by government policies around the world. This challenges the engine builder to reach a compromise between engine performance and emissions. However, with the increasing technology of in-cylinder techniques, the task has become feasible. EGR has been shown by several researchers to be very effective in reducing NOx. A thermodynamic study was presented to show the effect of EGR on performance and NOx emissions related to a direct injection engine running on natural gas (methane). Three EGR rates, namely, 10, 20, 30% were applied. The results showed that the application of the EGR made it possible to reduce the temperatures of the combustion gases consequently also reducing the NOx and meeting the authorized emission standards.