

**REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE**

**MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR**

**ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE**

**UNIVERSITE ABDERRAHMANE MIRA BEJAIA**

**FACULTE DE TECHNOLOGIE**

**DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE**

**MEMOIRE**

Présenté pour l'obtention du diplôme de

**MASTER**

Filière : Génie Mécanique

Spécialité : Energétique

Par :

**YAHIAOUI HOUSSEM**

**BENNAIDJA ABDELBASSET**

## Thème

---

**CONVERSION D'UN MOTEUR DIESEL EN MOTEUR HYBRIDE PAR  
SUBSTITUTION AU GAZ NATUREL**

---

Soutenu le 27 /09/2022 devant le jury composé de:

Mr. D.SADAoui

Président

Mr. B.HAMTACHE

Rapporteur

Mr. A.DJERRADA

Examineur

**Année Universitaire 2022-2023**

## Remerciements

Avant tous, merci à ALLAH le tout puissant pour la force et la patience qu'il nous à donné pour mener à terme ce travail.

Nous souhaitons adresser nos remerciements les plus sincères aux personnes qui nous ont apporté leur aide et qui ont contribué l'élaboration de ce mémoire, ainsi qu'à la réussite de cette formidable année universitaire.

Nous tenons à remercier sincèrement M.HAMTACHE Brahim, qui en tant qu'encadreur, s'est toujours montré à l'écoute et disponible tout au long de la réalisation de ce mémoire. Nos Remerciements vont aussi aux membres de jury de nous avoir fait honneur de bien vouloir participer au jury de ce mémoire et pour toute l'attention qu'ils vont prêter à l'évaluation de notre travail. Enfin, Nous tenons à remercier toutes les personnes qui nous ont aidés et encouragés de prés ou de loin à la réalisation de ce mémoire.

## Dédicaces

Je dédie ce modeste travail qui est le fruit de plusieurs années de mes études à :

Mes très chers parents qui m'ont toujours soutenu, aidé et encouragé au cours de mes études

Mes frères et sœurs

Tous mes proches

Tous mes amis sans exception

Toute la promo de Génie mécanique 2022.

HOUSSEM

## Dédicaces

Je dédie ce modeste travail à :

Mes chère parents qui m'on toujours motivé et encouragé le long de mes études

Mes frères et sœurs

Tous mes proches

Tous mes amis

Toute la promo de génie mécanique 2022.

*ABDELBASSET*

---

# Sommaire

Remerciements .....	i
Dédicaces.....	ii
Sommaire .....	iii
Liste des figures.....	viii
Liste des tableaux.....	x
Nomenclature.....	xi
Introduction générale .....	1

## Chapitre I : Efficacité d'utilisation du gaz naturel dans les moteurs Diesel

I.1.Introduction .....	3
I.2. nécessité d'utilisation du gaz naturel dans les moteurs de transport.....	3
I.2.1. Plan économique.....	3
I.2.2. Plan environnemental .....	3
I.2.3. plan géoéconomique .....	4
I.2.4. Gaz naturel carburant pour le transport .....	4
I.2.4.1.Transport ferroviaire.....	4
I.2.4.2.Transport minier.....	4
I.2.4.3.Transport maritime .....	5
I.2.4.4.Avantages du gaz naturel par rapport aux carburants traditionnel.....	5
I.3 Perspective d'utilisation du gaz naturel dans les moteurs Diesel.....	6
I.4. Méthode d'organisation du cycle opérationnelle pour le fonctionnement du moteur Diesel avec un mélange gasoil – gaz naturel.....	8
I.4.1. Gaz naturel carburant alternatif .....	8
I.4.2. Propriétés physicochimiques du gaz naturel.....	8
I.4.3. Gestion du moteur bi-carburant.....	9

I.4.3.1. Système de gestion de moteur.....	9
I.4.4. Utilisation du gaz naturel dans le moteur Diesel.....	10
I.4.4.1 Bi-carburant.....	11
I.4.4.2. Injection directe haute pression (HPDI).....	11
I.4.4.3. Allumage par compression assisté par surface chaud.....	12
I.4.5. Conversion des moteurs diesel au fonctionnement bi-carburant.....	13
I.4.5.1. Économie de la conversion.....	13
I.4.5.2. Exigence pour la passation au fonctionnement bi-carburant.....	14
I.4.5.3. Caractéristiques de la conversion au fonctionnement à double combustibles.....	15
I.5. Expérience internationale d'utilisation du gaz naturel dans les moteurs diesel.....	16
I.5.1. Expérience mondial d'utilisation du gaz naturel dans des locomotive diesel.....	17
I.6. Conclusion .....	20
 <b>Chapitre II : Modélisation mathématique du cycle du moteur Diesel fonctionnant au mélange gasoil - gaz naturel</b>	
II.1- Introduction .....	21
II.2. Modèle de calcul de cycle opérationnelle des moteurs Diesels fonction au mélange gasoil - gaz naturel.....	21
II.2. 1. Calcul des propriétés thermo physiques des carburants mélangés.....	21
II.2. 2. Calcul du processus d'échange de gaz.....	22
II.2.3. Calcul du processus de compression.....	26
II.2. 4. Calcul du processus de combustion.....	27
II.2.5. Calcul du processus de détente.....	28
II.3. Calcul des Paramètres indiqués et Paramètres effectives du moteur.....	28
II.4. Conclusion .....	30

---

<b>Chapitre III : Etudes des paramètres énergétiques du moteur ABC Dual Fuel type - 8 DZD</b>	
III.1. Introduction .....	31
III.2. Fiche technique du moteur ABC Dual Fuel type -8 DZD .....	31
III.2.1. Définition .....	31
III.2.2. Données de base .....	31
III.3. Position du problème .....	32
III.4. Calcul des différents paramètres énergétique du moteur ABC Dual Fuel type - 8 DZD pour Diesel et pour un mélange .....	32
III.4.1. Paramètres thermodynamiques.....	33
III.4.1.1. Paramètres de l'air des gaz d'échappement.....	33
III.4.1.2. Paramètres de l'air ambiant et des gaz résiduels .....	34
III.4.1.3. Etude du processus d'admission .....	35
III.4.1.4. Etude du processus de compression .....	37
III.4.1.5. Etude de la combustion .. ..	39
III.4.1.6. Etude de la détente .....	41
III.5. Paramètres de performances du moteur .....	43
III.5.1. Paramètres indiqués .....	43
III.5.2. Paramètres effectifs.....	46
III.6. Conclusion .....	49
 <b>Chapitre IV : Modélisation des caractéristiques du régime de vitesse du moteur</b>	
IV.1. Introduction .....	50
IV.2. Construction des caractéristiques du régime de vitesse du moteur .....	50
IV.2.1. Puissance effective .....	50
IV.2.2. Couple moyen effectif .....	50
IV.2.3. Pression moyenne effective.....	50
IV.2.4. Consommation spécifique de carburant .....	50
IV.2.5. Consommation horaire de la combustion .....	51

---

IV.2.6. Pression moyenne indiquée.....	51
IV.2.7. Puissance indiquée.....	51
IV.2.8. Couple indiquée.....	51
IV.2.9. Consommation spécifique indiquée.....	51
IV.2.10. Coefficient d'excès d'air.....	51
IV.2.11. Pression de gaz résiduel.....	51
IV.2.12. Température de gaz résiduel.....	51
IV.2.13. Efficacité énergétique de la conversion.....	58
IV.3. Conclusion .....	58
IV.4. Conclusion générale.....	59
Références bibliographiques.....	60
Annexes.....	61
Résumé.....	62

# Liste des figures

Figure I. 1 : Exemple d'installation de moteur bi-carburant avec du gaz combustible.....	10
Figure I. 2 : Schéma du système bi-carburant.....	11
Figure I.3 : Schéma de système d'injection direct a haut pression.....	11
Figure I. 4 : Schéma du system allumage par compression assisté par une surface chaude.....	12
Figure I. 5 : Expérience mondiale dans la production de locomotives à gaz.....	18
Figure II.1: Pouvoir calorifique inférieure de combustibles mixtes QH en fonction de la teneur en méthane.....	22
Figure II.2: Quantité totale d'air nécessaire à la combustion de 1 kg du mélange.....	23
Figure II.4: Chaleur dégagée par la combustion du mélange gasoil-méthane.....	25
Figure II.5: puissance du moteur en fonction de la teneur en méthane .....	30
Figure III.1 : Moteur ABC Dual Fuel type -8 DZD .....	32
Figure IV.1 : courbe de coefficient d'excès d'air du moteur en fonction de la vitesse de rotation du vilebrequin (Diesel ; mélange).....	52
Figure IV. 2 : courbe de puissance effective du moteur en fonction de la vitesse de rotation du vilebrequin (Diesel ; mélange) .....	52
Figure IV. 3 : courbe de pression moyenne effective du moteur en fonction de la vitesse de rotation du vilebrequin (Diesel ; mélange) .....	53
Figure IV. 4: courbe de couple moyen effectif du moteur en fonction de la vitesse de rotation du vilebrequin (Diesel ; mélange) .....	53
Figure IV. 5: courbe de consommation spécifique de carburant du moteur en fonction de la vitesse de rotation du vilebrequin (Diesel ; mélange) .....	54
Figure IV. 6 : courbe de consommation horaire de la combustion du moteur en fonction de la vitesse de rotation du vilebrequin (Diesel ; mélange) .....	54
Figure IV. 7 : courbe de puissance indiquée du moteur en fonction de la vitesse de rotation du vilebrequin (Diesel ; mélange) .....	55
Figure IV. 8: courbe de pression moyenne indiquée du moteur en fonction de la vitesse de rotation du vilebrequin (Diesel ; mélange).....	55
Figure IV. 9: courbe de consommation spécifique indiquée du moteur en fonction de la vitesse de rotation du vilebrequin (Diesel ; mélange) .....	56

---

Figure IV. 10: courbe de couple indiqué du moteur en fonction de la vitesse de rotation du vilebrequin (Diesel ; mélange).....	56
Figure IV.11: courbe de température de gaz résiduel du moteur en fonction de la vitesse de rotation du vilebrequin (Diesel ; mélange) .....	57
Figure IV.12: courbe de pression de gaz résiduel du moteur en fonction de la vitesse de rotation du vilebrequin (Diesel ; mélange).....	57

# Liste des tableaux

Tableau I. 1: Composant et contenu typique de gaz naturel .....	9
Tableau I.2: Solutions technologiques dans le domaine d'application des systèmes de carburant pour les locomotives à gaz.....	19
Tableau II.1 : Calcul du pouvoir calorifique inférieur des combustibles mixtes en fonction de la proportion de méthane et de gasoil.....	21
Tableau II.2: Quantité totale d'air nécessaire à la combustion du mélange en fonction du pourcentage du méthane et gasoil.....	23
Tableau II.3: valeurs de $H_M$ pour différentes $\alpha$ .....	25
Tableau II.4: Calcul de puissance du moteur en fonction de la teneur en méthane.....	29
Tableau III.1 : Paramètres de l'air et des gaz d'échappement .....	34
Tableau III.2 : Paramètres de refroidissement .....	35
Tableau III.3 : Paramètres du processus de compression.....	38
Tableau III.4 : Paramètres du processus de la combustion .....	41
Tableau III.5 : Paramètres du processus de la détente .....	43
Tableau III.6 : Paramètres de performances du moteur .....	49
Tableau IV.1: Efficacité énergétique par conversion au fonctionnement bicarburant.....	58

# Nomenclature

$C_{\mu pz}$	Capacité calorifique molaire moyenne à la fin de la combustion
$C_{\mu vc}$	Capacité calorifique molaire moyenne de la charge fraiche à la fin de compression
$D_M$	Proportion de méthane dans le mélange
$D_{DT}$	Proportion du gasoil dans le mélange
$g$	Masse du carburant liquide correspondant à une mole de gaz brûlé
$g_i$	Consommation spécifique indiquée du combustible [g/kW.h]
$g_e$	Consommation spécifique effective du combustible [g/kW.h]
$G_T$	Consommation horaire du combustible [kg/h]
$H_M$	Chaleur dégagée [MJ/m <sup>3</sup> ]
$H_{UD}$	Pouvoir calorifique inférieur de gasoil [ MJ/m <sup>3</sup> ]
$H_{UM}$	Pouvoir calorifique inférieur de méthane [ MJ/m <sup>3</sup> ]
$i$	Nombre de cylindre
$L_0$	Quantité totale d'air nécessaire à la combustion de 1 kg de carburant mélange [kmol d'air / kg comb]
$l_0$	Quantité stœchiométrique d'air nécessaire à la combustion [kg d'air / kg comb]
$L_{0DT}$	Quantité d'air nécessaire pour une combustion complète de 1 kg du diesel
$L_{0M}$	Quantité d'air théorique nécessaire pour la combustion de 1 kg de méthane
$L_e$	Travail effectif du moteur [kJ]
$L_i$	Travail indiqué du moteur [kJ]
$m_D$	Poids moléculaire du carburant diesel [ g/mol]
$m_M$	Poids moléculaire du méthane [ g/mol]
$M_e$	Couple moteur [N.m]
$M_i$	Couple moteur indiqué [N.m]
$M_1$	Quantité réelle de la charge fraiche [kmol d'air / kg combustible]
$M_2$	Quantité des gaz brûlés lors de la combustion [kmol]
$M_z$	Quantité molaire des gaz brûlés après la combustion [kmol d'air/kg combustible]
$M_c$	Quantité molaire des gaz à la fin de compression [kmol d'air / kg combustible]
$M_r$	Quantité molaire des gaz résiduels [kmol d'air / kg combustible]
$n$	Vitesse de rotation de vilebrequin [tr / min]
$n_K$	Exposant polytropique du compresseur
$n_1$	Exposant polytropique de compression
$n_2$	Exposant polytropique de détente
$N_e$	Puissance effective [kW]
$N_i$	Puissance indiquée [kW]
$P_0$	Pression initiale [MPa]
$P_r$	Pression des gaz brûlés résiduels [MPa]
$P_b$	Pression à la fin de la détente [MPa]
$P_i'$	Pression moyenne indiquée du cycle [MPa]
$P_i$	Pression réelle indiquée du cycle [MPa]
$P_a$	Pression à la fin d'admission [MPa]
$P_K$	Pression à la sortie du compresseur [MPa]

$P_M$	Pression moyenne des pertes mécaniques [MPa]
$P_e$	Pression moyenne effective [MPa]
$P_z$	Pression à la fin de combustion [MPa]
$P_c$	Pression à la fin de compression [MPa]
$\Delta P_a$	Pertes de charges dans la canalisation d'admission [MPa]
PCI	Pouvoir calorifique inférieur [MJ/kg]
Q	Quantité de chaleur cédée aux gaz [kJ/kg]
$Q_H$	Pouvoir calorifique inférieur du combustible [kJ/kg]
R	Constante universelle des gaz parfait [J/mol.K]
$r_a$	Constante du gaz [J/kg. K]
S	Course du piston [mm]
$T_b$	Température à la fin de détente [K]
$T_0$	Température initiale [K]
$T_K$	Température à la sortie de compresseur [K]
$T_K'$	Température à la sortie de refroidisseur [K]
$T_W$	Température du liquide de refroidissement à l'entrée du refroidisseur [K]
$T_r$	Température des gaz brules résiduels [K]
$T_z$	Température à la fin de la combustion [K]
$T_a$	Température à la fin de l'admission [K]
$T_c$	La Température à la fin de la compression [K]
$\Delta T$	Choix de la température de réchauffement de la charge fraiche
$\Delta T_{ref}$	Chut de température dans le refroidisseur d'air de suralimentation [K]
$V_h$	Cylindrée unitaire du moteur [l]
$v_p$	Vitesse moyenne réelle du piston [m/s]
$v_e$	Consommation spécifique du carburant gaz [g/kW.h]
$W_a$	Vitesse angulaire [rad/s]
$\varepsilon$	Taux de compression
$\alpha$	Coefficient d'excès d'air
$\rho$	Taux de détente préalable
$\delta$	Taux de détente postérieure
$\delta_a$	Coefficient de frottement du système hydraulique d'admission dans la section de la soupape
$\Gamma$	Coefficient d'arrondi du diagramme
$\beta$	Coefficient de changement moléculaire réel du mélange après la combustion
$\beta_0$	Coefficient d'échange moléculaire du mélange après la combustion
$\lambda$	Taux de croissance de pression
$\xi$	Coefficient d'utilisation de chaleur
$\gamma_r$	Coefficient des gaz résiduels
$\gamma$	Exposant adiabatique de l'air
$\eta_v$	Taux de remplissage des cylindres
$\eta_i$	Rendement indiqué du moteur
$\eta_{ref}$	Rendement de refroidissement
$\eta_M$	Rendement mécanique
$\eta_e$	Rendement effectif

---

---

$\rho_k$	Masse volumique de l'air dans le compresseur
$\mu_{\text{air}}$	Masse molaire de l'air [kg/kmol]

# **Introduction générale**

## Introduction générale

Le moteur à combustion interne conventionnel ou des clones de son mode de fonctionnement seront avec nous pendant un certain temps encore. Dans le même temps, la demande de rendements plus élevés, d'une puissance spécifique supérieure, d'une fiabilité accrue et d'émissions toujours réduites continuera d'augmenter en intensité. Il ya également un besoin, que ce soit pour des raisons écologiques, économiques ou de conservation des ressources, de fonctionner avec une multitude de combustibles gazeux naturels et transformés. Beaucoup de recherches et développements sont en cours dans le monde pour avoir des améliorations, souvent en faisant des progrès vers la réalisation des objectifs souhaités. Il est clair que l'un des efforts nécessaires consiste à améliorer comprendre et maîtriser les processus physiques et chimiques relativement complexes de la combustion dans les moteurs. De nombreuses technologies qui ont été développées avec succès au fil des ans étaient, jusqu'à une date relativement récente, en grande partie le produit de l'empirisme, le rythme des progrès restant toujours insuffisant.

Pour atteindre les objectifs exigeants un rendement élevé, des émissions polluantes minimales et une puissance élevée, on doit inclure la capacité de répondre automatiquement aux variations de la qualité du carburant sans pertes de rendement, d'efficacité ou de fiabilité. Il doit être démontré que le moteur Diesel alimenté au gaz naturel, lorsqu'il fonctionne en mode bi-carburant, peut être associé à des émissions de gaz d'échappement moins nocives pour l'environnement que celles des autres formes de moteurs à combustion interne, y compris le moteur Diesel. Les concentrations de monoxyde de carbone sont faibles, avec des émissions de NOx pas plus élevées que celles émises par un moteur Diesel les émissions d'oxydes de soufre sont négligeables car les principaux combustibles utilisés sont généralement traités pour devenir pratiquement exempts de composés soufrés, à l'exception peut-être des quantités extrêmement faibles résultant de la combustion des additifs odorants, tels que les mercaptans, couramment ajoutés aux combustibles gazeux. Pour des raisons de sécurité. Les hydrocarbures non brûlés émis sont essentiellement non toxiques et peu réactifs dans l'atmosphère pour produire du smog photochimique ou des pluies acides. Cependant, étant donné que le méthane est le principal composant des gaz combustibles couramment disponibles, ces émissions, lorsqu'elles ne sont pas traitées de manière appropriée, peuvent être des contributeurs potentiels aux émissions de gaz à effet de serre, et elles nécessitent des contrôles plus stricts. Les particules, qui représentent une préoccupation sérieuse dans les

émissions d'échappement des moteurs Diesel courants, ne sont guère une préoccupation dans les moteurs à double carburant. Cela est en grande partie dû au fait que les moteurs bicarburant utilisent globalement des mélanges carburant-air pauvres, à la nature gazeuse de leur carburant dominant et au fait que les très petites quantités de carburant Diesel utilisées sont généralement uniquement à des fins d'allumage.

La présentation de notre mémoire est composée de quatre chapitres, dont le but est d'atteindre l'objectif de notre étude.

Dans le premier chapitre, nous allons donner une Analyse sur l'efficacité d'utilisation du gaz naturel dans les moteurs Diesel.

Dans le deuxième chapitre, nous présentons une Modélisation mathématique du cycle du moteur Diesel fonctionnant au mélange gasoil gaz-naturel.

Le troisième chapitre est destiné au calcul des paramètres énergétiques du moteur ABC Dual Fuel type - 8 DZD.

Dans le quatrième chapitre et le dernier, nous allons présenter une Modélisation des caractéristiques du régime de vitesse du moteur.

.

## **Chapitre I:**

# **Efficacité d'utilisation du gaz naturel dans les moteurs Diesel**

## **I.1. Introduction**

Le gaz naturel est un carburant de remplacement utilisé pour diverses raisons, disponibilité et son faible coût et son faible potentiel d'émissions par rapport à carburant conventionnel et son applicabilité dans les moteurs Diesel conventionnel et à essence.

Le gaz naturel est dispersé dans de nombreuses régions du monde afin qu'il puisse un approvisionnement stable. Le gaz naturel a donc été largement soumis comme une sorte de carburant alternatif propre pour les moteurs et considéré comme l'une des meilleurs solutions pour la substitution des combustibles fossiles.

## **I.2. Nécessité d'utilisation du gaz naturel dans les moteurs de transport**

### **I.2.1. Plan économique**

Le gaz naturel pour une utilisation dans les véhicules est habituellement 10 à 25 % moins cher que le Diesel et l'essence, l'abordable prix du gaz naturel a toujours représenté un avantage pour ce carburant dans des usages classiques comme le chauffage.

Les prix du GNL et du GNC encore meilleur dans le monde est plus concurrentiel que les autres en ce qui a trait à la possibilité d'utiliser le gaz naturel comme carburant pour tout type de transport. Comme il est illustré, le « prix à la pompe » du gaz naturel, comparativement aux autres options de carburant exprimées en équivalence énergétique en litres de Diesel (EELD), est d'environ 20 à 55 cents moins chers par litre. Lorsque l'on examine l'avantage du prix du gaz naturel par rapport au Diesel pour le transport, les utilisateurs finaux doivent comparer le gaz naturel au Diesel en EELD, car ce dernier représente la quantité de gaz naturel requise pour avoir le même contenu énergétique qu'un litre de Diesel. Ce qui rend d'avantage le gaz naturel le meilleur économiquement [1].

### **I.2.2. Plan environnemental**

Sur le plan environnemental, le gaz naturel repose sur une faible émission de particules alors que son utilisation comme carburant de transport offre plusieurs avantages au niveau de l'environnement. Bien que ne représentant que 2,2 % des émissions mondiales des gaz à effet de serre, le gaz naturel est propre. Avec des émissions minimales de particules, le mercure, de SOx et de NOx. De plus, le gaz naturel ne pose pas de risque pour le sol ou les eaux souterraines en cas de fuite. Sous forme de gaz, il est plus léger que l'air (comme gaz classique ou GNC, il se dissipe rapidement) et comme liquide, lorsque relâché dans l'atmosphère, il s'évapore pratiquement immédiatement, ne laissant aucun contaminant [2].

### **I.2.3. Plan géoéconomique**

Le marché du gaz naturel offre plus de stabilité que celui du pétrole (même si une interrelation des prix du gaz et du pétrole existent). Les réserves avérées de gaz naturel semblent aussi plus importantes et mieux distribuées, ce qui limite la volatilité des cours. La volonté de recourir à des énergies plus propres tout en diversifiant les approvisionnements, ont conduit divers pays européens à développer des terminaux méthaniers : Belgique, France, Pays-Bas, Danemark, Suède, Pologne, Lettonie et Allemagne. Toutefois, le risque de dépendance de ressources extérieures notamment russes pour l'Europe ou qatari pour le Japon reste important. Dernier élément en date est depuis une décennie la mise en œuvre d'une exploitation non-conventionnelle des ressources qui ont pour effet de doper la production et d'avoir un effet de dépréciation des prix. Devenus des producteurs de référence, les Etats-Unis se sont lancés dans la construction d'unité de liquéfaction des gaz de schiste [2].

### **I.2.4. Gaz naturel carburant pour le transport**

#### **I.2.4.1. Transport ferroviaire**

Le principal facteur pour motiver les parcs ferroviaires à carburant de passer au GNL demeure les économies de coûts alors que les dépenses d'exploitation augmentent. Les constructeurs, comme General Electric et Caterpillar, ont introduit des locomotives au GNL ou GNC. Westport a créé une technologie canadienne nommée injection directe à haute pression (HPDI) qui fournit un petit jet de Diesel sur les pilotes pour commencer la combustion du gaz naturel afin de pouvoir l'injecter directement. Plusieurs chemins de fer, y compris le CN au Canada, ont mis à l'essai la technologie ou étudient la possibilité de mettre en place des projets pilotes dans l'avenir [1].

#### **I.2.4.2. Transport minier**

Les camions de mine, fonctionnent actuellement au Diesel et le profil de consommation de carburant élevé de ces véhicules fait qu'ils conviennent très bien au GNL. Westport développe des technologies pour les moteurs de véhicules hors route, notamment pour les gros camions miniers, avec une substitution de 95 % du Diesel par du gaz naturel. Pour le premier de ce genre, (Teck Ressources Limited) une société minière canadienne, a commencé un projet pilote pour utiliser le GNL (fourni et transporté par Fortis BC pour

alimenter six de ses grands routiers de sa mine de charbon pour la fabrication d'acier de Fording River dans le sud-ouest de la Colombie-Britannique). Dans le cadre de ce projet pilote, il y a un potentiel d'élimination de près de 35000 tonnes d'émissions de CO<sub>2</sub> annuellement sur le site de la mine et de réduire les coûts de carburant par plus de 20 millions de dollars par année en adoptant ce carburant hybride [1].

#### **I.2.4.3. Transport maritime**

L'utilisation du GNL peut représenter des économies pour les exploitants et une manière de se conformer aux réglementations internationales et futures régissant les émissions des navires. Selon le rapport de 2014 intitulé (LNG: a marine fuel for canadas West coast) préparé par une variété de groupes du secteur privé et public, le GNL dans les navires peut réduire les émissions de SO<sub>x</sub> de 90 % et de NO<sub>x</sub> de 35 % (pour les moteurs Diesel) jusqu'à 85 % (pour les moteurs quatre temps). L'utilisation du GNL comme carburant marin peut également permettre de réduire les particules de 85 %, le CO<sub>2</sub> de 20 % et les GES de 19 % . BC Ferries met à niveau ses cinq navires de classe spirit afin qu'ils fonctionnent au GNL, le projet devant commencer en 2017 et se terminer en 2019. Grâce à ces mises à niveau, la société s'attend à réduire ses émissions de CO<sub>2</sub> de 12 000 tonnes annuellement. Elle a également commencé la construction de trois nouveaux navires de classe salish pouvant fonctionner au GNL. Gaz Métro Solutions Transport (GMST) fournira le GNL pour les nouveaux traversiers commandés par la société des traversiers du Québec. L'utilisation du GNL est également examinée pour la modification et la construction de nouvelles applications pour les gros transatlantiques [1].

#### **I.2.4.4. Avantages du gaz naturel par rapport aux carburants traditionnels**

Les moteurs fonctionnant avec ce type de carburant émettent beaucoup moins de polluants que ceux qui utilisent les combustibles traditionnels tels que l'essence, le carburant Diesel ou le gaz du pétrole liquéfié (GPL). Le gaz naturel est composé principalement de méthane. Par unité d'énergie, il produit ainsi le moins de CO<sub>2</sub> (jusqu'à 25 % plus faibles par rapport à l'essence), le gaz qui contribue majoritairement à l'effet de serre. En outre, les moteurs au gaz naturel émettent moins d'agents polluants acidifiants que les carburants conventionnels. Les émissions de particules fines sont presque nulles pour les véhicules qui roulent au gaz naturel. Donc le gaz naturel est beaucoup moins nocif pour l'environnement et pour la santé humaine: le NO<sub>2</sub> et les particules fines entraînent des maladies respiratoires et de l'asthme.

- Les véhicules alimentés au gaz naturel sont moins bruyants que ceux roulant au carburant Diesel. Cet avantage est un aspect important dans les zones urbaines, où actuellement le transport en commun utilise généralement le Diesel. De plus, étant donné qu'un moteur au gaz naturel émet moins de vibrations de résonance qu'un moteur Diesel, et les frais d'entretien sont moins élevés.
- Le gaz naturel étant plus léger que l'air, il se disperse et se dilue rapidement dans l'air ambiant.
- Les véhicules roulant au gaz naturel sont actuellement plus chers que ceux fonctionnant avec les carburants traditionnels. Néanmoins, le gaz naturel véhicule est significativement moins cher que les carburants classiques tels que l'essence ou le Diesel, 1 kg de gaz naturel comprimé coûte à la pompe de 30 à 40 % moins cher qu'un litre de Diesel. L'écart de prix entre un véhicule au gaz et un véhicule essence ou Diesel va diminuer au fil du temps [3]. Grâce à la combustion plus propre du gaz naturel, il y aura moins de frais d'entretien et la durée de vie du moteur est nettement plus longue que celle d'un moteur essence ou Diesel. En plus, le gaz naturel possède d'autres avantages tels que:
  - Couple disponible à bas régime plus élevé qu' l'essence.
  - Stabilité de fonctionnement accrue.
  - Bruits de fonctionnement atténués.
  - Démarrages en richesse stœchiométrique possibles.
  - Indice d'octane élevé.

### **I.3. Perspectives d'utilisation du gaz naturel dans les moteurs Diesel**

L'urgence de la conversion des moteurs de Diesel au fonctionnement au gaz naturel est dictée par la nécessité d'améliorer les indices de performance énergétique et environnementale des moteurs de locomotives Diesel. Par conséquent, l'utilisation des locomotives disponibles sous réserve d'une mise à niveau mineure des centrales électriques permettant l'utilisation du gaz naturel comme carburant moteur est réalisable et efficace pour justifier le fonctionnement des moteurs de locomotive Diesel au gaz naturel. La conversion au carburant au gaz naturel permet d'améliorer la capacité de transport des locomotives autonomes, d'augmenter leur délai de panne, de réduire le carburant Diesel. Selon le programme d'introduction d'équipements à moteur à gaz dans le secteur ferroviaire, le matériel roulant de traction autonome fonctionnant au Diesel doit être remplacé par des locomotives fonctionnant au gaz naturel. Le CNR (Canadian National Railway) annoncé

qu'il faisait l'essai de deux locomotives Diesels-électriques de ligne alimentées principalement au gaz naturel, en service commercial dans le nord de l'Alberta. Le CNR a entrepris cet essai de locomotives afin d'explorer la possibilité d'utiliser le gaz naturel comme combustible de rechange au carburant Diesel conventionnel. Cet essai reflète la volonté du CNR de chercher des moyens d'améliorer l'efficacité de son exploitation et de faire progresser le programme de développement durable de la Compagnie. Si, en fin de compte la technologie ferroviaire d'utilisation de cette forme d'énergie s'avère viable, les locomotives alimentées au gaz naturel produiraient beaucoup moins d'émissions de dioxyde de carbone. Le CNR a adapté les moteurs Diesels de deux locomotives SD40-2 de 3000 HP d'Electro-Motive Diesel (EMD, une filiale de Progress Rail Services entreprise de la société Caterpillar (CAT)), pour qu'ils fonctionnent au gaz naturel au moyen de trousseaux de conversion fournis par Energy Conversions Inc. La locomotive bicombustible permettra de réduire de 30 % les émissions de dioxyde de carbone et de 70 % les émissions d'oxydes d'azote pendant le cycle d'utilisation de la locomotive. Alimentées à 90 % en gaz naturel et à 10 % en carburant Diesel pour l'allumage, les locomotives adaptées sont assorties d'un détendeur contenant un réservoir de gaz naturel ou d'un wagon-citerne spécialement équipé et protégé, entre les deux.

Les locomotives alimentées en gaz naturel sont à l'essai sur l'itinéraire de 300 milles (480 kilomètres) s'étendant au nord d'Edmonton jusqu'à Fort McMurray, point d'accès ferroviaire à la région des sables bitumineux du nord de l'Alberta. Le ravitaillement en combustible et l'entretien sont effectués à Edmonton. Gaz Métro Solutions Transport (GMST), une filiale à part entière de Gaz Métro, à un projet à long terme visant l'utilisation d'un moteur ferroviaire de pointe alimenté au gaz naturel et d'un détendeur ferroviaire standardisé. Dans le cadre du programme d'essai, le CNR fournira deux locomotives EMD SD70M-2 de 4300 HP. En plus de convertir le moteur, EMD fournira l'expertise technique nécessaire pour l'intégration au moteur des composants connexes et des commandes dans la locomotive, notamment les technologies d'injection directe à haute pression (IDHP) et le système d'alimentation en gaz naturel. Le groupe dirigé par le CNR pense mettre à l'essai le moteur en laboratoire en 2013 et sortir le prototype des locomotives de ligne en vue d'essais sur voie en 2014. Dans le cadre de ce projet, Westport a obtenu un engagement de financement de 2,3 million d'euro du programme Technologies du développement durable du gouvernement canadien afin d'adapter la technologie (IDHP) à des applications de grande puissance. Avec une consommation globale de carburant par tonne-mille brute inférieure de près de 15 % à la moyenne des chemins de fer. Le coût et le respect

de l'environnement par rapport aux carburants pétroliers traditionnels nous permettent de considérer le gaz naturel comme le carburant alternatif le plus prometteur [4].

## **I.4. Méthode d'organisation du cycle opérationnelle pour le fonctionnement du moteur Diesel avec un mélange gasoil – gaz naturel**

### **I.4.1. Gaz naturel carburant alternatif**

Le principal composant du gaz naturel est le méthane, qui est le plus simple Hydrocarbure. La combustion du gaz naturel est propre et émet moins de  $\text{CO}_2$  que presque tous les autres carburants dérivés du pétrole. Le gaz naturel est utilisé pour alimenter les véhicules depuis les années 1930 [6].

### **I.4.2. Propriétés physicochimiques du gaz naturel**

Le gaz naturel est un mélange de plusieurs gaz. Il contient certaines sortes d'alcanes légers, tels que le méthane, l'éthane, le propane, le n-butane et l'isobutane et les pentanes. Il peut également contenir du dioxyde de carbone, de l'azote et des traces de vapeur d'eau. La composition et le contenu de gaz naturel varie légèrement selon la source et la production traitée. Les composants du gaz naturel sont répertoriés dans Tableau 1. Normalement, le méthane représente 87 à 96 % du gaz naturel. Par conséquent, les propriétés physicochimiques du gaz naturel sont très similaires au méthane. Les propriétés du gaz naturel par rapport au carburant Diesel et l'essence le gaz naturel est un carburant alternatif respectueux du transport car il contient moins de carbone par unité d'énergie que tout autre combustible fossile et ainsi une réduction des émissions de  $\text{CO}_2$  par kilomètre parcouru. Cependant, c'est un peu difficile pour le gaz naturel d'être utilisé dans un moteur à allumage par compression pour sa température d'auto-inflammation élevée. Alors que le gaz naturel est très approprié pour un moteur à allumage commandé pour son excellente qualité anti-cliquetis et il ne nécessite aucune modification du moteur [6].

**Tableau I.1:** Composant et contenu typique de gaz naturel [6].

composant du gaz naturel	analyse typique (%)
méthane	94.9
éthane	2.5
propane	0.2
isobutane	0.03
n-butane	0.03
isopetane	0.01
n-pentane	0.01
hexane	0.01
nitrogène	1.6
carbone dioxyde	0.7
oxygène	0.02
hydrogène	trace

### I.4.3. Gestion du moteur bi-carburant

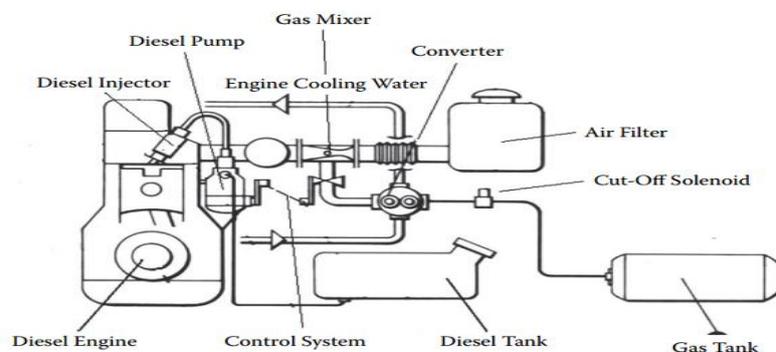
#### I.4.3.1. Système de gestion de moteur

Les moteurs Diesel convertis à la bicarburation doivent normalement conserver la capacité de fonctionner de manière satisfaisante comme un moteur Diesel en cas de besoin. Toute modification ou tout ajout visant à rendre le moteur capable de fonctionner comme un moteur bi-carburant ne doit pas compromettre cette capacité. La pression de pointe des cylindres, les taux de montée en pression, les taux de libération d'énergie et les caractéristiques couple et vitesse doivent être maintenus dans le même ordre que ceux du fonctionnement Diesel correspondant. Les contrôles pour le démarrage, le ralenti, la surcharge et l'arrêt du moteur sont préservés, et le passage au fonctionnement Diesel doit être suffisamment rapide, avec un rétablissement complet des performances Diesel appropriées. En outre, pour limiter les coûts et éviter une complexité accrue, aucune modification majeure ne doit être apportée au moteur. Aucune modification majeure du moteur ne doit être effectuée. Néanmoins, il est relativement difficile et coûteux de s'assurer que les unités de commande installées sur les moteurs bi-carburants restent optimales, étant donné le faible

volume de moteurs bi-carburants produits par rapport aux énormes quantités de moteurs Diesel classiques à carburant liquide produits en série. Les exigences d'une infrastructure relativement complexe pour les carburants gazeux, la nécessité de faire correspondre les caractéristiques spécifiques du moteur Diesel à convertir, les contraintes imposées par la réglementation de plus en plus exigeante d'une infrastructure de carburant gazeux relativement complexe, la nécessité de faire correspondre les caractéristiques spécifiques du moteur Diesel à convertir, les contraintes imposées par les réglementations de plus en plus strictes en matière de contrôle des émissions, et les variations potentielles de la qualité des carburants gazeux qui peuvent devenir économiquement disponibles localement constituent des défis supplémentaires.

La figure I.1 montre schématiquement une installation typique relativement simple d'un moteur bi-carburant fonctionnant au gaz combustible fumigé tout en utilisant la pompe à carburant et l'injecteur de la version Diesel d'origine pour fournir une injection pilote, comme cela peut être utilisé dans certaines applications de transport.

Le fonctionnement d'un moteur bi-carburant doit garantir le dosage précis des débits de gaz et de carburant Diesel, le rapport entre le carburant liquide et le carburant gazeux, ainsi que l'apport énergétique total du carburant [7].



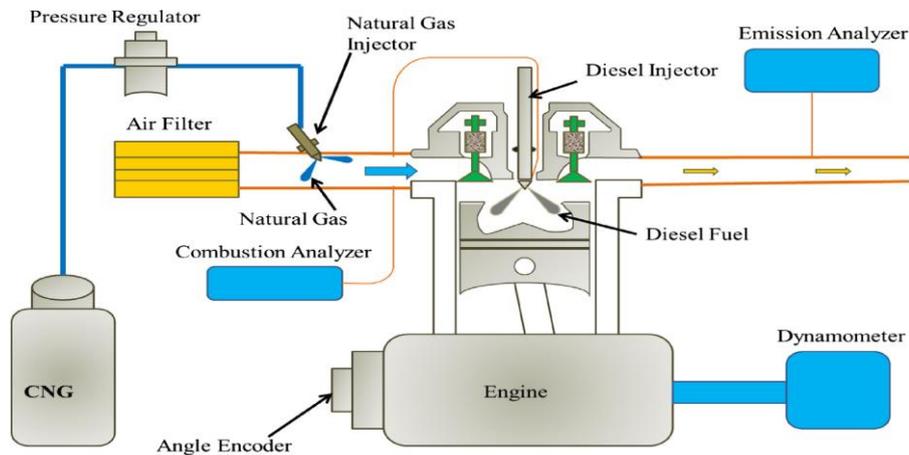
**Figure I.1:** Exemple d'installation de moteur bicarburant avec du gaz combustible [7].

#### I.4.4. Utilisation du gaz naturel dans le moteur Diesel

L'utilisation du gaz naturel dans les moteurs Diesel souffre des mauvaises caractéristiques d'allumage dues à la température d'auto-inflammation élevée et un faible indice de cétane par rapport au carburant Diesel. Par conséquent, la source d'allumage est toujours nécessaire pour enflammer le gaz dans la bouteille [11]. Selon le chemin du gaz naturel dans la bouteille et la source d'inflammation, il existe trois principales méthodes d'application gaz dans le moteur Diesel. Elles sont les suivantes :

### I.4.4.1 Bi-carburant

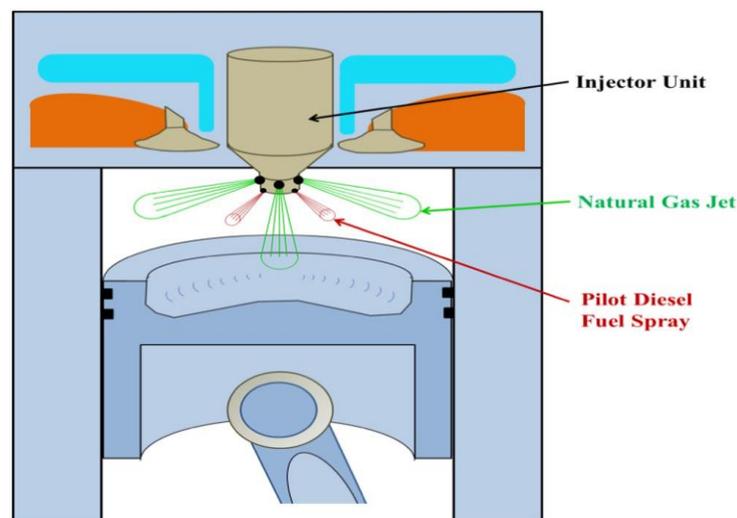
Dans ce mode, le gaz naturel est introduit ou injecté dans l'admission collecteur pour se mélanger uniformément à l'air, puis est introduit dans le cylindre et allumé par les carburants à injection directe à haut indice de cétane [11]. La figure I.2 montre le schéma du système bicarburant.



**Figure I.2:** Schéma du système bicarburant [11].

### I.4.4.2. Injection directe haute pression (HPDI) :

Dans ce mode, le gaz naturel est directement injecté puis une petite quantité du Diesel pilote est injecté tard dans la course de compression. À un certain moment pendant le temps intervalle entre les deux injections au début de l'injection de gaz naturel, le carburant Diesel s'enflamme automatiquement, fournissant la source d'allumage à initier la combustion du gaz naturel. La figure I.3 montre le schéma du system HPDI [11].



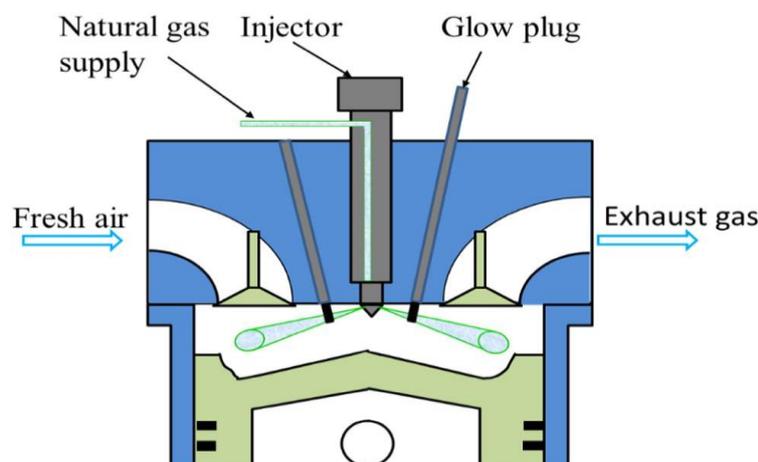
**Figure I.3 :** Schéma de système d'injection direct a haut pression [11].

### I.4.4.3. Allumage par compression assisté par surface chaude

Dans ce mode, le gaz naturel est injecté directement dans le cylindre à proximité d'une surface chaude en fin de compression. La surface chaude est généralement une bougie de préchauffage avec une plage de température de 1200 à 1400 K. La figure I.4 montre le schéma de ce concept de moteur. Les avantages les plus importants de ce concept sont une puissance spécifique et une efficacité thermique élevées sans la limitation du cliquetis de combustion. Cependant, l'élément critique du système est la durabilité de la surface chaude en raison de la surface élevée température requise. Ce mode est rarement utilisé ces dernières années. En mode HPDI, le gaz naturel directement injecté brûle dans une combustion non pré mélangée. Cette combustion stratifiée permet une meilleure économie de carburant et une combustion plus efficace, et maintenir la puissance de sortie et l'efficacité thermique d'un moteur Diesel conventionnel de taille équivalente en particulier à charges faibles et moyennes. Cependant, une aiguille concentrique spéciale, double l'injecteur de carburant est nécessaire pour le mode HPDI. La structure de l'injecteur est plus compliquée et le coût est plus élevé. De plus, la difficulté de contrôle augmente. En revanche, seule une induction ou une injection de gaz à basse pression système est nécessaire pour le mode bi-carburant.

Le mode bicarburant est plus facile à mettre en œuvre. Plus de 80 % du carburant Diesel peut être réduit en mode bicarburant. La quantité de Diesel pilote par cycle peut généralement être réduite à moins de 10 % de la quantité totale de carburant au moteur. Dans les études de (Krishnan et al) le pilote Diesel ne représente qu'environ 2 à 3 % de l'énergie totale injectée et la substitution du gaz naturel atteint 95 %.

D'après ce qui précède, il est clair que le mode bicarburant est plus pratique par rapport au mode HPDI. Donc le mode bi-carburant est considéré comme un des façons les plus prometteuses d'utiliser le gaz naturel dans les moteurs Diesel [6].



**Figure I.4:** Schéma du system allumage par compression assisté par une Surface chaude [6].

## **I.4.5. Conversion des moteurs Diesel au fonctionnement bi-carburant**

### **I.4.5.1. Économie de la conversion**

Une estimation des coûts de conversion d'un moteur Diesel en moteur bi-carburant ne peut qu'être faite sur une base quelque peu provisoire. Il existe une grande variété de moteurs Diesel de différentes marques, tailles et âges sur le marché et en fonctionnement. Ceux-ci ont de nombreuses caractéristiques de conception et de fonctionnement qui font de l'équipement générique universel de mise à niveau difficile à concevoir lorsque des performances premium avec des économies de coûts sont ciblées. Les coûts sont également en fonction du nombre de moteurs à convertir et du type, de la disponibilité, et le coût des combustibles qui doivent être utilisés avec eux. Les avantages potentiels qui en découlent de l'emploi de combustibles gazeux qui peuvent permettre, en principe, une certaine conception changer les réductions de la consommation d'énergie spécifique peut contribuer à une réduction des coûts globaux. Par exemple, le réservoir de carburant liquide et d'autres supports, l'équipement et les installations peuvent être considérablement réduits par rapport à ceux des moteurs ordinaires, qui fonctionnent exclusivement avec des combustibles liquides. Cependant, par exemple, le coût variable différentiel entre les deux types de moteurs dans les applications de transport aurait pour inclure les coûts des éléments supplémentaires, tels que ceux des réservoirs de carburant, de l'entretien, et l'assurance, et le coût associé de la compression du gaz combustible. Contre ces coûts est la valeur des avantages d'avoir des caractéristiques positives qui sont associées à le fonctionnement de moteurs correctement convertis, tels que ceux des moteurs invariablement moins chers combustible gazeux et les caractéristiques environnementales améliorées. L'économie d'exploitation moteurs, qu'ils fonctionnent au gaz naturel ou à d'autres combustibles gazeux, est fortement influencé par d'autres facteurs pouvant inclure la charge unitaire et la charge de la centrale, les heures de fonctionnement par an, le coût du combustible et ses variations, les coûts d'investissement et d'exploitation, et les prix en vigueur et futurs de combustibles liquides et d'énergie électrique.

Expérience rapportée avec un moteur Diesel converti en fonctionnement bi-carburant moteurs ne sont pas nécessairement représentatifs des performances potentielles qui peuvent être obtenu avec d'autres types. Jusqu'à relativement récemment, les modifications apportées à la conception du moteur et les caractéristiques opérationnelles, lorsqu'elles étaient conçues de manière à utiliser des carburants alternatifs moins chers, n'étaient pas optimisés couramment ou suffisamment. Par conséquent, les mérites du moteur bi-carburant opération n'a pas pu être démontrée ou évaluée correctement. Cela contraste avec les moteurs Diesel à combustion liquide couramment utilisés qui ont énormément bénéficié des efforts de

recherche et développement et la longue expérience opérationnelle accumulée au cours des années. Dans les applications des moteurs à carburant gazeux, l'utilisation de toutes les formes d'énergie disponibles doit être maximisée [7].

#### **I.4.5.2. Exigence pour la conversion au fonctionnement bicarburant**

Dans la plupart des applications de moteur bi-carburant, les performances appropriées du moteur Diesel doivent rester disponibles afin que le moteur puisse passer du fonctionnement bi-carburant au Diesel rapidement et en douceur si nécessaire. Il est primordial de maintenir le coût de la conversion à un niveau bas, par exemple en évitant autant que possible d'apporter des modifications relativement importantes au moteur ou à son installation, tout en maximisant les avantages découlant du fonctionnement en mode moteur bi-carburant. Cela représente souvent un défi, en particulier dans les applications de transport, où il est nécessaire d'obtenir des économies supérieures combinées à des performances améliorées et à des émissions réduites. Les niveaux de durabilité et de fiabilité des moteurs convertis doivent être au moins comparables et peuvent être supérieurs à ceux du type Diesel correspondant. L'équipement de régulation du ralenti et de la survitesse du moteur Diesel est normalement maintenu pour assurer un fonctionnement sûr du moteur dans l'un ou l'autre mode. De nombreux facteurs d'influence doivent être traités efficacement pour la conversion de tout moteur Diesel en fonctionnement bi-carburant, tels que les suivants :

- 1- Les caractéristiques de conduite requises, telles que celles du couple et vitesse, l'accélération, les arrêts et démarrages fréquents et le bon fonctionnement avec des niveaux acceptables de températures des gaz d'échappement.
- 2- La qualité et la capacité de stockage des carburants nécessaires, le nombre et le poids des conteneurs, les coûts du carburant et des biens d'équipement, et la disponibilité des points d'approvisionnement en carburant.
- 3- Exigences relatives aux contrôles associés des émissions de gaz d'échappement, à l'amélioration de la sécurité, à la réduction du bruit, des vibrations et de l'usure avec les besoins en eau, la consommation et la capacité.
- 4- La disponibilité et les coûts d'un moteur adapté, l'étendue de son utilisation et la disponibilité des centres de service et de ravitaillement, et les exigences de lubrification.

Il existe un besoin continu de progrès dans le développement d'applications de moteurs à double carburant, par exemple en ce qui concerne les systèmes de dosage et d'injection de carburant, les commandes de moteur et les réductions et post-traitement des gaz d'échappement, les systèmes de ravitaillement embarqués, les réservoirs de stockage de carburant et les technologies de livraison, et d'autres systèmes de compression et de ravitaillement en gaz combustible [7].

#### **I.4.5.3. Caractéristique de la conversion au fonctionnement à double combustible**

En raison de la grande diversité des types et des tailles de moteurs Diesel courants, et pour réduire les délais et les coûts de développement, il a été souhaitable que le type de moteur choisi pour être converti soit représentatif des moteurs que l'on trouve le plus souvent dans les secteurs du transport et de l'énergie. Le coût de la conversion doit être maintenu à un faible niveau et il est nécessaire de réduire les coûts d'exploitation dans l'ensemble. La conversion doit éviter de nécessiter des modifications importantes du moteur, sa durée de vie ne doit pas être compromise et, dans la mesure du possible, elle doit être prolongée au-delà de celle associée au moteur Diesel conventionnel. Toutes les modifications apportées au moteur doivent être aussi simples et aussi peu à un nombreuses que possible car il n'y a souvent pas assez d'espace pour installer des appareils volumineux. Des efforts doivent également être faits pour maintenir la consommation spécifique globale d'énergie/de carburant à un niveau inférieur, et au moins pas supérieur à celui associé fonctionnement Diesel normal.

En outre, l'étendue et le mode d'émission des gaz d'échappement ne doivent pas être inférieurs et maintenus même quelque peu supérieurs à ceux rencontrés avec un fonctionnement Diesel normal.

Le système de distribution d'admission de carburant gazeux dans le type de moteur bi-carburant pré mélangé ne doit pas produire de chute de pression trop élevée ou de refroidissement excessif dans le collecteur d'admission. Le rendement volumétrique du moteur ne doit pas être compromis par la conversion du moteur à un fonctionnement à carburant gazeux. Le fonctionnement turbocompressé conservé avec le fonctionnement du moteur bi-carburant est de fournir un complément de puissance adéquat et efficace sur toute la plage de fonctionnement tout en assurant des contrôles de sécurité efficaces. Partout, il est souhaitable que la conversion soit capable de variations contrôlées de la taille relative du pilote, de son calage d'injection et de ses caractéristiques d'injection pour assurer des

performances optimales, tout en tolérant une certaine variation de la composition du carburant gazeux fourni.

Il était souvent opportun d'effectuer une grande partie des conversions de moteurs Diesel en utilisant l'injection multipoint de gaz naturel à chaque orifice d'admission, tout en utilisant le système de moteur Diesel existant pour injecter une petite quantité de carburant Diesel pour fonctionner comme source d'allumage. Au ralenti et à faible charge, le moteur fonctionne uniquement au Diesel. A fortes charges, la quantité de gazole injectée est de plus en plus réduite et remplacée par du gaz naturel sous contrôle du calculateur moteur. Le système d'injection de gaz naturel a été installé dans le collecteur d'admission et les commandes électroniques ont été ajoutées à la pompe à carburant. Habituellement, une modification minimale de la forme originale du moteur Diesel était visée. De cette façon, il était possible d'obtenir des améliorations simultanées de la puissance et des émissions. Il existe un besoin continu pour une conversion plus efficace, moins coûteuse et sans problème des moteurs Diesel récemment beaucoup améliorés. Il est utile de se rappeler que le moteur à combustion interne conventionnel en général et les moteurs Diesel en particulier ont nécessité de nombreuses décennies de recherche, de développement et d'expérience pour atteindre l'état actuel de fiabilité et de qualité supérieure des performances [7].

## **I.5. Expérience internationale d'utilisation du gaz naturel dans les moteurs Diesel**

Aujourd'hui, de nombreux pays travaillent activement à la conversion au gaz naturel liquéfié des véhicules de transport - tracteurs, remorqueurs, plates-formes de forage, véhicules utilitaires lourds et camions de transport -. Par exemple, on compte 240000 camions lourds alimentés au gaz naturel liquéfié à Chine, 5000 aux États-Unis et 1500 en Europe. Au Mexique depuis 2016 et en Turquie depuis 2018, les premiers camions de transport Caterpillar (d'une capacité de charge de 130 et 220 tonnes) équipés de systèmes de carburant cryogénique embarqué sont exploités dans des mines d'or. En Russie, le premier projet intégré pour la production de gaz naturel liquéfié et la conversion de camions BelAZ de grande capacité de charge à un fonctionnement au gaz-Diesel a été mis en œuvre avec succès par Siber-Energo. Le gaz naturel liquéfié est utilisé pour les véhicules Diesel exploités en France, au Royaume-Uni, aux Pays-Bas, en Allemagne, au Japon et aux États-Unis.

Des études récentes menées par Toyo Menka, MAN, Ford, Saviem et d'autres ont montré la faisabilité technique et l'efficacité économique de l'utilisation généralisée du gaz naturel liquéfié dans les moteurs de véhicules y compris les camions de transport [10].

Il convient de noter qu'actuellement le groupe de sociétés "Sibir-Energy" et "Tekhno-Eco" (Russie) ont mis en œuvre avec succès le premier projet intégré de création d'une infrastructure pour la production et la consommation de GNL en relation avec l'industrie minière et la consommation de GNL en relation avec l'industrie minière du charbon.

Au cours de la mise en œuvre du projet, l'usine de liquéfaction de gaz naturel a été mise en service en 2017, l'infrastructure de ravitaillement a été créée, notamment des camions mobiles de ravitaillement cryogénique et des zones de ravitaillement. Avec le soutien scientifique et technique des scientifiques de l'Université technique d'état T.F. Gorbatchev de Kuzbass, le projet technique a été développé pour convertir les camions à benne BelAZ 75131 (avec une capacité de levage de 130 tonnes) à un fonctionnement gaz-Diesel [8].

### **1.5.1. Expérience mondiale d'utilisation du gaz naturel dans des locomotives Diesel**

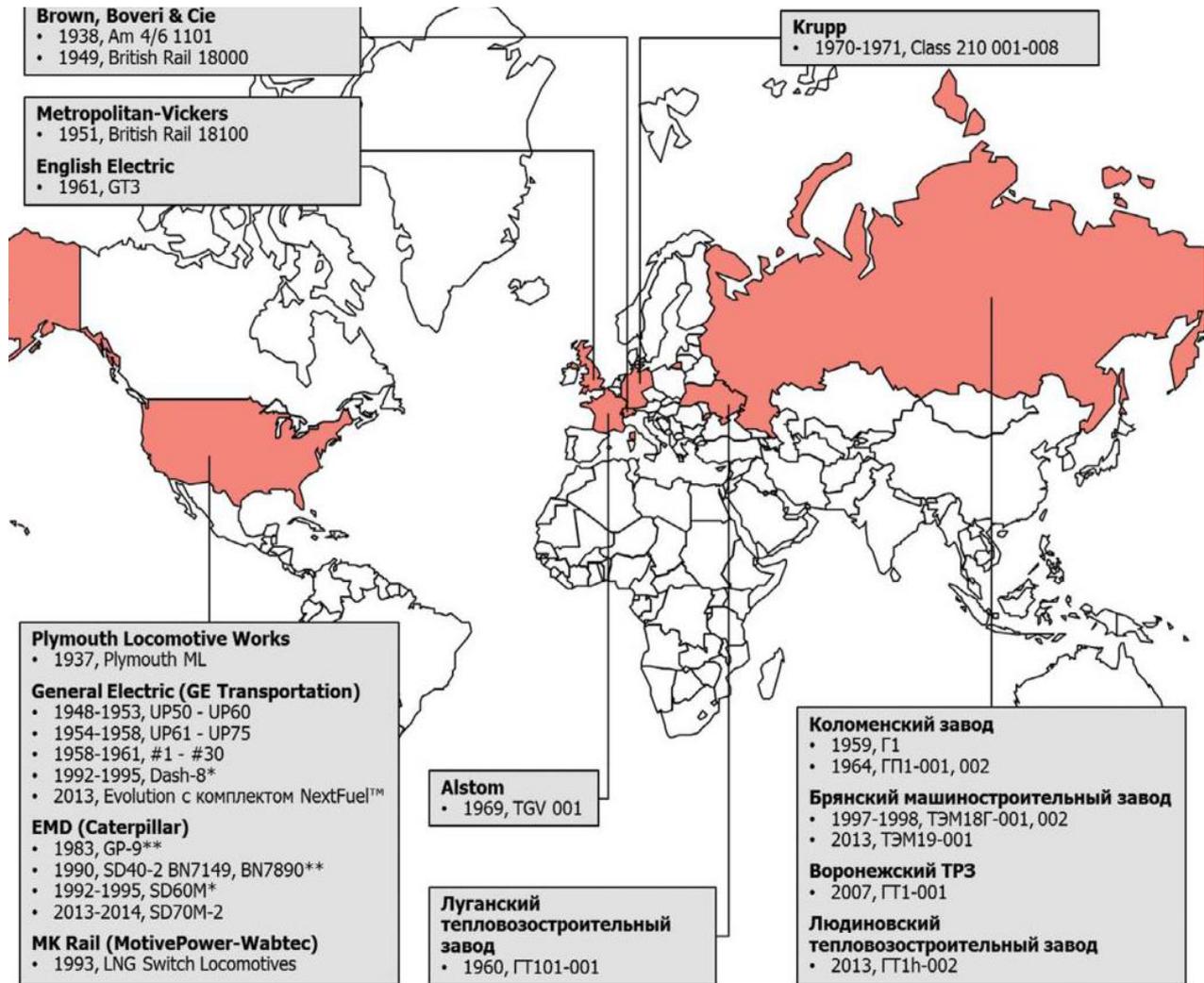
L'expérience de l'exploitation de locomotives à gaz et Diesel et de locomotives à turbine à gaz a révélé les caractéristiques suivantes :

- Krupp (conglomérat industriel multinationale allemand) a rencontré un problème avec les turbines à gaz installées sur les locomotives Diesel de la classe 210. La turbine des locomotives ne s'est allumée que lors d'accélération supérieure à 25 km / h, ainsi que dans les pentes. Les allumages/extinctions fréquents entraînaient une usure accélérée des turbines et nécessitaient des réparations plus fréquentes. Lors de la modernisation, les turbines ont été retirées de toutes les locomotives.

- EMD et GE (Général Electric Transportation) ont eu de l'expérience avec des locomotives à pistons à gaz à double carburant et ont rencontré des problèmes avec les pompes cryogéniques, le logiciel de gestion du moteur, la gestion du carburant et les fuites de carburant.

- MK Rail Corporation a modernisé une locomotive de manœuvre pour qu'elle fonctionne au GNL, mais sa puissance a été réduite de 33 %.

Aux États-Unis, à ce jour, il y a eu des progrès dans le développement de locomotives à gaz, Les plus grandes entreprises aux États-Unis et au Canada ont annoncé qu'elles étaient prêtes à tester de nouveaux produits de GE Transportation et EMD Caterpillar, qui, selon les fabricants, devraient réduire les coûts d'exploitation et les émissions de gaz à effet de serre.



**Figure I.5:** Expérience mondiale dans la production de locomotives à gaz [5].

L'utilisation de carburant mixte sur les locomotives dans plusieurs pays a montré une diminution de leur puissance à 33% et, en raison d'une formation de mélange incomplète, la consommation spécifique de carburant est un peu moins bonne que lors du fonctionnement au Diesel, ce qui réduit leur attrait économique et ne fournissent pas de normes prometteuses pour la toxicité des gaz d'échappement [5]. Actuellement en Russie, il y a les développements suivants:

- moteurs à pistons à gaz utilisant le GNL comme carburant.
- turbine à gaz - utilisant également du GNL.
- cycle gaz-Diesel, où le remplacement du carburant Diesel est d'environ 80% ou plus.

La description des développements existants est présentée dans le tableau I.2.

**Tableau I.2:** Solutions technologiques dans le domaine d'application des systèmes de carburant pour les locomotives à gaz [5].

modèle de locomotive	type de locomotive	Caractéristique du moteur
TEM19	piston à gaz	moteur à pistons à gaz utilise le GNL comme carburant. puissance - 880 kW réserve GNL -4500 kg
GT1-001	turbine-gaz	puissance de la centrale - 8500 kW réserve de GNL - 20 tonnes réserve de marche - 800 km
GT1H-002	turbine-gaz	puissance de la centrale - 8500 kW réserve de GNL - 20 tonnes réserve de marche - 1000 km
TEM 18 G	gaz-Diesel	fonctionne au GNL avec l'adjonction d'une portion pilote de Diesel. puissance - 882 kW réserve de carburant: - 3180 kg (Diesel)
CHME 3 G	gaz-Diesel	moteur gaz-Diesel puissance - 992 kW réserve de carburant: - 2750 kg (Diesel)

La durée de vie prévue des locomotives à gaz est de 40 ans, soit deux fois plus longue que celle des locomotives Diesel. Dans le même temps, en théorie, le besoin de réparations dans une locomotive à gaz est moindre en raison de la moindre pollution des pièces mobiles par rapport aux moteurs Diesel. Cela permet d'augmenter le coefficient de préparation technique de la locomotive, ainsi que d'organiser son fonctionnement plus efficace.

Ainsi, le coût du cycle de vie d'un moteur à gaz devrait diminuer en termes de coûts de carburant et, éventuellement, de coûts d'entretien et de réparation. Les spécialistes de JSC( Research Institute of Railway Transport ) ont effectué des travaux sur le transfert vers le cycle gaz-Diesel des locomotives Diesel de manœuvre TEM2 et TEM18, ChME3, ainsi que la locomotive Diesel principale 2TE116. Les locomotives à gaz de manœuvre TEM18G-001

et TEM18G-002 fonctionnent sur un cycle gaz-Diesel utilisant du gaz naturel et une partie pilote de carburant Diesel [5].

## **I.6. Conclusion**

Le champ de recherche concernant les carburants de substitution est assez jeune, mais l'intérêt qu'il suscite se fait sentir dans de plus en plus de pays touchés par le problème de la pollution issue des gaz à effet de serre. Depuis environ une trentaine d'années, un nombre important de laboratoires se sont intéressés à la problématique des carburants de remplacement. Ces études ont permis d'identifier le gaz naturel, le méthane, le gaz du pétrole liquéfié (GPL) et l'hydrogène comme étant des carburants susceptibles d'être utilisés dans le domaine automobile et qui peut remplacer les carburants conventionnels telles que: l'essence et le carburant Diesel.

## **Chapitre II**

**Modélisation mathématique du cycle du moteur**

**Diesel fonctionnant au mélange**

**gasoil - gaz naturel**

## II.1.Introduction

Les résultats des nombreuses expériences témoignent des différences des cycles se succédant dans chaque moteur Diesel effectuant un travail sur le carburant gasoil avec ajout de gaz naturel, Contrairement aux moteurs Diesel fonctionnant uniquement au gasoil , un moteur bicarburant comprime le carburant mélangé et l'injecte dans les cylindres du moteur Diesel, Cela crée plusieurs différences qui doivent être prises en compte lors de la modélisation, Les mêmes particularités se reflètent dans les conditions de mélange , Dans le cas des moteurs Diesel à carburant mixte, une complexité supplémentaire est ajoutée par les différentes propriétés thermiques du gasoil et des carburants gazeux, qui doivent également être prises en compte dans le développement du modèle mathématique.

## II.2. Model de calcul du cycle opérationnel de moteur Diesel fonctionnant au mélange gasoil - gaz naturel.

### II.2.1.Calcul des propriétés thermo physiques des carburants mélangés

#### a. Pouvoir calorifique inférieur du combustible mélange

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

$$Q_H = D_{DT} \times \text{PCI gasoil} + D_M \times \text{PCI méthane} \quad [\text{II.1}]$$

PCI gasoil : Pouvoir calorifique inférieur du carburant gasoil

PCI méthane : Pouvoir calorifique inférieur du carburant méthane

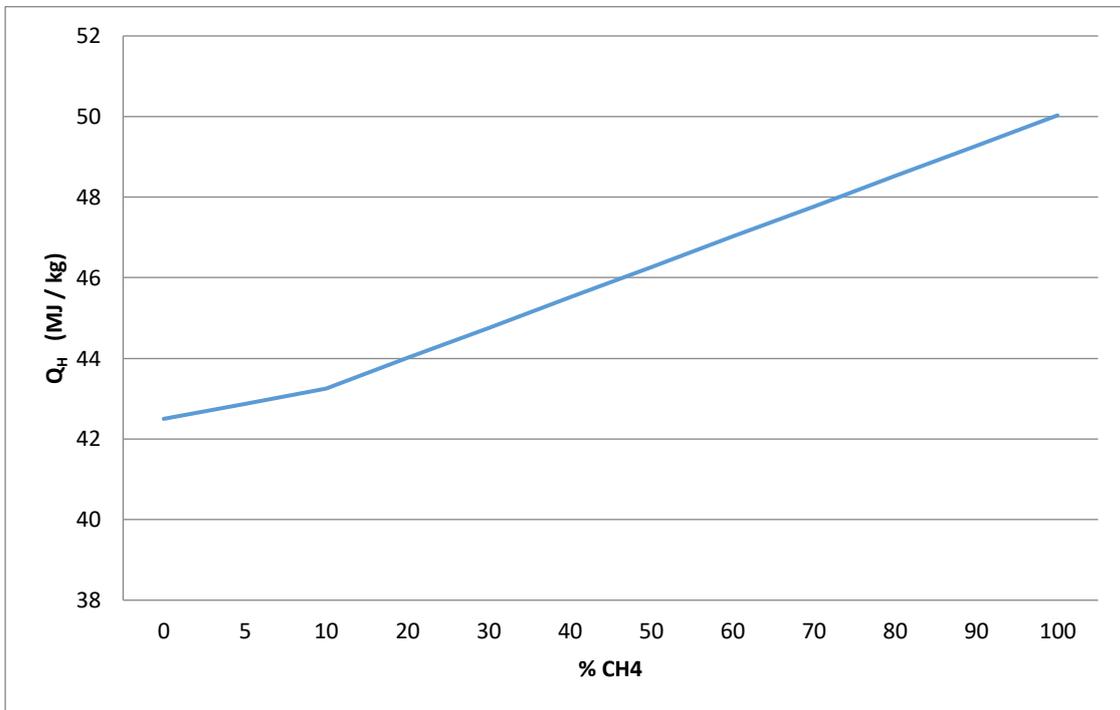
$D_{DT}$  : Fraction massique de gasoil dans le mélange

$D_M$  : Fraction massique de méthane dans le mélange

**Tableau II.1:** Calcul du pouvoir calorifique inférieur des combustibles mixtes en fonction de la proportion de méthane et de gasoil

paramètres	Composition du carburant											
	DT	DT+5%CH4	DT+10%CH4	DT+20%CH4	DT+30%CH4	DT+40%CH4	DT+50%CH4	DT+60%CH4	DT+70%CH4	DT+80%CH4	DT+90%CH4	CH4
$Q_H$ MJ/kg	42,5	42,87	43,25	44,06	44,75	45,51	46,26	47,01	47,77	48,52	49,27	50,03

Plus la proportion de méthane dans le carburant mélange est élevée, plus le pouvoir calorifique inférieur augmente.



**Figure II.1:** Pouvoir calorifique inférieur de combustibles mixtes  $Q_H$  en fonction de la proportion en méthane.

## II.2.2. Calcul du processus d'échange de gaz

### a. Quantité de charge fraîche

$$M_1 = \alpha \times L_0 \quad [\text{II.2}]$$

$\alpha$  : Coefficient d'excès d'air

### b. Quantité stœchiométrique d'air nécessaire à la combustion complète de 1 kg du combustible liquide (gasoil)

$$\begin{aligned} L_{0DT} &= (1/0.21 \times 12) \times [C + 3(H - O/8)] \quad [\text{II.3}] \\ &= (1/0.21 \times 12) \times [0.87 + 3(0.126 - 0.004/8)] = 0.4952 \text{ kmol d'air/kg gasoil.} \end{aligned}$$

### c. Quantité stœchiométrique d'air nécessaire à la combustion de 1 kg du méthane CH<sub>4</sub>

$$\begin{aligned} L_{0M} &= (1/0.21 \times m_M) \times (n + m/4) \quad [\text{II.4}] \\ L_{0M} &= (1/0.21 \times 16.04) \times (2 + 4/4) = 0.593754 \text{ kmol d'air/kg méthane.} \end{aligned}$$

**d. Quantité totale d'air nécessaire à la combustion de 1 kg du carburant mélange**

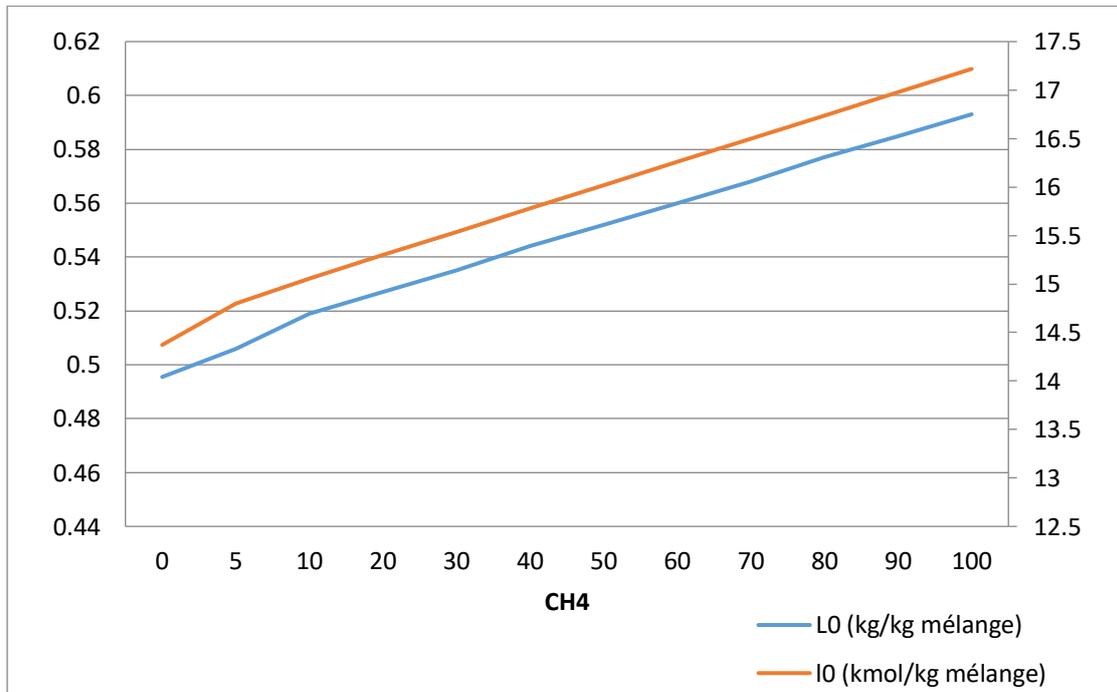
$$L_0 = D_{DT} \times L_{0DT} + D_M \times L_{0M} \quad \text{kmol d'air / kg mélange} \quad \text{[II.5]}$$

$$L_0 = l_o / \mu_{\text{air}} \quad \text{donc} \quad l_o = L_0 \times \mu_{\text{air}} \quad \text{kg d'air / kg mélange} \quad \text{[II.6]}$$

$\mu_{\text{air}} = 29$  masse moléculaire de l'air.

**Tableau II.2:** Quantité totale d'air nécessaire à la combustion du mélange en fonction du proportion du méthane et gasoil

paramètres	Composition du carburant											
	DT	DT+5%	DT+10%CH4	DT+20%CH4	DT+30%CH4	DT+40%CH4	DT+50%CH4	DT+60%CH4	DT+70%CH4	DT+80%CH4	DT+90%CH4	CH4
$L_0$ (kmol d'air / kg mélange)	0,495	0,515	0,519	0,527	0,535	0,535	0,544	0,552	0,56	0,577	0,585	0,595
$l_o$ (kg d'air / kg mélange)	14,819	14,938	14,058	14,298	15,538	15,778	16,018	16,258	16,498	16,738	16,977	17,218



**Figure II.2:** Quantité totale d'air nécessaire à la combustion de 1 kg du mélange

### e. Quantité de chaleur dégagée

L'efficacité d'utilisation du volume du carburant dépend de la chaleur volumique dégagée du mélange  $H_M$ , c'est-à-dire de la quantité de chaleur dégagée par unité de son volume[5]. Alors c'est la quantité de chaleur attribuée pour 1 kmol de la charge fraiche.

$$H_M = \frac{H_{UD} + H_{UM}}{M_1}$$

$H_{UD}$  et  $H_{UM}$  est le pouvoir calorifique inferieur de gasoil et de méthane en MJ/m<sup>3</sup>.

Pour les Diesel  $M_1 = 1 + \alpha L_0$ , la chaleur de combustion du mélange attribuée pour 1 m<sup>3</sup> sous la température de 0 °C et une pression de 0.1013 MPa prend la forme :

$$H_M = \frac{(22,4 \times H_{UM} + H_{UD} \times g)}{1 + \alpha \times L_{0M}} \quad [5] \quad \text{[II.6]}$$

$L_{0M}$  : Quantité d'air stœchiométrique nécessaire pour la combustion de 1 kg de méthane

$$g = \frac{22.4 \times G_T}{v_T} \quad [5] \quad \text{[II.7]}$$

$g$  : Masse du carburant liquide correspondant a une mole de gaz brûlé dans le moteur

22.4: volume normal des gaz parfait.

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

$G_T$  : Consommation horaire du carburant liquide

$g_e$  : Consommation spécifique du carburant liquide

$$v_T = N_e' \times v_e \times 10^{-3}$$

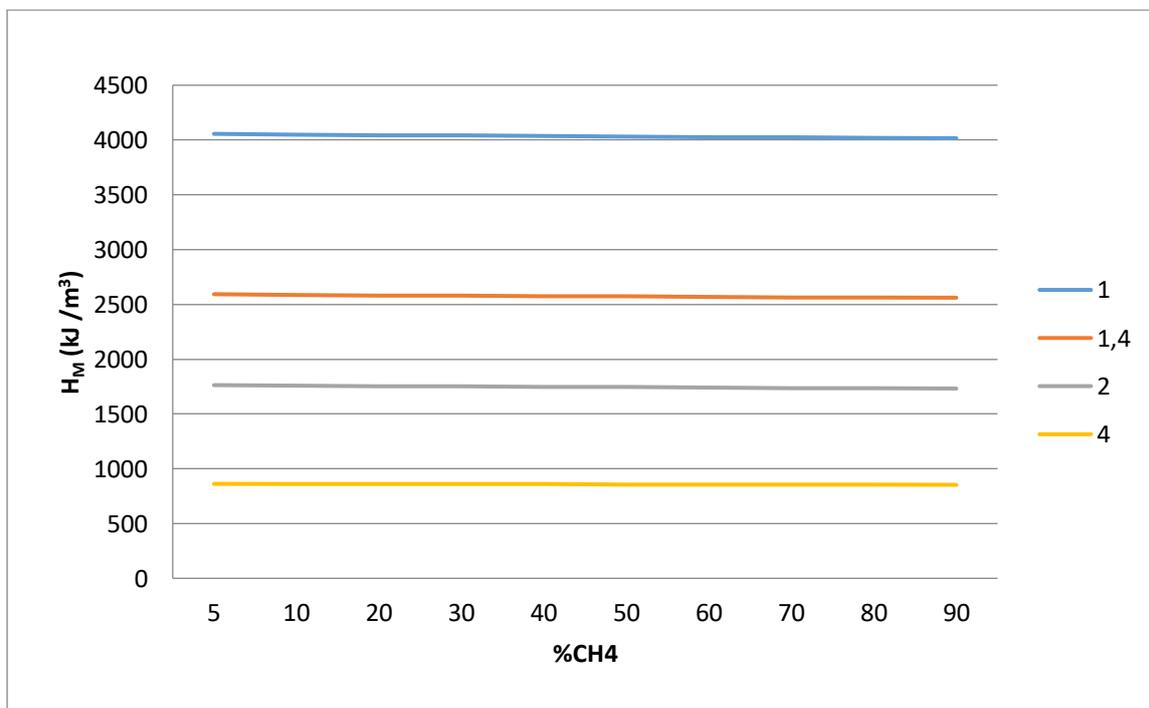
$v_T$  : Consommation horaire du carburant gaz

$v_e$  : Consommation spécifique du carburant gaz

Valeurs de  $H_M$  pour différentes compositions de carburant mixte à  $\alpha=1$  ;  $\alpha= 1,4$  ;  $\alpha=2$ ;  $\alpha=4$  sont donnés dans le tableau II.3.

**Tableau II.3:** Valeurs de  $H_M$  pour différentes  $\alpha$

Rapport d'excès d'air		$\alpha=1$	$\alpha= 1,4$	$\alpha=2$	$\alpha=4$
Pourcentage d'ajout de méthane au gazole	%	Pouvoir calorifique du combustible mixte $H_M$ (kJ/m <sup>3</sup> )			
	5	4056.14	2593.85	1763.32	862.1
	10	4049.82	2586.7	1758.96	861.52
	20	4045.95	2582.29	1754.71	860.13
	30	4042.6	2579.36	1751.33	859.25
	40	4036.06	2575.47	1748.63	858.3
	50	4031.18	2572.17	1745.5	857.26
	60	4027.4	2568.4	1741.7	856.2
	70	4023.05	2565.56	1736.34	855.11
	80	4020.27	2563.89	1734.52	854.58
	90	4016.08	2561.23	1732.22	853.91



**Figure II.4:** Chaleur dégagée par la combustion du mélange gasoil-méthane

### II.2.3.Calcul du processus de compression

Lorsque le moteur Diesel fonctionne avec un mélange. Les paramètres du fluide opérationnel au début de la compression sont désignés par  $P_k$  [MPa] et  $T_k$  [K] .Leurs valeurs numériques servent comme paramètres initiales

$$T_k = T_0 \times \left(\frac{P_k}{P_0}\right)^{\frac{n_k-1}{n_k}} \quad [12] \quad \text{[II.8]}$$

$T_k$  : Temperature a la sorte de compresseur [K]

$n_k$  : Exposant polytropique du compresseur

#### a. Pression au début de la compression de la charge fraiche

$$P_a = P_k - \Delta P_a \quad [12] \quad \text{[II.9]}$$

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

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

$\Delta P_a$ : Pertes de charges dans l'admission [MPa]

#### b. Température à la fin de l'admission

$$T_a = \frac{T_k + \Delta T + \gamma_r T_r}{1 + \gamma_r} \quad [12] \quad \text{[II.10]}$$

$\Delta T$  : Choix de la température de réchauffement de la charge fraiche

$T_z$  : Température à la fin de la combustion [K]

$\gamma_r$  : Coefficient des gaz résiduels

#### c. Pression à la fin de la compression

$$P_c = P_a \times \varepsilon^{n_1} \quad [12] \quad \text{[II.11]}$$

$\varepsilon$  : Taux de compression

$n_1$  : Exposant polytropique de compression

#### d. Température à la fin de la compression

$$T_c = T_a \times \varepsilon^{n_1-1} \quad [12] \quad \text{[II.12]}$$

## II.2. 4. Calcul du processus de combustion

### a. La pression de combustion $P_z$

$$P_z = \lambda P_c \quad [12] \quad \text{[II.13]}$$

$\lambda$  : Taux de croissance de pression

### b. Quantité des gaz brûlés lors de la combustion

Pour une combustion complète du combustible  $\alpha \geq 1$ , les gaz d'échappement sont constitués de  $\text{CO}_2$ ,  $\text{H}_2\text{O}$ ,  $\text{N}_2$  et  $\text{O}_2$ .

$$M_2 = \alpha \times L_0 + (H/4) + (O/32) \quad [12] \quad \text{[II.14]}$$

### c. Coefficient de changement moléculaire chimique après la combustion

Coefficient de changement moléculaire chimique est le rapport de la quantité des gaz brûlés lors la Combustion et la charge fraiche. Cette quantité des gaz brûlés peut être supérieure ou inférieure ou égale à la charge fraiche.

$$\beta_0 = \frac{M_2}{M_1} \quad [12] \quad \text{[II.15]}$$

### D. Coefficient de changement moléculaire réel du mélange après la combustion

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

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} \quad [12] \quad \text{[II.16]}$$

### e. Coefficient des gaz résiduels

$$\gamma_r = \frac{T_k + \Delta T}{T_r} \times \frac{P_r}{\varepsilon \cdot P_a - P_r} \quad [12] \quad \text{[II.17]}$$

$T_r$  : Température des gaz résiduels [K]

$P_r$  : Pression des gaz résiduels [MPa]

### f. Taux de remplissage des cylindres

C'est le rapport entre la quantité d'air occupant le volume total du cylindre au début de la compression réelle et la quantité qui pourrait remplir le volume de la cylindrée dans les conditions à l'admission de température et pression [12].

$$\eta_v = \frac{1}{\varepsilon - 1} \times \frac{T_k}{T_k + \Delta T} \times \frac{1}{P_k} (\varepsilon \cdot P_a - P_r) \quad [\text{II.18}]$$

### II.2.5. Calcul du processus de détente

#### a. Pression à la fin de la détente $P_b$

$$P_b = P_z \times \left(\frac{1}{\delta}\right)^{n_2} \quad [12] \quad [\text{II.19}]$$

$n_2$  : Exposant polytropique de détente

$\delta$  : Taux de détente postérieure

#### b. Température a la fin de détente du mélange de gazole et de gaz naturel

$$T_b = T_z \times \left(\frac{1}{\delta}\right)^{n_2 - 1} \quad [12] \quad [\text{II.20}]$$

$T_z$  : Température à la fin de la combustion [K]

## II.3. Calcul des Paramètres indiqués et Paramètres effectifs du moteur

### a. Rendement indiqué

C'est le rapport de la chaleur transformée en travail indiqué sur la quantité totale de la chaleur reçue par suite de la combustion [12].

$$\eta_i = \frac{P_i \cdot \alpha \cdot l_0}{Q_H \cdot \rho_k \cdot \eta_v} \quad [\text{II.21}]$$

$P_i$  : Pression réelle indiquée du cycle [MPa]

$\rho_k$  : Masse volumique de l'air dans le compresseur

### b. Consommation spécifique indiquée :

C'est la quantité du carburant nécessaire au moteur pour développé une puissance de 1 kW pendant une heure de temps [12].

$$g_i = \frac{3600}{Q_H \times \eta_i} \quad [\text{II.22}]$$

### C. Puissance effective

Cette puissance ne se transmet pas intégralement au vilebrequin à cause des pertes de chaleur par Transfert thermique à travers les parois et les déférentes pertes mécaniques par frottement [12].

$$N_e' = \frac{iV_h \cdot P_e \cdot n}{30 \cdot \tau} \quad [\text{II.23}]$$

$V_h$  : Cylindrée unitaire du moteur [l]

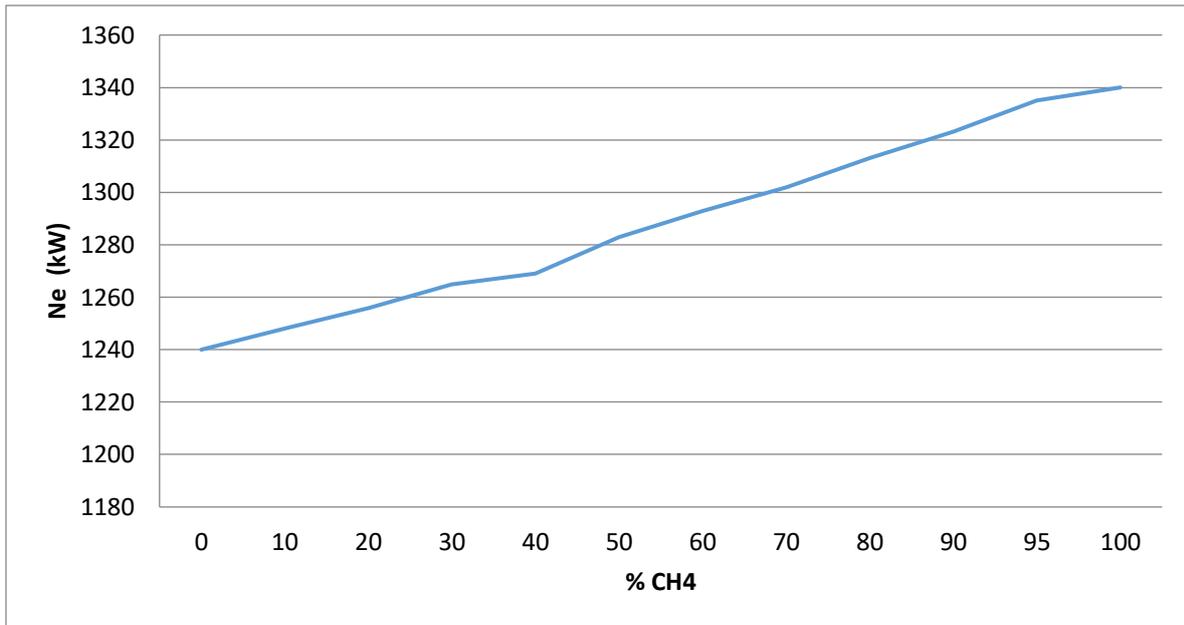
$P_e$  : Pression moyenne effective [MPa]

$n$  : Vitesse de rotation de vilebrequin tr / min

$i$  : Nombre de cylindre

**Tableau II.4:** Calcul de puissance du moteur en fonction de la teneur en méthane

paramètres	Composition du carburant											
	DT	DT+10%CH4	DT+20%CH4	DT+30%CH4	DT+40%CH4	DT+50%CH4	DT+60%CH4	DT+70%CH4	DT+80%CH4	DT+90%CH4	DT+95%CH4	CH4
Ne (kW)	1240	1248	1256	1265	1269	1283	1293	1302	1313	1323	1353	1340



**Figure II.5:** puissance du moteur en fonction de la teneur en méthane

Plus la proportion de méthane dans le carburant mélange est élevée, plus le puissance effectif augmente.

### II.3.Conclusion

Un modèle mathématique a été réalisé pour évaluer les performances des moteurs Diesel en fonction de la substitution du carburant gasoil par du méthane. Il est établi que la valeur calorifique du carburant de mélange augmente lors du remplacement du carburant gasoil par du méthane.

Une méthodologie a été donnée pour calculer la chaleur libérée lors de la combustion d'un carburant mixte, ce qui permettra dans le chapitre suivants d'évaluer les performances d'une locomotive Diesel dans le mode bicarburant.

## **Chapitre III :**

**Etudes des paramètres énergétiques du moteur  
ABC Dual Fuel type - 8 DZD.**

### III.1.Introduction

Le moteur bicom bustible 8 cylindres d'ABC (Anglo Belgian Corporation company) doit sa réputation à sa fiabilité et sa résistance. Ce moteur, aussi performant que compétitif, est conçu et fabriqué pour une longue durée de vie avec des coûts de cycle de vie faibles. Sa conception résistante en fait le partenaire idéal pour équiper ou rééquiper les locomotives lourdes. L'un des avantages principaux d'un moteur bicom bustible est qu'il peut fonctionner au Diesel à n'importe quel moment. Cela garantit le fonctionnement du moteur en cas d'indisponibilité du combustible principal pour une raison quelconque.

Dans le cas de moteurs bicom bustibles, un mélange air / gaz est injecté dans les cylindres, puis compressé. Une petite injection pilote de Diesel assure l'allumage. Le gaz naturel (CNG ou LNG) est plus respectueux de l'environnement et possède l'avantage de ne laisser presque aucune suie ni aucun dioxyde de soufre après l'incinération.

L'allumage performant lui permet de fonctionner avec différents gaz à faible valeur calorifique et aux propriétés d'allumage variables. De plus, l'opérateur a la possibilité de rouler soit au gaz naturel soit au Diesel grâce à un changement rapide de combustible.

Dans ce chapitre on va faire une étude comparative des paramètres énergétiques du moteur ABC Dual Fuel type -8 DZD quand il fonctionne à 100% Diesel et quand il fonctionne avec un mélange de 5 % de Diesel et 95% méthane.

### III.2.Fiche technique du moteur ABC Dual Fuel type -8 DZD

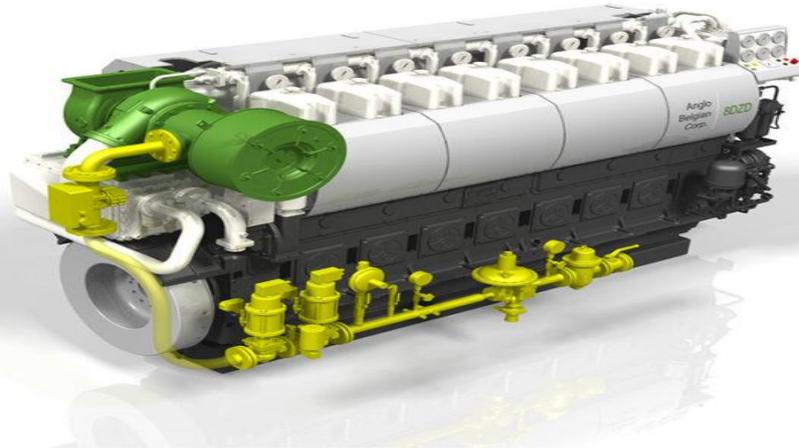
#### III.2.1.Définition

- 1- Type de moteur : Suralimenté et avec refroidissement d'air
- 2- Sens de rotation : horaire
- 3-Construit pour exécution : dual fuel

#### III.2.2. Données de base

Marque du moteur	8 DZD
Cylindrée (litres)	127,6
Cylindres	8
Alésage (mm)	256
Course (mm)	310
Rapport de compression	12,1
Pression moyenne effective (bar)	12,5

Puissance (kW)	1335
Vitesse de rotation du moteur (tr/min)	1000



**Figure III.1:** Moteur ABC Dual Fuel type -8 DZD [13]

### III.3. Position du problème

Notre travail consiste à faire une étude comparative des paramètres énergétiques du moteur ABC Dual Fuel type -8 DZD quand il fonctionne à 100% Diesel et quand il fonctionne avec un mélange de 5 % de Diesel et 95% méthane.

### III.4. Calcul des différents paramètres énergétique du moteur ABC Dual

#### Fuel type - 8 DZD fonctionne pour Diesel et pour un mélange

Calcul thermique du moteur fonctionnant sur un mélange de 5 % de Diesel et de 95% de méthane, et fonctionnant a 100% Diesel ayant les données initiales suivantes :

Combustible utilisé : 1) Mélange (5% Diesel et 95% méthane  $\text{CH}_4$ )

2) 100% Diesel

Pouvoir calorifique inférieur du carburant Diesel :  $\text{PCI} = 42,5 \text{ MJ/kg}$

Pouvoir calorifique inférieur du méthane :  $\text{PCI} = 50.03 \text{ MJ/kg}$

Masse moléculaire du carburant Diesel :  $m_D = 190 \text{ g/mol}$

Masse moléculaire du méthane :  $m_M = 16.04 \text{ g/mol}$

Coefficient d'excès d'air : 1)  $\alpha = 1.80$  fonctionnant pour Diesel

2)  $\alpha = 1.65$  fonctionnant pour un mélange

### III.4.1. Paramètres thermodynamiques

#### III.4.1.1. Paramètres de l'air et des gaz d'échappement

##### a. Pouvoir calorifique inférieur du combustible

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

$$Q_H = D_{DT} \times \text{PCI Diesel} + D_M \times \text{PCI méthane} \quad [\text{III.1}]$$

-Diesel  $Q_H = 1 \times 42.5 + 0 \times 5.03 = 42.5 \text{ MJ/kg}$

-Mélange  $Q_H = 0.05 \times 42.5 + 0.95 \times 5.03 = 49.65 \text{ MJ/kg}$

Quantité stœchiométrique d'air nécessaire à la combustion de 1kg du gasoil

$$L_{0DT} = (1/0.21 \times 12) \times [C + 3(H - O/8)] \quad [\text{III.2}]$$

$$= (1/0.21 \times 12) \times [0.87 + 3(0.126 - 0.004/8)] = 0.4952 \text{ kmol d'air /kg Diesel.}$$

Quantité stœchiométrique d'air nécessaire pour la combustion de 1 kg du méthane  $\text{CH}_4$

$$L_{0M} = (1/0.21 \times m_M) \times (n + m/4) \quad [\text{III.3}]$$

$$= (1/0.21 \times 16.04) \times (2 + 4/4) = 0.593754 \text{ kmol d'air/kg méthane.}$$

##### b. Quantité totale d'air nécessaire à la combustion de 1 kg de carburant mélanges

$$L_0 = D_{DT} \times L_{0DT} + D_M \times L_{0M} \quad [\text{III.4}]$$

-Diesel  $L_0 = 1 \times 0.4952 + 0 \times 0.593754 = 0.4952 \text{ kmol d'air/kg Diesel.}$

-Mélange  $L_0 = 0.05 \times 0.4952 + 0.95 \times 0.593754 = 0.588798 \text{ kmol d'air/kg mélange.}$

$$L_0 = l_0 / \mu_{\text{air}} \quad \text{donc} \quad l_0 = L_0 \times \mu_{\text{air}} \quad [\text{III.5}]$$

-Diesel  $l_0 = 0.4952 \times 29 = 14.34 \text{ kg d'air/kg Diesel.}$

-Mélange  $l_0 = 0.588798 \times 29 = 17.075 \text{ kg d'air/kg mélange.}$

##### c. Quantité réelle de la charge fraîche

$$M_1 = \alpha \times L_0 \quad [\text{III.6}]$$

-Diesel  $M_1 = 1.80 \times 0.4952 = 0.89 \text{ kmol d'air / kg Diesel.}$

-Mélange  $M_1 = 1.65 \times 0.588798 = 0.971 \text{ kmol d'air / kg mélange.}$

##### d. Quantité des gaz brûlés lors de la combustion

Pour une combustion complète du combustible  $\alpha \geq 1$ , les gaz d'échappement sont constitués de  $\text{CO}_2$ ,  $\text{H}_2\text{O}$ ,  $\text{N}_2$  et  $\text{O}_2$ .

$$M_2 = \alpha \times L_0 + (H/4) + (O/32) \quad [\text{III.7}]$$

**-Diesel**       $M_2 = 0.89 + (0.126/4) + (0.004/32) = 0.926 \text{ kmol.}$

**-Mélange**       $M_2 = 0.971 + (0.126/4) + (0.004/32) = 1.0078 \text{ kmol.}$

### e. Coefficient du changement moléculaire chimique après la combustion

$$\beta_0 = \frac{M_2}{M_1} \quad [\text{III.8}]$$

**-Diesel**       $\beta_0 = \frac{0.926}{0.89} = 1.0408$

**-Mélange**       $\beta_0 = \frac{1.0078}{0.971} = 1.0374$

**Tableau III.1:** Paramètres de l'air et des gaz d'échappement

Paramètres	Diesel	Mélange
$M_1$ [kmol d'air/kg comb]	0.89	0.971
$M_2$ [kmol d'air/kg comb]	0.926	1.0078
$\beta_0$	1.0408	1.0374

### III.4.1.2. Paramètres de l'air ambiant et des gaz résiduels

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

Notre moteur est suralimenté alors :

Pression d'air de suralimentation  $P_k$  :

$$P_k = (2.2 \dots 2.5) \times P_0 \quad [12] \quad [\text{III.9}]$$

$$P_k = 2.5 \times P_0 \quad P_k = 0.25 \text{ Mpa.}$$

$$T_k = T_0 \times \left( \frac{P_k}{P_0} \right)^{\frac{n_k - 1}{n_k}} \quad [12] \quad [\text{III.10}]$$

$n_k$ : Exposant polytropique du compresseur      on prend       $n_k = 1.42$

$$T_k = 293 \times \left(\frac{0.25}{0.1}\right)^{\frac{1.42-1}{1.42}} \quad T_k = 382.71 \text{ K.}$$

$$P_r = (0.75 \dots 1.10) \times P_k \quad [\text{III.11}]$$

$$= 0.8 \times 0.25 \quad P_r = 0.2 \text{ MPa.}$$

$$T_r = 700 \dots 900 \text{ K} \quad \text{on prend} \quad T_r = 808 \text{ K.}$$

### III.4.1.3. Etude du processus d'admission

#### a. Choix de la température de réchauffement de la charge fraîche

$$T_k' = T_k - \Delta T_{\text{ref}} \quad [12]$$

$\Delta T_{\text{ref}} = (T_k - T_w) \times \eta_{\text{ref}}$  : la chute de température dans le refroidisseur d'air de suralimentation.

$T_k$  : température à la sortie de compresseur

$T_k'$  : température à la sortie de refroidisseur

**Tableau III.2** : Paramètres de refroidissement [12].

Type de refroidisseur	$\eta_{\text{ref}}$	$T_w$ (K)
Air-air	0.62 ..... 0.72	293.....313
Eau-air dans le circuit du système de refroidissement	0.7 ..... 0.9	350.....360
Eau-air avec un circuit du système de refroidissement Séparé	0.7 ..... 0.9	318.....338

Pour assurer un fonctionnement normal du moteur la température de l'air à la sortie du refroidisseur  $T_k'$  ne doit pas être incluse dans l'intervalle [323.....333] K. La baisse de température dans le refroidisseur est en moyenne de [40.....70] K.

$$T_k' = T_k - \Delta T_{\text{ref}} \quad [\text{III.12}]$$

$$\Delta T_{\text{ref}} = (T_k - T_w) \times \eta_{\text{ref}}$$

$$T_k - T_k' = (T_k - T_w) \times \eta_{\text{ref}}$$

$$T_k' = T_k - T_k \times \eta_{\text{ref}} - T_w \times \eta_{\text{ref}}$$

$$T_k' = T_k \times (1 - \eta_{ref}) - (T_w \times \eta_{ref})$$

$$T_k' = 382.71 \times (1 - 0.9) - (327.5 \times 0.9)$$

$$T_k' = 333 \text{ K} \quad \text{incluse dans l'intervalle } (323 \dots 333) \text{ K}$$

$$\text{On a } \Delta t : (-5 \dots 10) \quad \text{on prendre } \Delta t = -5 \text{ K}$$

$$\Delta T_{ref} = T_k - T_k' + \Delta t$$

$$\Delta T_{ref} = 382.71 - 333 - 5$$

$$\Delta T_{ref} = 44.71 \text{ K} \quad \text{incluse dans l'intervalle } (40 \dots 70) \text{ K}$$

### b. Pertes de charges dans l'admission

$$\Delta P_a = (\beta^2 + \delta a) \times \frac{W_a^2}{2} \times \rho_k \quad [12] \quad \text{[III.13]}$$

$$(\beta^2 + \delta a) = (2.5 \dots 4) \quad \text{on prend} \quad (\beta^2 + \delta a) = 2.6 \text{ m/s}$$

$$W_a = (50 \dots 130) \text{ m/s} \quad \text{on prend} \quad W_a = 77.5 \text{ m/s}$$

$\rho_k$  : La masse volumique de l'air du compresseur

$$\rho_k = \frac{P_k}{r_a \times T_k} \times 10^6 \quad \text{[III.14]}$$

$$\rho_k = \frac{0.25}{287 \times 382.71} \times 10^6 = 2.27 \text{ kg / m}^3$$

$$\Delta P_a = 2.6 \times \frac{77.5^2}{2} \times 2.27 = 0.0177 \text{ MPa.}$$

### c. Pression a la fin de l'admission

$$P_a = P_k - \Delta P_a \quad [12] \quad \text{[III.15]}$$

$$P_a = 0.25 - 0.0177 = 0.232 \text{ MPa}$$

### d. Coefficient des gaz résiduels

Au début de chaque cycle, le cylindre contient des produits de combustion, qui n'arrivent pas à s'échapper. Ces gaz sont appelés gaz résiduels. Pour estimer la quantité ( $M_r$ ) de ces derniers par rapport à la quantité du fluide admis ( $M_1$ ), on introduit un coefficient appelé coefficient des gaz résiduels ( $\gamma_r$ ) [12].

$$\gamma_r = \frac{T_{k+\Delta T}}{T_r} \times \frac{P_r}{\varepsilon \cdot P_a - P_r} \quad [\text{III.16}]$$

$$\gamma_r = \frac{382.71+44.71}{808} \times \frac{0.2}{(12.1 \times 0.232) - 0.2} \quad \gamma_r = 0.0405$$

#### e. Température à la fin de l'admission

$$T_a = \frac{T_{k+\Delta T} + \gamma_r T_r}{1 + \gamma_r} \quad [12] \quad [\text{III.17}]$$

$$T_a = \frac{382.71+44.71+0.0405 \times 808}{1+0.0405} \quad T_a = 442.25 \text{ K.}$$

#### f. Taux de remplissage des cylindres

$$\eta_v = \frac{1}{\varepsilon - 1} \times \frac{T_k}{T_{k+\Delta T}} \times \frac{1}{P_k} (\varepsilon \cdot P_a - P_r) \quad [12] \quad [\text{III.18}]$$

$$\eta_v = \frac{1}{12.1-1} \times \frac{382.71}{382.71+44.71} \times \frac{1}{0.25} (12.1 \times 0.232 - 0.2) \quad \eta_v = 0.8421$$

#### Remarque

Les Paramètres du processus d'admission sont les même pour les deux cas soit fonctionnant pour Diesel au bien pour mélange .

### III.4.1.4. Etude du processus de compression

#### a. Pression à la fin de la compression

$$P_c = P_c \times \varepsilon^{n_1} \quad [12] \quad [\text{III.19}]$$

$n_1$ : Exposant polytropique de compression

$$n_1 = k_1 - (0 \dots 0.01)$$

On a:  $k_1 = 1.4359 - 0.132 \times 10^{-3} \times T_a - 0.1643 \times 10^{-2} \times \varepsilon$

$$n_1 = 1.372$$

$$P_c = 0.232 \times 12.1^{1.372}$$

$$P_c = 7.103 \text{ MPa}$$

**b. Température à la fin de la compression**

$$T_c = T_c \times \varepsilon^{n_1-1} \quad [12] \quad [\text{III.20}]$$

$$T_c = 442.25 \times 12.1^{1.372-1} \quad T_c = 1118.08 \text{ K}$$

**c. Quantité molaire des gaz résiduels**

$$M_r = \alpha \times L_0 \times \gamma_r \quad [12] \quad [\text{III.21}]$$

**-Diesel**

$$M_r = 1.80 \times 0.4984 \times 0.0405 \quad M_r = 0.03609 \text{ kmol d'air / kg Diesel}$$

**- Mélange**

$$M_r = 1.65 \times 0.588798 \times 0.0405 \quad M_r = 0.03938 \text{ kmol d'air / kg mélange}$$

**d. Quantité molaire des gaz à la fin de compression**

C'est la somme de la quantité de fluide admis dans le cylindre et la quantité des gaz[12].

$$M_c = M_1 + M_r \quad [\text{III.22}]$$

**-Diesel**

$$M_c = 0.89 + 0.03609 \quad M_c = 0.9264 \text{ kmol d'air / kg Diesel}$$

**- Mélange**

$$M_c = 0.971 + 0.03938 \quad M_c = 1.0108 \text{ kmol d'air / kg mélange}$$

**e. Capacité calorifique molaire moyenne de la charge fraiche à la fin de compression**

$$C_{\muvc} = 20.16 + 1.74 \times 10^{-3} T_c \quad [12] \quad [\text{III.23}]$$

$$C_{\muvc} = 20.16 + 1.74 \times 10^{-3} \times 1118.08 \quad C_{\muvc} = 22.1045 \text{ kJ/Kmol K}$$

**Tableau III.3:** Paramètres du processus de compression

Paramètres	Diesel	Mélange
$P_c$ [MPa]	7.103	7.103
$T_c$ [K]	1118.08	1118.08
$M_r$ [kmol d'air / kg comb]	0.03609	0.03938
$M_c$ [kmol d'air / kg comb]	0.9264	1.0108
$C_{\muvc}$ [kJ/kmol K]	22.1045	22.1045

### III.4.1.5. Etude de la combustion

#### a. Capacité calorifique molaire moyenne à la fin de la combustion

La capacité calorifique moyenne correspondant à une variation de température d'une valeur fixe [12].

$$C_{\mu pz} = R + \left(20.2 + \frac{0.92}{\alpha}\right) + \left(15.5 + \frac{13.8}{\alpha}\right) \times 10^{-4} T_z \quad [\text{III.24}]$$

**-Diesel**  $C_{\mu pz} = 8.314 + \left(20.2 + \frac{0.92}{1.80}\right) + \left(15.5 + \frac{13.8}{1.80}\right) \times 10^{-4} T_z$

$$C_{\mu pz} = 29.0251 + 2.317 \times 10^{-3} T_z$$

**-Mélange**  $C_{\mu pz} = 8.314 + \left(20.2 + \frac{0.92}{1.65}\right) + \left(15.5 + \frac{13.8}{1.65}\right) \times 10^{-4} T_z$

$$C_{\mu pz} = 29.0715 + 2.386 \times 10^{-3} T_z$$

#### b. Quantité molaire des gaz brûlés après la combustion

Cette quantité représentée par la quantité des gaz résiduels et la quantité totale des gaz d'échappement [12].

$$M_z = M_r + M_2 \quad [\text{III.25}]$$

**- Diesel**  $M_z = 0.03609 + 0.9267$   $M_z = 0.9628$  kmol d'air / kg Diesel

**- Mélange**  $M_z = 0.03938 + 1.0078$   $M_z = 1.0472$  kmol d'air / kg mélange

#### c. Coefficient de changement moléculaire réel du mélange après la combustion

$$\beta = \frac{M_z}{M_c} = \frac{M_z}{M_r + M_1} \quad [12] \quad [\text{III.26}]$$

**-Diesel**  $\beta = \frac{0.9628}{0.9264} = 1.0392$

**-Mélange**  $\beta = \frac{1.0472}{1.0108} = 1.0359$

#### d. Quantité de chaleur cédée aux gaz

$$Q = \xi \cdot Q_H \quad [12] \quad [\text{III.27}]$$

$\xi$  : Le coefficient d'utilisation de chaleur

$\xi = 0.7 \dots 0.9$  on prend  $\xi = 0.76$

$$\text{- Diesel} \quad Q = 0.76 \times 42.5$$

$$Q = 32.3 \text{ MJ/kg}$$

$$\text{-Mélange} \quad Q = 0.76 \times 49.6535$$

$$Q = 37.736 \text{ MJ/kg}$$

### e. Température à la fin de la combustion

$$\beta C_{\mu pz} T_z = \frac{Q}{\alpha L_0 (1 + \gamma_r)} + T_c (C_{\mu vc} + 8.314 \lambda) \quad [12] \quad [\text{III.28}]$$

### f. Taux de croissance de pression

Le taux de croissance est défini par le rapport de la pression à la fin de la combustion sur la pression à la fin de la compression[12].

$$\lambda = 1.2 \dots\dots 2.5$$

on prend

$$\lambda = 1.75$$

#### -Diesel

$$1.0392 (29.0251 + 2.317 \times 10^{-3} T_z) T_z = \frac{32.3 \times 1000}{1.80 \times 0.4984(1 + 0.0405)} + 1118.08 \times$$

$$(22.1045 + 8.314 \times 1.75)$$

$$30.1628 T_z + 2.4078 \times 10^{-3} T_z^2 = 72149.001$$

$$2.2959 \times 10^{-3} T_z^2 + 29.0112 T_z - 72149.001 = 0$$

$$T_z = 2146.645 \text{ K}$$

#### -Mélange

$$1.0359 (29.0715 + 2.386 \times 10^{-3} T_z) T_z = \frac{37.736 \times 1000}{1.65 \times 0.588798 (1 + 0.0405)} + 1118.08 \times$$

$$(22.1045 + 8.314 \times 1.75)$$

$$29.0715 T_z + 2.3863 \times 10^{-3} T_z^2 = 75592.9474$$

$$2.3863 \times 10^{-3} T_z^2 + 29.0715 T_z - 75592.9474 = 0$$

$$T_z = 2202.1598 \text{ K}$$

### J. Pression à la fin de la combustion

La pression à la fin de combustion est le rapport entre le taux de croissance de la pression fois la pression à la fin de compression[12].

$$P_z = \lambda P_c \quad [\text{III.29}]$$

$$P_z = 1.75 \times 7.103$$

$$P_z = 12.431 \text{ MPa.}$$

**Tableau III.4: Paramètres du processus de la combustion**

Paramètres	Diesel	Mélange
$C_{\mu pz}$ [kJ/kmol K]	$29.0251 + 2.317 \times 10^{-3} T_z$	$29.0715 + 2.386 \times 10^{-3} T_z$
$M_z$ [kmol d'air / kg comb]	0.9628	1.0472
$\beta$	1.0392	1.0359
$Q$ [MJ/kg]	32.3	37.736
$T_z$ [K]	2146.645	2202.1598
$P_z$ [MPa]	12.431	12.431
$\lambda$	1.75	1.75

**III.4.1.6. Etude de la détente****a. Taux de détente préalable**

C'est le rapport entre le volume des gaz pendant la combustion  $V_z$  et le volume des gaz pendant la compression  $V_c$ .

$$\rho = \frac{\beta}{\lambda} \times \frac{T_z}{T_c} \quad [12] \quad \text{[III.30]}$$

$$\text{-Diesel} \quad \rho = \frac{1.0392}{1.75} \times \frac{2146.645}{1118.08} \quad \rho = 1.1401$$

$$\text{-Mélange} \quad \rho = \frac{1.0359}{1.75} \times \frac{2202.1598}{1118.08} \quad \rho = 1.1659$$

**b. Taux de détente postérieure**

C'est le rapport entre le volume du gaz à la fin de la détente et le volume du gaz à la fin de la combustion [12].

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} \quad \text{[III.31]}$$

$$\text{-Diesel} \quad \delta = \frac{12.1}{1.1401} \quad \delta = 10.612$$

$$\text{-Mélange} \quad \delta = \frac{12.1}{1.1659} \quad \delta = 10.377$$

**c. Pression à la fin de la détente**

$$P_b = P_z \times \left(\frac{1}{\delta}\right)^{n_2} \quad [\text{III.32}]$$

$n_2$  : Exposant polytropique de la détente

$$n_2 = K_2 - (0 \dots 0.01)$$

on a :  $K_2 = 1.3668 - 0.00334 \varepsilon - 0.00003 T_z - 0.018894 \alpha$

$$n_2 = 1.244$$

$$\text{-Diesel} \quad P_b = 12.431 \times \left(\frac{1}{10.612}\right)^{1.244} \quad P_b = 0.6583 \text{ MPa}$$

$$\text{-Mélange} \quad P_b = 12.431 \times \left(\frac{1}{10.377}\right)^{1.244} \quad P_b = 0.6768 \text{ MPa}$$

**d. Température à la fin de la détente**

$$T_b = T_z \times \left(\frac{1}{\delta}\right)^{n_2-1} \quad [\text{III.33}]$$

$$\text{-Diesel} \quad T_b = 2146.645 \times \left(\frac{1}{10.612}\right)^{1.244-1} \quad T_b = 1206.31 \text{ K}$$

$$\text{-Mélange} \quad T_b = 2202.1598 \times \left(\frac{1}{10.377}\right)^{1.244-1} \quad T_b = 1244.24 \text{ K}$$

**e. Vérification de la température des gaz résiduels prise auparavant**

$$T_r' = \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{P_b}{P_r}}} \quad [\text{III.34}]$$

$$\text{-Diesel} \quad T_r' = \frac{1206.31}{\sqrt[3]{\frac{0.6768}{0.2}}} \quad T_r' = 810.95 \text{ K}$$

$$\text{-Mélange} \quad T_r' = \frac{1244.24}{\sqrt[3]{\frac{0.6768}{0.2}}} \quad T_r' = 828.75 \text{ K}$$

$$\text{-Diesel} \quad \Delta T_r = \frac{T_r' - T_r}{T_r'} \times 100\% = \frac{810.95 - 808}{805.37} \times 100\%$$

$$= 0.36 \% < 10 \% \text{ ce qui est acceptable}$$

$$\begin{aligned} \text{-Mélange} \quad \Delta T_r &= \frac{T_{r'} - T_r}{T_{r'}} \times 100\% = \frac{828.75 - 808}{828.75} \times 100\% \\ &= 2.5\% < 10\% \text{ ce qui est acceptable} \end{aligned}$$

**Tableau III.5** : Paramètres du processus de la détente

Paramètres	Diesel	Mélange
$\rho$	1.1401	1.1659
$\delta$	10.612	10.377
$n_2$	1.244	1.244
$P_b$ [MPa]	0.6583	0.6768
$T_b$ [K]	1206.31	1244.24
$T_r$ [K]	808	808
$\Delta T_r$ %	0.36	2.5

### III.5. Paramètres de performances du moteur

#### III.5.1. Paramètres indiqués

Ils tiennent compte seulement des pertes de chaleur ayant lieu dans le cycle réel, Les paramètres indiqués caractérisent l'organisation réelle du cycle considéré[12].

##### a. Pression moyenne indiquée du cycle

Pression éventuelle agissante sur le piston qui par une course de ce dernier produit un travail égal au travail indiqué de tout le cycle[12].

$$P_i' = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \left[ \lambda(\rho - 1) + \frac{\lambda \cdot \rho}{n^2 - 1} \left( 1 - \frac{1}{\delta n^2 - 1} \right) - \frac{1}{n^1 - 1} \left( 1 - \frac{1}{\varepsilon n^1 - 1} \right) \right] \quad \text{[III.35]}$$

$$\begin{aligned} \text{-Diesel} \quad P_i' &= \frac{7.103}{12.1 - 1} \left[ 1.75 (1.1401 - 1) + \frac{1.75 \times 1.1401}{1.244 - 1} \left( 1 - \frac{1}{10.714 \cdot 1.244 - 1} \right) \right. \\ &\quad \left. - \frac{1}{1.372 - 1} \left( 1 - \frac{1}{12.1 \cdot 1.372 - 1} \right) \right] \end{aligned}$$

$$P_i' = 1.4096 \text{ MPa}$$

$$\begin{aligned}
 \text{-Mélange } P_i' &= \frac{7.103}{12.1 - 1} [1.75 (1.1659 - 1) + \frac{1.75 \times 1.1659}{1.244 - 1} (1 - \frac{1}{10.377^{1.244 - 1}})] \\
 &- \frac{1}{1.372 - 1} (1 - \frac{1}{12.1^{1.372 - 1}})
 \end{aligned}$$

$$P_i' = 1.4739 \text{ MPa}$$

### b. Pression réelle indiquée du cycle

$$P_i = \Gamma P_i' - \Delta P_i \quad [12] \quad \text{[III.36]}$$

-Diesel on prend  $\Gamma = 0.94$

-Mélange on prend  $\Gamma = 0.95$

$\Gamma$  : Coefficient d'arrondi du diagramme

$$\Delta P_i = P_r - P_a$$

-Diesel  $P_i = 1.3572 \text{ MPa}$

-Mélange  $P_i = 1.4387 \text{ MPa}$

### c. Cylindrée du moteur

$$V_h = 15.95 \text{ l}$$

$$iV_h = 8 \times 15.95 = 127.6 \text{ l}$$

### d. Travail réel indiqué

$$L_i = P_i \times V_h \quad [12] \quad \text{[III.37]}$$

- Diesel  $L_i = 1.3572 \times 15.95 \quad L_i = 21.648 \text{ kJ}$

- Mélange  $L_i = 1.4387 \times 15.95 \quad L_i = 22.948 \text{ kJ}$

### e. Rendement indiqué du moteur

$$\eta_i = \frac{P_i \cdot \alpha \cdot l_0}{Q_H \cdot \rho_k \cdot \eta_v} \quad \text{[III.38]}$$

-Diesel  $\eta_i = \frac{1.3572 \times 1.80 \times 14.34}{42.5 \times 2.27 \times 0.8421} = 0.4302 \quad \eta_i = 43.02 \%$

-Mélange  $\eta_i = \frac{1.4387 \times 1.65 \times 17.075}{49.6535 \times 2.27 \times 0.8421} = 0.4259 \quad \eta_i = 42.59 \%$

**f. Consommation spécifique indiquée**

$$g_i = \frac{3600}{Q_H \times \eta_i} \quad [12] \quad \text{[III.39]}$$

$$\text{-Diesel} \quad g_i = \frac{3600}{42.5 \times 0.4302} \quad g_i = 196.89 \text{ g/kW.h}$$

$$\text{-Mélange} \quad g_i = \frac{3600}{49.6535 \times 0.4259} \quad g_i = 170.22 \text{ g/kW.h}$$

**g. Puissance indiquée**

C'est le travail fourni par les gaz brûlés dans les cylindres par une unité de temps. La puissance indiquée reflète la puissance développée par le moteur considérant seulement les pertes thermiques[12].

$$N_i = \frac{i V_h P_i n}{30 \tau} \quad \text{[III.40]}$$

$$\text{-Diesel} \quad N_i = \frac{127.6 \times 1.3572 \times 1000}{30 \times 4} \quad N_i = 1443.245 \text{ kW}$$

$$\text{-Mélange} \quad N_i = \frac{127.6 \times 1.4387 \times 1000}{30 \times 4} \quad N_i = 1529.92 \text{ kW}$$

**h. Couple moteur indiqué**

C'est le rapport entre la puissance indiquée par la vitesse angulaire du vilebrequin[12].

$$M_i = \frac{N_i}{\omega} = \frac{N_i \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot n} \quad \text{[III.41]}$$

$$\text{-Diesel} \quad M_i = \frac{1443.245 \times 60}{2 \times 3.14 \times 1000} \quad M_i = 13788.97 \text{ N.m}$$

$$\text{-Mélange} \quad M_i = \frac{1529.29 \times 60}{2 \times 3.14 \times 1000} \quad M_i = 14617.07 \text{ N.m}$$

### III.5.2. Paramètres effectifs

Une partie du travail indiqué perdu pour récompenser les pertes mécaniques. Ces pertes sont évaluées par un paramètre que l'on appelle rendement mécanique[12].

#### a. Pression moyenne des pertes mécaniques

C'est le travail dépensé au cours du cycle par unité du volume de la cylindrée unitaire, elle s'exprime à l'aide des formules expérimentales en fonction de la vitesse du piston [12].

$$P_M = a + b \cdot v_p \quad \text{[III.42]}$$

Avec :  $v_p$  Vitesse moyenne du piston.  $v_p = (6.5 \dots 12) \text{ m/s}$  on prend  $v_p = 9.95$

$a = 0.089 \text{ [MPa]}$  et  $b = 0.0118 \text{ [MPa. s. m}^{-1}\text{]}$  a et b sont des coefficients qui dépendent du type de moteur, les dimensions, nombre de cylindre et le régime thermique du moteur. Pour un moteur diesel a chambre unique.

$$P_M = 0.089 + 0.0118 \times 9.95 \quad P_M = 0.20641 \text{ MPa}$$

#### b. Pression moyenne effective

$$P_e = P_i - P_M \quad \text{[12]} \quad \text{[III.43]}$$

$$\text{-Diesel} \quad P_e = 1.3572 - 0.20641 \quad P_e = 1.15 \text{ MPa}$$

$$\text{-Mélange} \quad P_e = 1.4387 - 0.20641 \quad P_e = 1.23 \text{ MPa}$$

#### c. Travail effectif

$$L_e = P_e V_h \quad \text{[12]} \quad \text{[III.44]}$$

$$\text{-Diesel} \quad L_e = 1.15 \times 15.95 \quad L_e = 18.3564 \text{ kJ}$$

$$\text{-Mélange} \quad L_e = 1.23 \times 15.95 \quad L_e = 19.6565 \text{ kJ}$$

#### d. Rendement mécanique

Le rendement mécanique caractérise la valeur des pertes par frottement et l'entraînement des auxiliaires[12].

$$\eta_M = \frac{P_e}{P_i} \quad \text{[III.45]}$$

$$\text{-Diesel} \quad \eta_M = \frac{1.15}{1.3572} = 0.8479 \quad \eta_M = 84.79 \%$$

$$\text{-Mélange} \quad \eta_M = \frac{1.23}{1.4387} = 0.8565 \quad \eta_M = 85.65 \%$$

### e. Rendement effectif

Le rendement effectif caractérise le degré d'utilisation du combustible en tenant compte de toutes les pertes (mécaniques et thermiques) [12].

$$\eta_e = \eta_i \times \eta_M \quad \text{[III.46]}$$

$$\text{- Diesel} \quad \eta_e = 0.4302 \times 0.8479 = 0,364787 \quad \eta_e = 36.4787 \%$$

$$\text{- Mélange} \quad \eta_e = 0.4259 \times 0.8565 = 0.364824 \quad \eta_e = 36.4824 \%$$

### f. Consommation spécifique effective du combustible

$$g_e = \frac{3600}{Q_H \times \eta_e} \quad \text{[III.47]}$$

$$\text{-Diesel} \quad g_e = \frac{3600}{42.5 \times 0.364787} \quad g_e = 232.206 \text{ g/kW.h}$$

$$\text{-Mélange} \quad g_e = \frac{3600}{49.65 \times 0.364824} \quad g_e = 198.732 \text{ g/kW.h}$$

### g. Puissance effective

$$N_e' = \frac{iV_h \cdot P_e \cdot n}{30 \cdot \tau} \quad \text{[III.48]}$$

$$\text{-Diesel} \quad N_e' = \frac{127.6 \times 1.15 \times 1000}{30 \times 4} \quad N_e' = 1223.76 \text{ kW}$$

$$\Delta N_e' = \frac{N_e' - N_e}{N_e'} \cdot 100 = \frac{1223.76 - 1335}{1223.76} \cdot 100 = 9.08 \% < 10\% \text{ ce qui est acceptable}$$

$$\text{-Mélange} \quad N_e' = \frac{127.6 \times 1.23 \times 1000}{30 \times 4} \quad N_e' = 1310.43 \text{ kW}$$

$$\Delta N_e' = \frac{N_e' - N_e}{N_e'} \cdot 100 = \frac{1310.43 - 1335}{1310.43} \cdot 100 = 1.87 \% < 10\% \text{ ce qui est acceptable}$$

**h. Vitesse moyenne de piston :**

$$v_p = \frac{s \cdot n}{30} \quad [12] \quad \text{[III.49]}$$

$$v_p = \frac{310 \times 1000}{30} = 10.333 \text{ m/s}$$

$$\Delta v_p = \frac{9.95 - 10.333}{10.333} \times 100 = 3\% < 4\% \text{ ce qui est acceptable}$$

**i. Couple moteur**

$$M_e = 9554 \times \frac{N_{e'}}{n} \quad [12] \quad \text{[III.50]}$$

$$\text{-Diesel} \quad M_e = 9554 \times \frac{1223.76}{1000} \quad M_e = 11691.83 \text{ N.m}$$

$$\text{-Mélange} \quad M_e = 9554 \times \frac{1310.43}{1000} \quad M_e = 12519.92 \text{ N.m}$$

**j. Consommation horaire du combustible**

$$G_T = N_{e'} \times g_e \quad [12] \quad \text{[III.51]}$$

$$\text{- Diesel} \quad G_T = 1223.76 \times 222.841 \quad G_T = 284.16 \text{ kg/h}$$

$$\text{- Mélange} \quad G_T = 1310.43 \times 198.732 \quad G_T = 260.42 \text{ kg/h}$$

**k. Débit d'air**

$$G_k = \alpha \cdot l_0 \cdot G_T \cdot \varphi_a \quad [12] \quad \text{[III.52]}$$

Avec  $\varphi_s$  : coefficient de souffle  $\varphi_s = (1.05 \dots 1.1)$  on prend  $\varphi_s = 1.1$

Le coefficient de souffle est le rapport entre le débit d'air admis dans le cylindre et le débit d'air sortant du cylindre.

$$\text{- Diesel} \quad G_k = 1.80 \times 14.34 \times 284.16 \times 1.1 \quad G_k = 8068.21 \text{ kg/h}$$

$$\text{- Mélange} \quad G_k = 1.65 \times 17.075 \times 260.42 \times 1.1 \quad G_k = 8070.97 \text{ kg/h}$$

**l. Quantité des gaz d'échappement**

$$G_g = G_T + G_k \quad [12] \quad \text{[III.53]}$$

$$\text{- Diesel} \quad G_g = 284.16 + 8068.21 \quad G_g = 8355.13 \text{ kg/h}$$

$$\text{- Mélange} \quad G_g = 260.4262 + 8070.97 \quad G_g = 8331.397 \text{ kg/h}$$

**Tableau III.6:** Paramètres de performances du moteur

Paramètres	Diesel	Mélange
$P_i'$ [MPa]	1.4096	1,4739
$P_i$ [MPa]	1.3572	1,4387
$L_i$ [kJ]	21.648	22,9488
$\eta_i$	43.02%	42.59%
$g_i$ [g/kW h]	196.89	170,22
$V_h$ [l]	15.95	15.95
$N_i$ [kW]	1443.245	1529,92
$M_i$ [N.m]	13788.97	14617.07
$P_m$ [MPa]	0.20641	0.20641
$P_e$ [MPa]	1.15	1.23
$L_e$ [kJ]	18.35	19.65
$\eta_M$	84.79%	85.65 %
$\eta_e$	36.47874%	36.48247%
$g_e$ [g/kW h]	232.206	198,732
$N_e'$ [kW]	1223.76	1310.43
$M_e$ [N.m]	11691.83	12519,92
$G_T$ [kg/h]	284.1652	260.4262
$G_k$ [kg/h]	8068.21	8070.97
$G_g$ [kg/h]	8355.13	8331.397

### III.6. Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons présenté toutes les caractéristiques du moteur Diesel Moteur ABC Dual Fuel type -8 DZD, ainsi nous avons effectué les calculs énergétiques du moteur en deux manières de fonctionnement la première à ( 100% Diesel) la deuxième pour un mélange (5% Diesel et 95% méthane) ce qui nous permet de comparer entre les deux cas.

## **Chapitre IV**

# **Modélisation des caractéristiques du régime de vitesse du moteur**

## IV.1. Introduction

Notre étude est bien déterminée dans le chapitre précédent. Dans ce chapitre, on va présenter la modélisation des variations de performances du moteur ABC Dual Fuel type -8 DZD en fonction du régime de vitesse.

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

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

La construction des courbes des caractéristiques de vitesse est réalisée pour les moteurs diesel de vitesse de rotation de 500 à 1200 tr/min.

On choisit les régimes de vitesse de calcul suivants :

500 ; 600 ; 700 ; 800 ; 900 ; 1000 ; 1100 ; 1200.

### IV.2.1. Puissance effective

$$N_{ex} = N_e \frac{n_x}{n} [0.87 + 1.13 \frac{n_x}{n} - (\frac{n_x}{n})^2] \quad [12] \quad [IV. 1]$$

### IV.2.2. Couple moyen effectif

$$M_{ex} = \frac{3 \cdot 10^4 \cdot N_{ex}}{\pi \cdot n_x} \quad [12] \quad [IV. 2]$$

### IV.2.3. Pression moyenne effective

$$P_{ex} = \frac{30 \cdot \tau \cdot N_{ex}}{V_h \cdot n_x} \quad [12] \quad [IV. 3]$$

### IV.2.4. Consommation spécifique de carburant

$$g_{ex} = g_{eN} [1.55 - 1.55 \frac{n_x}{n} - (\frac{n_x}{n})^2] \quad [12] \quad [IV. 4]$$

**IV.2.5. Consommation horaire de la combustion**

$$G_{Tx} = g_{ex} \cdot N_{ex} \cdot 10^{-3} \quad [12] \quad [IV. 5]$$

**IV.2.6. Pression moyenne indiquée**

$$P_{ix} = P_{ex} + P_{Mx} \quad [12] \quad [IV. 6]$$

Avec :  $P_{Mx} = 0.089 + 0.0118 v_{Px}$  et  $v_{Px} = \frac{S \cdot n_x}{30}$

**IV.2.7. Puissance indiquée**

$$N_{ix} = N_i \frac{n_x}{n} [0.87 + 1.13 \frac{n_x}{n} - (\frac{n_x}{n})^2] \quad [12] \quad [IV. 7]$$

**IV.2.8. Couple indiqué**

$$M_{ix} = \frac{P_{ix} \cdot V_h \cdot 1000}{\tau \cdot \pi} \quad [12] \quad [IV. 8]$$

**IV.2.9. Consommation spécifique indiquée**

$$g_{ix} = [1.55 - 1.55 \frac{n_x}{n} - (\frac{n_x}{n})^2] \quad [12] \quad [IV. 9]$$

**IV.2.10. Coefficient d'excès d'air**

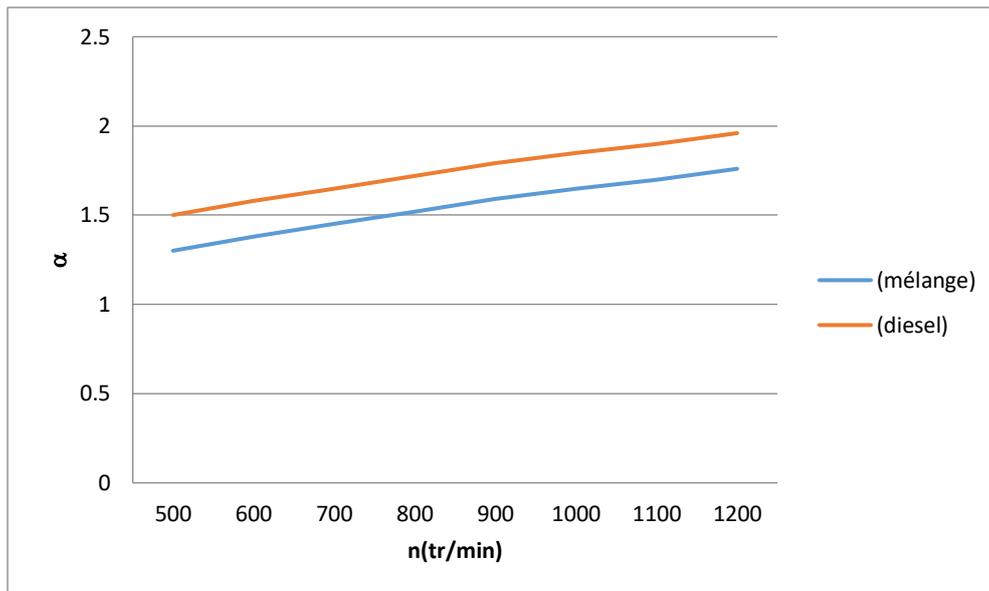
$$\alpha = (\alpha_N - 0.6) + (\frac{n}{n_x} - 0.3)^{0.75} - 0.2357 (\frac{n}{n_x} - 0.3) \quad [12] \quad [IV. 10]$$

**IV.2.11. Pression de gaz résiduel**

$$P_r = (P_{rN} - 0.056) + 0.07 (\frac{n}{n_x} - 0.2) \quad [12] \quad [IV. 11]$$

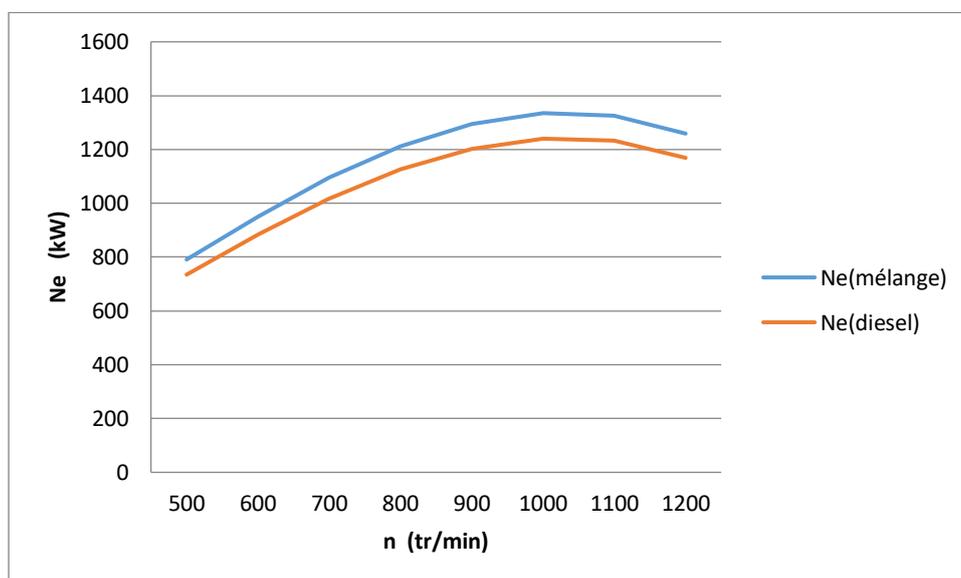
**IV.2.12. Température de gaz résiduel**

$$T_r = (T_{rN} + 45) - 90 (\frac{n}{n_x} - 0.5) + 273 \quad [12] \quad [IV. 12]$$



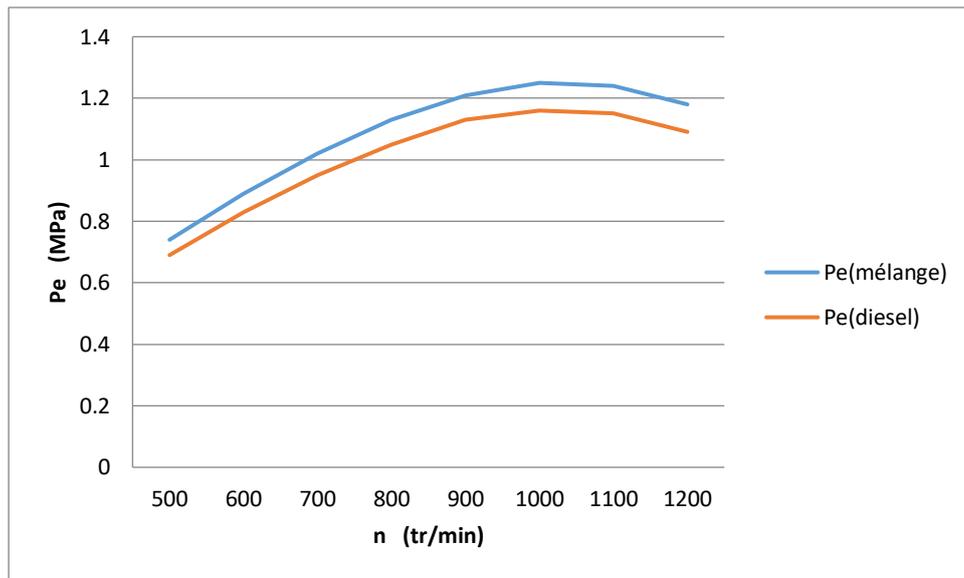
**Figure IV.1:** Courbe de coefficient d'excès d'air du moteur en fonction de la vitesse de rotation du vilebrequin (Diesel ; mélange)

Sur notre graphe, on observe que l'excès d'air est une ligne droite croissante pour les deux cas de fonctionnement (Diesel ; mélange).



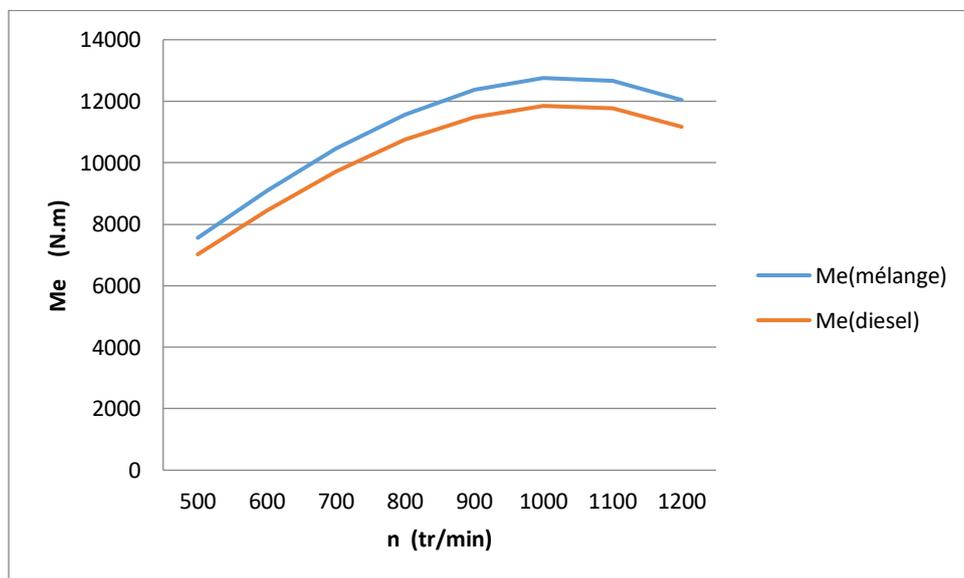
**Figure IV.2:** Courbe de puissance effective du moteur en fonction de la vitesse de rotation du vilebrequin (Diesel ; mélange)

Le diagramme de puissance effective pour les deux cas de fonctionnement (Diesel ; mélange) accroissent jusqu'à une vitesse de 1000 tr/min. Ainsi elles diminuent avec l'augmentation de régime.



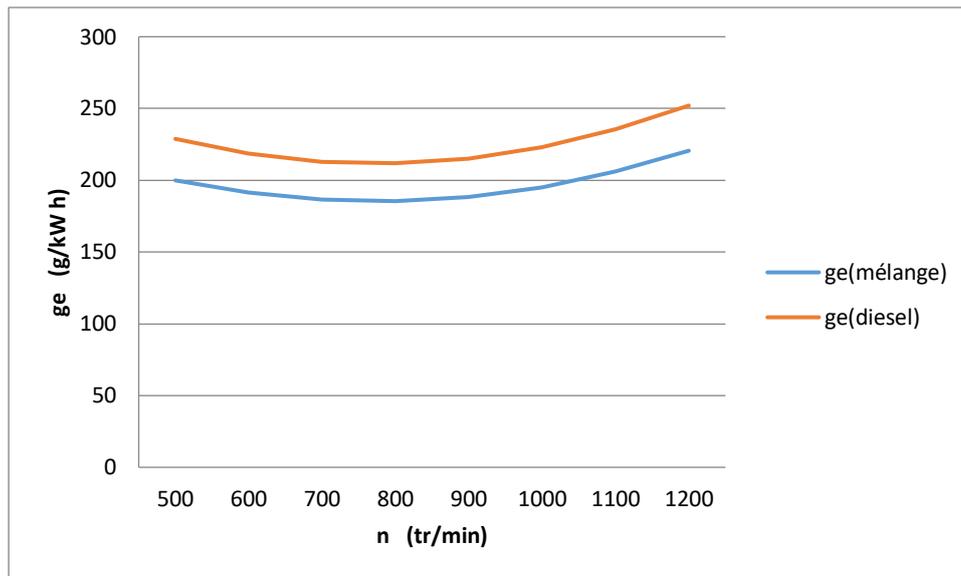
**Figure IV. 3:** Courbe de pression moyenne effective du moteur en fonction de la vitesse de rotation du vilebrequin (Diesel ; mélange)

Le diagramme de pression moyenne effective pour les deux cas de fonctionnement (Diesel ;mélange) accroissent jusqu'à une vitesse de 1000 tr/min. Ainsi elles diminuent avec l'augmentation de régime .



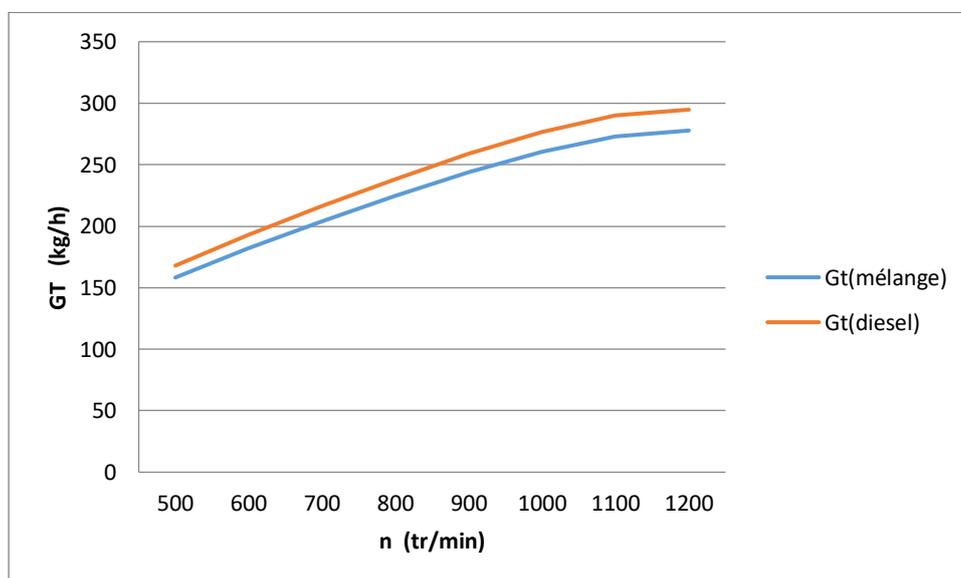
**Figure IV.4:** Courbe de couple moyen effectif du moteur en fonction de la vitesse de rotation du vilebrequin (Diesel ; mélange)

Le diagramme de couple moyen effectif pour les deux cas de fonctionnement (Diesel ; mélange) accroissent jusqu'à une vitesse de 1000 tr/min. Ainsi elles diminuent avec l'augmentation de régime.



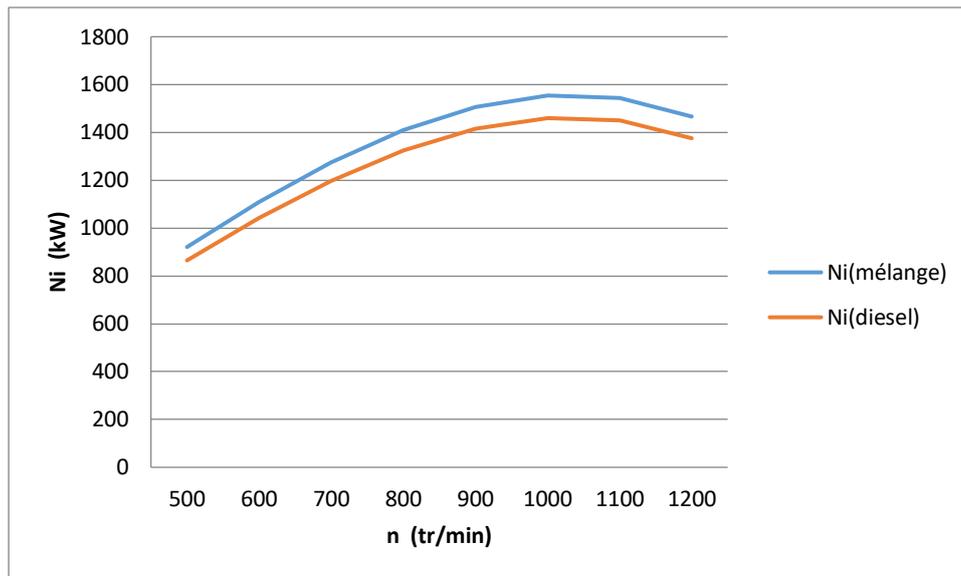
**Figure IV.5:** Courbe de consommation spécifique de carburant du moteur en fonction de la vitesse de rotation du vilebrequin (Diesel ; mélange)

La consommation spécifique de carburant varie d'une façon décroissante jusqu'à une vitesse de 900 tr/min, pour les deux cas de fonctionnement (Diesel ; mélange), ainsi elle augmente avec l'augmentation du régime.



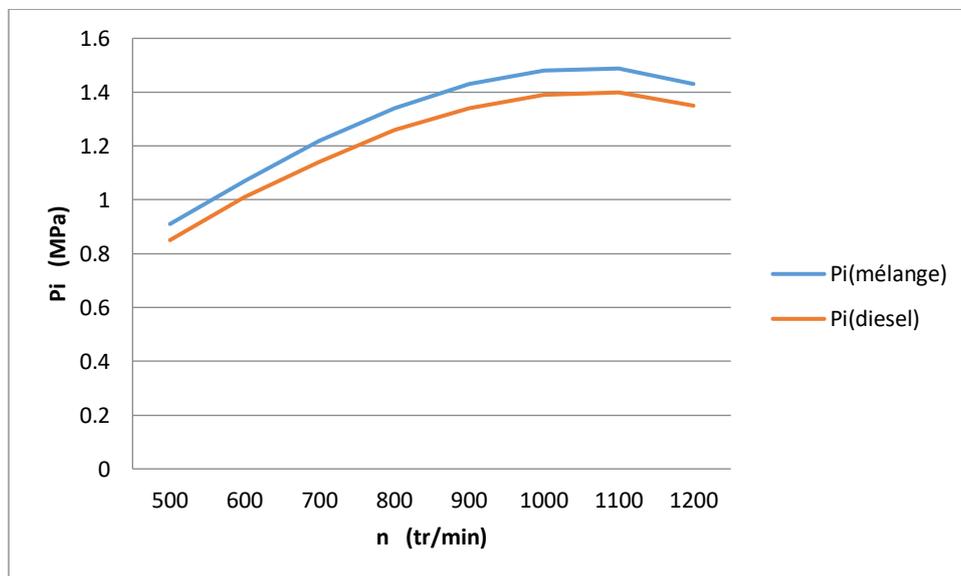
**Figure IV. 6:** Courbe de consommation horaire de la combustion du moteur en fonction de la vitesse de rotation du vilebrequin (Diesel ; mélange)

Le diagramme de consommation horaire pour les deux cas de fonctionnement (Diesel ;mélange) accroissent a chaque foi que on augmente de régime .



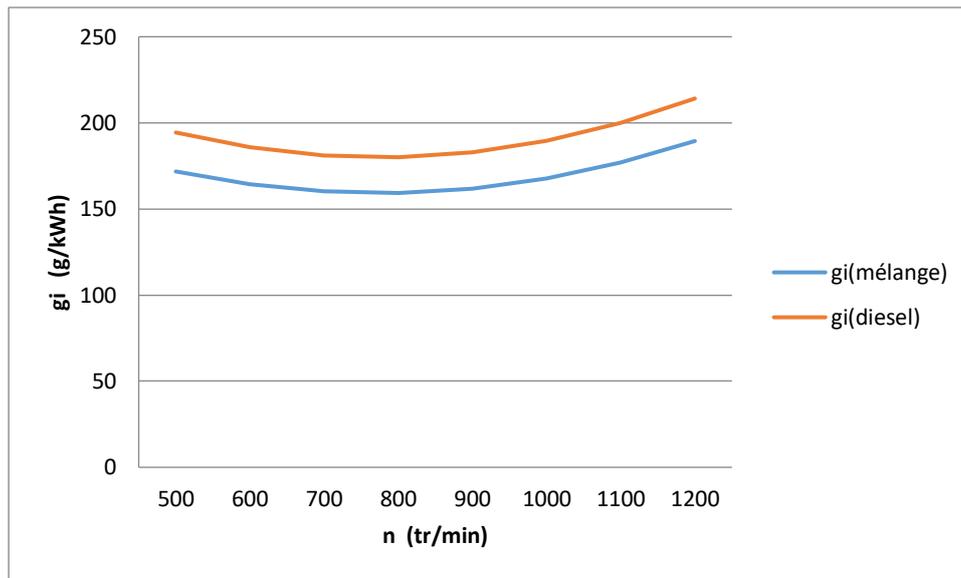
**Figure IV.7:** Courbe de puissance indiquée du moteur en fonction de la vitesse de rotation du vilebrequin (Diesel ; mélange)

Le diagramme de puissance indiquée pour les deux cas de fonctionnement (Diesel ; mélange) accroissent jusqu'à une vitesse de 1000 tr/min. Ainsi elles diminuent avec l'augmentation de régime.



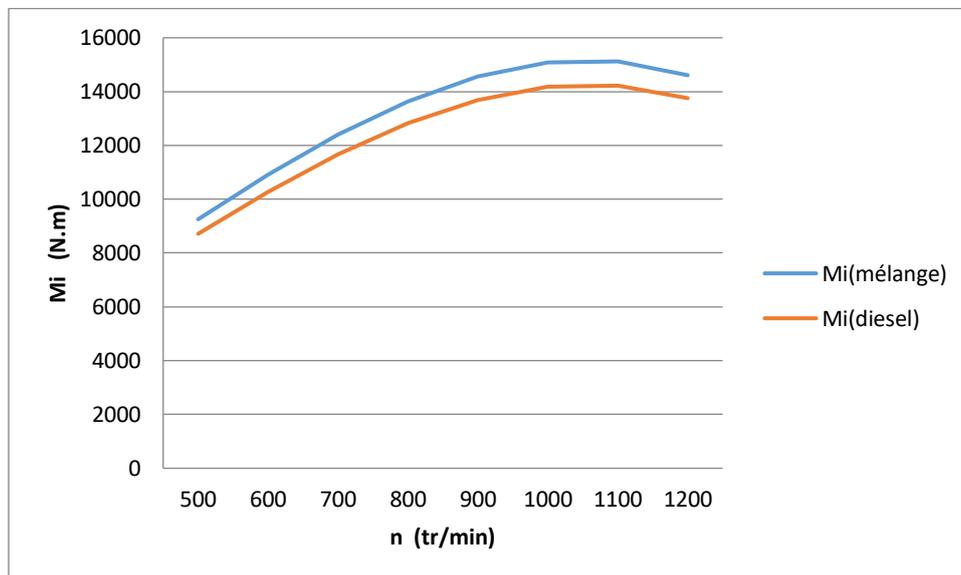
**Figure IV.8:** Courbe de pression moyenne indiquée du moteur en fonction de la vitesse de rotation du vilebrequin (Diesel ; mélange)

Le diagramme de pression moyenne indiquée pour les deux cas de fonctionnement (Diesel ; mélange) accroissent jusqu'à une vitesse de 1000 tr/min. Ainsi elles diminuent avec l'augmentation de régime .



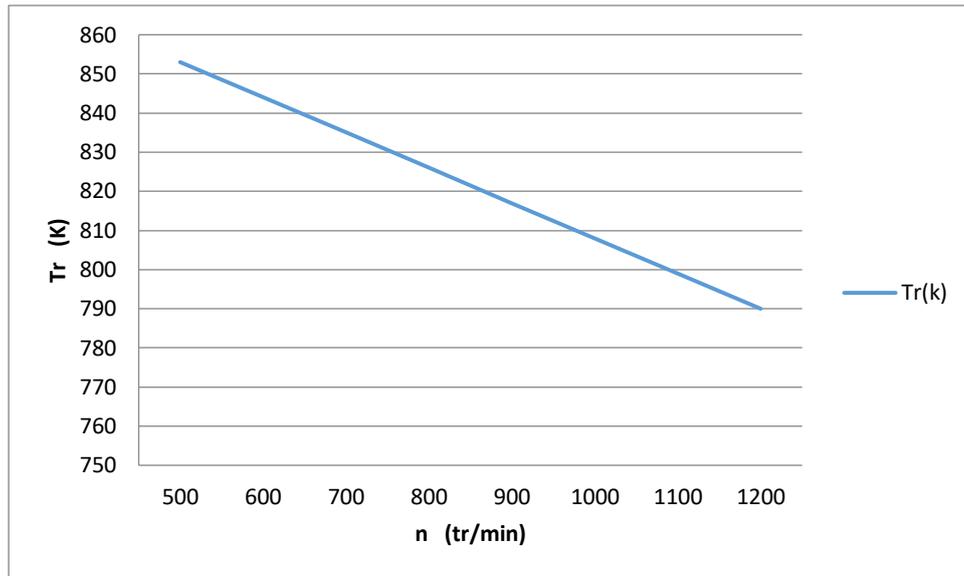
**Figure IV.9:** Courbe de consommation spécifique indiquée du moteur en fonction de la vitesse de rotation du vilebrequin (Diesel ; mélange)

La consommation spécifique indiquée varie d'une façon décroissante jusqu'à une vitesse de 900 tr/min, pour les deux cas de fonctionnement (Diesel ; mélange), ainsi elle augmente avec l'augmentation du régime.



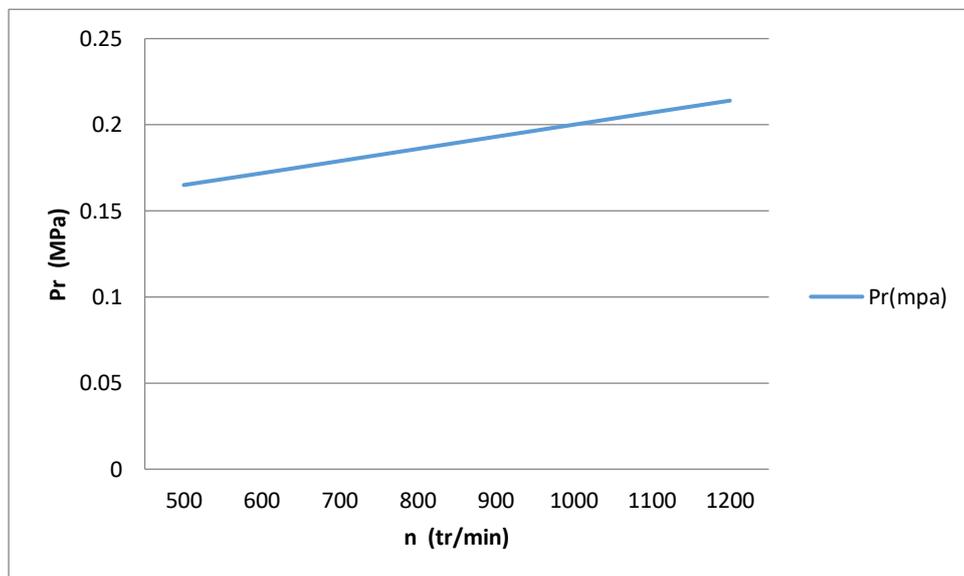
**Figure IV.10:** Courbe de couple indiqué du moteur en fonction de la vitesse de rotation du vilebrequin (Diesel ; mélange)

Le diagramme de couple indiqué pour les deux cas de fonctionnement (Diesel ; mélange) accroissent jusqu'à une vitesse de 1000 tr/min. Ainsi elles diminuent avec l'augmentation de régime.



**Figure IV.11:** Courbe de température des gaz résiduels du moteur en fonction de la vitesse de rotation du vilebrequin (Diesel ; mélange)

Sur notre graphe, on observe que température de gaz résiduel du moteur est une ligne droite décroissante.



**Figure IV.12:** Courbe de pression de gaz résiduel du moteur en fonction de la vitesse de rotation du vilebrequin (Diesel ; mélange)

Sur notre graphe, on observe que pression de gaz résiduel du moteur est une ligne droite croissante.

### IV.2.13. Efficacité énergétique de la conversion

**Tableau IV.1:** Efficacité énergétique par conversion au fonctionnement bicarburant

Paramètres énergétiques	Moteur Diesel	Moteur bicarburant	Efficacité énergétique
Consommation Spécifique $g_e$ (g/kW.h)	232.206	198.732	14%
Puissance effectif $N_e$ (kW)	1223.76	1310.43	7%
Rendement effectif $\eta_e$ %	36.4787	36.4824	$1.014 \times 10^{-4}$ %

### IV.3. Conclusion

La modélisation du notre moteur ABC Dual Fuel type -8 DZD permet d'étudier ses performances, ainsi d'évaluer ses caractéristiques par les différents régimes dans les deux cas de fonctionnement du moteurs (Diesel ; bicarburant).

## **Conclusion générale**

## Conclusion générale

Les états en général et les puissances industrialisées en particulier sont confrontés à un monde de plus en plus énergivore. L'épuisement progressif des énergies fossiles et la dégradation de l'environnement qui en découle devient très inquiétant et incite à une recherche intensive d'un procédé de substitution en utilisant des combustibles alternatifs dans les moteurs à combustion interne.

Il ressort de notre recherche bibliographique l'intérêt grandissant des moteurs Diesel, utilisant des combustibles alternatifs. Ce mode ouvre une nouvelle voie intéressante et prometteuse en termes de réduction de suies et de monoxydes d'azote. Toutefois, son inconvénient réside dans l'importante concentration des émissions des hydrocarbures et de monoxyde de carbone par rapport au mode conventionnel. Des laboratoires de recherche élaborent de nouvelles techniques afin de réduire ces émissions polluantes en essayant de préserver les performances du moteur.

Notre sujet de thème consiste à mieux comprendre ce mode de combustion afin de savoir la possibilité de remplacer le gasoil par un combustible alternatif. En effet, pour l'Algérie disposant des réserves importante de gaz naturel.

D'après l'étude comparative qu'on a réalisée entre le fonctionnement du moteur ABC Dual Fuel type -8 DZD pour gasoil et le cas bicarburant et la modélisation des caractéristiques du régime de vitesse du moteur pour les deux cas nous avons noté une diminution de consommation spécifique de 14% et une augmentation de puissance et de rendement effectif de 7% et 1.014 % pour le fonctionnement bicarburant par rapport au moteur fonctionnant pour 100% du carburant gasoil donc on peut dire que les caractéristiques et l'efficacité énergétique du moteur bicarburant surmontent celles du moteur Diesel. Et d'après notre recherche bibliographique on constate que pour l'environnement il ya des réductions des émissions de suies avec l'utilisation des carburants alternatifs, et économiquement a cause de prix de gaz naturel moins chère que les autre carburant le moteur bicarburant est une solution économique efficace sur long terme .

## Références bibliographiques

- [1]- **Association Canadienne du Gaz** ( Le gaz naturel - un carburant propre et abordable pour le transport) Rapport d'étude 6<sup>ÈME</sup> ÉDITION 2016.
- [2]- **Antoine Beyer, Mariantonia Loprete** (Les enjeux portuaires de l'adoption du GNL comme carburant Contextes) Rapport d'étude pour la Fondation SEFACIL 2019.
- [3]- **Rachid Maamri** (Modélisation et expérimentation des moteurs à combustion fonctionnant avec différents carburants de substitution et mélanges) doctorat présenté à l'université du Québec à Trois-Rivières novembre 2014.
- [4]- **Vitaliy Asabin , Alexey Roslyakov , Leyla Kurmanova , Sergey Petukhov , and Maxim Erzamayev** (Conversion of diesel locomotive engines to operation on natural gas motor fuel) Article University (SSTU) 2019.
- [5]- **kurmanova leila salimovna** (Augmentation de l'efficacité des locomotives diesel par l'application d'un mélange de carburant diesel et de gaz naturel) thèse doctorat université de samara 2019.
- [6]- **LijiangWei , Peng Geng** (A review on natural gas/diesel dual fuel combustion, emissions and performance)Article Shanghai Maritime University, 2013.
- [ 7]- **Ghazi A. Karim** ( Dual-fuel diesel engines ) book 2015 by Taylor & Francis Group .
- [8]- **G M Dubov, D S Trukhmanov, S A Nokhrin** (The use of alternative fuel for heavy-duty dump trucks as a way to reduce the anthropogenic impact on the environment) Article Gorbachev Kuzbass State Technical University, Department of Mechanical Engineering Technology 2020.
- [9]- **J. Osorio-Tejada, E. Llera & S. Scarpellini** ( LNG: an alternative fuel for road freight transport in Europe) Article Centre of Research for Energy Resources and Consumption, University of Zaragoza, Spain 2016 .

[10]- **Iliya Kuznetsov, and Aleksey Sergel** (Prospects for the use of liquefied natural gas as a motor fuel for haul trucks) Article Gorbachev Kuzbass State Technical University, Department of Mechanical Engineering Technology 2019 .

[11]- **Fatma Zohra Aklouche** (Etude caractéristique et développement de la combustion des moteurs Diesel en mode Dual-Fuel: optimisation de l'injection du combustible pilote) thèse doctorat Ecole nationale supérieure Mines-Télécom Atlantique, 2018 .

[12]- (Etude comparative entre un moteur diesel a aspiration naturelle et un moteur suralimenté) encadré par **B.HAMTACH** mémoire de fin d'étude université de béjaia 2020.

[13] -**Fiche technique** des moteurs abc dual fuel type DZD et (v) DZD.

.

# Annexes

n tr/min	500	600	700	800	900	1000	1100	1200
$\alpha$ mélange	1,301	1,38	1,45	1,52	1,59	1,65	1,7	1,76
$\alpha$ Diesel	1,501	1,58	1,65	1,72	1,79	1,85	1,9	1,96
Pr [MPa]	0,165	0,172	0,179	0,186	0,193	0,2	0,207	0,214
T <sub>r</sub> [K]	853	844	835	826	817	808	799	790
N <sub>e</sub> mélange [kW]	790,89	951,58	1094,29	1211,11	1294,01	1335	1326,05	1259,17
N <sub>e</sub> Diesel [kW]	734,7	883,87	1016,42	1124,92	1201,93	1240	1231,69	1169,56
M <sub>e</sub> mélange [N.m]	7557,205	9091,6	10455,09	11571,13	12363,2	12754,77	12669,32	12030,3
M <sub>e</sub> Diesel [N.m]	7019,42	8444,63	9711,09	10747,71	11483,42	11847,13	11767,75	11174,21
P <sub>e</sub> mélange [MPa]	0,74	0,89	1,02	1,13	1,21	1,25	1,24	1,18
P <sub>e</sub> Diesel [MPa]	0,69	0,83	0,95	1,05	1,13	1,16	1,15	1,09
g <sub>e</sub> mélange [g/kW.h]	200,1	191,31	186,43	185,45	188,38	195,22	205,95	220,59
g <sub>e</sub> Diesel [g/kW.h]	228,62	218,58	213,01	211,89	215,24	223,05	235,31	252,04
G <sub>T</sub> mélange [kg/h]	158,27	182,05	204,01	224,61	243,77	260,61	273,11	277,77
G <sub>T</sub> Diesel [kg/h]	167,97	193,2	216,51	283,36	258,7	276,58	289,83	294,78
N <sub>i</sub> mélange [kW]	920,95	1107,94	1274,1	1410,1	1506,63	1554,35	1543,93	1466,06
N <sub>i</sub> Diesel [kW]	864,97	1040,6	1196,66	1324,4	1415,06	1459,88	1450,09	1376,95
g <sub>i</sub> mélange [g/kW.h]	171,85	164,3	160,11	159,27	161,79	167,66	176,88	189,45
g <sub>i</sub> Diesel [g/kW.h]	194,24	185,71	180,98	180,03	182,87	189,51	199,93	214,14
P <sub>i</sub> mélange [MPa]	0,91	1,07	1,22	1,34	1,43	1,43	1,488	1,43
P <sub>i</sub> Diesel [MPa]	0,85	1,01	1,14	1,26	1,34	1,39	1,399	1,35
M <sub>i</sub> mélange [N.m]	9253,79	10914,17	12403,63	13645,64	14563,69	15081,242	15121,75	14608,71
M <sub>i</sub> Diesel [N.m]	8716,01	1067,2	11659,63	12822,23	13683,91	14173,59	14220,19	13752,63

Variations de performances du moteur ABC Dual Fuel type -8 DZD en fonction du régime de vitesse.

## Résumé

Les Préoccupations environnementales et épuisement des ressources pétrolières ont forcé les chercheurs à se concentrer sur la recherche d'alternatives aux carburants pétroliers conventionnels. L'utilisation excessive de fossiles carburants épuise les réserves et augmente également la pollution de l'air. Ceux-ci améliorent la prise de conscience de l'utilisation efficace des réserves et bascule lentement vers les carburants alternatifs, qui sont respectueux de l'environnement et économiquement raisonnable. Une des solutions à y parvenir est l'utilisation de combustibles gazeux en plus de Diesel liquide dans les moteurs CI en mode bicarburant. L'utilisation du gaz naturel, est une approche prometteuse pour réduire la dépendance au pétrole à base de carburants liquides et de réduire les émissions de CO<sub>2</sub> et autres polluants du moteur Diesel.

**Mots clefs :** Conversion, Moteur hybride, Gaz naturel, Substitution, modélisation mathématique, paramètres énergétiques.

## Abstract

Environmental concerns and depletion of petroleum resources have forced researchers to focus on finding alternatives to conventional petroleum fuels. Excessive use of fossil fuels depletes reserves and also increases air pollution. These are raising awareness of efficient use of reserves and slowly shifting towards alternative fuels, which are environmentally friendly and economically reasonable. One of the solutions to achieve this is the use of gaseous fuels in addition to liquid diesel in CI engines in dual fuel mode. The use of natural gas is a promising approach to reducing reliance on petroleum-based liquid fuels and reducing emissions of CO<sub>2</sub> and other diesel engine pollutants.

**Key words:** Conversion, Hybrid engine, Natural gas, Substitution, Mathematical modelization, Energy parameters.