

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

UNIVERSITE ABDERRAHMANE MIRA DE BEJAIA

FACULTE DE TECHNOLOGIE

DAPARTEMENT DE GENIE MECHANIQUE



جامعة بجاية
Tasdawit n Bgayet
Université de Béjaïa

Mémoire de fin d'étude

En vue de l'obtention du diplôme de Master en Génie Mécanique

Spécialité : Installation Énergétique et turbomachine

Thème

**AMELIORATION DES PERFORMANCES D'UN
MOTEUR DIESEL SURALIMENTE PAR INJECTION
D'EAU DANS LA TUBULAIRE D'ADMISSION**

Présenté par :

- **SELLAH Amara**
- **SLIMANE Amirouche**

Encadré par :

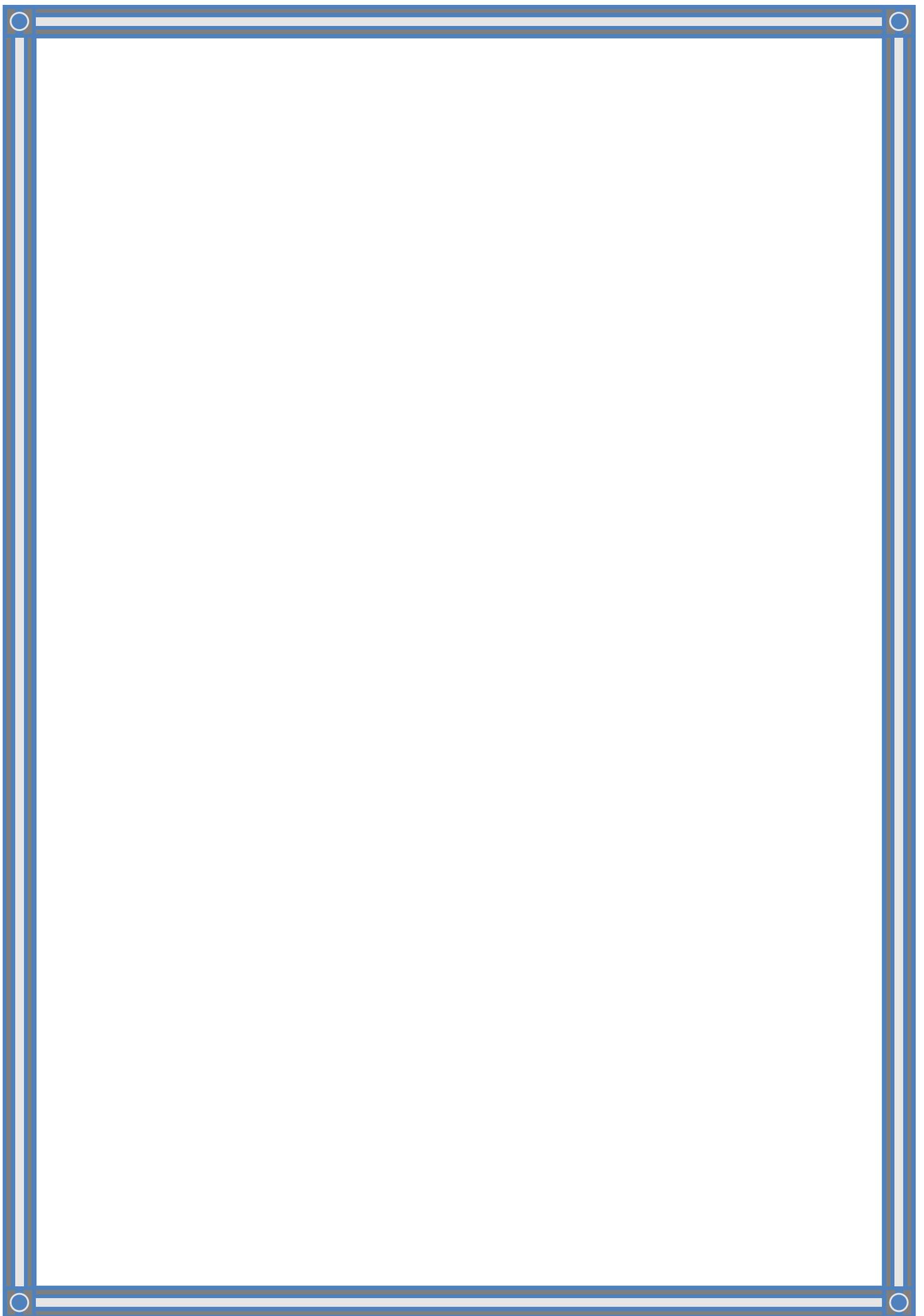
- **M B.HAMTACHE**

Membres de jury :

M. A. DJERRADA (Président)

M. M. HAMDI (Examineur)

Année universitaire 2019/2020



REMERCIEMENTS

*Nous tenons à remercier notre encadreur et enseignant Monsieur HEMTACHE
Brahim, pour son aide précieux, son amabilité et sa disponibilité totale durant toute la
Période de la réalisation de cette étude, et pour la réussite de cette dernière, et ce
Malgré tous les obstacles et toutes les Spécificités de ce contexte si particulier.*

*Nous tenons aussi à remercier les membres du jury pour leur attention, et leur effort
D'avoir pris le temps de lire ce modeste travail.*

Dédicaces

Je dédie ce modeste travail à :

A mes parents les plus chers au monde, en témoignage de ma reconnaissance infinie pour leur affection et pour les nombreux sacrifices qu'ils ont cessé de consentir.

A mes très chères sœurs ;

A mes grands-parents ;

A mes oncles et tantes ;

A tous mes amis sans exception ;

A toutes la promo de génie mécanique 2019-2020

A mon encadreur M. HAMTACHE qui m'a aidé pour réaliser ce travail

SELLAH AMARA

Dédicaces

Je dédie ce modeste travail à :

A ma mère la plus cher au monde qui ma toujours motivé et encouragé le long de mes études, en témoignage de ma reconnaissance infinie pour son affection et son sacrifice.

A la mémoire de mon père, paix à son âme, que je porte toujours dans mon coeur et qui est toujours en moi, athirhem rabi.

A mes très chers frères ;

A mes grands-parents ;

A tous mes amis sans exception ;

A toutes la promo de génie mécanique 2019-2020

A mon encadreur M. HAMTACHE qui m'a aidé pour réaliser ce travail

SLIMANE AMIROUCHE

g_w	Fraction massique de la vapeur d'eau
g_a	Fraction massique de l'air
h_w, h'_w	Enthalpie d'eau avant et après le mélange [kJ/kg]
h_a et h'_a	Enthalpie d'air avant et après le mélange [kJ/kg]
Cp_a	Capacité calorifique moyenne de l'air à pression constante [kJ/kg.K]
Cp_w et Cp'_w	Les capacités calorifiques d'eau et de sa vapeur à pression constante [kJ/kg.K]
R	Représente la chaleur latente de vaporisation de l'eau
l_0, L_0	La quantité stœchiométrique de l'air, en [kg] et [kmol]
G_a	Débit massique d'air en [kg/s]
G_T	Consommation horaire du combustible en [kg/h]
μ_w	Masse molaire d'eau [kg/kmol]
ξ_a	Le coefficient de frottement du système hydraulique d'admission dans la section de la soupape
B	Coefficient d'amortissement de la vitesse de la charge dans le cylindre.
γ_a	La fraction volumique de l'air à l'admission
n_1, n_2	L'exposant polytropique
μc_{va}	La capacité calorifique moyenne de l'air à la fin de compression [kJ/kg.K]
μc_{vw}	La capacité calorifique moyenne de la vapeur d'eau [kJ/kg.K]
R	le coefficient d'utilisation de la chaleur
μc_{p_z}	La capacité calorifique molaire moyenne des produits de combustion [kJ/kg.K]
R	Constante universelle des gaz [J/mol.K]
γ_w	Fraction volumique de l'eau.
Λ	Le taux de croissance de pression.
P	Le taux de détente préalable.
P	La pression selon l'indice [MPa]
Δ	Le taux de détente postérieur.
υ	Le coefficient d'arrondi du diagramme.
g_i	La consommation spécifique indiquée du combustible [g/kW.h]
N	La puissance selon l'indice [kW]

M	Le couple moteur selon l'indice [$N.m$]
ω	La vitesse angulaire [rad/s]
v_p	La vitesse moyenne du piston en [m/s]
H	Le rendement selon l'indice.
g_e	La consommation spécifique effective du combustible [g/kW.h]
k	Le rapport de l'alésage à la course
T	La température selon l'indice [K]

Listes des figures

Figure I.1: Cycle de fonctionnement d'un moteur diesel.....4

Figure I.2 : Cycle théorique et réel d'un moteur diesel.....5

Figure I.3 : Composition chimique d'une particule.....7

Figure I.4 : Schéma d'un système de recyclage par voie externe.....18

Figure I.5 : Schéma de l'injection d'émulsion eau/carburant.....25

Figure I.6 : L'injecteur de carburant à injection directe d'eau.....26

Figure I.7 : Système d'injection d'eau stratifié.....27

Figure I.8 : Système d'injection d'eau dans le collecteur d'admission.....28

Figure II.1 : Système d'injection d'eau dans un moteur diesel suralimenté.....30

Figure II.2 : Schéma du mélange adiabatique et isobare des flux d'air et d'eau dans le canal d'admission.....31

Figure II.3 : Variation de la température de la charge fraîche en fonction du débit d'eau.....37

Figure II.4 : Variation de la température et la pression à l'admission en fonction du débit d'eau.....43

Figure II.5 : Variation des paramètres du processus d'admission en fonction du débit d'eau.....45

Figure II.6 : Variation de la température et la pression à la fin de la compression.....47

Figure II.7 : Variation de la température et la pression à la de la combustion.....53

Figure II.7 : Variation de la température et la pression à la de la détente.....56

Figure III.1 : Variation des paramètres indiquées en fonction du débit d'eau.....62

Figure III.2 : Variation des paramètres effectifs en fonction du débit d'eau68

Figure III.3 : Domaine optimale du fonctionnement du moteur.....69

Liste des tableaux

Tableau I.1 : Comparaison entre le cycle théorique et réel d'un moteur diesel.....	5
Tableau I.2: Composition typique des gaz d'échappement dans un moteur diesel.....	6
Tableau I.3 : Constantes de vitesse pour la formation d'oxyde d'azote.....	12
Tableau II.1 : Fiche technique du moteur D-245.....	34
Tableau II.2 : Le bilan thermodynamique du cycle.....	58
Tableau III.1 : Les paramètres indiquées et effectives du cycle	67
Tableau III.2 : Bilan thermique.....	72

Sommaire

Nomenclature.....	IV
Liste des figures.....	V
Liste des tableaux.....	VI
Introduction générale.....	1
Chapitre I : Généralité sur les différentes techniques de réduction des effets polluants de la combustion diesel	
I. Moteur diesel et ses effets polluant.....	3
I.1. Notion de base d'un moteur diesel.....	3
I.1.1. Cycle thermodynamique d'un moteur diesel.....	5
I.2. Effets polluants dans le moteur diesel.....	5
I.2.1. Particules (PM).....	6
I.2.1.1. Particules de suie et ses effets polluant.....	7
I.2.1.2. Les aldéhydes.....	9
I.2.2. Hydrocarbures.....	9
I.2.3. Monoxyde de carbone.....	10
I.2.4. D'oxyde d'azote NO _x	10
I.2.4.1. Formation du monoxyde d'azote NO.....	10
I.2.4.1.1. Formation thermique de NO.....	11
I.2.4.1.2. Formation rapide de NO.....	13
I.2.4.1.3. Formation de NO à partir du N ₂ O intermédiaire.....	14
I.2.4.1.4. Formation de NO du combustible.....	15
I.2.4.2. Formation du NO ₂	16
I.3. Différentes techniques de réduction des émissions polluantes.....	16
I.3.1. La recirculation des gaz d'échappement (EGR).....	16
I.3.2. Catalyseur d'oxydation.....	18
I.3.3. Filtre à particules.....	19
I.3.4. Piège de NO _x	20

I.3.5. Réduction catalytique sélective.....	21
I.4. Système d'injection à eau.....	22
I.4.1.Type d'injection d'eau.....	24
I.4.1.1. Injection d'émulsion eau/carburant.....	24
I.4.1.2. Injection d'eau dans la chambre de combustion.....	25
I.4.1.3. Injection d'eau stratifiée.....	26
I.4.1.4. Injection d'eau dans le collecteur d'admission.....	27
CHAPITRE II : Etude thermodynamique d'un moteur diesel suralimenté à injection à eau	
II.1.Système d'injection d'eau dans le collecteur d'admission dans un moteur suralimenté.....	30
II.1.1.Paramètre thermodynamique du processus.....	31
II.1.1.1.Température de l'air comprimé après injection d'eau.....	32
II.2. Étude et modélisation des paramètres énergétiques du système d'injection d'eau dans un moteur diesel suralimenté D-245.....	34
II.2.1.Calcul et simulation de la température de l'air comprimé avant et après injection d'eau.....	34
II.2.1.1. Calcul de la température de la charge fraîche avant le mélange air/eau.....	34
II.2.1.2.Calcul du débit d'air dans la charge fraîche.....	35
II.2.1.3. Déterminer la température de la charge fraîche après injection d'eau en fonction de la variation du débit d'eau.....	36
II.3. Paramètres du gaz et du combustible.....	37
II.3.1. Quantité réelle de la charge fraîche.....	37
II.3.2. Quantité molaire totale des produits de combustion.....	38
II.3.3. Coefficient d'échange moléculaire du mélange après la combustion.....	38
II.3.4. Pression et la température des gaz résiduels.....	39
II.5. Processus d'admission.....	39
II.5.1. Masse volumique de l'air à l'admission.....	39
II.5.2. Calcul de la pression P_a à la fin d'admission.....	40
II.5.3. Température de réchauffement de l'air ΔT	41

II.5.4. Calcul du coefficient des gaz résiduels	42
II.5.5. Température à la fin de l'admission	42
II.5.6. Taux de remplissage	44
II.6. Étude de la compression.....	45
II.6.1. Calcule de la température et la pression à la fin de la compression.....	46
II.6.2. Capacité calorifique de la charge fraiche à la fin de la compression.....	47
II.6.3. Quantité molaire des gaz à la fin de la compression.....	48
II.7. Étude de la combustion	49
II.7.1. Quantité molaire des gaz après la combustion	50
II.7.2. Coefficient moléculaire réel du mélange.....	50
II.7.3. Quantité de chaleur transmise aux gaz.....	50
II.7.4. Température à la fin de combustion.....	52
II.7.5. Pression à la fin de combustion	53
II.8. Étude de la détente.....	54
II.8.1. Taux de détente préalable	54
II.8.2. Taux de détente postérieur	54
II.8.3. Pression et la température à la fin de la détente.....	57
II.8.4. Vérification de la température des gaz résiduels pris auparavant.....	59
Chapitre III : Etude et modélisation de paramètre de performance du moteur D-245	
III.1 Etude des paramètres indiqués.....	59
III.1.1. Pression moyenne indiquée.....	60
III.1.2 Rendement indiqué.....	61
III.1.3. Consommation spécifique indiquée du combustible.....	61
III.1.4. Puissance indiquée.....	62
III.1.5. Couple moteur indiquée.....	63
III.2 Étude des paramètres effectifs.....	63
III.2.1. Pression moyenne effective.....	63
III.2.2. Rendement mécanique.....	64

III.2.3. Rendement effectif.....	64
III.2.4. Consommation spécifique effective du combustible.....	65
III.2.5. Puissance effective.....	65
III.2.6. Couple moteur effectif.....	66
III.3. Bilan thermique.....	69
III.3.1. Quantité de chaleur totale dégagée par le combustible dans le moteur.....	69
III.3.2. Quantité de chaleur équivalente au travail effectif.....	70
III.3.3. Quantité de chaleur cédée du système de refroidissement.....	70
III.3.4. Quantité de chaleur emportée par les gaz d'échappements.....	70
III.3.5. Quantité de chaleur restante.....	71
Conclusion générale.....	73

Introduction

Dans ces dernières années, la réduction des effets polluants est devenue un objectif primordial pour la conception et l'optimisation des moteurs à combustion interne, notamment pour son utilisation massif dans le monde. Le problème majeur des moteurs à combustion interne, ce sont les toxicités des gaz d'échappement, qui produisent des composants nocifs tels que les oxydes d'Azote NO_x et du monoxyde de carbone, qui sont très dangereux pour la santé humain et notre environnement.

En effet, pour réduire ces produits néfastes, il existe des nombreuses techniques qui ont un effet positif sur les performances environnementales du moteur et son efficacité. Les techniques les plus répondues sont ; la recirculation des gaz d'échappement la vanne EGR, les systèmes de post-traitement des émissions de NO_x, tels que la réduction catalytique sélective (Selective Catalytic Reduction, SCR) et les pièges à NO_x, les filtres à particules diesel (FAP) éliminent 99,9 % des particules provenant du moteur et les catalyseurs d'oxydation.

L'injection d'eau dans les moteurs à combustion interne est une technique découverte par Pierre Hugon dans le XIX^e et utilisé pendant la deuxième guerre mondiale sur les moteurs à gaz dans le domaine aéronautique. Ultérieurement, avec le développement scientifique, cette technique est prise en considération dans le domaine de la recherche automobile et industrielle. En effet, elle consiste à injecter de l'eau pour diminuer la température de la combustion du mélange afin de réduire les émissions des gaz et augmenter l'efficacité du moteur.

Dans cette perspective, une étude bibliographique est tout d'abord menée pour présenter et d'en rappeler les notions de base de la combustion diesel et de ces caractéristiques, en tenant compte de ses effets polluants. Ensuite, nous présenterons les solutions existantes actuellement, puis nous nous focaliserons sur le système injection d'eau d'où nous présenterons les différentes méthodes de cette injection et leurs caractéristiques.

Le deuxième chapitre dans un premier temps présente le modèle théorique de calcul afin de déterminer la quantité d'eau à injecter. Ensuite, nous présenterons le choix du dispositif utilisé pour l'étude, afin de démontrer l'influence de l'injection à eau sur les différents paramètres thermodynamique du cycle moteur.

Puis, dans le troisième chapitre, nous étudierons l'influence de l'injection d'eau sur les différents paramètres de performance du moteur tels que le rendement global et son efficacité, qui sera décrite, analysée et comparée.

Finalement, les principales conclusions de l'étude sont données, et des perspectives sont proposées.

CHAPITRE I

La combustion Diesel met en œuvre de nombreux processus physico-chimiques : injection du carburant liquide, développement d'un spray turbulent qui pénètre dans la chambre de combustion, entraîne de l'air, s'évapore. Lorsque l'avancement des réactions chimiques est suffisant l'auto-allumage a lieu sous l'effet de la pression et de la température, puis la combustion se déroule pour partie en pré-mélange et pour partie en diffusion. Elle s'accompagne en outre de la production d'espèces polluantes, notamment des NOx et des particules [1]. Les performances du moteur ainsi que les émissions de polluants sont fortement influencées par la combustion.

Ce chapitre, sera consacré à une étude bibliographique qui se décompose en trois parties :

- La première partie se porte sur le point de fonctionnement d'un moteur diesel et ses effets polluants.
- La deuxième partie on va présenter les différentes techniques de réduction des émissions en combustible diesel.
- La troisième partie porte sur l'utilisation de l'eau pour réduire les émissions en combustion Diesel. Les différentes technologies existantes sont passées en revue : injection d'eau à l'admission du moteur, injection d'eau directement dans la chambre de combustion, et injection d'eau en émulsion avec le carburant.

I. Moteur Diesel et ses effets polluants

I.1. Notion de base d'un moteur Diesel

Le moteur Diesel est une machine thermique qui utilise l'énergie chimique du combustible dans un processus de combustion interne pour produire de l'énergie mécanique utile. Cela se produit en deux différentes transformations, tout d'abord l'énergie chimique du carburant brûle et se transforme en énergie thermique, ensuite la chaleur entraîne l'augmentation des gaz brûlés dans le cylindre et les gaz en augmentation confiné dans le cylindre doivent se détendre. Ainsi ce dernier produit le travail mécanique. Le mouvement alternatif des pistons est ensuite converti en mouvement de rotation grâce au vilebrequin.

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

Admission

- Le piston descend et la soupape d'admission s'ouvre.

- L'air frais s'engouffre dans le cylindre.

Compression

- La soupape d'admission se ferme et le piston remonte.
- L'air est comprimé et s'échauffe fortement.
- Lorsque le piston atteint les 9/10ème de sa course environ, une quantité définie de carburant est injectée.

Combustion-détente

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

Échappement

- La soupape d'échappement s'ouvre, chute de pression, le piston remonte chassant les gaz brûlés vers le contenu dans le cylindre, et le cycle recommence lors de l'admission, le moteur aspire de l'air, l'injection doit se faire à très haute pression, le combustible s'enflamme par auto-inflammation.

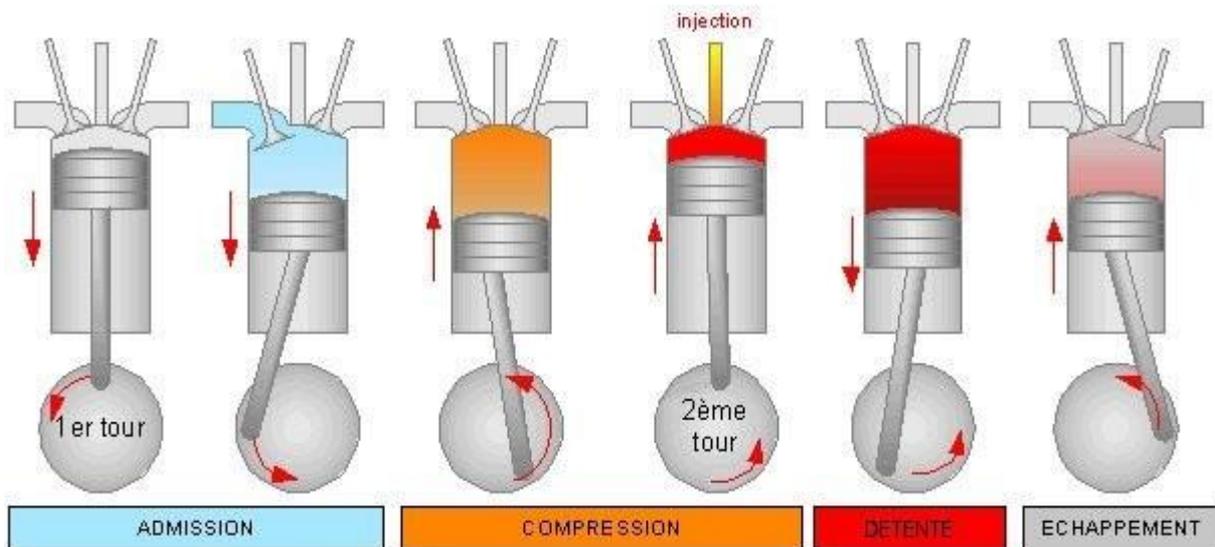


Figure I.1. Cycle de fonctionnement d'un moteur Diesel [2]

En outre, les moteurs Diesels peuvent être classés en deux grandes catégories : les moteurs à injection directe et les moteurs à injection indirecte ou moteurs à préchambre.

I.1.1. Cycle thermodynamique d'un moteur diesel

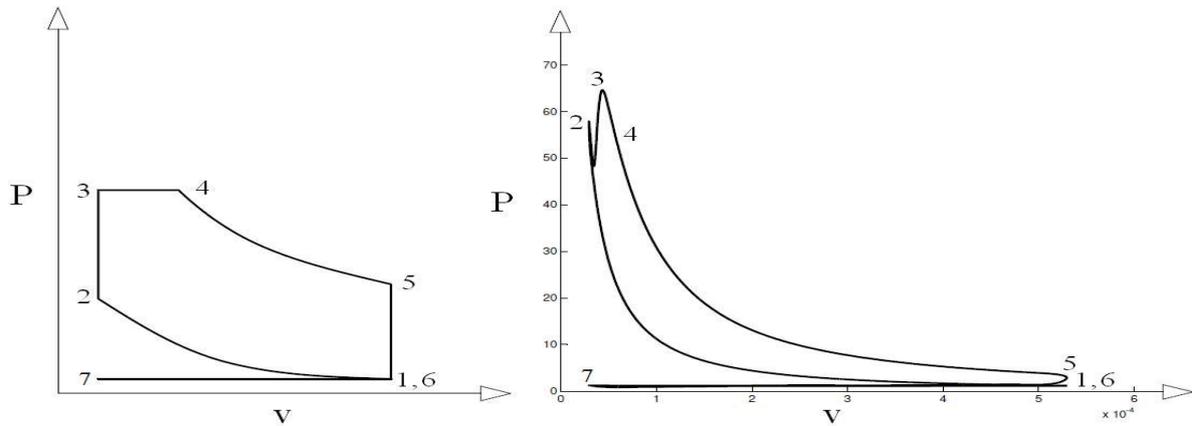


Figure I.2. Cycle théorique et réel d'un moteur diesel [1]

Cycle Diesel théorique	Cycle Diesel réel
Compression adiabatique point (1-2)	Compression polytropique point (1-2)
Combustion isochore point (2-3) et isobare point (3-4)	Combustion du mélange (air+carburant) point (2-4)
Détente adiabatique point (4-5)	Détente polytropique point (4-5)
Dégagement de chaleur isochore point (5-6)	Echappement des gaz point (5-6)
Echange des gaz point (6-1-7)	Admission de la charge fraîche/charge du carburant (6-1-7)

Tableau I.1. Comparaison entre le cycle théorique et réel d'un moteur Diesel

I.2. Effets polluants dans le moteur diesel

Afin de comprendre la formation des émissions polluantes dans le moteur Diesel, il est nécessaire de s'attarder à la façon dont les polluants sont formés dans le moteur Diesel. Dans ce type de moteur, lorsque le mélange est brûlé dans le cylindre du moteur, une réaction d'oxydation chimique est effectuée entre le carburant et l'oxygène avec une combustion théoriquement complète du carburant, dont les principaux éléments sont le carbone, l'hydrogène et l'oxygène, les produits finaux formés devraient être de l'eau et du dioxyde de carbone, qui ne sont pas des substances nocives. En réalité, les conditions idéales pour la formation du mélange et la combustion complète sont presque impossibles à atteindre. En conséquence, des sous-produits de la combustion se forment, qui affectent négativement notre

environnement. D'outre ces principaux sous produits formés dans la chambre de combustion d'un moteur diesel sont [3] :

- le monoxyde de carbone (CO) provenant de la combustion incomplète du carburant dans les zones où la concentration en oxygène est insuffisante.
- Les oxydes d'azote (NO_x), principalement NO et NO₂, formés à haute température par l'oxydation de l'azote de l'air.
- Les composés organiques volatils (COV) (Comprenant des hydrocarbures (alcanes, alcènes, aromatiques, ...), des composés oxygénés (aldéhydes, cétones, ...)) et les composés aromatiques polycycliques (HAP) (comme le benzo(a)pyrène) provenant de la combustion incomplète de composés plus lourds.
- Le dioxyde de soufre (SO₂) provenant de l'oxydation du soufre contenu en faible quantité dans le carburant.
- les métaux (plomb notamment) présents initialement dans les huiles et les carburants.
- Les particules solides majoritairement composées de carbone (C) provenant de la combustion incomplète à basse température du carburant et du lubrifiant des pistons.

Ce tableau, sous-dessus, représente la composition typique des gaz d'échappement issus d'un moteur Diesel :

CO ₂	2% à 12%
H ₂ O	2% à 12%
O ₂	3% à 17%
NO _x	50 à 1000 ppm
HC	20 à 300ppm
CO	10 à 500ppm
SO ₂	10 à 30ppm
N ₂ O	≈ 3 ppm

Tableau I.2. Composition typique des gaz des échappements dans un moteur Diesel

I.2.1. Particules (PM)

Les particules PM (Particulate Matter) désignent l'ensemble des substances chimique solide ou liquide représenté dans les gaz échappement, qui se classifient en trois groupes principaux [1]:

- La suie: c'est des particules carbonées solides, elles sont composées d'agrégats de carbone sphériques.
- La fraction organique soluble (SOF) : ils comprennent les composants organiques lourds, tels que les hydrocarbures imbrûlés, les dérivés d'oxygène (cétones, esters, aldéhydes, acides organiques) ainsi que les hydrocarbures aromatiques polycycliques et leurs dérivés oxygénés et nitrés.
- Résidu non-organique : il s'agit de résidus minéraux qui peuvent être présents dans le carburant-lui-même ou dans l'huile de lubrification, les nitrates et les sulfates sont la forme la plus courante de particule non-organique ainsi que de cendres.

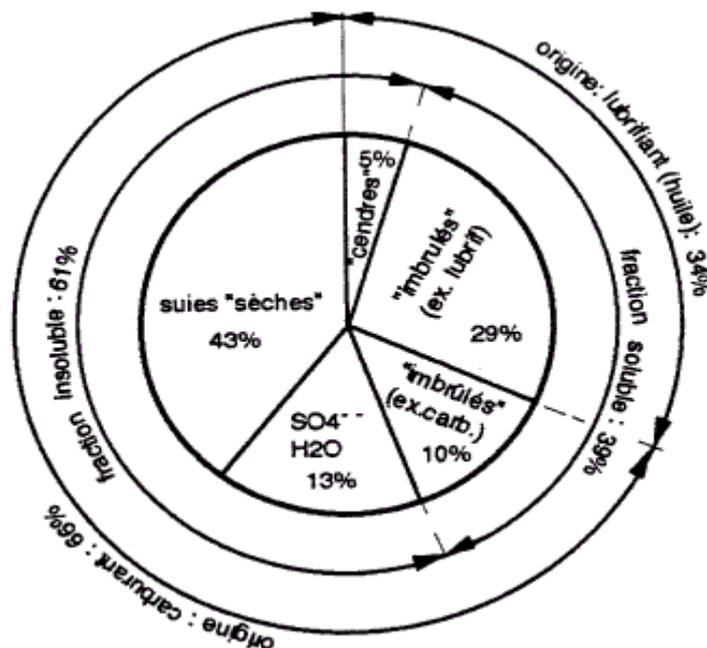


Figure I.3. Composition chimique d'une particule [© INERIS, 1993]

D'outre, ces particules présentes sur les gaz d'échappement ont un effet négatif sur le système respiratoire humain et notre environnement.

I.2.1.1. Particules de suie et ses effets polluants

La suie est un dérivé du carbone solide à l'état dispersé et peut représenter jusqu'à 98% de l'ensemble particules solides dans les gaz d'échappement, la particule de noir de carbone elle-même est formée de plusieurs grappes de graphite sous forme de cristaux. Les particules de suie peuvent avoir une taille de 2 ... 600 nm, mais le plus souvent l'intervalle de la taille est de l'ordre de 5 ... 50 nm, et lorsque les gaz d'échappement sortent, les formations de suie, combinées sous des formes irrégulières, peuvent avoir une taille de 0,3 ... 100 microns. La suie peut également contenir jusqu'à 3% d'hydrogène par rapport à la masse de la substance. Le processus de formation de particules de suie est associé au manque d'oxygène dans la région de l'effet de la température sur les hydrocarbures à l'état de vapeur. Dans ce cas, une émission abondante de suie commence à 2050 °K dans le cylindre. La concentration maximale de formations de suie est observée à une température approximativement égale à 2200 °K, puis avec une nouvelle augmentation de la température, la cinétique des réactions chimiques dépasse le taux de leur formation, ce qui entraîne une nouvelle diminution de la concentration à des valeurs relativement faibles à une température de mélange d'environ 2400 °K. Selon les résultats des études, il a été constaté que pour démarrer la formation de suie, la plage du coefficient d'excès d'air devrait être $\alpha = 0,33 \dots 0,7$, en tenant compte des différents types de carburant et des changements de pression et de température dans le cylindre [4].

La forme générale de l'équation de la réaction de formation de suie peut s'écrire comme suite:



La formation d'une particule de noir de carbone peut commencer soit par la division de la molécule d'hydrocarbure sous l'influence de températures élevées (supérieures à 2000 K), entraînant la formation de carbone atomique, soit à des températures plus basses, auxquelles la nucléation de la particule commence par la formation de composés aromatiques avec une augmentation progressive du nombre de particules. La concentration de suie est principalement affectée par la température et la pression dans la zone de sa formation, et puisque ces paramètres affectent la vitesse de passage des réactions chimiques, ils affectent donc également la vitesse de formation des particules [4].

Les moteurs Diesel émettent des grandes quantités de suie, tandis que les moteurs à essence en émettent très peu, cela est dû au processus de mélange ainsi qu'à la composition fractionnée plus lourde du carburant Diesel, dans les moteurs à Essence un mélange air-

carburant bien mélangé ou presque est alimenté, et à un coefficient d'excès d'air $\alpha=0.7\dots 1.2$, il brûlé presque sans formation de particule de suie. Dans les moteur diesel, le mélange est formé à la fin du processus de compression et au début l'expansion. Dans la zone de la pulvérisation du jet, il y aura un coefficient d'excès d'air hétérogène, de sorte que la partie du carburant qui est limitée dans l'accès à l'oxygène est exposée à la température et forme des particules de suie [4].

I.2.1.2. Les aldéhydes

Les aldéhydes sont des substances nocives contenant le groupe CHO. Ils se forment, en règle générale, à des températures relativement basses, à faible charge ou lors du chauffage du moteur à combustion. La teneur en aldéhydes peut atteindre 240 mg/m³ dans les moteurs à essence et 30 mg/m³ dans les moteurs diesel. Les aldéhydes les plus dangereux comprennent le formaldéhyde HCHO et l'acroléine CH₂CHCHO. Mais à des émissions aussi insignifiantes, les aldéhydes sont moins dangereux par rapport aux principales substances toxiques. Cependant, leur exposition peut provoquer des cancers, des troubles de la sexualité humaine et des malformations chez les nouveau-nés [4].

I.2.2. Les hydrocarbures

Les hydrocarbures présents dans les gaz d'échappement comprennent jusqu'à 300 types d'éléments différents tels que les cires, les oléfines, les naphthènes, les hydrocarbures aromatiques, etc. La majeure partie des composés d'hydrocarbures se forme dans les zones surchargées en carburant, dans les réactions de décomposition dues à l'impact thermique, ainsi que dans les zones relativement froides proches des parois des cylindres [4].

Le plus grand danger pour l'environnement provient des hydrocarbures gazeux légers, de divers gaz organiques tels que : méthane, butane, propane, etc. Le méthane représente la plus grande part de ces gaz. Dans les moteurs à combustion interne à essence, la part du méthane peut atteindre 14 à 58 % de tous les composés d'hydrocarbures, et dans les moteurs diesel, elle est légèrement inférieure en raison de la plus grande quantité d'oxygène dans la bouteille est de 2 à 6 %. Les composés hydrocarbonés les plus lourds comprennent les hydrocarbures polyaromatiques (HAP), dont une quantité importante est contenue principalement dans les moteurs à essence. L'élément principal des HAP est un cycle benzène C₆H₆ stable, à partir duquel des composés avec d'autres éléments d'hydrocarbures peuvent être formés. Les principaux dérivés toxiques du benzène liés aux composés hydrocarbonés polyaromatiques sont le phénanthrène, le benzoflourantène et le benzopyrène, qui est une

substance plus toxique et plus stable. La teneur en benzopyrène des moteurs diesel peut atteindre 0,001 % et celle des moteurs à essence 0,02 % [4].

I.2.3. Monoxyde de carbone

Les principales raisons de la formation du monoxyde de carbone, dont la formule chimique est le CO, également appelé monoxyde de carbone, sont un certain manque d'oxydant dans la zone de combustion du mélange, ainsi que la dissociation du dioxyde de carbone sous l'influence d'une température élevée. Le monoxyde de carbone créé au cours des réactions peut brûler pour former du dioxyde de carbone. Dans les moteurs à essence, la teneur en CO est beaucoup plus élevée que la concentration en OH d'un moteur diesel. Cela est dû au fait que les moteurs à combustion à essence fonctionnent avec des mélanges plus riches $\alpha \approx 1$ par opposition au diesel $\alpha \gg 1$, de sorte qu'en cas d'excès d'oxygène dans un moteur diesel, la teneur en CO atteint 0,4...0,5 % par rapport à un moteur à essence, pour lequel la concentration en CO peut atteindre 12 % en mode puissance [4].

Le monoxyde de carbone est un élément instable, il est donc oxydé en dioxyde de carbone en règle générale dans un délai de 42 mois. Avant sa conversion en dioxyde de carbone, le CO est une menace pour l'environnement. Le monoxyde de carbone a des effets toxiques dangereux sur les organismes vivants et peut provoquer de graves intoxications chez l'homme [4].

I.2.4. D'oxyde d'azote NO

Les NO_x sont considérés comme les plus néfastes, parmi les émissions du moteur. Ils sont principalement dus à l'émission du composé de monoxyde d'azote (NO) et du dioxyde d'azote (NO₂). Les moteurs à combustion interne produisent plus de NO que de NO₂ comme produit de combustion. En outre dans les moteurs à allumage commandé, le rapport NO₂/NO est très faible. Dans le cas des moteurs diesel, cependant, ce rapport peut aller jusqu'à 30 % [5].

I.2.4.1. Formation du monoxyde d'azote NO

La principale source de production de NO dans les moteurs à combustion interne est l'azote atmosphérique. Cet azote atmosphérique, sous l'effet de températures élevées et de réactions chimiques, se combine avec l'oxygène de l'air pour former des oxydes d'azote. Généralement, La formation de NO se fait, au cours de la combustion, selon quatre-chemins réactionnels, chacun ayant ses propres caractéristiques [1] :

- a. La formation des oxydes d'azote suite à la réaction thermique entre l'azote atmosphériques et l'oxygène à haute température dans le cylindre sont appelés **NO thermique**.
- b. Les oxydes d'azote formés à la suite de la conversion "rapide" de l'air. L'azote et l'oxygène présents dans le front de flamme pendant la combustion sont appelés **NO rapide**.
- c. Formation de NO à partir de **N₂O intermédiaire**
- d. L'oxyde d'azote peut également être formé par la teneur en azote du carburant et est appelé **NO carburant**.

I.2.4.1.1 Formation thermique de NO

La formation de NO thermiques est déterminée par un ensemble de réactions chimiques, fortement dépendantes de la température connues sous le nom de mécanisme de Zeldovich. Les principales réactions régissant la formation de NO thermiques à partir de l'azote moléculaire sont les suivantes:



Il a été démontré qu'une troisième réaction contribue, en particulier dans des conditions quasi stoechiométriques et dans des mélanges riches en carburant:



En outre, les constantes de vitesse pour ces réactions ont été mesurées dans de nombreuses études expérimentales et les données obtenues à partir de ces études ont été évaluées de manière critique. Les expressions des coefficients de vitesse avant et inverse (k_i^+ et k_i^- , respectivement) pour les réactions utilisées dans le modèle NO sont indiquées dans le tableau suivant [5] :

Réaction	Rapport des constants (cm ³ /mol.s)	Température (K)	Facteur d'incertitude de
(1) $O + N_2 \rightarrow NO + N$	$7.6 \times 10^{13} \exp(-38000/T)$	2000-5000	2
(-1) $NO + N \rightarrow O + N_2$	1.6×10^{13}	300-5000	±20% at 300 K 2 at 2000-5000 K
(2) $N + O_2 \rightarrow NO + O$	$6.4 \times 10^9 \exp(-3150/T)$	300-3000	±30% 300-1500 K 2 at 3000 K
(-2) $NO + O \rightarrow N + O_2$	$1.5 \times 10^9 \exp(-19500/T)$	1000-3000	±30% at 1000 K 2 at 3000 K
(3) $N + OH \rightarrow NO + H$	4.1×10^{13}	300-2500	±80%
(-3) $NO + H \rightarrow N + OH$	$2.0 \times 10^{14} \exp(-23650/T)$	2200-4500	2

Tableau I.3. Constantes de vitesse pour le mécanisme de formation d'oxydes d'azote [5]

Comme le montre le tableau ci-dessus, la vitesse de formation de NO augmente exponentiellement avec la température. En outre, les énergies de réaction sont relativement élevées pour le NO formation. C'est pour cette raison que les taux de production de NO sont insignifiants jusqu'à au moins 1900 -2000 K [5].

Par ailleurs, Le taux net de formation de NO via les réactions susnommées est donné par :

$$\frac{d[NO]}{dt} = k_1^+ [O] [N_2] + k_2^+ [N] [O_2] + k_3^+ [N] [OH] - k_1^- [NO] [N] - k_2^- [NO][O] - k_3^- [NO][H] \quad (I.5)$$

D'où toutes les concentrations [] ont des unités de mol /cm³.

Le taux de formation de NOx n'est significatif qu'à des températures élevées (supérieures à 1800 K) car la fixation de l'azote nécessite la rupture de la liaison N forte (énergie de dissociation de 941 kJ /mol). Cet effet est représenté par l'énergie d'activation élevée de la réaction (2), ce qui en fait l'étape de limitation de vitesse du mécanisme de Zeldovich étendu. Cependant, l'énergie d'activation pour l'oxydation des atomes N est faible. Lorsqu'il y a suffisamment d'oxygène, comme dans une flamme pauvre en combustible, le taux de consommation d'atomes d'azote libres devient égal au taux de sa formation et donc un état quasi-stable peut être établi. Cette hypothèse est valable pour la plupart des cas de

combustion, sauf dans des conditions de combustion extrêmement riches en carburant. Par conséquent, le taux de formation de NO devient selon [5] et [6]:

$$\frac{d[NO]}{dt} = 2k_1^+ [O] [N_2] \frac{1 - [NO]^2 / (K[N_2][O_2])}{1 + k_1^- [NO] / (k_2^+ [O_2] + k_3^+ [OH])} \quad (I.6)$$

D'où $K = (k_1^+ / k_1^-) (k_2^+ / k_3^+)$

D'après cette équation, il est clair que le taux de formation de NO augmentera avec l'augmentation de la concentration en oxygène. Il apparaît également que la formation de NO thermique devrait être fortement dépendante de la température mais indépendante du type de combustible.

Après application de plusieurs conditions et développement, le taux de formation initiale de NO peut alors être écrit selon Heywood, J.B et al [5]:

$$\frac{d[NO]}{dt} = \frac{6 \times 10^{16}}{T^{1/2}} \exp\left(\frac{-69090}{T}\right) [O_2]_e [N_2]_e \quad [mol/cm^3.s] \quad (I.7)$$

Par conséquent, comme le démontre l'équation susnommée la formation du NO thermique est influencée par la température et la concentration d'oxygène dans le cylindre ainsi du N₂. De ce fait, la formation du NO, se produit lorsque la température est supérieure à 1800 K, ainsi, le taux de formation, augmente de façon exponentielle avec l'augmentation de la température du cylindre.

1.2.4.1.2 Formation rapide de NO

La présence d'un deuxième mécanisme conduisant à la formation de NO a été identifiée pour la première fois par Fenimore et a été appelée "NO prompt ". Il existe de bonnes preuves que des NOx rapides peuvent se former en quantité significative dans certains environnements de combustion, comme dans la température, les conditions riches en carburant et les temps de séjour courts dans les brûleurs de surface [7].

À l'heure actuelle, la contribution rapide des NO aux NOx totaux des chambres de combustion fixes est faible. Cependant, comme les émissions de NOx sont réduites à des niveaux très bas grâce à l'emploi de nouvelles stratégies (conception du brûleur ou

modification de la géométrie du four), on peut s'attendre à ce que l'importance relative du NO rapide augmente [7].

Diverses analyses numériques ont montré que la formation de NO rapide est principalement liée à la réaction entre N_2 et les radicaux produits au cours du processus de combustion, tels que CH_2 , CH et C pour produire H_2CN , HCN et CN . Les réactions sont données comme suit [1] :



Un certain nombre d'espèces résultant de la fragmentation du carburant ont été suggérées comme source de NO rapide dans les flammes d'hydrocarbures (par exemple, CH , CH_2 , C , C_2H), mais la contribution majeure provient du CH . Les produits de ces réactions pourraient conduire à la formation d'amines et de composés cyano qui réagissent ensuite pour former du NO par des réactions similaires à celles qui se produisent lors de l'oxydation de l'azote du carburant [7].

En outre, le facteur de formation rapide de NO est proportionnelle au nombre d'atomes de carbone présents par unité de volume et est indépendante de l'identité de l'hydrocarbure parent. La quantité de HCN formée augmente avec la concentration des radicaux hydrocarbonés, qui à son tour augmente avec le rapport d'équivalence. Au fur et à mesure que le rapport d'équivalence augmente, la production rapide de NO augmente dans un premier temps, puis dépasse un pic et finalement diminue en raison d'une carence en oxygène [7].

I.2.4.1.3. Formation de NOx à partir du N_2O intermédiaire

En 1971, Melte et Pratte sont les premiers à proposer le mécanisme intermédiaire pour la formation de NOx à partir de l'azote moléculaire (N_2) via l'oxyde nitreux (N_2O). Dans ce mécanisme l'azote pénètre dans les systèmes de combustion principalement en tant que composant de l'air de combustion et de dilution. Dans des conditions favorables, qui sont des pressions élevées et des conditions riches en oxygène, ce mécanisme intermédiaire peut contribuer jusqu'à 90% des NOx formés lors de la combustion. Cela le rend particulièrement important dans les équipements tels que les turbines à gaz et les moteurs à allumage par

compression. Étant donné que ces appareils fonctionnent à des températures de plus en plus basses pour empêcher la formation de NO_x via le mécanisme thermique des NO_x, par contre la formation du mécanisme N₂O intermédiaire augmente. Il a été observé qu'environ 30% des NO_x formés dans ces systèmes peuvent être attribués au mécanisme N₂O intermédiaire [8].

En outre, la réaction chimique de la formation du N₂O est déterminée par quatre équations d'après Melte et Pratte :



I.2.4.1.4. Formation de NO du combustible

Il est bien connu que les composés organiques azotés présents dans les combustibles fossiles liquides ou solides peuvent contribuer au NO total formé pendant le processus de combustion. Cet azote combustible est une source particulièrement importante d'émissions d'oxyde d'azote pour le fioul résiduel et le charbon, qui contiennent typiquement 0,3 à 2% d'azote en poids. Des études ont montré que la plupart de l'azote contenu dans les mazouts lourds se présente sous forme d'hétérocycles et on pense que les composants azotés du charbon sont similaires. On pense que les structures cycliques hétérocycliques de type pyridine, quinoléine et amine sont importantes.

Le degré de conversion de l'azote du carburant en NO dépend des caractéristiques de combustion locale et de la concentration initiale des composés liés à l'azote. Les composés liés au carburant qui contiennent de l'azote sont libérés dans la phase gazeuse lorsque les gouttelettes ou particules de carburant sont chauffées pendant l'étape de dévolatilisation. A partir de la décomposition thermique de ces composés (aniline, pyridine, pyrroles, etc.) dans la zone de réaction, des radicaux tels que HCN, NH₃, N, CN et NH peuvent être formés et

convertis en NOx. Les radicaux libres ci-dessus (c'est-à-dire les composés azotés intermédiaires secondaires) sont soumis à une double voie de réaction compétitive. Ce mécanisme chimique a fait l'objet de plusieurs investigations détaillées. Bien que la voie menant à la formation et à la destruction des NOx de carburant ne soit pas encore complètement comprise, différents chercheurs semblent s'accorder sur un modèle simplifié [9]:



En outre, La formation de NO dans les combustibles dépend très faiblement de la température, contrairement au NO formation liée à l'azote atmosphérique

I.2.4.2. Formation du NO₂

Le dioxyde d'azote NO₂ joue, au même titre que NO, un rôle important dans les processus de combustion, même s'il est produit en quantités moins significatives. Dans les installations de combustion, le NO₂ n'est en effet pas produit directement, mais résulte de l'oxydation lente de NO dans l'atmosphère. Se fait à basse température au moment du passage des gaz d'échappements dans l'atmosphère. La période critique de formation du NO s'étale entre le début de la combustion et peu après l'occurrence de la pression maximale de cycle. Le NO₂ est formé dans un second temps ; il provient de la conversion du NO précédemment formé par la réaction suivante [10]:



I.3. Différentes techniques de réduction des émissions polluantes

La dépollution des gaz d'échappement des véhicules Diesel est effectuée tout le long de la ligne d'échappement. Les particules sont retenues par un filtre à particules. Le monoxyde de carbone et les hydrocarbures imbrûlés sont traités par un catalyseur d'oxydation. En ce qui concerne les oxydes d'azote, ils ne peuvent pas être réduits avec les pots catalytiques

communément utilisés sur les motorisations à essence. En effet, la combustion Diesel se faisant à richesse globale faible, la concentration en oxygène à l'échappement peut avoisiner les 19 % rendant le milieu trop oxydant pour les réductions catalytiques classiques. Il faut donc utiliser des systèmes particuliers.

I.3.1 Recirculation 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 sur des moteurs à essence. A compter des années 90, cette technique a également été introduite sur les moteurs diesel. Cette technique consiste à réintroduire une partie des gaz d'échappement du moteur dans le collecteur d'admission de ce dernier.

Ce système a été adopté depuis une dizaine d'années sur la majorité des moteurs Diesel, a pour effet de diminuer la formation d'oxydes d'azote NO_x. L'idée est basée sur le fait que les NO_x 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 NO_x.

Par ailleurs, ce dispositif entraîne:

- une diminution de la concentration en O₂ du mélange
- une augmentation de la capacité calorifique du mélange par la présence de CO₂ qui permet une réduction de la température de flamme

-L'EGR augmente la production de particules. Il faut par conséquent trouver un compromis entre la diminution des oxydes d'azote et l'augmentation de particules. Pour résoudre ce problème, les gaz de recirculation sont par conséquent refroidis. Le fait d'abaisser la température des gaz réinjectés diminue la production de particules pour le même taux d'EGR.

Actuellement, il existe deux types différents de réaliser la recirculation des gaz d'échappement [11] :

- **Le recyclage par voie interne :** 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.
- **Le recyclage par 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.

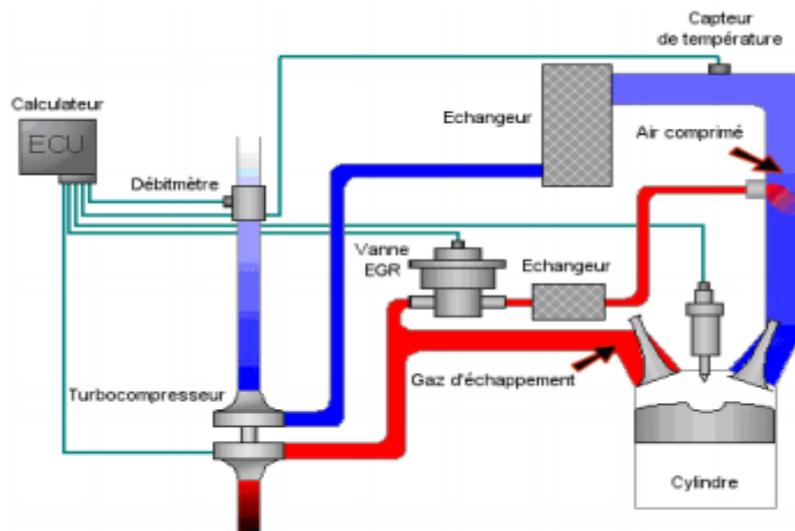


Figure I.4. Schéma d'un système de recyclage par voie externe [11]

I.3.2. Catalyseur d'oxydation

Le catalyseur d'oxydation (DOC – Diesel Oxidation Catalyst) remplit plusieurs rôles :

- Oxydation des HC (pour former du dioxyde de carbone CO_2 et de l'eau H_2O): plus de 95% de réduction à haute température

- Oxydation du CO (pour former du CO₂): plus de 85 % de réduction à haute température
- Réduction des émissions de particules (fraction organique): de l'ordre de 10% à 30%
- Oxydation du monoxyde d'azote (NO) pour former du dioxyde d'azote (NO₂): de 0 à 30 % des NO_x, le NO₂ représente 20 % à 50 % des NO_x.

Ces réactions se font normalement à très haute température, qui n'est normalement pas atteinte par les gaz d'échappement. Afin de faciliter les réactions chimiques à des températures plus faibles, le catalyseur est imprégné de métaux précieux tels que le platine (Pt) et le palladium (Pd). Le catalyseur est fabriqué à partir de cordiérite. Il s'agit d'un matériau présentant d'excellentes qualités de filtration, une faible dilatation thermique.

Le catalyseur est maintenu dans son enveloppe métallique (la ligne d'échappement) à l'aide d'un matelas de maintien fabriqué à base de fibres céramiques. Ce matelas fibreux a pour rôle d'exercer une pression significative sur le substrat afin qu'il reste en position quelles que soient les conditions auxquelles le substrat est exposé. De fait, outre de fortes différences de température (la cordiérite et l'acier ne se déforment pas de la même manière sous l'effet de la température), le substrat subit de nombreuses contraintes dues au débit des gaz d'échappement ainsi qu'aux vibrations générées par le moteur et par le châssis [12].

I.3.3. Filtre à particules

Le filtre à particules permet de réduire les émissions de particules de l'ordre de 99%. Pratiquement, les émissions de particules (la suie) se matérialisent par une fumée noirâtre, visible lors d'une forte accélération sur un véhicule non équipé de filtre à particules (avant 2009).

Le filtre à particules est, comme le catalyseur d'oxydation, constitué de multiples petits canaux, en nombre plus faible toutefois (entre 4.000 et 8.000). De plus, chaque canal est bouché alternativement, soit à l'entrée du filtre ou à la sortie du filtre. Les gaz d'échappement sont donc forcés de passer à travers les parois poreuses et c'est à cet endroit que les particules sont stockées dans le filtre.

Lorsque le filtre a accumulé une masse importante de particules, il faut procéder à sa régénération. En théorie, la régénération ne peut se faire que lorsque la température des gaz est supérieure à 600 °C. Néanmoins, plusieurs techniques permettent d'abaisser ce seuil: la

présence de dioxyde d'azote (NO_2), la présence de métaux précieux (filtre à particules catalysé) ou la présence d'un additif.

Le filtre peut être régénéré de deux façons: de manière passive ou de manière active. La régénération passive lorsque les gaz d'échappement sont suffisamment chauds. Lorsque cette condition n'est pas réalisée, il faut procéder à une régénération active afin d'éviter que le filtre ne se bouche. Cette méthode consiste à réaliser une post-injection lorsque le filtre est rempli environ à la moitié de sa capacité.

La post-injection de carburant a lieu bien après que le piston a atteint le point mort haut (pendant la phase de détente). La post-injection peut aussi avoir lieu après le début de la phase d'échappement. Le carburant ainsi injecté ne brûle pas à l'intérieur du cylindre, mais au niveau du catalyseur d'oxydation. Pendant cette phase, le taux de recirculation des gaz est fortement réduit. Ces deux mesures, entre autres, permettent d'augmenter significativement la température des gaz à l'entrée du filtre à particules afin de forcer sa régénération.

La régénération active du filtre dure entre 5 et 10 minutes et intervient tous les 1.000 kilomètres environ. Durant cette phase, la surconsommation de carburant est de l'ordre de 0,5 l/100 km. Lors de la régénération, les éléments carbone (constitutifs des fines particules) s'oxydent pour former du dioxyde de carbone, voire du monoxyde de carbone (non désirable). D'autre part, les particules de carbone réagissent avec le dioxyde d'azote NO_2 pour former du monoxyde d'azote NO .

Le filtre à particules est fabriqué à base de carbure de silicium et non en cordiérite. Plus coûteux, le carbure de silice est surtout beaucoup plus résistant aux températures très élevées (supérieures à 2.500 °C). C'est un avantage déterminant face à la cordiérite dont le matériau peut fondre à partir de 1.200 °C. En conditions de température normales, les gaz d'échappement d'un moteur diesel n'atteignent pas cette température. Toutefois, lors des régénérations, les réactions chimiques à l'intérieur du catalyseur d'oxydation et du filtre augmentent significativement la température, approchant alors les 1.000 °C.

Pire, épisodiquement, la régénération peut s'emballer (elle devient incontrôlée): la température à l'intérieur du filtre augmente très rapidement et les températures peuvent alors dépasser les 1.100 °C, approchant alors dangereusement des limites de fonctionnement de la cordiérite [12].

I.3.4. Piège de NO_x

Le piège à NOx stocke les oxydes d'azote avant de se régénérer périodiquement. Tout comme le catalyseur d'oxydation, le piège à NOx est de type ouvert (absence de bouchons aux extrémités) et s'appuie sur une structure en cordiérite. Lorsque les NOx traversent le piège, le NO est oxydé en NO₂ grâce à la présence de platine. Le NO₂ est alors stocké dans le substrat grâce au Barium présent dans le substrat, avant d'être réduit en azote N₂ et CO₂ sous l'effet d'une régénération et de la présence de rhodium (Rh) dans le revêtement du piège.

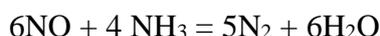
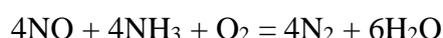
La régénération intervient lorsque le moteur fonctionne en mélange riche sur une courte période (de l'ordre de quelques secondes). La régénération du piège à NOx intervient beaucoup plus fréquemment (toutes les 5 minutes environ) que celle d'un filtre à particules. D'autre part, le fonctionnement en mode riche pour régénérer le piège à NOx n'est pas de nature à déclencher la régénération active du filtre à particules, de part sa courte durée.

Si le piège à NOx est suffisant pour satisfaire au cycle d'homologation actuel NEDC, son efficacité est toute relative en conditions de conduite réelles. D'ailleurs, ce dispositif seul n'est pas susceptible de pouvoir satisfaire aux prochaines normes d'émissions.

Le piège à NOx est plutôt appelé à s'intégrer dans le catalyseur d'oxydation pour stocker une petite quantité de NOx lorsque le moteur démarre à froid alors que le SCR n'est pas encore à température pour traiter les oxydes d'azote. En moyenne, le piège à NOx permet de réduire de 30 % à 50 % les émissions d'oxyde d'azote. A faible charge, la réduction des émissions de NOx peut atteindre 90 % [12].

I.3.5. Réduction catalytique sélective

La réduction catalytique sélective (RCS) utilise un agent réducteur injecté dans les gaz de combustion en amont d'un réacteur catalytique pour effectuer une réduction chimique des NOx en azote. Les réactifs de réduction utilisés dans la réduction catalytique sélective (RCS) sont typiquement à base d'ammoniac / d'urée. La réduction des NOx en azote et en eau se produit sur le catalyseur. La plage de température optimale pour ce système est de 300 à 400°C et la réaction est légèrement exothermique, et la conversion des NOx se fait selon les trois réactions suivantes :



La réduction catalytique sélective est généralement montée en aval d'un économiseur et/ou d'un réchauffeur d'air et, dans certains cas, en aval d'un collecteur de poussière. Dans certaines applications, le réchauffage au gaz est utilisé pour maintenir une température optimale pour le lit de catalyseur.

Les principaux points faibles de la SCR sont:

- une architecture de système contraignante qui nécessite un réservoir additionnel pour le précurseur d'ammoniac, ainsi qu'un système d'injection dédié couplé à un système électronique pour contrôler les quantités injectées,
- le ravitaillement en précurseur d'ammoniac,
- la plage de températures de fonctionnement optimal qui s'étend entre 250 et 400 °C, laissant difficiles à traiter.

I.4. Système d'injection à eau

L'injection d'eau est considérée comme l'une des solutions techniques possibles, car elle permet de faire fonctionner le moteur avec des taux de compression plus élevés et des combustions stœchiométriques à forte charge, ce qui entraîne une baisse de la consommation spécifique de carburant sur la carte générale du moteur et l'augmentation de la puissance de sortie obtenu. Ainsi, elle permet la diminution des NOx d'un point de vue environnemental, peut être interprétée comme étant le résultat de l'abaissement des températures de combustion.

L'injection d'eau a été étudiée par de nombreux auteurs en raison de son attitude antidétonante dans les applications de moteurs à combustion interne selon [13] les études menés jusqu'à présent sont :

- Lanzafame et all, ont analysé expérimentalement et numériquement les effets de l'injection d'eau continue et pulsée dans le conduit d'admission à basse pression (10 bars), et ont constaté que l'injection d'eau permettait d'augmenter les limites de cognement du moteur ;

- Boretti a présenté une comparaison entre l'injection d'eau dans le conduit d'admission ou directement dans le cylindre. L'injection dans le conduit d'admission a un effet de refroidissement sur la masse d'air d'admission, réduisant sa densité et améliorant la perméabilité du moteur et la densité de puissance. L'injection directe dans la chambre conduit à une phase de combustion plus froide, suivie d'une température d'échappement plus basse ;
- Bhagat et ses collaborateurs ont réalisé une étude numérique après la validation du modèle. L'injecteur d'eau à haute pression (200 bars) était situé au centre de la chambre de combustion ;
- La position de l'injecteur d'eau dans la conduite d'admission a été étudiée, et il a été constaté qu'une position plus proche de la soupape d'admission réduit la consommation d'eau à moins de 50% par rapport à une position en amont. Des considérations sur l'effet de l'injection d'eau sur la durée de la combustion sont également tirées ;
- Les auteurs ont étudié les avantages potentiels de l'injection d'eau sur un moteur turbocompressé, en combinant l'effet de l'injection d'eau avec l'effet de la recirculation des gaz d'échappement pour réduire la température des gaz d'échappement. La plupart des études sur l'injection d'eau ont été réalisées pour une solution d'injection d'eau à port (PWI), car elle est moins coûteuse et l'injecteur peut être facilement installé sur un moteur préexistant ;

Actuellement, pour améliorer l'efficacité et l'application de l'injection d'eau dans les moteurs diesel, de nombreuses études sont confrontées à plusieurs questions ouvertes qui doivent être traitées afin de :

- Minimiser la consommation d'eau/carburant ;
- Réduire les coûts ;
- améliorer la fiabilité des systèmes d'injection ;
- la réduction de la contamination des lubrifiants ;
- Respecter la limite maximale de la température d'entrée de la turbine ;

- vérifier sa compatibilité avec les températures des climats froids.

I.4.1. Type d'injection d'eau

L'injection d'eau dans les moteurs Diesel est classifiée en deux catégories ; l'une l'eau est introduit dans le moteur sous forme d'un mélange eau/carburant, l'autre l'eau est introduit séparément dans l'air de suralimentation sous forme de liquide ou de vapeur. En se basent sur les références des chercheurs cités précédemment, on distingue les différents types d'injection d'eau comme suite:

1. Injection d'émulsion eau/carburant
2. Injection d'eau dans la chambre de combustion
3. Injection d'eau stratifiée
4. Injection d'eau dans le collecteur d'admission

I.4.1.1. Injection d'émulsion eau/carburant

Les émulsions d'eau dans le carburant diesel sont facilement applicables puisque ils contiennent des additifs spécifiques et des agents de surface, pour stabiliser le système. Il existe généralement deux types distincts d'émulsion diesel-eau, de type eau dans l'huile et huile dans l'eau. Le type eau dans l'huile est le meilleur type de carburant adapté aux moteurs diesel plutôt que de type huile dans l'eau en raison du phénomène de micro-explosion des gouttelettes d'eau, qui provoque une grande fragmentation de l'huile et une moindre modification de la viscosité avec une teneur en eau. Un agent tensioactif peut réduire la tension superficielle de l'huile et de l'eau, activer leurs surfaces, et maximiser leurs zones de contact superficielles pour réaliser des émulsions biphasées huile dans l'eau ou eau dans l'huile. Les agents de surface ou tensioactifs sont des substances amphipathiques avec des groupes lyophobes et lyophiles les rendant capables qui s'adsorbent aux interfaces entre les liquides, les solides et les gaz. L'agent de surface est également appelé agent d'émulsification car il peut stabiliser les émulsions lorsqu'elles existent le long de l'interface entre l'eau et le pétrole. Dans l'émulsion diesel-eau, le tensioactif met en suspension des gouttelettes d'eau dans le carburant, de sorte que l'eau n'entre pas en contact direct contact avec les surfaces du moteur.

Par ailleurs, cette technique a été mise au point pour émulsifier le carburant Diesel et l'eau, sans employer de tensioactif. On approvisionne la pompe de l'injecteur du moteur avec l'émulsion ainsi obtenue, d'une teneur en eau variant jusqu'à 40 %, en fonction des besoins de l'utilisateur. L'émulsion est obtenue mécaniquement, par une hélice tournant à grande vitesse (plus de 7 500 tr/min) dans une chambre de mélange. Le carburant Diesel est pompé dans cette chambre à partir des soutes. L'eau y est ajoutée au moyen d'une électrovanne proportionnelle, commandée par un microprocesseur et le logiciel pour le faire fonctionner. Un signal envoyé au microprocesseur par un débitmètre situé dans la canalisation du carburant, détermine la quantité d'eau à ajouter au carburant en faisant varier l'ouverture de l'électrovanne. En aval du point d'injection de l'eau dans le carburant, l'hélice à haute vitesse entre en contact avec les deux liquides. L'agitation mécanique fragmente l'eau en fines gouttelettes. La dispersion de ces dernières dans l'ensemble du carburant constitue l'émulsion. Celle-ci sort de la chambre de mélange et entre dans la pompe d'injection d'où elle est dirigée vers les injecteurs individuels de carburant des chambres de combustion [14].

En outre, Des études ont démontré que l'on peut abaisser de ce fait les émissions de NOx allant jusqu'à 40%, CO₂ 5% à 15% et PM jusqu'à 90%. Une fumée noire de la combustion du diesel peut être complètement éliminée comme un combustible est brûlé complètement. En même temps, la consommation de carburant peut être réduite environ 5%.

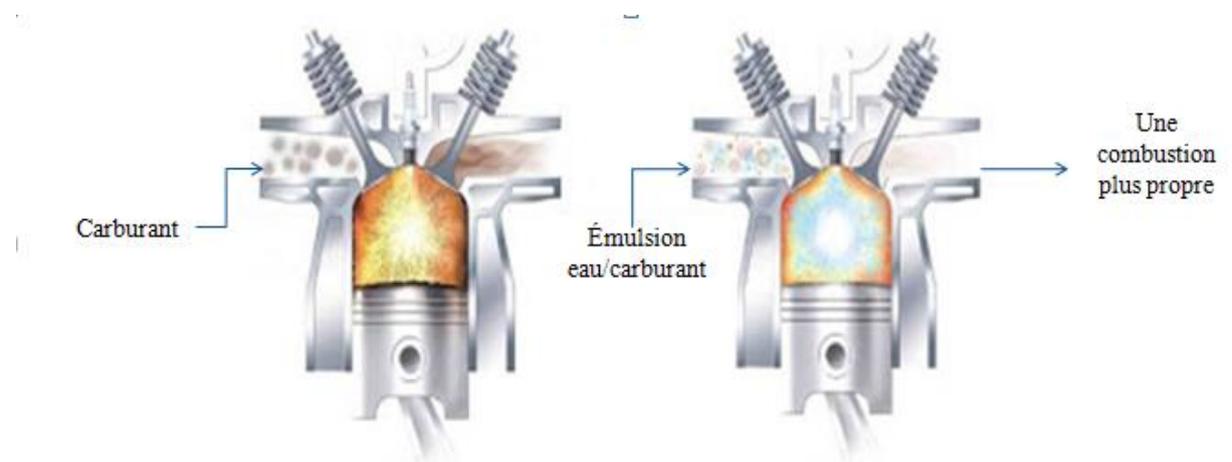


Figure I.5 : Schéma de l'injection d'émulsion eau/carburant

I.4.1.2. Injection d'eau dans la chambre de combustion

Cette méthode utilisée pour réduire les émissions de NOx, en injectant directement de l'eau dans la chambre de combustion, cela nécessite un système d'injection séparé et totalement indépendant, l'élément clé de ce système est l'injecteur combiné à travers laquelle

le carburant et l'eau sont injectés, une aiguille dans l'injecteur combiné est utilisée pour l'injection d'eau et l'autre pour l'injection de carburant. L'injection d'eau commence avant l'injection de carburant afin de refroidir l'espace de combustion pour assurer une faible NOx formation avant l'allumage du carburant. Une pompe à eau haute pression est utilisée pour générer une pression d'eau de 200 à 400 bars. Après filtration et amortissement des impulsions de pression, l'eau est acheminée vers les injecteurs via une vanne de régulation de pression pour fournir la pression d'injection correcte. La synchronisation de l'injection d'eau est contrôlée électroniquement. Ce système permet également d'activer et de désactiver l'injection d'eau, selon les besoins, sans affecter la fiabilité du moteur.



Figure I.6. Injecteur de carburant à injection directe d'eau

I.4.1.3. Injection d'eau stratifiée

Le système d'injection d'eau stratifiée est nouvelle technique d'injection d'eau développé par Mitsubishi Heavy Industries (illustré à la figure-7-) remplaçant l'ancien système d'injection à émulsion. En fait, elle consiste à introduire l'eau dans la vanne de carburant pendant la période où l'injection n'a pas lieu. Cela est réalisé par des injecteurs qui intègrent une entrée pour l'eau à haute pression et une autre du carburant (combinaison de l'orifice de la buse de carburant avec les orifices de la buse d'eau).

Le carburant passe par un tuyau d'injection sous pression à partir d'une pompe d'injection de carburant, qui est activée par l'arbre à came principal du moteur. L'eau passe par un autre tuyau d'injection à partir d'un réservoir d'accumulation, qui est alimenté par une pompe à eau à haute pression. La durée de l'injection est contrôlée par un injecteur qui est actionné par la pression de l'huile. La pompe à huile est entraînée par un arbre à cames qui est relié à l'arbre du moteur principal. La soupape de commande est ouverte par la pression d'huile, qui détermine le temps de livraison. L'eau sous haute pression de la soupape de

commande atteint la buse d'injection par le tuyau d'injection d'eau. L'eau à haute pression du réservoir passe par la vanne de contrôle pour arriver à la buse d'injection. L'injection d'eau s'arrête lorsque la soupape de commande se ferme, car la pression du carburant baisse.

En outre, Les avantages de l'injection stratifiée par rapport à l'injection par émulsion sont les suivants [1]:

- a. Contrôle plus précis du rapport de mélange eau/carburant. ;
- b. Possibilité de faire varier le rapport du mélange eau/carburant ;
- c. Possibilité de démarrer et d'arrêter avec du gazole pur sans avoir besoin d'une deuxième source de carburant ;
- d. Le délai de combustion est plus court que pour l'injection d'émulsion car la première partie de l'injection est du diesel pur.

Par rapport à l'injection d'émulsion, le coût associé est beaucoup plus élevé car il faut un système séparé de dosage de l'eau à haute pression.

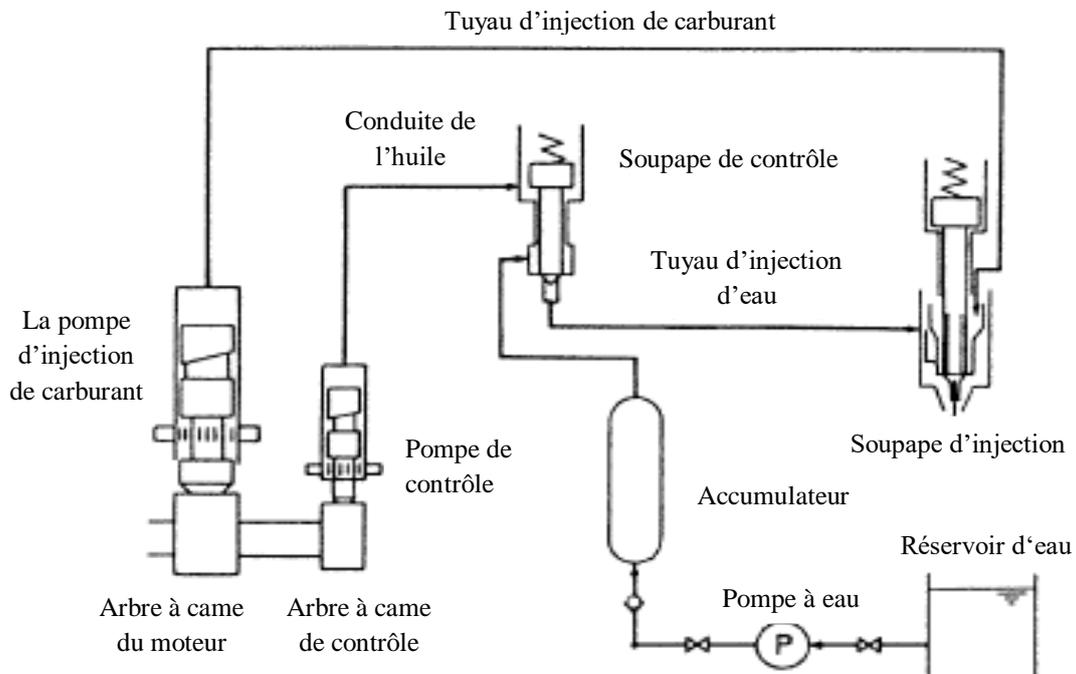


Figure I.7. Système d'injection d'eau stratifiée [1]

I.4.1.4. Injection d'eau dans le collecteur d'admission

L'injection d'eau dans le collecteur d'admission, est la méthode la plus simple pour l'additionnement de l'eau et le carburant dans la chambre de combustion. En outre, elle offre très peu de contrôle sur les paramètres d'injection tels que la synchronisation ou les coordonnées spatiales. L'eau est injectée en micro gouttelette dans le collecteur d'admission après le compresseur (illustrée dans la figure-8-), d'où les gouttelettes d'eau passent de l'état liquide à l'état gazeux en absorbant de la chaleur provenant de l'air comprimé. En conséquence, l'air admis est plus dense et le moteur reçoit un plus d'oxygène, ce qui permet d'augmenter la puissance.

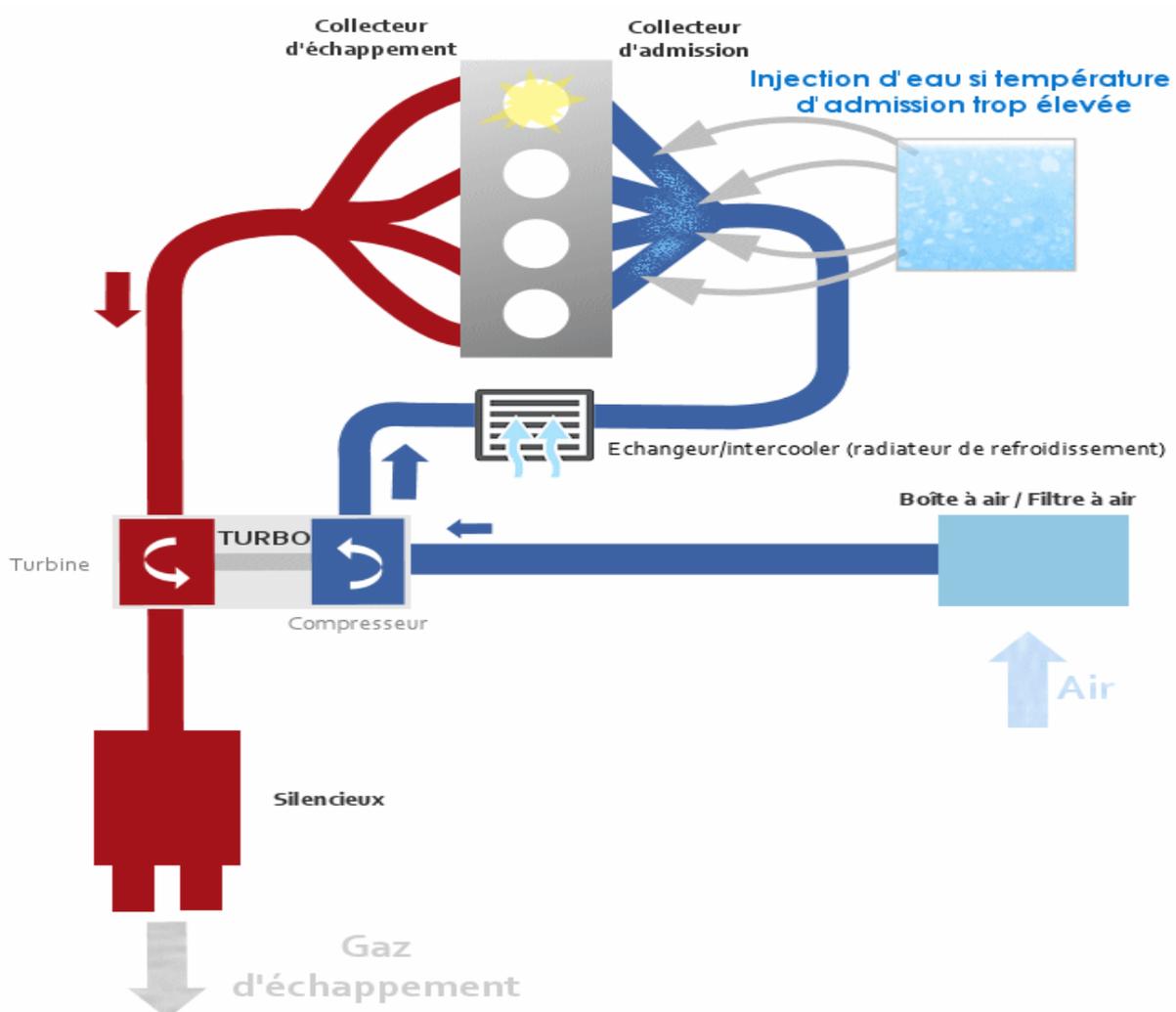


Figure I.8. Système d'injection d'eau dans le collecteur d'admission

Conclusion :

L'étude bibliographique produite dans ce chapitre nous montre la complexité de la combustion Diesel et ses effets polluants, qui ont été particulièrement pris en compte et qui restent un enjeu pour son développement. En fait, pour cette raison que plusieurs chercheurs ont développés des nombreuses techniques de réduction des émissions telles que la vanne EGR, les catalyseurs et RCS...etc.

Par ailleurs, l'utilisation de l'injection d'eau montre que :

- Tout d'abord, il existe des différentes méthodes d'injection d'eau tels que ; l'émulsion, injection d'eau dans la chambre de combustion, l'injection stratifié et l'injection de l'eau dans le collecteur d'admission.
- D'après certaines études, une baisse des émissions de NOx est observée, et aussi augmente les performances des moteurs.
- Le mode d'introduction de l'eau retenu est l'injection dans le collecteur d'admission, pour des raisons de simplicité technologiques, mais les quantités d'eau envisagées sont plus importantes que celles traditionnellement utilisées afin de cerner les limites du procédé.

CHAPITRE II

Dans ce chapitre à pour but de présenter les outilles théorique et numérique, pour améliorer les performances énergétiques d'un moteur diesel suralimenté par le système d'injection d'eau dans le collecteur d'admission, qui sera divisé en deux parties :

- La première partie, sera consacrée sur la présentation du système, dans lequel nous allons développer les différentes théories à étudier.
- La deuxième partie, sera porté sur la étude et modélisation des paramètres énergétiques du système d'injection d'eau dans un moteur diesel suralimenté D-245.

II.1. Système d'injection d'eau dans le collecteur d'admission sur un moteur suralimenté

La méthode proposée dans ce système (illustrée dans la figure II.1) est d'injecter de l'eau, en utilisant un injecteur pneumatique qui sert à contrôler la quantité d'eau fournie par le dispositif d'alimentation, Après l'injection dans le canal d'admission l'eau se pulvérise avec l'air comprimé. Lors de la compression de l'air dans un turbocompresseur une partie de la chaleur de la charge est consommée pour le chauffage et l'évaporation de l'eau l'air, ce qui entrain une diminution de température d'air et augmente la densité de la charge fraîche.

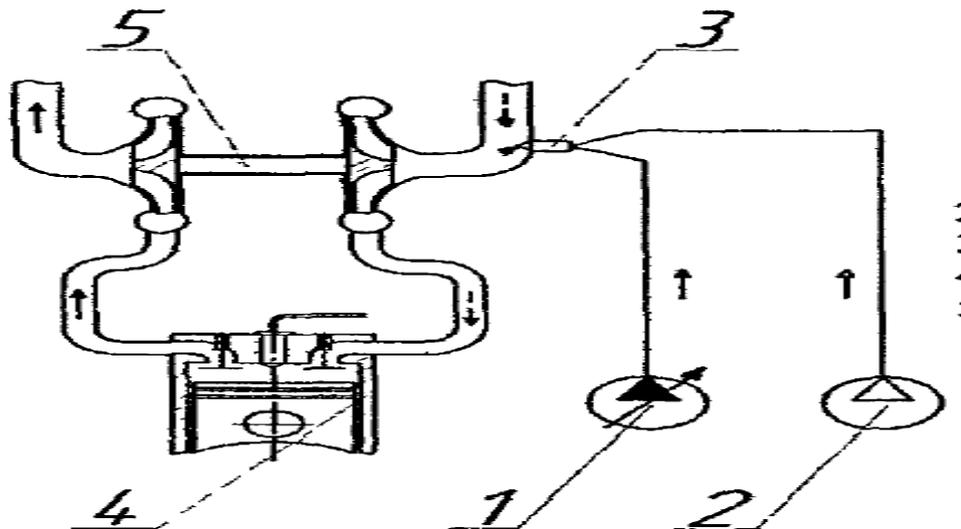


Figure II.1 : Système d'injection d'eau dans un moteur diesel suralimenté

- 1- Dispositif d'alimentation d'eau
- 2- Compresseur
- 3- Injecteur pneumatique
- 4- Cylindre du moteur
- 5- Turbocompresseur

II.1.1. Paramètre thermodynamique du processus

Le processus injecte de l'eau à un débit massique déterminé et mesuré, la masse d'air s'écoulant dans le canal d'admission est également mesurée. Pour un bilan énergétique thermodynamiques, nous appliquant les hypothèses suivantes :

- Le système est un système adiabatique ouvert
- les processus thermodynamique se dérouleront à pression constante



FigureII.2 : mélange adiabatique et isobare des flux d'air et d'eau dans le canal d'admission

Remarque :

En appliquant la première loi de la thermodynamique qui est exprimé :

$$W + Q = \Delta h_t$$

(II.1)

Δh_t : Enthalpie total du mélange

Sachant qu'il n'y a pas de génération de travail puisque c'est un canal fixe, et que le processus est supposé être adiabatique, le terme W et Q sont nuls et l'enthalpie total air/eau reste constante de l'entrée à la sortie du canal d'admission

II.1.1. Température de l'air comprimé après injection d'eau

L'équation du mélange de l'air avec les paramètres d'eau peut-être exprimé :

$$g_w h_w + g_a h_a = g_w h'_w + g_a h'_a \quad (\text{II.2})$$

g_w et g_a : Fraction massique de la vapeur d'eau et d'air dans le mélange

h_w et h'_w : Enthalpie d'eau avant et après le mélange

h_a et h'_a : Enthalpie d'air avant et après le mélange

Comme la différence d'enthalpie d'air avant et après le mélange :

$$h_a - h'_a = C p_a (T_k - T'_k) \quad (\text{II.3})$$

$$g_a (h_a - h'_a) = g_w (h'_w - h_w) \quad (\text{II.4})$$

$$h_a - h'_a = \frac{g_w}{g_a} (h'_w - h_w) \quad (\text{II.5})$$

En remplaçant $(h_a - h'_a)$ pour son expression, on obtient la température de refroidissement de l'air :

$$\frac{g_w}{g_a} (h'_w - h_w) = C p_a (T_k - T'_k) \quad (\text{II.6})$$

$$T_k - T'_k = \frac{g_w}{g_a} \frac{1}{C p_a} (h'_w - h_w) \quad (\text{II.7})$$

$$T'_k = T_k - \frac{g_w}{g_a} \frac{1}{C p_a} (h'_w - h_w) \quad (\text{II.8})$$

$C p_a$: Capacité calorifique moyenne de l'air à pression constante

T_k et T'_k : La température de l'air de la charge avant et après l'évaporation de l'eau

Dans les conditions de vaporisation de l'eau et la formation de la vapeur surchauffée, la différence d'enthalpie s'exprime :

$$h'_w - h_w = C p_w (T'_s - T_{inj}) + r + C p'_w (T'_k - T'_s) \quad (\text{II.9})$$

T_{inj} et T'_s : Température de l'eau injectée et la température de saturation de la vapeur dans la charge fraîche

r : Représente la chaleur latente de vaporisation de l'eau.

$C p_w$ et $C p'_w$: les capacités calorifiques d'eau et de sa vapeur a pression constante.

Dans la formule (II.9) :

$C p_w (T'_s - T_{inj})$: Représente la quantité de chaleur dépensée pour le chauffage de l'eau injectée.

r : Représente la chaleur dépensée pour le vaporisation de l'eau.

$C p'_w (T'_k - T'_s)$: Représente la quantité de chaleur pour le chauffage de la vapeur d'eau (surchauffage).

L'analyse de la formule citée, nous permet de conclure :

$C p_w$ et $C p'_w \ll r$, donc dans un intervalle qui n'est pas aussi grand (raisonnable), les variations des températures reliant les deux capacité calorifique peuvent être négligées.

En conséquent, la température de refroidissement de l'air peut être déterminé par la formule suivante :

$$T'_k = T_k - \frac{1}{C p_a} \frac{g_w}{g_a} r \quad (\text{II.10})$$

Ou :

$$T'_k = T_k - \frac{1}{C p_a} \frac{G_w}{G_a} r \quad (\text{II.11})$$

$$G_a = \alpha G_T l_0 \tag{II.12}$$

G_a : Débit massique d'air en kg/h

G_T : Consommation horaire du combustible en kg/h

l_0 : La quantité stœchiométrique d'air nécessaire pour la combustion d'un 1 kg du combustible

II.2. Étude et modélisation des paramètres énergétiques du système d'injection d'eau dans un moteur diesel suralimenté D-245 :

Pour cette étude, nous avons choisit le moteur D-245 d'où ces caractéristiques sont illustrées dans le tableau ci-dessus :

Les paramètres	Les valeurs
Nombre de cylindre	4
Course du piston S (mm)	125
Diamètre du piston D (mm)	110
La cylindrée totale du moteur V_I (l)	4.75
Le taux de compression ε	15.1
Consommation spécifique du carburant g_e (g/kWh)	220
La puissance N_e (KW)	77
Vitesse de rotation n (tr/min)	2200
Le couple maximal N.m	384
Pression de l'air comprimé P_k (MPA)	0.170
Coefficient d'excès d'air α	1.95

Tableau II.1. Fiche technique du moteur D-245

II.2.1. Calcule et simulation de la température de l'air comprimé après injection d'eau

II.2.1.1. Calcule de la température T_K de la charge fraîche avant le mélange air/eau

Dans les moteurs Diesel à aspiration naturelle l'air est aspiré dans le cylindre directement dans l'atmosphère. Pour calculer le travail d'un cycle

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

$$T_0 = 298.15 \text{ [K]}$$

Dans les moteurs suralimentés, l'air est comprimé jusqu'à une pression P_K , d'où suit une augmentation de température T_K de l'air comprimé. Dans ce cas pour un système polytropique :

$$T_K = T_0 \left(\frac{P_K}{P_0} \right)^{\frac{n_k - 1}{n_k}} \quad (\text{II.13})$$

n_k : l'exposant polytropique de compresseur.

Pour les turbocompresseurs on a : $1.4 \leq n_k \leq 2$.

On supposant que $n_k = 1.56$, l'équation (II.13) est obtenu comme suite :

$$T_K = 298.15 \left(\frac{0.164}{0.1} \right)^{\frac{1.56 - 1}{1.56}} = 360.7116 \text{ [K]}$$

II.2.2.2. Calcule du débit d'air dans la charge fraîche

D'après l'équation (II.12), le débit d'air se calcule comme suite :

On calcule d'abord la consommation horaire du combustible G_T (Kg/h) :

$$G_T = N_e \cdot g_e \cdot 10^{-3} \quad (\text{II.14})$$

$$G_T = 77 \times 220 \times 10^{-3} = 16.94 \text{ [kg/h]}$$

La quantité stœchiométrique nécessaire d'air pour la combustion de 1 kg de combustible :

$$l_0 = \frac{1}{0.23} \left(\frac{8}{3} C + 8H - O \right) \text{ [kg d'air / kg de combustible]} \quad (\text{II.15})$$

H : masse d'hydrogène dans le combustible (m=0.857 Kg)

C : masse de carbone dans le combustible (m= 0.133 Kg)

O : masse d'oxygène dans le combustible (m= 0.01 kg)

$$l_0 = \frac{1}{0.23} \left(\frac{8}{3} 0.857 + 8 \times 0.133 - 0.01 \right) = 14.5188 \text{ [kg d'air/ kg de combustion]}$$

On obtient donc :

$$G_a = \alpha G_T l_0$$

$$G_a = 1.95 \times 16.94 \times 14.5188 = 479.5995 \text{ [kg/h]}$$

$$G_a = 0.1332 \text{ [kg/s]}$$

II.2.2.3. Déterminer la température de la charge fraîche après injection d'eau en fonction de la variation du débit d'eau

On remplaçant l'équation (II.9) dans (II.7) on obtient la température de saturation par la formule suivante :

$$T_s = T_{inj} + \frac{1}{c_{pa}} \frac{G_w}{G_a} r \quad (\text{II.16})$$

Les valeurs des paramètres de l'équation (II.16) :

$$T_{inj} = 17 \text{ }^\circ\text{C.}$$

$$c_{pa} = 1.0045 \text{ [kJ/kg.k]}$$

$$r : 2512 \text{ [kJ/kg]}$$

La résolution des équations (II.11) et (II.16) en fonction de la variation du débit d'eau nous montre le refroidissement maximal de la charge d'air qui est limité par la température de saturation (température du point rosé), qu'on a démontré dans la figure ci-dessous :

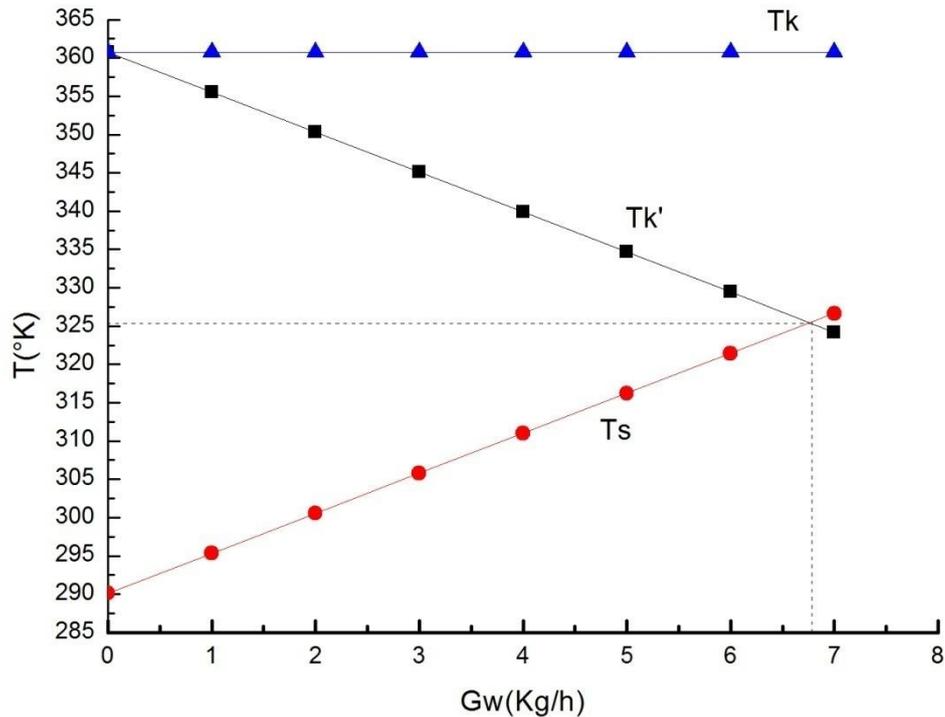


Figure II.3 : variation de la température de la charge fraîche en fonction du débit d'eau

D'après le graphe ci-dessus, le point d'intersection des graphiques de la température de la charge fraîche T'_k et la température de saturation T'_s détermine la quantité maximale d'eau évaporée à l'entrée et la réduction optimale correspondante de la température de l'air de suralimentation. Selon le graphe la température de la charge fraîche dans le point optimal du mélange est de 52°C avec un débit d'eau de 6.8 kg/h.

II.3. Paramètres du gaz et du combustible

II.3.1. Quantité réelle de la charge fraîche

- Dans le cas la vapeur d'eau n'est pas injectée :

$$M_1 = \alpha L_0 \quad (\text{II. 17})$$

$$L_0 = \frac{l_0}{\mu_a} = \frac{14.5188}{28.96} = 0.5013 \text{ kmol}$$

$$M_1 = 1.95 \times 0.5013 = 0.97753 [\text{kg d'air/kg de combustion}]$$

- Dans ce cas, il faut prendre en considération la présence de la vapeur d'eau dans la charge fraîche avec l'air.

D'où :

$$M_{1'} = \alpha L_0 + \frac{G_w}{G_T \mu_w} \quad (\text{II. 18})$$

μ_w : Masse molaire d'eau ($\mu_w = 18 \text{ kg/kmol}$)

On a:

$$M_{1'} = 1.95 \times 0.5013 + \frac{6.8}{16.94 \times 18} = 0.9998 [\text{kg d'air/kg de combustion}]$$

II.3.2. Quantité molaire totale des produits de combustion

Pour une combustion complète du combustible ($\alpha \geq 1$), les gaz d'échappement sont constitués de CO_2 , H_2O , N_2 et O_2 , la quantité M_2 de ces gaz s'exprime comme suit :

- Dans le cas, la vapeur d'eau n'est pas injectée :

$$M_2 = \alpha L_0 + \frac{H}{4} + \frac{O}{32} \quad (\text{II. 19})$$

$$M_2 = 1.95 \times 0.5013 + \frac{0.133}{4} + \frac{0.01}{32} = 1.0110 [\text{kmol/kgcomb}]$$

- Dans le cas, la vapeur d'eau est injectée :

$$M_{2'} = \alpha L_0 + \frac{H}{4} + \frac{O}{32} + \frac{G_w}{G_T \times \mu_w} \quad (\text{II. 20})$$

$$M_{2'} = 1.95 \times 0.5013 + \frac{0.133}{4} + \frac{0.01}{32} + \frac{6.8}{16.94 \times 18} = 1.0333 \text{ kmol/kgcomb}$$

II.3.3. Coefficient d'échange moléculaire du mélange après la combustion

Tout dépend du combustible utilisé, après la combustion, la quantité totale des produits de combustion (M_2) peut être supérieur ou inférieur ou égale à la quantité réelle de la charge

fraîche (M_1) introduite dans le cylindre .Donc le rapport de ces deux quantités est le coefficient du changement moléculaire des gaz.

- Dans le cas, la vapeur d'eau n'est pas injectée :

$$\beta_0 = \frac{M_2}{M_1} = \frac{1.0110}{0.9775} = 1.0342 \quad (\text{II.21})$$

- Dans le cas, la vapeur d'eau est injectée :

$$\beta_{0'} = \frac{M_{2'}}{M_{1'}} = \frac{1.0333}{0.9998} = 1.0335$$

II.3.4. Pression et la température des gaz résiduels

Dans le cylindre avant le remplissage en charge fraîche, il reste toujours une quantité de gaz résiduels dans la chambre de la combustion V_c . La température T_r et la pression P_r peuvent être calculé analytiquement, mais généralement les résultats sont éloigner de la réalité pour cela, on prend des valeurs expérimentale.

Pour les moteurs suralimentés : $P_r = (0.75 \dots 1) P_k$ [MPa] ; $T_r = 600 \dots 900$ [°k]

Dans notre cas, on suppose : $P_r = 0.95 \times P_k = 0.95 \times 0.17 = 0.1615$ [MPa]

$T_r = 740$ [k]

II.5. Processus d'admission

II.5.1. Masse volumique de l'air à l'admission

Dans le cas, l'eau n'est pas injectée :

$$\rho_k = \frac{P_k \times 10^6}{r_a \times T_k} \left[\frac{kg}{m^3} \right] \quad (\text{II.22})$$

$$\rho_k = \frac{0.170 \times 10^6}{287 \times 360.7116} = 1.6421 \text{ [kg/m}^3\text{]}$$

Dans le cas, l'eau est injectée :

$$\rho_{k'} = \frac{P_k \times 10^6}{r_a \times T_{k'}} \text{ [kg/m}^3\text{]} \quad (\text{II.23})$$

$$\rho_{k'} = \frac{0.164 \times 10^6}{287 \times 325.2547} = 1.8211 \text{ [kg/m}^3\text{]}$$

Remarque :

Lorsque l'eau est injectée dans le canal d'admission, la diminution de la température dans la charge fraîche implique la croissance de la densité de cette dernière.

II.5.2. Calcule de la pression P_a à la fin d'admission

$$P_a = P_k - \Delta P_a \quad (\text{II.24})$$

Où :

P_k : La pression de la charge fraîche.

ΔP_a : Les pertes charge à l'admission.

Avec :

$$\Delta P_a = (\beta^2 + \xi_a) \cdot \left(\frac{W_a^2}{2}\right) \cdot \rho_k \cdot 10^{-6} \quad (\text{II.25})$$

β : Coefficient d'amortissement de la vitesse de la charge dans le cylindre.

ξ_a : Le coefficient de frottement du système hydraulique d'admission dans la section de la soupape.

W_a^2 : La vitesse moyenne de la charge fraîche dans la section minimale du système d'admission.

$$(\beta^2 + \xi_a) = 2.5 \text{ à } 4. \text{ Prenons } (\beta^2 + \xi_a) = 3.25 \text{ [m/s]}$$

$W_a = (50 \dots 130)$ [m/s]. Prenons $W_a = 75$ [m/s]

- Dans le cas, la vapeur d'eau n'est pas injectée :

En remplaçant ces valeurs et la valeur de l'équation (II.22) dans l'équation (II.25), on aura :

$$\Delta P_a = (3.25) \times \left(\frac{75^2}{2}\right) 1.6421 \times 10^{-6}$$

$$\Delta P_a = 0.015 [\text{MPa}]$$

En remplaçant cette valeur dans l'équation (41), on aura :

$$P_a = 0.17 - 0.015$$

$$P_a = 0.1549 [\text{MPa}]$$

- Dans le cas, la vapeur d'eau est injectée :

En remplaçant ces valeurs et la valeur de l'équation (II.23) dans l'équation (II.25), on aura :

$$\Delta P_{a'} = (3.25) \times \left(\frac{75^2}{2}\right) 1.8211 \times 10^{-6}$$

$$\Delta P_{a'} = 0.01664 [\text{MPa}]$$

En remplaçant cette valeur dans l'équation (II.24), on aura :

$$P_{a'} = 0.170 - 0.01664$$

$$P_{a'} = 0.1533 [\text{MPa}]$$

II.5.3. Température de réchauffement de l'air ΔT

Au cours de remplissage du cylindre en charge fraîche, sa température augmente de ΔT par le réchauffement des pièces du moteur (parois de cylindre, les soupapes, la surface du piston la culasse). L'augmentation de ΔT améliore le processus de vaporisation du combustible donc l'efficacité de la combustion.

Dans notre cas le choix de la température de réchauffement de l'air :

$$\Delta T = -5 \dots 10, \text{ Prenons } \Delta T = 5^\circ\text{C}$$

II.5.4. Calcul du coefficient des gaz résiduels

Après la fin de l'échappement il reste toujours une quantité des gaz résiduels occupant la chambre de combustion V_c du cycle.

En outre, le coefficient des gaz résiduels γ_r est le rapport entre la quantité molaire des gaz résiduels et la quantité du fluide admis, qui s'exprime comme suite :

$$\gamma_r = \frac{M_r}{M_1} = \frac{T'_k + \Delta T}{T_r} \times \frac{P_r}{\varepsilon P_a - P_r} \quad (\text{II. 26})$$

M_r : La quantité molaire des gaz résiduels.

M_1 : La quantité molaire du fluide admis.

- Dans le cas, la vapeur d'eau n'est pas injectée :

$$\gamma_r = \frac{360.7115 + 5}{740} \times \frac{0.1615}{15.1 \times 0.15499 - 0.1615}$$

$$\gamma_r = 0.0366$$

- Dans le cas, la vapeur d'eau est injectée :

$$\gamma_r = \frac{325.2547 + 5}{740} \times \frac{0.1615}{15.1 \times 0.1533 - 0.1615}$$

$$\gamma_r = 0.0334$$

II.5.5. Température à la fin de l'admission

La température des gaz à la fin d'admission dépend de la température et la masse de la charge fraîche, de son degré de réchauffement. Afin de calculer la température T_a , on utilise le bilan thermique avant et après la formation du mélange.

$$M_1 \cdot (T_{k'} + \Delta T) + M_r \cdot T_r = (M_1 + M_r) \cdot T_a \quad (\text{II. 27})$$

- Dans le cas, la vapeur d'eau n'est pas injectée :

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

$$T_a = \frac{360.7116 + 5 + 0.0366 \times 740}{1 + 0.0366}$$

$$T_a = 378.9378 \text{ [K]}$$

- Dans le cas, la vapeur d'eau est injectée :

$$T_{a'} = \frac{T_{k'} + \Delta T + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} \tag{II.28}$$

$$T_{a'} = \frac{325.2547 + 5 + 0.0334 \times 740}{1 + 0.0334}$$

$$T_{a'} = 343.1969 \text{ [K]}$$

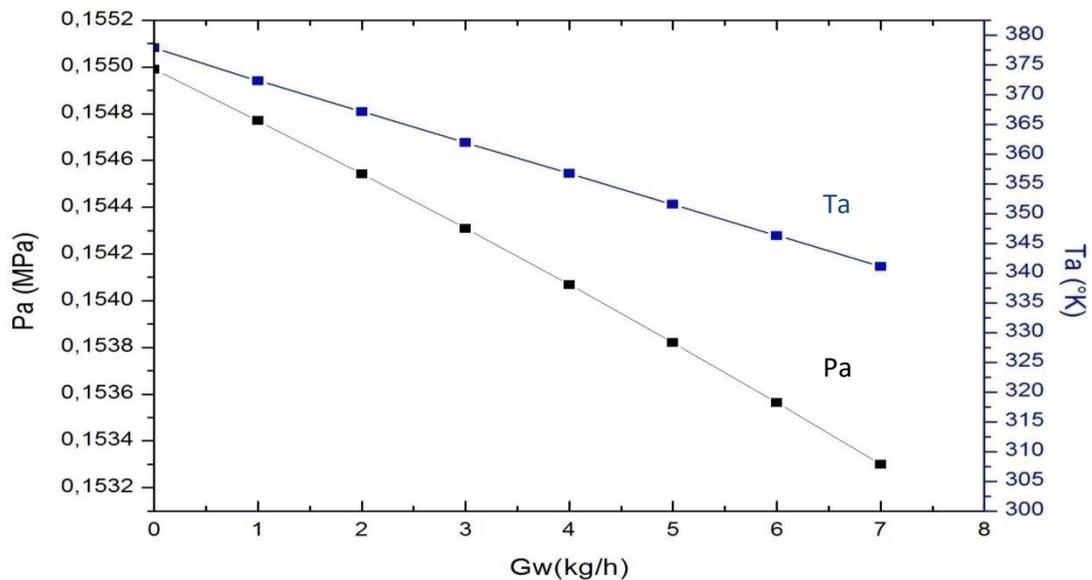


Figure II.4 : variation de la température et la pression à l'admission en fonction du débit d'eau

Commentaire :

D'après la figure ci-dessus, nous avons remarqué que la température à la fin d'admission diminue proportionnellement avec l'injection d'eau, cela est due au transfert de chaleur entre l'air vers la vapeur d'eau ce qui entraîne le refroidissement du mélange. On constate que la pression aussi à la fin d'admission diminue en injectant l'eau dans le canal, cela est du à l'augmentation des pertes de charge à l'admission causé par l'augmentation de la densité de la charge fraîche.

II.5.6. Taux de remplissage η_v

Il caractérise la quantité réel d'air (charge fraiche) introduite dans le cylindre au cours du processus d'admission par rapport a la quantité qui pourra occuper la cylindrée unitaire V_h sous les mêmes conditions de température et pression du milieu de provenance de celle-ci (P_k et T_k), on aura donc la formule suivante :

$$\eta_v = \frac{1}{\varepsilon - 1} \frac{T_k}{T_k + \Delta T} \frac{1}{P_k} (\varepsilon P_a - P_r) \quad (\text{II. 29})$$

$$\eta_v = \frac{1}{15.1 - 1} \times \frac{360.7116}{360.7116 + 5} \times \frac{1}{0.170} \times (15.1 \times 0.1549 - 0.1615)$$

$$\eta_v = 0.8960$$

Lorsque l'eau s'évapore, une partie de l'air est déplacée par la vapeur d'eau et modifie le taux du remplissage qui est basé sur la formule suivante :

$$\eta_{v'} = \frac{1}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{T'_k}{T'_k + \Delta T} \cdot \frac{1}{P_k} (\varepsilon P_{a'} - P_r) \cdot \gamma_a \quad (\text{II. 30})$$

γ_a : La fraction volumique de l'air à l'admission

$$\gamma_a = \frac{\alpha L_0}{M_1} \quad (\text{II. 31})$$

$$\gamma_a = \frac{1.95 \times 0.5013}{0.9998} = 0.9777$$

On aura donc :

$$\eta_{v'} = \frac{1}{15.1 - 1} \times \frac{325.2547}{325.2547 + 5} \times \frac{1}{0.17} (15.1 \times 0.1533 - 0.14875) \times 0.9777 = 0.83$$

$$\eta_{v'} = 0.86$$

Remarque :

En introduisant de la vapeur d'eau dans le processus d'admission, selon les résultats de calcul des équations (II. 30) et (II. 31), on remarque une diminution du taux de remplissage.

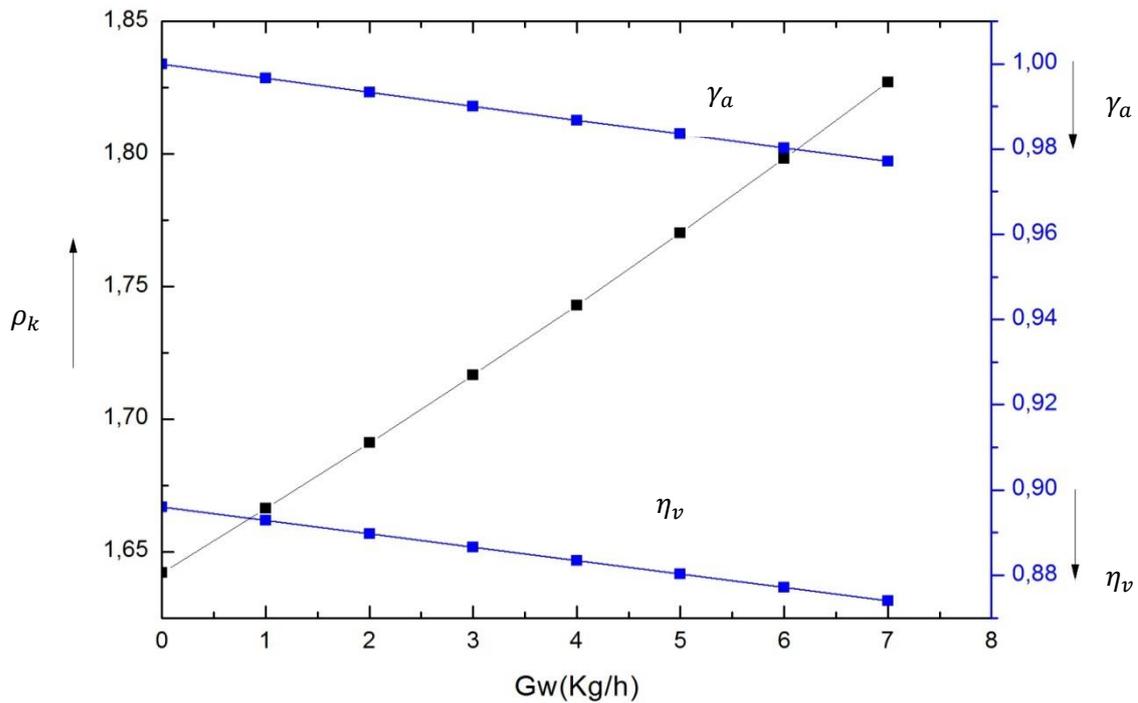


Figure II.5 : Variation des paramètres du processus d'admission en fonction du débit d'eau

Commentaire :

Selon la figure, on remarque une diminution de la fraction volumique de l'air à l'admission, en introduisant la vapeur d'eau dans le canal, qui est causée par l'évacuation de l'air due à l'augmentation de la fraction volumique d'eau, ce qui entraîne la diminution du taux de remplissage et une augmentation de la densité de la charge fraîche, donc on conclut que la masse volumique du mélange augmente proportionnellement avec l'augmentation de la densité charge fraîche.

II.6. Étude de la compression

Le processus de compression dont les moteurs à combustion interne se réalisent après la fermeture de toutes les soupapes, son but est la création des conditions favorables à l'inflammation du mélange air/vapeur + carburant et sa combustion effective.

Au cours de la compression la température des pièces entourant la charge comprimée reste constante (les parois du cylindre, les soupapes, la culasse et la surface du piston).

II.6.1. Calcul de la température et la pression à la fin de la compression

Pour une compression polytropique, la pression P_c et la température T_c à la fin de combustion se calcule selon les relations suivantes :

$$P_c = P_a \varepsilon^{n_1} \quad (\text{II.32})$$

$$T_c = T_a \varepsilon^{n_1-1} \quad (\text{II.33})$$

L'exposant polytropique se détermine dans la relation suivante :

$$n_1 = 1.41 - \frac{110}{n} \quad (\text{II.34})$$

Pour les moteurs diesel $n=600$ à 2500 tr/min.

On aura donc :

$$n_1 = 1.41 - \frac{110}{2200}$$

$$n_1 = 1.36$$

- Dans le cas, la vapeur d'eau n'est pas injectée :

$$P_c = 0.1549 \times 15.1^{1.36} = 6.2188 \text{ [MPa]}$$

$$T_c = 378.9378 \times 15.1^{1.36-1} = 1006.931 \text{ [K]}$$

- Dans le cas, la vapeur d'eau est injectée :

$$P_{c'} = 0.1533 \times 15.1^{1.36} = 6.1532 \text{ [MPa]}$$

$$T_{c'} = 343.1969 \times 15.1^{1.36-1} = 911.9584 \text{ [K]}$$

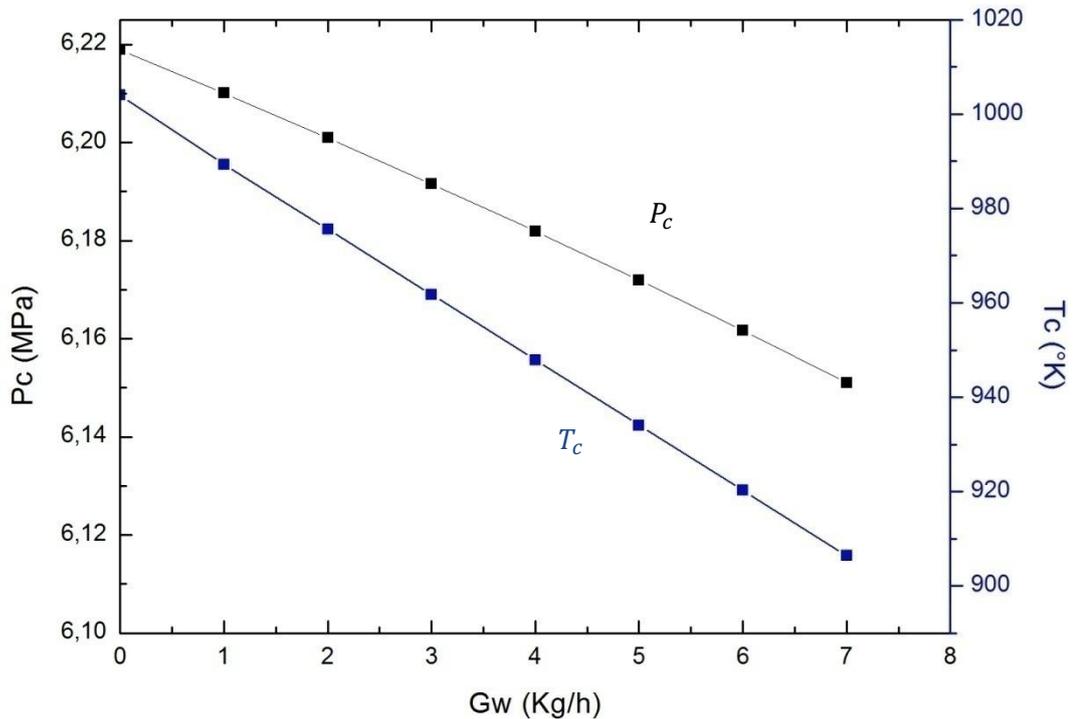


Figure II.6: variation de la température et la pression à la fin de la compression

Commentaire :

La figure ci-dessus nous montre une diminution de la pression et de la température à la fin de la compression en fonction de la vapeur d'eau injectée à l'admission, cela est dû à la diminution des paramètres d'admission pression et température.

II.6.2. Capacité calorifique de la charge fraiche à la fin de la compression

- Dans le cas, la vapeur d'eau n'est pas injectée

$$\mu c_{va} = 20.16 + 1.74 \times 10^{-3} T_c$$

$$\mu c_{va} = 20.16 + 1.74 \times 10^{-3} \times 1006.931 = 29.2106 \text{ [kJ/kmol.k]}$$

- Dans le cas, la vapeur d'eau est injectée

La capacité calorifique de la charge fraiche se calcule selon l'équation suivante :

$$\mu c_{vc} = \gamma_a \mu c_{va} + \gamma_w \mu c_{vw} \tag{II.35}$$

D'où :

μc_{va} : La capacité calorifique moyenne de l'air à la fin de compression qui s'exprime comme suit :

$$\mu c_{va} = 20.16 + 1.74 \times 10^{-3} T_c' \quad (\text{II.36})$$

$$\mu c_{va} = 20.16 + 1.74 \times 10^{-3} \times 911.9584$$

$$\mu c_{va} = 21.7468 [kJ/kg.k]$$

μc_{vw} : La capacité calorifique moyenne de la vapeur d'eau qui s'exprime comme suite :

$$\mu c_{vw} = 28.75 + 6.25 \times 10^{-3} T_c' \quad (\text{II.37})$$

$$\mu c_{vw} = 28.75 + 6.25 \times 10^{-3} \times 911.9584$$

$$\mu c_{vw} = 35.0433 [kJ/kg.k]$$

γ_w : Fraction volumique de la vapeur d'eau dans la charge fraiche.

$$\gamma_w = (1 - \gamma_a) = (1 - 0.9776) = 0.0223$$

En remplaçant les valeurs des équations (54), (53) et γ_w , on obtient :

$$\mu c_{vc} = 0.9776 \times 21.7468 + 0.0223 \times 34.4497$$

$$\mu c_{vc} = 22.0301 [kJ/kg.k]$$

II.6.3. Quantité molaire des gaz à la fin de la compression

C'est la somme de la quantité des fluides admis dans le cylindre M_1 et la quantité des gaz résiduels M_r .

$$M_r = \alpha \cdot L_0 \cdot \gamma_r \quad (\text{II.38})$$

$$M_c = M_1 + M_r \quad (\text{II.39})$$

- Dans le cas, la vapeur d'eau n'est pas injectée :

$$M_r = 1.95 \times 0.5013 \times 0.0366 = 0.03581 [kmole \text{ d'air / kg de combustible}]$$

$$M_c = 0.9775 + 0.03581 = 1.0133 [\text{kmole d'air/kg de combustible}]$$

- Dans le cas, la vapeur d'eau est injectée :

$$M_{r'} = 1.95 \times 0.5013 \times 0.0334 = 0.0327 [\text{kmol d'air/kg de combustible}]$$

$$M_{c'} = 0.9998 + 0.0327 = 1.0217 [\text{kmol d'air/kg de combustible}]$$

II.7. Étude de la combustion

Le processus de combustion représente la partie essentielle du cycle, d'après le premier principe de la thermodynamique la quantité de chaleur dégagée lors de la combustion du mélange une partie est consommée à l'échauffement du fluide moteur et à la production du travail. Une autre partie de chaleur est transmise au système de refroidissement.

En outre, il est difficile de calculer les paramètres thermodynamiques du cycle réel en tenant compte de toutes les pertes ayant lieu dans le moteur. Dans ce cas, il convient de mettre quelques conditions de travail :

- La ligne de combustion dans le cycle réel est remplacée par deux droites : une ligne isobare et une autre isochore.
- les pertes de chaleur dues à la dissociation et au transfert de chaleur aux parois seront prises en considération par un coefficient d'utilisation de chaleur nommé ξ . Ce coefficient est déterminé par des valeurs expérimentales.

II.7.1. Quantité molaire des gaz après la combustion

Cette quantité est représentée par la somme de la quantité des gaz résiduels M_r et la quantité totale des gaz d'échappement M_2 .

Cette quantité se calcule par la formule suivante :

$$M_z = M_r + M_2 \tag{II.40}$$

- Dans le cas, la vapeur d'eau n'est pas injectée :

$$M_z = 0.0358 + 1.0110 = 1.0469 [\text{kmol d'air/kmol de combustible}]$$

- Dans le cas, la vapeur d'eau est injectée :

$$M_{z'} = 0.032708 + 1.0333 = 1.0661 [\text{kmol d'air/kmol de combustible}]$$

II.7.2. Coefficient moléculaire réel du mélange

C'est le rapport des quantités molaires des gaz avant et après la combustion.

$$\beta = \frac{M_z}{M_c} \quad (\text{II.41})$$

- Dans le cas, la vapeur d'eau n'est pas injectée :

$$\beta = \frac{1.0469}{1.0133} = 1.0331$$

- Dans le cas, la vapeur d'eau est injectée :

$$\beta' = \frac{1.0661}{1.0325} = 1.0325$$

II.7.3. Quantité de chaleur transmise aux gaz

Cette quantité se calcule par la relation suivante :

$$Q = \xi Q_H \quad (\text{II.42})$$

Avec :

ξ : est le coefficient d'utilisation de la chaleur, qui est entre (0.7 à 0.9). On prend $\xi = 0.8$

Q_H : Le pouvoir calorifique du combustible (42500 [kJ/kg.k]).

$$Q = 0.8 \times 42500 = 34000 \text{ [kJ/kg.k]}$$

II.7.4. Température à la fin de combustion

La température à la fin de combustion est déterminée à partir de l'équation de combustion :

$$\beta \mu C p_z T_z = \frac{\xi Q_H}{M_c} + T_c (\mu C v_c + R. \lambda) \quad (\text{II.43})$$

En posant :

$$C = \frac{\xi Q_H}{M_c} + T_c (\mu C v_c + R. \lambda)$$

Avec :

$\mu C p_z$: La capacité calorifique molaire moyenne des produits de combustion qui s'exprime dans la formule suivante :

$$\mu C p_z = R + \left(20.2 + \frac{0.92}{\alpha}\right) + \left(15.5 + \frac{13.8}{\alpha}\right) \cdot 10^{-4} \cdot T_z \quad (\text{II.44})$$

λ : Le taux de croissance de pression, qui entre (1.2 à 2.5). On prend $\lambda = 1.85$.

R : constante universelle des gaz.

En remplaçant l'équation(II.43) dans l'équation (II.44), on aura :

$$\beta \cdot \left[R + \left(20.2 + \frac{0.92}{\alpha}\right) + \left(15.5 + \frac{13.8}{\alpha}\right) \cdot 10^{-4} \cdot T_z \right] \cdot T_z = C$$

$$1.0332 \times \left[8.314 + \left(20.2 + \frac{0.92}{1.95}\right) + \left(15.5 + \frac{13.8}{1.95}\right) \cdot 10^{-4} \times T_z \right] T_z = \frac{34000}{1.0133} + 1006.931(21.91206 + 8.314 \times 1.85)$$

On aura donc :

$$29.9485 \cdot T_z + 0.002332 \cdot T_z^2 = 71103.72$$

$$0.002332 \cdot T_z^2 + 29.9485 \cdot T_z - 71103.72 = 0 \quad (\text{II.45})$$

Par la résolution de cette équation (II.45), on trouve :

$$T_z = 2047.787 [K]$$

Après avoir prêté en compte de la vapeur d'eau, la capacité calorifique du mélange des produits de combustion avec la vapeur d'eau, est donnée dans la formule suivante :

$$\mu C p_z = \gamma_w \cdot 28.75 + (1 - \gamma_w) \left(20.2 + \frac{0.92}{c}\right) + R + [\gamma_w \cdot 6.25 \times 10^{-3} + (1 - \gamma_w) \left(15.5 + \frac{13.8}{\alpha}\right) \cdot 10^{-4}] T_z \quad (\text{II.46})$$

Posant :

$$a = \gamma_w \cdot 28.75 + (1 - \gamma_w) \left(20.2 + \frac{0.92}{\alpha}\right) + R$$

$$b = \gamma_w \cdot 6.25 \times 10^{-3} + (1 - \gamma_w) \left(15.5 + \frac{13.8}{\alpha}\right) \times 10^{-4}$$

En résolvant cette équation, on obtient l'expression suivante

$$\beta(a + bT_z)T_z = c$$

$$\Delta = (\beta a)^2 + 4\beta bc$$

$$T_z' = \frac{-\beta a + \sqrt{(\beta a)^2 + 4\beta bc}}{2\beta b}$$

Application numérique :

$$a = 0.0223 \times 28.75 + (1 - 0.0223) \left(20.2 + \frac{0.92}{1.95} \right) + 8.314 = 29.1659$$

$$b = 0.0223 \times 6.25 \times 10^{-3} + (1 - 0.0223) \left(15.5 + \frac{13.8}{1.95} \right) \times 10^{-4} = 2.347 \times 10^{-3}$$

Donc on obtient :

$$T_z' = \frac{-1.0332 \times 29.1659 + \sqrt{(1.0332 \times 29.1659)^2 + 4(1.0332 \times 2.347 \times 10^{-3} \times 67045.71)}}{2(1.0332 \times 2.347 \times 10^{-3})}$$

$$T_z' = 1927.74[K]$$

II.7.5. Pression à la fin de combustion

La pression à la fin de combustion P_z est déterminée dans le rapport suivant :

$$\lambda = \frac{P_z}{P_c}$$

- Dans le cas, la vapeur d'eau n'est pas injectée :

$$P_z = \lambda.P_c = 1.85 \times 6.2188 = 11.5059[MPa]$$

- Dans le cas, la vapeur d'eau est injectée :

$$P_z' = \lambda.P_c' = 1.85 \times 6.1532$$

$$P_z' = 11.3834 [MPa]$$

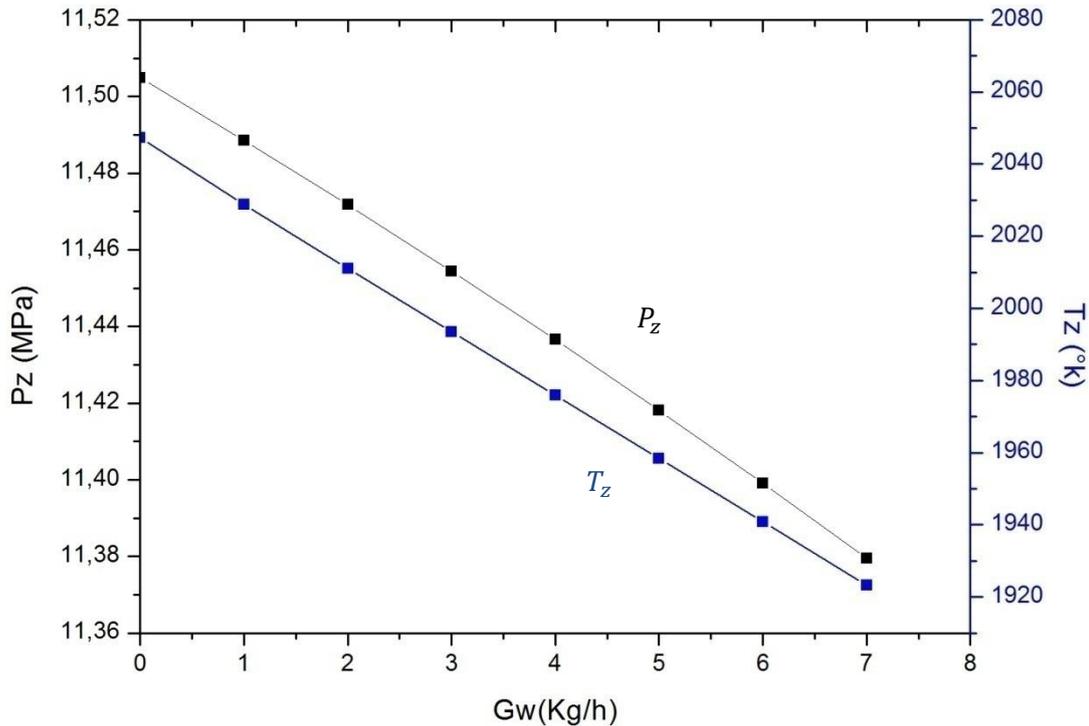


Figure II.7 : variation de la température et la pression à la fin de la combustion

Commentaire :

Selon la figure ci-dessus, nous avons remarqué une diminution de la température à la fin de la combustion, cela est dû à la diminution de la température de la compression. Dans le point maximal du fonctionnement de ce système, la température à la fin de la combustion diminue jusqu'à $T_z = 1927.74 \text{ }^\circ\text{K}$, cela est un avantage de ce système vue que les températures plus élevés entraîne des risques considérables dans le cylindre (détonation) et ainsi l'augmentation des effets polluants (NOx).

La pression à la fin de la combustion diminue proportionnellement avec l'injection d'eau, cela est dû à la diminution de la pression à la fin de la compression

II.8. Étude de la détente

Au cours de ce processus l'énergie dégagée par la combustion se transforme en travail mécanique par le mouvement rectiligne du piston en mouvement rotatif du vilebrequin.

Dans le moteur réel ce processus se déroule avec une prolongation de la combustion et la recombinaison des gaz dissociés, la diminution de la capacité calorifique des gaz brûlés, la diminution de la température et la surface de refroidissement.

La détente dans les moteurs diesel se déroule polytropiquement avec une variation de son exposant polytropique.

II.8.1. Taux de détente préalable

C'est le rapport entre le volume des gaz durant la combustion V_z et le volume des gaz durant la combustion V_c s'exprime selon le rapporta suivant :

$$\rho = \frac{\beta}{\lambda} \times \frac{T_z}{T_c} \quad (\text{II. 47})$$

- Dans le cas, la vapeur d'eau n'est pas injectée :

$$\rho = \frac{1.0331}{1.85} \times \frac{2047.787}{1006.931} = 1.1357$$

- Dans le cas, la vapeur d'eau est injectée :

$$\rho' = \frac{1.0325}{1.85} \times \frac{1927.74}{911.9584} = 1.1796$$

II.8.2. Taux de détente postérieur

Le taux de détente postérieur s'exprime selon la formule suivante :

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

- Dans le cas, la vapeur d'eau n'est pas injectée :

$$\delta = \frac{15.1}{1.1357} = 13.2957$$

- Dans le cas, la vapeur d'eau est injectée :

$$\delta' = \frac{15.1}{1.1796} = 12.801$$

II.8.3. Pression et la température à la fin de la détente

La pression à la fin de la détente pour une transformation polytropique, qui s'exprime par la formule suivante:

$$P_z \cdot V_z^{n_2} = P_b \cdot V_b^{n_2}$$

$$\frac{P_b}{P_z} = \left(\frac{V_z}{V_b} \right)^{n_2} = \delta^{n_2} \rightarrow P_b = \frac{P_z}{\delta^{n_2}}$$

(II.48)

Avec :

P_z : Pression à la fin de la compression.

P_b : Pression à la fin de la détente.

V_b : Volume du mélange à la fin de la détente.

V_z : Volume des gaz à la fin de la combustion.

n_2 : L'exposant polytropique de détente, qui s'exprime selon la relation suivante :

$$n_2 = 1.18 + \frac{130}{n}$$

Pour $n=2200$ tr/min

$$n_2 = 1.18 + \frac{130}{2200} = 1.24$$

On aura donc :

- Dans le cas, la vapeur d'eau n'est pas injectée :

$$P_b = \frac{11.505}{13.2957^{1.24}} = 0.4650 \text{ [MPa]}$$

- Dans le cas, la vapeur d'eau est injectée :

$$P'_b = \frac{11.3834}{12.801^{1.24}} = 0.4823 \text{ [MPa]}$$

Calcule de la température T_b à la fin de la détente :

$$T_z \cdot V_z^{n_2-1} = T_b \cdot V_b^{n_2-1}$$

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}}$$

On aura donc :

- Dans le cas, la vapeur d'eau n'est pas injectée :

$$T_b = \frac{2047.787}{13.2957^{1.24-1}}$$

$$T_b = 1100.51 \text{ [K]}$$

- Dans le cas, la vapeur d'eau n'est pas injectée :

$$T_b' = \frac{1927.74}{12.2957^{1.24-1}}$$

$$T_b' = 1045.32[K]$$

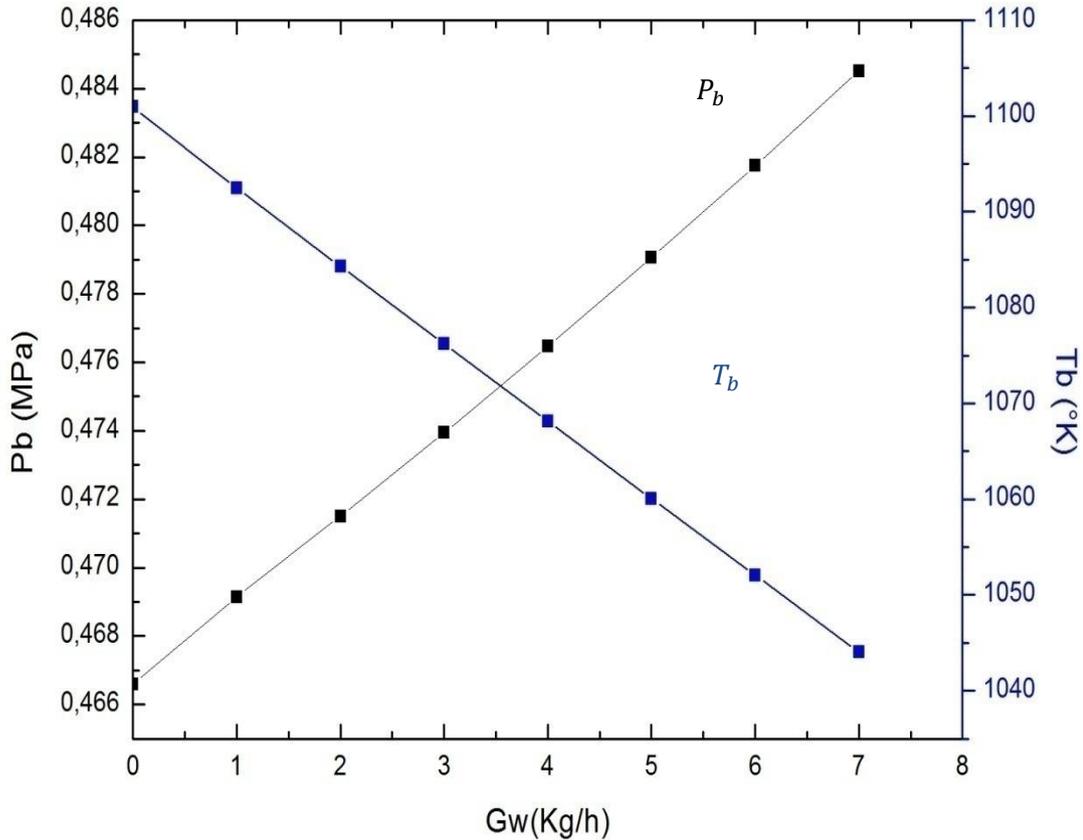


Figure II.8 : variation de la température et la pression à la fin de la détente

Selon la figure ci-dessus, la température T_b diminue en fonction de la vapeur d'eau, cela est dû à la diminution de la température à la fin de la combustion T_z .

La diminution de T_z et β surmonte la diminution de T_c et P_c , ce qui entraîne l'augmentation de la pression à la fin de la détente P_b .

II.8.4. Vérification de la température des gaz résiduels pris auparavant

La vérification de la température des gaz résiduels choisis à l'admission est donnée par la formule suivante

$$T_{r'} = \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{P_b}{P_r}}}$$

On aura donc :

- Dans le cas, la vapeur d'eau n'est pas injectée :

$$T_{r'} = \frac{1100.51}{\sqrt[3]{\frac{0.4650}{0.1615}}} = 773.5716 \text{ [K]}$$

Le pourcentage d'erreurs sera donc :

$$\Delta T = \frac{T_{r'} - T_r}{T_{r'}}$$

$$\Delta T = \frac{773.5716 - 740}{773.5716} \times 100 = 4.33\%$$

$\Delta T = 4.33 \% \leq 5\%$, ce qui est acceptable.

- Dans le cas, la vapeur d'eau n'est pas injectée :

$$T_{r'} = \frac{1045.32}{\sqrt[3]{\frac{0.4823}{0.1615}}} = 725.8874 \text{ [K]}$$

Le pourcentage d'erreurs sera donc :

$$\Delta T' = \frac{T_{r'} - T_r}{T_{r'}}$$

$$\Delta T = \frac{725.8874 - 740}{725.8874} = \|-0.019\| \times 100 = 1.94\%$$

$\Delta T = 1.94\% \leq 5\%$, ce qui est acceptable.

Le tableau ci-dessous représente les différents résultats des paramètres étudié :

Les paramètres	Les valeurs sans la vapeur d'eau	Les valeurs avec la vapeur d'eau
P_a	0.15499 MPa	0.153354 MPa
T_a	378.9378 K	343.1969 K
P_c	6.2188 MPa	6.1532 MPa
T_c	1006.931 K	911.9584 K
P_z	11.5049 MPa	11.3834 MPa
T_z	2047.787 K	1927.47 K
P_b	0.4650 MPa	0.4822 MPa
T_b	1100.51 K	1045.32 K

Tableau II.2 : Le bilan thermodynamique du cycle

CHAPITRE III : Étude et modélisation de paramètre de performance du moteur D-245 :

Dans ce chapitre, on va étudier et modéliser les différents paramètres généraux du travail du cycle, qui se divisent en paramètre indique (intérieurs) et effectifs (extérieurs).

Les paramètres indiqués caractérisent le degré de perfection du cycle en tenant compte seulement des pertes de chaleur, qui sont due :

- à la transmission de chaleur à travers les parois.
- aux fuites du fluide moteur.
- à la dissociation des molécules de CO₂ à haute température en absorbant de la chaleur.

Par ailleurs, les paramètres effectifs caractérisant les pertes mécaniques durant le transfert de l'énergie de la détente des gaz au vilebrequin. Ces pertes sont évoluées par le paramètre qu'on appelle le rendement mécanique η_m .

III.1. Etude des paramètres indiqués

Le cycle d'un moteur à combustion interne est caractérisé par la pression moyenne indiquée, la puissance et le rendement indiquée, ainsi que la consommation spécifique du carburant.

III.1.1. Pression moyenne indiquée

Elle représente une pression conventionnelle constante comme grandeur, qui agissent sur le piston, produit pendant une course de celui-ici- un travail indiquée équivalent au travail de tout le cycle.

La pression moyenne théorique indiquée, s'exprime comme suite :

$$P_{i th} = \frac{P_c}{\epsilon - 1} \left[\lambda(\rho - 1) + \frac{\lambda\rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\epsilon^{n_1 - 1}} \right) \right] \quad (\text{III. 1})$$

$$p_i = v. p_{i th} - \Delta P_i$$

Avec :

$$\Delta P_i = P_r - P_a$$

v : Le coefficient d'arrondi du diagramme

D'où : v = 0.92...0.95 on prend v = 0.94

- Dans le cas, la vapeur d'eau n'est pas injectée :

$$P_{i\ th} = \frac{6.2189}{15.1 - 1} \left[1.85(1.1357 - 1) + \frac{1.85 \times 1.1357}{1.24 - 1} \left(1 - \frac{1}{13.29^{1.24-1}} \right) - \frac{1}{1.36 - 1} \left(1 - \frac{1}{15.1^{1.36-1}} \right) \right]$$

$$P_{i\ th} = 1.1327 [Mpa]$$

On aura donc la pression moyenne réelle indiquée :

$$\Delta P_i = 0.1615 - 0.15499 = 0.00651 [MPa]$$

$$P_i = (0.94 \times 1.1327) - 0.00651 = 1.05823 [MPa]$$

- Dans le cas, la vapeur d'eau est injectée :

$$P'_{i\ th} = \frac{6.1532}{15.1 - 1} \left[1.85(1.1798 - 1) + \frac{1.85 \times 1.1798}{1.24 - 1} \left(1 - \frac{1}{12.801^{1.24-1}} \right) - \frac{1}{1.36 - 1} \left(1 - \frac{1}{15.1^{1.36-1}} \right) \right]$$

$$P'_{i\ th} = 1.2050 [Mpa]$$

On aura donc la pression moyenne réelle indiquée :

$$\Delta P_{i'} = 0.1615 - 0.153354 = 0.008146 [MPa]$$

$$P_{i'} = (0.94 \times 1.2050) - 0.00651 = 1.12619 [MPa]$$

III.1.2. Rendement indiqué

C'est le rapport de la chaleur du combustible transformé en travail indiqué, qui est représenté dans la quantité de chaleur équivalente L_i , sur la quantité totale dépensée dans le cylindre par la combustion.

$$\eta_i = \frac{p_i \cdot \alpha \cdot l_0}{Q_H \cdot \eta_v \cdot \rho_k} \quad (III. 2)$$

Dans le cas, la vapeur d'eau n'est pas injectée

$$\eta_i = \frac{1.05823 \times 1.95 \times 14.5188}{42.5 \times 0.896 \times 1.6421}$$

$$\eta_i = 0.4791$$

- Dans le cas où la vapeur d'eau est introduite dans le canal d'admission :

$$\eta_{i'} = \frac{1.12619 \times 1.95 \times 14.5188}{42.5 \times 0.88 \times 1.8211}$$

$$\eta_i = 0.4681$$

III.1.3. Consommation spécifique indiquée du combustible

Caractérise la quantité massique du combustible consommé dans le moteur, pendant une heure de temps correspondant à une puissance indiquée de 1KW développé par le moteur.

$$g_i = \frac{3600}{Q_H \cdot \eta_i} \quad (\text{III. 3})$$

- Dans le cas, la vapeur d'eau n'est pas injectée :

$$g_i = \frac{3600}{42.5 \times 0.4791} = 176.8021 [g/KW.h]$$

- Dans le cas, où la vapeur d'eau est introduite dans le canal d'admission :

$$g_i = \frac{3600}{42.5 \times 0.4681} = 180.9568 [g/KW.h]$$

III.1.4. Puissance indiquée

C'est le travail fourni par les gaz brûlés dans les cylindres par unité de temps, en tenant compte de la vitesse de rotation du vilebrequin, la puissance indiquée représente la puissance développée par le moteur considérant seulement les pertes thermiques.

$$N_i = \frac{n \cdot V_h \cdot i \cdot P_i}{30\tau} \quad (\text{III. 4})$$

- Dans le cas, la vapeur d'eau n'est pas injectée :

$$N_i = \frac{2200 \times 4.75 \times 1.0582}{30 \times 4}$$

$$N_i = 92.1584 [KW]$$

- Dans le cas, où la vapeur d'eau est introduite dans le canal d'admission :

$$N_{i'} = \frac{2200 \times 4.75 \times 1.12619}{30 \times 4}$$

$$N_{i'} = 98.0723 [KW]$$

III.1.5. Couple moteur indiquée

C'est le rapport de la puissance indiquée par la vitesse angulaire du vilebrequin.

$$M_i = \frac{N_i}{\omega}$$

ω : La vitesse angulaire, ou :

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = 230.3834[\text{rad/s}]$$

- Dans le cas, la vapeur d'eau n'est pas injectée :

$$M_{i'} = \frac{92.1584 \times 10^3}{230.3834} = 400.0218[N.m]$$

- Dans le cas, où la vapeur d'eau est introduite dans le canal d'admission :

$$M_{i''} = \frac{98.07 \times 10^3}{230.3834}$$

$$M_{i''} = 425.6817[N.m]$$

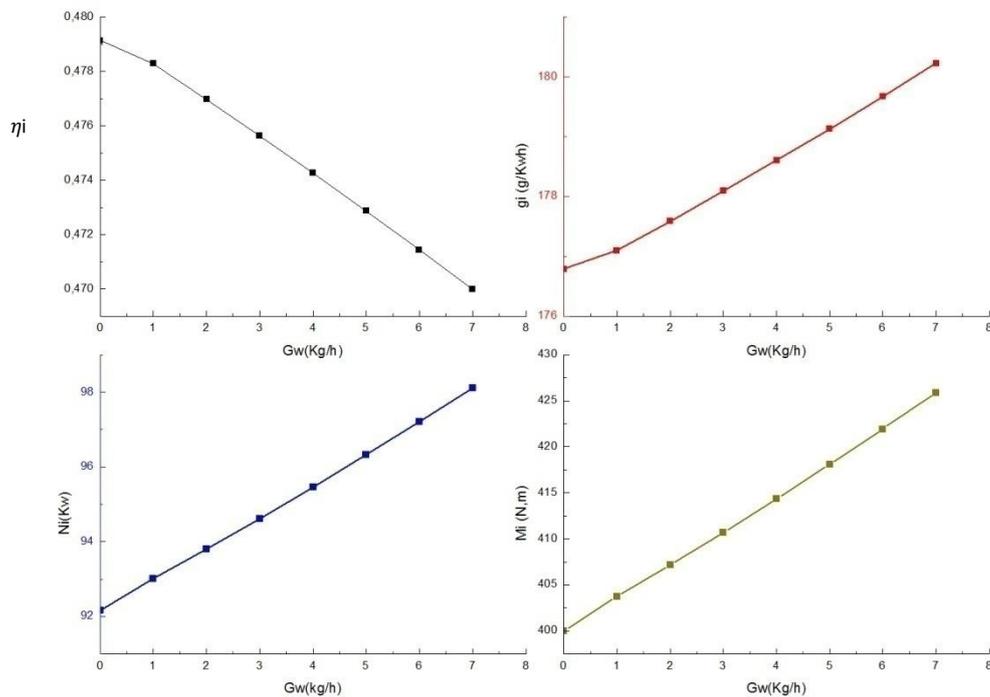


Figure III.1: variation des paramètres indiqués en fonction du débit d'eau

La figure ci-dessus, nous montre la diminution du rendement indiqué, cela est dû à l'augmentation de la quantité des imbrûlés (CO), cela entraîne une légère augmentation de la consommation spécifique indiquée.

En outre, l'augmentation de la puissance indiquée est causé par la croissance de la pression indiquée, cette hypothèse est valable pour le couple indiqué.

III.2. Étude des paramètres effectifs

III.2.1. Pression moyenne effective

Caractérise le travail utile obtenu au cours d'un cycle par unité de volume de la cylindrée.

$$P_e = P_i - P_m \quad (\text{III.5})$$

Les pertes mécaniques dans le moteur englobe les pertes due frottement dans tout le mécanisme du moteur, et les pertes pour l'entraînement des auxiliaires (pompe d'alimentation, pompe à l'huile, pompe à eau, ventilateur, le mécanisme de distribution).

Les pertes par frottement aérodynamique au cours de l'admission et l'échappement représentent la majorité des pertes mécaniques jusqu'à 80%.

$$P_M = a + b v_p \quad (\text{III.6})$$

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

Moteur diesel à chambre unique : $a = 0.105[\text{Mpa}]$ et $b = 0.012[\text{Mpa} \cdot \text{s}/\text{m}]$

v_p : La vitesse moyenne du piston en $[\text{m}/\text{s}]$

$$v_p = \frac{s \cdot n}{30}$$

$$v_p = \frac{125 \times 10^{-3} \times 2200}{30} = 9.1667[\text{m}/\text{s}]$$

On remplace les valeurs précédentes dans l'équation (III.6), on trouve :

$$P_M = 0.105 + 0.012 \times 9.1667 = 0.2150[\text{Mpa}]$$

Donc on calcule la pression moyenne effective P_e .

- Dans le cas, la vapeur d'eau n'est pas injectée :

$$P_e = 1.059 - 0.215 = 0.843 [Mpa]$$

- Dans le cas, où la vapeur d'eau est introduite dans le canal d'admission :

$$P'_e = 1.12619 - 0.215 = 0.9111 [Mpa]$$

III.2.2. Rendement mécanique

Le rendement mécanique est le rapport entre la pression effective et la pression indiquée.

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

- Dans le cas, la vapeur d'eau n'est pas injectée :

$$\eta_m = \frac{0.843}{1.05823} = 0.796$$

- Dans le cas, où la vapeur d'eau est introduite dans le canal d'admission :

$$\eta'_m = \frac{0.9111}{1.12619} = 0.81$$

III.2.3. Rendement effectif

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

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

- Dans le cas, la vapeur d'eau n'est pas injectée :

$$\eta_e = 0.4791 \times 0.796$$

$$\eta_e = 0.3813$$

- Dans le cas, où la vapeur d'eau est introduite dans le canal d'admission :

$$\eta'_e = 0.4681 \times 0.81$$

$$\eta'_e = 0.379$$

III.2.4. Consommation spécifique effective du combustible

La consommation spécifique effective désigne la consommation du combustible en fonction de la puissance effective, pendant une heure de fonctionnement du moteur.

$$g_e = \frac{3600}{\eta_e \cdot Q_H} \quad (III.7)$$

- Dans le cas, la vapeur d'eau n'est pas injectée :

$$g_e = \frac{3600}{0.3813 \times 42.5} = 222.1502 [g/KW.h]$$

- Dans le cas, où la vapeur d'eau est introduite dans le canal d'admission :

$$g_e' = \frac{3600}{0.379 \times 42.5} = 223.4983 [g/KW.h]$$

III.2.5. Puissance effective

C'est la puissance du moteur prenant compte des pertes que subit la puissance indiquée dues aux frottements, et l'énergie consommé par les auxiliaires nécessaires au fonctionnement du moteur.

$$N_e = \frac{i \cdot V_h \cdot P_e \cdot n}{30 \cdot \tau} \quad (III.8)$$

On calcule d'abord les dimensions principales du cylindre :

$$V_h = \frac{30 \cdot \tau \cdot N_e}{P_e \cdot i \cdot n}$$

On prend N_e d'après la fiche technique $N_e = 77 [KW]$

- Dans le cas, la vapeur d'eau n'est pas injectée :

$$V_h = \frac{30 \times 4 \times 77}{0.843 \times 4 \times 2200} = 1.2455 [l]$$

En posant :

$$K = \frac{S}{D} = \frac{125}{110} = 1.1363$$

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

On calcule les nouvelles valeurs de diamètre D, et la course du piston S :

$$D = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_h}{\pi \cdot K}} = \sqrt[3]{\frac{4 \times 1.2455 \times 10^{-3}}{\pi \times 1.1363}}$$

$$D = 0.1118[m] = 112[mm]$$

$$S = K \cdot D = 112 \times 1.1363 = 127[mm]$$

Donc on aura :

$$V_h = \frac{\pi \times 112^2 \times 127 \times 10^{-6}}{4} = 1.251[l]$$

La puissance effective sera comme suit :

$$N_e' = \frac{4 \times 1.251 \times 0.843 \times 2200}{30 \times 4} = 77.3368[KW]$$

Vérification de la valeur de la puissance effective :

$$\Delta N_e = \frac{N_e' - N_e}{N_e'} \times 100 = \frac{77.3368 - 77}{77.3368} = 0.00561 \times 100$$

$$\Delta N_e = 0.435\% < 5\% \text{ Ce qui acceptable}$$

- Dans le cas, où la vapeur d'eau est introduite dans le canal d'admission :

La puissance effective :

$$N_e' = \frac{i \cdot V_h \cdot P_e' \cdot n}{30 \cdot \tau}$$

$$N_e' = \frac{4 \times 1.251 \times 0.9111 \times 2200}{30 \times 4} = 83.5843[KW]$$

III.2.6. Couple moteur effectif

C'est le rapport de la puissance effective en fonction de la vitesse angulaire du vilebrequin, il est défini sous la formule suivante

$$M_e = \frac{N_e}{\omega} \quad (\text{III. 9})$$

- Dans le cas, la vapeur d'eau n'est pas injectée :

$$M_e = \frac{77.3368 \times 10^3}{230.3834} = 335.6873 [N.m]$$

- Dans le cas, où la vapeur d'eau est introduite dans le canal d'admission :

$$M_e' = \frac{83.5843 \times 10^3}{230.3834} = 362.8052 [N.m]$$

Le tableau ci-dessous résulte les différents résultats obtenus dans ce chapitre :

Les paramètres	Sans vapeur d'eau	Avec la vapeur d'eau
P_{ith}'	1.1327 [Mpa]	1.2050[Mpa]
P_i	1.05823[Mpa]	.12619[Mpa]
η_i	0.4791	0.0.4681
g_i	176.8021[g/KW.h]	180.9568[g/KW.h]
N_i	92.1584 [KW]	98.0723[KW]
M_i	400.0218[N.m]	425.6817[N.m]
P_m	0.215[Mpa]	0.215[Mpa]
P_e	0.843 [Mpa]	0.9111 [Mpa]
η_m	0.79	0.81
η_e	0.3813	0.379
g_e	222.1502[g/KW.h]	223.498[g/KW.h]
N_e'	77.3368 [KW]	83.5843[KW]
M_e	335.6873[N.m]	362.8052[N.m]

Tableau III.1 : Les paramètres indiquées et effective du moteur

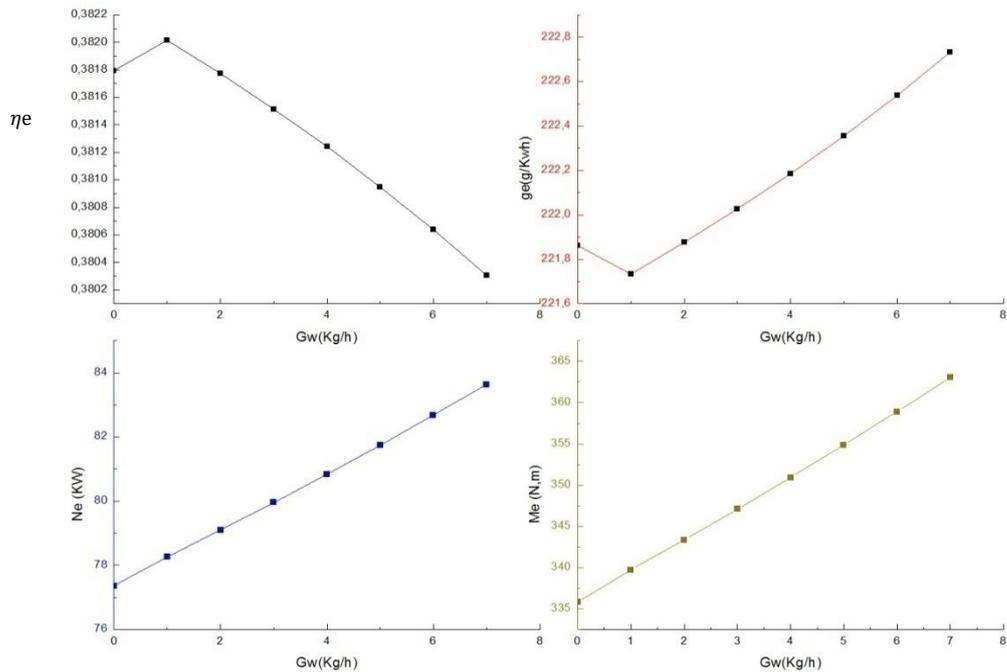


Figure III.2: variation des paramètres effectifs en fonction du débit d'eau

La figure ci-dessus, nous montre dans un débit de 1 Kg/h d'eau une légère augmentation du rendement effectif, qui est dû à l'excitation du combustible d'où la combustion est vive, ce qui entraîne une diminution légère de la consommation spécifique effective. À partir de ce débit nous remarquons ainsi une diminution du rendement effectif, qui est liée à la diminution du rendement indiqué (formation des imbrulés), cela résulte l'augmentation de la consommation spécifique effective.

Par conséquent, une croissance considérable de la puissance et le couple effectifs, étant donné que le système d'injection d'eau diminue les pertes mécanique se qui rend le moteur plus puissant avec le même régime nominal (vitesse de rotation).

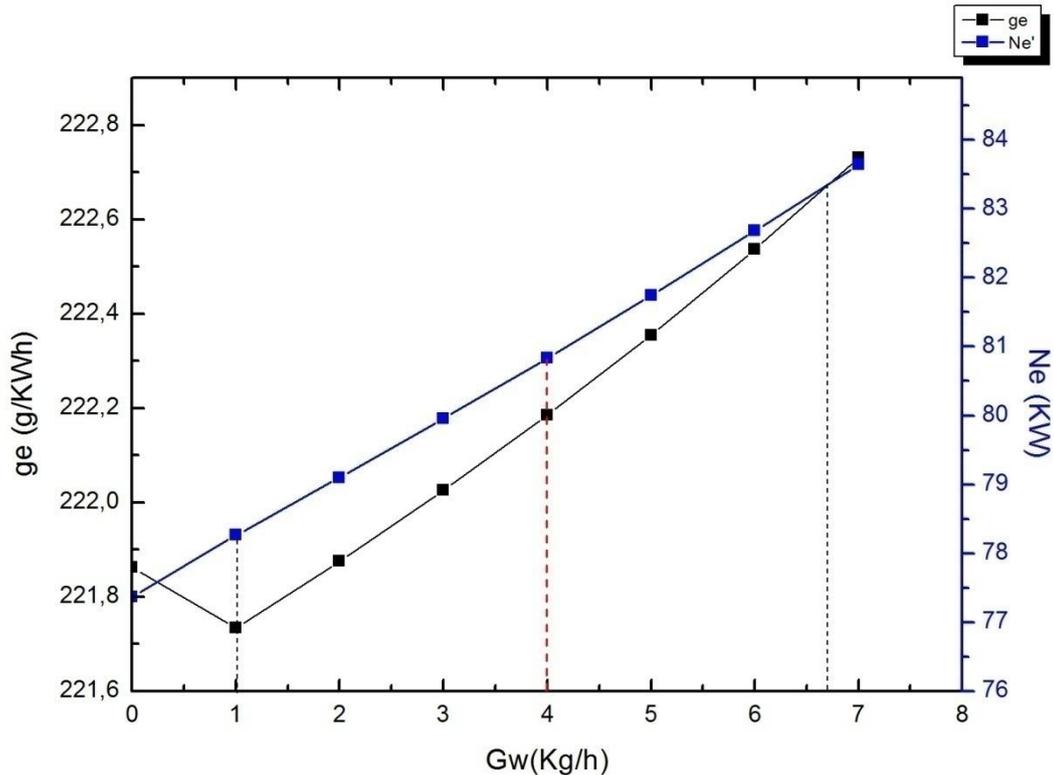


Figure III.3 : Domaine de fonctionnement optimal du moteur

La figure ci-dessus représente le domaine du fonctionnement optimal du moteur, entre un débit minimal de 1 Kg/h et un débit maximal de 6.8Kg/h. Pour l'optimisation de ce système nous choisirons un débit optimal de 4 Kg/h d'eau, d'où la puissance est de 81 KW et la consommation spécifique est de 222.18 g/KWh.

III.3. Bilan thermique

III.3.1. Quantité de chaleur totale dégagée par le combustible dans le moteur

$$Q_0 = Q_H \cdot G_T [W] \quad (\text{III.10})$$

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

- Dans le cas, la vapeur d'eau n'est pas injectée :

$$G_T = 222.1502 \times 77.3368 \times 10^{-3}$$

$$G_T = 17.18 [kg/h]$$

$$Q_0 = 42.5 \times 10^6 \times \frac{17.18}{3600} = 202819.44 [W]$$

- Dans le cas, où la vapeur d'eau est introduite dans le canal d'admission :

$$G'_T = 223.4983 \times 83.5843 \times 10^{-3}$$

$$G'_T = 18.58[kg/h]$$

$$Q_0 = 42.5 \times 10^6 \times \frac{18.58}{3600} = 219347.22[W]$$

III.3.2. Quantité de chaleur équivalente au travail effectif

$$Q_e = 1000 \cdot N'_e \tag{III.11}$$

- Dans le cas, la vapeur d'eau n'est pas injectée :

$$Q_e = 1000 \times 77.3368 = 77336.8[W]$$

- Dans le cas, la vapeur d'eau est introduite dans le canal d'admission

$$Q_e' = 1000 \times 83.5843 = 83584.3[W]$$

III.3.3. Quantité de chaleur cédée du système de refroidissement

$$Q_{ref} = C \cdot i \cdot D^{1+2m} \cdot n^m \cdot \frac{1}{\alpha} \tag{III.12}$$

$C = 0.45 \dots 0.53$, Coefficient proportionnalité

m : Indice de puissance, $m = 0.6 \dots 0.7$

$$Q_{ref} = 0.48 \times 4 \times 11.2^{1+2(0.65)} \times 2200^{0.65} \times \frac{1}{1.95}$$

$$Q_{ref} = 37935.2379[W]$$

III.3.4. Quantité de chaleur emportée par les gaz d'échappements

$$Q_g = G_T [M_2 \cdot \mu c_p \Big|_0^{T_r} T_r - M_1 \cdot \mu c_p \Big|_0^{T_0}] \tag{III.13}$$

En utilisant la table thermodynamique pour la capacité calorifique molaire moyenne des gaz, en obtient :

$$T_0 = 25 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$100 \text{ } ^\circ\text{C} \rightarrow 0.08$$

$$25 \text{ } ^\circ\text{C} \rightarrow 0.02$$

Pour la température 0 °C, la capacité calorifique molaire moyenne des gaz $\mu_{cp} = 20.775 [KJ/Kmole.c]$

$$20.775 + 0.02 = 20.795 [KJ/Kmole.c]$$

$$\mu_{cp} \Big|_0^{T_0} = 20.795 + 8.314 = 29.109 [KJ/Kmole.c]$$

Pour la température des gaz résiduels $T_r = 773.5716 K = 500.4216 °C$

$$100 °C \rightarrow 0.379$$

$$0.42 °C \rightarrow 0.00159$$

$$23.0565 + 0.00159 = 23.058$$

$$\mu_{cp} \Big|_0^{T_r} = 23.058 + 8.314 = 31.372 [KJ/Kmole.c]$$

$$Q_g = \frac{17.18}{3600} [1.0110 \times 31.372 \times (500.42 - 0.9775 \times 29.109)] \times 10^3$$

$$Q_g = 71437.2438 [W]$$

- Dans le cas, la vapeur d'eau est introduite dans le canal d'admission

Pour la température des gaz résiduels $T_r' = 725.8874 K = 452.73 °C$

$$100 °C \rightarrow 0.377$$

$$52.73 \rightarrow 0.198$$

$$22.6795 + 0.198 = 22.8775$$

$$\mu_{cp} \Big|_0^{T_r} = 22.8775 + 8.314 = 31.1915 [KJ/Kmole.c]$$

$$Q_g' = \frac{18.58}{3600} [1.0333 \times 31.1915 (452.73 - 0.9998 \times 29.109)] \times 10^3$$

$$Q_g' = 70467.57 [W]$$

III.3.5. Quantité de chaleur restante

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

- Dans le cas, la vapeur d'eau n'est pas injectée

$$Q_{rest} = 202819.44 - (77336.8 + 37935.2379 + 71437.2438)$$

$$Q_{rest} = 16110.1583[W]$$

- Dans le cas, où la vapeur d'eau est introduite dans le canal d'admission

$$Q_{rest} = 219347.22 - (83584.3 + 37935.2379 + 70467.57) = 27360.11[W]$$

Les paramètres du bilan thermique	Les résultats sans vapeur d'eau	Pourcentage	Les résultats avec la vapeur d'eau	Pourcentage
Quantité de chaleur équivalente au travail effectif Q_e	77336.8 [W]	38.13%	83584.3[W]	39%
Quantité de chaleur cédée du système de refroidissement Q_{ref}	37935.2379[W]	18.7%	37935.2379[W]	17.15%
quantité de chaleur emportée par les gaz d'échappements Q_g	71437.2438[W]	35.22%	70467.57[W]	32.1%
Quantité de chaleur restante Q_{rest}	16110.1583[W]	7.9%	27360.11[W]	12.2%
Quantité de chaleur totale dégagée par le combustible Q_0	202819.44[W]	100%	219347.22[W]	100%

Tableau III.2 : Bilan thermique

Conclusion générale

L'étude bibliographique menée dans le premier chapitre a permis de montrer la complexité de la combustion Diesel et de rappeler les notions de base. Une attention particulière a été portée à la formation des émissions polluantes, après on a présenté les solutions existantes actuellement. En outre, la solution proposée est l'injection d'eau dans la tubulaire d'admission (qui ne nécessite pas de modifications structurelles importantes du moteur) a été brièvement expliqué et étudié dans les deux derniers chapitres. On conclut :

- Sur la base du modèle de calcul développé, les paramètres de la charge fraîche sont déterminés lorsque l'eau est fournie à l'entrée jusqu'à un débit de 6.8 Kg/h, il y a une évaporation complète au-delà de ce débit le mélange devient humide.
- La présence de la vapeur d'eau dans la tubulaire d'admission, a pour effet de diminuer la température de la charge fraîche à la valeur de 35°C, ce qui est un avantage pour la combustion afin de diminuer la température dans le cylindre, qui permet aussi de réduire les pertes de chaleur aux parois.
- Toutefois, l'injection d'eau semble augmente la quantité des imbrûlés par la formation du CO ce qui entraîne une diminution du rendement indiquée de 1.6%, mais toutefois à pour effet de diminuer les oxydes d'azote.
- Au point de fonctionnement maximal du système, la température à la fin de la combustion diminue de (6%) et en utilisant un modèle de calcul affiné qui pris en compte l'introduction de l'eau, on obtient une augmentation de la puissance effective de 8% en injectant un débit de (6.8 kg/h), ce qui est l'objectif principale du système injection à eau, par conséquent on aura une croissance lente de la consommation spécifique effective du combustible de 0.3%.
- Un autre avantage du système est présenté dans le travail, est la croissance du rendement mécanique, cela est due à la diminution des frottements dans le cylindre.
- une augmentation légère du rendement effectif au point du débit (1kg/h), cela est dû à l'excitation du combustible (la combustion est vive), au-delà de ce débit le rendement diminue avec la diminution de rendement indiqué.

L'étude du système injection à eau n'est pas suffisamment étudiée vu sa complexité et son influence sur la combustion, l'inconvénient de ce système pratiquement est la difficulté de contrôler l'injection d'eau dans la tubulaire d'admission, ce qui ouvre plusieurs perspectives de recherche :

- D'un point de vue compréhensif, certaines questions restent en suspens, comme par exemple quel est l'effet chimique de l'eau sur les autres particules (formation et oxydation partielle dans la chambre de combustion).
- Il serait également intéressant de réaliser des mesures locales afin d'apporter des réponses sur l'impact de la présence d'eau dans la combustion.
- Il serait en outre intéressant de tester d'autres modes d'introduction de l'eau, notamment en émulsion avec le carburant, dans un but de réduction simultanée des émissions de NOx et d'autres particules.

D'un point de vue industriel, il est intéressant :

- D'étudier les aspects liés à la fiabilité, comme problème de corrosion à l'admission en aval de l'injection d'eau si le mélange devient humide, théoriquement c'est faisable mais pratiquement c'est difficile de contrôler le débit d'eau injecté.
- D'étudier sa compatibilité avec les températures des climats froids, et minimiser la consommation d'eau/carburant.

- [1]. Étude Expérimentale et thermodynamique de l'injection d'eau à l'admission d'un moteur diesel automobile pour la réduction à la source des émissions polluantes, Samiur Rahman SHAH, L'Ecole Centrale de Nantes, 2011.
- [2]. Golfy, « cycle de fonctionnement d'une moteur diesel », les moteurs thermiques, 23/07/2001.
- [3]. La pollution atmosphérique d'origine automobile et la santé publique, Mireille Chiron, P
- [4]. Augmentation de la capacité écologique du moteur Diesel en ajoutant de l'eau dans le cylindre, Ph.D., Professeur C.N. Devyanin, université agricole de Moscou, 2006.
- [5]. Heywood, J. B, "Internal Combustion Engine Fundamentals", McGraw-Hill Book Company, 1988.
- [6]. Jullio.pe.kr, Thermal NOx formation, Fluent Incorporated, 25/01/2003.
- [7]. Jullio.pe.kr, prompt NOx formation, Fluent Incorporated, 25/01/2003.
- [8]. Jullio.pe.kr, NOx Formation from Intermediate N2O, Fluent Incorporated, 25/01/2003
- [9]. Fuel NOx formation, ANSYS Inc. 23/01/2009.
- [10]. ETUDE DES EMISSIONS POLLUANTES ET DES MOYENS DE DEPOLLUTION DANS LES MOTEURS A COMBUSTION INTERNE, KARIMA BOUSSOUARA, L'UNIVERSITÉ DE CONSTANTINE, 01/07 /2010.
- [11]. Diagnostic à base de modèle : application à un moteur diesel suralimenté à injection directe, Zahi Sabeh, Institut National Polytechnique de Lorraine, 2006.
- [12]. Guillaume Darding, « réduction des oxydes d'azote par SCR », 29 mars 2013.
- [13]. Basics on Water Injection Process for Gasoline Engines, Stefania Falfari et al, Energy Procedia 148 (2018) 50–57.
- [14]. DIESEL-WATER EMULSION, AN ALTERNATIVE FUEL TO REDUCE DIESEL ENGINE EMISSIONS, Dan Scarpete, University "Dunarea de Jos" of Galati, Romania, 2013.

Résumé

L'objectif de ce travail consiste à améliorer les paramètres énergétiques et les performances d'un moteur diesel suralimenté D-245 avec injection d'eau dans le canal d'admission.

Une étude bibliographique est tout d'abord menée, après avoir brièvement rappelé les notions de bases de la combustion diesel et des émissions polluants qui s'y rattachent. Puis on a présenté les différentes techniques d'injection d'eau, notamment du point de vue de leurs effets sur la combustion et les effets polluants.

L'étude thermodynamique de l'utilisation de ce système sur le moteur diesel suralimenté est ensuite présentée et analysée numériquement, ce qui nous permet de déterminer l'influence de la vapeur d'eau sur les paramètres énergétiques du moteur.

Finalement les résultats numériques obtenus, après l'analyse et la comparaison du système injection sans et avec la vapeur d'eau, nous permet de constater l'efficacité de ce système d'injection d'eau, afin d'améliorer les performances du moteur.

Mots clés

Les performances du moteur, injection d'eau dans le canal d'admission, les paramètres énergétiques, les effets polluants.

Abstract

The objective of this work is to improve the energy parameters and performance of a D-245 supercharged diesel engine with water injection in the intake manifold.

A bibliographical study is first of all carried out, after a brief reminder of the basic concepts of diesel combustion and the related pollutant emissions. Then the various water injection techniques were presented, particularly from the point of view of their effects on combustion and polluting effects.

The thermodynamic study of the use of this system on the supercharged diesel engine is then presented and numerically analyzed, which allows us to determine the influence of water vapor on the energetic parameters of the engine.

Finally, the numerical results obtained, after analysis and comparison with the water steam injection system and sense the water steam, allows us to see the efficiency of this water injection system to improve the engine performance.

Keys words

Engine performances, water injection intake manifold, the energetic parameters, pollutant effects.