

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

Ecole Nationale Polytechnique



Département de Génie Mécanique

Entreprise Moteur Constantine EMO

EMO

Mémoire de projet de fin d'études

Pour l'obtention du diplôme d'ingénieur d'état en Génie Mécanique

***Contribution à la conversion du moteur Diesel F4L912
en Dual-Fuel (Gazole-GNC)***

Réalisé par :

BAKOU Mounir

BADAOUI Salaheddine

Sous la direction de :

M. Mohamed BENBRAIKA

M. Saïd RECHAK

M. Arezki SMAILI

MAA

Professeur

Professeur

Présenté et soutenu publiquement le 24-06-2018

Composition du jury :

M. Bouzid BENKOUSSAS	Professeur	Président
M. Saïd RECHAK	Professeur	Promoteur
M. Arezki SMAILI	Professeur	Promoteur
M. Mohamed BENBRAIKA	MAA	Promoteur
M. Mohamed LATRECHE	MAA	Examineur
M. Hocine BENNOUR	MAA	Examineur
M. Nabil MAROUK	DTI	Invité

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

Ecole Nationale Polytechnique



Département de Génie Mécanique

Entreprise Moteur Constantine EMO

EMO

Mémoire de projet de fin d'études

Pour l'obtention du diplôme d'ingénieur d'état en Génie Mécanique

***Contribution à la conversion du moteur Diesel F4L912
en Dual-Fuel (Gazole-GNC)***

Réalisé par :

BAKOU Mounir

BADAOUI Salaheddine

Sous la direction de :

M. Mohamed BENBRAIKA

M. Saïd RECHAK

M. Arezki SMAILI

MAA

Professeur

Professeur

Présenté et soutenu publiquement le 24-06-2018

Composition du jury :

M. Bouzid BENKOUSSAS	Professeur	Président
M. Saïd RECHAK	Professeur	Promoteur
M. Arezki SMAILI	Professeur	Promoteur
M. Mohamed BENBRAIKA	MAA	Promoteur
M. Mohamed LATRECHE	MAA	Examineur
M. Hocine BENNOUR	MAA	Examineur
M. Nabil MAROUK	DTI	Invité

Dédicace

Je dédie ce modeste travail à mon cher papa qui n'a pas cessé de me soutenir

Et à celle qui a toujours cru en moi ma chère maman

Que Dieu me les garde

A mes chers frères Ahmed, Majid, Aziz et Abdel Djebbar et à mes chères sœurs Aïcha et Fatima ; Et surtout surtout les petites Maria et Chahra

A ma grande mère, mes tantes, mes oncles, mes cousins, mes cousines.

Et toute ma famille.

A tous mes chers amis : Badro, Mhammed et Dahmani Sans oublier les autres.

A toute personne qui m'aime

Et à toute la promotion du Génie Mécanique.

Mounir

إهداء

إلى أمي وأبي

إلى إخوتي

إلى أختي

إلى عمتي

إلى جدتي

إلى جدي (رحمة الله عليه)

إلى كل من ساندني... من قريب أو من بعيد... بقليل أو

بكثير...

إلى كل هؤلاء الطيبين...

شكراً

صلاح الدين

Remerciements

Nous tenons tout d'abord à exprimer nos sentiments de gratitude et de reconnaissance au bon Dieu le tout puissant de nous avoir guidé et éclairé le chemin.

Un grand merci à nos encadreur, Mohamed BENBRAIKA, Said RECHAK et Arezki SMAILI pour leur disponibilité et leurs précieux conseils tout au long de ce projet.

Nos profonds remerciements vont aussi à l'ensemble du personnel de l'entreprise EMO, plus particulièrement à M. Marouk, directeur technique de l'entreprise et à toute l'équipe du bureau d'études ainsi qu'à M. Fouad Benmadassi opérateur au banc d'essais moteur et à M. Cherif opérateur à l'atelier de révision moteur.

On remercie M. BENKOUSSAS pour avoir accepté de présider le jury, ainsi que M. BENOUR et M. LATRECHE pour avoir accepté d'évaluer ce modeste travail.

Nous tenons aussi à remercier l'ensemble du corps enseignant du département de génie mécanique de l'Ecole Nationale Polytechnique pour les efforts qu'ils ont fourni afin de bien nous former.

Un dernier remerciement à tous ceux qui ont contribué, de près ou de loin, à l'accomplissement de ce travail.

ملخص:

العمل المعروض في هذه المذكرة عبارة عن مساهمة في تحويل محرك الديزل F4L912 علامة دوتز إلى محرك مزدوج الوقود (ديزل-غاز طبيعي مضغوط). تم إنجاز هذا العمل بالشراكة بين الشركة الوطنية لصناعة المحركات لقسنطينة ودائرة الهندسة الميكانيكية للمدرسة الوطنية المتعددة التقنيات. قُسم العمل إلى 4 أجزاء أساسية، الجزء الأول عبارة عن دراسة تقنو-اقتصادية للمشروع، حيث عُرض فيها الأثر الاقتصادي للمشروع بالإضافة إلى دراسة تقنية حول استعمال الغاز الطبيعي المضغوط في محرك الديزل. الجزء الثاني يتمثل في وصف لآلية التحويل تعتمد أساساً على التعريف بغرفة التجارب المستعملة أثناء عملية التحويل بالإضافة إلى مضخة الوقود الخاصة بالمحرك وكيفية تعديلها لملائمة نظام عمل المحرك المزدوج الوقود. جزء المشروع الثالث يتلخص في دراسة تحسينية لخلط الهواء والغاز الطبيعي المضغوط باستعمال برنامج المحاكاة الرقمي. الجزء الأخير من المذكرة تمثل في دراسة دينامو-حرارية مقارنة بين نظام عمل ديزل محض ونظام عمل مزدوج الوقود.

كلمات مفتاحية: التحويل، الغاز الطبيعي المضغوط، محرك مزدوج الوقود، المحاكاة الرقمية، غرفة تجارب، مضخة الوقود.

Abstract:

The work presented in this thesis relates to a contribution to the conversion of the Deutz Diesel engine F4L912 into Dual-Fuel (Compressed Natural Gas-Oil). This work is carried out in collaboration between the Motor Company of Constantine EMO and the Department of Mechanical Engineering of the Ecole Nationale Polytechnique; It is divided into four main parts, the first is a techno-economical study of the project, its economic impact and a technical study on the use of CNG in a diesel engine. The second part is a description of the conversion methodology based on the presentation of the engine test bench which will be used during the conversion and the specific injection pump of the engine by illustrating its setting in dual-fuel mode. The third part consists of an optimization and improvement study of the Air-CNG mixer using numerical simulation. Finally, the fourth part is summed up in a comparative thermodynamic study between the pure diesel and dual-fuel cycle.

Key words: conversion, CNG, dual-fuel, numerical simulation, test bench, injection pump, mixer.

Résumé :

Le travail présenté dans ce mémoire est relatif à une contribution à la conversion du moteur Diesel F4L912 de marque Deutz en Dual-Fuel (Gazole-Gaz Naturel Comprimé). Ce travail est réalisé en collaboration entre l'Entreprise Moteur Constantine EMO et le département de Génie Mécanique de l'Ecole Nationale Polytechnique. Ce travail est réparti en quatre parties principales ; la première est une étude technico-économique du projet, son impact économique ainsi qu'une étude technique sur l'utilisation du GNC dans un moteur Diesel. La deuxième partie est une description de la méthodologie de conversion basée sur la présentation du banc d'essais à utiliser durant la conversion et de la pompe d'injection spécifique au moteur avec son réglage compatible avec le mode de fonctionnement dual-fuel. La troisième partie consiste en une étude d'optimisation et d'amélioration du mélangeur Air-GNC en utilisant la simulation numérique. Finalement, la quatrième partie se résume dans une étude thermodynamique comparative entre le cycle Diesel pur et dual-fuel.

Mots clés : conversion, GNC, dual-fuel, simulation numérique, banc d'essais, pompe d'injection

Table des matières

Liste des tableaux

Liste des figures

Introduction Générale..... 16

Chapitre 1 : Etude technico-économique du projet

1.1-Etude économique :..... 19

1.1.2- L'Algérie grand consommateur de pétrole 19

1.1.3- Riche en carburants mais importatrice de gazole et d'essence 19

1.1.4- Stratégie économique de l'état Algérien..... 20

1.1.5- Est-ce la bonne solution ? 21

1.1.6- Conclusion : 24

1.2-Le potentiel Algérien en gaz naturel 25

1.2.1- Production et consommation de l'Algérie en gaz naturel (billion m3)..... 26

1.2.2- L'Algérie grand exportateur de gaz naturel : 26

1.2.3- Le GNV comme carburant alternatif : 28

1.2.4- Moyens de transport de gaz naturel : 28

1.2.5- La mobilité GAZ..... 30

1.2.6- Les carburants utilisés en Algérie : 32

1.2.7- Le gaz naturel : 33

1.2.8- Composition du GNC : 33

1.2.9- Propriétés physico-chimiques du GNC..... 35

1.2.10- Analyses des principales caractéristiques physico-chimiques du gaz naturel : . 37

1.2.11- Conclusion : 38

1.2.12- Le GNV dans le contexte de pollution atmosphérique : 38

1.2.13- Avantages de GNC : 39

1.2.14- Inconvénients : 41

Chapitre 2 : Méthodologie de conversion

2.1-Banc d'essais :..... 44

2.1.1- Introduction : 44

2.1.2- Définition : 44

2.1.3- Les composants du banc d'essais : 45

2.1.4- Le processus de test sur le banc d'essais : 51

2.1.5- Les principales anomalies du moteur F4L912 : 52

2.1.6- Notion de sécurité au banc d'essais : 53

2.2-Pompe d'injection : 54

2.2.1-	Equipements d'injection :	54
2.2.2-	Filtre gazole :	55
2.2.3-	La pompe d'alimentation :	56
2.2.4-	Injecteurs :	56
2.2.5-	Description de la pompe d'injection du moteur F4L912 :	57
2.2.6-	Le régulateur de vitesse :	58
2.2.7-	Dosage du carburant :	61
2.2.8-	Mécanisme de régulation du débit :	62
2.2.9-	Réglage en mode Dual-Fuel :	63
2.3-	Cahier des charges :	67
2.3.1-	Présentation de l'entreprise :	67
2.3.2-	Contexte actuel :	67
2.3.3-	Définition de projet :	67
2.3.4-	Les composants nécessaires :	68
2.3.5-	Les objectifs à atteindre :	69

Chapitre 3 : Optimisation du mélangeur

3.1-	Introduction :	71
3.2-	Systèmes d'injection du GNC :	71
3.2.1-	Injection séquentielle :	71
3.2.2-	Injection avec mélangeur :	72
3.3-	Etudes précédentes faites sur le mélangeur :	73
3.4-	Etude d'optimisation :	74
3.4.1-	Dimensions du mélangeur :	74
3.5-	Simulation CFD.....	78
3.5.1-	Conditions aux limites :	79
3.5.2-	Calcul des paramètres des conditions aux limites :	80
3.5.3-	Paramètres de simulation :	82
3.5.4-	Etude d'indépendance de maillage	84
3.5.5-	Calcul de l'indice d'uniformité :	86
3.5.6-	Analyse des résultats :	88
3.6-	Conclusion :	91

Chapitre 4 : Etude thermodynamique comparative entre le cycle Diesel et Dual-Fuel

4.1-	Introduction :	93
4.2-	Etude thermodynamique du cycle diesel pur :	93

4.2.1-	Généralité et hypothèses :	93
4.2.2-	Calcul des paramètres de fin admission :	95
4.2.3-	Calcul des paramètres de fin compression :	97
4.2.4-	Calcul des paramètres de fin combustion :	97
4.2.5-	Calcul des paramètres de fin détente :	101
4.2.7-	Calcul des paramètres indiquées caractérisant le cycle :	102
4.2.8-	Résultats du cycle Diesel :	104
4.3-Etude expérimentale du cycle Diesel pur :		105
4.4-Comparaison des résultats théoriques et expérimentaux du cycle Diesel :		109
4.4.1-	Analyse des résultats	111
4.5-Etude thermodynamique du cycle dual-fuel Diesel-GNC		111
4.5.1-	Hypothèses :	111
4.5.2-	Calcul des paramètres de fin admission :	112
4.5.3-	Calcul des paramètres de fin compression :	113
4.5.4-	Calcul des paramètres de fin combustion :	114
4.5.5-	Calcul des paramètres de fin détente :	118
4.5.6-	Calcul des paramètres de fin échappement :	118
4.5.7-	Calcul des paramètres indiqués caractérisant le cycle :	118
4.5.8-	Calcul des paramètres effectifs caractérisant le cycle :	119
4.5.9-	Calcul du rendement thermodynamique du cycle <i>η_{ther}</i> :	119
4.5.10-	Résultats du cycle Dual-Fuel :	120
4.6-Etude comparative entre le cycle Diesel et Dual-Fuel		121
4.6.1-	Analyse des résultats	122
Conclusion Générale		125
Références		127
Annexes		129

Liste des tableaux

Chapitre 1

Tableau 1. 1 La consommation des carburants en Algérie	19
Tableau 1. 2 Propriétés des carburants utilisés en Algérie.....	33
Tableau 1. 3 Caractéristiques principales du GNV	37
Tableau 1. 4 Emissions de CO_2 Carburants conventionnels et alternatifs [11]	39

Chapitre 2

Tableau 2. 1 Programme de rodage des moteurs FL912[16]	52
Tableau 2. 2 Les principales anomalies des moteurs F4L912 [16]......	53
Tableau 2. 3 Débit d'injection GNC/gazole en fonction du régime moteur	65

Chapitre 3

Tableau 3. 1 Dimensions du mélangeur [21]	74
Tableau 3. 2 Les caractéristiques de l'alliage d'aluminium 6082 [21]......	74
Tableau 3. 3 Débit d'injection du GNC à 1500 tr/min.....	76
Tableau 3. 4 Les paramètres du mélangeur.....	77
Tableau 3. 5 Paramètres des conditions aux limites.....	82
Tableau 3. 6 Paramètres de simulation.....	83
Tableau 3. 7 Définition des modèles destinés à l'étude d'optimisation.	83
Tableau 3. 8 Les différents modes de maillage utilisés (modèle 2)	84
Tableau 3. 9 Variation de UI et de f_{CH_4} pour les différents modes de maillage à la sortie de mélangeur.	86
Tableau 3. 10 UI et f_{CH_4} pour les 6 modèles de mélangeur	88

Chapitre 4

Tableau 4. 1 Les données du cycle Diesel pur.	95
Tableau 4. 2 Coefficients des énergies internes.	99
Tableau 4. 3 Tableau des paramètres de la phase combustion du cycle Diesel pur.	101
Tableau 4. 4 Résultats du cycle Diesel pur	104
Tableau 4. 5 Variations des performances du moteur en fonction du régime moteur.	105
Tableau 4. 6 Les formules de calcul des performances.....	106
Tableau 4. 7 Résultats expérimentaux du cycle Diesel pur.....	107
Tableau 4. 8 Consommation théorique et expérimentale aux différents régimes moteur.....	109
Tableau 4. 9 Couple théorique et expérimental aux différents régimes moteur.....	110
Tableau 4. 10 Puissance théorique expérimentale aux différents régimes moteur.	110
Tableau 4. 11 Tableau des données du cycle dual fuel.	112
Tableau 4. 12 Tableau des paramètres de la phase combustion du cycle dual fuel.	117
Tableau 4. 13 Tableau des résultats du cycle dual fuel.	120
Tableau 4. 14 Comparaison de la consommation spécifique Diesel/dual-fuel	121
Tableau 4. 15 Comparaison du couple moteur Diesel/dual-fuel	121
Tableau 4. 16 Comparaison de la puissance Diesel/dual-fuel.....	122
Tableau 4. 17 recommandations d'améliorer des performances du moteur en version Dual-Fuel.....	123

Liste des figures

Chapitre 1

Figure 1. 1 L'évolution des normes antipollution [7]	24
Figure 1. 2 Distribution mondiale des réserves du GNC[8].....	25
Figure 1. 3 L'Algérie figure parmi les pays les plus riches en gaz naturel[8].	26
Figure 1. 4 Production des pays africains de gaz naturel (en billion m ³)[8].....	26
Figure 1. 5 Consommation des pays africains de gaz naturel (en billion m ³) [8].	26
Figure 1. 6 Pays auxquels l'Algérie exporte le gaz naturel par gazoducs[8]	27
Figure 1. 7 Pays auxquels l'Algérie exporte le gaz naturel par méthanier[8].....	27
Figure 1. 8 L'Algérie est le principal distributeur de gaz naturel vers l'Europe[8].	28
Figure 1. 9 L'évolution de l'utilisation de la voiture GNV sur le parc automobile mondial[10]	31
Figure 1. 10 Nombre de véhicules en GNV[10]	31
Figure 1. 11 Composition moyenne du gaz naturel de différents pays[11].	34

Chapitre 2

Figure 2. 1 Schéma général d'un banc d'essais [13].....	45
Figure 2. 2 Les composants du banc d'essais moteur de l'entreprise EMO [14].....	46
Figure 2. 3 Représentation schématique du mouvement en hélice du liquide dans un coupleur hydraulique (même principe que le frein) [12].	46
Figure 2. 4 Le frein hydraulique à commande électrique [13].	47
Figure 2. 5 Dispositif de calcul de la consommation du gazole.....	49
Figure 2. 6 Les afficheurs des capteurs du banc d'essais EMO.....	49
Figure 2. 7 Le système d'alimentation en gazole dans le banc d'essais.	50
Figure 2. 8 Dispositif de rodage/réglage du moteur.....	51
Figure 2. 10 Circuit d'injection [17].	55
Figure 2. 11 la composition du filtre gazole [17].	55
Figure 2. 12 Pompe d'alimentation à membrane	56
Figure 2. 13 Injecteur et porte injecteur [17].	57
Figure 2. 14 Les organes de la pompe d'injection du moteur F4L912	58
Figure 2. 15 Le régulateur de vitesse de la pompe.....	59
Figure 2. 16 Système d'injection du carburant	60
Figure 2. 17 Les phases de la course de refoulement [17]	62
Figure 2. 18 Position du piston de pompe à différents débits d'injection [18]	62
Figure 2. 19 Dessin explicatif des vis de réglage de la pompe d'injection [16].	64
Figure 2. 20 Consommation du gazole en fonction du régime moteur à des taux de substitution différents.....	66
Figure 2. 21 Consommation du gazole en fonctionnement Dual-fuel.	66

Chapitre 3

Figure 3. 1 Injection séquentielle [19]	71
Figure 3. 2 Injection avec mélangeur [20].	72
Figure 3. 3 Le schéma du mélangeur de type venturi [21].....	73
Figure 3. 4 Illustration de l'effet Venturi	75
Figure 3. 5 Les paramètres géométriques du mélangeur.....	75
Figure 3. 6 Vue en perspective isométrique	78
Figure 3. 7 Coupe dans le plan YZ.....	78
Figure 3. 8 Les faces sur lesquelles les conditions aux limites ont été appliquées	79
Figure 3. 9 Les sept cas du modèle 4 trous utilisés dans l'étude de maillage.	85
Figure 3. 10 L'indice d'uniformité à la sortie du mélangeur (modèle 2).	86

Figure 3. 11 La fraction massique du CH_4 à la sortie du mélangeur (modèle 4 trous) dans l'étude de maillage.	86
Figure 3. 12 Fraction massique du CH_4 à la section de sortie des mélangeurs.	89
Figure 3. 13 Fraction massique du CH_4 à l'intérieur des mélangeurs.	90

Chapitre 4

Figure 4. 1 Le diagramme P.V du cycle Diesel théorique et réel.	94
Figure 4. 2 Courbe de puissance expérimentale du cycle Diesel pur.....	108
Figure 4. 3 Courbe du couple expérimental du cycle Diesel pur	108
Figure 4. 4 Courbe expérimentale de la consommation spécifique du cycle Diesel.....	108
Figure 4. 5 Comparaison entre la consommation théorique et expérimentale.	109
Figure 4. 6 Comparaison entre le couple théorique et expérimental.....	110
Figure 4. 7 Comparaison entre la puissance théorique et expérimentale.	110
Figure 4. 8 Comparaison entre la consommation dans les deux modes Diesel-pur et Dual-fuel.	121
Figure 4. 9 Comparaison entre le couple dans les deux modes Diesel-pur et Dual-fuel.....	121
Figure 4. 10 Comparaison entre la puissance dans les deux modes Diesel-pur et Dual-fuel.	122

Nomenclature

EMO	Entreprise de fabrication des Moteurs Constantine
GNC	Gaz Naturel Comprimé
GNL	Gaz Naturel Liquéfié
GNV	Gaz Naturel pour Véhicule
GPL	Gaz de Pétrole Liquéfié
PMH	Point Mort Haut
PMB	Point Mort Bas
AOA	Avance Ouverture Admission
AOE	Avance Ouverture Échappement
PCI	Pouvoir Calorifique Inférieur
TOE	Tonnes Equivalent Pétrole
Mt	Millions de tonnes
ISO	Organisation Internationale de Normalisation
RAFST	L'équivalent massique du pouvoir comburivore
Al.co	Moteur à Allumage Commandé
GMP	Groupe Motopropulseur
HC	Hydrocarbures Imbrulés
PMs	Particules Fines
UI	L'indice d'uniformité
$f_{moy}^{CH_4}$	Fraction massique moyenne de CH_4
\dot{m}	Débit massique [kg/s]
\dot{n}	Débit molaire [$mole/s$]
Q_a	Débit volumique d'air stœchiométrique [m^3/s]
r^{th}	Rapport théorique air/carburant
\mathcal{M}	Le nombre de Mach
c	Vitesse du son dans l'air [m/s]
ρ	Masse volumique [kg/m^3]
ν	Viscosité dynamique [$kg/m.s$]
p_t	Pression totale [bar]
U	Vitesse [m/s]
D	Diamètre de section du passage [mm]
Re	Nombre de Reynolds
k	Energie de turbulence [m^2/s^2]
ϵ	Taux de dissipation [m^2/s^3]
π_d	Coefficient de perte de charge
\bar{R} ou R	Constante des gaz parfaits [$J/kmole.K$]
γ	Rapport des chaleurs spécifiques
C_p	Chaleur spécifique à pression constante [$J/kg.K$]
C_v	Chaleur spécifique à volume constant [$J/kg.K$]
T_r	Température des gaz résiduels [K]
S_p	Section du piston [m^2]
S_{ad}	Section de la soupape d'admission [m^2]
c	Course du piston [m]
C_y	Cylindrée [m^3]
U_p	Vitesse du piston [m/s]

U_{ad}	Vitesse de l'air à travers la soupape d'admission [m/s]
β	Le coefficient d'amortissement de la vitesse d'écoulement de la charge,
ξ_{ad}	Coefficient caractérisant la résistance à l'écoulement du système d'admission
ε	Taux de compression volumétrique
λ	Taux d'élévation de pression
k_c	Coefficient polytropique de compression
k_d	Coefficient polytropique de détente
M	Masse molaire [$kg/kmole$]
$P_{co_{th}}^0$	Pouvoir comburivore massique théorique [$kg\ d'air/kg\ de\ combustible$]
$P_{co_{th}}^{01}$	Pouvoir comburivore molaire théorique [$kmole\ d'air/kg\ de\ combustible$]
$P_{co_r}^0$	Pouvoir comburivore massique réel [$kg\ d'air/kg\ de\ combustible$]
$P_{co_r}^{01}$	Pouvoir comburivore molaire réel [$kmole\ d'air/kg\ de\ combustible$]
α	Coefficient d'excès d'air
φ	La charge d'appoint
ϕ	Coefficient de la charge d'appoint
ψ	Coefficient d'arrondissement du diagramme
ξ_{cb}	Rendement de la chambre de combustion
η_m	Rendement mécanique [%]
N	Vitesse de rotation (régime) [tr/min]
η_v	Le taux de remplissage
K_p	Le coefficient de pureté
ϱ	Le taux de détente préliminaire
N_a	Le nombre de $kmoles$ la charge fraîche [$mole$]
N_{gc}	Le nombre de $kmoles$ des gaz de combustion [$mole$]
μ_c	Le coefficient chimique de variation molaire
μ_t	Le coefficient total de variation molaire
ξ_{cb}	Le taux d'utilisation de chaleur
δ_t	Le rapport de pression
ξ_1	Coefficient d'utilisation de pouvoir calorifique inférieur
ξ_2	Coefficient de perte de chaleur par le refroidissement de l'enceinte de combustion
u	Energie interne [J]
δ	Le taux volumétrique de détente
p_{atm}	Pression atmosphérique [bar]
p_{mi}	La pression moyenne indiquée [bar]
W_i	Le travail total indiqué [J]
$Q_{combustion}$	La quantité totale de chaleur de combustion [J]
P_i	La puissance indiquée [kW]
N_{cy}	Le nombre des cycles par seconde [$cycle/s$]
C_i	Le couple moteur indiqué [$N.m$]
η_i	Le rendement indiqué [%]
φ_i	La consommation spécifique indiquée [g/kWh]
p_{me}	La pression moyenne effective [bar]
P_e	La puissance effective [kW]
C_e	Le couple moteur effectif [$N.m$]
η_e	Le rendement effectif [%]
φ_e	La consommation spécifique indiquée [g/kWh]
C_h	Consommation horaire [kg/h]

η_{ther}	Le rendement du cycle [%]
X	Charge appliquée au moteur [N]
P_f	Puissance au frein [kW]
P_c	Puissance corrigée [kW]
Q	Débit d'injection [$mm^3/coup$]
t	Temps de consommation de gazole [s]
V	Volume de l'éprouvette utilisée pour mesurer la consommation sur le banc d'essais [mm^3]
τ_D	Le taux de substitution [%]

Introduction Générale

Introduction Générale

Dans un contexte où la mobilité durable s'inscrit de plus en plus dans les politiques de déplacement, nombreuses sont les collectivités à engager des réflexions sur les types de carburants utilisés et leurs conséquences environnementales. De plus, l'évolution très rapide des problèmes énergétiques et environnementaux impose d'utiliser les atouts des énergies alternatives. A cet effet, le transport routier se trouve face à ce double enjeu : la diversification énergétique et solution écologique.

Même si les carburants conventionnels représentent actuellement et demeureront à moyen terme une part significative du mix énergétique pour la mobilité, il est évident que la part des carburants alternatifs utilisés par les nouveaux véhicules ne va cesser de croître, vu les efforts législatifs internationaux où les normes visant à réduire fortement les émissions polluantes des véhicules sont de plus en plus contraignantes.

Dans le passé le gaz naturel a toujours été utilisé dans les secteurs domestiques et industriels. Les applications dans le domaine des transports sont restées extrêmement faibles. Cependant depuis le début des années 90, le gaz naturel a commencé à être utilisé comme carburant GNV (Gaz Naturel pour Véhicules), tout d'abord pour des questions de diversification énergétique puis pour des soucis écologiques. Le GNV devient le carburant propre par excellence.

Dans cette optique, l'Entreprise Moteur de Constantine EMO s'est engagée en collaboration avec le département de Génie Mécanique de l'Ecole Nationale Polytechnique pour lancer un projet de conversion de ses moteurs Diesel FL912 de marque DEUTZ en Dual-Fuel (Gazole-GNC).

EMO est une entreprise publique de fabrication de moteurs Diesel de marque Deutz à adaptation multiple depuis 1970. Afin de créer une nouvelle source d'investissement et pour être en accord avec la tendance économique mondiale, l'entreprise a lancé ce projet prometteur de conversion de ses moteurs en dual-fuel comme première étape, la deuxième étape du projet sera de tenter une conversion totale en gaz naturel.

Notre projet est une contribution et une amélioration des études faites au préalable dans la thématique de conversion du moteur Diesel F4L912 en dual-fuel, en effet, plusieurs études ont été menées dans ce sens au niveau de notre département que ce soit pour le dimensionnement d'un banc d'essais moteur mobile Dual-Fuel ou pour l'étude du cycle Dual-Fuel et la simulation de la combustion dans un tel moteur. Pour mener à bien notre projet, nous l'avons réparti en 4 chapitres :

Le premier chapitre est essentiellement bibliographique où nous avons fait une étude technico-économique de notre projet. Cette étude est divisée en deux parties principales, la première est une étude sur l'impact économique du projet, au cas où l'état décidera de le concrétiser, dans laquelle nous avons fait un bilan sur la consommation nationale des carburants classiques et leur facture d'importation, comme nous avons fait une étude critique de la stratégie énergétique de l'état Algérien en exposant le potentiel algérien en gaz naturel et en montrant les désavantages du monopole énergétique (celui des ressources pétrolières). Dans la deuxième partie une étude technique sur la possibilité de l'utilisation du gaz naturel comme carburant alternatif dans un moteur Diesel a été faite où nous avons fait une comparaison entre le GNV et les autres carburants (GPL, essence, gazole) et nous avons montré les avantages et les inconvénients du GNV. Notre contribution se montre clairement dans les chapitres suivants.

Le deuxième chapitre est consacré à la méthodologie de conversion. En premier lieu nous avons présenté le banc d'essais moteur sur lequel la conversion sera faite en illustrant ses différents composants et en expliquant son principe de fonctionnement ainsi que le processus de rodage et de réglage des moteurs une fois installés sur le banc d'essais. En deuxième lieu, nous avons présenté la pompe d'injection du moteur F4L912 en expliquant son principe de fonctionnement et en décrivant le réglage à lui apporter de manière à ce que le moteur puisse fonctionner en version Dual-Fuel.

Le troisième chapitre est une contribution à l'amélioration du mélangeur Air-GNC proposé dans les études antérieures où nous avons fait une étude d'optimisation afin d'améliorer l'homogénéité du mélange qui est directement liée avec la qualité de combustion en utilisant l'outil de simulation ANSYS.

Dans le quatrième chapitre nous avons fait un calcul théorique des paramètres thermodynamiques du cycle Diesel et du cycle Dual-Fuel. Nous avons aussi prélevé les courbes de performances de notre moteur afin de les utiliser comme support de comparaison entre les résultats expérimentaux et ceux obtenus théoriquement. Ce chapitre est finalisé par une étude comparative entre le mode de fonctionnement Diesel pur et Dual-Fuel.

Le présent mémoire est clôturé par une conclusion générale résumant l'ensemble du travail réalisé.

Chapitre 1 :

Etude technico-économique du projet

1.1- Etude économique :

1.1.2- L'Algérie grand consommateur de pétrole

Selon la dernière édition du « Statistical Review of World Energy » sur la production et la consommation de charbon, de pétrole et de gaz, publié par le groupe britannique British Petroleum, l'Algérie se classe à la troisième place des pays consommateurs de pétrole en Afrique. Devancée par l'Egypte et l'Afrique du Sud.

En 2016, l'Afrique a produit au total 374.8 millions de tonnes équivalent pétrole (TOE) de charbon, soit 8,6% de la production mondiale et consomme 185.4 TOE ce qui équivaut au 4.2% de la consommation mondiale.

Le rapport révèle également que la troisième place revient à l'Algérie en termes de consommation de pétrole à l'échelle du continent africain. Par ailleurs et dans un rapport séparé, la compagnie pétrolière britannique explique que l'Algérie a consommé une moyenne de 412000 barils/jour durant l'année 2016, devancée par l'Egypte avec une moyenne de 853 000 barils/jour et l'Afrique du Sud, le pays le plus industrialisé du Continent, avec une consommation de 560 000 barils/jour [1].

1.1.3- Riche en carburants mais importatrice de gazole et d'essence

- **La consommation nationale des carburants :**

En totalité, la consommation globale des carburants a atteint 14,68 millions de tonnes (Mt) en 2017. Le gazole est le carburant le plus consommé avec une quantité de 10 Mt, l'essence marque une consommation de 4.1 Mt et le GPL-c de 457 000 tonne [2].

Tableau 1. 1 La consommation des carburants en Algérie

Produit	Consommation à fin décembre 2017	
	Quantité	Part
Essence normale	1 179 228	8.0%
Essence super	1 532 626	10.4%
Essence sans plomb	1 435 182	9.8%
Total essence	4 147 037	28.2%
Gazole	10 082 589	68.7%
Total carburants	14 229 626	96.9%
GPL-c	456 978	3.1%
Total	14 686 604	100.0%

- **Facture d'importation des carburants :**

En 2017, la facture d'importation des carburants s'est chiffrée à près de 1,6 milliard de dollars (2,96 millions de tonnes de carburants importés). Afin de réduire la facture d'importation des carburants, un programme d'investissements a été entamé pour renforcer les capacités actuelles de production des raffineries, qui sont de 11,5 millions tonnes/an de

carburants alors que la consommation, qui a explosé ces dernières années, a atteint 15 millions de tonnes de carburants annuellement [3].

De plus La subvention des carburants par l'état rend la facture plus élevée, à titre d'exemple le litre de gazole est acheté avec 0.9 € par l'état et vendu à 0.4 € aux consommateurs.

1.1.4- Stratégie économique de l'état Algérien

Pour répondre aux besoins nationaux en produits dérivés dont le gazole, Sonatrach a lancé un vaste programme de développement de l'industrie du raffinage.

Un programme scindé en deux axes : la réhabilitation des vieilles raffineries pour porter les capacités installées de 22 à 27 millions de tonnes par an, et la réalisation de nouvelles raffineries afin de rehausser les capacités de production et de traitement des produits dérivés pour répondre aux besoins nationaux, et en exporter les excédents.

Le plan de réhabilitation, qui coûte la somme de 4,5 milliards de dollars à Sonatrach, concerne les raffineries d'Alger, Arzew et de Skikda.

Avant sa rénovation, la raffinerie d'Arzew traitait 2,5 millions de tonnes/an de pétrole brut saharien et 280.000 tonnes de pétrole importé. Aujourd'hui, sa capacité de traitement est passée à 3,8 millions de tonnes/an.

Pour ce qui est de la raffinerie de condensat de Skikda, qui avait une capacité de traitement de 5 millions de tonnes/an et 20.000 tonnes de bitumes, elle traite, après la rénovation de son complexe, 980.000 tonnes de gazole, 550.000 tonnes de fuel et 490.000 tonnes d'essence normale ainsi que 120.000 tonnes de bitumes.

A cela s'ajoute le méga train GPL à proximité de la région qui a coûté 2,9 milliards de dollars pour sa réalisation. Son niveau de production de 4,7 millions de tonnes vise à augmenter les capacités de traitement de gaz de Sonatrach.

Pour ce qui est de la raffinerie d'Alger, une fois mise en service, elle verra sa capacité de production en gazole passer de 737.000 tonnes/an à 1,18 million de tonnes/an, ainsi qu'un doublement de la capacité de production de l'essence super avec une hausse conséquente des capacités de stockage de carburants.

La raffinerie d'Alger devra être livrée en décembre 2018 tandis que les travaux de réalisation de la raffinerie de Hassi Messaoud seront entamés au cours de l'année 2018, et l'appel d'offres pour la raffinerie de Tiaret sera lancé prochainement en 2018.

La compagnie Sonatrach a signé le 15-01-2018 un contrat de processing avec une raffinerie pétrolière italienne permettant au groupe algérien de transformer par lui-même en Italie une partie du pétrole brut algérien en carburants. Avec ce processing l'Algérie cessera d'importer les carburants pour près de deux (2) milliards de dollars/an.

Il s'agit pour Sonatrach de louer les équipements du raffineur italien sur place pour procéder aux opérations de raffinage en Italie, ce qui permettra à Sonatrach de récupérer les carburants obtenus à un prix moins cher [4].

1.1.5- Est-ce la bonne solution ?

Dans ce qui suit nous allons essayer de faire une comparaison entre la tendance énergétique mondiale et la stratégie économique nationale afin de montrer l'importance de l'adoption d'une économie bas carbone en favorisant les carburants propres, en particulier le gaz naturel.

- **Voiture GNV :**

Il y a quelques années la question était surréaliste. Et pourtant, réduction impérative des émissions de CO_2 , de particules fines et d'oxyde d'azote oblige, le GNV apparaît aujourd'hui comme l'alternative la plus sérieuse à l'essence et au gazole. Plus de 18 millions de véhicules l'utilisent déjà dans le monde. Mercedes, Renault, Iveco, Scania, MAN, Volvo ont pris le virage écologique du gaz carburant. Les entreprises aussi se mettent au GNV ! Monoprix, Carrefour, Castorama, Picard, Biocoop, Point P, Saint-Gobain Distribution Bâtiment France, Sodexo, Ikea... Les leaders de la grande distribution sont de plus en plus nombreux à choisir le gaz carburant pour approvisionner leurs magasins en ville. Beaucoup d'entreprises de collecte et de traitement des déchets ont également converti leurs flottes automobiles au GNV : Sita, Veolia, Derichebourg, Coved, Nicollin, Paprec, Sepur ou Pizzorno roulent plus vert ! Enfin, les spécialistes du transport de marchandises ne sont pas en reste non plus. La révolution est donc en marche. Alors, le GNV est-il le carburant du futur ? Sans doute, en tout cas il en a les propriétés [5].

- **Voiture électrique & hybride :**

Ces dernières années, les grandes marques automobiles ont, pour la quasi-totalité d'entre elles, annoncé leur souhait de s'investir dans la mobilité alternative au cours des prochaines années en lançant une gamme de véhicules électriques ou hybrides rechargeables. Nous allons présenter dans ce qui suit les futurs projets des plus grands constructeurs automobiles mondiaux pour illustrer le penchant que va prendre le secteur automobile.

❖ RENAULT

Le constructeur français est bien en avance par rapport à ses concurrents puisqu'il propose désormais à la vente une citadine électrique dont l'autonomie réelle dépasse les 300 km et ce, sans se placer sur le segment du haut de gamme, comme Tesla. Cette nouveauté permettra que la balance penche de plus en plus pour la mobilité électrique.

Par ailleurs, Renault va développer dans le cadre de son alliance avec Nissan une voiture électrique low cost en Chine, un marché où le véhicule électrique est très présent - environ 88000 véhicules électriques avaient été immatriculés en 2015.

Pour le marché automobile global, Renault devrait revoir sa ZOE à l'horizon 2020, en y intégrant une base technique spécialement conçue pour la motorisation électrique.

❖ BMW

A l'occasion d'une interview donnée dans le cadre du Mondial de l'Automobile à Paris, Harald Krüger, président du directoire de BMW, espère que 15 à 25% des voitures vendues par le groupe d'ici 2025 seront électriques, soit entre 300 000 et 500 000 véhicules par an. 100 000 ventes d'ici à la fin de l'année par le groupe allemand.

Parmi les annonces dévoilées : une version électrique de la Mini et du SUV X3 compact. Ces deux véhicules seront prêts à être distribués sur le marché respectivement en 2019 et en 2020. En attendant, une première MINI hybride rechargeable est commercialisée depuis février 2017 en Europe. Le constructeur propose également en version rechargeable un nombre de plus en plus important de ses modèles, à titre d'exemple le modèle 530e iPerformance de la nouvelle Série 5 disponible depuis mars 2017.

❖ VOLKSWAGEN

Le constructeur allemand envisage de commercialiser d'ici 2025 une trentaine de modèles électriques qu'il souhaite écouler à 2-3 millions d'exemplaires, faisant des véhicules électriques 25% de ses futures ventes. La production de ces nouveaux modèles doit débuter en 2021 en Amérique du Nord en commençant très certainement par la version grand public de la compacte électrique "I.D. Concept". Présentée lors du Mondial de l'automobile à Paris et disposant de 400 à 600 km d'autonomie, cette voiture électrique pourrait être commercialisée dès 2020. La version pleinement autonome de ce véhicule devrait quant à elle voir le jour en 2025.

La production de véhicules électriques aura aussi lieu en Chine puisqu'un protocole d'accord avec le Groupe JAC été signé début septembre 2016 en vue de mettre en place une plateforme de production de véhicules électriques commune.

Côté utilitaire, le constructeur allemand a présenté lors du Salon du véhicule utilitaire à Hanovre en 2016 le e-Crafter qui devrait arriver sur le marché en fin 2016. Ce nouvel utilitaire électrique détient un pack de batterie lithium-ion d'une capacité de 43 kWh et d'une autonomie de 200 km selon la configuration. Toutefois selon le constructeur, les améliorations futures de la batterie laissent entrevoir une autonomie future de 400 km.

❖ DAIMLER

Début septembre 2016, le groupe allemand avait annoncé son ambition de sortir au moins 6 à 8 modèles électriques entre 2018 et 2024, principalement des crossovers et des véhicules utilitaires. Un premier concept-car présenté lors du Mondial de l'Automobile à Paris préfigure la future gamme 100% électrique baptisée « EQ ». Le premier modèle serait un SUV et arriverait sur le marché en 2020 environ.

Le salon parisien de l'automobile était également l'occasion pour Daimler de présenter 3 nouvelles smart électriques six ans après la première : la Fortwo, la Forfour (une quatre places) ainsi qu'une Fortwo en version cabriolet. Le futur de la Smart, voiture à vocation urbaine, sera donc résolument électrique ! Au total, 10 milliards d'euros seront investis dans la transition vers les modèles électriques.

Du côté des poids lourds, Daimler a déjà présenté un utilitaire léger, un camion et un bus électriques lors du Salon international du véhicule utilitaire en Allemagne, à Hanovre.

❖ VOLVO

Le constructeur suédois avait annoncé en avril 2016 son objectif d'atteindre 1 million de véhicules électriques et hybrides en vente cumulée à l'horizon 2025. Mi-janvier 2017, la marque a déposé auprès de l'Office de l'Union européenne de la propriété intellectuelle (EUIPO) des noms de ses futurs modèles électriques : P5, P6, P8, P9 et P10. Henrik Green, le vice-président de la recherche et du développement du constructeur, a récemment annoncé que le premier modèle de cette gamme dédiée aux véhicules à motorisation électrique arriverait en 2019. Le groupe ne devrait en fait pas s'arrêter à quelques modèles : cette année-

là devrait sonner la fin du moteur thermique dans ses véhicules. Tous ceux entrant en production seront alors entièrement électriques ou hybrides.

❖ TESLA

En mai 2016 le constructeur américain avait annoncé un objectif de 500 000 voitures électriques produites en 2018. Toutefois le volume de production de l'année 2016 a été un peu plus faible que celui initialement prévu : sur les 80 000 véhicules annoncés, 76 230 véhicules ont bien été livrés. La capacité productive de la firme devrait toutefois augmenter pour faire face à une forte demande pour la Model 3.

Avec ce nouveau modèle, l'entreprise souhaite en effet s'ouvrir à des portefeuilles plus modestes pour pouvoir concurrencer la Nissan LEAF. Les premières livraisons interviendront en 2018 tard moyennant un prix de départ de 35 000 \$. Le prix applicable à l'Europe devrait être annoncé prochainement, mais il devrait se situer aux alentours des 30 000 €. Un quatrième modèle est en prévision pour Tesla : il s'agit d'un crossover baptisé "Model Y" dont la commercialisation devrait intervenir à l'horizon 2020 [6].

• Normes mondiales antipollution :

Les normes européennes d'émission, dites normes Euro sont des règlements de l'Union européenne qui fixent les limites maximales de rejets polluants pour les véhicules roulants. Il s'agit d'un ensemble de normes de plus en plus strictes s'appliquant aux véhicules neufs. Leur objectif est de réduire la pollution atmosphérique due au transport routier.

Depuis le 1er septembre 2017, les nouveaux modèles de voitures à homologuer sont soumis à une évolution de l'actuelle norme antipollution. Baptisée Euro 6c, elle n'impose pas de nouveaux seuils d'émissions polluantes - sauf pour les moteurs essence à injection directe, désormais limités à une quantité de particules émises, et plus uniquement une masse. Mais elle cache un bouleversement encore plus profond : une nouvelle méthode de mesure de la consommation, du CO_2 et des polluants, bien plus exigeante d'autant qu'elle se complète, pour les diesels, de mesures des NO_x en conditions réelles, et plus uniquement en laboratoire.

L'apparition de ces nouvelles normes, le plus souvent décrit de 'strictes', a causé un réel chamboulement pour les grands constructeurs automobiles, ce qui les a obligés d'investir dans les voitures propres (électrique, hybride ou voitures roulant au GNV).

g/km	Monoxyde de carbone (CO)	Hydrocarbures (HC)	Hydrocarbures non méthaniques (NMHC)	Oxydes d'azote (NOx)	HC + Particules NOx
Euro 1, essence	2,72	—	—	—	0,97 —
Euro 1, diesel	2,72	—	—	—	0,97 0,14
Euro 2, essence	2,2	—	—	—	0,5 —
Euro 2, diesel	1	—	—	—	0,7 0,08
Euro 3, essence	2,2	0,2	—	0,15	—
Euro 3, diesel	0,64	—	—	0,5	0,56 0,05
Euro 4, essence	1	0,1	—	0,08	—
Euro 4, diesel	0,5	—	—	0,25	0,3 0,025
Euro 5, essence	1	0,1	0,068	0,06	0,005
Euro 5, diesel	0,5	—	—	0,18	0,23 0,005
Euro 6, essence	1	0,1	0,068	0,06	0,005
Euro 6, diesel	0,5	—	—	0,08	0,17 0,005

Figure 1. 1 L'évolution des normes antipollution [7]

1.1.6- Conclusion :

La stratégie économique abordée par l'état Algérien ne concorde pas avec l'évolution et la tendance énergétique mondiale. En effet, la tendance énergétique mondiale est plutôt orientée vers les carburants alternatifs écologiques tel que le GPL, le GNV d'une part et d'autre part nous remarquons des énormes investissements pour le développement de la voiture électrique et hybride par les plus grands constructeurs automobiles, à cause des nouvelles normes antipollution très sévères, ce qui signifie que le futur appartient à la voiture propre.

1.2- Le potentiel Algérien en gaz naturel

L'Algérie s'est classé le 11^{ème} pays au niveau mondial possédant les plus grandes réserves en gaz naturel avec un volume de 4.5 trillion m³.

Natural gas

Total proved reserves

	At end 1996	At end 2006	At end 2015	At end 2016			
	Trillion cubic metres	Trillion cubic metres	Trillion cubic metres	Trillion cubic metres	Trillion cubic feet	Share of total	R/P ratio
US	4.7	6.0	8.7	8.7	307.7	4.7%	11.6
Canada	1.9	1.6	2.2	2.2	76.7	1.2%	14.3
Mexico	1.8	0.4	0.2	0.2	8.6	0.1%	5.2
Total North America	8.5	8.0	11.1	11.1	393.0	6.0%	11.7
Argentina	0.6	0.4	0.4	0.4	12.4	0.2%	9.2
Bolivia	0.1	0.7	0.3	0.3	9.9	0.2%	14.2
Brazil	0.2	0.3	0.4	0.4	13.1	0.2%	15.8
Colombia	0.2	0.1	0.1	0.1	4.4	0.1%	11.9
Peru	0.2	0.3	0.4	0.4	14.1	0.2%	28.5
Trinidad & Tobago	0.5	0.5	0.3	0.3	10.6	0.2%	8.7
Venezuela	4.1	4.7	5.7	5.7	201.3	3.1%	166.3
Other S. & Cent. America	0.1	0.1	0.1	0.1	2.2	*	26.7
Total S. & Cent. America	6.0	7.2	7.7	7.6	268.0	4.1%	42.9
Azerbaijan	n/a	0.9	1.1	1.1	40.6	0.6%	65.8
Denmark	0.1	0.1	†	†	0.5	*	2.9
Germany	0.2	0.1	†	†	1.2	*	5.3
Italy	0.3	0.1	†	†	1.2	*	6.6
Kazakhstan	n/a	1.3	1.0	1.0	34.0	0.5%	48.3
Netherlands	1.6	1.2	0.7	0.7	24.6	0.4%	17.4
Norway	1.5	2.3	1.9	1.8	62.3	0.9%	15.1
Poland	0.1	0.1	0.1	0.1	3.2	*	23.0
Romania	0.4	0.6	0.1	0.1	3.9	0.1%	12.0
Russian Federation	30.9	31.2	32.3	32.3	1139.6	17.3%	55.7
Turkmenistan	n/a	2.3	17.5	17.5	617.3	9.4%	261.7
Ukraine	n/a	0.7	0.6	0.6	20.9	0.3%	33.2
United Kingdom	0.8	0.4	0.2	0.2	7.3	0.1%	5.0
Uzbekistan	n/a	1.2	1.1	1.1	38.3	0.6%	17.3
Other Europe & Eurasia	0.2	0.2	0.2	0.2	7.2	0.1%	23.2
Total Europe & Eurasia	39.8	42.8	56.8	56.7	2002.0	30.4%	56.3
Bahrain	0.1	0.1	0.2	0.2	5.8	0.1%	10.5
Iran	23.0	26.9	33.5	33.5	1183.0	18.0%	165.5
Iraq	3.4	3.2	3.7	3.7	130.5	2.0%	*
Israel	†	†	0.2	0.2	5.5	0.1%	16.8
Kuwait	1.5	1.8	1.8	1.8	63.0	1.0%	104.2
Oman	0.6	1.0	0.7	0.7	24.9	0.4%	19.9
Qatar	8.5	25.5	24.3	24.3	858.1	13.0%	134.1
Saudi Arabia	5.7	7.1	8.4	8.4	297.6	4.5%	77.0
Syria	0.2	0.3	0.3	0.3	10.1	0.2%	79.1
United Arab Emirates	5.8	6.4	6.1	6.1	215.1	3.3%	98.5
Yemen	0.3	0.3	0.3	0.3	9.4	0.1%	365.8
Other Middle East	†	†	†	†	0.2	*	52.6
Total Middle East	49.2	72.6	79.4	79.4	2803.2	42.5%	124.5
Algeria	3.7	4.5	4.5	4.5	159.1	2.4%	49.3
Egypt	0.8	2.0	1.8	1.8	65.2	1.0%	44.1
Libya	1.3	1.4	1.5	1.5	53.1	0.8%	149.2
Nigeria	3.5	5.2	5.3	5.3	186.6	2.8%	117.7
Other Africa	0.8	1.2	1.1	1.1	39.3	0.6%	54.9
Total Africa	10.2	14.4	14.2	14.3	503.3	7.6%	68.4
Australia	1.3	2.3	3.5	3.5	122.6	1.9%	38.1
Bangladesh	0.3	0.4	0.2	0.2	7.3	0.1%	7.5
Brunei	0.4	0.3	0.3	0.3	9.7	0.1%	24.6
China	1.2	1.7	4.8	5.4	189.5	2.9%	38.8
India	0.6	1.1	1.3	1.2	43.3	0.7%	44.4
Indonesia	2.0	2.6	2.8	2.9	101.2	1.5%	41.1
Malaysia	2.4	2.5	1.2	1.2	41.3	0.6%	15.8
Myanmar	0.3	0.5	0.5	1.2	42.0	0.6%	63.0
Pakistan	0.6	0.8	0.5	0.5	16.0	0.2%	10.9
Papua New Guinea	†	†	0.1	0.2	7.4	0.1%	20.1
Thailand	0.2	0.3	0.2	0.2	7.3	0.1%	5.4
Vietnam	0.2	0.2	0.6	0.6	21.8	0.3%	57.6
Other Asia Pacific	0.4	0.4	0.3	0.3	9.8	0.1%	13.7
Total Asia Pacific	9.9	13.2	16.2	17.5	619.3	9.4%	30.2
Total World	123.5	158.2	185.4	186.6	6588.8	100.0%	52.5
of which: OECD	14.7	14.9	17.9	17.8	629.1	9.5%	13.9
Non-OECD	108.9	143.3	167.5	168.8	5959.7	90.5%	74.3
European Union	3.6	2.8	1.3	1.3	45.3	0.7%	10.8
CIS	30.9	37.6	53.6	53.6	1891.8	28.7%	70.1

Figure 1. 2 Distribution mondiale des réserves du GNC[8].

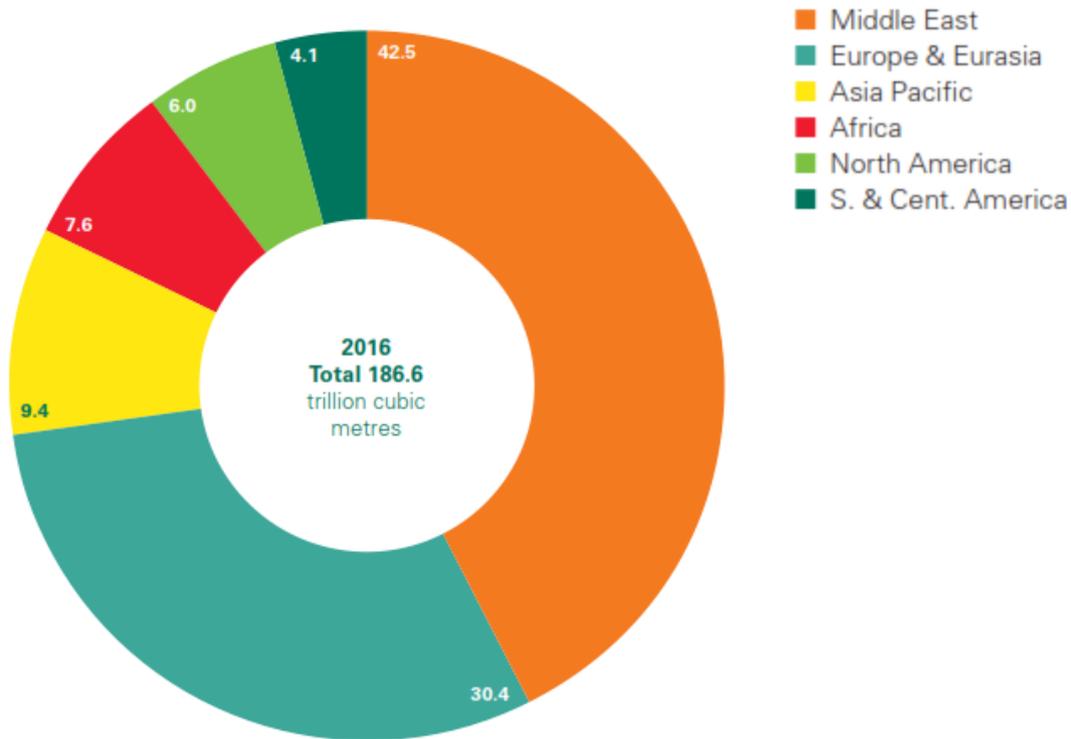


Figure 1. 3 L'Algérie figure parmi les pays les plus riches en gaz naturel [8].

L'Afrique constitue 7.6% de la production mondiale ; l'Algérie est le 2^{ème} plus grand pays producteur de gaz naturel en Afrique.

1.2.1- Production et consommation de l'Algérie en gaz naturel (billion m³)

L'Algérie a produit 91.3 billion de m³ de gaz naturel en 2017, pendant qu'elle a consommée que 40 billion m³.

Cette petite comparaison entre la quantité produite et consommée nous montre clairement que l'Algérie ne profite pas pleinement de ces vastes ressources en gaz naturel.

Total Middle East	343.6	371.9	400.7	422.2	495.4	528.8	554.7	587.2	602.6	615.9	637.8	3.3%	6.7%	18.0%
Algeria	84.5	84.8	85.8	79.6	80.4	82.7	81.5	82.4	83.3	84.0	91.3	7.6%	-0.4%	2.6%
Egypt	54.7	55.7	59.0	62.7	61.3	61.4	60.9	56.1	48.8	44.3	41.8	-5.7%	0.4%	1.2%
Libya	13.2	15.3	15.9	15.9	16.8	7.9	11.1	11.6	11.3	11.8	10.1	-14.7%	0.4%	0.3%
Nigeria	29.6	36.9	36.2	26.0	37.3	40.6	43.3	36.2	45.0	50.1	44.9	-10.6%	7.2%	1.3%
Other Africa	10.6	10.7	15.1	15.5	17.4	16.8	17.6	20.0	18.6	19.3	20.2	4.5%	6.9%	0.6%

Figure 1. 4 Production des pays africains de gaz naturel (en billion m³)[8].

Total Middle East	296.3	321.7	347.3	359.1	396.5	403.4	415.0	440.3	460.8	493.6	512.3	3.5%	5.9%	14.5%
Algeria	23.7	24.3	25.4	27.2	26.3	27.8	31.0	33.4	37.5	39.4	40.0	1.2%	5.4%	1.1%
Egypt	36.5	38.4	40.8	42.5	45.1	49.6	52.6	51.4	48.0	47.8	51.3	7.0%	4.2%	1.4%
South Africa	3.5	3.5	3.7	3.4	3.9	4.1	4.4	4.6	5.0	5.1	5.1	1.3%	4.9%	0.1%
Other Africa	25.9	30.5	30.8	26.4	31.1	31.7	32.6	33.8	36.6	43.5	41.7	-4.4%	4.9%	1.2%

Figure 1. 5 Consommation des pays africains de gaz naturel (en billion m³) [8].

1.2.2- L'Algérie grand exportateur de gaz naturel :

L'Algérie est un grand exportateur de gaz naturel, il est classé 6^{ème} mondialement, que ce soit pour l'exportation de gaz naturel par gazoducs ou par méthanier.

On présente ci-dessous les principaux pays bénéficiant du gaz naturel algérien ainsi que les quantités exportées [8].

- **Exportation par gazoducs :**

Pays	Quantité exportée (Billion m ³)
Italie	17.1
Espagne	11.8
Autres Pays européens	3.5
Pays africains	4.6
Totale	37.1
Classement mondiale	6

Figure 1. 6 Pays auxquels l'Algérie exporte le gaz naturel par gazoducs [8]

- **Par méthanier :**

Pays	Quantité exportée (Billion m ³)
Mexique	0.1
Argentine	0.2
France	6.2
Italie	0.1
Espagne	2.9
Turquie	4.4
Royaume unis	0.4
Autres pays européens et asiatiques	0.9
Inde	0.1
Japon	0.4
Korè de sud	0.2
Taiwan	0.1
Asie pacifique	0.7
Totale	15.9
Classement mondial	6

Figure 1. 7 Pays auxquels l'Algérie exporte le gaz naturel par méthanier [8]

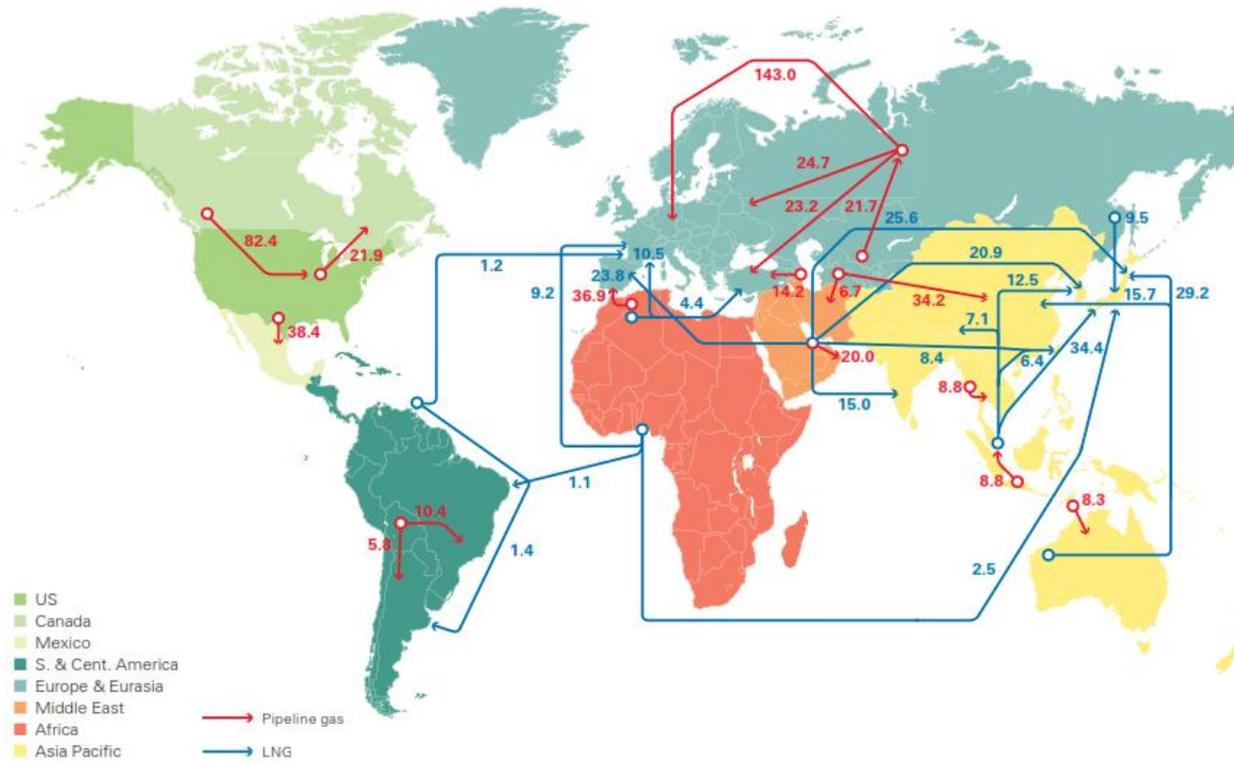


Figure 1. 8 L'Algérie est le principal distributeur de gaz naturel vers l'Europe [8].

1.2.3- Le GNV comme carburant alternatif :

Dans un contexte où la mobilité durable s'inscrit de plus en plus dans les politiques de déplacement, nombreuses sont les collectivités à engager des réflexions sur les types de carburants utilisés et leurs conséquences environnementales. Face à la filière pétrole, la première réponse pour une mobilité décarbonée a été le déploiement des véhicules électriques.

Premier émetteur de NO_x (Oxyde d'Azote) et gros émetteur de CO_2 (Dioxyde de Carbone), le secteur Poids Lourds ne peut pas se convertir à l'électrique avec les connaissances technologiques actuelles. De ce fait, la carburation au Gaz Naturel Véhicule devient la quasi seule alternative au diesel.

L'objectif de cette partie est d'identifier les leviers favorisant le développement du GNV, de cerner l'intérêt qu'il représente pour les acteurs du transport.

1.2.4- Moyens de transport de gaz naturel :

Le transport du gaz consiste à l'acheminer depuis la zone d'extraction jusqu'à la zone de consommation afin d'alimenter les réseaux de distribution. Le réseau de transport du gaz est souvent comparé à une autoroute car il est constitué de grands axes alors que les réseaux de distribution sont composés d'axes plus courts acheminant le gaz directement chez le consommateur.

A l'échelle nationale ou internationale, le transport du gaz relie les gisements aux réseaux de distribution de manière efficace, généralement invisible et en toute sécurité. Les

réserves de gaz étant inégalement réparties dans le monde, les moyens de transport du gaz doivent parfois couvrir de longues distances et traverser plusieurs frontières afin de relier les pays producteurs aux pays consommateurs.

Il existe deux moyens complémentaires pour transporter le gaz efficacement :

Les gazoducs : Ce sont des canalisations capables de transporter sur de longues distances du gaz sous pression. Ils peuvent être terrestres ou sous-marins. Le réseau de gazoducs est aujourd'hui dense : il permet d'acheminer rapidement et efficacement le gaz vers les zones de forte demande ;

La transformation en gaz naturel liquéfié (GNL) : il s'agit d'une méthode utilisée pour transporter du gaz sur de très grandes distances. Lorsque le transport par gazoduc est trop coûteux ou impossible (ex : traverser l'océan Atlantique), le gaz est liquéfié puis acheminé par navire méthanier vers les zones de consommation.

Fonctionnement technique :

Les méthodes de transport du gaz par gazoducs ou sous forme liquide reposent sur des techniques différentes.

- **Les gazoducs**

Ils sont le moyen de transport du gaz le plus utilisé car ils sont fiables et rentables. Des tubes d'acier sont soudés pour former une canalisation pouvant atteindre plus de 3 000 kilomètres de long. Le diamètre de ces tubes varie entre 50 centimètres et un mètre.

Lorsque le gaz est sous pression, il occupe moins de volume et circule plus vite : il peut atteindre une vitesse de 40 km/h dans les gazoducs. Pour garantir une vitesse optimum et éviter les déperditions énergétiques, des stations de compressions sont installées à intervalles réguliers le long du gazoduc (tous les 100 à 200 km). La pression est fixée entre 16 et 100 bars.

Des systèmes de surveillance et des compteurs sont installés le long du réseau pour contrôler en permanence le débit de gaz. Ils donnent des informations sur le niveau de la demande et, en cas de fuite ou d'accident, préviennent en temps réel les équipes de maintenance. Le gazoduc est protégé contre la corrosion. Des postes de livraison sont également répartis le long du gazoduc afin de distribuer le gaz aux différents réseaux de distribution.

Pour des raisons de sécurité et d'environnement, les gazoducs sont le plus souvent enterrés. Cependant, dans les régions désertiques ou lorsque le sol est gelé (ex : pergélisol), le gazoduc est installé à même le sol. Les gazoducs sous-marins sont posés au fond de l'océan.

- **Le gaz naturel liquéfié (GNL) :**

Considéré comme une alternative aux gazoducs lorsque ceux-ci sont trop coûteux ou pratiquement inconstructibles, la liquéfaction du gaz sous forme de GNL permet de l'acheminer sur de longues distances et de le stocker. A pression atmosphérique et à une température d'environ -161°C , le gaz se condense (sous forme liquide) et le volume du gaz est réduit 600 fois (contre, par exemple, seulement 100 fois dans le cas d'un transport par gazoduc à une pression de 100 bars). Cela permet de transporter de plus grandes quantités plus facilement. Le gaz liquéfié est quasiment du méthane pur car l'oxygène, le dioxyde de carbone et les éléments sulfurés sont extraits dans les usines de liquéfaction.

Le GNL est transporté à bord de navires géants spécialement conçus pour cet usage, appelés méthaniers. Les navires dits « Q-Max » sont les plus gros méthaniers en activité : ils mesurent 345 mètres de long, 54 mètres de largeur et ont une capacité de 266 000 m³ de GNL. Ces bateaux doivent être isolés thermiquement pour maintenir le gaz à l'état liquide en évitant les déperditions énergétiques.

Une fois à destination, ces navires ne peuvent pas être amarrés sur les côtes. Ils déchargent leur cargaison sur un terminal méthanier qui est une installation de réception du GNL. Ce dernier est regazéifié avant d'être acheminé par conduites depuis le terminal jusqu'aux réseaux de distribution.

1.2.5- La mobilité GAZ

- **Historique :**

La mise au point des premières motorisations au gaz date du milieu du XIX^{ème} siècle. En 1862, Etienne Lenoir, un inventeur belge, dépose un brevet et construit un véhicule avant même l'apparition du moteur essence. En 1867, sa première automobile au gaz parcourt 9 km en 3 heures.

En 1876, Nikolaus Otto, fondateur de la société industrielle Deutz AG, crée le premier moteur à 4 temps fonctionnant grâce à la compression d'un mélange air-gaz.

La carburation au gaz est une technologie utilisée depuis plus d'un siècle. Le gazogène pendant la seconde guerre mondiale en est la parfaite illustration. Toutefois, le réel essor du gaz carburant intervient en 1973, notamment en Italie, pour donner suite au premier choc pétrolier.

A ce jour, plus de 800 millions de véhicules au gaz sont en circulation dans le monde. Les perspectives de croissance à l'horizon 2050 portent ce chiffre à 2 milliards. Parmi ceux-ci, en 2015, les véhicules roulant au gaz naturel étaient plus de 17.7 millions [9].

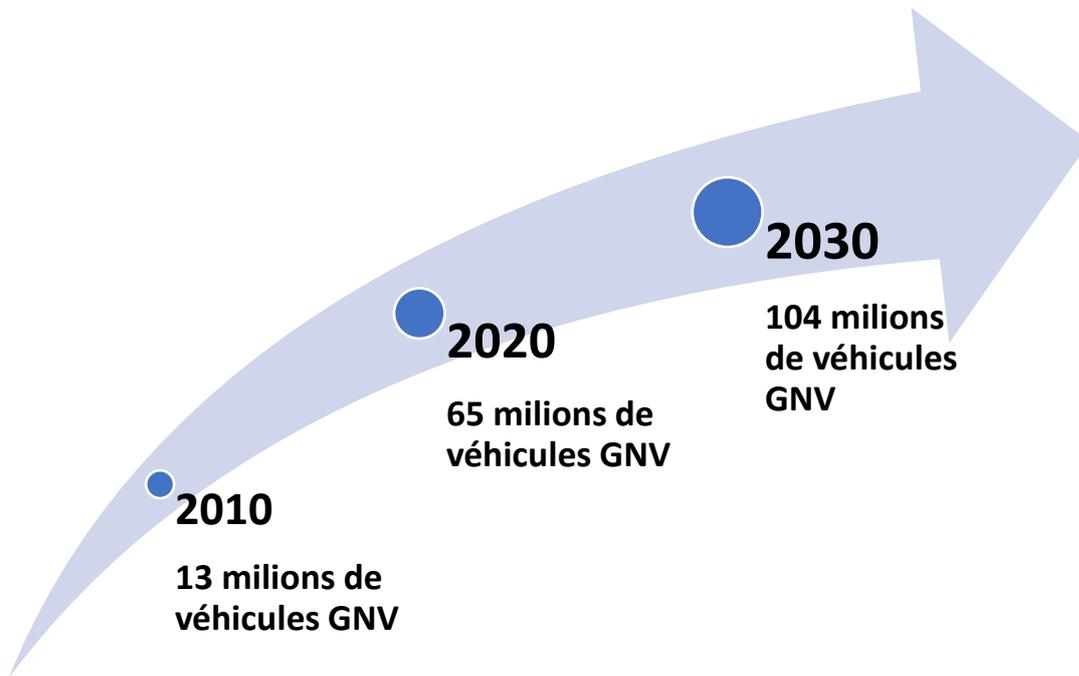


Figure 1. 9 L'évolution de l'utilisation de la voiture GNV sur le parc automobile mondial[10]

En 2015, l'Iran se classe en tête de liste des pays ayant le plus de véhicules au GNV avec 3.3 millions, suivi par le Pakistan avec 2,79 millions tandis que la Chine est passée en quelques années de la 7eme place à la 5eme avec 1.57 million de véhicules. Sur le continent américain, l'Argentine (2.24 millions) et le Brésil (1.74 million) sont les deux plus gros utilisateurs du GNV.

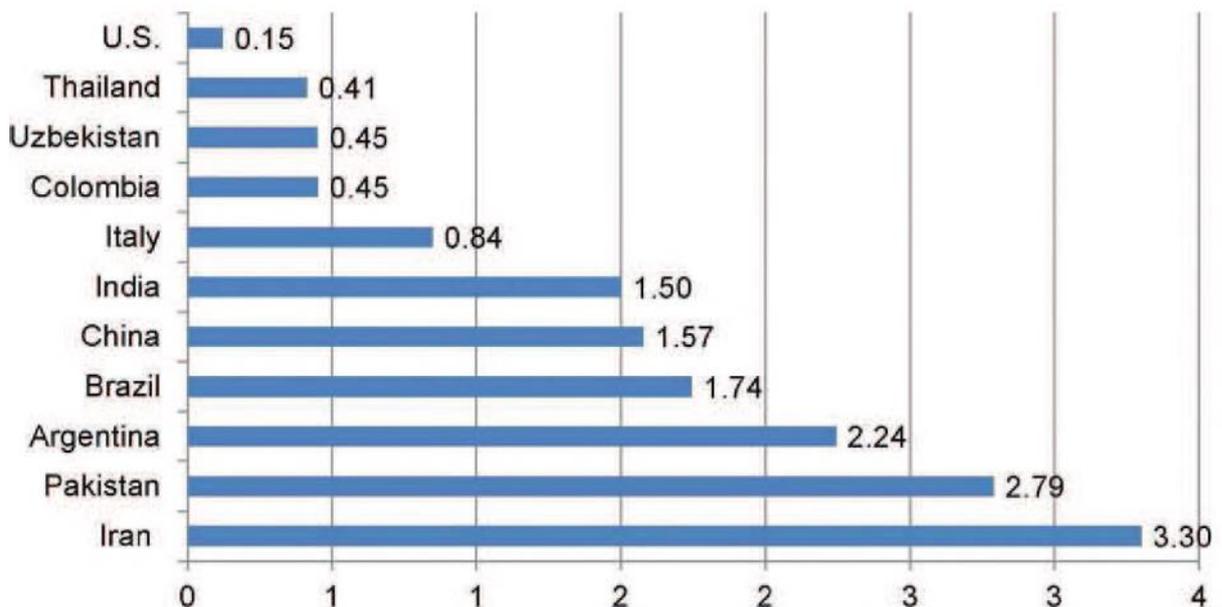


Figure 1. 10 Nombre de véhicules en GNV[10]

Alors que le parc mondial connaît une croissance importante depuis le milieu des années 2000, cette évolution est surtout marquée en Asie et en Amérique du Sud. Le leader incontesté de la mobilité au gaz naturel est l'Italie avec un peu moins de 900 000 véhicules.

Dans de nombreux pays européens, des mesures incitatives, publiques ou privées, ont été mises en place pour favoriser l'utilisation du GNV. En effet, plusieurs états ont orienté le développement de leur mobilité vers le gaz. Pour nombre d'entre eux, cela s'est traduit par des avantages fiscaux ou autres incitations. Parfois ce sont des initiatives portées par les acteurs de la filière eux-mêmes.

1.2.6- Les carburants utilisés en Algérie :

Voici les différentes caractéristiques des carburants usuellement utilisés en Algérie, il faut garder à l'esprit qu'aucun carburant n'est un composé pur. Ils sont tous, sans exception, un mélange de composés miscibles aux propriétés complémentaires.

Le GPL est un mélange de propane et de butane (autour de 50% chacun). Un de ses avantages essentiels est son point de liquéfaction proche de la température ambiante, ce qui permet de le stocker sous forme liquide, donc à capacité de stockage maximale, dans des réservoirs de faible dimension et poids, sous une pression de l'ordre de 5 bars. Mais, plus lourd que l'air ainsi, il présente des risques explosifs sous l'effet de la chaleur, ce qui a conduit à rendre obligatoire en France depuis 2000 l'installation de soupapes de sécurité permettant dès le début d'un échauffement l'évacuation du gaz (à noter qu'on n'a pas recensé depuis d'incidents notables).

Le gazole est un fioul léger, un mélange de différents hydrocarbures. Il est liquide à la température ambiante et se solidifie même dès -5°C, d'où la nécessité en hiver rigoureux d'ajouter de l'antigel. Bien évidemment dans ces conditions, son stockage est maximal à faible encombrement et poids du réservoir, et celui-ci ne présente aucun risque d'explosion.

L'essence, est aussi un mélange d'hydrocarbures plus légers que le gazole, auquel on a ajouté divers additifs. Egalement liquide à température ambiante, elle ne pose pas de problèmes de stockage. Mais plus volatile, elle présente quand même en cas d'incendie des risques d'explosion.

Les propriétés de ces carburants sont présentées dans le tableau ci-dessous :

Tableau 1. 2 Propriétés des carburants utilisés en Algérie

	Essence	Gazole	GPL-c
Etat	Liquide	Liquide	Gazeux
Formule chimique	C_8H_{18}	$C_{12/22}H_{26/46}$	$C_3H_8 + C_4H_{10}$
Densité / air	3 – 4	> 5	1.55
Limite d'explosivité dans l'air (%vol)	1.3 – 7.1	0.6 – 6.5	1.9 – 9
Température d'auto-inflammation (°C)	280 - 300	250	420 - 480
Point d'éclair (°C)	-40	55	< -50
Pression de stockage (bar)	1	1	4 - 5
Indice d'octane	95 / 98	92 / 96	110
Masse volumique (kg/m ³)	755	845	540
Pouvoir calorifique massique (kJ/kg)	43 500	42 600	46 000
Pouvoir calorifique volumique (kJ/litre)	32 843	36 000	24 40

1.2.7- Le gaz naturel :

Le gaz naturel est à la fois une énergie fossile dont les ressources sont importantes et un carburant pour les applications **industrielles** et le **transport**.

Quel que soit son champ d'application, cet hydrocarbure présente des avantages spécifiques qui en font une alternative stratégique tant pour une recherche de **diversification énergétique** viable, que pour **élargir l'offre** que constituent les carburants liquides conventionnels.

Parmi les préoccupations des législateurs, des acteurs du monde du transport, des constructeurs automobiles et de poids lourds, des hommes politiques, des utilisateurs pour n'évoquer qu'eux, la production de véhicules émettant de moins en moins de polluants réglementés et non réglementés est une priorité pour laquelle des efforts constants et importants sont consentis. De plus, dans un contexte international où les normes visant à réduire fortement les émissions polluantes des véhicules sont de plus en plus contraignantes il est envisageable qu'à terme des limitations supplémentaires soient systématiquement mises en place, ayant un impact direct non seulement sur le nombre de véhicules pénétrant dans les ceintures périphériques des villes mais également sur la nature et le niveau des émissions polluantes des prochains véhicules.

1.2.8- Composition du GNC :

Les travaux importants menés depuis des décennies ont permis de mieux comprendre les interactions entre la formulation des carburants utilisés pour les combustions dans les moteurs, leurs propriétés, leurs comportements, leurs impacts sur la nature des émissions et sur l'efficacité des systèmes de post-traitement. Cette maîtrise contribue aujourd'hui à la mise au point de moteurs Diesel et allumage commandé essence à combustion « classique », dont les performances les confortent indéniablement comme des solutions pérennes.

Le gaz naturel distribué sur le territoire peut provenir de différents sites de production. Sa composition est donc soumise à des variations fonctions des stratégies d’approvisionnement, elles-mêmes pouvant varier suivant les périodes de l’année. Le gaz naturel reste cependant un mélange composé essentiellement d’alcane et de gaz inertes, avec une teneur majoritaire en méthane d’au moins 80 % quelle que soit la provenance du gaz.

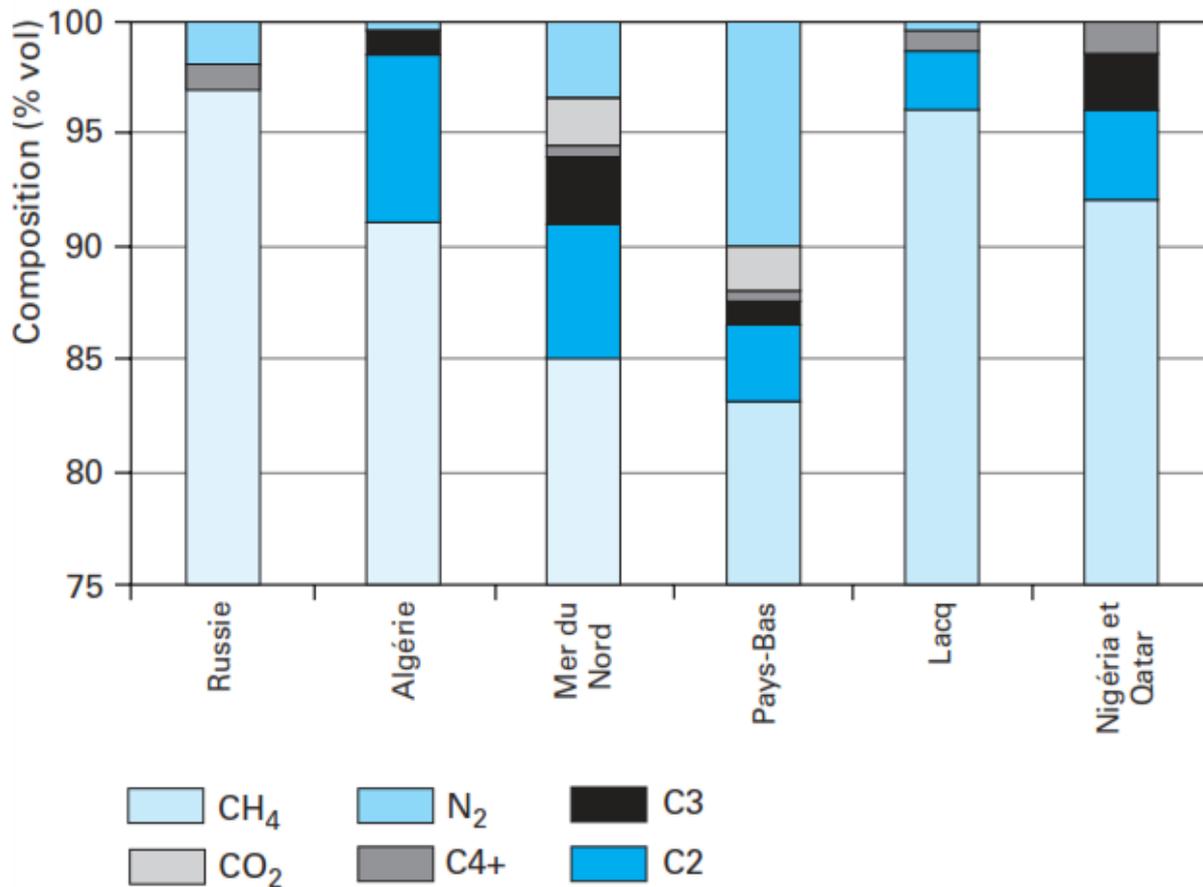


Figure 1. 11 Composition moyenne du gaz naturel de différents pays [11].

Sur le plan mondial, ces variations sont encore plus prononcées, avec de fortes disparités d’un pays à l’autre en termes d’énergie contenue par unité de volume. Les difficultés engendrées par ces variations peuvent devenir encore plus critiques dans le cas de la mise au point d’une installation ou d’un moteur destiné à être installés ou utilisés dans n’importe quel pays.

La norme ISO 12213 définit, par exemple, les taux maximaux d’inertes, d’hydrogène et des composés sulfurés. Ces spécifications limitent donc les écarts d’un gaz à l’autre, sans pour autant être suffisantes dans le cadre d’une utilisation de gaz naturel en tant que carburant pour moteur [11].

1.2.9- Propriétés physico-chimiques du GNC

Les caractéristiques du gaz naturel sont parfaitement connues et ont été largement décrites dans différents documents scientifiques.

Compte tenu des variations importantes de composition, il y a autant de caractéristiques différentes qu'il y a de gaz naturels. Par rapport aux carburants liquides (essence et gazole), ces variations compliquent sensiblement la tâche du motoriste qui a besoin de connaître la composition et les caractéristiques du gaz naturel consommé par le moteur. Cette démarche indispensable pour des essais de caractérisation au banc moteur nécessite des moyens d'analyse en ligne donnant la composition du gaz naturel consommé au moment des essais.

À partir de cette composition, il est possible d'en obtenir facilement, par calcul, les caractéristiques [11].

- **Le pouvoir comburivore :**

Représente le volume d'air nécessaire pour obtenir une combustion complète d'un volume de gaz donné dans les mêmes conditions thermodynamiques.

$$V_a = \left[\frac{V_{air}}{V_{gaz}} \right]_{stoechiométrie} \quad (1.1)$$

Les conditions dites « normales » constituent le plus souvent la référence. La pression normale est par définition égale à 101325 Pa, la température normale est égale à 273,15 K.

- **Le RAFST :**

L'équivalent massique du pouvoir comburivore est le rapport air/fuel stœchiométrique, noté RAFST, qui représente également le rapport stœchiométrique d'air et de carburant, mais en masse.

$$RAFST = \left[\frac{Masse_{air}}{Masse_{carburant}} \right]_{stoechiométrie} \quad (1.2)$$

La relation entre ces deux caractéristiques est :

$$RAFST = \frac{\rho_n \text{ air}}{\rho_n \text{ carburant}} * V_a \quad (1.3)$$

ρ_n : masse volumique aux conditions normales.

- **Facteur d'air :**

Le facteur d'air ou **taux d'aération**, noté n (sans unité), représente le rapport entre le volume d'air réellement consommé dans une combustion et le volume d'air qui serait consommé dans les conditions stœchiométriques :

$$n = \frac{V_{air \text{ réel}}}{V_{air \text{ stoch}}} \quad (1.4)$$

- **La richesse :**

La richesse est définie par le rapport entre RASFT et le rapport entre la masse d'air réellement consommée et la combustion d'une masse de carburant :

$$richesse = \frac{RAFST}{\left[\frac{Masse_{air}}{Masse_{carburant}} \right]_{condition\ réelle}} \quad (1.5)$$

- **Rapport air/gaz :**

Le rapport air/gaz, noté R, est défini par le rapport entre le volume d'air réellement consommé par la combustion d'un volume de gaz :

$$R = \frac{V_{air\ réel}}{V_{gaz}} \quad (1.6)$$

- **Indice de Wobbe :**

L'indice de Wobbe, noté W et exprimé en kWh/m³, est directement lié au pouvoir calorifique supérieur, noté PCS, exprimé en unité d'énergie par unité de volume.

$$W = \frac{PCS}{\sqrt{densité}} \quad (1.7)$$

L'indice de Wobbe du combustible indique la quantité d'énergie libérée par le brûleur alimenté avec une pression différentielle constante.

Deux gaz de même indice de Wobbe produiront une même quantité d'énergie sur un même brûleur fonctionnant avec une même pression différentielle, même si leur pouvoir calorifique est différent.

Pour un injecteur et une pression de service donnés, la puissance délivrée par la combustion est proportionnelle à l'indice de Wobbe.

La densité est, pour toutes les formules établies, le rapport des masses volumiques entre le gaz naturel et l'air pris dans les mêmes conditions de pression et température.

- **Indice de comburité :**

Le comburimètre est un analyseur qui détermine l'indice de comburité d'un gaz naturel, noté B. L'indice de comburité est défini par la relation suivante :

$$B = \frac{V_a}{\sqrt{densité}} \quad (1.8)$$

À partir de cet indice B et de la densité du gaz naturel, il est donc également possible d'estimer le PCI du gaz naturel par la relation suivante :

$$PCI = cst * B * \sqrt{densité} \quad (1.9)$$

Le tableau ci-dessous illustre les principales caractéristiques du GNV :

Tableau 1. 3 Caractéristiques principales du GNV

Etat	Gazeux
Formule chimique	CH_4
Densité / air	0.64
Limite d'explosivité dans l'air (%vol)	4.4 - 17
Température d'auto-inflammation (°C)	580
Pression de stockage (bar)	200 – 250
Indice d'octane	110
Masse volumique (Kg/m ³)	790
Pouvoir calorifique inférieur massique (KJ/Kg)	48 032
Pouvoir calorifique inférieur volumique (KJ/litre)	29 072
Rapport H/C	3.9
RAFST	16.9
Indice de Wobbe	52.11

1.2.10- Analyses des principales caractéristiques physico-chimiques du gaz naturel :

1. Le méthane étant l'espèce majoritaire entrant dans la composition du gaz naturel, les caractéristiques d'un gaz naturel sont donc évidemment assez proches de celles du méthane, les différences tenant essentiellement à la présence d'inertes et d'alcane de plus longues chaînes.
2. Le gaz naturel est un mélange dont le point de liquéfaction à pression atmosphérique est atteint pour une température voisine de 110 K (-163 °C). L'utilisation du gaz naturel sous forme liquide est donc contraignante, car cela requiert des systèmes capables de maintenir des températures aussi basses.
3. Dans la plupart des applications pour véhicules routiers, le gaz naturel est injecté dans le moteur en phase gazeuse, même s'il est possible de le stocker sous forme liquide dans des réservoirs spécifiques. Grâce à l'injection en phase gazeuse aux conditions thermodynamiques régnant à l'admission, le problème du mouillage de paroi rencontré en injection indirecte avec des carburants liquides est évité, le recours à des enrichissements importants pour les démarrages à froid est inutile, ce qui conduit à réduire les émissions d'oxydes de carbone (CO), notamment lors des phases transitoires, et à mieux contrôler les écarts de richesse cylindre à cylindre.
4. On signalera également que le phénomène de dilution du film d'huile recouvrant les parois des cylindres est peu sensible avec le gaz naturel par rapport à l'essence, la dégradation de l'huile moteur est bien moins prononcée.
5. L'énergie contenue dans une masse donnée de gaz naturel est très élevée (PCI du gaz est de 48 MJ/kg comparé au PCI du gazole = 43 MJ/kg), mais elle devient plus faible pour un volume donné. En d'autres termes, pour un même volume disponible, la quantité

d'énergie stockée sous forme gazeuse sera faible, et surtout bien plus faible que sous forme liquide.

6. Le rapport hydrogène sur carbone H/C de la molécule moyenne est très élevé, proche de 4. Cette caractéristique s'affirme comme l'un des avantages majeurs du gaz naturel en tant que carburant. En effet, si l'on considère la combustion du gaz naturel dans les conditions stœchiométriques, on constate qu'il est possible d'obtenir des gains très importants concernant les émissions de CO_2 . Cet atout sera essentiel pour le positionnement du gaz naturel dans un contexte de réduction des émissions des polluants à effet de serre.
7. Le gaz naturel ne contenant des produits soufrés qu'à l'état de trace, nécessaires pour l'odorisation obligatoire du gaz naturel (le gaz naturel pour le transport est aujourd'hui le même que celui consommé pour les usages domestiques : chauffage, cuisson...) conduit à des teneurs en soufre proches du seuil de 10 ppm. Sur ce point, le gaz naturel ne se démarque pas des carburants à bas niveau de soufre de plus en plus disponibles sur les réseaux commerciaux [11].

1.2.11- Conclusion :

À la fois ressource énergétique abondante et carburant pour le transport, le gaz naturel offre des caractéristiques physico-chimiques qui en font un carburant à très fort potentiel pour la réduction des émissions de CO_2 .

1.2.12- Le GNV dans le contexte de pollution atmosphérique :

La pollution atmosphérique est un phénomène très complexe, d'une importance stratégique qui polarise aujourd'hui des organisations mondiales, les milieux scientifiques, ministériels, politiques. L'importance du transport et de la mobilité dans nos sociétés modernes et l'accroissement de la consommation énergétique assurée majoritairement par les ressources pétrolières ont un impact direct sur les technologies à employer pour les véhicules urbains.

Le gaz naturel se positionne comme un excellent carburant offrant des propriétés appréciées par le motoriste. Les traditionnelles comparaisons d'émissions d'un même véhicule en version gazole et gaz naturel confirment l'intérêt du gaz naturel, dont la nature des émissions le distingue, par le faible potentiel de formation **d'ozone troposphérique irritante** (formation de smog), par les faibles quantités de **composés aromatiques** émises (effet cancérigène) et par les faibles (voire nulles) émissions **d'aldéhydes toxiques**. De plus, du fait de sa stabilité chimique, le méthane constitue l'essentiel des émissions d'hydrocarbures imbrûlés émis, dont l'inhalation accidentelle ne présente pas de risque sanitaire. Ne contenant du **soufre** qu'à l'état de traces, sans fumée visible à l'échappement ni odeurs irritantes, le gaz naturel est considéré comme un carburant propre ».

- **Emission de CO₂ du « puits à la roue »**

De nombreuses études du puits à la roue ont été menées et publiées. L'exercice est compliqué en ce sens qu'il faut, dans un premier temps, déterminer le CO₂ émis du puits au réservoir, puis le CO₂ émis du réservoir à la roue. Dans un cas comme dans l'autre, la prise en compte de toutes les étapes ayant un impact sur le CO₂ constitue une première difficulté. Les étapes étant connues, la difficulté se prolonge pour estimer leur impact réel. La collaboration des différents acteurs de la filière apparaît donc comme indispensable.

- Le CO₂ émis par la filière de production et la combustion, exprimé en g CO₂/kWh : il correspond aux émissions liées à la production de l'énergie utilisable par le moteur, cumulées à celles émises par la combustion ;
- Le rendement du véhicule, exprimé en kWh/km : il correspond à l'énergie nécessaire au couple moteur-véhicule pour parcourir une distance donnée.

Le CO₂ du puits à la roue peut donc se définir par la relation suivante :

$$\begin{matrix} CO_2 \\ \text{[puits => roue]} \\ \text{(g/Km)} \end{matrix} = \begin{matrix} CO_2 \\ \text{[puits => réservoir]} \\ \text{(g/KWh)} \end{matrix} \times \begin{matrix} \text{Rendement} \\ \text{[réservoir => roue]} \\ \text{(KWh/Km)} \end{matrix}$$

Tableau 1. 4 Emissions de CO₂ Carburants conventionnels et alternatifs [11]

Energie	Origine	CO ₂ (g/kWh)	Moteur	Rendement (kWh/Km)	CO ₂ (g/km)	Ecart relatif
Gazole	Pétrole	308	Diesel	0.54	166	1.00
Essence	Pétrole	327	Al.co	0.66	216	1.3
GN	Gaz Naturel	224	Al.co	0.66	148	0.89

Al.co : moteur à allumage commandé.

Comparé aux carburants conventionnels, le GNV est considéré comme un carburant beaucoup plus propre avec la plus petite quantité de CO₂ émis : 148 g/km [11].

1.2.13- Avantages de GNC :

GNV (gaz naturel pour véhicules) ou GNC (gaz naturel comprimé) est stocké et utilisé sous forme gazeuse. Il est distribué en station-service dédiée ou par le biais d'un compresseur individuel connecté au réseau chez le particulier. Le GNC n'est autre que du gaz domestique compressé et stocké à 200 bars. C'est à cette pression qu'il présente le meilleur **rapport entre volume occupé et énergie stockée**. Ses qualités énergétiques, écologiques ainsi que son abondance le placent en tête des carburants qui tendent à concurrencer le gazole.

GNL (gaz naturel liquéfié) Essentiellement composé de méthane basse température (-163°C) et à pression atmosphérique. Le volume est alors réduit 600 fois par rapport à son état initial. Le liquide est clair, transparent, inodore, non corrosif et non toxique. De plus le GNL permet une autonomie pouvant atteindre 1000 km.

- Le gaz naturel ne nécessite pas, après extraction, de traitement lourd comme le pétrole qui doit être distillé dans d'imposantes raffineries,
- Le transport terrestre du gaz naturel dans des gazoducs nécessite beaucoup moins d'énergie que le transport du pétrole ou celui des carburants liquides qui en sont extraits,
- Le transport maritime du gaz naturel se fait à bord de navires spéciaux baptisés "méthaniers". En cas d'accident, les plus récents de ces navires ne présentent aucun risque de marée noire puisque même leurs moteurs fonctionnent au gaz naturel,
- Une inflammabilité difficile : le GNV est le carburant le plus difficilement inflammable,
- La température nécessaire pour enflammer le gaz naturel est environ 540°C, soit le double du gazole.
- Une dilution rapide : le GNC plus léger que l'air se dissipe rapidement en cas de fuite, sans former de nappe explosive ou de flaque inflammable, contrairement aux autres carburants. En atmosphère confinée, la vitesse de dispersion élevée dans l'air permet au gaz naturel de se diluer rapidement,
- Une plage d'inflammabilité réduite : la plage d'inflammabilité du GNC est comprise entre 5 % et 15 % de concentration dans l'air,
- Les ressources en gaz naturel dans le monde sont importantes et la recherche pétrolière met à jour chaque année plus de réserves de méthane qu'il n'en est actuellement consommé,
- Le méthane peut être aussi obtenu artificiellement à partir de déchets organiques (c'est le biogaz),
- A température ambiante, le méthane reste à l'état gazeux (il ne se liquéfie qu'à -160°C),
- A bord des véhicules, il est stocké sous pression dans des bouteilles. Il n'y a donc aucun risque d'explosion par effet "bleve" (explosion provoquée par la brusque évaporation, sous l'effet de la chaleur, d'une masse importante d'hydrocarbure liquide stockée dans un réservoir clos, tel qu'un réservoir de GPL ou d'essence),
- Le GNC réduit également les vibrations des véhicules, améliorant ainsi le confort des passagers et des conducteurs, et rend le fonctionnement du moteur particulièrement souple ce qui réduit l'usure de ses organes et augmente la durée de vie du moteur,

- Les véhicules au GNC sont aussi plus silencieux que les autres (-5 à -8 décibels),
- Le GNC démarre à toutes les températures sans surconsommation quand il tourne à froid,
- Le méthane est un carburant très énergétique. Son indice d'octane est de 110 alors que celui du meilleur des essences sans plomb n'est que de 98,
- Des émissions réduites : 25 % de moins de CO_2 qu'un véhicule équivalent fonctionnant à l'essence et 10 % de moins qu'un véhicule équivalent fonctionnant au gazole,
- Amélioration de la qualité de l'air : aucune fumée ni oxydes de soufre, ni plomb, ni particules et très peu d'oxydes d'azote.

Tous ces avantages font que le GNC constitue véritablement la solution alternative aux carburants liquides traditionnels issus du pétrole. Immédiatement disponible. Son utilisation, qui ne nécessite pas de transformation majeure du moteur, présente des avantages pour l'environnement en réduisant les émissions de polluants à la sortie du pot d'échappement, surtout dans le cas d'un véhicule dédié à l'usage de ce carburant [12].

1.2.14- Inconvénients :

- a- Les problèmes de poids et d'encombrement ;
- b- La chute de puissance ;
- c- Le problème d'autonomie ;
- d- Le risque dû aux hautes pressions de stockage.

Pour ce qui est de ces inconvénients, il y a eu quelques solutions potentielles, nous citons quelques-unes :

Pour le handicap du poids et de l'encombrement ainsi que celui de la perte de puissance par rapport à l'essence pourraient être corrigés à l'avenir par des innovations qui sont à l'étude. En effet, pour remédier au problème de perte de puissance on utilise le plus souvent un turbocompresseur pour comprimer l'air admis ou on modifie la chambre de combustion du moteur ; ces deux solutions aident à préserver la puissance du moteur.

Et en ce qui concerne le problème de poids des réservoirs du GNC, on trouve sur le marché des réservoirs fabriqués en matériaux composites, ce qui diminue significativement leurs poids.

Pour le problème d'encombrement, des modèles de réservoir de forme torique sont proposés, ainsi qu'on a développé des techniques de montage des réservoirs pour certains types de voitures qui éliminent cette inconvenance (comme le montage des bouteilles de GNC sur le capot pour les camions et les bus...)

En ce qui concerne le problème d'autonomie, les véhicules avec une motorisation adaptée possèdent des réservoirs gonflés à 200 bars qui leur offrent une autonomie de 400 km

Le risque qui est dû aux hautes pressions (> 200 bars) du réservoir du véhicule et de la station de remplissage contrairement au GPL qui est stocké entre 2 et 10 bars.

Des mesures de sécurité sévères doivent être imposées dans les stations de remplissage de GNC pour éviter toute sorte d'accidents. Les bouteilles de stockage GNC sont dimensionnées avec un coefficient de sécurité supérieur à 2, autrement dit elles sont conçues pour résister à une pression supérieure à 500bars.

Chapitre 2 :

Méthodologie de conversion

Au cours du stage effectué au sein de l'Entreprise Moteurs Constantine EMO, nous avons consacré une bonne période du stage pour se familiariser avec le banc d'essais moteur de l'entreprise ainsi que pour étudier la pompe d'injection afin de bien se préparer à la concrétisation de la conversion une fois que les équipements commandés seront prêts.

Nous allons présenter dans ce chapitre :

- Le banc d'essais du moteur F4L912 (son architecture, ces différents composants, capteurs...) et la méthodologie de rodage et de réglage du moteur.
- La pompe d'injection du moteur F4L912 (ses composants, son fonctionnement...) ainsi que son réglage spécifique au mode Dual-Fuel.

2.1- Banc d'essais :

2.1.1- Introduction :

Les essais nécessitent des installations appelées 'bancs d'essais' dont le type dépend tout à la fois de l'organe à essayer (moteurs thermiques, organe constitutif des moteurs thermiques ou véhicule) et du style d'essais à réaliser au sein de ceux-ci.

Les programmes d'essais imposent la définition des données physiques à connaître pour les exécuter. Les bancs d'essais sont des ensembles architecturaux ayant des servitudes et comportant des sécurités importantes compte tenu du caractère dangereux des carburants aussi bien que des risques dus aux machines tournantes ayant des parties chaudes ou émettant des gaz toxiques.

2.1.2- Définition :

Un banc d'essais est un ensemble de matériels installés dans une salle généralement insonorisée et ventilée, et permettant de reproduire le fonctionnement d'un organe, d'un moteur thermique, d'un Groupe Motopropulseur (GMP) ou d'un véhicule complet lors de son utilisation réelle. Le banc d'essais peut donc être très simple dans le cas d'essais de fonction moteur élémentaire, ou très complexe dans le cas de simulation de fonctionnement réel de GMP ou de véhicule complet.

Dans la plupart des cas, il est nécessaire de reproduire ou de simuler dans le banc d'essais toutes les fonctions présentes sur le moteur dans l'application réelle (direction assistée, alternateur, pompe à dépression des circuits de freinage, climatisation...).

Dans les applications dédiées au transport, le moteur thermique peut être amené à délivrer de la puissance pour entraîner un véhicule à une vitesse donnée ou pour délivrer le couple nécessaire au déplacement de la masse embarquée. Dans certains cas, c'est l'énergie emmagasinée dans le véhicule en mouvement qui entraîne les organes ou le moteur thermique complet.

Les deux modes de fonctionnement principaux (freinage seul ou freinage et entraînement) définissent les deux grandes catégories de bancs d'essais qui sont : les **bancs stationnaires** et les **bancs dynamiques** capables de reproduire des transitoires avec ou sans génération d'énergie [12].

D'une façon simplifier, le banc d'essais est une installation complète qui permet le passage de moteur thermique par une série d'essais afin de mesurer ses performances : La puissance en fonction du régime moteur, le couple moteur et la consommation spécifique du gazole.

Nous montrons dans la figure ci-dessous l'architecture générale d'un banc d'essais moteur.

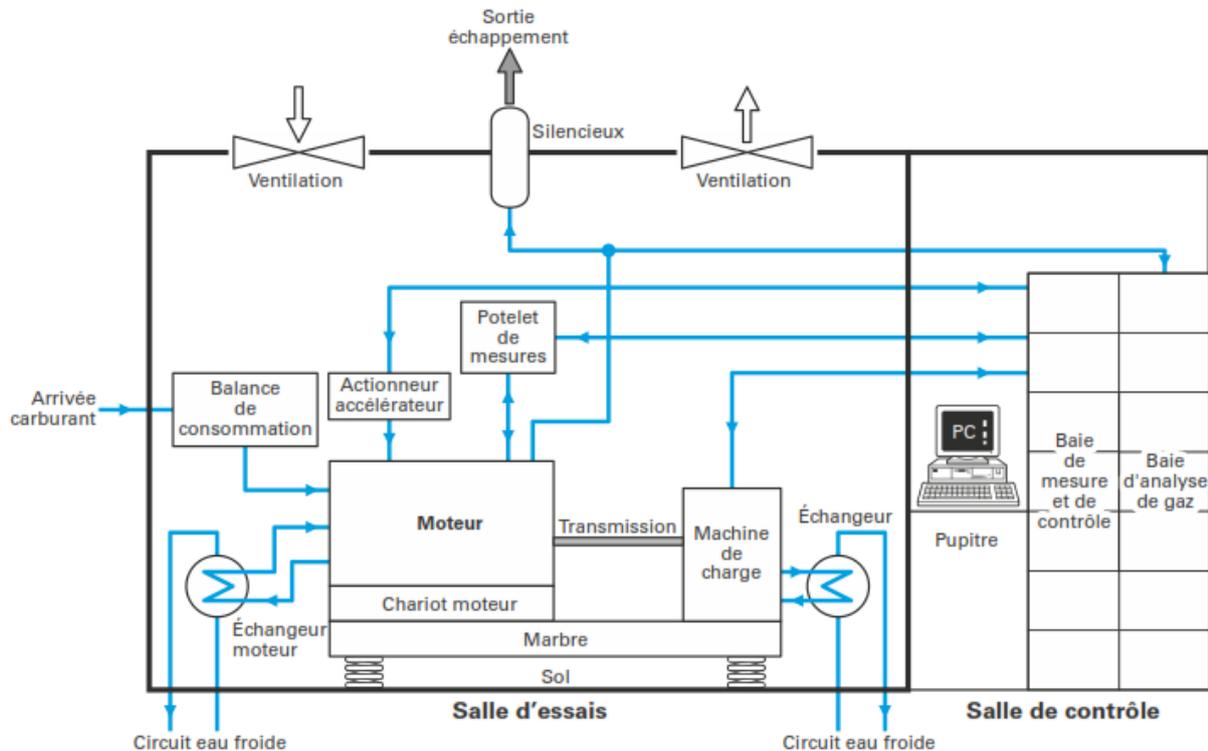


Figure 2. 1 Schéma général d'un banc d'essais [13].

2.1.3- Les composants du banc d'essais :

Le banc d'essais moteur qui se trouve au sein de l'entreprise EMO (marque : SCHENK) est équipé de plusieurs instrumentations, le rôle de ces instrumentations est le test des performances du moteur, le rodage et le réglage.



Figure 2. 2 Les composants du banc d'essais moteur de l'entreprise EMO [14].

- **Le frein hydraulique :**

Les freins hydrauliques ont été les premières machines de charge utilisées en banc d'essais. Ils utilisent dans la plupart des cas le même principe d'un rotor, solidaire de l'arbre et comportant des aubages (ailettes), tournant dans un stator muni également d'aubages. Une arrivée d'eau sous pression remplit le rotor et le stator en vis-à-vis formant ainsi des chambres de turbulence telles que représentées en pointillés sur la figure 2.3.

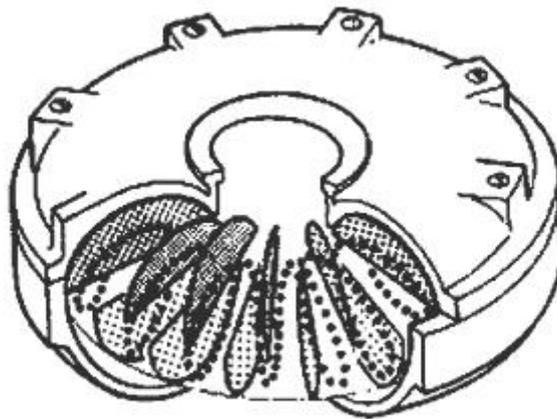


Figure 2. 3 Représentation schématique du mouvement en hélice du liquide dans un coupleur hydraulique (même principe que le frein) [12].

L'énergie mécanique est dissipée dans l'eau sous forme calorifique du fait des turbulences créées lors de la rotation. L'eau chauffée est ainsi évacuée. Le couple de charge est contrôlé par une vanne qui régule le débit d'eau. Le système assurant le contrôle de la machine assurera la fermeture de cette vanne à la charge souhaitée.

Ce type de machine présente les avantages suivants :

- Possibilité de tourner à de très grandes vitesses à la puissance maximale ;
- Très faible inertie ;
- Dimensions réduites ;
- Coût faible.

En revanche, de nombreux inconvénients ont depuis longtemps limité l'usage de ces machines :

- La régulation du couple n'est pas stable car elle dépend directement du débit d'eau dont la gestion se fait par une vanne asservie ;
- Les dynamiques lors des asservissements en couple sont longues car il faut attendre l'établissement de l'eau dans toutes les cavités ;
- La traînée à vide n'est pas négligeable du fait des frottements hydrodynamiques résiduels ;
- La courbe d'utilisation est étroite et cette technologie ne permet pas de forts couples à bas régime.

Cette technologie n'est plus utilisée dans les bancs d'essais, à l'exception des bancs de très forte puissance, et a été remplacée par les freins électriques. Les freins électriques utilisés en machines de charge sont principalement des freins électromagnétiques à courants de Foucault ou plus rarement à poudre de fer.

Le banc d'essai qui se trouve au sein de l'entreprise EMO est équipé par un frein hydraulique à commande électrique du modèle Schenck – DYNABAR (il y en a deux types : Grand frein (D400) - Petit frein (D230)).

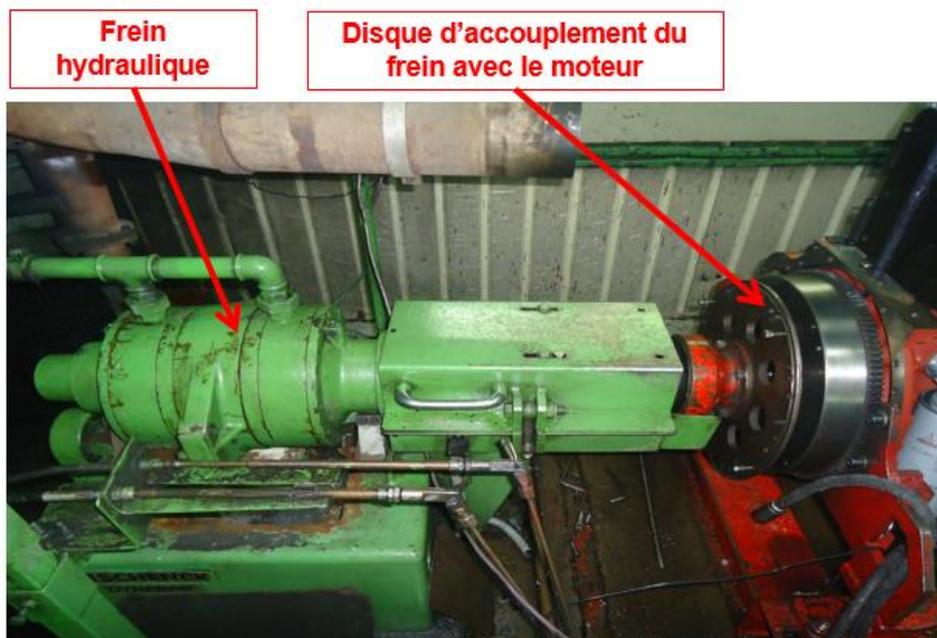


Figure 2. 4 Le frein hydraulique à commande électrique [13].

- **Les différents capteurs :**

Calculateur de consommation du gazole :

Ce système, basé sur le calcul du débit volumétrique, dispose d'une simple éprouvette de volume $V = 100 \text{ ml}$ (entre les capteurs (2) et (3)), muni des capteurs à laser, présenté dans la figure 2.5 ; le fonctionnement peut être expliqué comme suit :

- Le remplissage de l'éprouvette commence lorsque l'opérateur appuie sur le bouton de consommation situé sur le bord de contrôle.
- Lorsque le niveau du gazole dépasse le capteur (2), un indicateur s'allume pour indiquer que le calcul du temps de consommation a commencé.
- Au même temps, un chronomètre se déclenche et calcule la durée écoulée lors de la consommation de ce volume de gazole.
- Le chronomètre s'arrête après que le niveau du gazole dépasse le capteur 3, la durée de consommation s'affiche sur le bord de commande et la consommation spécifique du moteur se calcule par la relation suivante :

$$C_s = \frac{3600\rho_{gasoil}V}{1.36t.P_f} \text{ [g/ch. h]} \quad (2.1)$$

Tel que :

P_f [kW] : Puissance au frein.

ρ_{gasoil} [g/m³] : Masse volumique du gazole.

V [cm³] : Volume de l'éprouvette du banc d'essais.

t [s] : Le temps de consommation de $V = 100 \text{ cm}^3$ gazole.

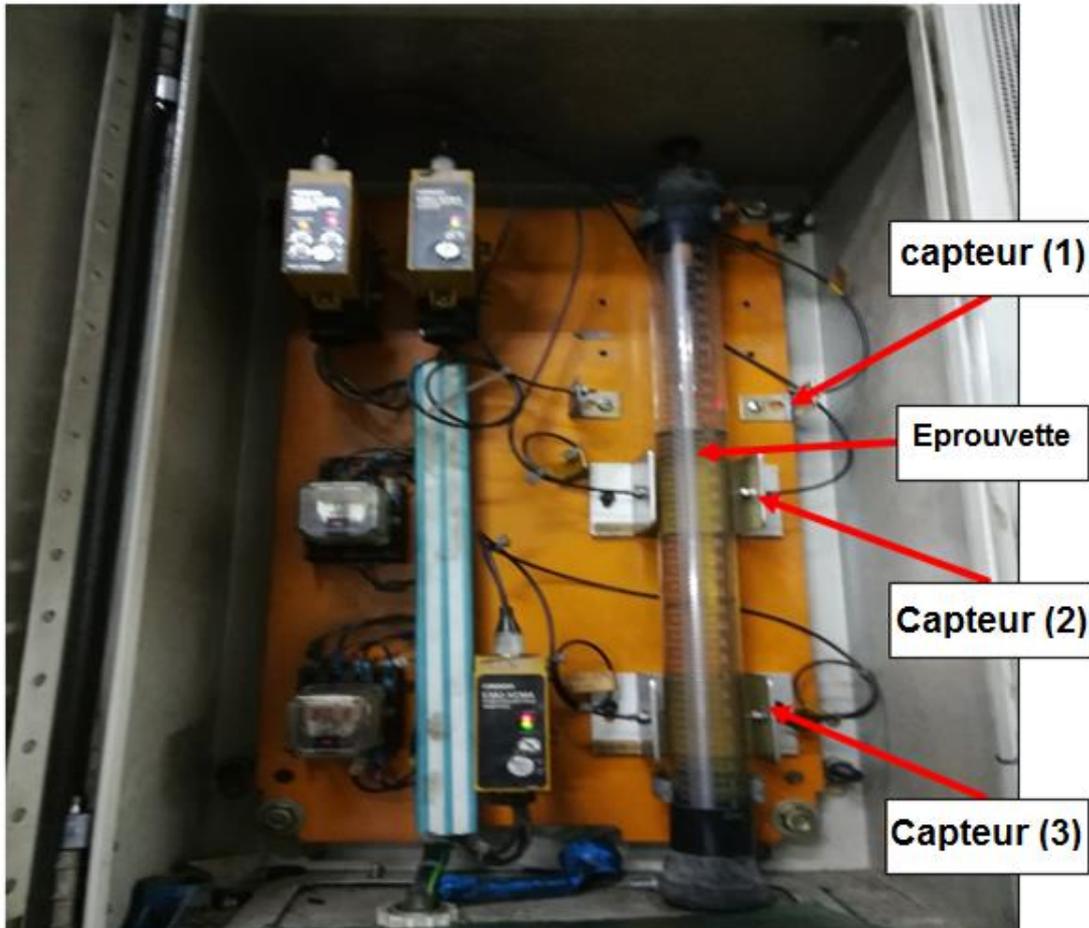


Figure 2. 5 Dispositif de calcul de la consommation du gazole.

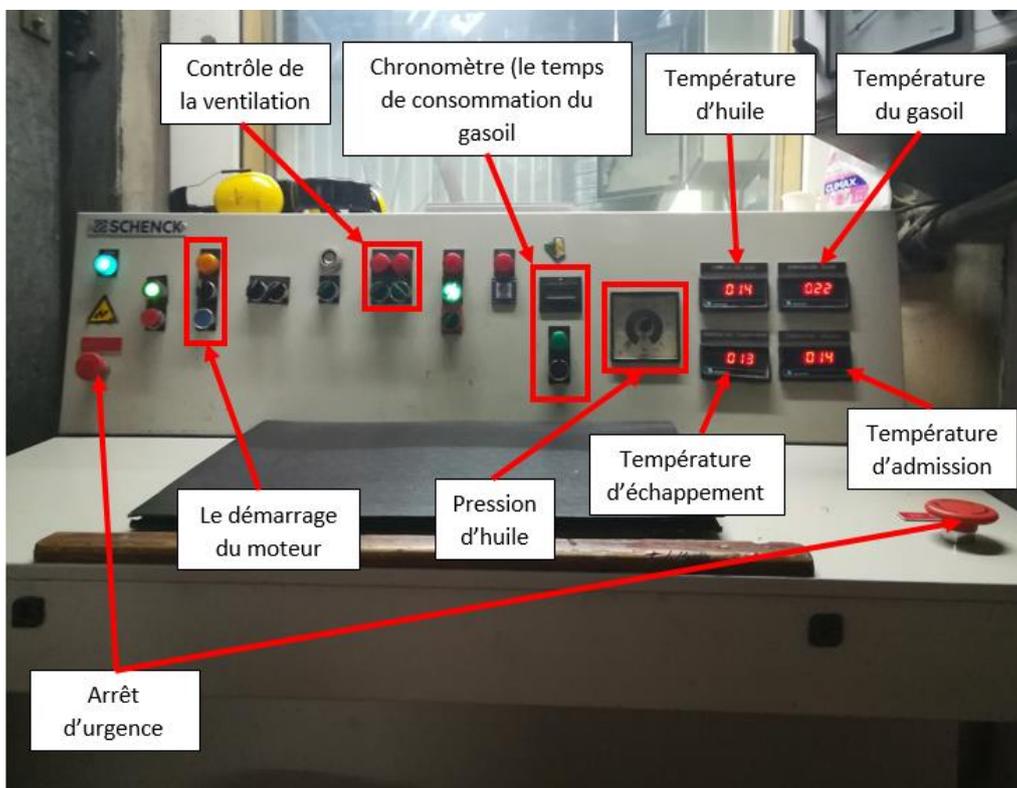


Figure 2. 6 Les afficheurs des capteurs du banc d'essais EMO.

- **Système d'alimentation en gazole :**



Figure 2. 7 Le système d'alimentation en gazole dans le banc d'essais.

Le système d'alimentation en gazole sert à assurer le débit nécessaire du carburant durant le fonctionnement du moteur, il dispose d'une pompe électrique, d'un régulateur de pression et des baromètres. Le banc dispose aussi de deux batteries (12 V) chacune et d'un chargeur pour assurer le démarrage du moteur.

- **Système de ventilation :**

La ventilation est assurée par deux ventilateurs, assurant une dépression dans la cellule d'essais, l'un soufflant et l'autre aspirant permettant ainsi de maintenir une dépression constante dans la salle d'essais. Les vitesses de ventilation peuvent être fixes ou variables selon les points de fonctionnement des moteurs en essais.

Généralement, des caissons anti-bruit sont placés en amont et en aval des ventilateurs installés de façon à isoler phoniquement le banc d'essais de l'extérieur [15].

- **Système d'échappement :**

Le système d'échappement est constitué d'un tube d'aspiration des produits de combustion attaché au collecteur d'échappement du moteur ; ce système a comme but principal l'évacuation des gaz polluants (CO_2 , NO_x et les hydrocarbures imbrulés...etc.).

- **Le contrôle du régime moteur :**

Le contrôle de la vitesse de rotation du moteur (le régime) est fait par le dispositif présenté sur la figure 2.8, où il dispose de deux modes :

- Mode de rodage (bouton rouge) : pour empêcher l'atteinte des charges excessives durant le rodage du moteur.
- Mode réglage (bouton vert) : permet l'obtention des charges intenses, utilisé pour effectuer les opérations de réglage du moteur.



Figure 2. 8 Dispositif de rodage/réglage du moteur

2.1.4- Le processus de test sur le banc d'essais :

Le processus de test sur le banc d'essais est divisé principalement en trois étapes.

Initialement, l'opérateur doit assurer les tâches de pré-essais suivantes :

- ↪ Fixation du moteur sur le socle du banc d'essais.
- ↪ Raccordement du collecteur d'admission qui est relié au filtre à air puis celui d'échappement.
- ↪ Branchement des câblages électriques des batteries avec le démarreur.
- ↪ Branchement des conduites d'alimentation et de retour de gazole.
- ↪ Placement des capteurs de température et de pression.
- ↪ Remplissage de l'huile de lubrification.
- ↪ Vérification du niveau d'huile.
- ↪ Purge du circuit de gazole pour éviter les bulles d'air.
- ↪ Mise en route du moteur (laisser tourner au ralenti).
- ↪ Vérification et/ou contrôle : Graissage moteur (pression d'huile), fuite d'huile ou gazole, bruits anormaux et le fonctionnement du moteur.

Puis il suit les étapes suivantes :

- a) **Le rodage :** L'objectif principal de cette opération est l'adaptation des différentes pièces du moteur à leurs nouveaux milieux de travail ; en effet l'opérateur doit appliquer le programme de rodage de chaque type de moteur selon la fiche technique fournie par le bureau des méthodes. Ce document comporte le temps de rodage, la vitesse de rotation (régime) et la charge correspondante comme illustré dans la figure 2.9 ci-dessous.

Programme de rodage du moteur au banc d'essais					
Temps de rodage [min]	Vitesse de rotation du moteur [tr/min]	La charge F [N]			
		2 Cycles	3 Cycles	4 Cycles	6 Cycles
5	1000	0	0	0	0
1	Vitesse maximale à vide	0	0	0	0
5	Vitesse max correspondant à la charge	29	44	66	96
1	Vitesse maximale à vide	0	0	0	0
7	Vitesse max correspondant à la charge	51	96	132	191
1	Vitesse maximale à vide	0	0	0	0
15	Vitesse max correspondant à la charge	74	125	176	257

Tableau 2. 1 Programme de rodage des moteurs FL912[16]

- b) **Le réglage** : Dans cette étape, l'opérateur doit suivre le programme de réglage correspondant au type de moteur ; le processus de réglage sera détaillé dans la partie de la pompe d'injection.
- c) **Le contrôle** : Cette opération est assurée par le contrôleur, celui-ci doit s'assurer de la conformité du moteur en vérifiant les paramètres suivants :
- ↪ Vérification des performances du moteur (puissance, couple moteur, consommation gazole, température échappement).
 - ↪ Contrôle de la pression d'huile de graissage.
 - ↪ Contrôle des fuites d'huile et de gazole.
 - ↪ Contrôle du bruit moteur.

Finalement, si le moteur est conforme, il sera destiné vers la section du montage final ; sinon il sera réorienté vers la section de révision.

2.1.5- Les principales anomalies du moteur F4L912 :

Durant l'opération de réglage sur le banc d'essais, on rencontre généralement des problèmes de fonctionnement du moteur à cause des défauts de montage ou des défauts de compatibilité des pièces ou parfois à cause des fuites ; pour cela on a voulu présenter dans le tableau 2.1 quelques problèmes qui se posent fréquemment pour les moteurs de type FL912 et quelques recommandations pour débloquent la situation.

Nous nous sommes aussi concentrés sur les différentes anomalies qui peuvent être rencontrées lors du réglage des moteurs FL912, pour les éviter ou leur trouver le remède adéquat au cas d'occurrence durant la conversion du moteur en dual-fuel.

Chapitre 2 : Méthodologie de conversion

Le tableau ci-dessous résume les principales anomalies rencontrées durant le réglage des moteurs FL912, leurs causes et leurs remèdes.

Tableau 2. 2 Les principales anomalies des moteurs F4L912 [16].

ANOMALIES : CAUSES\REMEDES :	Bruit aux têtes des cylindres	Sifflement (bruit) à la distribution	Manque de puissance	Fumée blanche au reniflard	Pression d'huile nulle	Le moteur ne démarre pas
Jeu aux culbuteurs incorrect \ régler les soupapes.	X		X			X
Calage distribution non conforme \ vérifier calage, repères.	X		X			X
Présence d'un corps étrangère entre pistons-culasses \ démonter et vérifier.	X					
Début grippage cylindres \ démonter tous les cylindres et contrôler.	X					
Soupapes bloquées \ contrôler.	X					
Jeu entre dents pignon pompe à huile \ régler le jeu : 0.1-0.2mm		X				
Excès de matière sur bloc côté pompe injection et la pompe hydraulique.		X				
Denture distribution matée \ changer le pignon.		X				
Injecteurs défectueux \ contrôler le tarage et le jet ou changer si nécessaire.			X			X
Conduites injection bouchées \ contrôler avec l'air comprimé.			X			
Pompe injection défectueuse ou débit inégal \ changer la pompe.			X			
Collecteur admission bouché \ changer.			X			
Grippage cylindres \ démonter tous les cylindres, contrôler les gicleurs pistons.				X		
Défaut de graissage des coussinets paliers \ contrôler la canalisation de graissage.				X		
Bloc poreux \ changer le bloc.					X	
Manque gicleur piston \ monter le gicleur.					X	
Réfrigérant d'huile bouché \ déboucher le sinon le changer.					X	
Montage tuyau de refoulement d'huile non conforme \ contrôler le ou changer.					X	
Présence de clavette pompe injection \ monter la clavette.						X
Crémaillère pompe injection coincée \ débloquer ou changer.						X
Manette stop de pompe injection mai montée \ démonter et remonter correctement.						X

2.1.6- Notion de sécurité au banc d'essais :

Les bancs d'essais sont des installations dangereuses. Les systèmes de sécurité préservant les opérateurs, le personnel du centre d'essais et plus généralement la population

environnante sont nombreux et classés en fonction des différents risques engendrés en cas d'incident ou d'accident.

Un banc d'essais comprend des machines tournantes, bruyantes, vibrantes, des pièces chaudes, des alimentations en carburant présentant des risques d'explosion, des rejets de liquides chargés de polluants et des rejets de gaz d'échappement toxiques. Chacune de ces fonctions doit être traitée en termes de sécurité du personnel et environnementale [15].

Les sujets à traiter sont nombreux dans la liste non exhaustive ci-dessous, certaines demandes particulières sont liées à la localisation géographique du site envisagé :

- L'accès à l'intérieur des bancs d'essais doit être condamné dès que le moteur est en rotation.
- Généralement toute pièce dont la température dépasse 50°C doivent comporter des écrans de protection ou des dispositifs empêchant les utilisateurs de se brûler.
- Toute eau polluée doit être évacuée après traitement sur un décanteur/séparateur.
- Le contrôle annuel et le respect de valeurs limites de certains polluants suivant les normes de référence suivantes : ISO 10780, NF X 44-052.
- Les bancs d'essais doivent comporter des détections de flamme et de fumée entraînant l'injection d'INERSEL (gaz arrêtant tout combustion).
- Les installations d'essais doivent comporter une isolation phonique de la salle d'essais permettant de réduire les nuisances sonores pour les opérateurs à un niveau acceptable avec les définitions du code du travail.

2.2- Pompe d'injection :

Dans les moteurs Diesel, la qualité de la combustion dépendra de la pulvérisation du carburant et de l'homogénéité du mélange. Les moteurs devront être équipés de systèmes d'injection capables de réaliser un mélange air carburant à très bon indice d'uniformité et sous des pressions élevées.

2.2.1- Equipements d'injection :

Les composants suivants font partie du circuit d'injection du moteur Diesel : le réservoir de carburant, la pompe d'alimentation, le filtre à carburant, la galerie d'alimentation de la pompe d'injection, la soupape de décharge et les conduites de carburant correspondantes. La pompe d'alimentation accolée à la pompe d'injection aspire le carburant du réservoir et le refoule dans la galerie d'alimentation de la pompe d'injection. Dans le circuit d'alimentation en carburant, il y a des filtres qui protègent la pompe d'injection, fabriquée avec une grande précision, contre les saletés se trouvant dans le carburant. La pression de carburant nécessaire à l'injection est engendrée du côté haute pression de la pompe d'injection. A cet effet, le carburant est refoulé vers l'injecteur en passant par la soupape de refoulement, la conduite de refoulement et le porte-injecteur. Sous l'effet de la pression de carburant, l'aiguille de l'injecteur se soulève de son siège et le gazole parvient dans la chambre de combustion du moteur d'une manière finement répartie. Un dispositif de variation de l'avance influence le débit de refoulement en fonction de la vitesse de rotation et de la charge. Le variateur

d'avance est intégré à la pompe d'injection et, dans la plupart des cas, le régulateur est accolé à la pompe d'injection [17].

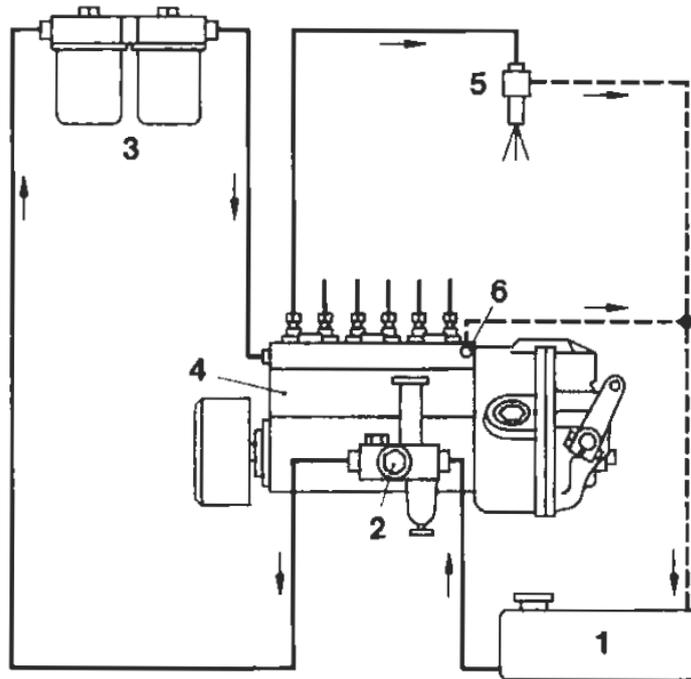


Figure 2. 9 Circuit d'injection [17].

- | | |
|---------------------------|------------------------|
| 1- Réservoir de carburant | 4- Pompe d'injection |
| 2- Pompe d'alimentation | 5- Injecteur |
| 3- Filtre à carburant | 6- Soupape de décharge |

2.2.2- Filtre gazole :

Le filtre à carburant est une pièce importante et nécessaire à la longévité du moteur car il contribue à lutter contre la saleté. Il empêche les particules et autres impuretés du réservoir de parvenir jusqu'au circuit d'alimentation.

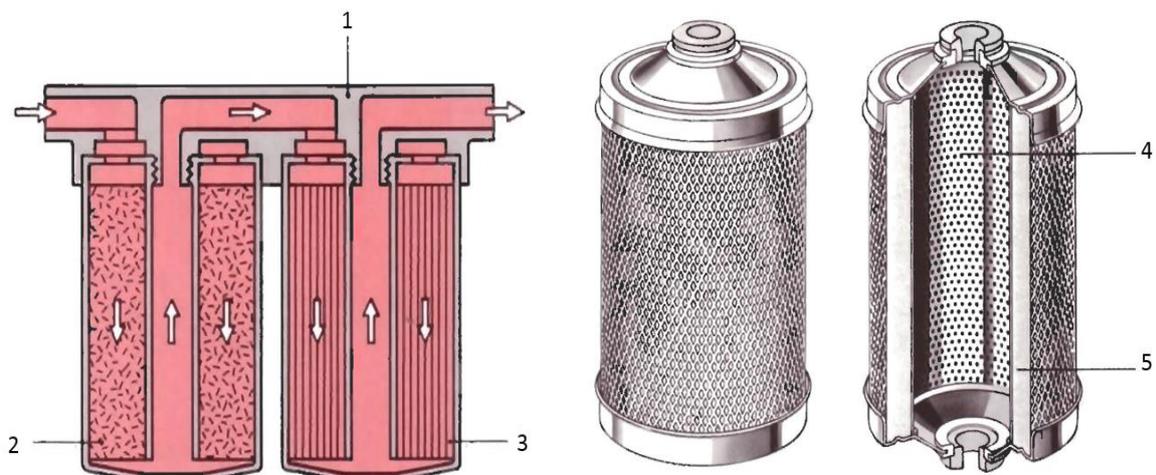


Figure 2. 10 la composition du filtre gazole [17].

- | | |
|------------------------------------|---------------------------|
| 1- Couvercle du filtre et fixation | 4- Tube centrale perforer |
|------------------------------------|---------------------------|

- 2- Filtre grossier
- 3- Filtre fin

- 5- Papier filtre

2.2.3- La pompe d'alimentation :

La fonction d'une pompe d'alimentation est d'accélérer la circulation du carburant à travers les filtres.

Il existe deux types de pompes d'alimentation :

- Pompe à piston.
- Pompe à membrane.

La pompe d'alimentation du moteur F4L912, illustrée dans la figure ci-dessous, est une pompe à membrane colée à la pompe d'injection.

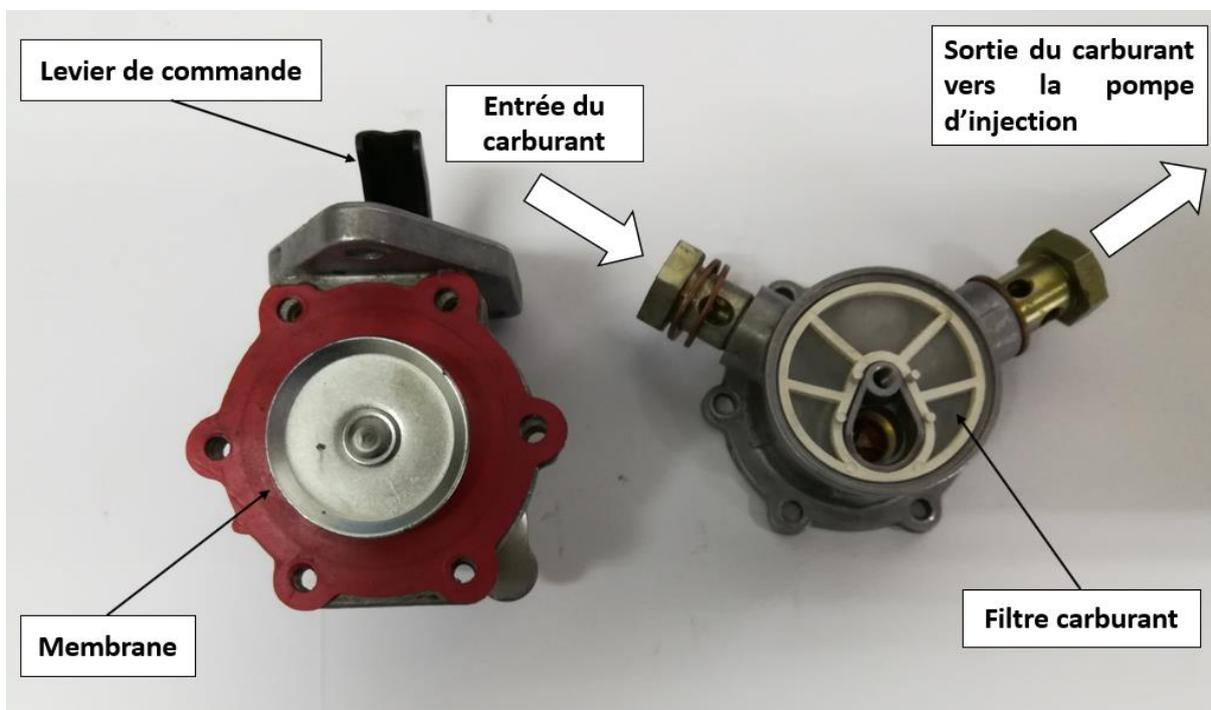
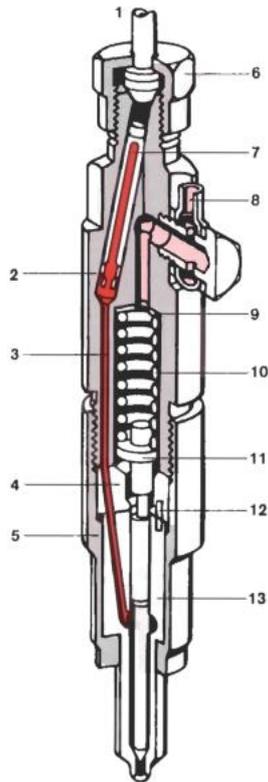


Figure 2.11 Pompe d'alimentation à membrane

2.2.4- Injecteurs :

L'injecteur est une pièce maîtresse du moteur, situé à l'entrée du cylindre dans le cas d'une injection directe ou dans la tubulure d'admission dans le cas d'une injection indirecte. Cette pièce a pour rôle de pulvériser le carburant sous forme de jet atomisé au moment de la fin du cycle de compression.



1. Canal d'arrivée
2. Corps du porte-injecteur
3. Canal de refoulement
4. Disque intermédiaire
5. Eroux raccord d'injecteur
6. Eroux raccord pour la conduite de refoulement
7. Filtre-tige
8. Raccord de récupération des fuites de carburant
9. Rondelles de compensation
10. Ressort de pression d'injection
11. Tige-poussoir
12. Ergots de positionnement
13. Injecteur

Figure 2. 12 Injecteur et porte injecteur [17].

2.2.5- Description de la pompe d'injection du moteur F4L912 :

Pendant la course d'admission, le moteur Diesel n'aspire que de l'air. Durant la course de compression, l'air aspiré s'échauffe si fortement que le gazole injecté à la fin de cette course s'enflamme spontanément. Le combustible est dosé par la pompe d'injection et injecté à haute pression dans la chambre de combustion par l'intermédiaire des injecteurs.

L'injection de combustible est effectuée

- En quantité exactement dosée en fonction de la charge du moteur ;
- Au moment opportun ;
- Durant un intervalle de temps déterminé avec précision ;
- D'une manière appropriée au système de combustion.

Ces conditions sont assurées par la pompe d'injection et le régulateur de vitesse [18].

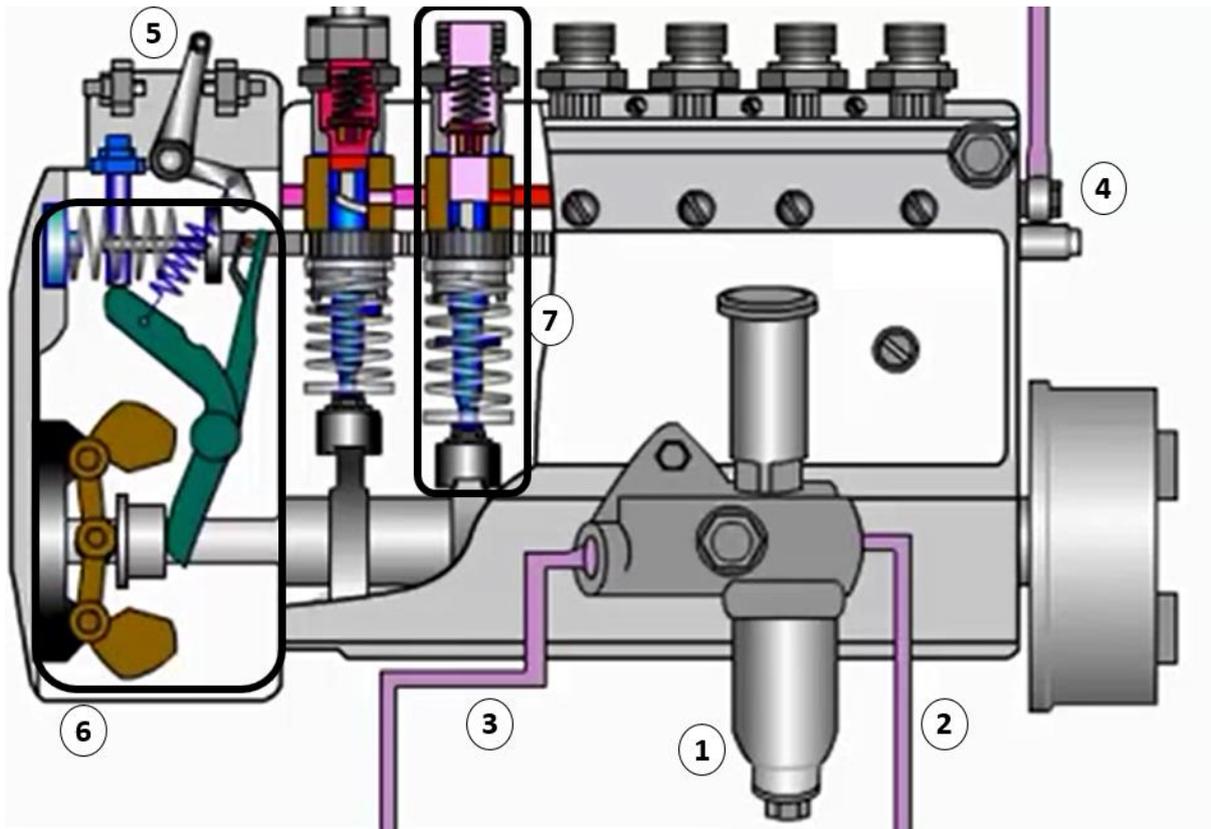


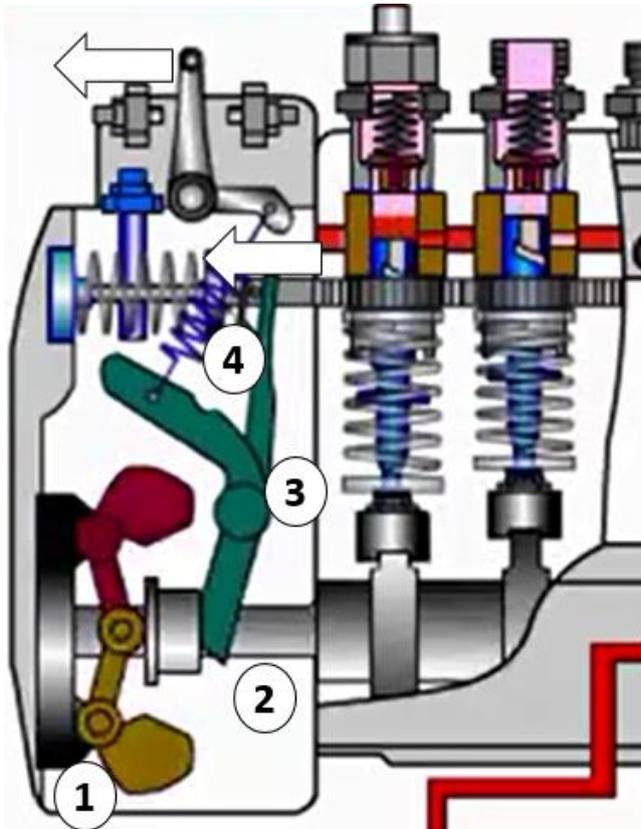
Figure 2. 13 Les organes de la pompe d'injection du moteur F4L912

- | | |
|---|--|
| 1- Pompe d'alimentation | 5- Levier de commande |
| 2- Conduite d'alimentation de la pompette (à partir du réservoir) | 6- Régulateur de vitesse (figure 2.15) |
| 3- Conduite de filtrage du carburant | 7- Système d'injection (figure 2.16) |
| 4- Conduite d'alimentation de la pompe d'injection | |

2.2.6- Le régulateur de vitesse :

Sur les véhicules, la tige de réglage est reliée à la pédale d'accélérateur sur camion ou bus, ou par le biais d'une manette d'accélération dans le cas d'un banc d'essais, par l'intermédiaire du régulateur et d'une tringlerie. Lorsqu'on agit sur la pédale d'accélérateur ou sur la manette, la course qui lui est imprimée se traduit par une course correspondante de la tige de réglage qui entraîne le piston en mouvement de rotation, la course utile de piston se trouve ainsi modifiée. Or qu'il n'existe pas de position fixe de la tige de réglage qui permette au moteur Diesel de conserver exactement sa vitesse de rotation sans régulateur. Au ralenti par exemple, sans régulateur, la vitesse tomberait jusqu'à l'arrêt du moteur ou s'élèverait au contraire constamment jusqu'à l'emballement du moteur. Ce dernier phénomène provient de ce que le moteur Diesel fonctionne avec un excès d'air. Il en résulte qu'aucun freinage efficace du remplissage des cylindres ne se produit lorsque la vitesse de rotation s'élève. Prenons l'exemple d'un moteur froid mis en marche à l'aide du démarreur et qui fonctionne au ralenti avec une quantité de combustible appropriée. Au bout d'un certain temps, le frottement propre du moteur diminue ainsi que la résistance à l'entraînement des organes entraînés par le moteur ; génératrice, compresseur d'air, pompe d'injection, etc. Il s'ensuit que, pour une position inchangée de la tige de réglage, sans régulateur, la vitesse de rotation

du moteur augmenterait de plus en plus et atteindrait finalement le point d'autodestruction du moteur. C'est pourquoi un régulateur est indispensable au fonctionnement de la pompe d'injection sur le moteur Diesel. Il existe deux types de régulateur : mécanique et pneumatique, celui de la pompe d'injection du moteur F4L912 est mécanique. Il fait varier la quantité de combustible injectée dans le moteur dont il règle ainsi la vitesse de rotation. La figure 2.13 illustre les principaux composants de ce régulateur mécanique [18].



- 1- Masselotte
- 2- Axe mobile
- 3- Levier de tension
- 4- Ressort de régulation

Figure 2. 14 Le régulateur de vitesse de la pompe

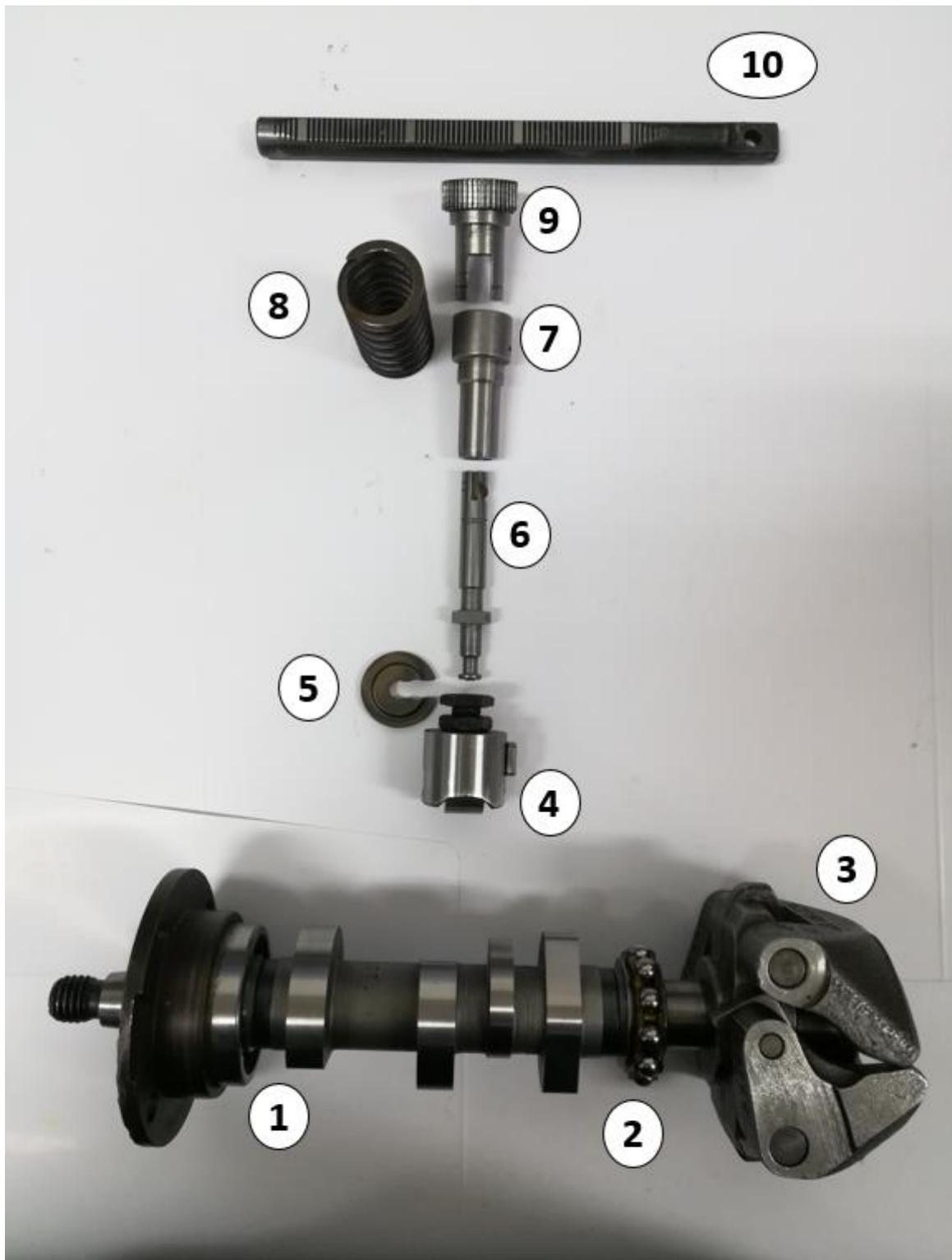
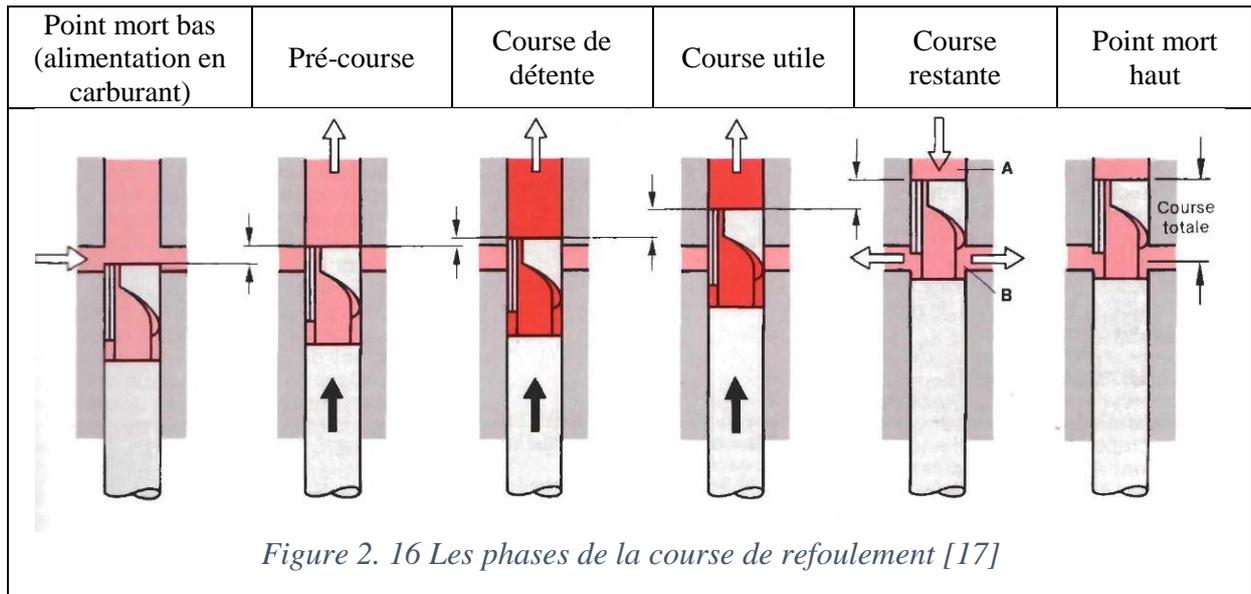


Figure 2. 15 Système d'injection du carburant

- | | |
|----------------------|-----------------------------------|
| 1- Arbre à came | 6- Piston |
| 2- Roulement à bille | 7- Cylindre |
| 3- Masselotte | 8- Ressort de piston |
| 4- Poussoir à galet | 9- Douille de réglage |
| 5- Entraîneur | 10- Tige de réglage (crémaillère) |

2.2.7- Dosage du carburant :

Le refoulement du carburant des pompes d'injection est un processus dynamique. Il comprend plusieurs phases de course. La pression nécessaire à l'injection est engendrée par le piston de pompe. Les orifices d'alimentation, dans la position la plus basse du piston (PMB), sont libérés par le piston de pompe. Le carburant soumis à la pression engendrée par la pompe d'alimentation s'écoule par les orifices d'alimentation de la galerie d'alimentation dans la chambre de haute pression. Le mouvement ascendant du piston de pompe obture les orifices d'alimentation. Cette phase de course de piston est appelée **pré-course**. Lors du déroulement ultérieur de la course, la pression de carburant est augmentée. Ainsi, la soupape de refoulement est déjà légèrement soulevée de son siège sans cependant s'ouvrir complètement. Cette phase de la course suivant immédiatement la pré-course est appelée la **course de détente**. La **course utile** proprement dite suit la course de détente (la variation de la course utile sera expliquée prochainement). La pression engendrée par le mouvement du piston, dans la chambre haute pression, ouvre maintenant complètement la soupape de refoulement et le carburant s'écoule par la conduite de refoulement vers le porte-injecteur et vers l'injecteur. La course utile est terminée quand la rampe hélicoïdale du piston de pompe libère l'orifice de décharge ou l'orifice d'alimentation. A partir de ce moment, il n'y a plus de carburant refoulé vers l'injecteur. Au cours de la **course restante**, le carburant est refoulé maintenant dans la galerie d'alimentation B par la liaison existante, réalisée par la rainure longitudinale entre la chambre de pression A et la galerie d'alimentation B au cours du déplacement du piston vers le point mort haut (PMH). Après le renversement du mouvement au point mort haut, le carburant retourne tout d'abord au cylindre de pompe par la rainure longitudinale jusqu'à ce que la rampe hélicoïdale obture à nouveau l'orifice d'alimentation. Lorsque le piston continue à descendre, il se produit une dépression dans le cylindre de la pompe. Ce n'est que lorsque les orifices d'alimentation sont à nouveau libérés par l'arête supérieure du piston que le carburant soumis à la pression de la pompe d'alimentation s'écoule de la galerie d'alimentation dans la chambre de haute pression. La chambre de haute pression au-dessus du piston de pompe est à nouveau remplie de carburant. La figure 2.17 représente les diverses phases de la course et du refoulement [17].



2.2.8- Mécanisme de régulation du débit :

Le débit de refoulement est piloté par la régulation de la course utile. Cette régulation est effectuée par le **régulateur de vitesse** par l'intermédiaire de la tige de réglage (la crémaillère). La puissance délivrée par un moteur Diesel dépend, entre autres, de la quantité de carburant injecté. Donc, la pompe d'injection en ligne doit avoir un dispositif permettant d'adapter la quantité de carburant injecté à la charge du moteur en respectant la plage de la puissance du moteur. La pompe d'injection en ligne fonctionne à une course constante du piston de pompe. Le moment de la fin du refoulement et ainsi le volume du carburant refoulé est déterminé par la rotation du piston de pompe, autrement dit, la course utile est modifiée [18].

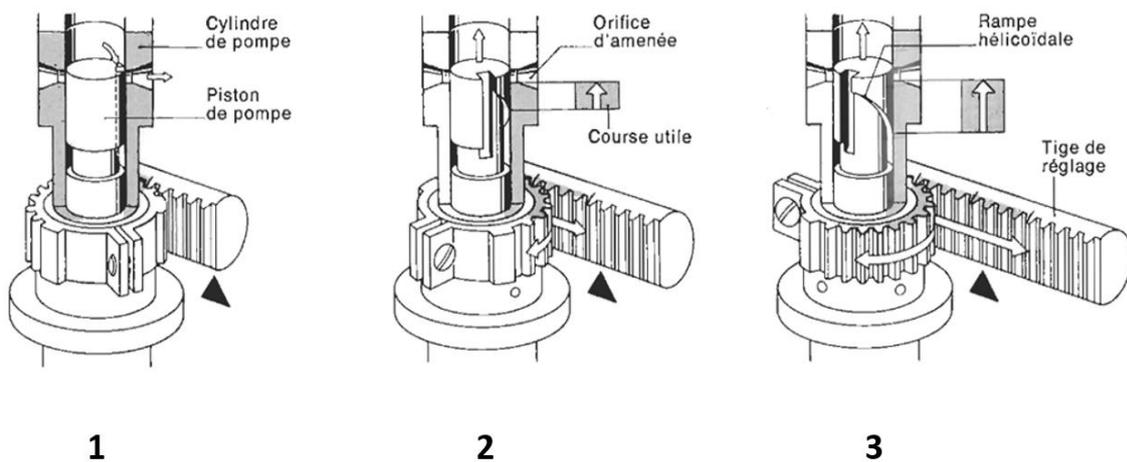


Figure 2. 17 Position du piston de pompe à différents débits d'injection [18]

1- Débit nul 2- débit partiel 3- débit maximum

2.2.9- Réglage en mode Dual-Fuel :

L'opération de réglage se fait en deux essais l'un à puissance nominale et l'autre à couple max. elle se résume principalement dans le réglage de la pompe d'injection (marque : BOSCH) à l'aide des cinq vis présentées dans la figure 2.19 :

- **Vis de butée pleine charge (réglage 1^{er} essai à puissance nominale) :** pour fixer le régime maximal du moteur qui ne sera pas dépassé.
- **Vis butée :** pour empêcher le levier d'accélération de dépasser le régime maximum.
- **Vis stabilisatrice :** pour faire ajuster la vitesse de rotation de tel sorte à avoir le régime maximum désiré (ajustage faible 5 à 10 tr/min).
- **Capsule de correction du couple (réglage 2^{ème} essai au régime en couple max) :** pour corriger la charge correspondant au régime en pleine charge.
- **Vis de ralenti :** pour ajuster le régime moteur au ralenti.
- **Vis spéciale (chute de pression) :** cette vis n'est utilisée que pour des adaptations spécifiques du moteur qui nécessitent une chute de pression remarquable. Cette vis n'est pas illustrée dans la figure ci-dessous.

Les vis de réglages citées ci-dessus sont illustrées dans la figure 2.19 qui est un document technique fourni par l'entreprise EMO.

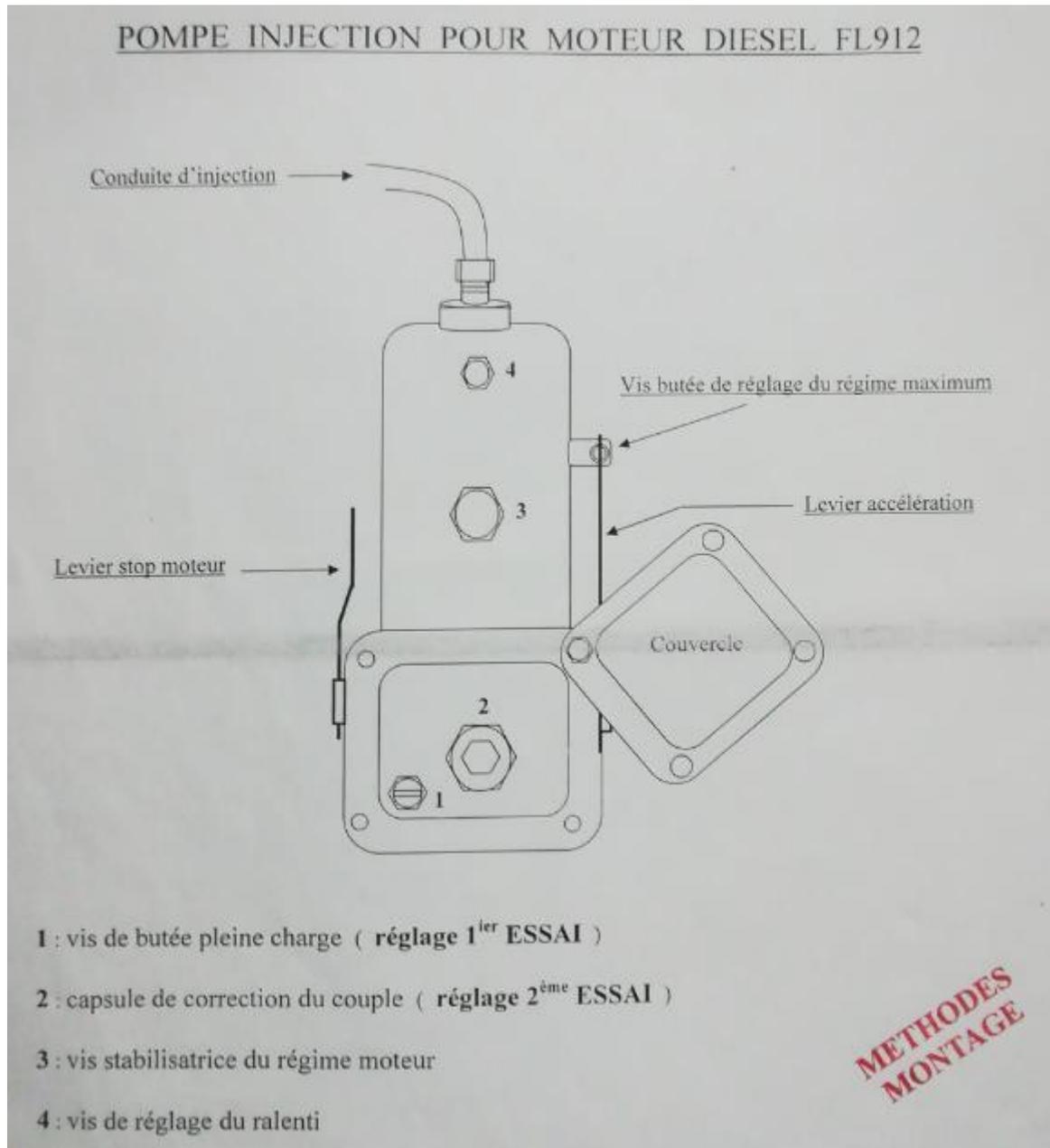


Figure 2. 18 Dessin explicatif des vis de réglage de la pompe d'injection [16].

En fonctionnement Dual-Fuel, le débit injecté du gazole sera réduit selon le taux de substitution choisi (25%, 50% ou 70%). Le taux de substitution le plus convenant au fonctionnement du moteur sera déterminé expérimentalement.

- **Calcul du débit de gaz naturel**

La consommation du moteur en mode de fonctionnement diesel pur est donnée par :

$$m_D = \frac{2C_s P}{60N} \text{ [g/cycle]} \quad (2.2)$$

Avec :

N [tr/min] : Le régime moteur (vitesse de rotation du vilebrequin).

C_s [g/Wh] : La consommation spécifique (tirer à partir des courbes de performances)

P [W] : La puissance (tirée à partir des courbes de performances).

La masse du GNC nécessaire pour le maintien de la puissance, obtenue par l'application du principe de conservation de l'énergie, est :

$$m_{GNC} = \frac{\tau_D P_{clDiesel}}{100 P_{clCH_4}} m_D \quad (2.3)$$

Avec :

τ_D [%] : Le taux de substitution du gazole.

$P_{clDiesel} = 50$ MJ/Kg : Pouvoir calorifique inférieur du CH₄.

$P_{clCH_4} = 42$ MJ/Kg : Pouvoir calorifique inférieur du gazole.

La consommation en gazole pour le mode de fonctionnement dual-fuel est donnée par :

$$m'_D = m_D \left(1 - \frac{\tau_D}{100} \right) \quad (2.4)$$

Tableau 2. 3 Débit d'injection GNC/gazole en fonction du régime moteur

Taux de substitution τ_D [%] :	Consommation du carburant \dot{m} [g/s] :						
	0	25		50		75	
N [tr/min] :	Gazole	GNC	Gazole	GNC	Gazole	GNC	Gazole
700	0,8278	0,17302	0,6209	0,34604	0,4139	0,51906	0,207
800	0,9633	0,20133	0,7225	0,40266	0,4816	0,60398	0,2408
900	1,1488	0,24009	0,8616	0,48019	0,5744	0,72028	0,2872
1000	1,407	0,29407	1,0553	0,58814	0,7035	0,88221	0,3518
1100	1,7276	0,36106	1,2957	0,72212	0,8638	1,08317	0,4319
1200	1,9886	0,41562	1,4915	0,83124	0,9943	1,24686	0,4972
1300	2,2598	0,4723	1,6949	0,9446	1,1299	1,4169	0,565
1400	2,3673	0,49478	1,7755	0,98955	1,1837	1,48433	0,5918
1500	2,4789	0,51809	1,8592	1,03617	1,2394	1,55426	0,6197

La figure 2.20 représente les courbes de consommation du gazole en fonction du régime moteur (700 tr/min jusqu'à 1500 tr/min) à des taux de substitution différents.

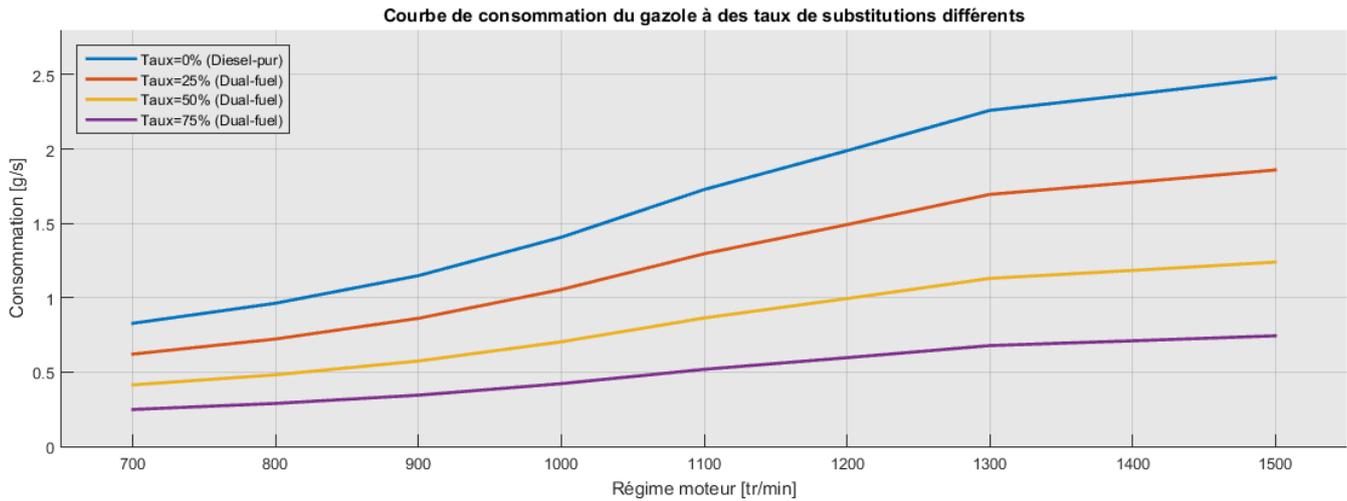


Figure 2. 19 Consommation du gazole en fonction du régime moteur à des taux de substitution différents.

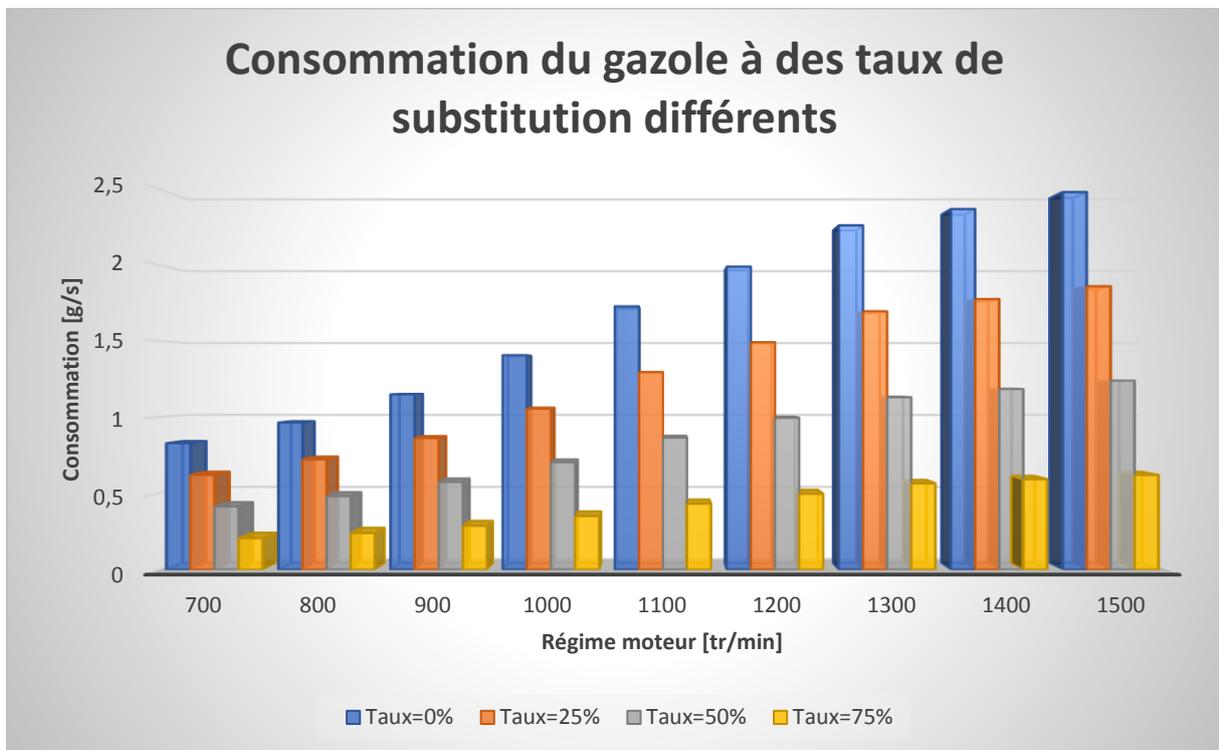


Figure 2. 20 Consommation du gazole en fonctionnement Dual-fuel.

A l'aide des figures 2.19 et 2.20, donnant le débit de gazole à injecter pour un régime moteur et un taux de substitution déterminé, et en utilisant les vis de réglages de la pompe d'injection après avoir compris le mécanisme de dosage du carburant et le rôle de chaque vis de réglage, **nous pourrons adapter le fonctionnement de la pompe d'injection du moteur FL912 en mode de fonctionnement Dual-Fuel.**

2.3- Cahier des charges :

Pour donner suite à la demande de l'entreprise, nous avons établi un cahier des charges décrivant l'ensemble du kit nécessaire à la conversion du moteur en dual-fuel.

Le cahier des charges contient :

- Une présentation de l'entreprise.
- Les perspectives du projet.
- Les équipements nécessaires à la réalisation du projet (description, caractéristiques, quantité)
- Les objectifs à atteindre.

2.3.1- Présentation de l'entreprise :

L'Entreprise Moteurs Constantine « EMO » est une EPE Spa qui fait partie du portefeuille de l'AGM - Algerian Group of Mechanics, elle a été créée en Juin 2009.

L'activité initiale d'EMO consiste en :

- La production, l'importation, la commercialisation, l'exportation, la distribution des moteurs et de la pièce de rechange.
- L'importation des matières premières et pièces nécessaires à la réalisation des produits et leur maintenance et la pièce de rechange destinée à la maintenance des équipements.
- Les travaux de sous-traitance.

En 2013 les activités de l'entreprise se sont élargies, et ce, pour répondre à ces obligations contractuelles.

Les nouvelles activités sont :

- La location des infrastructures.
- L'hébergement.
- La formation.

2.3.2- Contexte actuel :

L'entreprise « EMO » dispose d'une large gamme de moteur diesel de marque « DEUTZ » à adaptation multiple (camion, compresseur, pelle, groupe électrogène...). EMO et en collaboration avec l'Ecole Nationale Polytechnique, veut étudier la faisabilité de conversion de ces différents moteurs diesel en dual-fuel (diesel-GNC) comme première étape et par la suite l'étude sera élargie pour atteindre une conversion complète de ces moteurs en GNC.

2.3.3- Définition de projet :

Pour réaliser cet objectif une étude théorique a été faite, et afin de la concrétiser l'entreprise « EMO » lance un appel d'offre pour obtenir les différents composants du kit GNC nécessaires à la conversion de ces moteurs.

La première étape consiste à tester la faisabilité de cette conversion sur un moteur spécifique stationnaire à adaptation groupe électrogène dont les caractéristiques sont illustrées dans le tableau ci-dessous :

Constructeur	DEUTZ
Désignation	F4L912
Nombre de cylindre	4
Cylindrée totale (L)	3.76
Régime	1500 tr/min
Puissance maximale	37 Kw
Couple moteur	235 N.m
Système de refroidissement	A air
Alésage (mm)	100
Course (mm)	120
Début d'injection avant PMH (degré)	18 °
Poids (Kg)	330
Ralenti extrême (tr/min)	650-700
Taux de compression	19 :1
Adaptation	Groupe électrogène
Débit d'injection en pleine charge (mm³/coup)	54-56

Tableau 2. 4 Caractéristique du moteur F4L912

2.3.4- Les composants nécessaires :

Et pour ce faire nous avons besoin des composants suivants :

Composant	Caractéristiques	Quantité
Un réservoir GNC doté d'une poly-vanne qui permet sa décharge et son remplissage.	- Pression de stockage : 250 bars - Capacité : 80 L Le réservoir doit être doté d'une poly-vanne assurant son remplissage après sa décharge.	1
Tuyau haute pression	Pression de travail : 250 bars Longueur : 7 m	1
Electrovanne solénoïde : compatible avec l'ECU		1
Filtre GNC		1
Détendeur : à pression de sortie réglable.	Pression d'entrée : 250 bars Pression de sortie : 1-5 bars	1
ECU : pour contrôler l'injection du GNC en fonction du régime moteur.		1
Mélangeur (Air-GNC) : avec une très bonne qualité d'homogénéisation.		1
Capteur de température		3
Capteur de pression		3
Analyseur des gaz d'échappement : pour analyser les émissions du moteur après conversion.		1

Tableau 2. 5 Composantes du kit GNC.

NB :

- **La liste des composants n'est pas définitive, et l'entreprise accepte toute autre proposition.**
- **Une garantie de compatibilité du kit fourni avec le moteur déjà spécifié dans ce cahier des charges sera exigé au fournisseur.**

2.3.5- Les objectifs à atteindre :

- Réussir la conversion du moteur diesel avec un coût raisonnable, ce qui permettra par la suite sa commercialisation.
- Garder les performances du moteur (puissance, couple moteur)
- Réduire le taux des émissions polluantes, plus particulièrement celui des particules fines.
- Marquer un gain important sur la consommation spécifique du moteur.

Chapitre 3 :

Optimisation du mélangeur

3.1- Introduction :

La consultation de plusieurs revues scientifiques, thèses et articles nous a donné un aperçu plus approfondi sur la technologie de conversion des moteurs Diesel en Dual-Fuel. L'homogénéité du mélange AIR/GNC est l'un des plus importants facteurs influant l'efficacité de la combustion, la performance du moteur et la réduction des émissions polluantes.

Le processus de la combustion dans le moteur à combustion interne est directement lié à l'homogénéité du mélange, plusieurs recherches avancées déclarent que les émissions des HC (hydrocarbures imbrulés) et des PMs (particules fines) sont dues à la combustion incomplète. Et comme le mélangeur est le dispositif ayant pour rôle de donner un mélange AIR/GNC avec un indice d'uniformité élevé, nous allons faire dans ce chapitre une étude d'optimisation sur le mélangeur proposé dans les études précédentes.

3.2- Systèmes d'injection du GNC :

La méthode d'injection du GNC choisie durant la conversion aura une grande influence sur les performances du moteur. On trouve en mode de fonctionnement dual-fuel deux types d'injection principaux :

- Injection séquentielle ;
- Injection avec mélangeur.

Dans ce qui suit nous allons détailler ces deux types d'injection cités ci-dessus en montrant leur avantages et inconvénients.

3.2.1- Injection séquentielle :

C'est une méthode d'injection indirecte (avant la chambre de combustion) consiste à injecter le GNC séparément dans chaque cylindre (injection multipoints) en amont de la soupape d'admission moyennant des injecteurs commandés électroniquement.

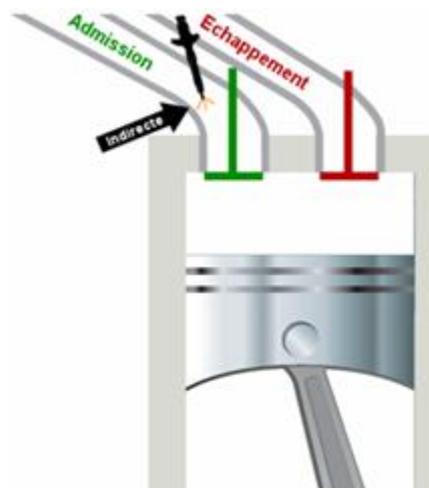


Figure 3. 1 Injection séquentielle [19]

Avantages :

- ↪ Injecter la masse nécessaire de carburant avec précision.
- ↪ Réduction de la consommation du GNC.
- ↪ Permet un contrôle optimal des quantités de gaz à injecter pour chaque cylindre.

Inconvénients :

- ↪ Apporter une modification importante au moteur.
- ↪ Elévation du coût du kit GNC.
- ↪ Homogénéité du mélange insuffisante.
- ↪ Ne permet pas le préchauffage du mélange Air/GNC au cas de besoin.

3.2.2- Injection avec mélangeur :

C'est une méthode d'injection indirecte aussi, assurée par le biais d'un mélangeur installé dans le collecteur d'admission et qui permet de mélanger l'air avec le GNC.

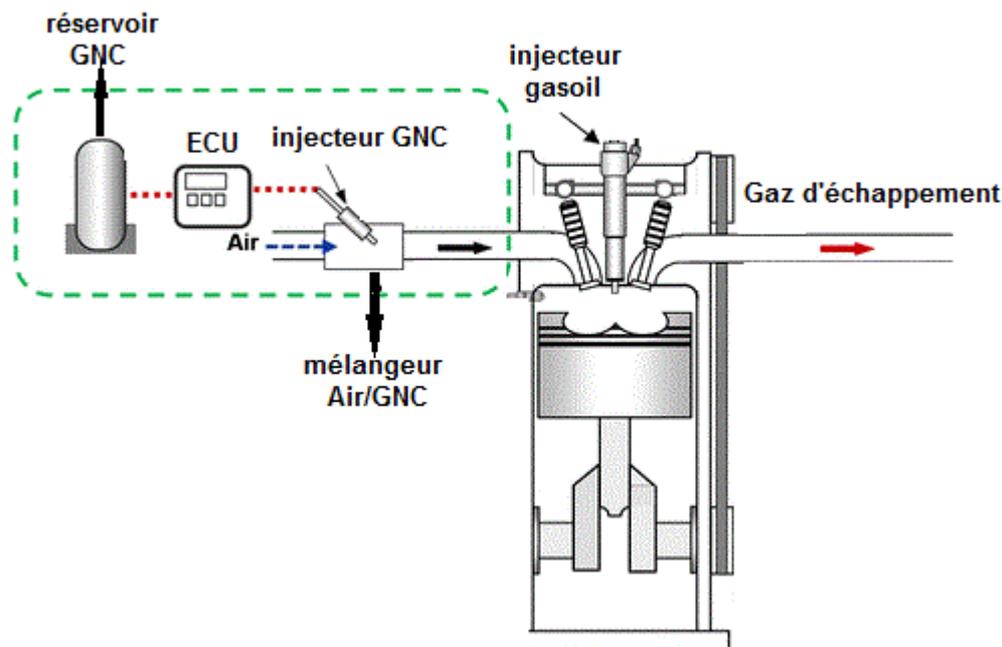


Figure 3. 2 Injection avec mélangeur [20].

Avantages :

- ↪ Possibilité de préchauffer le mélange pour rendre la combustion plus efficace.
- ↪ Homogénéité du mélange améliorée.
- ↪ Possibilité d'installation de plusieurs capteurs pour la mesure des paramètres thermodynamiques du mélange.
- ↪ Parer contre le phénomène de cliquetis.
- ↪ Le moteur ne sera pas modifié et par conséquent le prix du kit reste inchangé.

Inconvénients :

- ↪ La consommation du GNC sera relativement élevée par rapport à l'injection séquentielle.
- ↪ Peut causer une chute de pression d'admission à cause des turbulences au cours du mélange.

Parmi ces deux méthodes citées précédemment, on a choisi d'adopter le deuxième système d'injection à cause de ses avantages concordant avec le cahier des charges de l'entreprise EMO qui exige de ne pas apporter de grandes modifications au moteur, de plus ce système d'injection contribue énormément à la réduction des émissions polluantes ce qui figure parmi les objectifs principaux de notre étude et permet aussi de donner un prix raisonnable au kit de conversion ce qui facilitera sa commercialisation par la suite.

Tous ces facteurs nous ont mené à pencher vers le système d'injection du GNC avec mélangeur.

3.3- Etudes précédentes faites sur le mélangeur :

Dans les études précédentes, la solution d'injection avec mélangeur a été choisie ; le choix de sa forme et de ses dimensions ont porté principalement sur la génération de turbulence, la minimisation des pertes de charge ainsi que la réduction de l'encombrement.

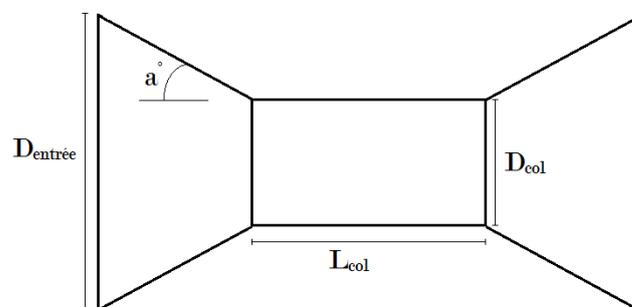


Figure 3. 3 Le schéma du mélangeur de type venturi [21].

Les diamètres d'entrée et de sortie du mélangeur ont été pris égaux au diamètre du collecteur d'admission.

Tableau 3. 1 Dimensions du mélangeur [21]

Diamètre d'entrée du mélangeur	80 mm
Diamètre de sortie du mélangeur	80 mm
Diamètre du col	30 mm
Longueur du col	30 mm

Le matériau choisi est l'alliage d'aluminium 6082 (ses caractéristiques sont illustrées dans la table 3.2). Ce choix a été fait pour respecter les contraintes : de poids, de résistance à la corrosion, de la facilité d'usinage et de la possibilité de soudage.

Tableau 3. 2 Les caractéristique de l'alliage d'aluminium 6082 [21].

Densité	2,7
Coefficient moyen de dilatation de 20°C à 100 °C	$23,6.10^{-6} m/m. °C$
Conductivité thermique à 20°C	167 W/m. °C
Composition :	
Aluminium	Base
Magnésium	0.60
Silicium	0.70
Cuivre	0.10
Chrome	0,25

3.4- Etude d'optimisation :

Nous suggérons dans cette partie de faire une étude d'optimisation sur le mélangeur proposé précédemment en construisant sur ce qui a été obtenu comme résultats avec le souhait de laisser une empreinte d'amélioration.

Notre étude sera focalisée sur la qualité du mélange sortant du mélangeur, elle portera principalement sur l'optimisation de la géométrie du mélangeur (section d'entrée du carburant, section du col) ainsi que sur le nombre de trous d'injection donnant la meilleure homogénéité en utilisant l'outil de simulation numérique ANSYS Workbench 17.1.

3.4.1- Dimensions du mélangeur :

La conception du mélangeur est basée sur l'effet venturi ; un Venturi est constitué d'un tube à étranglement qui génère une augmentation de vitesse accompagnée d'une réduction de la pression au niveau du col, suivie d'une phase de divergence progressive dans laquelle la vitesse est transformée en pression avec une légère perte par friction [22]

L'application de l'équation de Bernoulli entre le point 1 et 2 montre la variation de la pression et de la vitesse au niveau du tube de Venturi.

$$p_1 + \rho g z_1 + \frac{1}{2} \rho U_1^2 = p_2 + \rho g z_2 + \frac{1}{2} \rho U_2^2 \quad (3.1)$$

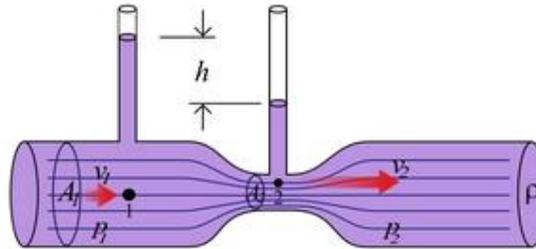


Figure 3. 4 Illustration de l'effet Venturi [22]

Une pression trop élevée au niveau du col du mélangeur entraînera une vitesse plus faible. Cela causera une mauvaise aspiration du carburant ce qui affectera l'homogénéité du mélange. Un mauvais mélange réduira les performances du moteur.

Une gorge trop petite provoque une restriction du flux d'air, ce qui affectera aussi l'homogénéité du mélange. Le mélangeur doit produire le prémélange le plus homogène qui donnera la combustion la plus complète. Pour atteindre cet objectif nous devons déterminer les différents paramètres géométriques du mélangeur.

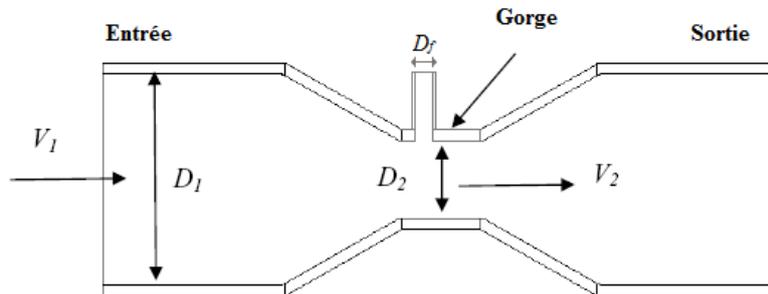


Figure 3. 5 Les paramètres géométriques du mélangeur

Le débit d'air requis pour le fonctionnement du moteur pour une combustion stœchiométrique peut être déterminé à l'aide de l'équation ci-dessous [23] :

$$Q_{air} = \frac{\eta_v C_y N}{60 \times 100n} \quad (3.2)$$

Avec :

- $Q_{air} [m^3/s]$: Le débit volumique d'air.
- $\eta_v [\%]$: Le rendement volumétrique (calculer dans le chapitre suivant).
- $C_y [m^3]$: La cylindrée totale du moteur.
- $N [tr/min]$: Le régime du moteur.
- $n = 2$ Pour les moteurs à 4 temps.

Afin de bien dimensionner notre mélangeur, le débit d'air utilisé pour déterminer la section du col est calculé au régime nominal du moteur. L'air d'admission est supposé comme un fluide

incompressible ($\rho_1 = \rho_2 = \rho_{air} = C^{ste}$) où le nombre de Mach M_2 est $\leq 0,1$. Le débit d'air étant connu, la section du col A_2 est calculée en utilisant l'équation de conservation de débit [29] :

$$Q_{air} = U_1 A_1 = U_2 A_2 \quad (3.3)$$

Les diamètres d'entrée et de sortie du mélangeur sont pris égaux au diamètre du collecteur d'admission ($D_1 = D_{sortie} = 80mm$), la vitesse de sortie du col est calculée par :

$$U_2 = c \cdot M_2 \text{ où: } c = 340.29m/s \text{ (vitesse du son)}$$

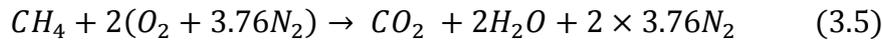
Pour trouver la section d'admission du gaz naturel introduite A_f , nous utilisons la méthode suivante :

$$r_{air/GNC}^r = \frac{\dot{m}_{air}}{\dot{m}_{GNC}} \quad (3.4)$$

Avec :

- $r_{air/GNC}^r$: fraction massique (air-GNC) réelle.
- \dot{m}_{air} [kg/s] : Le débit massique d'air stœchiométrique.
- \dot{m}_{GNC} [kg/s] : Le débit massique du GNC.

D'autre part et à partir de l'équation de combustion, on détermine le rapport stœchiométrique air-GNC à partir de l'équation de combustion du gaz naturel (constitué principalement du CH_4) :



Alors :

$$r_{air/GNC}^{th} = \frac{2+2 \times 3.76}{1} \frac{M_{air}}{M_{CH_4}} \quad (3.6)$$

Les masses molaires et volumiques de l'air et du méthane sont :

$$M_{air} = 28.97kg/kmole ; M_{CH_4} = 16.002kg/kmole$$

$$\rho_{air} = 1.225kg/m^3 ; \rho_{CH_4} = 0.6679kg/m^3$$

La variation du débit d'injection du GNC en fonction du taux de substitution et du régime moteur a été établie dans la deuxième partie du deuxième chapitre (celui de réglage de la pompe d'injection en mode Dual-Fuel).

A titre de rappel, nous les citons pour le régime moteur utilisé ($N = 1500 \text{ tr/min}$) :

Tableau 3. 3 Débit d'injection du GNC à 1500 tr/min

Taux de substitution τ_D [%] :	Consommation du carburant \dot{m} [g/s] :						
	0	25		50		75	
N [tr/min] :	Gasoil	GNC	Gasoil	GNC	Gasoil	GNC	Gasoil
1500	2,4789	0,51809	1,8592	1500	2,4789	0,51809	1,8592

$$\dot{m}_{GNC} = 0.001554kg/s \text{ et } \dot{m}_{air} = \rho_{air} Q_{air} \quad (3.7)$$

A cette étape, on peut calculer facilement le coefficient d'excès d'air ' α ' :

$$\alpha = \frac{r_{air/GNC}^r}{r_{air/GNC}^{th}} \quad (3.8)$$

Et puisque le gaz est considéré comme incompressible, le théorème de Bernoulli est également applicable au flux d'air au voisinage de la section 'A₂', ce qui nous donne :

$$r_{air/GNC}^r = \frac{A_2}{A_f} \left(\frac{\rho_{air}}{\rho_{CH_4}} \right)^{1/2} \quad (3.9)$$

Le tableau 3.2 illustre les différents paramètres du mélangeur obtenus :

Tableau 3. 4 Les paramètres du mélangeur

Rendement volumétrique η_v	88.02%
Cylindrée totale du moteur C_y	$3.7699 \times 10^{-3} m^3$
Régime max du moteur N	1500tr/min
Débit volumique d'air stœchiométrique Q_a	$0.0415 m^3/s$
Vitesse d'entrée d'air U_1	$8.2519 m/s$
Vitesse de sortie au niveau du col U_2	$34.029 m/s$
Diamètre du col D_2	39.41mm
Débit massique d'air \dot{m}_{air}	$0.05084 kg/s$
Débit massique de GNC \dot{m}_{GNC}	$0.001554 kg/s$
Rapport théorique air/carburant $r_{air/GNC}^{th}$	$17.235 kg_{air}/kg_{CH_4}$
Rapport réel air/carburant $r_{air/GNC}^r$	$32.716 kg_{air}/kg_{CH_4}$
Coefficient d'excès d'air α	189.82%
Diamètre d'entrée GNC D_f	7.16mm

L'angle d'inclinaison du mélangeur est pris égale à 20°, cet angle est choisi de sorte a crée la plus grande chute de pression au niveau du col pour faciliter l'admission du carburant ; l'injection du GNC est assurée par des trous répartis sur la circonférence du col du mélangeur de diamètre de 3mm [29]. Sur la base des résultats obtenus, le mélangeur a été conçu en utilisant le logiciel SolidWorks (figure 3.7).

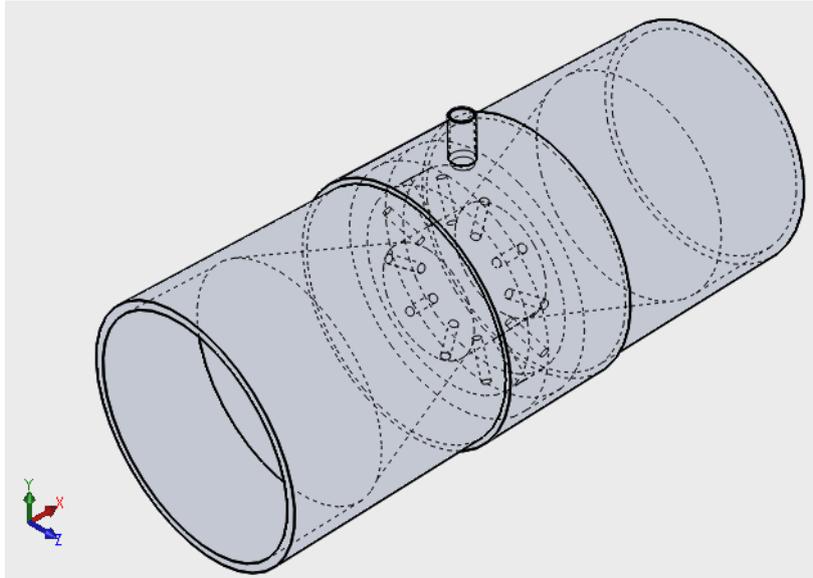


Figure 3. 6 Vue en perspective isométrique

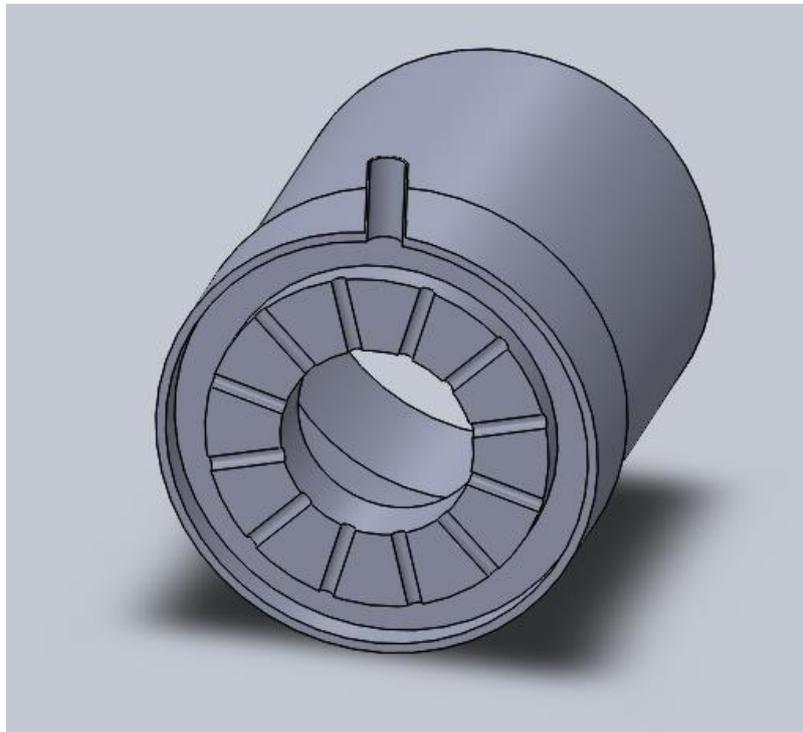


Figure 3. 7 Coupe dans le plan YZ.

3.5- Simulation CFD

Nous utilisons le logiciel ANSYS Workbench 17.1 comme outil de modélisation et de simulation numérique pour valider le modèle de mélangeur choisi.

3.5.1- Conditions aux limites :

Trois conditions aux limites ont été prises :

- **Entrée d'air (Inlet air) :**

La première condition est prise sur l'air à l'entrée du mélangeur ; le moteur sur lequel nous travaillons est à aspiration naturelle ce qui signifie que l'air se trouve à température ambiante et à pression atmosphérique.

- **Entrée GNC (Inlet GNC) :**

Le GNC est admis au mélangeur au niveau de la gorge à température ambiante et avec une pression de 2 bars. Le débit de GNC introduit est déterminé en fonction du régime moteur.

- **Sortie mélange (Outlet mixed) :**

L'équation de conservation de débit massique nous permet de connaître le débit du mélange à la sortie ainsi que la fraction massique de chaque composant ce qui permettra de déterminer ses paramètres thermodynamiques.

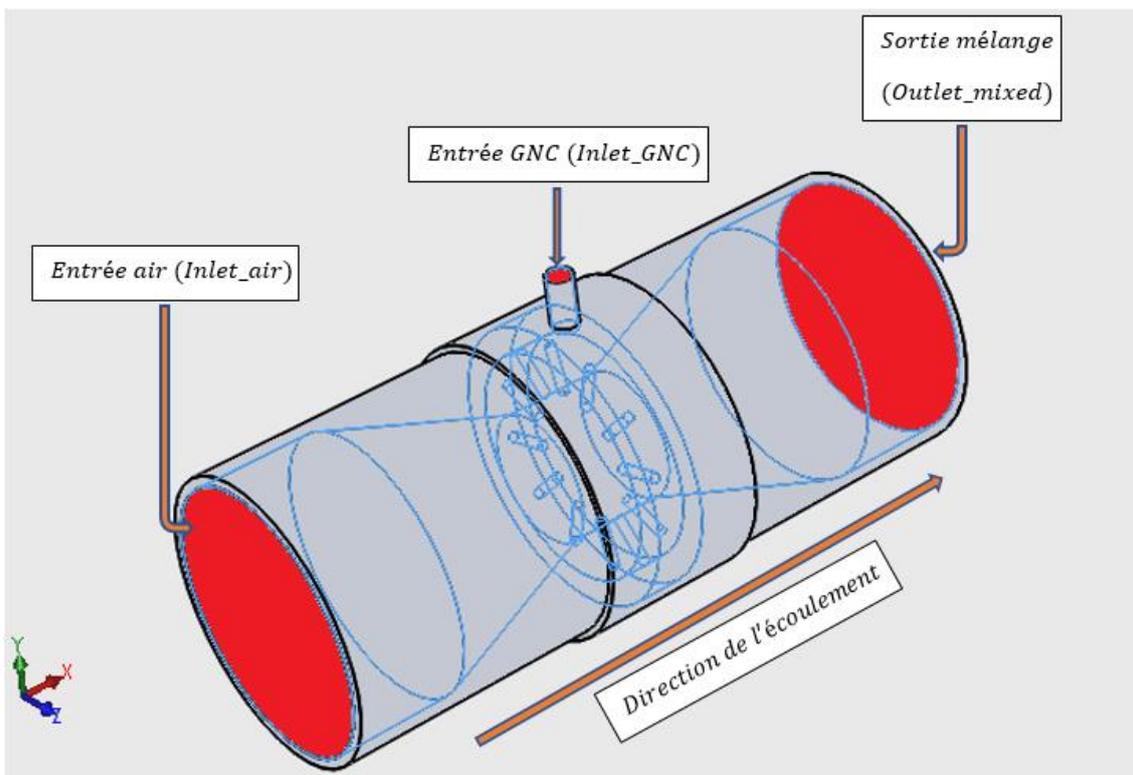


Figure 3. 8 Les faces sur lesquelles les conditions aux limites ont été appliquées

3.5.2- Calcul des paramètres des conditions aux limites :

Les débit massique à l'entrée \dot{m}_{air} et \dot{m}_{GNC} ont déjà été calculés, ce qui nous permet de calculer le débit molaire de chaque constituant ainsi que le débit à la sortie de mélangeur :

$$\dot{n}_{air} = \frac{\dot{m}_{air}}{M_{air}} ; \dot{n}_{GNC} = \frac{\dot{m}_{GNC}}{M_{GNC}} \quad (3.10)$$

$$\dot{m}_m = \dot{m}_{air} + \dot{m}_{GNC} ; \dot{n}_m = \dot{n}_{air} + \dot{n}_{GNC} \quad (3.11)$$

A partir du débit massique, on peut tirer la vitesse d'écoulement :

$$U = \frac{\dot{m}}{\rho(\pi D^2/4)} \quad (3.12)$$

La pression totale des entités est calculée par :

$$p_t = p + \frac{1}{2} \rho U^2 \quad (3.13)$$

La fraction massique et molaire des substances dans le mélange :

$$f_{air}^m = \frac{\dot{m}_{air}}{\dot{m}_m} ; f_{GNC}^m = \frac{\dot{m}_{GNC}}{\dot{m}_m} ; f_{air}^n = \frac{\dot{n}_{air}}{\dot{n}_m} ; f_{GNC}^n = \frac{\dot{n}_{GNC}}{\dot{n}_m} \quad (3.14)$$

Dans ces simulations, nous avons adopté comme paramètre de turbulence le modèle $k_\varepsilon RNG$ qui est basé sur le calcul du nombre de Reynolds :

$$Re = \frac{U \cdot D}{\nu} \quad (3.15)$$

Où :

U [m/s] : La vitesse d'écoulement du fluide.

D [m] : Le diamètre de la section de passage.

ν [kg/m.s] : La viscosité dynamique du fluide.

L'énergie cinétique de turbulence est définie par :

$$k = \frac{3}{2} \left(0.16 U \cdot Re^{-\frac{1}{8}} \right)^2 \quad (3.16)$$

Alors que le taux de dissipation de turbulence :

$$\epsilon = \frac{C_\mu^{3/4} k^{3/2}}{0.07 D} \quad (3.17)$$

Où :

ϵ [m²/s³] : Le taux de dissipation de turbulence.

k [m²/s²] : L'énergie cinétique de turbulence.

D [m] : Le diamètre de la section de passage.

$C_\mu = 0.09$: La constante de modèle de turbulence $k_\varepsilon RNG$.

Les paramètres thermodynamiques du prémélange Air-GNC sont calculés comme suit :

$$\text{La masse molaire : } M_m = f_{air}^n \cdot M_{air} + f_{GNC}^n \cdot M_{GNC} \quad (3.18)$$

$$\text{La chaleur spécifique : } Cp_m = f_{air}^n \cdot Cp_{air} + f_{GNC}^n \cdot Cp_{GNC} \quad (3.19)$$

$$\text{La viscosité dynamique : } \nu_m = f_{air}^n \cdot \nu_{air} + f_{GNC}^n \cdot \nu_{GNC} \quad (3.20)$$

L'établissement du bilan énergétique nous donne la température de sortie :

$$T_m = \frac{f_{air}^m Cp_{air} T_{air} + f_{GNC}^m Cp_{GNC} T_{GNC}}{Cp_m} \quad (3.21)$$

T_m : température du mélange

Etant donné que le débit du GNC est négligeable devant celui de l'air ($r_{air/GNC}^r = 32.716 kg_{air}/kg_{CH_4}$) nous allons admettre que la pression de sortie du mélange est celle de l'air en prenant en compte, bien évidemment, des pertes de charge dues à la friction.

$$p_m = \pi_d \cdot p_{air} \quad (3.22)$$

Avec :

p_m : Pression moyenne

$\pi_d = 5\%$: Coefficient de perte de charge.

Comme le mélange des gaz parfaits est un gaz parfait, la masse volumique du mélange est calculée par :

$$\rho_m = \frac{p_m M_m}{\bar{R} T_m} \quad (3.23)$$

Le calcul des paramètres des conditions aux limites est récapitulé dans le tableau 3.5. Le GNC est stocké à température ambiante à une pression de 250 bars, puis il suit une détente isotherme (isenthalpique à coefficient de chaleur spécifique constant $C_p = C^{ste}$) avant d'être injecté dans le mélangeur. Il résulte de cette transformation que le GNC est admis à température ambiante et à une pression de 2 bars [30].

Le calcul des paramètres des conditions aux limites est récapitulé dans le tableau 3.5.

Tableau 3. 5 Paramètres des conditions aux limites

Condition aux limites	Entré air	Entré GNC	Sortie
Débit massique \dot{m} [kg/s]	0.05084	0.001554	0.05239
Débit molaire \dot{n} [mole/s]	1.75492	0.096892	1.85181
Fraction massique f^m	0.970337	0.029662	1
Fraction molaire f^n	0.947677	0.052323	1
Masse volumique ρ [kg/m ³]	1.20494	1.3168	1.11796
Chaleur spécifique C_p [J/kg.K]	1007	2354	1077.48
Masse molaire M [kg/kmole]	28.97	16.04	28.293
Viscosité dynamique ν [10 ⁻⁵ kg/m.s]	1.7894	1.0870	1.7526
Température T [K]	293	293	293
Pression statique p [bar]	1.01325	2	0.962588
Pression totale p_t [bar]	1.01367	2.00566	0.963073
Vitesse U [m/s]	8.394	29.312	9.3236
Diamètre de section passage D [mm]	80	7.16	80
Nombre de Reynolds Re [10 ⁴]	3.75277	1.93074	4.25579
Energie de turbulence k [m ² /s ²]	0.19439	2.79886	0.23241
Taux de dissipation ϵ [m ² /s ³]	2.51487	1535.12	3.28760

3.5.3- Paramètres de simulation :

Le tableau 3.4 montre les paramètres de simulation introduits.

Tableau 3. 6 Paramètres de simulation

Paramètre	Définition
Solveur	3D dimension. 'Absolute Velocity formulation'. Type 'Pressure based'. Etat permanent.
Energie	L'équation d'énergie a été appliquée.
Modèle de viscosité	RNG k_ε model (2 equations). 'Near wall treatment' a été défini comme 'standard wall function'.
Modèle des espèces	Modèle de 'Species transport' avec 'Mixture material'.
Condition aux limites	Entrée d'air : 'Pressure inlet', fraction molaire de CH_4 nulle, la pression totale est de $p_{t,air} = 1.01367 Pa$. Entrée GNC : 'Pressure inlet' avec une fraction molaire de CH_4 égale à 1 et une pression totale de $p_{t,GNC} = 2.00566 Pa$. Sortie mélangeur : 'Pressure outlet', fraction massique du mélange $f_{CH_4} = 0.029$
Méthodes de solution	La quantité de mouvement (\dot{m}, T, p, v, \dots), l'énergie cinétique de turbulence et le taux de dissipation de la turbulence ont été calculés en utilisant 'Second ordre Upwind'.
Exécution des calculs	Hybride méthode d'initialisation. Calcul des solutions avec un nombre d'itération de 160 itérations.

Nous avons conçu 6 modèles de mélangeur à différents nombres de trous d'injection (2 jusqu'à 12), le modèle permettant une meilleure répartition de la concentration du carburant dans la section de sortie du mélangeur sera choisi.

N° de modèle	Nombre de trous
Modèle 1	2
Modèle 2	4
Modèle 3	6
Modèle 4	8
Modèle 5	10
Modèle 6	12

Tableau 3. 7 Définition des modèles destinés à l'étude d'optimisation.

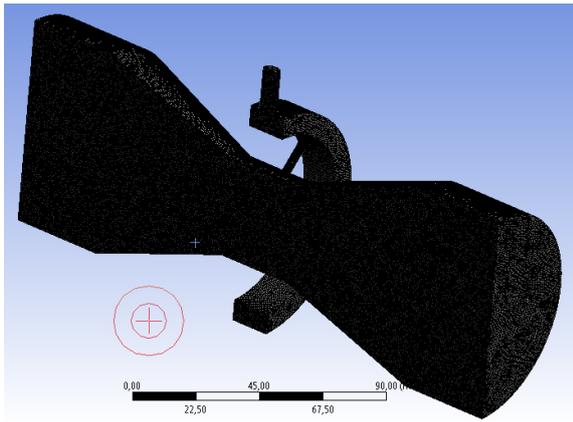
3.5.4- Etude d'indépendance de maillage

Puisque le raffinement de maillage affecte significativement la précision des résultats et le temps requis pour la simulation, une étude d'indépendance de maillage a été faite afin de trouver le maillage satisfaisant les deux critères : de précision et de temps. La maille triangulaire et le 'Body Sizing' ont été utilisés pour générer un maillage dans lequel la taille des éléments varie de 1mm à 7mm.

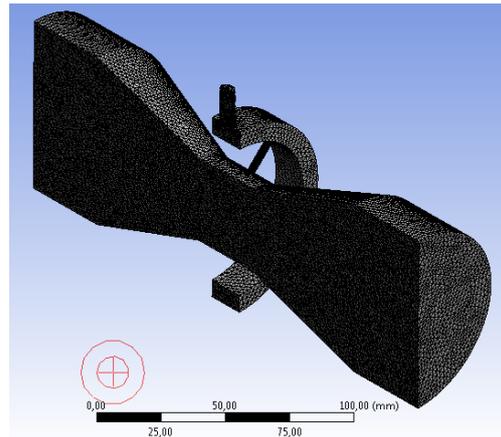
L'étude de maillage a été réalisée sur le modèle 2 à 4 trous, le nombre de nœuds optimal, une fois déterminé, il sera utilisé sur les autres modèles. Les paramètres observés lors de cette étude sont l'indice d'uniformité *UI* et la fraction massique du GNC. Le cas 2 correspondant à un élément de 2 mm a été choisi, car au-delà de cette discrétisation les résultats obtenus seront inchangés (la convergence est atteinte).

	Taille d'élément	N° d'éléments	N° de nœuds
Cas 1	1 mm	6 458 038	1 119 648
Cas 2	2 mm	873 505	158 052
Cas 3	3 mm	323 049	61 279
Cas 4	4 mm	192 716	37 813
Cas 5	5 mm	147 083	29 532
Cas 6	6 mm	127 695	25 944
Cas 7	7 mm	118 061	24 153

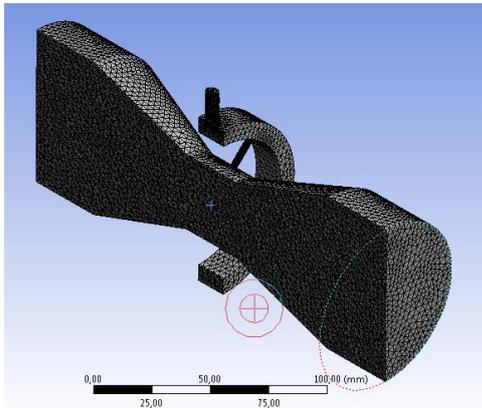
Tableau 3. 8 Les différents modes de maillage utilisés (modèle 2)



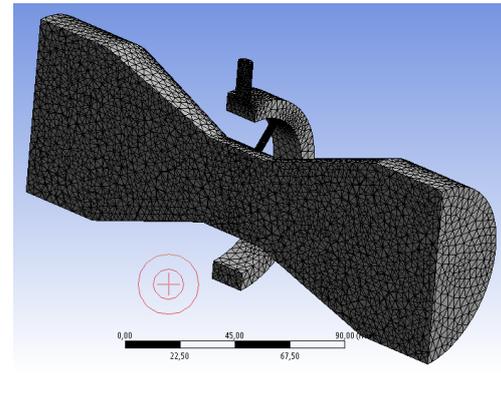
Cas 1



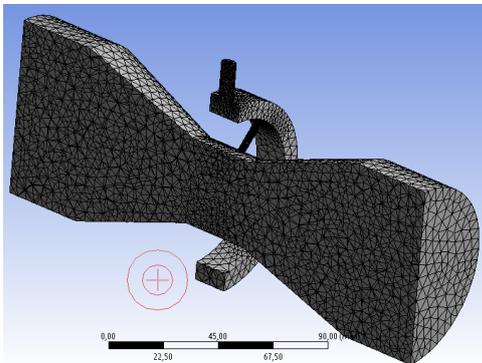
Cas 2



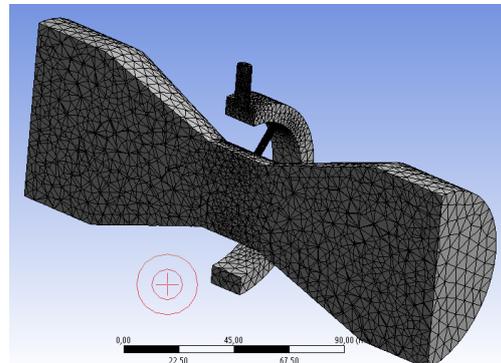
Cas 3



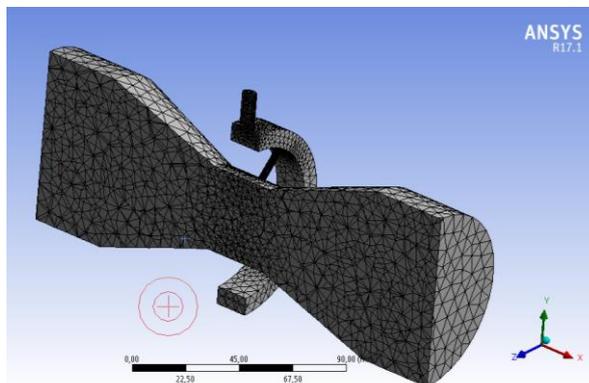
Cas 4



Cas 5



Cas 6



Cas 7

Figure 3. 9 Les sept cas du modèle 4 trous utilisés dans l'étude de maillage.

Les résultats du test d'indépendance de maillage sont illustrés dans la table 3.9 :

Cas	1	2	3	4	5	6	7
f_{CH_4}	0.03119	0.03120	0.04192	0.03777	0.03623	0.03837	0.04057
UI	0.87277	0.87278	0.84550	0.87906	0.85382	0.86580	0.85603

Tableau 3. 9 Variation de UI et de f_{CH_4} pour les différents modes de maillage à la sortie de mélangeur.

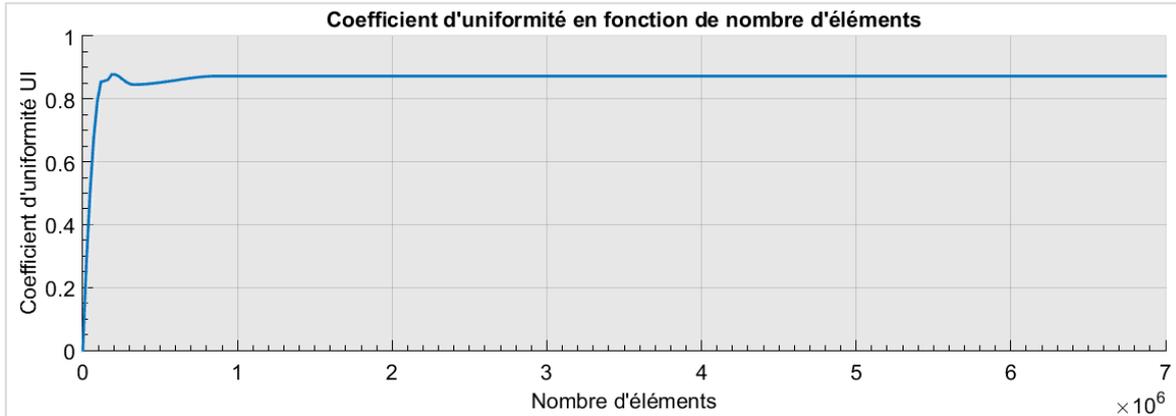


Figure 3. 10 L'indice d'uniformité à la sortie du mélangeur (modèle 2).

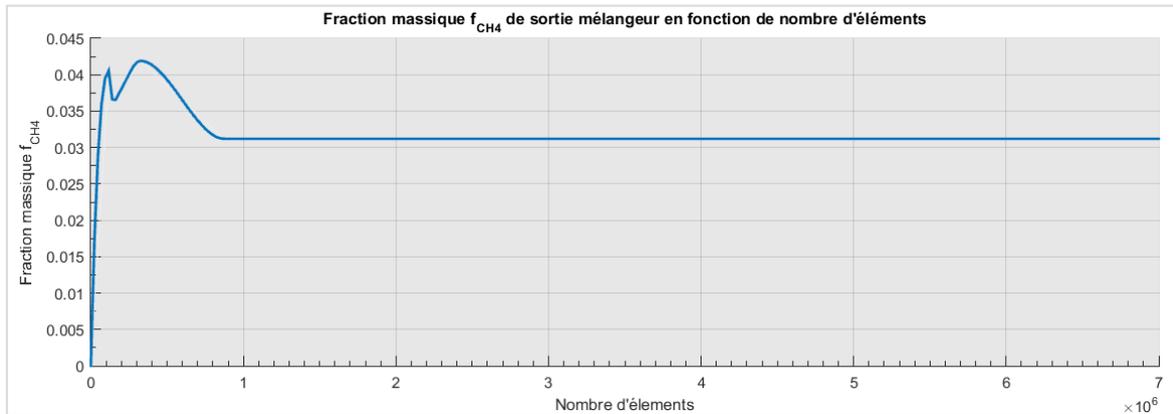


Figure 3. 11 La fraction massique du CH_4 à la sortie du mélangeur (modèle 4 trous) dans l'étude de maillage.

3.5.5- Calcul de l'indice d'uniformité :

L'homogénéité s'évalue à travers l'uniformité de la distribution du carburant dans la section de sortie du mélangeur. Ce paramètre influe considérablement sur l'amélioration des performances du moteur, la réduction des émissions d'échappement. L'indice quantitatif d'uniformité du débit (UI) est largement utilisé dans l'industrie automobile pour évaluer la distribution du mélange à l'intérieur du mélangeur. Ce coefficient peut être exprimé comme suit [24] :

$$UI = 1 - \frac{1}{2} * \frac{\sum_{i=1}^n |f_i^{CH_4} - f_{moy}^{CH_4}| A_i}{A \cdot f_{moy}^{CH_4}} \quad (3.24)$$

$$f_{moy}^{CH_4} = \frac{1}{A} \sum_i^n f_i^{CH_4} \cdot A_i \quad (3.25)$$

Avec :

- UI : Indice d'uniformité.
- $f_i^{CH_4}$: Fraction massique locale de CH_4 .
- $f_{moy}^{CH_4}$: Fraction massique moyenne de CH_4 .
- A : La section où UI est calculé.
- A_i : La section locale.
- i : La $i^{ème}$ maille.
- n : Nombre de maille dans la section A .

L'indice d'uniformité varie entre 0 et 1 ; lorsque $UI = 1$ le mélange est totalement homogène tandis que quand UI se rapproche de zéro, le carburant ne s'est pratiquement pas mélangé avec l'air.

Le facteur UI est utilisé pour estimer l'homogénéité du mélange AIR/GNC à la sortie du mélangeur et ceci pour les 6 modèles proposés. Le tableau 3.8 montre les résultats obtenus pour les 6 cas. Le mélange le plus hétérogène obtenu est celui du 6^{ème} cas avec un indice d'uniformité de $UI = 0.78$, en revanche le 2^{ème} cas nous donne le mélange le plus homogène avec uniformité de $UI = 0.87$.

La distribution de la fraction massique du GNC à l'intérieur des mélangeurs est utilisée pour évaluer l'homogénéité du mélange GNC-Air. La concentration du CH_4 à la sortie du mélangeur doit être uniformément répartie pour obtenir un mélange homogène.

Nous avons aussi calculé les fractions massiques du CH_4 f^{CH_4} à la section de sortie pour les 6 modèles de mélangeur en mentionnant l'erreur entre $f_{th}^{CH_4}$ et $f_{simulation}^{CH_4}$. L'erreur la plus petite est celle du modèle 2 (mélangeur à 4 trous), tandis que nous marquons le plus grand écart entre le résultat obtenu théoriquement et par simulation pour le modèle 4 (mélangeur à 8 trous).

Le calcul de l'erreur s'est fait comme suit :

$$e_{rr} = 100 \times \frac{|f_{th}^{CH_4} - f_{simulation}^{CH_4}|}{f_{th}^{CH_4}} \quad (3.26)$$

Modèle	1	2	3	4	5	6
UI	0.83954	0.87278	0.84046	0.80346	0.78480	0.78320
f^{CH_4}	0.02494	0.03120	0.04245	0.04913	0.04475	0.04381
err	15%	5%	43%	65%	50%	47%

Tableau 3. 10 UI et f_{CH_4} pour les 6 modèles de mélangeur

3.5.6- Analyse des résultats :

L'analyse des résultats de la simulation se basera essentiellement sur deux critères évalués à la sortie du mélangeur :

- Le degré d'homogénéité du mélange.
- La fraction massique moyenne.

La figure 3.12 montre la distribution de la fraction massique dans la section de sortie du mélangeur. Les modèles 5 et 6 présentent la plus mauvaise répartition du carburant avec l'apparition des zones ne contenant presque pas de CH_4 (zone bleu foncé: concentration de CH_4 entre 0 et 0.01) de plus les zones adjacentes sont à très forte concentration (couleur rouge : concentration de $CH_4 > 0.1$) ce qui crée une mauvaise uniformité du mélange.

Cependant, le modèle 4 présente des zones très riches en carburant, des zones à richesse moyenne et des zones pauvres. Cette distribution non uniforme produit une mauvaise homogénéité (UI faible) et une concentration massique élevée au niveau de la section de sortie.

La fraction massique du modèle 1 est faible comparativement aux autres modèles, ceci peut être dû au phénomène de turbulence créé au col du Venturi. Malgré que son bon indice d'uniformité, l'apparition des zones à couleur bleu foncé (zone à très faible richesse en carburant) au milieu de la section de sortie influe considérablement sur la combustion et peut mener à la création du phénomène de cliquetis.

Les deux modèles restant, 2 et 3 ont un indice d'uniformité très bon alors que la fraction massique du modèle 3 présente une erreur relative de 45%.

Le modèle 2, celui de 4 trous d'injection, est choisi, principalement grâce à l'homogénéité du mélange qu'il permet d'atteindre ($UI = 0.87$), en plus de la fraction massique obtenue $f^{CH_4} = 0.031$ avec une erreur relative de $err = 5\%$.

Nous montrons dans la figure 3.13 l'évolution de la fraction massique à l'intérieur du mélangeur pour les 6 modèles.

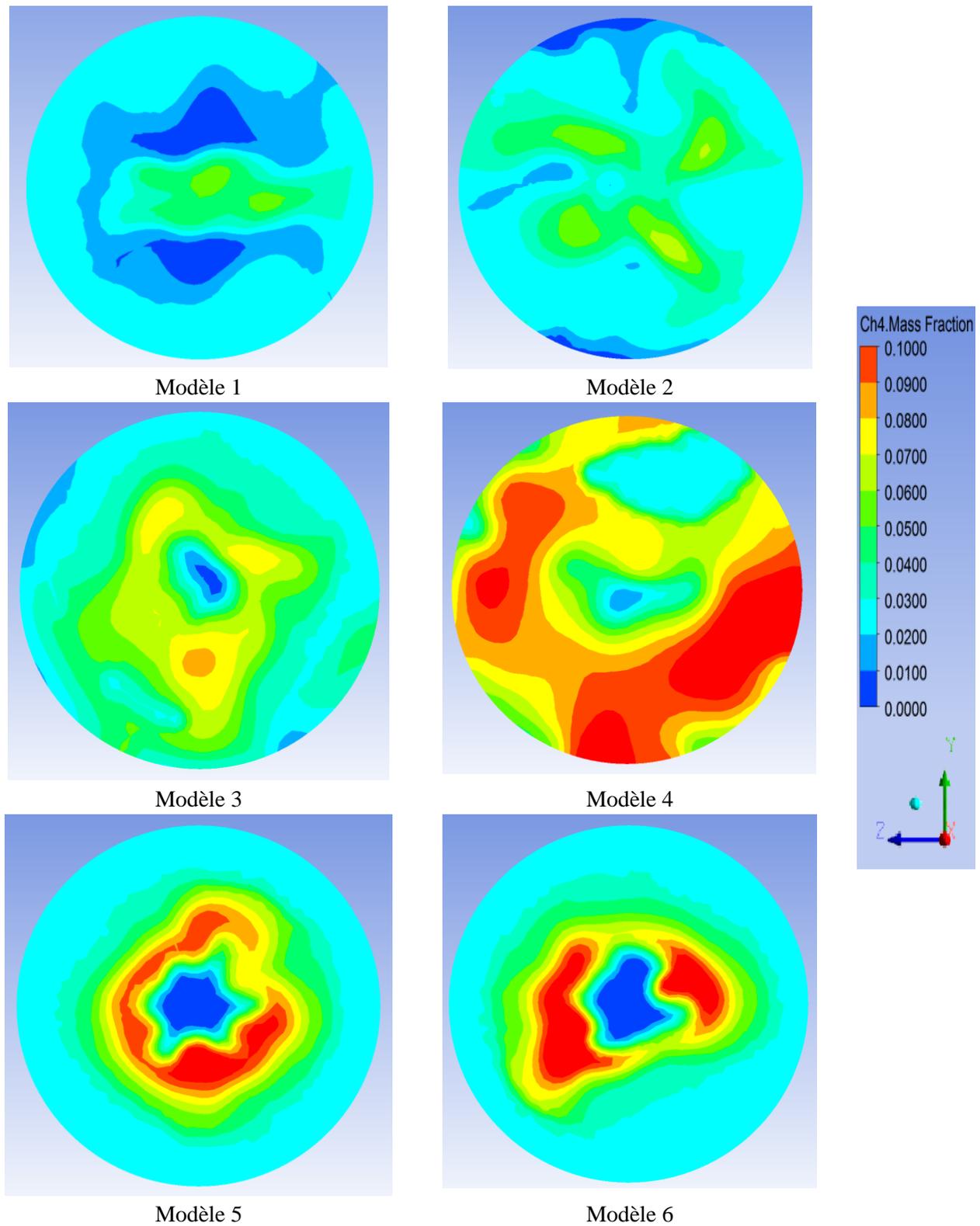


Figure 3. 12 Fraction massique du CH₄ à la section de sortie des mélangeurs.

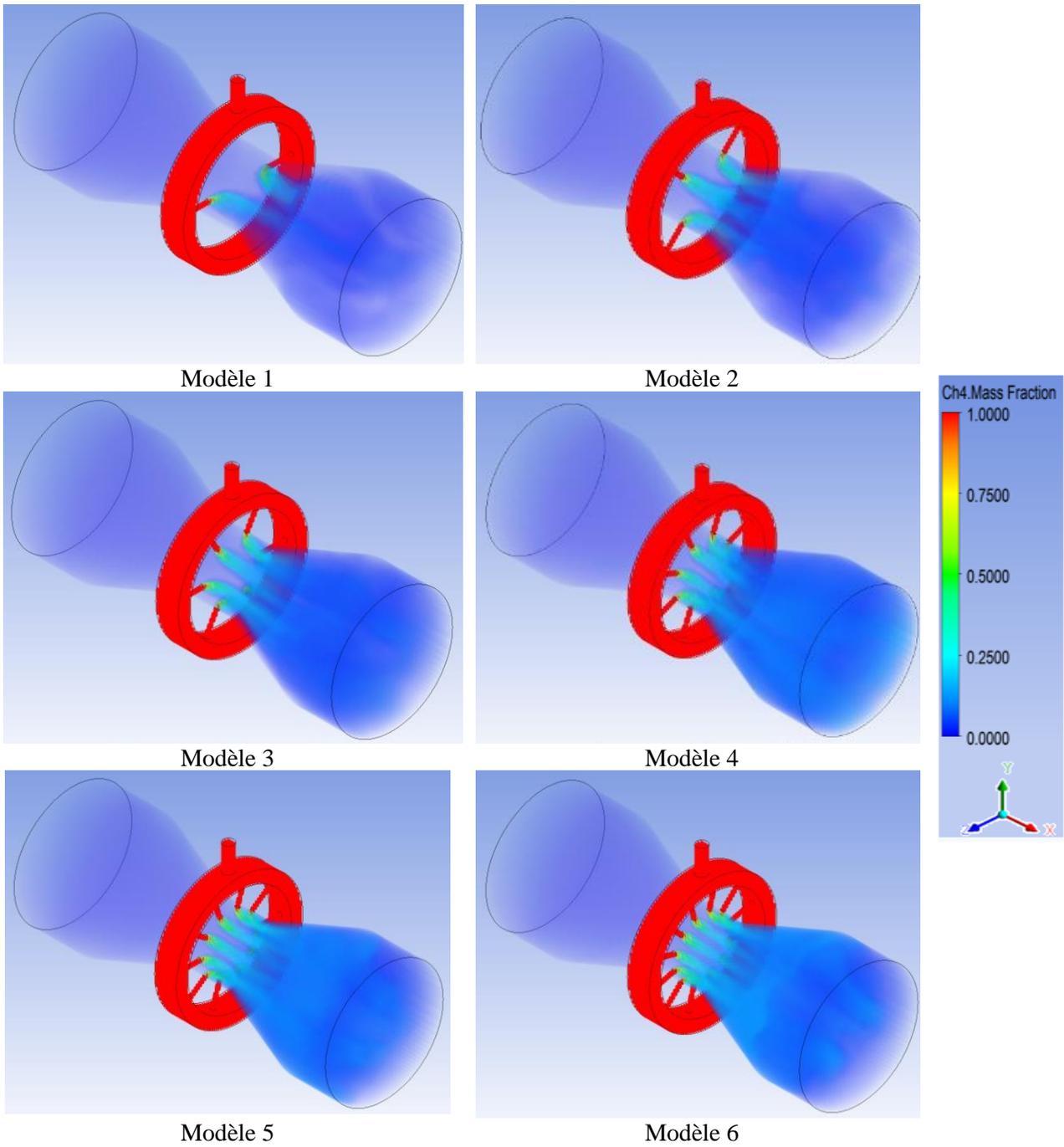


Figure 3. 13 Fraction massique du CH_4 à l'intérieur des mélangeurs.

3.6- Conclusion :

Dans ce chapitre, nous avons fait une étude d'optimisation sur un mélangeur Air-GNC de type Venturi, notre étude a été répartie en deux parties principales :

- Dimensionnement et conception du mélangeur.
- Optimisation du nombre de trous d'injection en fonction de la qualité du mélange.

Dans la partie de dimensionnement nous avons déterminé la section du col et d'admission du carburant donnant les meilleures conditions de fonctionnement du mélangeur en mode Dual-Fuel avec un taux de substitution de 75%.

Dans la partie d'optimisation plusieurs modèles de mélangeur à différents nombres de trous d'injection ont été proposés, le modèle 2 à 4 trous est choisi grâce à l'homogénéité du mélange qu'il permet d'atteindre

Chapitre 4 :

Etude thermodynamique comparative entre le cycle Diesel pur et Dual-Fuel

4.1- Introduction :

Dans ce chapitre nous allons faire une étude thermodynamique comparative entre le cycle diesel pur et le cycle Dual-Fuel pour exposer la différence entre les deux cycles et les principaux facteurs influant sur les performances du moteur.

Nous allons aussi faire une comparaison entre les résultats théoriques et expérimentales du cycles diesel pur en utilisant les résultats des tests effectués sur le moteur durant notre stage au sein de l'entreprise EMO en date du 22/04/2018.

Le phénomène de combustion est très compliqué et présente un vaste domaine de recherche, sa complexité est liée principalement à sa rapidité d'occurrence ; pour cela et dans cette étude thermodynamique, on va adopter des simplifications basées sur des hypothèses bien justifiées afin d'obtenir des résultats indicatifs des paramètres des deux cycles Diesel pur et dual fuel.

4.2- Etude thermodynamique du cycle diesel pur :

4.2.1- Généralité et hypothèses :

L'étude des cycles théoriques (figure 4.1) des moteurs alternatifs à combustion interne permet de connaître l'influence des paramètres de la machine les plus importants, accessibles aux calculs. Elle reste une méthode d'étude des cycles réels intéressante pour les raisons suivantes :

- ↪ Facilité et simplicité des calculs moyennant des hypothèses simplificatrices convenablement choisies.
- ↪ Possibilité de se rapprocher du cycle réel, en affinant les hypothèses, les calculs et les conditions aux limites pour une fraction du cycle.
- ↪ Préparation aux développements informatiques permettant de calculer un cycle du moteur dans sa totalité.

Lors de l'analyse des cycles thermodynamiques (théoriques) on prend en considération les hypothèses suivantes :

- ↪ Le fluide moteur est un gaz parfait, idéal (l'inertie du fluide est supposée nulle donc pas de pertes de charge), qui ne change pas de nature (sa composition chimique) et de quantité au cours de son évolution dans le cycle.
- ↪ Les évolutions sont considérées comme réversibles, c'est-à-dire que le gaz subit une succession de transformations très lentes, les caractéristiques du gaz restant à chaque instant en équilibre.
- ↪ Un équilibre des pressions instantané existe entre l'atmosphère et le cylindre.
- ↪ La combustion ainsi que l'échange gazeux, s'effectuant dans un cycle réel, sont remplacés par des processus d'apport et d'évacuation de chaleur dans un cycle thermodynamique. Ce qui conduit à considérer que la combustion du mélange gazeux est instantanée.
- ↪ L'échange de chaleur (par apport ou extraction) avec le fluide au cours de son évolution, est considéré en dehors de toute condition de réalisation. Donc, les deux temps de compression et détente sont considérés adiabatiques c'est-à-dire qu'ils se déroulent sans échange de chaleur entre gaz et parois du cylindre.

- ↳ Les caractéristiques du système gazeux isolé (fluide moteur) sont prises égales à celles de l'air, indépendantes de la température et de la pression (les capacités calorifiques à pression constante rapport $\gamma := \frac{C_p}{C_v}$ ont des valeurs fixes) [25].

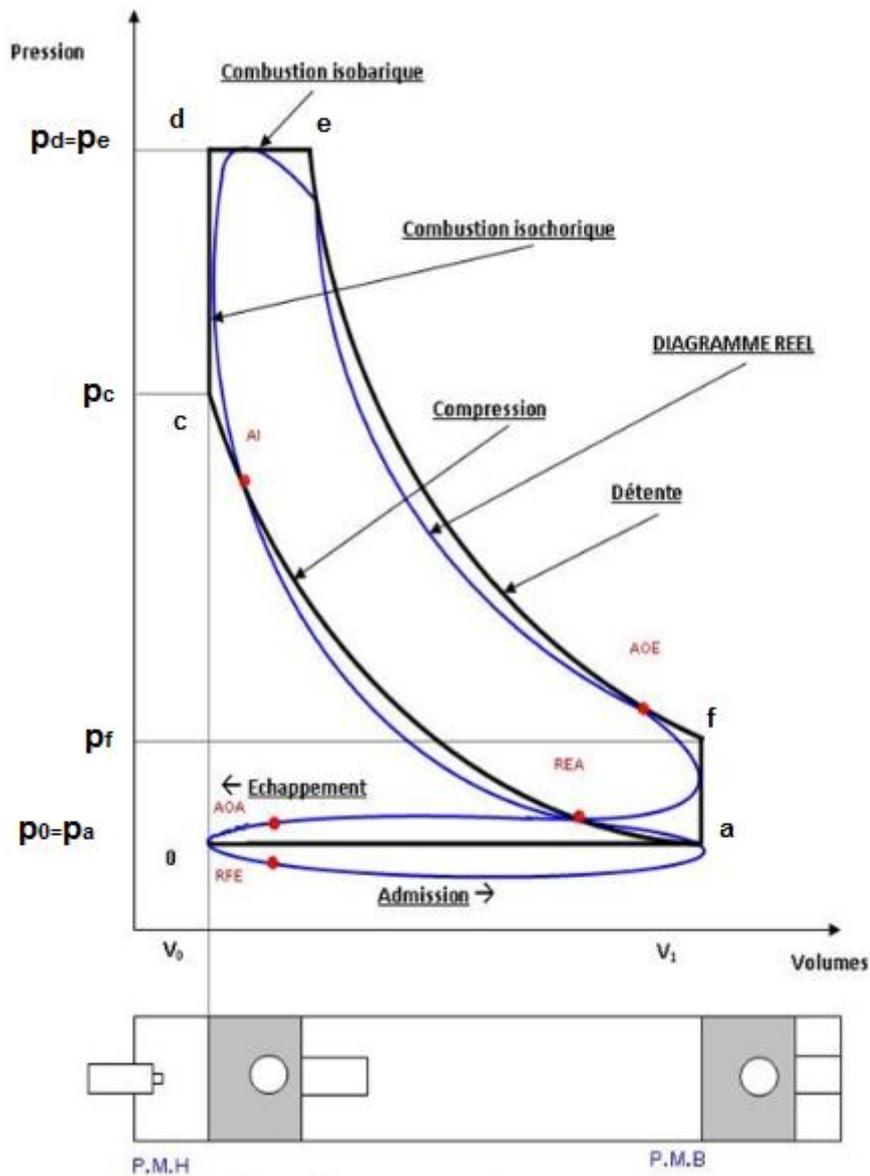


Figure 4. 1 Le diagramme P.V du cycle Diesel théorique et réel.

En premier lieu, nous allons présenter les données du problème dans le tableau 4.1 qui contiendra les données géométriques et thermodynamiques ainsi que les valeurs des paramètres qui seront utilisés dans la suite du calcul :

Pression d'air ambiante p_0 :	101325 Pa
Température d'air ambiante T_0 :	293 K
Masse volumique de l'air ambiant ρ_0 :	1.225 kg/m ³
Température des gaz résiduels T_r :	850 K
Apport de réchauffage par les parois ΔT :	30 K
Cylindrée C_y :	3.7699 × 10 ⁻³ m ³
Course c :	0.12 m
Section du piston S_p :	75.4296 × 10 ⁻⁴ m ²
Section de la soupape d'admission S_{ad} :	15.9043 × 10 ⁻⁴ m ²
Vitesse du piston U_p :	6 m/s
Vitesse de l'air à travers la soupape d'admission U_{ad} :	28.4563 m/s
Coefficient des pertes de charge à l'admission $\beta^2 + \xi_{ad}$:	4
Taux de compression volumétrique ε :	19
Taux d'élévation de pression λ :	2.1
Coefficient polytropique de compression k_c :	1.36
Coefficient polytropique de détente k_d :	1.23
Constante des gaz parfait R :	8314 J/kmole.K
Coefficient adiabatique γ :	1.4
Masse molaire de l'air M_{air} :	28.9 kg/kmole
Masse molaire du gazole M_{gazole} :	226 kg/kmole
Pouvoir calorifique inférieur du gazole Pcl_{gazole} :	42.028 MJ/kg
Chaleur spécifique du gazole $C_{p_{gazole}}$:	1799.12 J/kg.K
Pouvoir comburivore théorique Pco_{th}^0 :	14.45 kmole d'air/kg de gazole
Coefficient d'excès d'air α :	1.8
Coefficient de la charge d'appoint φ :	1
Coefficient d'arrondissement du diagramme ψ :	0.95
Rendement de la chambre de combustion ξ_{cb} :	0.76
Rendement mécanique η_m :	0.85
Vitesse de rotation (régime) N :	1500 tr/min

Tableau 4. 1 Les données du cycle Diesel pur.

4.2.2- Calcul des paramètres de fin admission :

- **Pression d'admission p_a :**

On admettra que l'admission est finie au PMB ; Par l'application de l'équation de Bernoulli sur la ligne de courant entre l'entrée du cylindre 'indice 0' et la fin d'admission 'indice a', et par un simple développement, on obtiendra :

$$p_a = p_0 - \frac{1}{2} \rho_0 \left(U_p \frac{S_p}{S_{ad}} \right)^2 (\beta^2 + \xi_{ad}) \quad \text{avec: } \rho_0 = 1.225 \text{ kg/m}^3 \quad (4.1)$$

$U_p = \frac{c.N}{30}$: La vitesse de déplacement du piston avec la course 'c' et le régime 'N'.

S_{ad} et S_p : Sont respectivement les sections de soupape d'admission et du piston.

$(\beta^2 + \xi_{ad}) = 2.5$ à 4 : Coefficient de perte de charge à l'admission ; ces valeurs déterminées par expérience pour les moteurs d'automobiles lorsque la soupape est entièrement ouverte sur le régime nominal (on a choisi $\beta^2 + \xi_{ad} = 4$).

On peut simplifier par la vitesse moyenne d'écoulement du fluide à travers la section de passage de la soupape d'admission $U_{ad} = U_p \frac{S_p}{S_{ad}}$.

- **Température admission T_a :**

La charge fraîche introduite dans le cylindre est à la fin d'admission déjà mélangée avec les gaz résiduels. Ainsi, la charge fraîche est chauffée par les parois de canalisation d'admission où une augmentation de température de ΔT se produit, et par les gaz brûlés dont leur température est désignée par T_r [25]

A la base d'un bilan de conservation de chaleur thermique lors de la phase d'admission, on pourrait atteindre la formule suivante :

$$T_a = \frac{T_0 + \Delta T + \gamma_r T_r}{1 + \gamma_r} \quad (4.2)$$

$\Delta T = 30K$: La différence de température responsable du réchauffage de la charge fraîche par les parois ; elle varie de 0 à 20 pour les moteurs à essence et de 20 à 40 pour les moteurs Diesel [26].

T_r : La température des gaz résiduels ; on a adopté une valeur de $T_r = 850K$.

$p_r = 1.17p_0$: La pression des gaz résiduels (indice 'r') ; on accepte pour un moteur non suralimenté qu'on a $p_r = (1.1 \text{ à } 1.25)p_0$.

$\varepsilon = \frac{C_y + V_m}{V_m} = 19$: Le taux de compression volumétrique.

$\varphi = \frac{N_a + N_r}{N_f + N_r} \approx \frac{N_a}{N_f}$: La charge d'appoint ; on prend comme approximation $\varphi = \phi = 1$ tel que ϕ c'est le coefficient de proportionnalité ($\phi := C_{p_r} / C_{p_f}$).

$\gamma_r = \frac{N_r}{N_a} = \frac{(T_0 + \Delta T)p_r}{T_r(\varphi \varepsilon p_a - p_r)}$: Le coefficient des gaz résiduels (indice 'r') ; il varie de 0,06 à 0,1 pour les moteurs à essence et de 0,03 à 0,06 pour les moteurs Diesel.

- **Taux de remplissage et coefficient de pureté :**

Le taux de remplissage est le rapport entre la quantité d'air occupant le volume total du cylindre ($C_y + V_m$) au début de la compression réelle (RFA) et la quantité qui pourrait remplir le volume de la cylindrée C_y dans les conditions à l'admission de température et de pression. Le taux de remplissage est toujours inférieur à un. Il correspond à un rendement volumétrique d'un moteur alternatif à combustion interne [27]. Il est donné par :

$$\eta_v = \frac{T_0(\varphi \varepsilon p_a - p_r)}{p_0(T_0 + \Delta T)(\varepsilon - 1)} \quad (4.3)$$

On définit aussi le coefficient de pureté :

$$K_p = \frac{1}{1 + \frac{p_r}{p_0} \cdot \frac{T_0}{T_r} \cdot \frac{1}{(\varepsilon - 1)\eta_v}} \quad (4.4)$$

4.2.3- Calcul des paramètres de fin compression :

Le coefficient polytropique k_c varie avec le diamètre du cylindre et la vitesse de rotation du moteur ; plus le diamètre du cylindre est élevé, plus la vitesse de rotation du moteur est importante, plus la compression tend à devenir adiabatique et k_c tend vers γ .

Les lois de Mariotte et Laplace permettent d'écrire :

$$p_c = p_a \varepsilon^{k_c} ; T_c = T_a \varepsilon^{k_c - 1} \quad (4.5)$$

Le coefficient polytropique de compression k_c varie de 1,3 à 1,37 pour un moteur à essence et de 1,32 à 1,4 pour un moteur Diesel (on le choisit $k_c = 1.36$).

4.2.4- Calcul des paramètres de fin combustion :

- **Pression et température de fin combustion isochore :**

Soient le taux d'élévation de pression $\lambda = \frac{p_d}{p_c}$; il varie de 3,8 à 4,2 pour un moteur à essence et de 1,7 à 2,1 pour un moteur Diesel (on le prend $\lambda = 2.1$) [26].

D'après le cycle, la transformation 'c' \Rightarrow 'd' est isochore, donc :

$$T_d = \lambda T_c ; p_d = \lambda p_c \quad (4.6)$$

- **Pression et température de fin combustion isobare :**

D'après le cycle, la transformation 'd' \Rightarrow 'e' est isobare, donc :

$$T_e = \frac{\varrho}{\varphi} T_d ; p_e = p_d \quad (4.7)$$

Mais le taux de détente préliminaire $\rho = \frac{V_e}{V_d}$ est difficile à déterminer par cette définition, donc on propose de faire des bilans sur les énergies internes.

On définit le pouvoir comburivore théorique Pco_{th}^0 d'un combustible, la quantité d'air strictement nécessaire pour assurer la combustion complète d'un kg de celui-ci (combustion stœchiométrique) ; il varie de 14,9 à 15 kg d'air/kg d'essence pour les moteurs à essence et de 14,4 à 14,5 kg d'air/kg de gazole pour les moteurs Diesels (on le choisit $Pco_{th}^0 = 14.45$ kg d'air/kg de gazole) [12].

D'après la littératures : $Pco_{th}^{01} = \frac{Pco_{th}^0}{M_{air}} \quad (4.8)$

Où la masse molaire de l'air telle que : $M_{air} = 28.9 \text{ kg/kmole}$

Pour les moteurs Diesels, l'excès d'air doit être supérieur à la limite d'apparition des fumées qui est de $\alpha = 1.8$.

A l'aide du coefficient d'excès d'air, on peut calculer le pouvoir comburivore réel Pco_r^{01} avec la façon suivante : $Pco_r^0 = \alpha Pco_{th}^0$ (4.9)

Dans les moteurs à allumage commandé, la charge fraîche est constituée de l'air et du carburant tandis que dans les moteurs Diesels, elle est constituée seulement de l'air alors que le carburant (gazole) est injecté dans le cylindre à la fin de la phase de compression [27].

Soit N_a le nombre de *kmoles* de la charge fraîche introduite dans le cylindre du moteur et N_{gc} le nombre de *kmoles* des gaz de combustion.

$$N_a = \alpha Pco_{th}^{01} ; N_{gc} = N_{CO_2} + N_{H_2O} + N_{N_2} + N_{O_2} \quad (4.10)$$

Où la composition des produits de combustion pour $\alpha > 1$ est donnée par les équations suivantes :

Pour CO_2 : $N_{CO_2} = \frac{C}{12} = \frac{0.864}{12} \text{ kmole/kg de gazole}$ (4.11)

Pour H_2O : $N_{H_2O} = \frac{H}{2} = \frac{0.134}{2} \text{ kmole/kg de gazole}$ (4.12)

Pour N_2 : $N_{N_2} = 0.79\alpha Pco_{th}^{01} \text{ kmole/kg de gazole}$ (4.13)

Pour O_2 : $N_{O_2} = 0.21(\alpha - 1)Pco_{th}^{01} \text{ kmole/kg de gazole}$ (4.14)

Les proportions de l'air et du combustible et des gaz résiduels respectivement sont :

$$\left\{ \begin{array}{l} r_{air} = \frac{N_a}{N_a + 1/M_{gazole}} \\ r_{gazole} = \frac{1/M_{gazole}}{N_a + 1/M_{gazole}} \end{array} \right. ; \left\{ \begin{array}{l} r_{CO_2} = N_{CO_2}/N_{gc} \\ r_{H_2O} = N_{H_2O}/N_{gc} \\ r_{N_2} = N_{N_2}/N_{gc} \\ r_{O_2} = N_{O_2}/N_{gc} \end{array} \right. \quad (4.15)$$

A l'aide du tableau 4.2 on calcule les coefficients suivants :

$$\left\{ \begin{array}{l} a_{ma} = r_{air}a_{air} + r_{gazole}a_{gazole} \\ b_{ma} = r_{air}b_{air} + r_{gazole}b_{gazole} \\ c_{ma} = r_{air}c_{air} + r_{gazole}c_{gazole} \\ d_{ma} = r_{air}d_{air} + r_{gazole}d_{gazole} \\ e_{ma} = r_{air}e_{air} + r_{gazole}e_{gazole} \end{array} \right. ; \left\{ \begin{array}{l} a_{gc} = r_{CO_2}a_{CO_2} + r_{H_2O}a_{H_2O} + r_{N_2}e_{N_2} + r_{O_2}a_{O_2} \\ b_{gc} = r_{CO_2}b_{CO_2} + r_{H_2O}b_{H_2O} + r_{N_2}b_{N_2} + r_{O_2}b_{O_2} \\ c_{gc} = r_{CO_2}c_{CO_2} + r_{H_2O}c_{H_2O} + r_{N_2}c_{N_2} + r_{O_2}c_{O_2} \\ d_{gc} = r_{CO_2}d_{CO_2} + r_{H_2O}d_{H_2O} + r_{N_2}d_{N_2} + r_{O_2}d_{O_2} \\ e_{gc} = r_{CO_2}e_{CO_2} + r_{H_2O}e_{H_2O} + r_{N_2}e_{N_2} + r_{O_2}e_{O_2} \end{array} \right. \quad (4.16)$$

Afin de diminuer le temps de calcul et faciliter la possibilité de créer un programme qui nous calcule tous les paramètres du cycle du moteur, nous avons extrait, à partir de tableaux mentionnés dans la référence [25] et qui montrent des différentes valeurs de l'énergie interne des gaz de combustion et de l'air en fonction de la température, des modèles mathématiques paraboliques qui approchent la variation de l'énergie interne en fonction de la température et de la richesse dans la chambre à combustion (voir Annexe 1).

Ces modèles permettent de transformer l'équation de la combustion en une équation de second degré sous la forme suivante :

$$aT_e + bT_e + c = 0 \quad (4.17)$$

La résolution de cette équation nous amène à trouver la valeur de la température T_e , C'est la racine positive.

Ainsi on définit le coefficient chimique de variation molaire et le coefficient total de variation molaire :

$$\mu_c = \frac{N_{gc}}{N_a} ; \mu_t = \frac{\mu_c + \gamma_r}{1 + \gamma_r} \quad (4.18)$$

Tableau 4. 2 Coefficients des énergies internes.

Substance	a	b [10 ⁻³]	c [10 ⁻⁶]	d [10 ⁻⁹]	e [10 ⁻¹²]
Air	4.9150	-0.373	2.272	-0.912	0
Gazole	17.070	273.60	-95.7	0	0
GNC	3.5350	8.0330	0	0	0
CO ₂	3.1140	15.012	-9.848	2.9520	0.3294
H ₂ O	5.8092	-0.218	4.388	-3.495	2.0770
N ₂	3.7905	3.2490	-1.204	0.1620	0
O ₂	4.1810	3.3580	-1.450	0.2420	0
CO	3.4253	4.0340	-1.748	0.2790	0

L'équation reliant les énergies internes aux températures pour le mélange d'admission est :

$$(u_c - u_0)_{ma} = a_{ma}(T_c - T_0) + \frac{b_{ma}}{2}(T_c^2 - T_0^2) + \frac{c_{ma}}{3}(T_c^3 - T_0^3) + \frac{d_{ma}}{4}(T_c^4 - T_0^4) + \frac{e_{ma}}{5}(T_c^5 - T_0^5) \quad (4.19)$$

De même, l'équation relative aux gaz de combustion :

$$(u_e - u_0)_{gc} = a_{gc}(T_e - T_0) + \frac{b_{gc}}{2}(T_e^2 - T_0^2) + \frac{c_{gc}}{3}(T_e^3 - T_0^3) + \frac{d_{gc}}{4}(T_e^4 - T_0^4) + \frac{e_{gc}}{5}(T_e^5 - T_0^5) \quad (4.20)$$

D'autre part on sait que :

$$(u_e - u_0)_{gc} = \frac{1}{\mu_t} \left(\frac{\xi_{cb} Pcl_{gazole}}{N_a(1 + \gamma_r)} + (u_c - u_0)_{ma} \right) \quad (4.21)$$

Tel que le pouvoir calorifique est en k-calorie : $Pcl_{gazole} = 10038.24 \text{ kcal/kg de gazole}$

Le taux d'utilisation de chaleur ξ_{cb} (est un rendement de la chambre de combustion, on le choisit $\xi_{cb} = 0.76$) varie de 0,8 à 0,9 pour un moteur à essence et de 0,7 à 0,82 pour un moteur Diesel [26].

A l'aide de ces deux dernières équations on obtient une équation en ' T_e ' de degré '5' qui sera résolu avec MATLAB (comme logiciel de calculs) ; On trouve deux solutions négatives, deux solutions complexes et une solution positive qui correspond à la température T_e :

$$3.918(T_e - 293) + 1.95 \times 10^{-3}(T_e^2 - 293^2) - 0.4966 \times 10^{-6}(T_e^3 - 293^3) + 0.03464 \times 10^{-9}(T_e^4 - 293^4) + 0.0315 \times 10^{-12}(T_e^5 - 293^5) - 11.886 = 0 \quad (4.22)$$

Par la suite, on calcule le taux de détente préliminaire : $\varrho = \varphi \frac{T_e}{T_d} \quad (4.23)$

- **Pression et température de fin combustion isotherme :**

Après la combustion isobare, précédée par une combustion isochore, on trouve une combustion isotherme de 'e' ⇒ 't' :

$$T_t = T_e ; p_t = \frac{p_e}{\delta_t} \quad (4.24)$$

Où le rapport de pression δ_t est calculé par :

$$\delta_t = \exp\left(\xi_1 \xi_2 \frac{Pcl_{gazole}}{R \cdot N_{gc} T_t}\right) \quad (4.25)$$

Avec la constante des gaz parfait :

$$R = 8314 \text{ J/kmole.K } \text{ et } Pcl_{gazole} = 42.10^6 \text{ J/kg de gazole}$$

ξ_1 : Coefficient d'utilisation de pouvoir calorifique inférieur varie de 0,8 à 0,96 ($\xi_1 = 0.9$ est choisi).

ξ_2 : Coefficient de perte de chaleur par le refroidissement de l'enceinte de combustion. Il est de 0,1 à 0,45 ; soit : $\xi_1 = 0.25$ [25].

Les résultats obtenus pour la phase de combustion :

Pouvoir comburivore théorique Pco_{th}^{01} :	0.5 kmole d'air/kg de gazole
Pouvoir comburivore réel Pco_r^0 :	26.19 kg d'air/kg de gazole
Pouvoir comburivore réel Pco_r^{01} :	1 kmole d'air/kg de gazole
La charge fraîche N_a :	1 kmole d'air/kg de gazole
Proportion de l'air r_{air} :	0.9956
Proportion du gazole r_{gazole} :	0.0044
Coefficient a_{ma} :	4.9741
Coefficient b_{ma} :	0.95801×10^{-3}
Coefficient c_{ma} :	1.796×10^{-6}
Coefficient d_{ma} :	-0.9076×10^{-9}
Coefficient e_{ma} :	0
Energie interne $(u_c - u_0)_{ma}$:	4.1241×10^3
Quantité de produit de combustion N_{CO_2} :	0.072 kmole/kg de gazole
Quantité de produit de combustion N_{H_2O} :	0.067 kmole/kg de gazole
Quantité de produit de combustion N_{N_2} :	0.790 kmole/kg de gazole
Quantité de produit de combustion N_{O_2} :	0.105 kmole/kg de gazole
Quantité des gaz de combustion N_{gc} :	1.034 kmole d'air/kg de gazole
Coefficient chimique de variation molaire μ_c :	1.0375
Coefficient total de variation molaire μ_t :	1.0365
Proportion du r_{CO_2} :	0.0696
Proportion de r_{H_2O} :	0.0648
Proportion de r_{N_2} :	0.7640
Proportion de r_{O_2} :	0.1015
Coefficient a_{gc} :	3.918
Coefficient b_{gc} :	3.9×10^{-3}
Coefficient c_{gc} :	-1.4897×10^{-6}
Coefficient d_{gc} :	0.1223×10^{-9}
Coefficient e_{gc} :	0.1732×10^{-12}
Energie interne $(u_e - u_0)_{gc}$:	11.886×10^3
Rapport de pression δ_t :	1.851

Tableau 4. 3 Tableau des paramètres de la phase combustion du cycle Diesel pur.

4.2.5- Calcul des paramètres de fin détente :

On définit le taux volumétrique de détente :

$$\delta := \frac{V_f}{V_t} = \frac{\varepsilon}{\rho \delta_t} \quad (4.26)$$

Analytiquement, il est très difficile de déterminer les paramètres en fin de la détente à cause de la variabilité du coefficient polytropique k_d qui varie de 1,23 à 1,3 pour un moteur à essence et de 1,18 à 1,28 pour un moteur Diesel [26] (on le prend $k_d = 1.23$).

Les lois de Mariotte et Laplace permettent d'écrire :

$$T_f = \frac{T_t}{\delta^{k_d-1}} ; p_f = \frac{p_t}{\delta^{k_d}} \quad (4.27)$$

4.2.6- Calcul des paramètres de fin échappement :

Lorsque la soupape d'échappement s'ouvre, les gaz d'échappement qui sont à une pression de quelques bars, se détendent dans la conduite d'échappement. Cette détente peut être supposée, en première approximation, adiabatique, la détente étant suffisamment rapide pour que les transferts de chaleur entre les gaz et les parois soient négligeables, l'énergie cinétique du gaz étant négligée [12].

En supposant que la température des gaz brûlés T_g détendus dans le cylindre est égale à celle à des gaz d'échappement dans la conduite et que la température des gaz d'échappement au moment où la soupape s'ouvre est égale à celle à la fin de la détente T_f , les lois de Mariotte et de Laplace permettent d'écrire :

$$T_g = T_f \left(\frac{p_g}{p_f} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad \text{avec: } p_g = p_{atm} = 101325 Pa \quad (4.28)$$

4.2.7- Calcul des paramètres indiqués caractérisant le cycle :

Le travail utile du cycle théorique est par définition la somme algébrique des travaux représentés par l'air BCDEFB (dans le diagramme figure 4.1). Soit ψ le coefficient d'arrondissement du diagramme. Il tient compte du fait que le passage d'un temps à autre dans le cycle réel n'est pas strict comme dans le cycle théorique.

Le coefficient ψ dépend en principe de la combustion et de l'avance à l'ouverture de la soupape d'échappement. Les expériences montrent que ψ peut être choisi dans l'intervalle 0,95 à 0,97 (on le choisit $\psi = 0.95$) où les moindres valeurs concernent les moteurs Diesels tandis que la limite supérieure appartient aux moteurs à allumage commandé.

Le travail indiqué d'un cycle réel est égal au travail théorique du cycle thermodynamique (en tenant compte que les temps de compression et de détente sont polytropiques) multiplié par le coefficient ψ [25].

- **Travail total indiqué W_i :**

Par définition, la pression moyenne indiquée p_{mi} est le rapport entre le travail indiqué et la cylindrée du moteur ; c.à.d. c'est le ratio du travail fourni par le fluide moteur (mélange carburant-comburant) par la cylindrée du moteur ; mais analytiquement on peut trouver :

$$p_{mi} = \frac{\psi}{\varepsilon - 1} \left[p_e \ln \delta_t - \frac{p_c}{k_c - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{k_c - 1}} \right) + \frac{p_t \delta_t}{k_d - 1} \left(1 - \frac{T_f}{T_t} \right) \right] \quad (4.29)$$

Alors, en multipliant la pression moyenne indiquée par la cylindrée, on obtient le travail total indiqué W_i comme suite :

$$W_i = p_{mi} \frac{C_y}{4} \quad (4.30)$$

- **Puissance indiquée P_i :**

La puissance indiquée est le travail effectué pendant une seconde. En tenant compte de la vitesse de rotation du vilebrequin N (dans notre cas, on a choisi le régime maximum $N = 1500 \text{tr/min}$) et le nombre des cylindres du moteur $n_{cy} = 4$, la puissance indiquée (en Watt) pourrait être calculée comme suit :

$$P_i := W_i N_{cy} n_{cy} = p_{mi} C_y \frac{N}{120} \quad (4.31)$$

$N_{cy} = \frac{N}{120}$: C'est le nombre des cycles par seconde pour un moteur à quatre temps (pour un moteur à deux temps $N_{cy} = \frac{N}{120}$).

- **Couple moteur indiqué C_i :**

Par définition, le couple moteur indiqué C_i pourrait être calculé à partir de la puissance indiquée définie par :

$$C_i := \frac{P_i}{\omega} = \frac{30P_i}{\pi N} \quad (4.32)$$

- **Rendement indiqué η_i :**

Par définition, le rendement indiqué η_i est le rapport de la chaleur transformée en travail indiqué W_i sur la quantité totale de chaleur $Q_{combustion}$ reçue par suite de la combustion, d'où par l'utilisation des relations entre le rendement indiqué et la consommation spécifique indiquée, on trouve :

$$\eta_i := \frac{W_i}{Q_{comb}} = R \frac{N_a p_{mi} T_0}{p_0 \eta_v P_{cl_{gazole}}} \quad (4.33)$$

- **Consommation spécifique indiquée \mathcal{g}_i :**

Par définition, la consommation spécifique indiquée \mathcal{g}_i est la quantité du carburant nécessaire à dépenser pour obtenir une puissance indiquée d'un Watt pendant une heure.

$$\mathcal{g}_i = \frac{3600 \times 10^6}{\eta_i P_{cl_{gazole}}} \quad [g/kWh] \quad (4.34)$$

D'où la consommation horaire C_{h_i} (en kg/h) sera :

$$C_{h_i} = \mathcal{g}_i \cdot P_i \times 10^{-6} \quad (4.35)$$

- **Calcul des paramètres effectifs caractérisant le cycle :**

Par la définition du rendement mécanique η_m qui est le rapport entre le travail effectif et le travail indiqué, on peut calculer tous les paramètres effectifs du cycle :

$$\eta_m := \frac{W_e}{W_i} = \frac{P_e}{P_i} = \frac{p_{me}}{p_{mi}} = \frac{\eta_e}{\eta_i} = \frac{\mathcal{g}_i}{\mathcal{g}_e} ; C_{h_e} = \mathcal{g}_e \cdot P_e \times 10^{-6} \quad (4.36)$$

Les expériences montrent que le rendement mécanique dans les moteurs à combustion interne varie de 0,7 à 0,85 (on le prend $\eta_m = 0.85$), c'est à dire les pertes mécaniques constituent de 15 à 30% de la puissance indiquée développée par le moteur [25].

- **Calcul du rendement thermodynamique du cycle η_{ther} :**

La définition du rendement du cycle η_{ther} est semblable à la définition du rendement indiqué η_i ; et à l'aide du premier principe thermodynamique, on peut établir la formule suivante du rendement thermodynamique :

$$\eta_{ther} = 1 - \frac{\lambda \rho^\gamma - 1}{\varepsilon^{\gamma-1} (\lambda - 1 + \gamma \lambda (\rho - 1))} \quad (4.37)$$

4.2.8- Résultats du cycle Diesel :

Pression de fin admission p_a :	0.99341 bar
Température de fin admission T_a :	336.82 K
Taux de remplissage η_v :	0.8766
Pression des gaz résiduels p_r :	1.1855 bar
Température des gaz résiduels (choisit) T_r :	850 K
Coefficient des gaz résiduels γ_r :	0.02694
Coefficient de pureté K_p :	0.9738
Pression de fin compression p_c :	54.48 bar
Température de compression T_c :	972.2 K
Pression de fin combustion isochore p_d :	111.99 bar
Température de fin combustion isochore T_d :	1998.4 K
Pression de fin combustion isobare p_e :	111.99 bar
Température de fin combustion isobare T_e :	1964.5 K
Pression de fin combustion isotherme p_t :	60.502 bar
Température de fin combustion isotherme T_t :	1964.5 K
Taux de détente préliminaire ρ :	0.983
Taux de détente δ :	7.0628
Pression de fin détente p_f :	3.3779 bar
Température de fin détente T_f :	1145.3 K
Pression de fin échappement p_g :	1.01325 bar
Température de fin échappement T_g :	811.92 K
Pression moyenne indiquée p_{mi} :	8.7447 bar
Travail indiqué W_i :	860.91 J
Puissance indiquée P_i :	43.046 kW
Couple indiqué C_i :	274.039 N.m
Rendement indiqué η_i :	45.03 %
Consommation spécifique indiquée g_i :	158.55 g/kWh
Consommation horaire indiquée C_{hi} :	6.8248 kg/h
Pression moyenne effective p_{me} :	7.7645 bar
Travail effectif W_e :	731.78 J
Puissance effective P_e :	36.59 kW
Couple effectif C_e :	232.933 N.m
Rendement effectif η_e :	45.92 %
Consommation spécifique effective g_e :	186.52 g/kWh
Consommation horaire effective C_{he} :	6.8248 kg/h
Rendement thermodynamique η_{ther} :	69.2 %

Tableau 4. 4 Résultats du cycle Diesel pur

Le calcul des paramètres thermodynamiques pour les 4 temps moteur a été démontré pour le régime moteur $N = 1500 \text{ tr/min}$ pour deux raisons :

Pour connaître les conditions extrêmes de fonctionnement de notre moteur (le régime max de notre moteur est de $N = 1500 \text{ tr/min}$).

Le moteur sur lequel nous faisons l'étude est un moteur stationnaire, son régime permanent est $N = 1500 \text{ tr/min}$.

Nous allons par la suite étudier le fonctionnement du moteur pour ces différents régimes en se basant sur l'évaluation de ses paramètres caractéristiques : la puissance, la consommation spécifique et le couple délivré.

La variation du régime moteur influe principalement sur : le débit d'air admis, le coefficient d'excès d'air, le taux de remplissage du cylindre, la pression moyenne effective et le coefficient d'élévation de pression.

Le tableau 4.5 présente les résultats obtenus

Tableau 4. 5 Variations des performances du moteur en fonction du régime moteur.

$N \text{ [tr/min]}$	$g_e \text{ [g/kWh]}$	$C_e \text{ [N.m]}$	$P_e \text{ [kW]}$
700	245.65	162.41	11.91
800	237.23	171.23	14.34
900	239.84	179.53	16.92
1000	201.76	190.17	19.91
1100	211.18	198.26	22.84
1200	211.15	206.69	25.97
1300	210.41	215.1	29.28
1400	197.55	224.08	32.85
1500	186.52	232.93	36.59

4.3- Etude expérimentale du cycle Diesel pur :

Durant le stage effectué au niveau de l'entreprise moteur EMO, nous avons évalué les performances de notre moteur objet de conversion sur le banc d'essais de l'entreprise. Nous avons aussi tracé ses courbes de performances pour les utiliser dans la comparaison entre les résultats théoriques et expérimentaux du cycle Diesel pur.

La procédure de rodage et de réglage du moteur est détaillée dans la première partie du chapitre 2.

Les équations utilisées pour le calcul des performances du moteur ont été élaborées par le bureau de méthode de l'entreprise, nous les citons dans le tableau ci-dessous :

Tableau 4. 6 Les formules de calcul des performances.

Paramètre	Formule
Charge appliquée au moteur [N]	$X = \frac{P \pm 5\% \cdot 10000}{N \cdot f_c} \quad (4.38)$
Puissance au frein [kW]	$P_f = \frac{N \cdot X}{10000} \quad (4.39)$
Puissance corrigée [kW]	$P_c = P_f \cdot f_c \quad (4.40)$
Consommation spécifique [$g/ch. h$]	$C_{ch} = \frac{297000}{t \cdot P_f \cdot 1,36} \quad (4.41)$
Consommation horaire [h^{-1}]	$C_h = \frac{3600 \cdot V \cdot 0,001}{t} \quad (4.42)$
Débit d'injection [$mm^3/coup$]	$Q = \frac{2 \cdot 60 \cdot 1000 \cdot V}{i \cdot N \cdot t} \quad (4.43)$

Avec :

- f_c : Facteur de correction dépendant de la hauteur barométrique H (mm Hg) et de la température ambiante (T_a), déterminé à partir des abaques spécifiques.
- t [s]: Temps de consommation de gazole.
- V [mm^3]: Volume de l'éprouvette utilisée pour mesurer la consommation (100 mm^3).
- i : Nombre de cylindres.
- N [tr/min] : Vitesse de rotation du moteur.

Tableau des performances du moteur F4L 912/GE4

* N° Moteur : 307 203 636

* N° Pompe d'injection : 560 483 83

* puissance : 37 kW

* régime : 1500 tr/min

* Côte barométrique : 714

* Facteur de conversion : 1,085

* Température : 28 °C

Régime [tr/min]	Charge [N]	Pression d'huile [Pa]	T échappement [°C]	Temps de consommation [s]	Puissance au Frein [kw]	Pc [kw]	Couple [N.m]	Consommation [gr/ch. h]	Facteur
1500	229	2	500	36,1	34,35	37,26975	218,68	176,11	1,085
1400	228	1,7	560	37,8	31,92	34,6332	217,72	180,99	1,085
1300	223	1,5	590	39,6	28,99	31,45415	212,95	190,23	1,085
1200	212	1,3	578	45	25,44	27,6024	202,45	190,76	1,085
1100	200	1,1	553	51,8	22	23,87	190,99	191,63	1,085
1000	187	1	507	63,6	18,7	20,2895	178,57	183,62	1,085
900	170	0,9	456	77,9	15,3	16,6005	162,34	183,23	1,085
800	158	0,8	412	92,9	12,64	13,7144	150,88	185,98	1,085
700	147	0,7	381	108,1	10,29	11,16465	140,37	196,33	1,085

Tableau 4. 7 Résultats expérimentaux du cycle Diesel pur

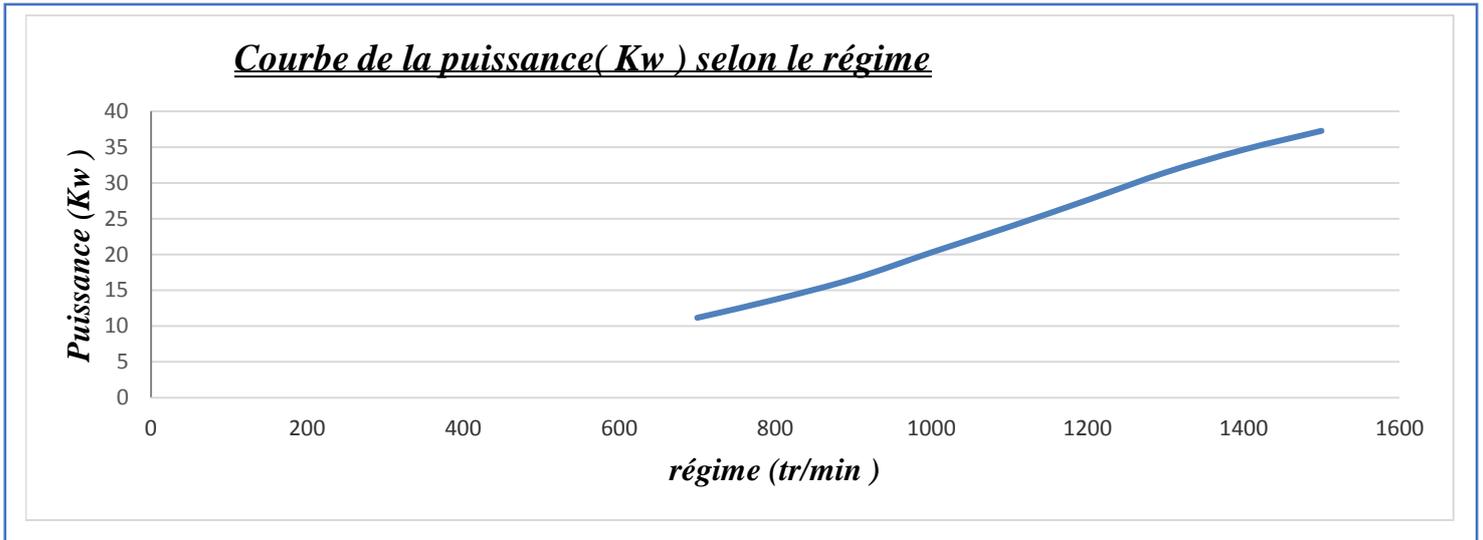


Figure 4. 2 Courbe de puissance expérimentale du cycle Diesel pur

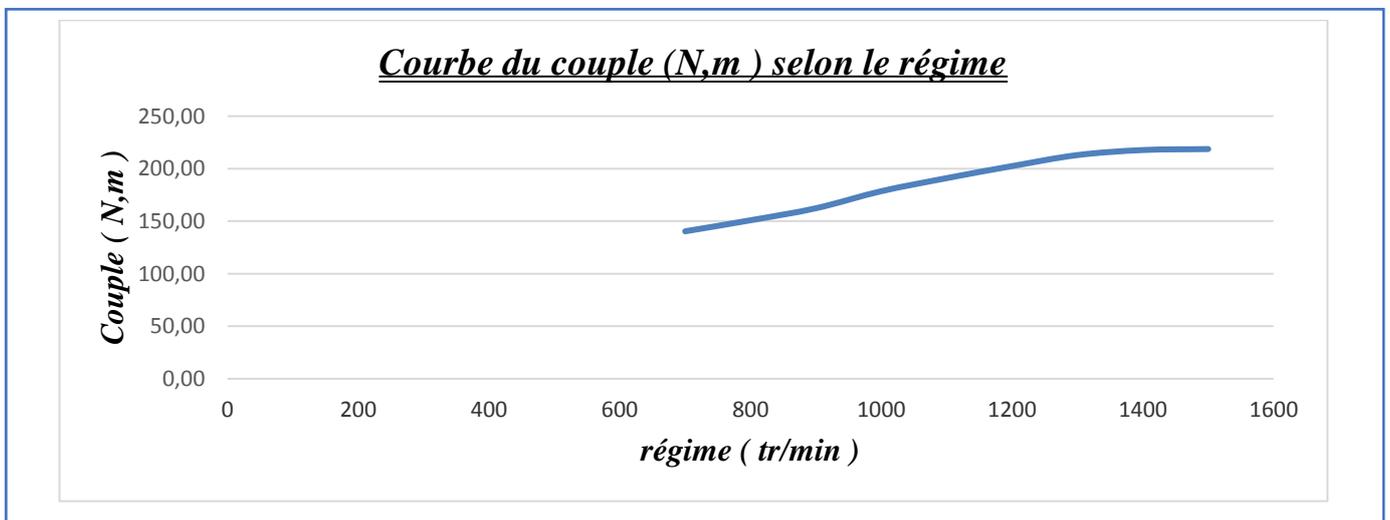


Figure 4. 3 Courbe du couple expérimental du cycle Diesel pur

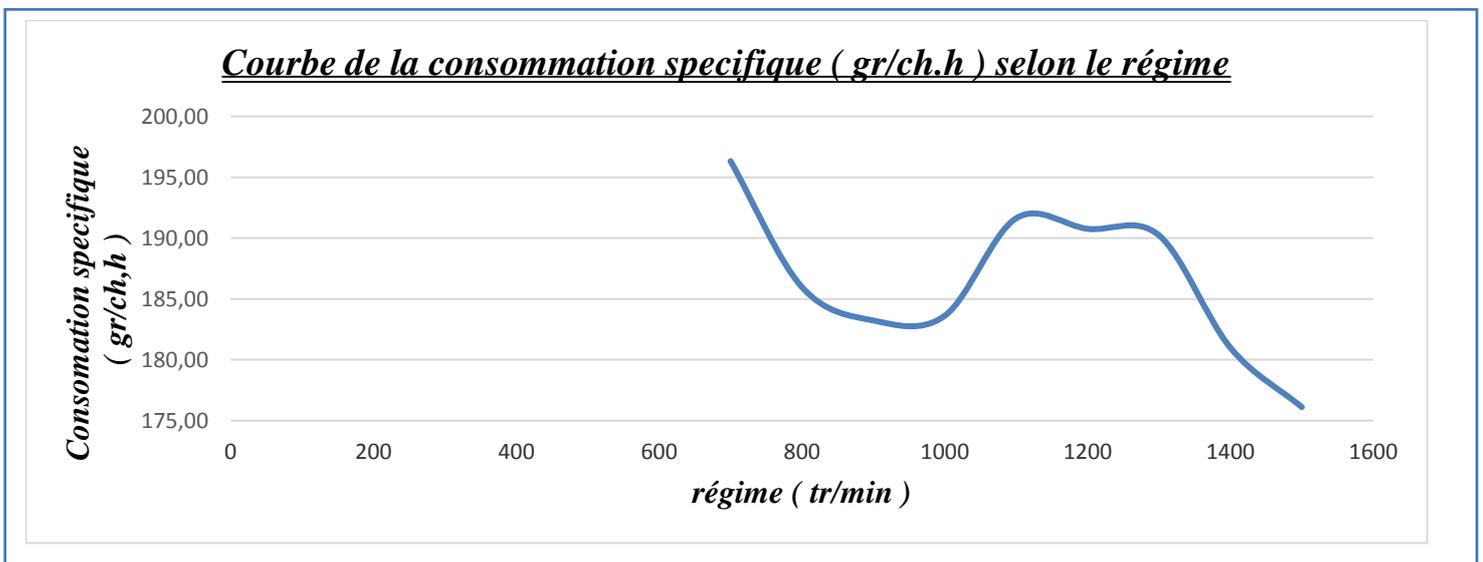


Figure 4. 4 Courbe expérimentale de la consommation spécifique du cycle Diesel

4.4- Comparaison des résultats théoriques et expérimentaux du cycle Diesel :

Afin de valider les résultats théoriques du cycle Diesel, nous allons, dans cette partie, les comparer avec les résultats issus de l'expérience.

La comparaison se tiendra entre les paramètres suivants :

- g_{eth} [g/kWh] : Consommation spécifique effective théorique.
- g_{exp} [g/kWh] : Consommation spécifique expérimentale.
- $C_{e,th}$ [N.m] : Couple moteur effectif théorique.
- C_{exp} [N.m] : Couple moteur expérimental.
- $P_{e,th}$ [kW] : Puissance effective théorique.
- P_{exp} [kW] : Puissance expérimentale.

Avec :

err [%] : Erreur relative.

- **La consommation spécifique**

Tableau 4. 8 Consommation théorique et expérimentale aux différents régimes moteur.

N [tr/min]	700	800	900	1000	1100	1200	1300	1400	1500
g_{eth} [g/kWh]	245.65	237.23	239.84	201.76	211.18	211.15	210.41	197.55	186.52
g_{exp} [g/kWh]	266.75	252.69	248.95	249.49	260.37	259.18	258.46	245.91	239.28
Ecart %	8.59	6.52	3.8	23.66	23.29	22.75	22.84	24.48	28.28

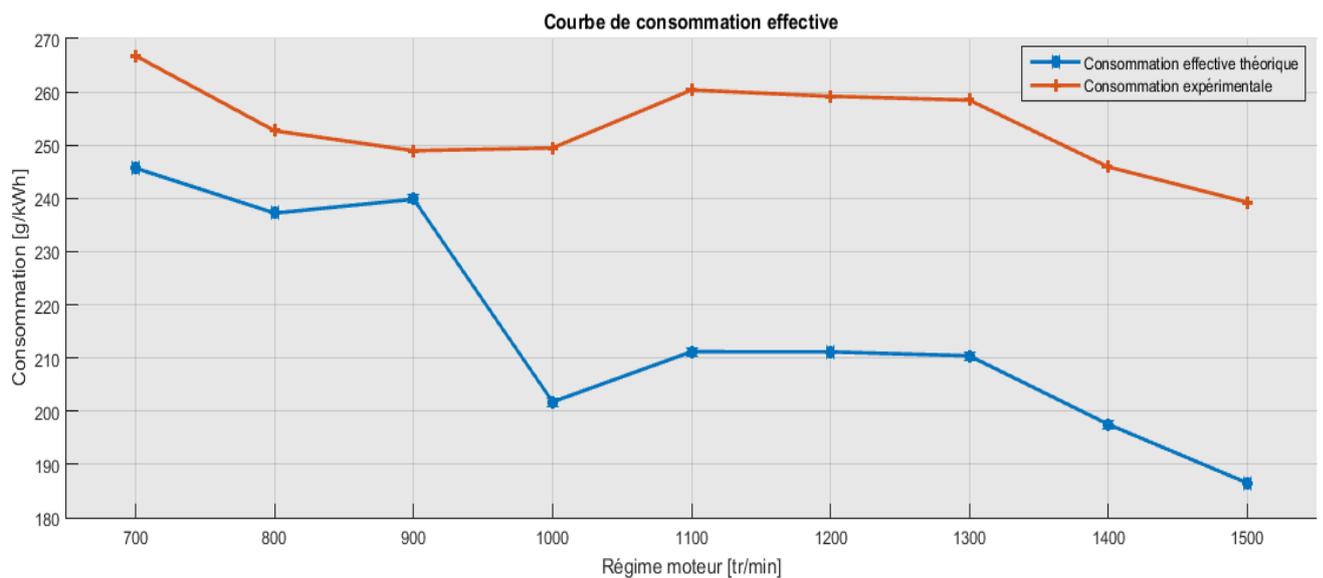


Figure 4. 5 Comparaison entre la consommation théorique et expérimentale.

• **Le couple moteur**

Tableau 4. 9 Couple théorique et expérimental aux différents régimes moteur.

N [tr/min]	700	800	900	1000	1100	1200	1300	1400	1500
$C_{e,th}$ [N.m]	162.41	171.23	179.53	190.17	198.26	206.69	215.1	224.08	232.93
C_{exp} [N.m]	140.37	150.88	162.34	178.57	190.99	200.45	212.72	217.72	218.68
Ecart %	13.57	11.88	9.58	6.10	3.67	2.05	0.999	2.84	6.12

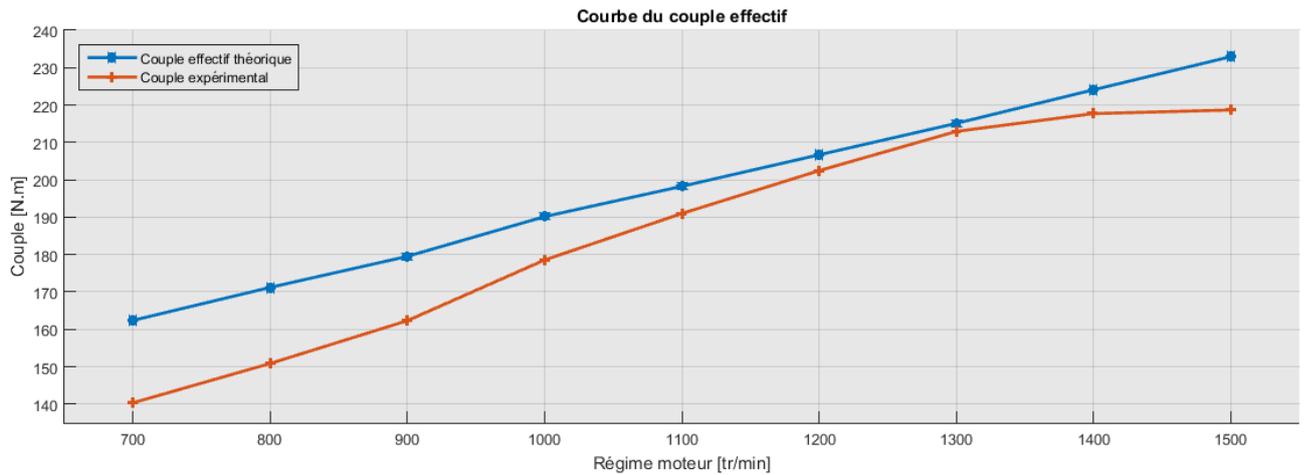


Figure 4. 6 Comparaison entre le couple théorique et expérimental.

• **La puissance**

Tableau 4. 10 Puissance théorique expérimentale aux différents régimes moteur.

N [tr/min]	700	800	900	1000	1100	1200	1300	1400	1500
$P_{e,th}$ [kW]	11.91	14.34	16.92	19.91	22.84	25.97	29.28	32.85	36.59
P_{exp} [kW]	11.16	13.71	16.60	20.29	23.87	27.60	31.45	34.63	37.27
Ecart %	6.22	4.40	1.89	1.88	4.52	6.27	7.41	5.42	1.86

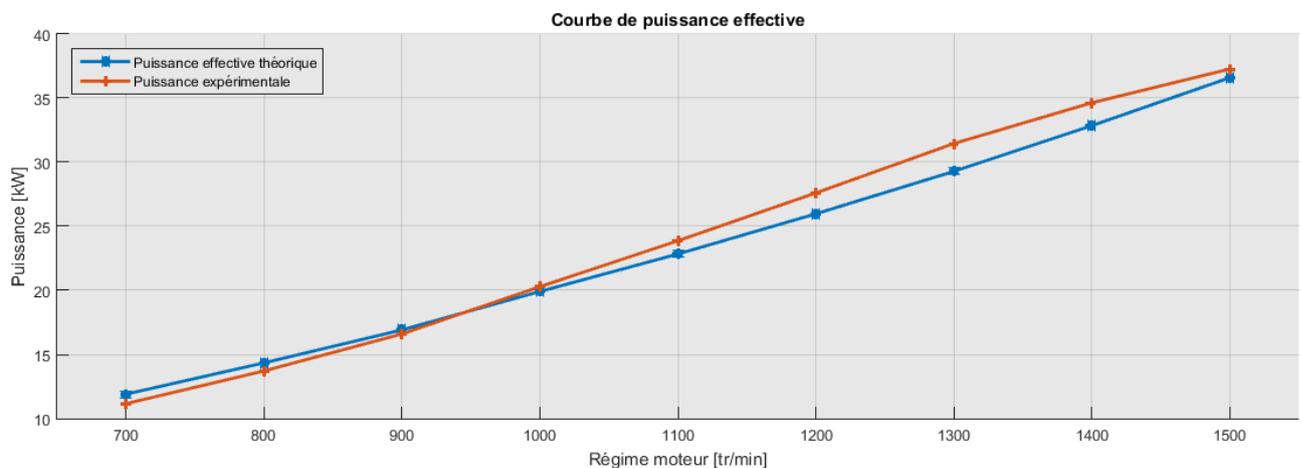


Figure 4. 7 Comparaison entre la puissance théorique et expérimentale.

4.4.1- Analyse des résultats

Les résultats obtenus théoriquement sont très proches des résultats expérimentaux (erreur relative maximale de 24.48% au niveau de la courbe de consommation spécifique), de plus les courbes de performances du moteur (couple, puissance, consommation) théoriques et expérimentales ont la même allure ce qui donne de la fiabilité à la méthode de calcul utilisée.

Afin de respecter la contrainte imposée sur le coefficient d'excès d'air (α doit toujours être supérieur à 1.8 qui est la limite d'apparition des fumées pour les moteurs Diesel) nous l'avons pris supérieur à cette limite ce qui a causé une baisse remarquable dans la consommation spécifique du moteur, tandis que le coefficient d'excès d'air expérimental ne respecte cette condition que pour les régimes moteurs inférieurs à 1000 tr/min. Effectivement, la plus grande erreur relative entre les résultats théoriques et expérimentaux est marquée entre les courbes de consommation spécifique dans la plage 900-1500 tr/min.

4.5- Etude thermodynamique du cycle dual-fuel Diesel-GNC

4.5.1- Hypothèses :

Après l'établissement de plusieurs simulations sur le mélangeur de type venturi, on a pu calculer la fraction molaire du GNC dans le prémélange d'admission.

Dans l'étude du cycle Dual-Fuel, on admet les hypothèses suivantes :

- ↳ On travaille avec un taux de substitution $\tau_D = 75\%$ (les pourcentages des deux carburants sont $N_{gazole} = 25\%$ et $N_{GNC} = 75\%$)
- ↳ La fraction molaire du méthane dans la charge fraîche (mélange d'admission air-GNC) est tirée de la simulation établie dans le 3^{ème} chapitre. ($f_{GNC} = 0,0523$ et alors on aura : $f_{air} = 0,9477$).
- ↳ La pression à l'entrée du cylindre est prise 0.9625 bar, car c'est la pression de sortie du mélangeur selon l'étude du 3^{ème} chapitre.
- ↳ Puisque le gaz naturel algérien est constitué de plus de 91% de méthane et de faibles proportions d'éthane et de propane, on considère le carburant utilisé comme étant du méthane pur.

Le tableau 4.11 englobe les paramètres utilisés dans cette étude.

Pression du mélange p_m :	96259 Pa
Température du mélange T_m :	293 K
Masse volumique de l'air ρ_{air} :	1.204 kg/m ³
Masse volumique du GNC ρ_{GNC} :	1.317 kg/m ³
Température des gaz résiduels T_r :	850 K
Apport de réchauffage par les parois ΔT :	30 K
Cylindrée C_y :	$3.7699 \times 10^{-3} m^3$
Course c :	0.12 m
Section du piston S_p :	$75.4296 \times 10^{-4} m^2$
Section de la soupape d'admission S_{ad} :	$15.9043 \times 10^{-4} m^2$
Vitesse du piston U_p :	6 m/s
Vitesse de l'air à travers la soupape d'admission U_{ad} :	28.4563 m/s
Coefficient des pertes de charge à l'admission $\beta^2 + \xi_{ad}$:	4
Taux de compression volumétrique ε :	19
Taux d'élévation de pression λ :	1.7
Coefficient polytropique de compression (calculé) k_c :	1.38
Coefficient polytropique de détente k_d :	1.27
Constante des gaz parfait R :	8314 J/kmole.K
Coefficient adiabatique γ :	1.4
Masse molaire de l'air M_{air} :	28.9 kg/kmole
Masse molaire du GNC M_{GNC} :	16.002 kg/kmole
Masse molaire du gazole M_{gazole} :	226 kg/kmole
Pouvoir calorifique inférieur du gazole Pcl_{GNC} :	48 MJ/kg
Pouvoir calorifique inférieur du gazole Pcl_{gazole} :	42.028 MJ/kg
Chaleur spécifique du GNC $C_{p_{GNC}}$:	2354 J/kg.K
Chaleur spécifique du gazole $C_{p_{gazole}}$:	1799.12 J/kg.K
Pouvoir comburivore théorique du GNC Pco_{thGNC}^0 :	15.09 kmole d'air/kg de gazole
Pouvoir comburivore théorique du gazole $Pco_{thgazole}^0$:	14.45 kmole d'air/kg de gazole
Coefficient d'excès d'air α :	1.5
Coefficient de la charge d'appoint φ :	1
Coefficient d'arrondissement du diagramme ψ :	0.95
Rendement de la chambre de combustion ξ_{cb} :	0.76
Rendement mécanique η_m :	0.85
Vitesse de rotation (régime) N :	1500 tr/min

Tableau 4. 11 Les données du cycle dual fuel.

4.5.2- Calcul des paramètres de fin admission :

On procède par le même raisonnement de l'étude du cycle diesel pur, on trouve :

$$\text{La pression d'admission : } p_a = p_0 - \frac{1}{2} \rho_m \left(U_p \frac{S_p}{S_{ad}} \right)^2 (\beta^2 + \xi_{ad}) \quad (4.44)$$

$U_p = \frac{c.N}{30}$: La vitesse de déplacement du piston avec la course 'c' et le régime 'N'.

$(\beta^2 + \xi_{ad}) = 2.5$ à 4 : Coefficient de perte de charge à l'admission ; ces valeurs déterminées par expérience pour les moteurs d'automobiles lorsque la soupape est entièrement ouverte sur le régime nominal (on a choisi $\beta^2 + \xi_{ad} = 4$).

La température d'admission :
$$T_a = \frac{T_0 + \Delta T + \gamma_r T_r}{1 + \gamma_r} \quad (4.45)$$

$\Delta T = 30K$: La différence de température responsable du réchauffage de la charge fraîche par les parois ; elle varie de 0 à 20 pour les moteurs à essence et de 20 à 40 pour les moteurs Diesel [26].

T_r : La température des gaz résiduels ; on a adopté une valeur de $T_r = 850K$.

$p_r = 1.17p_0$: La pression des gaz résiduels ; on accepte pour un moteur non suralimenté que on a $p_r = (1.1 \text{ à } 1.25)p_0$.

$\varepsilon = \frac{c_y + V_m}{V_m} = 19$: Le taux de compression volumétrique.

$\varphi = \frac{N_a + N_r}{N_f + N_r} \approx \frac{N_a}{N_f}$: La charge d'appoint ; on prend comme approximation $\varphi = \phi = 1$ tel que ϕ c'est le coefficient de proportionnalité.

Avec Le coefficient des gaz résiduels :
$$\gamma_r := \frac{N_r}{N_a} = \frac{(T_0 + \Delta T)p_r}{T_r(\varphi \varepsilon p_a - p_r)} \quad (4.46)$$

Le taux de remplissage est donné par :

$$\eta_v = \frac{T_0(\varphi \varepsilon p_a - p_r)}{p_0(T_0 + \Delta T)(\varepsilon - 1)} \quad (4.47)$$

On a aussi le coefficient de pureté défini par :

$$K_p = \frac{1}{1 + \frac{p_r}{p_0} \cdot \frac{T_0}{T_r} \cdot \frac{1}{(\varepsilon - 1)\eta_v}} \quad (4.48)$$

4.5.3- Calcul des paramètres de fin compression :

Tout d'abord, on définit la chaleur spécifique du mélange air-GNC :

$$C_{p_m} = f_{air} C_{p_{air}} + f_{GNC} C_{p_{GNC}} \quad (4.49)$$

Où on prend : $C_{p_{air}} = 1.007kJ/kg.K$; $C_{p_{GNC}} = 2.354kJ/kg.K$; $R = 8.314kJ/kmole.K$

Par la suite, le coefficient polytropique $k_{c_{dual}}$ des réactions du mélange dual fuel sera :

$$k_{c_{dual}} = \frac{C_{p_m}}{C_{p_m} - R/M_m} \quad (4.50)$$

Tel que :
$$M_m = f_{air} M_{air} + f_{GNC} M_{GNC} \quad (4.51)$$

Où : $M_{air} = 28.9kg/kmole; M_{GNC} = 16.002kg/kmole$

Les lois de Mariotte et Laplace permettent alors d'écrire :

$$p_c = p_a \varepsilon^{k_{c_{dual}}} ; T_c = T_a \varepsilon^{k_{c_{dual}} - 1} \quad (4.52)$$

4.5.4- Calcul des paramètres de fin combustion :

Le procédé de combustion dans les moteurs dual-fuel a tendance à être plus complexe que celui des moteurs à allumage commandé ou moteurs diesel [28].

- **Pression et température de fin combustion isochore :**

Soient le taux d'élévation de pression $\lambda = \frac{p_d}{p_c}$; (on prend $\lambda = 1.7$).

D'après le cycle, la transformation 'c' \Rightarrow 'd' est isochore, donc :

$$T_d = \lambda T_c ; p_d = \lambda p_c \quad (4.53)$$

- **Pression et température de fin combustion isobare :**

D'après le cycle, la transformation 'd' \Rightarrow 'e' est isobare, donc :

$$T_e = \frac{\varphi}{\lambda} T_d ; p_e = p_d \quad (4.54)$$

Mais le taux de détente préliminaire $\rho := \frac{V_e}{V_d}$ est difficile à déterminer par cette définition, donc on propose de faire des bilans sur les énergies internes comme dans le cycle diesel pur.

D'après la définition du pouvoir comburivore : $P_{CO_{th}^{01} dual} = \frac{P_{CO_{th}^{0} dual}}{M_{air}}$ (4.55)

Tel que : $P_{CO_{th}^{0} dual} = N_{gazole} P_{CO_{th}^{0} gazole} + N_{GNC} P_{CO_{th}^{0} GNC}$ (4.56)

Pour un taux de substitution ' $\tau_D = 75\%$ ', on a : $N_{gazole} = 0.25 ; N_{GNC} = 0.75$ (4.57)

A l'aide du coefficient d'excès d'air ($\alpha = 1.5$), on peut calculer le pouvoir comburivore réel $P_{CO_r^{01}}$ de la façon suivante :

$$P_{CO_r^{0} dual} = \alpha P_{CO_{th}^{0} dual} ; P_{CO_r^{01} dual} = \alpha P_{CO_{th}^{01} dual} \quad (4.58)$$

Dans le cas du moteur dual fuel, la charge fraîche est constituée de l'air et du GNC (gaz naturel comprimé) tandis que le gazole est injecté dans le cylindre à la fin de la phase de compression.

Soit N_a le nombre de kmoles de la charge fraîche introduite dans le cylindre du moteur et N_{gc} le nombre de kmoles des gaz de combustion.

$$N_a = \alpha P_{CO_{th}^{01} dual} ; N_{gc} = N_{CO_2} + N_{H_2O} + N_{N_2} + N_{O_2} \quad (4.59)$$

Où la composition des produits de combustion pour $\alpha > 1$ est donnée par les équations suivantes :

Pour CO_2 : $N_{CO_2} = \frac{c}{12} kmole/kg de gazole$ (4.60)

Pour H_2O : $N_{H_2O} = \frac{H}{2} \text{ kmole/kg de gazole}$ (4.61)

Pour N_2 : $N_{N_2} = 0.79\alpha Pco_{th}^{01} \text{ kmole/kg de gazole}$ (4.62)

Pour O_2 : $N_{O_2} = 0.21(\alpha - 1)Pco_{th}^{01} \text{ kmole/kg de gazole}$ (4.63)

Notons que la composition d'un 1Kg de gazole/GNC est donnée par :

$$\begin{cases} C = N_{gazole}C_{gazole} + N_{GNC}C_{GNC} = 0.864N_{gazole} + 0.6999N_{GNC} \\ H = N_{gazole}H_{gazole} + N_{GNC}H_{GNC} = 0.134N_{gazole} + 0.2187N_{GNC} \\ O = N_{gazole}O_{gazole} + N_{GNC}O_{GNC} = 0.004N_{gazole} + 0.0814N_{GNC} \end{cases} \quad (4.64)$$

Les proportions de l'air et du combustible et des gaz résiduels respectivement sont :

$$\left\{ \begin{array}{l} r_{air} = \frac{N_a}{N_a + 1/M_{GNC} + 1/M_{gazole}} \\ r_{air} = \frac{1/M_{GNC}}{N_a + 1/M_{GNC} + 1/M_{gazole}} \\ r_{gazole} = \frac{1/M_{gazole}}{N_a + 1/M_{GNC} + 1/M_{gazole}} \end{array} \right. ; \quad \left\{ \begin{array}{l} r_{CO_2} = N_{CO_2}/N_{gc} \\ r_{H_2O} = N_{H_2O}/N_{gc} \\ r_{N_2} = N_{N_2}/N_{gc} \\ r_{O_2} = N_{O_2}/N_{gc} \end{array} \right. \quad (4.65)$$

Et à l'aide du tableau 4.2 on calcule les coefficients :

$$\left\{ \begin{array}{l} a_{ma} = r_{air}a_{air} + r_{GNC}a_{GNC} + r_{gazole}a_{gazole} \\ b_{ma} = r_{air}b_{air} + r_{GNC}b_{GNC} + r_{gazole}b_{gazole} \\ c_{ma} = r_{air}c_{air} + r_{GNC}c_{GNC} + r_{gazole}c_{gazole} \\ d_{ma} = r_{air}d_{air} + r_{GNC}d_{GNC} + r_{gazole}d_{gazole} \\ e_{ma} = r_{air}e_{air} + r_{GNC}e_{GNC} + r_{gazole}e_{gazole} \end{array} \right. ; \quad \left\{ \begin{array}{l} a_{gc} = r_{CO_2}a_{CO_2} + r_{H_2O}a_{H_2O} + r_{N_2}a_{N_2} + r_{O_2}a_{O_2} \\ b_{gc} = r_{CO_2}b_{CO_2} + r_{H_2O}b_{H_2O} + r_{N_2}b_{N_2} + r_{O_2}b_{O_2} \\ c_{gc} = r_{CO_2}c_{CO_2} + r_{H_2O}c_{H_2O} + r_{N_2}c_{N_2} + r_{O_2}c_{O_2} \\ d_{gc} = r_{CO_2}d_{CO_2} + r_{H_2O}d_{H_2O} + r_{N_2}d_{N_2} + r_{O_2}d_{O_2} \\ e_{gc} = r_{CO_2}e_{CO_2} + r_{H_2O}e_{H_2O} + r_{N_2}e_{N_2} + r_{O_2}e_{O_2} \end{array} \right. \quad (4.66)$$

Ainsi le coefficient chimique de variation molaire et le coefficient total de variation molaire :

$$\mu_c = \frac{N_{gc}}{N_a} ; \quad \mu_t = \frac{\mu_c + \gamma_r}{1 + \gamma_r} \quad (4.67)$$

L'équation reliant les énergies internes aux températures pour le mélange d'admission est :

$$\begin{aligned} (u_c - u_0)_{ma} = & a_{ma}(T_c - T_0) + \frac{b_{ma}}{2}(T_c^2 - T_0^2) + \frac{c_{ma}}{3}(T_c^3 - T_0^3) + \frac{d_{ma}}{4}(T_c^4 - T_0^4) \\ & + \frac{e_{ma}}{5}(T_c^5 - T_0^5) \end{aligned} \quad (4.68)$$

De même, l'équation relative aux gaz de combustion :

$$\begin{aligned} (u_e - u_0)_{gc} = & a_{gc}(T_e - T_0) + \frac{b_{gc}}{2}(T_e^2 - T_0^2) + \frac{c_{gc}}{3}(T_e^3 - T_0^3) + \frac{d_{gc}}{4}(T_e^4 - T_0^4) \\ & + \frac{e_{gc}}{5}(T_e^5 - T_0^5) \end{aligned} \quad (4.69)$$

D'autre part, on sait que :

$$(u_e - u_0)_{gc} = \frac{1}{\mu_t} \left(\frac{\xi_{cb} Pcl_{dual}}{N_a(1 + \gamma_r)} + (u_c - u_0)_{ma} \right) \quad (4.70)$$

Tel que le pouvoir calorifique est en k-calorie :

$$Pcl_{gazole} = 10038.24 \text{ kcal/kg de gazole} ; Pcl_{GNC} = 11472.3 \text{ kcal/kg de GNC}$$

Avec :

$$Pcl_{dual} = N_{gazole} Pcl_{gazole} + N_{GNC} Pcl_{GNC} \quad (4.71)$$

A l'aide de ces deux dernières équations on détermine la valeur de ' T_e ', par la suite, on calcule le taux de détente préliminaire :

$$\varrho = \varphi \frac{T_e}{T_d} \quad (4.72)$$

- **Pression et température de fin combustion isotherme :**

Après la combustion isobare, on trouve une combustion isotherme de ' e ' \Rightarrow ' t ' :

$$T_t = T_e ; p_t = \frac{p_e}{\delta_t} \quad (4.73)$$

Le rapport de pression δ_t est :

$$\delta_t = \exp \left(\xi_1 \xi_2 \frac{Pcl_{dual}}{R \cdot N_{gc} T_t} \right) \quad (4.74)$$

ξ_1 : Coefficient d'utilisation de pouvoir calorifique inférieur varie de 0,8 à 0,96 ($\xi_1 = 0.9$).

ξ_2 : Coefficient de perte de chaleur par le refroidissement de l'enceinte de combustion. Il est de 0,1 à 0,45 ; soit : $\xi_2 = 0.25$ [25].

Les résultats obtenus pour la phase de combustion :

Masse molaire du mélange M_m :	28.29 kg/kmole
Masse volumique du mélange ρ_m :	1.118 kg/m ³
Chaleur spécifique du mélange C_{p_m} :	1.078 kJ/kg.K
Pouvoir calorifique inferieur du mélange Pcl_{dual} :	46.5 MJ/kg de combustible
Pouvoir comburivore théorique $Pco_{th_{dual}}^0$:	14.94 kmole d'air/kg de combustible
Pouvoir comburivore théorique $Pco_{th_{dual}}^{01}$:	0.52 kmole d'air/kg de combustible
Pouvoir comburivore réel $Pco_r^0_{dual}$:	23 kg d'air/kg de combustible
Pouvoir comburivore réel $Pco_r^{01}_{dual}$:	0.795 kmole d'air/kg de combustible
La charge fraîche N_a :	0.795 kmole d'air/kg de combustible
Proportion de l'air r_{air} :	0.9224
Proportion du gazole r_{gazole} :	0.0051
Proportion du GNC r_{GNC} :	0.0724
Coefficient a_{ma} :	4.8774
Coefficient b_{ma} :	1.6×10^{-3}
Coefficient c_{ma} :	1.6049×10^{-6}
Coefficient d_{ma} :	-0.8413×10^{-9}
Coefficient e_{ma} :	0
Energie interne $(u_c - u_0)_{ma}$:	4.612×10^3
Quantité de produit de combustion N_{CO_2} :	0.0617 kmole/kg de combustible
Quantité de produit de combustion N_{H_2O} :	0.0988 kmole/kg de combustible
Quantité de produit de combustion N_{N_2} :	0.6287 kmole/kg de combustible
Quantité de produit de combustion N_{O_2} :	0.586 kmole/kg de combustible
Quantité des gaz de combustion N_{gc} :	0.8478 kmole d'air/kg de combustible
Coefficient chimique de variation molaire μ_c :	1.0653
Coefficient total de variation molaire μ_t :	1.0637
Proportion du r_{CO_2} :	0.0728
Proportion de r_{H_2O} :	0.1165
Proportion de r_{N_2} :	0.7416
Proportion de r_{O_2} :	0.0691
Coefficient a_{gc} :	4.0034
Coefficient b_{gc} :	3.7×10^{-3}
Coefficient c_{gc} :	-1.1991×10^{-6}
Coefficient d_{gc} :	-0.0553×10^{-9}
Coefficient e_{gc} :	0.2659×10^{-12}
Energie interne $(u_e - u_0)_{gc}$:	14.067×10^3
Rapport de pression δ_t :	2.0168

Tableau 4. 12 Tableau des paramètres de la phase combustion du cycle dual fuel.

4.5.5- Calcul des paramètres de fin détente :

Analytiquement, il est très difficile de déterminer les paramètres en fin détente à cause de la variabilité du coefficient polytropique $k_{d\ dual}$ (on le prend $k_{d\ dual} = 1.27$).

On définit le taux volumétrique de détente :

$$\delta := \frac{V_f}{V_t} = \frac{\varepsilon}{\rho \delta_t} \quad (4.75)$$

La pression et la température seront alors :

$$T_f = \frac{T_t}{\delta^{k_{d\ dual}-1}} ; p_f = \frac{p_t}{\delta^{k_{d\ dual}}} \quad (4.76)$$

4.5.6- Calcul des paramètres de fin échappement :

En supposant que la température des gaz brûlés T_g détendus dans le cylindre est égale à celle des gaz d'échappement dans la conduite et que la température des gaz d'échappement au moment où la soupape s'ouvre est égale à celle à la fin de la détente T_f , on suppose que la pression de sortie est atmosphérique et que la transformation est isentropique :

$$T_g = T_f \left(\frac{p_g}{p_f} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad \text{avec: } p_g = p_{atm} = 101325Pa \quad (4.77)$$

4.5.7- Calcul des paramètres indiqués caractérisant le cycle :

Les expériences montrent que ψ peut être choisi dans l'intervalle 0,95 à 0,97 (on le choisit $\psi = 0.95$) où les moindres valeurs concernent les moteurs Diesels tandis que la limite supérieure appartient aux moteurs à allumage commandé.

- **Travail total indiqué W_i :**

La pression moyenne indiquée p_{mi} est le ratio du travail fourni par le fluide moteur (mélange carburant-comburant) par la cylindrée du moteur :

$$p_{mi} = \frac{\psi}{\varepsilon - 1} \left[p_e \ln \delta_t - \frac{p_c}{k_{c\ dual} - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{k_{c\ dual}-1}} \right) + \frac{p_t \delta_t}{k_{d\ dual} - 1} \left(1 - \frac{T_f}{T_t} \right) \right] \quad (4.78)$$

Alors, on obtient le travail total indiqué par cylindre W_i comme suit :

$$W_i = p_{mi} \frac{C_y}{4} \quad (4.79)$$

- **Puissance indiqué P_i :**

En tenant compte de la vitesse de rotation du vilebrequin N (dans notre cas, on a choisi le régime maximum $N = 1500tr/min$) et le nombre des cylindres du moteur $n_{cy} = 4$, la puissance indiquée (en Watt) pourrait être calculée comme suit :

$$P_i := W_i N_{cy} n_{cy} = p_{mi} C_y \frac{N}{120} \quad (4.80)$$

$N_{cy} = \frac{N}{120}$: C'est le nombre des cycles par seconde pour un moteur à quatre temps (pour un moteur à deux temps $N_{cy} = \frac{N}{120}$).

- **Couple moteur indiqué C_i :**

Par définition, le couple moteur indiqué C_i pourrait être calculé à partir de la puissance indiquée définie par :

$$C_i := \frac{P_i}{\omega} = \frac{30P_i}{\pi N} \quad (4.81)$$

- **Rendement indiqué η_i :**

Par l'utilisation des relations entre le rendement indiqué et la consommation spécifique indiquée, on trouve :

$$\eta_i := \frac{W_i}{Q_{comb}} = R \frac{N_a p_{mi} T_0}{p_0 \eta_v P c l_{dual}} \quad (4.82)$$

- **Consommation spécifique indiquée φ_i :**

Par définition la consommation spécifique indiquée φ_i , on peut écrire :

$$\varphi_i = \frac{3600}{\eta_i P c l_{dual}} \quad (4.83)$$

Avec la consommation horaire C_{h_i} (en kg/h) sera : $C_{h_i} = \varphi_i \cdot P_i$ (4.84)

4.5.8- Calcul des paramètres effectifs caractérisant le cycle :

Par la définition du rendement mécanique η_m qui est le rapport entre le travail effectif et le travail indiqué, on peut calculer tous les paramètres effectifs du cycle :

$$\eta_m := \frac{W_e}{W_i} = \frac{P_e}{P_i} = \frac{p_{me}}{p_{mi}} = \frac{\eta_e}{\eta_i} = \frac{\varphi_i}{\varphi_e} \quad (4.85)$$

Le rendement mécanique dans les moteurs à combustion interne varie de 0,7 à 0,85 (on le prend $\eta_m = 0.85$) [26].

4.5.9- Calcul du rendement thermodynamique du cycle η_{ther} :

A l'aide du premier principe thermodynamique, on peut établir la formule suivante du rendement thermodynamique :

$$\eta_{ther} = 1 - \frac{\lambda \rho^\gamma - 1}{\varepsilon^{\gamma-1} (\lambda - 1 + \gamma \lambda (\rho - 1))} \quad (4.86)$$

4.5.10- Résultats du cycle Dual-Fuel :

Pression de fin admission p_a :	0.94448 bar
Température de fin admission T_a :	336.08 K
Taux de remplissage η_v :	0.8805
Pression des gaz résiduels p_r :	1.1262 bar
Température des gaz résiduels (choisit) T_r :	850 K
Coefficient des gaz résiduels γ_r :	0.0254
Coefficient de pureté K_p :	0.9752
Pression de fin compression p_c :	54.134 bar
Température de compression T_c :	1013.8 K
Pression de fin combustion isochore p_d :	100.45 bar
Température de fin combustion isochore T_d :	1881.2 K
Pression de fin combustion isobare p_e :	100.45 bar
Température de fin combustion isobare T_e :	2117.5 K
Pression de fin combustion isotherme p_t :	49.807 bar
Température de fin combustion isotherme T_t :	2117.5 K
Taux de détente préliminaire ϱ :	1.1256
Taux de détente δ :	8.3699
Pression de fin détente p_f :	3.353 bar
Température de fin détente T_f :	1193.1 K
Pression de fin échappement p_g :	1.01325 bar
Température de fin échappement T_g :	847.6 K
Pression moyenne indiquée p_{mi} :	7.197 bar
Travail indiqué W_i :	678.298 J
Puissance indiquée P_i :	33.915 kW
Couple indiqué C_i :	215.909 N.m
Rendement indiqué η_i :	35.37 %
Consommation spécifique indiquée g_i :	218.709 g/kWh
Consommation horaire indiquée C_{hi} :	7.4175 kg/h
Pression moyenne effective p_{me} :	6.1174 bar
Travail effectif W_e :	576.55 J
Puissance effective P_e :	28.82 kW
Couple effectif C_e :	183.523 N.m
Rendement effectif η_e :	30.07 %
Consommation spécifique effective g_e :	257.347 g/kWh
Consommation horaire effective C_{he} :	7.4175 kg/h
Rendement thermodynamique η_{ther} :	69 %

Tableau 4. 13 Tableau des résultats du cycle dual fuel.

4.6- Etude comparative entre le cycle Diesel et Dual-Fuel

- Consommation spécifique

N [tr/min]	700	800	900	1000	1100	1200	1300	1400	1500
g_{eth} [g/kWh]	245.65	237.23	239.84	201.76	211.18	211.15	210.41	197.54	186.52
g_{exp} [g/kWh]	289.25	276.78	275.30	286.55	298.76	299.29	297.80	276.21	257.30
Ecart [%]	17.75	16.67	14.78	42.03	41.48	41.74	41.54	39.83	37.95

Tableau 4. 14 Comparaison de la consommation spécifique Diesel/dual-fuel

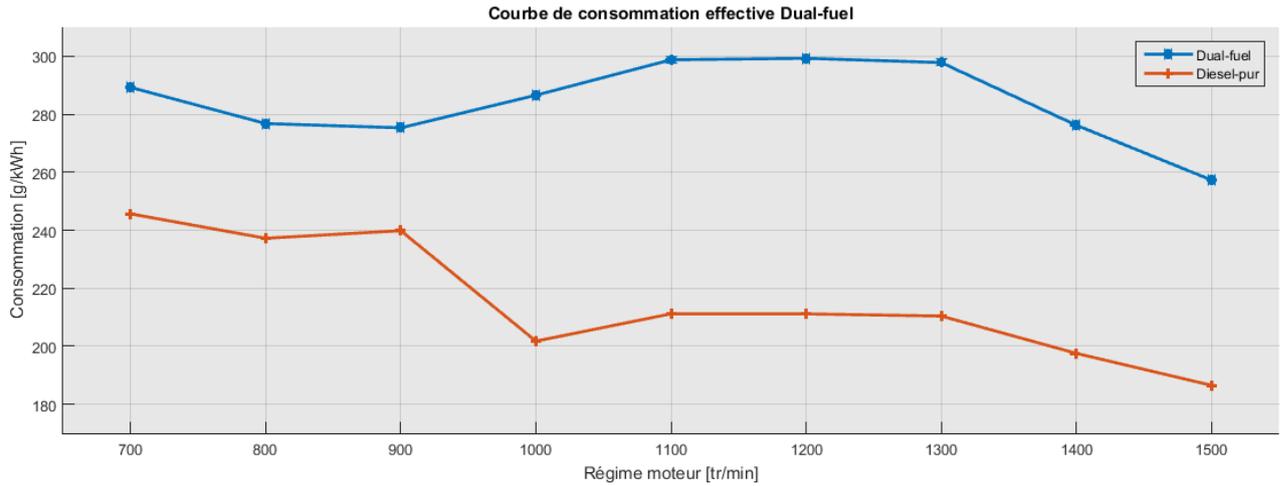


Figure 4. 8 Comparaison entre la consommation dans les deux modes Diesel-pur et Dual-fuel.

- Couple moteur

N [tr/min]	700	800	900	1000	1100	1200	1300	1400	1500
C_{Diesel} [N.m]	162.41	171.23	179.53	190.17	198.26	206.69	215.10	224.08	232.93
C_{Dual} [N.m]	116.82	124.31	132.48	140.30	150.21	158.21	166.79	174.93	183.52
$chute_{Diesel-Dual}$ [%]	28.06	27.40	26.21	26.22	24.23	23.45	22.46	21.94	21.21

Tableau 4. 15 Comparaison du couple moteur Diesel/dual-fuel

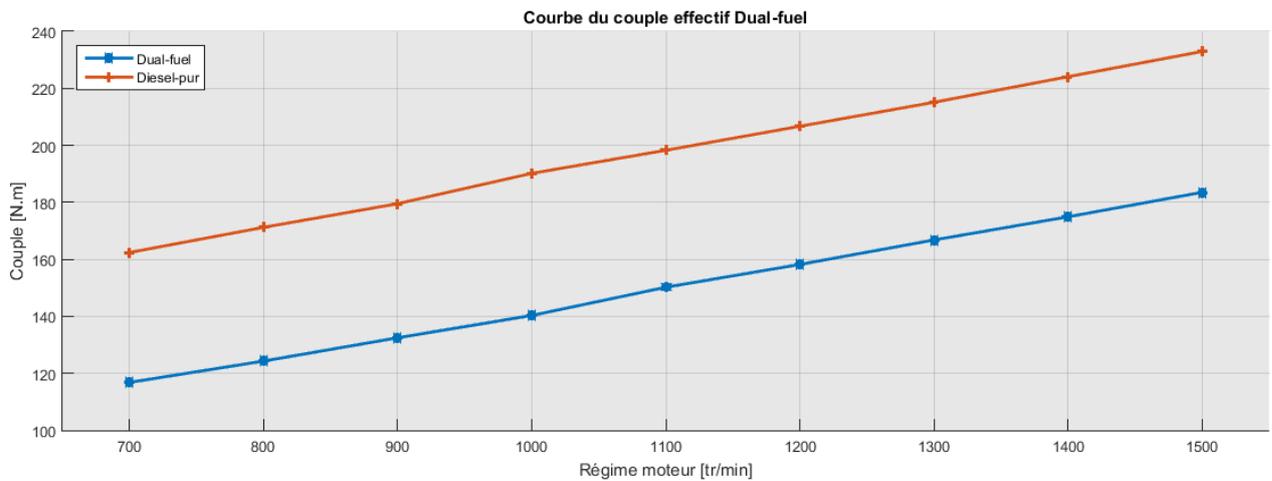


Figure 4. 9 Comparaison entre le couple dans les deux modes Diesel-pur et Dual-fuel.

• **Puissance**

N [tr/min]	700	800	900	1000	1100	1200	1300	1400	1500
P_{Diesel} [kW]	11.91	14.34	16.92	19.91	22.84	25.97	29.28	32.85	36.59
P_{Dual} [kW]	8.56	10.41	12.49	14.69	17.30	19.88	22.71	25.65	28.83
chute de puissance %	28.07	27.40	26.21	26.22	24.24	23.45	22.46	21.93	21.21

Tableau 4. 16 Comparaison de la puissance Diesel/dual-fuel

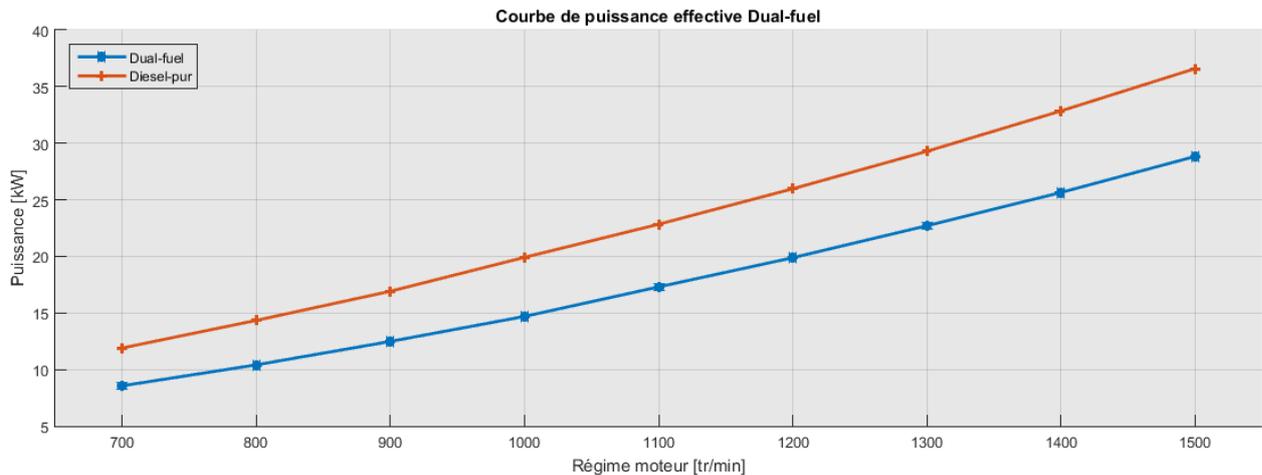


Figure 4. 10 Comparaison entre la puissance dans les deux modes Diesel-pur et Dual-fuel.

4.6.1- Analyse des résultats

Nous constatons une baisse remarquable des performances du moteur, une chute de puissance et de couple de 21% est marquée pour le régime 1500 tr/min ainsi qu'une augmentation de consommation spécifique qui atteint 38% comparativement au cycle Diesel pur.

Cette baisse est attendue due à la différence des pouvoirs calorifiques volumiques des deux carburants (le GNC et le gazole). Effectivement le GNC présente un pouvoir calorifique de 29 MJ/l tandis que celui du gazole est 36 MJ/l (on doit brûler plus de GNC pour produire la même quantité d'énergie délivrée en version Diesel pur). En plus de l'effet des caractéristiques intrinsèques des deux carburants plus particulièrement celui des paramètres thermodynamiques à la fin de la phase de combustion, le taux d'élévation de pression λ qui influe directement sur la pression moyenne indiquée p_{mi} .

Le pouvoir comburivore du mélange GNC-gazole est supérieur à celui du gazole pur ce qui a causé la diminution du coefficient d'excès d'air noté α , cette diminution a impliqué une augmentation de la consommation spécifique du moteur.

Une augmentation de température fin combustion est notée ce qui peut nuire sur la durabilité des composants fonctionnant dans ces conditions à savoir cylindre, piston et culasse.

Bien que le cahier des charges fourni par l'entreprise EMO ne permet pas d'apporter de modification au moteur, nous allons proposer des recommandations pour essayer de remédier à cette dégradation remarquable des performances due à la conversion :

- Augmentation du taux de compression volumétrique ε .
- Augmentation de la pression d'admission de l'air P_0 par le biais d'un turbocompresseur.
- Modification de la cylindrée du moteur.

Paramètre changée	$\tau_D = 75\% ; N = 1500 \text{ tr/min}$		
	$C_y = 4,5 \times 10^{-3} \text{ m}^3$	$P_m = 1.2159 \text{ bar}$	$\varepsilon = 25$
P_D [kW]	36,59	36,59	36,59
P_{Dual} [kW]	34,65	36,57	34,09
chute de puissance [%]	5,30	0,065	6,84
C_D [N.m]	232,93	232,93	232,93
C_{Dual} [N.m]	220,59	232,78	217
chute Diesel-Dual [%]	5,30	0,06	6,84
Cs_D [g/ch.h]	168,52	186,52	186,52
Cs_{Dual} [g/ch.h]	214,07	256,24	217,61
surconsommation [%]	14	37,37	16,66

Tableau 4. 17 recommandations d'améliorer des performances du moteur en version Dual-Fuel

Conclusion Générale

Conclusion Générale

Les enjeux écologiques actuels : réchauffement climatique, pollution atmosphérique, dégradation de la qualité de l'air en plus de l'apparition des nouvelles normes antipollution décrites comme très sévères imposent à notre état d'adopter une stratégie énergétique bas carbone.

Les carburants conventionnels (gazole et essence), suspects d'une large contribution à la pollution atmosphérique où la facture d'importation s'est chiffrée à plus de 1.6 milliards d'euros en 2017 pousse à trouver des carburants alternatifs plus économiques et écologiques.

L'Algérie possède un potentiel immense en gaz naturel, effectivement selon les dernières statistiques du groupe pétrolier britannique BP, l'Algérie s'est classé le 11^{ème} pays au niveau mondial possédant les plus grandes réserves en gaz naturel avec un volume de 4.5 trillion m³, le 6^{ème} plus grand exportateur de gaz naturel dans le monde (par gazoduc et méthanier) et le 2^{ème} plus grand producteur de gaz naturel en Afrique ce qui permet à l'Algérie de se procurer une place parmi les leaders mondiaux de la mobilité gaz.

L'étude technique faite sur l'utilisation de GNC comme carburant alternatif sur les moteurs Diesel qui s'est focalisée sur l'étude des propriétés physico-chimiques de ce dernier, a montré que le gaz naturel constitue véritablement la solution alternative aux carburants liquides traditionnels issus du pétrole.

Dans le contexte économique et écologique évoqué ci-dessus, l'entreprise EMO en collaboration avec le département de Génie Mécanique de l'Ecole Nationale Polytechnique d'Alger a lancé un projet de conversion de ces moteurs Diesel en Dual-Fuel et nous a confié la tâche de réaliser ce projet dans le cadre de notre projet de fin d'étude.

La méthodologie de conversion du moteur en Dual-Fuel est décrite dans le deuxième chapitre, les composants du banc d'essais moteur disponible à l'entreprise EMO ainsi que le processus de réglage et de rodage du moteur sont minutieusement représentés. Nous avons montré à travers l'étude menée sur la pompe d'injection spécifique au moteur F4L912 et la détermination des débits d'injection du gazole en fonction du taux de substitution désirée (25, 50 ou 75%) que la conversion en Dual-Fuel peut se faire avec la pompe d'injection actuelle en notant qu'il sera judicieux d'utiliser une pompe d'injection commandée électroniquement ce qui aura une grande influence sur la consommation du moteur. Conformément à la demande des dirigeants de l'entreprise nous avons établi un cahier des charges décrivant l'ensemble du kit nécessaire à la conversion du moteur en dual-fuel. Le cahier des charges contient :

- Une présentation de l'entreprise.
- Les perspectives du projet.
- Les équipements nécessaires à la réalisation du projet (description, caractéristiques, quantité)
- Les objectifs à atteindre.

Nous avons aussi élaboré une liste des fournisseurs potentiels des kits GNC et nous l'avons présenté à l'entreprise dans le souhait d'accélérer la procédure d'acquisition des équipements.

L'homogénéité du mélange AIR/GNC est l'un des plus importants facteurs influant l'efficacité de la combustion, la performance du moteur et la réduction des émissions polluantes.

Dans le but d'obtenir la meilleure homogénéité possible, une étude sur les différents systèmes d'injection est faite, le système d'injection avec mélangeur est choisi pour ses avantages et sa conformité avec le cahier des charges fourni par l'entreprise. Le mélangeur de type Venturi est sollicité, ses différents paramètres géométriques (section d'entrée du carburant, section du col, angle d'inclinaison) sont dimensionnés. Plusieurs modèles de mélangeur à différents nombres de trous sont proposés, une étude d'optimisation basée sur le calcul de l'indice d'uniformité du mélange, en utilisant le logiciel de simulation ANSYS Workbench module Fluent, a permis d'identifier le mélangeur donnant la meilleure répartition du carburant dans le mélange à la sortie du mélangeur, le mélangeur à 4 trous d'injection a donné les meilleurs résultats, et ce pour l'indice d'uniformité ($UI = 0.87$) ainsi que pour l'erreur relative entre la fraction massique théorique et simulée ($err = 5\%$). La conception du mélangeur est faite par le logiciel SOLIDWORKS, des plans permettant sa réalisation sont attachés à l'annexe du présent mémoire.

Un calcul des différents paramètres thermodynamiques du cycle Diesel pur accompagné de l'évaluation des performances du moteur est fait théoriquement et expérimentalement. Dans le but de valider la procédure de calcul théorique une étude comparative entre les résultats expérimentaux et théoriques est élaborée. Les résultats expérimentaux du moteur Diesel et ceux du cycle Diesel théorique sont assez proches ce qui donne de la fiabilité à l'étude théorique et nous permet par la suite d'établir une comparaison entre les résultats théoriques des deux modes de fonctionnement Diesel et Dual-Fuel. Les performances du moteur sont évaluées à un taux de substitution de gazole de 75% au régime moteur maximal (1500 tr/min), une chute de 21% est observée pour la puissance et le couple moteur ainsi qu'une surconsommation de 38%. Malgré que le cahier des charges fourni par l'entreprise ne permet pas d'apporter des modifications au moteur, des recommandations sur la modification du taux de compression volumétrique ϵ , la pression d'admission de l'air P_0 et la cylindrée du moteur sont proposées pour tenter une amélioration des performances du moteur en version Dual-Fuel.

Références

- [1] La Tribune Afrique. Algérie troisième pays consommateur de pétrole en Afrique. Consulté le [16-04-2018]
- [2] ARH (Autorité de Régulation des Hydrocarbures). La consommation des carburants terre sur le marché national pour le mois de décembre 2017. Consulté le [20-04-2018]. Disponible sur : <<http://www.energy.gov.dz>>
- [3] ALGERIE ECO. Huasse de la consommation de l'essence normale et sans plomb en 2017. Consulté le [18-04-2018]. Disponible sur : <<https://www.algerie-eco.com>>
- [4] Site officiel du ministère de l'énergie et des mines
- [5] Transport info. Le GNV est-il le carburant du futur ? Consulté le [10-04-2018]
- [6] AVERE France. Ce que nous réserve les grands constructeurs auto pour l'électrique : le guide marque par marque. Consulté le [20-04-2018]
- [7] United States Environmental Protection Agency. Vehicles and engines. Consulté le [08-04-2018]. Disponible sur : <<https://www.epa.gov>>
- [8] BP statistical review of world energy June 2017, 66th edition.
- [9] Agricultures et Territoires. Potentiel de développement du GNV, bioGNV, GNL et bioGNL. Sur le territoire de Mauges Communauté, juin 2016. Consulté le [25-04-2018]
- [10] Evolution de la voiture GNV. Internationale gas union. Consulté le [22-04-2018]
- [11] Richard TILAGONE. Gaz naturel, énergie fossile. Techniques de l'ingénieur BM2591 V1. Date de publication : 10 juillet 2004.
- [12] M.Medjout & H.A.Hassaine, Transformation du moteur diesel F4L912 en dual-fuel (Gasoil-GNC), Projet de fin d'étude ENP 2016.
- [13] Groupes motopropulseurs (GMP) automobiles : contrôles et hybridation. Techniques de l'ingénieur.
- [14] Rachid LADLI. Présentation moteur. Entreprise EMO. Septembre 2015.
- [15] Daniel DRECQ. Essais des moteurs automobiles – Bancs d'essais. Techniques de l'ingénieur BM2963.
- [16] Fiche technique_Bureau des méthodes_entreprise de fabrication des moteurs Constantine EMO.
- [17] Bosch cahier technique. Pompe d'injection type PE et PF.
- [18] Bosch cahier technique. Equipements d'injection pour moteur Diesel, Régulateurs pour pompe d'injection en ligne.
- [19] Différence entre injection directe et indirecte. Consulté le [26-05-2018]. Disponible sur : <<http://technodiagauto.blogspot.com>>

- [20] Dual-Fuel injection system. Consulté le [18-04-2018]. Disponible sur : <
<http://www.americanpowergroupinc.com>>
- [21] CHENDOUH. YanisHAMMOUDI. Azouaou Transformation du moteur diesel F4L912 en dual-fuel (Gasoil-GNC), Projet de fin d'étude ENP 2017
- [22] Heywood J. B. Internal Combustion Engine Fundamentals: McGraw Hill, 1988.].
- [23] Jalal Mengat, Muhammad Adlan Abdullah, Mohammad Ghadaffi Mohd Noh, Faridon Idris, Petornas Research and Scientific Services Sdn. Bhd. Malaysia. Evaluation of Bi-Fuel NGV Vehicle for Utilization of Natural Gas as the Alternative Fuel, 1996.
- [24] Kim, J.; Kim, H.; Yoon, S.; Sa, S. Effect of intake valve swirl on fuel-gas mixing and subsequent combustion in a CAI engine. Int. J. Automot. Technol. 2008, 9, 649–657.
- [25] Hussein Ibrahim, moteur diesel suralimenté bases et calculs, université du Québec à Chicoutimi Canada 2006.
- [26] M. MORKOS, « Moteurs À Combustion Interne », Polycoché du cours des moteurs thermiques, Université Libanaise, Beyrouth 2002.
- [27] Diesel distribution fuel-injection PUMPS BOSCH, 4th Edition, Germany, April 1999
- [28] Ghazi Abdel Karim, "Dual fuel Diesel engines", CRC presse Canada, 2015
- [29] Design and simulate mixing of compressed natural gas with air in a mixing device. K.Kadigrama, M.M.Noor, A.R.N.A Rahim, R.Devarajan, M.R.M.rejab, N.M.Zuki N.M. Malaysian Technical universitie.
- [30] Véhicules fonctionnant au gaz naturel. Institut Nationale de Recherche et de Sécurité INRS

Bibliographies consultées mais non citées :

- [31] New design of a CNG-H₂-Air Mixer for internal combustion engine: an experimental and numerical study. Hussein A. Mahmood, Nor Mariah. Adam, B. B. Sahari and S. U. Masuri. Department of Mechanical and Manufacturing Engineering, Faculty of Engineering, University Putra Malaysia, The Engineering Affairs Department, Presidency of the University of Baghdad.

Annexes

Richesse	Modèle de l'énergie interne pour les gaz de combustion(en kJ/kmoles)
r = 1.666	$0.0013T^2 + 24.409T - 8534$
r = 1.25	$0.0014T^2 + 25.605T - 9125.8$
r = 1	$0.0015T^2 + 26.317T - 9383.5$
r = 0.834	$0.0013T^2 + 26.133T - 9377.5$
r = 0.715	$0.0013T^2 + 25.76T - 9207.9$
r = 0.625	$0.0013T^2 + 25.487T - 9061.2$
r = 0.5	$0.0012T^2 + 25.167T - 8926.9$
r = 0.4	$0.0012T^2 + 24.769T - 8710.7$
r = 0.333	$0.0012T^2 + 24.562T - 8614.3$
r = 0.25	$0.0012T^2 + 24.09T - 8342.8$
r = 0.167	$0.0011T^2 + 24.023T - 8351.2$
Modèle de l'énergie interne pour l'air (en kJ/kmoles)	
$0.0011T^2 + 23.475T - 8090.3$	

Annexe 1 : Modèles paraboliques de l'énergie interne des gaz de combustion et de l'air en fonction de la richesse [25]

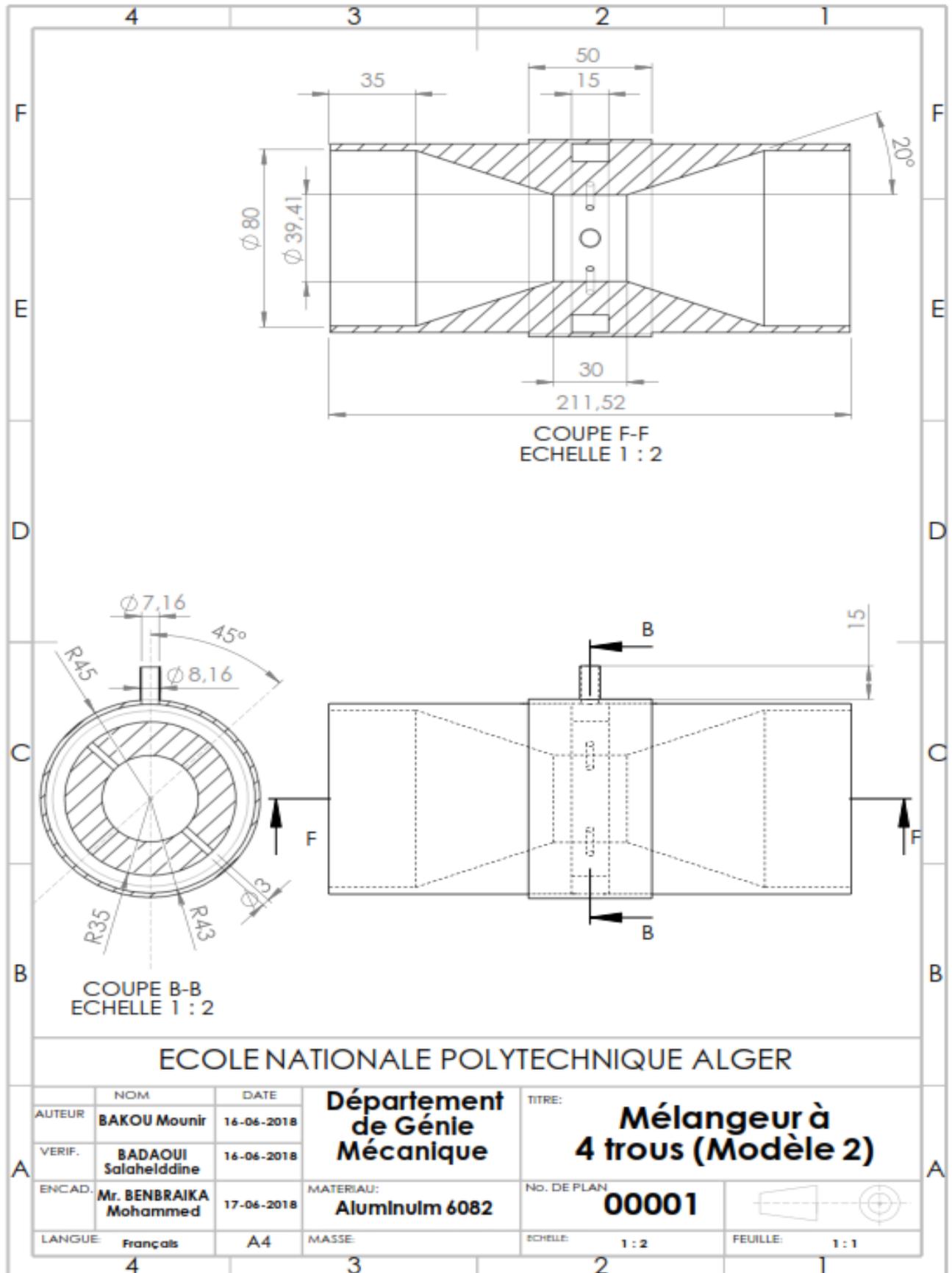
PRINCIPALES ANOMALIES DU MOTEUR FL912

- | | |
|--|--|
| <ol style="list-style-type: none"> 1. bruit aux têtes des cylindres 2. bruit / sifflement à la distribution 3. bruit au bloc moteur 4. bruit d'injection 5. manque de puissance / de pourcentage (la montée en couple) 6. température d'échappement trop élevée 7. fumée blanche au reniflard (signe de grippage) 8. pression d'huile : <ul style="list-style-type: none"> • nulle (zéro) • faible • forte 9. huile mousseuse 10. manque graissage aux culbuteurs 11. perte de compression 12. mauvaise étanchéité des culasses | <ol style="list-style-type: none"> 13. rejet excessif d'huile par le couvercle du régulateur de la pompe injection 14. rejet d'huile par échappement 15. rejet d'huile par le reniflard 16. moteur vibre 17. régime irrégulier du moteur 18. le moteur ne démarre pas 19. le moteur s'emballe et / ou ne peut pas être arrêté 20. le moteur s'arrête de lui même |
|--|--|

Annexe 2 : Principales anomalies du moteur F4L912

VOIR ANNEXE →		03	06	08	01
CAUSES / REMEDES →		jeu aux culbuteurs incorrect / régler les soupapes espace neutre non conforme / régler l'espace neutre : 1 – 1,2 mm calage distribution , repères pignons non conforme / vérifier calage , repères Position du repère pignon A. à canes / contrôler avec le gabarit E20M 193Y Présence corps étranger entre pistons – culasses / démonter et vérifier début grippage cylindres / démonter tous les cylindres et contrôler Soupapes bloquées / contrôler Classe des bielles / monter la même classe sur le moteur Jeu entre – dents pignon pompe à huile / régler le jeu : 0,1 – 0,2 mm Jeu entre – dents pignon MAG – vileb. / régler le jeu : 0,2 – 0,3 mm Serrage vis pignons intermédiaire et Pompe injection / serrer les vis Excès de matière sur bloc côté pompe injection et P. hydraulique / ébarber Denture distribution matée / changer pignon (6) Arcane frotte sur pignon intermédiaire / contrôler tournillon et pignon arbre à canes monté sans sa rondelle / contrôler et monter rondelle Contre – poids butte sur bloc / ébarber Serrage vis fixation paliers , bielles et contre – poids / contrôler serrage La ligne du vilebrequin / faire passer la barre d'alignement Injecteurs défectueux / contrôler le tarage et le jet , changer si nécessaire			
ANOMALIES					
bruit aux têtes des cylindres (1)		X	X	X	X
bruit / sifflement à la distribution (2)				X	
bruit au bloc moteur (3)					
bruit d'injection (4)					X
manque de puissance / de pourcentage (5)		X	X	X	
température d'échappement trop élevée (6)					X
fumée blanche au reniflard (7)					
Pression d'huile (8)	nulle (zéro) (8a)				
	Faible (8b)				
	Forte (8c)				
huile mousseuse (9)					
Manque graissage aux culbuteurs (10)					
perte de compression (11)					
mauvaise étanchéité des culasses (12)					
rejet excessif d'huile par couvercle P. injection 13					
rejet d'huile par échappement (14)					
rejet d'huile par le reniflard (15)					
moteur vibre (16)				X	
régime irrégulier du moteur (17)					
le moteur ne démarre pas (18)		X	X		X
le moteur s'emballe et/ou ne peut pas être arrêté 19					
Le moteur s'arrête de lui même (20)					

Annexe 3 : Remèdes aux anomalies du moteur FL912 (1)



Annex 6 : Dessin technique du mélangeur