



HAL
open science

Etude caractéristique et développement de la combustion des moteurs Diesel en mode Dual-Fuel : optimisation de l'injection du combustible pilote

Fatma Zohra Aklouche

► To cite this version:

Fatma Zohra Aklouche. Etude caractéristique et développement de la combustion des moteurs Diesel en mode Dual-Fuel : optimisation de l'injection du combustible pilote. Thermique [physics.class-ph]. Ecole nationale supérieure Mines-Télécom Atlantique, 2018. Français. NNT : 2018IMTA0072 . tel-01814053

HAL Id: tel-01814053

<https://theses.hal.science/tel-01814053>

Submitted on 12 Jun 2018

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

Thèse de Doctorat

Fatma. Z AKLOUCHE

*Mémoire présenté en vue de l'obtention du
grade de Docteur de l'École nationale supérieure Mines-Télécom Atlantique Bretagne
Pays de la Loire*

sous le sceau de l'Université Bretagne Loire

École doctorale : Sciences pour l'Ingénieur (SPI)

Discipline : Energétique, thermique et combustion

Spécialité : Génie mécanique

Unité de recherche : *Laboratoire Génie des Procédés-Environnement-Agroalimentaire (GEPEA)*

Soutenue le 26 février 2018

Thèse n° 2018IMTA0072

Etude caractéristique et développement de la combustion des moteurs Diesel en mode Dual-Fuel : Optimisation de l'injection du combustible pilote.

JURY

Rapporteurs :	Abdelkrim LIAZID , Professeur, Université Abou Bakr Belkaid, Tlemcen (Algérie) Jean Felix DURASTANTI , Professeur, Université Paris Est (France)
Examineurs :	Zoubir NEMOUCHI , Professeur, Université des frères Mentouri, Constantine (Algérie) Zoulikha REZZOUG , Maitre de conférences HDR, Université de la Rochelle (France)
Directeur de Thèse :	Khaled LOUBAR , Maitre assistant HDR, IMT Atlantique, Nantes (France)
Directeur de Thèse :	Abdelhalim BENTEBOUCHE , Professeur, USTHB, Alger (Algérie)
Encadrant :	Mohand TAZEROUT , Professeur, IMT Atlantique, Nantes (France)
Invité :	Lyes TARABET , Maitre de conférences HDR, Ecole polytechnique militaire, Alger (Algérie)

REMERCIEMENTS

Avant tout, je tiens à exprimer ici avec des mots que j'aurai souhaité plus appropriés à l'ampleur de ma reconnaissance éternelle et que j'éprouve du fond de mon cœur à Monsieur le Professeur TAZEROUT Mohand. Je le remercie vivement de m'avoir ouvert les portes de l'IMT Atlantique (ex École des Mines de Nantes) et d'être à l'origine d'une cotutelle (USTHB-IMT Atlantique NANTES). Sa confiance en mes valeurs intrinsèques n'a jamais failli tout au long de ce travail, ce qui m'a encouragé à avancer sereinement dans ma thèse. Enfin, et que cela soit écrit ici, sans Monsieur le Professeur TAZEROUT, cette thèse n'aurait jamais existé. MERCI encore Monsieur TAZEROUT.

Bien entendu, j'adresse également mes vifs remerciements à Monsieur LOUBAR Khaled maître de conférences (HDR) à l'IMT Atlantique, qui a bien voulu accepter la direction de ce travail. Qu'il trouve ici, l'expression de toute ma gratitude par sa grande générosité dans les conseils avisés, qu'il n'a cessé de me prodiguer quotidiennement et de son admirable patience envers moi. L'objectif est enfin atteint. MERCI Monsieur LOUBAR.

Je remercie également Monsieur BENTEBBICHE Abdelhalim, Professeur à l'USTHB, directeur de thèse d'avoir bien voulu être le représentant Co-latéral de cette cotutelle et du suivi de mes travaux. Monsieur BENTEBBICHE s'est montré disponible à chaque sollicitation, aussi bien relative à l'aspect des préoccupations d'ordre administratif. Merci Monsieur BENTEBBICHE de m'avoir soutenue avec confiance et de votre contribution à la rédaction de cette thèse.

J'exprime ma gratitude à Monsieur NEMOUCHI Zoubir, Professeur à l'Université des frères Mentouri de Constantine (Algérie) qui m'a honoré par sa présidence de mon jury de thèse.

Je remercie Monsieur DURASTANTI Jean-Félix, Professeur à l'Université de Paris Est (France), et Monsieur LIAZID Abdelkrim, professeur à l'Université Abou Bakr Belkaid d'avoir accepté d'être rapporteurs de ma thèse.

Je tiens à remercier également Madame REZZOUG Zoulikha, Maître de conférences HDR à l'Université de la Rochelle d'avoir accepté d'être examinatrice de ma thèse.

Je remercie également Monsieur TARABET Lyes, Maître de conférences HDR à l'École Militaire Polytechnique (Algérie) d'avoir accepté mon invitation.

Dans un autre volet, mais non moins important de mes travaux et qui concerne l'aspect technique, il m'est agréable de citer toute l'équipe technique affectée au bon déroulement de la partie expérimentale, surtout Jérôme MARTIN, François-Xavier BLANCHET et Eric CHEVREL. Je vous remercie de m'avoir initié à la manipulation des moteurs, de votre constante gentillesse et

du temps considérable que vous avez passé à m'expliquer leurs manipulations. Messieurs, je vous dois toutes mes connaissances en la matière.

Je ne peux oublier mes remerciements à Monsieur BELMERABET Toufik maître de conférences à l'École Militaire Polytechnique (Algérie), qui s'est intéressé, dès le début, à mes capacités intellectuelles et sans qui, je n'aurai pas eu le plaisir et la chance de rencontrer Monsieur le Professeur TAZEROUT ainsi que Monsieur LOUBAR. Je vous remercie infiniment Monsieur BELMERABET.

Enfin, je remercie tous ceux qui, de près et de loin, ont contribué à l'élaboration de la thèse. Il est évident que le soutien aussi bien moral que financier de mes parents me fut indispensable pour aboutir à ce résultat. Aussi, je remercie mes deux précieuses sœurs *Lynda* et *Leila* de m'avoir soutenu tout au long de mon parcours universitaire.

Je ne peux oublier mes amis les plus proches : Houda, Asma fagaguisso, Manel, Hiba, Rokaya, Loubna, Soumaya, Weam, Nourhéne, Soheib, Madjid, Amar, Chemso, Safa, Rama, Naim, Chaouki, Amine, Riad, Rachid, Nacer, Sofiane, Abdelnour, Lamine, Karim, Salwa, Ranky, Francis, Aoulia, Chantal, Victor, Hamid, Gaurav.

En dernier, le meilleur pour la fin, tout mon amour va à *Issam*, qui m'a accompagné tout au long de cette thèse.

Bibliographie de l'auteur

Publications dans des revues à comité de lecture

F.Z. AKLOUCHE, K. LOUBAR, A. BENTEBCICHE, S. AWAD, M. TAZEROUT.
Experimental investigation of the equivalence ratio influence on combustion, performance and exhaust emissions of a dual-fuel diesel engine operating on synthetic biogas fuel. Energy Conversion and Management (2017), pp.291- 299.

F.Z. AKLOUCHE, K. LOUBAR, A. BENTEBCICHE, S. AWAD, M. TAZEROUT.
Predictive model of the diesel engine operating in dual-fuel mode fueled with different gaseous fuels. Fuel (2018), pp.599- 606.

Conférences internationales

F.Z. AKLOUCHE, K. LOUBAR, A. BENTEBCICHE, S. AWAD, M. TAZEROUT.
Experimental investigation of a dual-fuel pilot diesel ignition engine operating on biogas fuel. 9th International Conference on Thermal Engineering: Theory and Applications, March 24-26 2016, Abu Dhabi, UAE (ICTEA).

F.Z. AKLOUCHE, K. LOUBAR, A. BENTEBCICHE, S. AWAD, M. TAZEROUT.
Modélisation prédictive du moteur diesel fonctionnant en mode dual-fuel (Biogaz/Diesel). Septième édition du Colloque FRancophone en Energie, Environnement, Economie et Thermodynamique, Juin 29 - 30 2016, Bucarest, UPB (COFRET'16).

F.Z. AKLOUCHE, K. LOUBAR, A. BENTEBCICHE, S. AWAD, M. TAZEROUT.
Etude expérimentale de l'effet du carburant alternatif sur les émissions d'un moteur fonctionnant en mode dual-fuel. First International Congress of Environmental Science and Technology, Janvier 13 - 15 2017, Hammamet, Tunisie (ICEST'2017).

F.Z. AKLOUCHE, K. LOUBAR, A. BENTEBCICHE, M. TAZEROUT.
Effect of pre-injection on the performance of a diesel engine fueled with biogas. International Conference on Progresses in Automotive Technologies 2018, 10-12 May 2018, Istanbul, Turkey (ICPAT 2018).

Sommaire

SOMMAIRE	I
LISTE DES SYMBOLES ET ABREVIATIONS	III
LISTE DES FIGURES	IV
LISTE DES TABLEAUX	VII
INTRODUCTION GENERALE	
1. Contexte et problématique.....	1
2. Plan de l'étude.....	3
 CHAPITRE I : ETAT DE L'ART, REVUE BIBLIOGRAPHIQUE	
I.1 Introduction.....	6
I.2 Etude des caractéristiques et des performances d'un moteur dual-fuel.....	11
I.3 Effet sur les émissions polluantes.....	18
I.4 Modélisation du cycle moteur.....	24
I.5 Conclusion.....	24
 CHAPITRE II : MATERIELS ET METHODES	
II.1 Banc d'essai moteur.....	26
II.1.1 Caractéristiques du moteur.....	26
II.1.2 Mesure des gaz d'échappement et de particules.....	29
II.1.3 Systèmes d'acquisition.....	30
II.1.4 Frein dynamométrique.....	31
II.1.5 Mesure de sécurité.....	32
II.1.6 Adaptation du banc d'essai au fonctionnement en mode dual-fuel.....	32
II.1.7 Carburant gazeux.....	32
II.2 Calcul de la richesse	33
II.3 Calcul de pourcentage d'apport énergétique	34
 <i>Etude du moteur fonctionnant en mode dual-fuel alimenté par différents combustibles primaires</i>	
II.4 Effet des carburants alternatifs sur les performances et les émissions polluantes d'un moteur fonctionnant en mode dual-fuel.....	34
II.4.1 Procédure de l'étude expérimentale.....	34
II.4.2 Résultats et interprétations.....	35
II.4.2.1 Analyse de la combustion.....	35
II.4.2.2 Effet sur les émissions polluantes.....	45
II.5 Conclusion.....	49
 CHAPITRE III : OPTIMISATION ET AMELIORATION DU MODE DUAL-FUEL	
III.1 Introduction.....	51
III.2 Etude de l'effet de la richesse en mode dual-fuel.....	52

III.2.1	Procédure expérimentale et méthodologie	52
III.2.2	Analyse de la combustion.....	52
III.2.3	Analyse des performances.....	56
III.2.4	Analyse des émissions polluantes.....	57
III.2.5	Synthèse.....	59
III.3	Optimisation des paramètres influençant le mode dual-fuel	60
III.3.1	Procédure expérimentale et méthodologie.....	60
III.3.2	Effet de l'avance à l'injection.....	63
III.3.2.1	Analyse de la combustion.....	63
III.3.2.2	Analyse des performances.....	66
III.3.2.3	Analyse des émissions polluantes.....	67
III.3.3	Effet de la pré-injection.....	68
III.3.3.1	Analyse de la combustion	69
III.3.3.2	Analyse des performances.....	71
III.3.3.3	Analyse des émissions polluantes.....	72
III.3.4	Synthèse.....	74

CHAPITRE IV : MODELISATION THERMODYNAMIQUE DU MODE DUAL-FUEL

IV.1	Introduction.....	75
IV.2	Modèles thermodynamiques.....	75
IV.3	Modèle prédictif à une zone	78
IV.3.1	Modélisation de l'écoulement à travers les soupapes.....	79
IV.3.2	Equation du débit (St Venant).....	79
IV.3.3	Loi de levée et la section de passage géométrique.....	81
IV.3.4	Modèle de combustion.....	82
IV.3.5	Modèle cinématique.....	86
IV.3.6	Modèle du transfert thermique.....	88
IV.3.7	Propriétés thermodynamiques des gaz.....	90
IV.3.8	Vitesse de la combustion.....	91
IV.3.9	Délai d'auto-inflammation.....	92
IV.3.10	Profil de température dans le cylindre.....	95
IV.4	Calibration du modèle développé.....	96
IV.5	Validation du modèle développé.....	101
IV.6	Conclusion.....	105
CONCLUSION GENERALE.....		106
PERSPECTIVES		
ANNEXES		

LISTE DES SYMBOLES ET DES ABREVIATIONS

Liste des symboles et des abréviations

Abréviations	Significations et unités
AFR	Rapport air carburant
AOSA	Avance à l'ouverture de la soupape d'admission, [°V]
AOSE	Avance à l'ouverture de la soupape d'échappement, [°V]
CI	Combustion Interne
CO	Monoxyde de carbone
CO ₂	Dioxyde de carbone
DF	Dual-fuel
DI	Délai d'auto-inflammation, [deg V]
GN	Gaz naturel
GNC	Gaz naturel comprimé
GNL	Gaz naturel liquéfié
GPL	Gaz de pétrole liquéfié
HC	Hydrocarbures imbrulés
NO _x	Oxydes d'azote
PCI	Pouvoir calorifique inférieur, [MJ/kg]
PES	Pourcentage de substitution énergétique, [%]
PMB	Point mort bas
PMH	Point mort haut
RFSA	Retard de fermeture de la soupape d'admission, [°V]
RFSE	Retard de fermeture de la soupape d'admission d'échappement, [°V]
RGE	Recirculation des gaz d'échappement
Lettres grecques	
γ	Rapport des chaleurs spécifiques, [-]
η_{eff}	Rendement effectif, [%]
ϕ	Richesse
θ	Angle vilebrequin, [degré]
Variables	
Q	Dégagement de chaleur, [J]
P	Pression cylindre, [bar]
V	Volume cylindre, [m ³]
\dot{m}	Débit massique, [kg/s]
P_b	Puissance effective, [kW]
L	Longueur de la bielle, [m]
V_d	Cylindrée, [m ³]
C	Course, [m]
C_R	Taux de compression
Indices	
net	net
w	Parois du cylindre
c	Combustion
d	Gazole
B	Biogaz
eff	Effectif

Liste des figures

Liste des figures

Figure I.1	: Analyse comparative des émissions : (Exprimées en g/km de CO ₂). (CEI : Communauté des états indépendants).....	7
Figure I.2	: Production et consommation de gaz naturel en 2011 (en milliards de m ³).....	8
Figure I.3	: Nombre de véhicules fonctionnant au gaz naturel(en milliers).....	8
Figure I.4	: Schéma d'un moteur en mode dual-fuel à injection indirecte. (CNG : gaz naturel comprimé).....	10
Figure I.5	: Le schéma d'un moteur en mode HPDI.....	11
Figure I.6	: Signal de pression cylindre et du taux de dégagement de chaleur dans un moteur en mode dual-fuel	12
Figure I.7	: Comparaison du signal de pression cylindre pour le moteur fonctionnant en mode dual-fuel et diesel conventionnel.	13
Figure I.8	: Signal de pression cylindre pour différentes avance à l'injection	14
Figure I.9	: Effet de l'avance à l'injection sur le délai d'auto-inflammation (1335 tr/min)...	15
Figure I.10	: Comparaison du taux de dégagement de chaleur entre le mode conventionnel et dual-fuel.....	16
Figure II.1	: Photo représentative du piston et de la culasse du moteur Lister-Petter.....	26
Figure II.2	: Dispositif expérimental pour les essais moteur.....	27
Figure II.3	: Représentation détaillée de l'installation expérimentale.....	28
Figure II.4	: Photo de l'appareil de mesure de suies (PEGASOR).....	29
Figure II.5	: Photographie du frein dynamométrique.....	31
Figure II.6	: Schéma de l'introduction du combustible gazeux.....	32
Figure II.7	: Pression d'injection du mode dual-fuel alimenté par du GN.....	35
Figure II.8	: Evolution de pression cylindre (a) et de la température (b) à différentes charges.....	37
Figure II.9	: Diagramme du dégagement de chaleur cumulé (a) et du taux de dégagement de chaleur (b) à différentes charges moteur.....	39
Figure II.10	: Pression cylindre maximale en fonction de la puissance.....	40
Figure II.11	: Evolution du délai d'auto-inflammation.....	41
Figure II.12	: Evolution de la durée de combustion.....	42
Figure II.13	: Variation de la richesse en fonction de la puissance.....	42
Figure II.14	: Evolution du rendement effectif à différentes charges.....	44
Figure II.15	: Evolution de la consommation spécifique par rapport à la puissance.....	44
Figure II.16	: Evolution de la température d'échappement.....	45
Figure II.17	: Emissions de monoxyde d'azote en fonction de la puissance effective.....	46
Figure II.18	: Emissions de monoxyde de carbone en fonction de la puissance effective.....	46
Figure II.19	: Emissions des hydrocarbures imbrulés (a) et des CH ₄ (b) en fonction de la puissance effective.....	47
Figure II.20	: Emissions de suies en fonction de la puissance effective.....	48
Figure II.21	: Emissions de dioxyde de carbone en fonction de la puissance effective.....	49
Figure III.1	: Variation de la pression cylindre pour les deux modes, à différentes richesses (ϕ).....	53
Figure III.2	: Effet de la richesse sur : (a) le délai d'auto-inflammation, (b) le taux de dégagement de chaleur.....	54
Figure III.3	: Effet de la richesse sur : (a) la durée de combustion, (b) la fraction de masse brûlée.....	55

Figure III.4	: Effet de la richesse sur : (a) le rendement effectif, (b) la consommation spécifique.....	56
Figure III.5	: Effet de la richesse sur : (a) les émissions de HC, (b) les émissions de CO.....	57
Figure III.6	: Effet de la richesse sur les émissions de NOx.	58
Figure III.7	: Effet de la richesse sur : (a) les émissions de CO ₂ , (b) les émissions de suies...	59
Figure III.8	: Schéma détaillé du banc d'essai moteur AVL 5402.....	60
Figure III.9	: Signal d'injection.....	62
Figure III.10	: Effet de l'avance à l'injection sur la pression cylindre à différentes charges (injection principale).....	64
Figure III.11	: Effet de l'avance à injection sur le taux de dégagement de chaleur à différentes charges (injection principale).....	65
Figure III.12	: Effet de l'avance à l'injection sur le rendement effectif à différentes charges (injection principale).....	66
Figure III.13	: Effet de l'avance à l'injection sur les émissions de monoxydes de carbone à différentes charges.....	67
Figure III.14	: Effet de l'avance à l'injection à différentes charges sur : (a) les émissions des oxydes d'azote, (b) des suies.....	68
Figure III.15	: Effet de la pré-injection sur les pressions cylindre à différentes charges.....	69
Figure III.16	: Effet de la pré-injection sur le taux de dégagement de chaleur à différentes charges.....	70
Figure III.17	: Effet de la pré-injection à différentes charges sur le délai d'auto-inflammation.	71
Figure III.18	: Effet de la pré-injection à différentes charges sur le rendement effectif.....	71
Figure III.19	: Effet de la pré-injection sur les émissions de monoxyde de carbone à différentes charges.....	72
Figure III.20	: Effet de la pré-injection à différentes charges sur : (a) les oxydes d'azote, (b) les émissions de suies.....	73
Figure IV.1	: Synthèse des modèles physiques utilisés dans les moteurs à Combustion Interne.....	76
Figure IV.2	: Modèle une zone de la chambre de combustion.....	78
Figure IV.3	: Modélisation de l'écoulement à travers les soupapes.....	79
Figure IV.4	: Ecoulement à travers une soupape : analogie avec tuyère.....	79
Figure IV.5	: Evolution du débit massique des gaz au cours de la phase d'admission et d'échappement.....	81
Figure IV.6	: Caractéristiques géométriques de la soupape.....	81
Figure IV.7	: Modèle cinématique.....	86
Figure IV.8	: Variation du volume de cylindre aux cours d'un cycle.....	87
Figure IV.9	: Modèle de transferts thermiques.....	88
Figure IV.10	: Pression cylindre avec différentes corrélations de h_c	89
Figure IV.11	: Dérivée de pression avant et après lissage.....	93
Figure IV.12	: Profil de température des gaz à l'intérieur du cylindre d'un moteur diesel et dual-fuel (gazole, biogaz, GN).....	96
Figure IV.13	: Le taux de dégagement du moteur dual-fuel (biogaz, GN).....	97
Figure IV.14	: Diagramme de dégagement de chaleur cumulé en mode dual-fuel (biogaz, GN).....	99
Figure IV.15	: L'évolution de la pression dans le cylindre à faible et forte charge du moteur (biogaz, GN).....	100
Figure IV.16	: L'évolution de la pression dans le cylindre à faible et forte charge du moteur (biogaz, GN).....	101
Figure IV.17	: Taux de dégagement de chaleur à faible et forte charge du moteur (biogaz, GN).....	102
Figure IV.18	: Diagramme de dégagement de chaleur cumulé à faible et forte charge du	

	moteur (biogaz, GN).....	103
Figure IV.19 :	Comparaison de la pression maximale simulée, avec celle déduite de l'expérimentation en mode dual-fuel.....	104
Figure IV.20 :	Comparaison de la puissance indiquée simulée, avec celle déduite de l'expérimentation en mode dual-fuel.....	104
Figure IV.21 :	Comparaison de la puissance indiquée simulée, avec celle déduite de l'expérimentation en mode dual-fuel.....	105

Liste des tableaux

Liste des tableaux

Tableau I.1	: Propriétés de différents carburants.....	9
Tableau II.1	: Caractéristiques principales du moteur	27
Tableau II.2	: Les incertitudes de mesures.....	28
Tableau II.3	: Caractéristiques de l'analyseur des gaz d'échappement.....	30
Tableau II.4	: Erreurs relatives sur les paramètres calculés.....	31
Tableau II.5	: Composition volumétrique moyenne du gaz naturel du réseau.....	33
Tableau III.1	: Le plan d'essai moteur réalisé.....	52
Tableau III.2	: Caractéristiques principales du moteur.....	61
Tableau IV.1	: Différents types de levées.....	82
Tableau IV.1	: Coefficient C_1 et C_2 de la corrélation de Woschni.....	89
Tableau IV.2	: Les modèles du délai d'auto-inflammation.....	94
Tableau IV.3	: Paramètres du modèle de délai d'auto-inflammation pour le mode DF (Biogaz, GN) à différentes charges.....	95
Tableau IV.4	: Les constantes de la double loi de Wiebe pour le mode DF (Biogaz,GN) à différentes charges.....	98

Introduction générale

Introduction générale

1. Contexte et problématique

De nos jours et de par le monde, la dégradation de la nature, conséquence néfaste du génie humain dans l'industrialisation à grande échelle de certains pays, suscite au sein de la communauté internationale une prise de conscience du phénomène et incite de fait, à un recours à ce même génie humain à trouver des solutions à même d'y remédier. En effet, cette dégradation qui se traduit par une déforestation inconsidérée, appauvrissement de la diversité biologique ainsi que des ressources en eau, désertifications, prolifération des déchets urbains..... sont autant de facteurs à favoriser l'état d'une pollution planétaire, affectant ainsi la couche protectrice d'ozone, le réchauffement de la planète, et bien d'autres incidences directes liées à ces pollutions de tous genres, émanant du non-respect de l'homme envers notre mère nature.

Des lors, ceci est et demeure l'une des préoccupations majeures des états, qui s'unissent dans un effort constant et solidaire à réduire au mieux cette pollution dont la dangerosité ne cesse de s'accroître au détriment de la santé humaine, de la faune et de la flore, et de la qualité des écosystèmes et de la biodiversité aquatique et terrestre.....

Ainsi, l'appel est lancé à la communauté scientifique internationale, à travers ses laboratoires de recherche et son génie créateur, afin de conjuguer tous leurs efforts, dont le but de maîtriser, voire d'éradiquer par des méthodes de substitution, ces agents polluants.

Les résultats sont probants et sont quotidiennement constatés dans les changements progressifs des comportements, en faveur de l'environnement. A titres d'exemples :

- Au niveau de citoyens
- Au niveau des industriels et autres producteurs
- Au niveau institutionnel

A l'instar d'autres états, l'Algérie s'est engagée dans une stratégie agissante de prise en charge des problèmes de pollution sous toutes ses formes.

Dès l'année 2002, le ministère de l'aménagement du territoire et de l'environnement (M.A.T.E) a tracé une stratégie nationale de protection de l'environnement adéquate, à travers une gestion économique et rationnelle des déchets urbains et industriels.

Par ailleurs et sous d'autres cieux, ont eu lieu dès l'année 1970, des conférences et réunions ayant trait aux concepts de développement durable, de préservation de la nature, droit des

générations futures, dont l'impact est de plus en plus ancré dans l'esprit des consommateurs et législateurs, dans ce monde moderne se souciant davantage de leur environnement.

(Conférence de Stockholm en 1970 et celle de Rio en 1992)

Au cours des années 1990, dans le domaine automobile les émissions polluantes contenaient 80 % de plomb, 70 % de monoxyde de carbone (CO) et d'hydrocarbure (HC), 65% d'oxydes d'azote (NO_x), 20% de particules ou encore 10% de dioxyde de soufre sur le territoire français. Pour cela, les directives européennes ont défini des valeurs limites d'émission de polluants, visant à réduire la pollution automobile. Ceci a conduit les constructeurs automobiles à poursuivre leurs recherches dans le développement de conceptions propres et efficaces de moteurs.

La difficulté réside dans l'amélioration du rendement des moteurs, tout en minimisant les émissions polluantes. A présent, les techniques qui permettent une amélioration du rendement induisent malheureusement des émissions élevées de NO_x. Par ailleurs, il existe des procédés réduisant ce genre d'émissions, mais qui ne sont pas bénéfiques vu l'augmentation des émissions des hydrocarbures HC et de particulaires. Les solutions proposées par les chercheurs consistent en un système de recirculation de gaz d'échappement (EGR), ce dernier complète le traitement du catalyseur qui a pour but d'abaisser la température de combustion et de réduire les émissions d'oxydes d'azote.

Une des techniques que les chercheurs ont présenté est la conversion du moteur diesel en un moteur dual-fuel. Cette conversion avait pour objectif la réduction de coûts de carburant ainsi que les émissions qui étaient de 20% pour le dioxyde de carbone et de 60% pour les oxydes d'azote. Elle permet aussi d'éliminer la quasi-totalité du monoxyde de carbone ainsi que la plupart des particules.

Le fonctionnement des moteurs dual-fuel a connu un développement important, par l'utilisation des carburants alternatifs (Biogaz) qui ont attiré de plus en plus l'attention des chercheurs afin de remédier au problème de l'émission des polluants. Ces biogaz sont obtenus à partir de déchets.

En effet, le déchet tend à devenir un produit de valeur, une matière première qui rentre progressivement dans un cycle de récupération et de recyclage, au profit des politiques économiques et dans l'intérêt d'un environnement sain et vivable. Dans cette nouvelle optique, la collecte des déchets ménagers dans le but d'une décomposition chimique et biologique, aboutit à l'apparition du Biogaz, ce dernier n'étant que le résultat de la fermentation de matières organiques animales et /ou végétales en absence d'oxygène. Cette fermentation est également appelée Méthanisation.

De plus, ce processus de fermentation peut être provoqué artificiellement, dans des digesteurs pour le traitement de boues d'épuration, des déchets organiques industriels, agricoles...

Le biogaz est composé essentiellement de méthane (CH_4) et de dioxyde de carbone (CO_2). Le processus de production du Biogaz est très répandu dans le monde. Très riche en bio méthane, ce gaz permet l'approvisionnement énergétique renouvelable, notamment en zones rurales, où la biomasse organique est abondante.

Il peut être utilisé comme carburant (biométhane) appelé également carburant vert pour véhicule. Celui-ci permet de supprimer les rejets de fumées dans l'atmosphère et de réduire les gaz à effets de serre. Le méthane biologique représente sa composante énergétique. Le biogaz a fait son apparition au cours des années **1682** par Boyle. Mais malgré ses bienfaits reconnus, beaucoup de pays ne profitent pas de cette énergie renouvelable. Toutefois, les pays asiatiques ont développé cette technique pour leur production énergétique par le biais d'un digesteur de type chinois et indien, et mis en place à Bombay en **1852**.

Au cours de la décennie 1980, plusieurs pays ont découvert l'importance de l'utilisation du biogaz. La Chine a atteint plus d'un milliard de m^3 par an [**1-4**] et les pays du Maghreb ne possédaient que 50 installations de production de biogaz [**5**].

Au sein du continent africain, seuls le Burundi et la Tanzanie détiennent les plus importantes installations, estimées entre 20 et 500 unités [**6, 7**]. Dans les pays industrialisés, le biogaz est récupéré, puis valorisé à partir des procédés anaérobies de traitement des déchets organiques. Dans ce contexte, au CDER (Centre de Développement des Energies Renouvelables), la Division Biomasse prospecte la filière de la production du biogaz à partir des déchets organiques qui reste une source énergétique non exploitée en Algérie.

2. Plan de l'étude

La thématique de notre sujet de thèse, porte sur l'optimisation de l'injection du combustible pilote dans les moteurs en mode dual-fuel. Le but de notre étude, consiste à analyser l'influence de l'injection du combustible pilote, sur la combustion dans les moteurs en mode dual-fuel, de même que le comportement des émissions polluantes (NO_x , HC). Cette thèse comprend deux volets, le premier, relève d'une étude numérique du modèle thermodynamique 0D, pour les moteurs diesel en mode dual-fuel, en utilisant le logiciel Matlab. Le second, concerne une étude expérimentale, qui complétera notre étude numérique, avec une comparaison entre les deux résultats, et une optimisation complète d'injection du combustible pilote.

Il est à noter que dans le présent travail, deux bancs d'essai moteur ont été pris en considération. Ces moteurs sont de type diesel mono-cylindre, à injection directe. Le premier

est fabriqué par le constructeur *LISTER PETTER* et le second par AVL. Ils sont conçus afin d'évaluer les caractéristiques de la combustion du moteur diesel, fonctionnant en mode dual-fuel (pression cylindre, délai d'auto-inflammation, durée de combustion, ainsi que le taux de dégagement de chaleur).

Le manuscrit comporte quatre chapitres principaux, présenté ci-dessous :

Chapitre I : Etat de l'art sur les moteurs diesel fonctionnant en mode dual-fuel.

Le premier chapitre décrit une recherche bibliographique résumant les différents travaux scientifiques, ayant pour objectif, une meilleure compréhension du fonctionnement du moteur en mode dual-fuel (les caractéristiques de la combustion, des émissions polluantes, et les performances du moteur diesel fonctionnant en mode dual-fuel).

Chapitre II : Présentation du banc d'essai moteur.

Ce chapitre, relate les moyens expérimentaux utilisés sur le banc d'essai du moteur diesel classique, converti en un moteur fonctionnant en mode dual-fuel. Ce chapitre, présente la première partie de notre travail expérimental, réalisé sur le banc d'essai moteur *LISTER PETTER*, en abordant les principaux moyens de contrôle et de mesure. La méthodologie expérimentale, ainsi que la présentation des essais moteurs réalisés, y sont également relatés.

Chapitre III : Optimisation et amélioration du fonctionnement du moteur dual-fuel.

Ce chapitre est scindé en deux parties, la première consiste en l'étude de l'utilisation du biogaz dans le moteur à allumage par compression, et par suite, de proposer une technique, à même de réduire les émissions polluantes, en préservant la performance du moteur à charge élevée. La deuxième partie, est consacrée à la seconde étude expérimentale, effectuée sur le banc d'essai AVL 5402 pour but d'améliorer le fonctionnement, les caractéristiques, ainsi que les émissions polluantes en mode dual-fuel.

Chapitre IV : Modélisation thermodynamique du moteur dual-fuel.

Ce quatrième chapitre est consacré à la modélisation thermodynamique en utilisant le logiciel Matlab. Un modèle prédictif a été développé, afin de modéliser le moteur diesel, fonctionnant en mode dual-fuel, alimenté à différents combustibles primaires. Une modélisation thermodynamique à une zone a été effectuée. La phase de combustion a été modélisée en utilisant une double loi de Wiebe. Les résultats de ce modèle prédictif ont été

comparés aux résultats expérimentaux sous différentes charges du moteur, réalisés sur le banc d'essai *LISTER PETTER*.

Enfin, nous achèverons notre manuscrit, par une conclusion générale, qui résumera les principaux résultats de notre étude, et de quelques perspectives.

Chapitre I :

Etat de l'art :
Revue bibliographique

Chapitre I : Etat de l'art, Revue bibliographique

Ce chapitre traitera de manière la plus exhaustive de la littérature l'utilisation d'un combustible gazeux, dans le moteur diesel converti en mode dual-fuel. Dans cette revue, il sera question d'une comparaison complète entre le fonctionnement du moteur diesel conventionnel, et de celui en mode dual-fuel (expérimentalement et numériquement). Le moteur monocylindre à injection directe diesel de recherche a été le plus fréquemment utilisé, et une large gamme de taux de substitution a été impliquée. La combustion, les caractéristiques d'émission, et de performance ont été à l'ordre du jour de différents travaux de recherche afin d'obtenir une meilleure compréhension du fonctionnement du moteur en mode dual-fuel (combustible gazeux/gazole).

I.1 Introduction

Dans le domaine automobile, les moteurs diesel sont largement utilisés dans le monde en raison de leur haute efficacité de combustion, fiabilité, adaptabilité et rentabilité [8, 9]. Cependant, les moteurs diesel sont parmi les principaux contributeurs à la pollution de l'environnement [10, 11]. Les principaux polluants nocifs provenant de ces moteurs sont les NOx et les particules. Ces dernières sont constituées de divers types de composés chimiques tels que le carbone élémentaire, le carbone organique, les ions inorganiques, etc... [12]. Ces particules ont des effets extrêmement néfastes sur la santé de l'Homme et détériore l'environnement. De nombreuses études ont prouvé que ces particules sont à l'origine des problèmes respiratoires et cardiovasculaires [13, 14] de même que les troubles neurodégénératives [15]. En outre, les gaz d'échappement du moteur diesel ont été identifiés comme cancérigène par l'organisation mondiale de la Santé (OMS) en Juin 2012 [16]. Dés lors, les directives européennes ont défini des valeurs limites d'émission de polluants, visant à réduire le taux de pollution automobile. Ceci a incité les constructeurs automobiles à poursuivre leurs recherches dans le développement de conception propre et efficace des moteurs.

Cependant, la difficulté réside dans l'amélioration du rendement du moteur, tout en minimisant les émissions polluantes, et, les techniques actuelles qui permettent une amélioration du rendement induisent malheureusement des émissions d'oxyde d'azote NOx. Il existe bien des procédés réduisant ce type d'émissions, mais ne sont pas bénéfiques en raison

des émissions des hydrocarbures HC et de particules en augmentation. La demande d'énergie s'accroît, et les ressources pétrolières diminuent. Par ailleurs, afin de répondre à l'augmentation de l'énergie à la mesure de la demande, tout en réduisant les émissions de polluants, l'utilisation de solution de carburant alternatif a été approuvée comme une solution intéressante, c'est pourquoi la Communauté des Etats Indépendants (CEI) a publié de nouvelles norme pour l'année 2020 comme le montre la figure I.1.

Figure I.1 : Analyse comparative des émissions : (Exprimées en g/km de CO₂). [17]
(CEI : Communauté des états indépendants)

Les chercheurs ont envisagé de développer le moteur diesel, et l'une des techniques présentées est la conversion du moteur diesel conventionnel en un moteur en mode dual-fuel. Cette conversion a pour objectif la réduction des émissions polluantes, et les coûts de carburant suite au développement des énergies renouvelables, qui sont à l'origine d'un grand intérêt pour la protection de l'environnement d'une part, et d'autre part au remplacement des combustibles fossiles en épuisement. Plusieurs chercheurs se sont penchés sur l'étude de ce type de moteur en utilisant le biogaz comme combustible primaire. Il est à noter que le biogaz, est un carburant recommandé pour les moteurs qui ont un taux de compression élevé. L'importance de son indice d'octane lui permet un bon rendement du moteur. Par ailleurs, il a été suggéré que le moteur fonctionnant en mode DF alimenté par du biogaz, peut être utilisé pour réduire la quantité de gazole injectée, et dans le même temps, diminuer les NO_x et les suies [18, 19]. Dans les moteurs diesel, et à proximité de l'injection du carburant gazole, la température de l'air est d'environ 553 K. Dans ces conditions, en fonctionnement DF le biogaz ne peut s'enflammer, sans la présence d'une petite quantité de carburant pilote, engendrant une augmentation de la température jusqu'à environ 1087K [20]. Il a été également observé, que le moteur en DF, nécessite une durée de combustion prolongée, et un allumage tardif [21]. Aussi, au moyen d'un combustible possédant un indice de cétane élevé, le délai d'auto-inflammation peut être réduit. En outre, une réduction des émissions de gaz d'échappement peut être également observée [22].

Divers combustibles gazeux (le méthane, le propane, le gaz naturel, le GPL, l'hydrogène....) peuvent être utilisés pour alimenter le moteur diesel fonctionnant en mode DF, tout en conservant le rendement du moteur, et en réduisant les émissions polluantes [23, 24]. Par ailleurs, la réduction de certaines émissions polluantes, et l'amélioration du rendement du moteur, peuvent être obtenues par l'optimisation de certains paramètres influençant ce mode de fonctionnement. Ces paramètres sont le taux de substitution, l'avance

à l'injection, la charge du moteur [25], et la température de l'air d'admission [26]. Srinivasan et al. [27] ont rapporté que le moteur DF (gaz naturel/gazole), pourrait contribuer à la réduction des émissions de dioxyde de carbone, en raison du faible rapport carbone-hydrogène. Le gaz naturel peut largement contribuer à diminuer aussi bien les émissions de NOx que de suies [28, 29], ce qui n'est pas aisé en mode diesel conventionnel.

Les chercheurs, Daouk et al. [30], Lounici et al. [31] ont étudié l'effet des performances et les émissions du moteur fonctionnant en mode dual-fuel biogaz/gazole ainsi que l'effet de la composition du biogaz introduit. Ils ont constaté que les biogaz contenant 70% de méthane (en volume) et environ 30% de dioxyde de carbone présentent de nombreux avantages en termes d'émissions, comparativement au mode diesel conventionnel. Par conséquent, la composition du biogaz doit être prise en considération car elle influe sur les performances du moteur ainsi que sur les émissions de polluants. Par ailleurs, le moteur en mode dual-fuel a connu un développement appréciable avec un autre combustible gazeux : le gaz naturel. Ce dernier est très prometteur et très intéressant dans le secteur des transports, le gaz naturel étant disponible dans plusieurs zones du monde et à des prix abordables. Bien que le composant principal du gaz naturel soit le méthane, qui est un gaz à effet de serre, le gaz naturel est toujours un carburant respectueux de l'environnement. La production et la consommation de gaz naturel dans le monde sont pratiquement équivalentes. Les plus grands consommateurs sont les Nord-Américains, qui exploitent leurs propres gisements de gaz naturel (voir la figure I.2). Environ la moitié des réserves mondiales de gaz naturel sont recensés en Iran, en Russie et au Qatar [17].

Figure I.2 : Production et consommation de gaz naturel en 2011 (en milliards de m³). [17]

Possédant un nombre de méthane élevé, le gaz naturel peut être utilisé dans les moteurs à taux de compression relativement élevé, et obtenir un rendement plus élevé par rapport à celui du moteur à essence. Le tableau I.1 résume les propriétés de différents carburants utilisés dans les moteurs à combustion interne. Cependant, il a été utilisé largement comme combustible d'appoint en moteur diesel, pour ses avantages économiques et environnementaux [32, 33]. La figure I.3 nous donne le nombre de véhicules alimenté par du gaz naturel dans deux pays européens (Italie et Allemagne) en 2011.

Figure I.3 : Nombre de véhicules fonctionnant au gaz naturel (en milliers) [17].

Les performances du moteur à allumage par étincelle alimenté par du gaz naturel sont déjà bien établies, tandis que, son utilisation dans les moteurs à allumage par compression, est toujours en cours de développement. L'utilisation du combustible gazeux d'une manière générale dans le moteur diesel, souffre des caractéristiques d'un allumage médiocre, en raison de la haute température d'auto-inflammation et du faible indice de cétane, en comparaison avec celui du gazole [34, 35]. Par conséquent, une source d'allumage est nécessaire dans le cylindre.

Tableau I.1 : Propriétés de différents carburants. [36, 37]

Propriétés du combustible	Natural gaz	Gazole	Essence
Pouvoir calorifique inférieur (MJ/kg)	48,6	42,5	43,5
Nombre de cétane	-	52,1	13-17
Nombre d'octane	130	-	85-95
Température d'auto-inflammation (°C)	650	180-220	310
Rapport stœchiométrique	17,2	14,3	14,56
Pourcentage de Carbone (%)	75	87	85,5

Il existe deux principales méthodes pour utiliser un combustible gazeux dans le moteur diesel, en fonction de son introduction dans le cylindre :

- **Injection indirecte du gaz**

Les moteurs fonctionnant en mode dual-fuel sont à la base des moteurs diesel converties en mode dual-fuel, afin d'utiliser deux combustibles qui brûlent simultanément dans le cylindre. Il s'agit d'un combustible pilote et d'un combustible primaire qui est de nature gazeuse présentant la majorité de l'énergie introduite dans le moteur. Ce type de moteur à combustion interne fonctionnent par auto-allumage du combustible pilote injecté dans un mélange air-combustible primaire fortement comprimé.

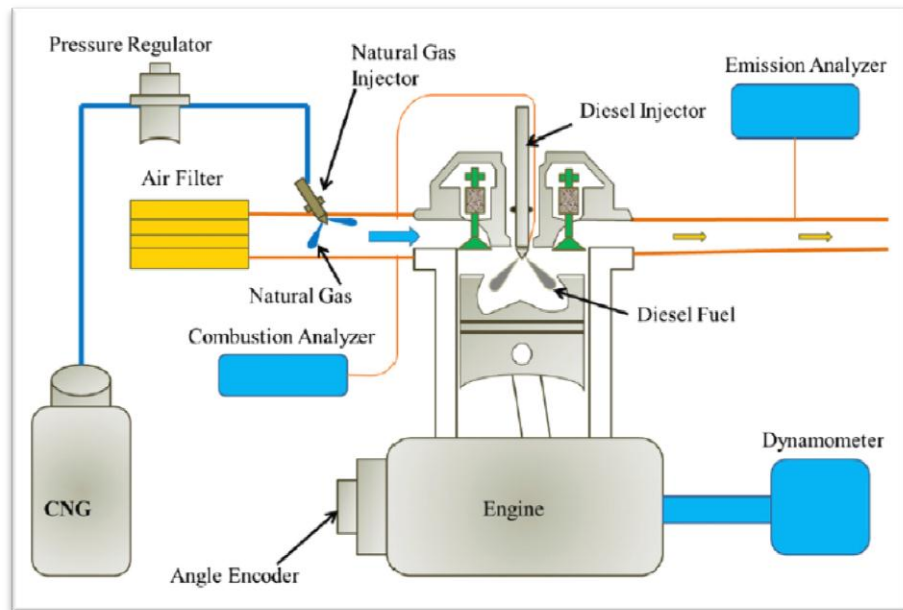


Figure I.4 : Schéma d'un moteur en mode dual-fuel à injection indirecte. (CNG : gaz naturel comprimé) [38].

Une faible quantité de combustible pilote est injectée peu avant le point mort haut (vers la fin de la compression) afin d'enflammer le mélange gazeux (combustible primaire) introduit dans le cylindre dans les conditions thermodynamiques (pression et température) correspondent aux conditions d'auto-inflammation de ce combustible pilote [39, 40]. Les deux dernières phases (détente et échappement) se déroulent de la même manière qu'au niveau des moteurs à allumage commandé ou par compression. La figure I.4, montre le schéma du principe de fonctionnement du moteur en mode dual-fuel à injection indirecte.

- **Injection directe du gaz à haute pression :**

Dans ce mode, à la fin de la phase de compression (avant le PMH), une petite quantité du combustible pilote (gazole) est d'abord injectée, suivie d'une injection directe du combustible primaire dans la chambre de combustion. Au début de l'injection du combustible gazeux, le combustible gazole s'auto-enflamme, et initie la combustion du combustible primaire [41, 42]. La figure I.5 représente le schéma du système HPDI (High Pressure Direct Injection). Comme il peut être visualisé dans la figure I.5 le gaz naturel présente une combustion qui n'est pas pré-mélangée [43]. Cette combustion stratifiée, offre une meilleure économie de carburant et une combustion plus efficace, en maintenant une puissance de sortie et un rendement effectif équivalent à ceux du moteur diesel conventionnel [44], en particulier, aux faibles et moyennes charges. Cependant, la structure de l'injecteur est plus compliquée et le coût est plus élevé.

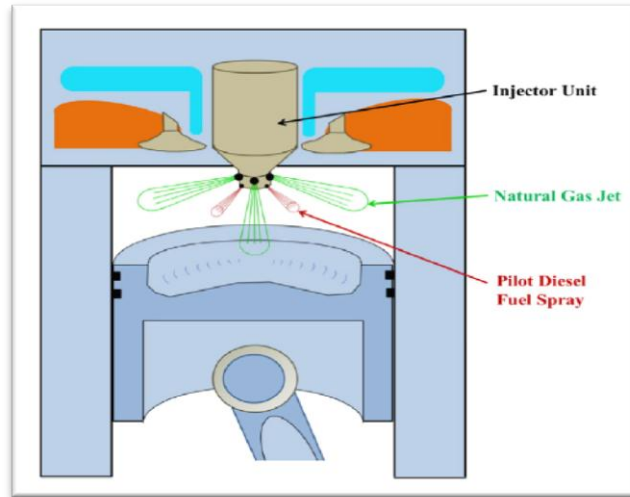


Figure I.5 : Le schéma d'un moteur en mode HPDI [45].

Il est de forme concentrique-aiguille spéciale à un injecteur à double carburant [45] et, il est indispensable au mode HPDI. Contrairement au mode dual-fuel, qui nécessite une introduction du combustible gazeux dans la chambre de combustion à basse pression, ce mode dual-fuel est plus aisé à mettre en œuvre, aussi bien dans le moteur diesel conventionnel, sans beaucoup de modification du moteur. Il est à noter que plus de 80% de carburant gazole, peut être réduit en mode dual-fuel [46]. Dans les études de Krishnan et al. [47] et Srinivasan et al. [48], la substitution du combustible pilote ne compte que pour environ 2-3%, et celle du gaz naturel a atteint 95%. Suite à ces constatations, le mode dual-fuel a fait l'objet de plusieurs recherches [49, 50]. Cependant, il est clair que le mode dual-fuel est plus pratique par rapport au mode de HPDI, ce qui confère au mode dual-fuel, l'un des moyens les plus prometteurs à l'utilisation du combustible gazeux dans les moteurs diesel.

I.2 Etude des caractéristiques et des performances d'un moteur dual-fuel

I.2.1 Pression cylindre et taux de dégagement de chaleur

Parmi les paramètres affectant la formation de polluants, ainsi que les performances du moteur, on notera la combustion du mélange gazeux dans la chambre de combustion [51]. Le combustible gazeux et le gazole sont deux types de carburants ayant des propriétés physico-chimiques. La combustion du gazole dans le cylindre est dite combustion de diffusion contrôlée [52], tandis que celle du gaz naturel est dite combustion de pré-mélange.

Il y a quelques années, Selim et al. [53] ont étudié expérimentalement l'effet de quelques paramètres, influençant la pression cylindre sur un moteur diesel (Ricardo E6) monocylindre, à injection indirecte. Ils ont remarqué que la pression maximale diminue avec l'augmentation de la vitesse de rotation du moteur, mais augmente avec l'avance à l'injection à la fois pour le diesel conventionnel et le mode dual-fuel. Deux ans plus tard, Papagiannakis et al. [54] ont

analysé l'effet du débit du gaz naturel injecté, sur la combustion pour trois différentes charges moteur et trois vitesses moteur. Les résultats ont montré que le pic de pression cylindre, était plus faible en mode dual-fuel par rapport à celui de diesel conventionnel pour les différents cas étudiés (voir la figure I.6).

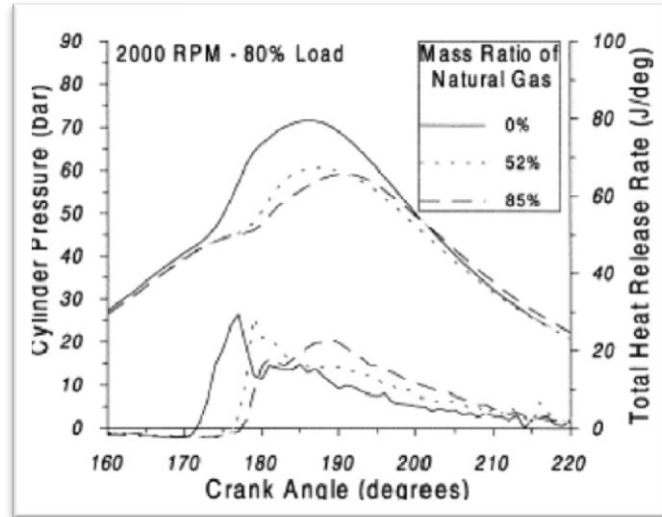


Figure I.6 : Signal de pression cylindre et du taux de dégagement de chaleur dans un moteur en mode dual-fuel [54].

Toujours dans la série d'essais moteur monocylindre en mode dual-fuel (gaz naturel/ gazole), les chercheurs Wannatong et al. [55] ont étudié les caractéristiques de combustion. Ils ont constaté que l'augmentation de la température d'admission pourrait conduire au problème de cliquetis. Une comparaison entre les caractéristiques de la combustion du moteur diesel conventionnel, et celui en mode dual-fuel (gaz naturel/ gazole) a été effectuée par Abdelaal et al. [56]. Deux charges moteur ont été étudiées (52% et 87%), avec une vitesse de rotation de 1600 tr/min. La quantité du combustible pilote (gazole) est maintenue constante afin de produire 20% de la charge nominale, alors que, l'augmentation de la charge moteur en mode dual-fuel, se caractérise par l'augmentation du débit de gaz naturel aspiré à l'admission. Ils ont constaté que la pression cylindre en mode dual-fuel, était de 6,2 bar à 6,7 bar, nettement inférieure par rapport au mode diesel conventionnel.

Les effets du gaz naturel dans le moteur en mode dual-fuel, sur la pression cylindre et le taux de dégagement de chaleur, ont été étudiés par Lounici et al. [57], Papagiannakis et al. [58]. Leurs études ont montré que la pression dans le cylindre au cours de la course de compression (prés du PMH) était légèrement inférieure en mode dual-fuel. Dans l'étude de Papagiannakis, le pic de pression cylindre en mode dual-fuel est toujours inférieur à celui du mode diesel conventionnel, ceci est valable à faible et à forte charge moteur. Lounici et al. [57] ont confirmé les résultats de Papagiannakis et al. [58] relatifs aux faibles charges. Par

contre à forte charge, le pic de pression cylindre en dual-fuel devient plus élevé, que celui du mode diesel. Ceci est dû à l'amélioration de la combustion du combustible gazeux. Par conséquent, un taux dégagement de chaleur, plus importante en mode dual-fuel (Voir la figure I.7).

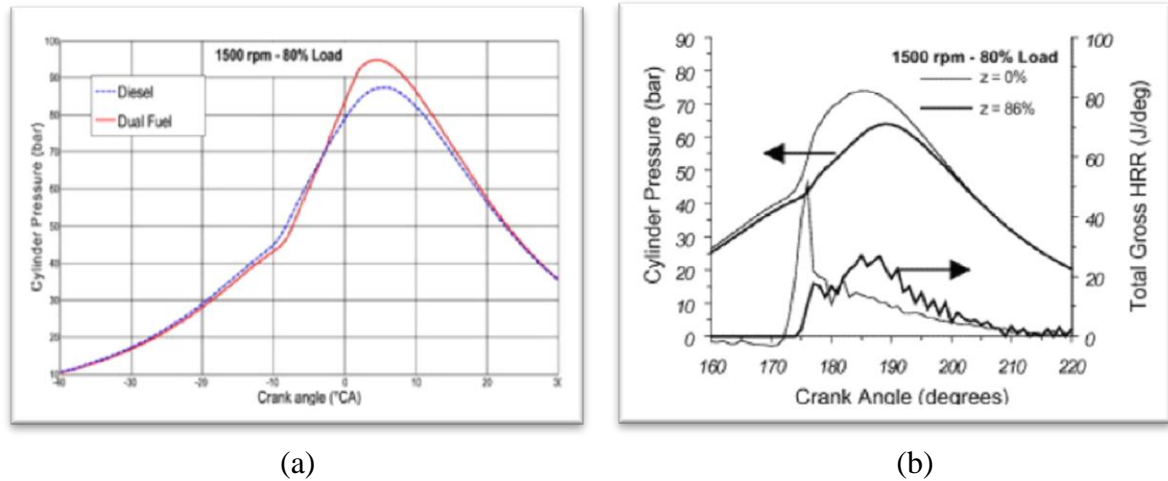


Figure I.7 : Comparaison du signal de pression cylindre pour le moteur fonctionnant en mode dual-fuel et diesel conventionnel. (a) [57], (b) [58].

Cependant, en raison de fonctionnement du moteur DF alimenté par du gaz en conditions très pauvres, les chercheurs [59, 60] ont opté pour l'avance à l'injection du combustible pilote dans le but d'avoir une réduction des hydrocarbures imbrulés et voir la possibilité d'améliorer le rendement de ce mode de fonctionnement. Ils ont constaté qu'en augmentant l'avance à injection les températures s'élèvent à des mélanges pauvres, en raison de la combustion est proche du PMH. De plus, les émissions de HC diminuent pour des mélanges plus riches. Ceci peut être expliqué par l'augmentation de la température au cours de la combustion. Par ailleurs, cette augmentation induit malheureusement à une importante concentration des émissions de NOx au niveau des gaz d'échappement. Concernant le rendement, Makareviciene et al. [60], ont observé une amélioration du rendement de la combustion avec des avances à l'injection plus grandes.

Récemment, les effets de la quantité du combustible pilote gazole, et l'avance à l'injection sur le rendement pour un moteur fonctionnant en mode dual-fuel ont été analysés par Sun et al. [38]. Les résultats (voir la figure I.8) ont montré que l'avance à l'injection du combustible pilote, mène à l'apparition précoce du pic de pression, et à une progression du signal de pression cylindre, jusqu'à atteindre sa valeur maximale.

Deux pics du taux de dégagement de chaleur ont été observés. Le premier, correspond à la combustion précoce du combustible pilote en augmentant la quantité injectée, tandis que le deuxième pic, correspond à la combustion de la charge restante à 10°V après le PMH.

Concernant le délai d'auto-inflammation, il est plus long avec l'avance à l'injection, et plus court avec l'augmentation de la quantité de gazole injectée, d'après Zho et al. [61].

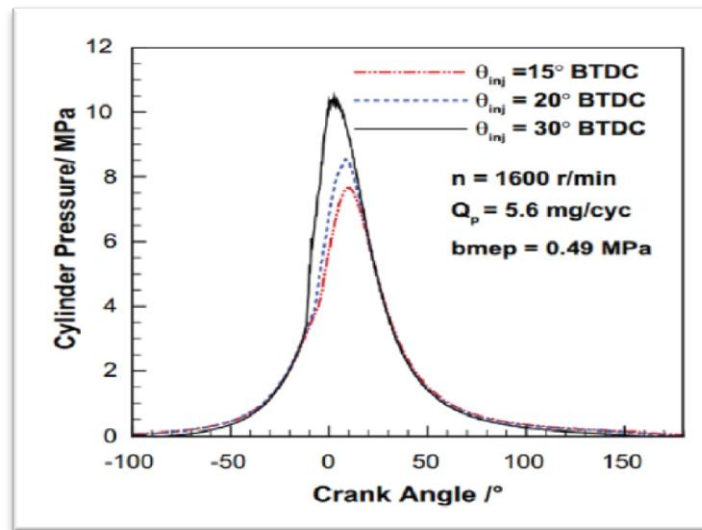


Figure I.8: Signal de pression cylindre pour différentes avance à l'injection [38].

D'autres types d'injection de gaz, ont été considérés par Yang et al. [62, 63], leur étude était axée sur les caractéristiques de la combustion dans un moteur suralimenté en mode dual-fuel (GN/gazole), à injection directe (rampe commune). Ils ont constaté qu'à faibles charges, le retard à l'injection du GN, améliore la propagation de la flamme. Par conséquent, l'amélioration de la combustion du gaz naturel. Cependant, à fortes charges, un impact négatif sur le rendement de la combustion a été observé, en retardant l'injection du gaz naturel.

I.2.2 Délai d'auto-inflammation

Le délai d'auto-inflammation d'un carburant est par définition, le temps nécessaire à ce carburant pour s'enflammer dans des conditions de température et de pression données. Une série de processus physiques et chimiques, se produisent pendant le délai d'auto-inflammation avant la combustion. Il se calcule à partir du moment d'injection du combustible pilote dans la chambre, et à l'instant où la combustion débute. Plusieurs chercheurs ont constaté que le délai d'auto-inflammation est plus long en mode dual-fuel, qu'en diesel conventionnel. Quelques raisons peuvent être attribuées à cette constatation, nous citons parmi elles :

- La capacité thermique spécifique plus élevée du gaz qui conduit à un délai d'auto-inflammation plus long.

-Le gaz peut arrêter l'auto-allumage du gazole, en raison de l'effet de couplage des radicaux libres, provoquant ainsi un retard plus important à l'allumage. De ce fait, le délai d'auto-inflammation est plus long, à cause des facteurs chimiques [64].

Wang et al. [65], ont mené une étude sur les caractéristiques de la combustion, et les émissions de gaz d'échappement du moteur diesel en mode dual-fuel (gaz naturel/ gazole), en variant l'avance à l'injection du combustible pilote. Ils ont constaté que l'avance à l'injection, à un effet important sur le délai d'auto-inflammation. Ceci peut être visualisé dans la figure I.9 illustrée ci-dessous. Une importante avance à l'injection, mène à un allumage différent que celui du moteur diesel conventionnel, dans le sens où il ne se produit pas à un endroit précis dans la pulvérisation, qui est un mode d'auto-inflammation en deux étapes. Ils ont conclu que les résultats sont satisfaisants avec un rendement thermique plus élevé (35 %), il y a lieu de réduire les émissions de NOx à (60 ppm) et les HC à (40 %), lorsque l'avance à l'injection est de 42,5 °V avant le PMH [65].

De nombreuses études [66, 67], ont rapporté que les moteurs en mode dual-fuel fonctionnent, avec une faible quantité du combustible gazeux à faible charge. Les résultats montrent que les performances du moteur, sont plus faibles et les concentrations des émissions de monoxyde de carbone sont plus élevées, par rapport aux valeurs observées en moteur diesel conventionnel. Cependant, de nombreux chercheurs ont étudié les performances et les émissions, des deux moteurs alimentés avec des combustibles gazeux et liquides.

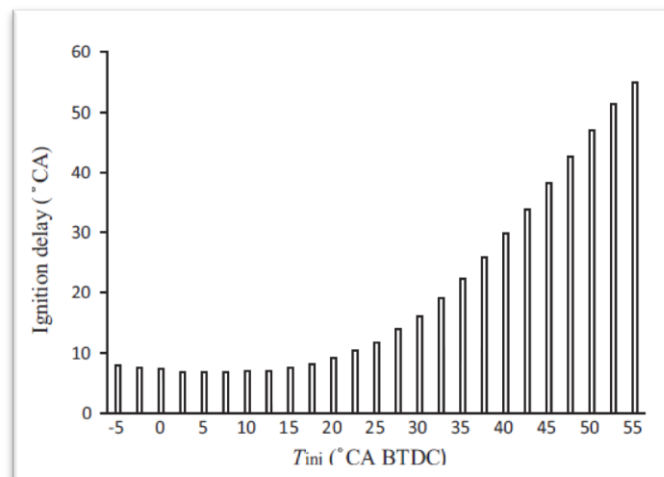


Figure I.9 : Effet de l'avance à l'injection sur le délai d'auto-inflammation (1335 tr/min). [65]

Certains chercheurs ont utilisé des combustibles liquides de remplacement comme un carburant pilote tels que l'huile de riz [68], l'huile Honge [69], le biodiesel [70], et l'huile de déchets en caoutchouc [71]. Leurs études ont montré que les émissions de NOx du moteur en mode dual-fuel, sont inférieures à celles du diesel conventionnel. La quantité de combustible

pilote, est l'une des variables les plus importantes qui peut contrôler les performances et les émissions de moteur en mode dual-fuel. Malgré cette importance il se trouve que ce paramètre est très peu étudié. L'effet de la quantité du combustible pilote sur le rendement ainsi que sur les émissions polluantes d'un moteur fonctionnant en mode dual-fuel, a fait l'objet d'une investigation de Pisarn Sombatwong et al. [72]. Leur résultats expérimentaux montrent que la quantité croissante de carburant pilote améliore le rendement thermique, et permet de réduire les émissions de CO à faible charge moteur. Cependant, le gain de gazole est toujours diminué lorsque la quantité de carburant pilote est supérieure à sa condition optimale. Une économie de 70% du combustible pilote (gazole), a été constatée dans l'utilisation du moteur en mode dual-fuel d'après [67].

En outre, la composition du mélange, la température et pression dans le cylindre, ont un effet sur le processus de l'allumage du combustible pilote. L'auto-inflammation se produit à une position d'angle vilebrequin donnée au début de l'injection, à condition que le mélange ait suffisamment de temps pour devenir plus ou moins homogène [73]. La combustion dans les moteurs diesel conventionnels peut généralement être divisée en quatre phases : (1) délai d'auto-inflammation, (2) Phase de pré-mélange ou combustion rapide. (3) phase de combustion contrôlée, (4) Phase de la fin de combustion [52].

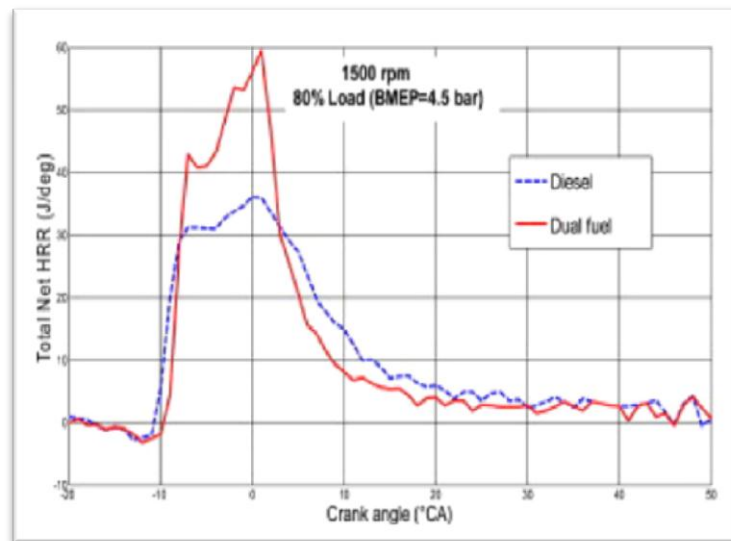


Figure I.10 : Comparaison du taux de dégagement de chaleur entre le mode conventionnel et dual-fuel [57].

Au niveau du moteur diesel classique, la plupart des carburants sont consommés pendant la phase de combustion contrôlée. Par ailleurs, en mode dual-fuel une grande partie du gazole est remplacé par le combustible gazeux, où le délai d'auto-inflammation est plus long. D'après la littérature, il est clair que le processus de combustion du mode dual-fuel, est différent par rapport au diesel conventionnel, comme le montre la Figure I.10 [57].

Lors de la deuxième phase de combustion en moteur dual-fuel, le combustible pilote commence à brûler et enflamme le gaz. En raison de la faible quantité de gazole, et l'importante concentration du mélange gaz/air, le taux de dégagement de chaleur est supérieur à celui de diesel conventionnel. À la troisième phase de la combustion en mode diesel conventionnel, en raison de la vitesse de la propagation de la flamme, par rapport à celle du combustible gazole le pic du taux de dégagement de chaleur, est généralement plus élevé. De plus, avec un délai d'auto-inflammation plus long, la durée de combustion est prolongée, comme le montre la Figure I.10 [57]. En conséquence, il n'y a plus de carburant brûlé dans la quatrième phase, ce qui peut conduire à une température d'échappement moins importante. Ainsi, la combustion de pré-mélange du gaz naturel, peut être favorisée, en raison de l'augmentation des concentrations de mélange et de l'avance de l'injection pilote, comme le montre la Figure I.10 [57]. Les chercheurs Debabrata et al. [74], ont étudié l'effet de l'injection de l'ether di-ethylique (DEE) sur le rendement et les caractéristiques de la combustion, ainsi que les émissions du moteur fonctionnant en mode dual-fuel, alimenté par l'ester méthylique de l'huile de karanja (KME)-biogaz. Le DEE a été injecté en petite quantité (2%, 4% et 6%) à l'aide d'un injecteur électronique. L'avance à l'injection de KME a été fixée à 24,5 °V avant le PMH, tandis que le biogaz, a été introduit à un débit massique de 0,9 kg/h. Ils ont constaté que le cas de BDFM24.5/DEE4 (biodiesel-biogaz en mode dual-fuel, avec une avance d'injection de 24,5 et une injection DEE de 4%), a donné de meilleur résultat sur le plan de la combustion, de la performance et de caractéristiques d'émissions, que ceux des autres cas d'injection. A pleine charge, BDFM24.5/DEE4 présente une amélioration du rendement de 2,3%, et une réduction de consommation spécifique, d'environ 5,8% que celle de BDFM24.5.

I.2.3 Effet sur les performances

Le rendement effectif (η_{eff}), est le rapport de la puissance mécanique du moteur, et de l'énergie de carburant consommé par le moteur. Il indique l'efficacité avec laquelle l'énergie d'entrée est convertie en énergie utile [52]. En étudiant le moteur diesel fonctionnant en mode dual-fuel, les chercheurs visent à améliorer son rendement. Abd Alla et al. [75, 76] ont réalisé des essais afin d'étudier l'effet de la quantité du combustible pilote, et l'avance à l'injection du gazole, sur le rendement effectif d'un moteur diesel en mode dual-fuel, alimenté par du gaz naturel. Leurs résultats ont montré qu'avec l'accroissement de la quantité du combustible pilote diesel, et l'avance à l'injection, le rendement thermique du moteur est amélioré à faibles charges, en raison de la haute pression et de la température. L'effet de l'avance à l'injection du combustible pilote sur le rendement du moteur a été considéré par Krishnan et al. [47].

Une étude expérimentale a été réalisée sur un banc d'essai moteur diesel monocylindre, alimenté par du gaz naturel. Le moteur fonctionnant à pleine charge, avec une vitesse de 1700 tr/min, présente une augmentation du rendement de 38 % à 43 %, lorsque l'avance à l'injection est de 15 à 45°V avant le PMH. Par ailleurs, avec une avance à l'injection de 60°V avant le PMH, le rendement effectif diminue. Il en résulte de l'étude de Papagiannakis et al. [77], que l'augmentation du taux de substitution du gaz naturel conduit à une diminution du rapport air-carburant de même qu'à un rendement du moteur en mode dual-fuel plus faible eu regard à celui du diesel conventionnel. La baisse du η_{eff} en mode dual-fuel, était plus évidente à des charges faibles et à charges intermédiaires. De plus, à fortes charges et avec un taux de substitution de gaz élevé, le rendement est légèrement amélioré. Abdelaal et al. [78] se sont également penchés sur l'étude du rendement du moteur dual-fuel alimenté par du gaz naturel, à une vitesse de 1600 tr/min, pour des charges comprise entre 43% et 95%. Dans de même conditions, le rendement du moteur en mode dual-fuel, était inférieur par rapport à celui du moteur diesel conventionnel à charges intermédiaires, et plus important à charges élevées. Ces chercheurs ont constaté une amélioration de 3% du rendement à 95% de la charge du moteur. Une comparaison entre le rendement du moteur diesel conventionnel et de celui fonctionnant en mode dual-fuel, alimenté par du gaz naturel a été réalisée par Cheenkachorn et al. [79], en considérant un domaine de vitesse allant de 1100 tr/min à 2000 tr/min. Selon l'analyse des résultats obtenus, il en ressort que le rendement du moteur en mode dual-fuel était inférieur à celui du diesel conventionnel et ce, sur tout l'intervalle de la vitesse testée. Cependant, à une vitesse supérieure à 1700 tr/min, le η_{eff} diminue considérablement. Cet écart de rendement était de 3,50% sur l'ensemble de vitesse testée. Ces résultats ont été confirmés par Imran et al. [80]. En outre, Sorathia et al. [81] ont constaté que le biogaz n'a pas montré une détérioration sur les performances du moteur en mode dual-fuel.

I.3 Effet sur les émissions polluantes

I.3.1 Effet sur les NO_x

Les NO_x sont considérés comme les plus néfastes, parmi les émissions du moteur. Ils sont principalement dus à l'émission du composé de monoxyde d'azote (NO) et du dioxyde d'azote (NO₂). Cependant, le NO est le composant principal, et il représente souvent plus de 90% des émissions de NO_x, à l'intérieur du cylindre moteur. La formation de NO dans la zone de combustion, est complexe chimiquement. Deux mécanismes typiques sont impliqués, on citera, le mécanisme thermique (Zeldovich mechanism) et le mécanisme précoce (mécanisme Fenimore). Dans le mécanisme thermique, la formation de NO est considérablement

influencée par la température et la concentration d'oxygène dans le cylindre. De ce fait, la formation du NO, se produit lorsque la température est supérieure à 1800 K, ainsi, le taux de formation, augmente de façon exponentielle avec l'augmentation de la température du cylindre [63]. Dans le second mécanisme, la formation de NO, est dirigée par les fragments d'hydrocarbures intermédiaires, de la combustion du carburant [64].

La comparaison des émissions de NO_x, entre le moteur diesel en mode conventionnel et celui en mode dual-fuel, a été effectuée par plusieurs chercheurs, parmi eux, Papagiannakis et al. [58], qui ont noté que, sous toutes les charges du moteur, les émissions de NO_x en mode dual-fuel, étaient inférieures à celles du mode normal. De plus, il a été observé par Cheenkachorn et al. [79] que les émissions des NO_x, diminuent avec l'augmentation de la vitesse du moteur, aussi bien en mode diesel qu'en mode dual-fuel. Les effets de la quantité du combustible pilote gazole, et l'avance à l'injection, sur l'émission de NO_x dans un moteur fonctionnant en mode dual-fuel (gaz naturel/ gazole) ont été analysés par Abd Alla et al. [75, 76]. Ils ont découvert que les émissions de NO_x, augmentent avec la quantité du combustible pilote, à faible et à forte charges moteur, et avec l'avance à l'injection du gazole, ce qui conforte les résultats de Singh et al. [82]. De même, Liu et al. [83], ont également étudié l'effet de la quantité de carburant pilote sur les émissions de NO_x, pour trois régimes différents d'un moteur fonctionnant en mode dual-fuel (gaz naturel/ gazole). Ils ont déduit que les émissions ont été réduites de 30%, en comparaison avec celles du moteur diesel conventionnel. Selon eux, ceci est dû à la consommation du combustible pilote à de faibles conditions de prémélange, et qui a conduit à une température locale plus basse. Des stratégies de réduction des émissions de NO_x dans un moteur à gaz naturel monocylindre, ont été adoptées par Krishnan et al. [47]. De plus faibles émissions de NO_x, ont été observées pour une utilisation de petites quantités du combustible pilote (2-3% sur une base énergétique), afin d'enflammer le mélange homogène (gaz naturel/air). Imran et al. [80] ont constaté une réduction significative d'émission de NO_x en mode dual-fuel, ce qui est dû à la grande capacité thermique du gaz naturel, réduisant ainsi la température dans le cylindre. De ce fait, les résultats ont montré une réduction plus importante de NO_x, pour une charge du moteur variant de 40 % à 53 %.

I.3.2 Effet sur les CO

Le CO est également classé parmi les émissions les plus nocives du moteur. Sa formation est due à la combustion incomplète du carburant, et de la température dans le cylindre. Ces deux paramètres, contrôlent la vitesse de décomposition du carburant ainsi que son oxydation [52]. Une quantité importante de CO, est généralement générée dans les

régions plus riches en carburant, en raison d'absence d'oxygène. Cependant, une grande quantité de CO, peut être également produite dans la région pauvre en carburant, lorsque la température de la combustion est inférieure à 1450 K [84]. Abd Alla et al. [75, 76], de même que Liu et al. [83], ont étudié l'effet de la quantité du combustible pilote gazole, et l'avance à l'injection, sur les émissions de CO dans un moteur monocylindre, alimenté par du gaz naturel. Une diminution des émissions de CO, due à l'augmentation de la quantité du combustible pilote et à l'avance à l'injection a été constatée par Abd Alla et al. [75, 76]. Selon ces chercheurs, cette diminution est engendrée par l'amélioration du processus de la combustion. En revanche à forte charge, les émissions de CO sont considérablement élevées en mode dual-fuel en comparaison avec celui du mode diesel conventionnel [83]. Cette augmentation a été expliquée par la présence de certaines zones d'extinction de la flamme dans la chambre de combustion, et une incomplète oxydation du prémélange [83].

Des émissions plus élevées de CO dans un moteur en mode dual-fuel à grande vitesse, alimenté par du gaz naturel/ gazole, ont été observées par Papagiannakis et al. [77]. Ils ont conclu que l'augmentation du taux de substitution du gaz naturel, accompagnée d'une réduction du rapport air-combustible, a favorisé le mécanisme de formation de CO. Cependant, avec l'augmentation du taux de substitution du gaz naturel, ils ont constaté une augmentation des émissions de CO, à des faibles et intermédiaires charges du moteur en mode dual-fuel. A fortes charges, une légère réduction des émissions de CO, a été observée avec l'augmentation du taux de substitution du gaz naturel.

Cependant, une réduction des émissions de CO, a été observée à fortes charges du moteur par Gatts et al. [85], bien après Egusquiza et al. [86] qui ont également étudié l'effet du taux de substitution du gaz naturel. Une remarquable augmentation de la concentration des émissions de CO, a été mesurée dans le moteur fonctionnant en mode dual-fuel, en élevant le taux de substitution du combustible primaire. Toutefois, pour un taux de substitution de gaz naturel variant entre 60% et 70%, une diminution des émissions de CO a été observée. Selon Cheenkachorn et al. [79], la vitesse de rotation (variant de 1100 tr/min à 2000 tr/min) du moteur diesel de véhicules lourds, fonctionnant en mode dual-fuel, a un effet sur les émissions de CO. Ces émissions sont élevées, sur toutes les plages de vitesse du moteur en mode dual-fuel, contrairement aux résultats des chercheurs Egusquiza et al. [86], qui ont étudié l'effet de la vitesse de rotation d'un moteur diesel à 4-cylindres à injection directe, sur une plage variant de 1600 tr/min à 2600 tr/min, la vitesse de rotation ne semblait pas avoir un effet significatif sur les émissions de CO.

I.3.3 Effet sur les hydrocarbures imbrulés HC

L'émission de HC, est une des émissions due à la combustion incomplète des hydrocarbures, pourtant, l'oxydation complète de HC se fait à basse température [83]. Shioji et al. [87] ont étudié l'effet de certains paramètres opérationnels, sur l'émission de HC dans un moteur monocylindre en mode dual-fuel. Ils ont conclu qu'afin d'éliminer les émissions de HC pour les charges faibles et intermédiaires, la quantité injectée du combustible pilote doit être augmentée avec une avance à injection. Cependant, afin de minimiser les émissions de HC il est recommandé d'éviter les mélanges très pauvres en gaz naturel. Une analyse des émissions de HC dans un moteur fonctionnant en mode dual-fuel a été effectuée par Papagiannakis et al. [54, 58] et Abdelaal et al. [78]. Des émissions importantes en mode dual-fuel, et juste quelques traces en mode diesel conventionnel ont été remarquées. Ces émissions, ont augmenté jusqu'à une valeur de 150 g/kg gazole [25] ou 6000 ppm [54, 58]. En outre, malgré la diminution des émissions de HC dû à l'augmentation de la charge dans le moteur fonctionnant en mode dual-fuel, la concentration des émissions de HC, restent beaucoup plus élevés en mode dual-fuel, qu'en mode diesel conventionnel.

L'augmentation des émissions de HC, peut être produite aussi, par l'effet de la variation de la vitesse du moteur, ou par une augmentation des émissions plus importantes en mode dual-fuel, observée par Egusquiza et al. [86]. A faible charge, les émissions de HC augmentent rapidement avec l'augmentation du taux de substitution du gaz naturel. Les émissions de HC sont passées de 160 ppm à 20360 ppm, lorsque le taux de substitution est passé de 0% à 69%, ce qui est 127 fois plus élevés. Par contre, à charge élevée, les émissions HC augmentent plus lentement, ou diminuent pour des taux de substitutions élevés. Leur étude a également montré que pour un taux de substitution constant, les émissions de HC diminuent avec l'augmentation de la charge du moteur, et augmentent simultanément avec la vitesse du moteur. Pour des moteurs diesel de véhicules lourds, les émissions HC sont remarquablement plus élevées en mode dual-fuel (gaz naturel/ gazole) à charge élevée, pour des vitesses variant de 1100 tr/min à 2000 tr/min [84]. Les émissions de HC en mode dual-fuel étaient, de 4000ppm correspondant à 110 fois plus élevées que celles en mode classique [84].

Un des paramètres influençant aussi les émissions de HC, est la quantité du combustible pilote injectée. Singh et al. [82], ont observé une concentration d'émission de HC de plus de 10.000 ppm, en mode dual-fuel à charges faibles et intermédiaires. Par contre, à forte charge, les émissions de HC, diminuent de manière significative avec l'augmentation de la quantité du combustible pilote (2000 ppm à pleine charge). Alors que, et selon Liu et al. [88] à faible charge, en augmentant la quantité du combustible pilote gazole, les émissions

HC ont également présentées une diminution. Leur étude a montré aussi que près de 90% d'émission de HC, étaient composés de méthane imbrûlé. Les effets de la quantité de carburant gazole pilote, et de l'avance à l'injection sur les émissions d'échappement, dans un moteur dual-fuel gaz naturel/gazole ont également été étudiés par Sun et al. [38]. Ils ont constaté que les émissions HC ont diminué linéairement, avec l'augmentation de la quantité du combustible pilote à forte charges. Une relation de compromis, entre les émissions de NO_x et de HC dans les moteurs fonctionnant en mode dual-fuel, a été conclue. Ce compromis a été confirmé par Gibson et al. [89].

I.3.4 Effet sur le dioxyde de carbone CO₂

Le dioxyde de carbone (CO₂), est un produit de la combustion des hydrocarbures. Le carburant hydrocarboné est en premier lieu oxydé en CO, lors du processus de la combustion. En présence d'une température suffisamment élevée dans le cylindre, et avec la présence d'oxygène, le CO est oxydé pour former du CO₂. Ainsi, la formation de CO₂ dépend fortement de la température, et de la concentration d'oxygène dans le cylindre. Une comparaison des émissions CO₂, de trois moteurs, monocylindre diesel en mode conventionnel, en mode dual-fuel (GN/ gazole) et en mode dual-fuel (gaz naturel/ gazole) avec une avance à injection du combustible pilote gazole, a été entreprise par Nwafor et al. [90]. Ils ont noté une réduction des émissions de CO₂ pour le moteur fonctionnant en mode dual-fuel, et que la plus faible concentration des émissions de CO₂, revient au moteur fonctionnant en mode dual-fuel, avec une avance à l'injection.

L'effet du gaz naturel sur les émissions de CO₂, dans un moteur diesel lourd, fonctionnant en mode dual-fuel à différentes vitesses du moteur, a été étudié expérimentalement par Cheenkachorn et al. [79]. Le moteur était opérationnel à pleine charge, avec une vitesse de rotation allant de 1100tr/min à 2000 tr/min. Une faible émission de CO₂ a été observée sur toute la plage de la vitesse de rotation du moteur testé, en comparaison avec celle du diesel conventionnel. Les résultats ont également montré que les émissions de CO₂, ont diminué avec l'augmentation de la vitesse du moteur diesel. Des tests ont été effectués sur un moteur diesel monocylindre, converti en mode dual-fuel, dans le but d'analyser les émissions de CO₂ à différentes charges du moteur [31]. Les résultats font ressortir qu'à basse charge, l'écart des émissions CO₂ n'est pas significatif, mais, à forte charge, en raison de la quantité croissante aspirée de gaz naturel, cet écart est plus important. Les émissions de CO₂ en mode dual-fuel, sont inférieures à celles du diesel conventionnel, sur toute la plage de charges testées [31]. D'autres tests ont été menés sur le même type de moteur, où l'effet de l'addition de gaz naturel sur l'émission de CO₂, a été l'objet d'étude [80]. Le moteur en mode

dual-fuel produit moins de CO₂ (une réduction de 23% et de 30%), en raison de la composition du gaz naturel, qui est plus faible en carbone par rapport à l'hydrogène.

I.3.5 L'effet sur les suies

L'émission de particule (PM), est l'une des principales préoccupations attribuées aux moteurs diesel. Les PM sont un mélange complexe de carbone élémentaire, qui est une variété d'hydrocarbures, composée de soufre et d'autres espèces [91]. Il se compose essentiellement de certains composés organiques, de la matière carbonée (connue comme la suie), et des sulfates [92]. La formation et l'oxydation des particules de suie, ont une excellente relation avec la température locale, et la concentration en oxygène. Les particules de suie, sont formées très tôt dans le processus de la combustion diffusive due à la dissociation des combustibles à haute température, en absence d'oxygène. Des lors, la plupart d'entre elles sont oxydés à très haute température, avec la présence de l'oxygène. Bien que la combustion du moteur diesel est généralement dans des conditions d'excès d'oxygène, la formation d'un mélange homogène, est très importante pour réduire les particules.

Liu et al. [88], ont étudié l'émission de suies d'un moteur diesel, fonctionnant en mode dual-fuel (gaz naturel/ gazole). Ils ont remarqué que le moteur dual-fuel, était toujours sans fumée à basses vitesses et à faible charge. De même, à forte charge, l'ajout du gaz naturel a également abaissé les émissions de suies, en comparaison avec le mode de diesel conventionnel. Papagiannakis et al. [58], ont comparé les émissions de suie pour le moteur fonctionnant en mode diesel et en mode dual-fuel à des vitesses et des charges de moteur différentes. En mode dual-fuel, la quantité de carburant pilote gazole est maintenue constante, alors que, la charge du moteur, a été ajustée en augmentant ou en diminuant la quantité de gaz naturel. Les résultats ont montré qu'avec l'augmentation de la charge du moteur, les émissions des suies ont augmenté en mode diesel. Une réduction des suies a été observée en mode dual-fuel avec l'augmentation de la charge. Papagiannakis et al. [54] ont également étudié l'effet du débit du gaz naturel sur les émissions de suies. Ils ont indiqué que les émissions de suie ont fortement diminuées, suite à l'augmentation du taux de substitution du gaz naturel. A des charges élevées, et pour un taux de substitution de gaz naturel élevé, le moteur en mode dual-fuel est efficace pour la réduction des émissions de suie.

La quantité de combustible pilote injectée, est l'un des paramètres influençant les émissions de suie d'un moteur diesel, en mode dual-fuel. Selon Liu et al. [83], une faible émission de suie dans le moteur dual-fuel a été observée. De plus, avec l'augmentation de la quantité du combustible pilote gazole, une augmentation des suies a été observée. Lounici et al. [31] ont constaté que le mode dual-fuel, est une technique très efficace pour réduire les

émissions de suie, en particulier à des charges élevées, où les émissions de suie ont été largement produites. Les émissions de suie sont considérablement plus faibles en mode dual-fuel, en comparaison au diesel conventionnel, pour toutes les charges moteur testées.

I.4 Modélisation du cycle moteur

De nos jours la modélisation numérique est très répandue en raison du moindre coût par rapport au moyen financier qu'implique une étude expérimentale. Cette modélisation peut être basée sur des modèles thermodynamiques, théoriques...etc. L'étude du cycle thermodynamique de moteur dual-fuel, fonctionnant avec des combustibles tels que : le biogaz ou le GPL a été réalisée par Bilcan [93]. Les méthodes d'analyses ont porté sur le délai d'auto-inflammation et le processus de la combustion, qui se fait en trois étapes distinctes. Leur modèle était basé sur une triple loi de Wiebe. Des modèles prédictifs ont par ailleurs été développés afin de déterminer l'évolution de la pression cylindre. Lounici et al. [94], ont optimisé le choix de corrélation du transfert de chaleur, pour un moteur à allumage commandé alimenté par du gaz naturel, en développant un modèle thermodynamique à deux zones. Awad et al. [95] ont développé un modèle thermodynamique à une zone, afin d'étudier les performances d'un moteur diesel, fonctionnant avec du biodiesel obtenu à partir de la graisse animale. La combustion du biodiesel a été modélisée à l'aide d'une triple loi de Wiebe. Maghbouli et al. [96], se sont basés sur l'étude CFD de la simulation de la combustion en mode dual-fuel. Ces études, nécessitent généralement une combinaison entre la chimie détaillée et l'écoulement, pour une résolution à l'aide du code KIVA-3V. Les termes sources dans les équations de conservation de l'énergie, et les espèces dues à des réactions chimiques, sont calculés par intégration du solveur de la chimie CHEMKIN dans le code KIVA-3V. Les concentrations de NO_x et de CO ont tendance à augmenter pour une quantité de carburant pilote plus élevée, lors de son injection [96]. Sur la base de la documentation disponible, il semble que la combustion des moteurs en mode dual-fuel n'est pas suffisamment comprise pour développer des modèles prédictives avec une bonne précision. En raison de la mauvaise concordance que présentent les modèles numériques développés avec les mesures expérimentales [97].

I.5 Conclusion

Il ressort de la recherche bibliographique, que l'utilisation du combustible gazeux présente une énergie renouvelable intéressante. Il garantit l'approvisionnement en énergie, et contribue dès à présent à la réduction des certaines émissions polluantes. De plus, en raison

des préoccupations que connaît l'environnement, et de la constante quête d'énergie moins polluante. Le développement du moteur diesel, fonctionnant en mode dual-fuel alimenté en gaz naturel, a attiré l'attention de beaucoup de chercheurs, dans le but d'améliorer les performances du moteur, tout en économisant du carburant.

De cette recherche bibliographique, quelques points ont été exploités :

- Le mode dual-fuel peut diminuer de façon significative les émissions de NO_x, de CO₂, et des PM, mais les émissions de HC et CO, peuvent augmenter de plus de 100 fois par rapport aux émissions du moteur diesel conventionnel.
- Les émissions de NO_x en mode dual-fuel, sont affectées par la charge du moteur et de la quantité du combustible pilote gazole, et peuvent augmenter à charge élevée
- Avec l'accroissement de la charge de moteur et de la quantité du combustible pilote, ainsi que l'avance à l'injection, les émissions de HC du moteur en mode dual-fuel sont en diminution, mais avec l'augmentation d'émission de NO_x.
- L'augmentation du taux de substitution du gaz naturel, induit la diminution des émissions de CO.
- A charges faibles et intermédiaires, le moteur en mode dual-fuel, souffre d'un faible rendement effectif (η_{eff}). A charge élevée, la η_{eff} du moteur en mode dual-fuel, est similaire, voire plus important, à celui du diesel conventionnel.

Références Bibliographiques

- [1] Demeyer.A , Jacob.F, Jay. M, Menguy. G , Perrier. J, La conversion bioénergétique du rayonnement solaire et les biotechnologies, Edition Technique et documentation, Lavoisier, (1982), pp. 313.
- [2] Igoud. S, Tou. I, Slaim. M , Touzi. A, la production de biogaz a partir des déjections animales, Rapport Technique Interne, CDER, (2001).
- [3] Kehal . S, et Hamid, Perspectives de développement du biogaz en Algérie. 2ème Journées Nationales sur l'application et la valorisation des énergies solaires, Université de Blida, (1997).
- [4] Lagrange . B, Biométhane Tome 1: Une alternative crédible, EDISUD, (1979), pp.204 .
- [5] Suding. P.H, La place du biogaz dans le développement des énergies nouvelles et renouvelables en Afrique, Le développement du biogaz en Afrique. Séminaire, atelier de travail, Bujumbura, (1991).
- [6] Leifheit. M, Sckeyde. A , Installation de biogaz simples dans les internats au Burundi, Le développement du biogaz en Afrique, Séminaire, atelier de travail, Bujumbura, (1991).
- [7] Naveau. P, La biométhanisation, Le développement du biogaz en Afrique, Séminaire, atelier de travail, Bujumbura, (1991).
- [8] Bayraktar. H, An experimental study on the performance parameters of an experimental CI engine fueled with diesel–methanol–dodecanol blends, Fuel.Vol. 87 (2), (2008), pp. 158–164.
- [9] Wei. L.J, Yao C.D, Wang. Q.G, Pan. W, Han. G.P, Combustion and emission characteristics of a turbocharged diesel engine using high premixed ratio of methanol and diesel fuel, Fuel.Vol. 140 (0), (2015), pp. 156–163.
- [10] Torregrosa. A.J, Broatch. A, Garcia. A, Monico. L.F, Sensitivity of combustion noise and NOx and soot emissions to pilot injection in PCCI diesel engines, Applied Energy.Vol. 104, (2013), pp. 149–157.
- [11] Tutak. W, Lukács. K, Szwaja. S, Bereczky.Á, Alcohol–diesel fuel combustion in the compression ignition engine, Fuel.Vol. 154 (0), (2015), pp. 196–206.
- [12] Cheung. K, Ntziachristos. L, Tzamkiozis. T, Schauer. J, Samaras. Z, Moore. K, et al., Emissions of particulate trace elements, metals and organic species from gasoline, diesel, and biodiesel passenger vehicles and their relation to oxidative potential, Aerosol Science and . Technology. Vol.44 (7) (2010), pp. 500–513.
- [13] Gauderman. W.J, Vora. H, McConnell. R, Berhane. K, Gilliland. F, Thomas. D., et al., Effect of exposure to traffic on lung development from 10 to 18 years of age: a cohort study, Lancet.Vol. 369 (9561), (2007), pp. 571–577.

- [14] McDonald. J.D, Reed. M.D, Campen. M.J, Barrett. E.G, Seagrave. J, Mauderly. J.L, Health effects of inhaled gasoline engine emissions, *Inhalation Toxicologie*.Vol. 19 (S1),(2007), pp. 107–116.
- [15] Peters. A, Veronesi. B, Calderón-Garcidueñas. L, Gehr. P, Chen. L.C, Geiser. M, et al., Translocation and potential neurological effects of fine and ultrafine particles a critical update, *Particle and Fibre Toxicology*.Vol.3 (13), (2006), pp. 1–13.
- [16] Geng. P, Yao. C.D, Wei. L.J, Liu. J.H, Wang. Q.G, Pan. W, et al., Reduction of PM emissions from a heavy-duty diesel engine with diesel/methanol dual-fuel, *Fuel*. Vol.123 (0), (2014), pp. 1–11.
- [17] D'iteren Auto 1805, ViaVision – Nachrichtenaus der mobilenZukunftdu Groupe Volkswagen numéro 1/2013, Mehr Energie, weniger CO₂ – Erdgas.Mai (2013).
- [18] Bora. Bhaskor.J, Saha Ujjwal.K, Chatterjee. S, Veer. V, Effect of compression ratio on performance, combustion and emission characteristics of a dual-fuel diesel engine run on raw biogas. *Energy Conversion Management*. Vol.87, (2014), pp. 1000–1009.
- [19] Debabrata. Barik, Murugan. S, Investigation on combustion performance and emission characteristics of a DI (direct injection) diesel engine fueled with biogas–diesel in dual-fuel mode. *Energy*.Vol. 72, (2014), pp. 760-771.
- [20] Sahoo. B.B, Clean development mechanism potential of compression ignition diesel engines using gaseous fuels in dual-fuel mode, Ph.D. Thesis. India: Centre for Energy, IIT Guwahati (2011).
- [21] Verma. S, Das. L.M, Kaushik. S.C, Effects of varying composition of biogas on performance and emission characteristics of compression ignition engine using exergy analysis. *Energy Conversion and Management* .Vol.138, (2017), pp. 346-359.
- [22] Xiangang. W, Cheung. C.S, Yage. D, Zuohua. H, Diesel engine gaseous and particle emissions fueled with diesel-oxygenate blends. *Fuel*.Vol. 94, (2012), pp. 317–23.
- [23] Lounici. M.S, Loubar. K., Tazerout. M.,Balistrrou. M., Experimental Investigation on the Performance and Exhaust Emission of Biogas-Diesel dual-fuel Combustion in a Ci Engine. SAE Technical Paper (2014) 01-2689.
- [24] Lounici. M.S, Loubar. K, Tazerout. M, Balistrrou. M, Experimental Investigation on the Performance and Exhaust Emission of Biogas-Diesel dual-fuel Combustion in a Ci Engine. SAE Technical Paper (2014) 01-2689.
- [25] Sayin. C, Canaksi. M, Effects of injection timing on the engine performance and exhaust emissions of a dual-fuel diesel engine. *Energy Conversion and Management*.Vol. 50, (2009), pp. 203-213.
- [26] Papagiannakis. R.G, Study of air inlet preheating and EGR impacts for improving the operation of compression ignition engine running under dual-fuel mode. *Energy Conversion and Management*.Vol. 68, (2013), pp: 40-53.

- [27] Srinivasan K.K, Krishnan S.R, Qi Y., Cyclic combustion variations in dual-fuel partially premixed pilot-ignited natural gas engines, *Journal of Energy Research Technology*.Vol. 136, (2014), pp . 012-003.
- [28] Lounici. M.S, Loubar. K, Tarabet. L, Balistrrou. M, Niculescu. D.C, Tazerout. M,towards improvement of naturel gas-diesel dual-fuel mode: an experimental investigation on performance and exhaust emissions, *Energy*. Vol.64, (2014), pp. 200-211.
- [29] Abdelaal. M.M, Hegab. A.H, Combustion and emission characteristics of a natural gas-fueled diesel engine with EGR. *Energy Conversion and Management*. Vol.64, (2012), pp. 301–312.
- [30] Daouk.E, Loubar.K, Lounici.M.S, Tazerout. M, Experimental investigation and combustion analysis of biogas with different compositions in dual-fuel diesel engine, *IREC 2012, Sousse, Tunisia, 20 – 22 December (2012)*.
- [31] Lounici. M.S, Loubar. K, Tazerout. M, Balistrrou. M. et al., Experimental Investigation on the Performance and Exhaust Emission of Biogas-Diesel Dual-Fuel Combustion in a Ci Engine," *SAE Technical Paper 2014-01-2689*, (2014), doi:10.4271/2014-01-2689.
- [32] Jayaratne. E.R, Ristovski. Z.D, Morawska. L, Meyer. N.K, Carbon dioxide emissions from diesel and compressed natural gas buses during acceleration, *Transportation Research Part D: Transport and Environment*.Vol. 15 (5), (2010), pp. 247–253.
- [33] Papagiannakis. R.G, Hountalas. D.T, Comparative evaluation of various strategies for improving the characteristics of performance of a pilot ignited natural gas/diesel engine, *Transport Res. Arena*.Vol.48, (2012), pp. 3284–3296.
- [34] Chandra. R, Vijay. V.K, Subbarao. P.M.V, Khura. T.K, Performance evaluation of a constant speed IC engine on CNG, methane enriched biogas and biogas, *Applied Energy*. Vol.88 (11), (2011), pp.3969–3977.
- [35] Korakianitis. T, Namasivayam. A.M, Crookes. R.J, Natural-gas fueled spark-ignition (SI) and compression-ignition (CI) engine performance and emissions, *Progress in Energy and Combustion Sciences*. Vol.37 (1),(2011), pp. 89–112.
- [36] Zhang. Q.C, Chen. G.S, Zheng .Z.Q, Liu. H.F, Xu. J, Yao. M.F, Combustion and emissions of 2,5-dimethylfuran addition on a diesel engine with low temperature combustion, *Fuel*. Vol.103, (2013), pp. 730–735.
- [37] Yang. B.B, Yao. M.F, Cheng. W.K, Zheng. Z.Q, Yue. L, Regulated and unregulated Emissions from a compression ignition engine under low temperature combustion fuelled with gasoline and n-butanol/gasoline blends, *Fuel*. Vol.120 (0), (2014), pp. 163–170.
- [38] Sun. L, Liu, Y.F, Zeng. K, Yang. R, Hang. Z.H, Combustion performance and stability of a dual-fuel diesel–natural-gas engine, *Proceeding of Institution of Mechanical Engineering, Part D: Journal of Automobile Engineering* .Vol. 229 (2), (2015), pp. 235–246.
- [39] Namasivayam. A.M, Korakianitis. T, Crookes. R.J, Bob-Manuel. K.D.H, Olsen. J, Biodiesel, emulsified biodiesel and dimethyl ether as pilot fuels for natural gas fuelled engines, *Applied Energy*.Vol. 87 (3), (2010), pp. 769–778.

- [40] Paul. A, Panua. R.S, Debroy. D, Bose. P.K, Effect of compressed natural gas dual-fuel operation with diesel and Pongamiapinnata methyl ester (PPME) as pilot fuels on performance and emission characteristics of a CI (compression ignition) engine, *Energy*.Vol. 68, (2014), pp. 495–509.
- [41] McTaggart-Cowan. G.P, Jones. H.L, Rogak. S.N, Bushe. W.K, Hill. P.G,Munshi.S.R, The effects of high-pressure injection on a compression-ignition, direct injection of natural gas engine, *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power Trans. ASME* .Vol.129 (2), (2007), pp. 579–588.
- [42] McTaggart-Cowan.G.P, Rogak.S.N, Hill.P.G, Munshi.S.R, Bushe. W.K, The effects of fuel dilution in a natural-gas direct-injection engine, *Proceeding of Institution of Mechanical Engineering,Part D: Journal of Automobile Engineering*.Vol. 222 (3), (2008), pp. 441–453.
- [43] McTaggart-Cowan. G.P, Rogak. S.N,.Munshi. S.R, Hill. P.G, Bushe. W.K, The influence of fuel composition on a heavy-duty, natural-gas direct-injection engine, *Fuel*.Vol. 89 (3), (2010), pp. 752–759.
- [44] McTaggart-Cowan. G.P, Bushe. W.K, Hill. P.G, Munshi. S.R, A supercharged heavy-duty diesel single-cylinder research engine for high-pressure direct injection of natural gas, *International Journal of Engine. Research*. Vol.4 (4), (2003), pp. 315–330.
- [45] Harrington. J, Munshi. S, Nedelcu. C, Ouellette. P, Thompson,J, Whitfield. S, Direct Injection Of Natural Gas In A Heavy-Duty Diesel Engine, *SAE Technical paper 2002–01–1630*, (2002).
- [46] Papagiannakis. R.G, Hountalas. D.T, Rakopoulos. C.D, Theoretical study of the effects of pilot fuel quantity and its injection timing on the performance and emissions of a dual-fuel diesel engine, *Energy Conversion and Management* .Vol.48 (11), (2007), pp. 2951–2961.
- [47] Krishnan. S.R, Srinivasan. K.K, Singh. S, Bell. S.R, Midkiff. K.C, Gong. W, et al., Strategies for reduced NOx emissions in pilot-ignited natural gas engines,*Journal of Engineering for Gas Turbines and Power Trans. ASME*.Vol. 126 (3), (2004), pp. 665–671.
- [48] Srinivasan. K.K, Krishnan. S.R, Qi .Y, Cyclic combustion variations in dual fuel partially premixed pilot-ignited natural gas engines, *Journal of Energy Resource Technology*. Trans. ASME.Vol.136 (1), (2014) <http://dx.doi.org/10.1115/1.4024855>.
- [49] Tomita. E, et al., Effect of EGR on combustion and exhaust emissions in supercharged dual-fuel natural gas engine ignited with diesel fuel, *SAE Technical Paper 2009–01–1832*, (2009).
- [50] Tarabet. L, Loubar K, Lounici. M.S, Khiari. K, Belmrabet .T, Tazerout. M, Experimental investigation of DI diesel engine operating with eucalyptus biodiesel/natural gas under dual-fuel mode, *Fuel*. Vol.133, (2014), pp. 129–138.
- [51] Tesfa. B, Mishra. R, Zhang.C, Gu. F, Ball. A.D, Combustion and performance characteristics of CI (compression ignition) engine running with biodiesel, *Energy*.Vol. 51 (0), (2013),pp.101–115.
- [52] J.B. Heywood, *Internal Combustion Engine Fundamentals*: Mcgraw-Hill New York, 1988.

- [53] Selim. M.Y.E, Pressure–time characteristics in diesel engine fueled with natural gas, *Renewable Energy*. Vol.22 (4), (2001), pp. 473–489.
- [54] Papagiannakis. R.G,Hountalas. D.T, Experimental investigation concerning the effect of natural gas percentage on performance and emissions of a DI dual-fuel diesel engine, *Applied Thermal Engineering*. Vol.23 (3), (2003), pp. 353–365.
- [55] Wannatong. K, Akarapanyavit. N, Siengsanorh, Chanchaona. S, Combustion and knock characteristics of natural gas diesel dual-fuel engine, *SAE Technical Paper 2007–01–2047*, (2007).
- [56] Abdelaal M.M., Hegab. A.H, Combustion and emission characteristics of a natural gas-fueled diesel engine with EGR, *Energy Conversion and Management*. Vol.64 (0), (2012), pp. 301–312.
- [57] Lounici. M.S, Loubar. K, Tarabet. L, Balistrrou. M, Niculescu. D.-C, Tazerout. M, Towards improvement of natural gas–diesel dual-fuel mode: an experimental investigation on performance and exhaust emissions, *Energy*. Vol. 64, (2014), pp. 200–211.
- [58]. Papagiannakis. R.G, Hountalas. D.T, Combustion and exhaust emission characteristics of a dual fuel compression ignition engine operated with pilot diesel fuel and natural gas, *Energy Conversion and Management*. Vol.45 (18–19), (2004), pp. 2971–2987.
- [59] Seung. Hyun Yoon and Chang Sik Lee, Experimental investigation on the combustion and exhaust emission characteristics of biogas-biodiesel dual-fuel combustion in a CI engine, *Fuel Processing Technology*. Vol. 92, (2011), pp.992-1000.
- [60] Makareviciene. V, Sendzikiene. E, Pukalskas. S, Rimkusb. A, Vegneris. R, Performance and emission characteristics of biogas used in diesel engine operation, *Energy Conversion Management*. Vol. 75, (2013), pp. 224–33.
- [61] Zhou. L, Liu Y.-F, Wu. C.-B, Sun. L, Wang L, Zeng. K, et al., Effect of the diesel injection timing and the pilot quantity on the combustion characteristics and the fine particle emissions in a micro-diesel pilot-ignited natural-gas engine, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*. Vol.227 (8), (2013), pp. 1142–1152.
- [62] Yang. B, Wei.X, Xi. C.X, Liu. Y.F, Zeng. K, Lai. M.-C, Experimental study of the effects of natural gas injection timing on the combustion performance and emissions of a turbocharged common rail dual-fuel engine, *Energy Conversion and Management*. Vol.87, (2014), pp. 297–304.
- [63] Yang. B, Xi. C.X, Wei. X, Zeng. K, Lai. M.-C, Parametric investigation of natural gas port injection and diesel pilot injection on the combustion and emissions of a turbocharged common rail dual-fuel engine at low load, *Applied Energy*. Vol. 143, (2015), pp. 130–137.
- [64] Z. Liu, G.A. Karim, An examination of the ignition delay period in gas fueled diesel engines, *Journal of Engineering for Gas Turbines Power Trans. ASME*. Vol.120 (1), (1998), pp. 225–231.
- [65] Wang. Z, Zhao. Z, Wang. D, Tan. M, Han. Y, Liu. Z, Dou. H, Impact of pilot diesel ignition mode on combustion and emissions characteristics of a diesel/natural gas dual-fuel heavy-duty engine, *Fuel*. Vol.167, (2016), pp. 248–256.

- [66] Poonia. MP, Ramesh .A, Gaur. RR, Joshi. A. Effect of pilot fuel quantity, injection needle lift pressure and load on combustion characteristics of a LPG Diesel dual-fuel engine. *International Journal of Engineering and Innovative Technology*. Vol.2 ,(2012) , pp.26-31
- [67] Hassan. S, MohdNor. F, Zainal. Z.A, Miskam. M.A, Performance and Emission Characteristics of Supercharged Biomass Producer Gas-diesel Dual-Fuel Engine, *Journal of Applied Sciences*.Vol. 11, (2011),pp. 1606 -1611.
- [68] Banapurmath. NR, Tewari .PG, Yaliwal. VS, Kambalimath. S, Basavarajappa. YH. Combustion characteristics of a 4-stroke CI engine operated on Honge oil, Neem and Rice Bran oils when directly injected and dual fuelled with producer gas induction. *Renewable Energy*.Vol. 34, (2009), pp.1877-1884.
- [69] Banapurmath. NR, Tewari. PG. Comparative performance studies of a 4-stroke CI engine operated on dual fuel mode with producer gas and Honge oil and its methyl ester (HOME) with and without carburetor. *Renewable Energy*.Vol. 34, (2009), pp. 1009-1015.
- [70] Pianthong. K, Thaiyasuit. P, Saengmanee. C, Nonchana. V, Nunt-Jaruwong. S, Investigation on Performances of the Engine for the Electrical Power Generator Using Biomass Gases and Biodiesel as Fuels. *GMSARN International Journal*.Vol. 5 , (2011), pp. 11-18.
- [71] Ramadas. AS, Jayaraj. S, Muraleedharan. C. Dual-fuel mode operation in diesel engines using renewable fuels: Rubber seed oil and coir-pith producer gas. *Renewable Energy*.Vol. **33**, (2008), pp. 2077-2083.
- [72] Sombatwong. P, Thaiyasuit. P, Pianthong. K, Effect of Pilot Fuel Quantity on the Performance and Emission of a Dual Producer Gas Diesel Engine, 10th Eco-Energy and Materials Science and Engineering (EMSES2012), *Energy Procedia*.Vol.34, (2013), pp. 218 – 227.
- [73] Maurya. RK, Agarwal. AK. Experimental study of combustion and emission characteristics of ethanol fuelled port injected homogeneous charge compression ignition (HCCI) combustion engine. *Applied Energy*.Vol. 88, (2011),pp. 1169–1180.
- [74] Debabrata. B, Murugan.S, Effects of diethyl ether (DEE) injection on combustion performance and emission characteristics of Karanja methyl ester (KME)–biogas fueled dual-fuel diesel engine.*Fuel*. Vol.164, (2016), pp. 286–296.
- [75] Abd Alla. G.H , Soliman. H.A, Badr. O.A, Abd Rabbo. M.F, Effect of pilot fuel quantity on the performance of a dual-fuel engine, *Energy Conversion and Management*.Vol.41 (6) ,(2000), pp: 559–572.
- [76] Abd Alla. G.H , Soliman. H.A, Badr. O.A, Abd Rabbo. M.F, Effect of injection timing on the performance of a dual-fuel engine, *Energy Conversion and Management*.Vol.43 (2), (2002), pp: 269–277.
- [77] Papagiannakis. R.G, Kotsiopoulos. P.N, Zannis. T.C, Yfantis. E.A, Hountalas. D.T, Rakopoulos. C.D, Theoretical study of the effects of engine parameters on performance and emissions of a pilot ignited natural gas diesel engine, *Energy*. Vol.35 (2), (2010), pp. 1129–1138.

- [78] Abdelaal. M.M, Hegab. A.H, Combustion and emission characteristics of a natural gas-fueled diesel engine with EGR, *Energy Conversion and Management*. Vol.64 (0), (2012), pp. 301–312.
- [79] Cheenkachorn. K, Poornpipatpong. C, Ho. C.G, Performance and emissions of a heavy-duty diesel engine fuelled with diesel and LNG (liquid natural gas), *Energy*. Vol. 53 (0), (2013), pp. 52–57.
- [80] Imran, S, Emberson. D.R, Diez. A, Wen. D.S, Crookes. R.J, T. Korakianitis, Natural gas fueled compression ignition engine performance and emissions maps with diesel and RME pilot fuels, *Applied Energy*. Vol. 124, (2014), pp. 354–365.
- [81] Sorathia. H.S, Yadav. H.J, Energy analyses to a CI-engine using diesel and bio-gas dual-fuel-a review study, *International Journal of Advanced Engineering Research and Studies*. (2012), I(II), pp. 212–217.
- [82] Singh. S, Krishnan. S, Srinivasan. K, Midkiff. K, Bell. S, Effect of pilot injection timing, pilot quantity and intake charge conditions on performance and emissions for an advanced low-pilot-ignited natural gas engine, *International Journal of Engine Research*. Vol. 5 (4), (2004), pp. 329–348.
- [83] Liu. J, Yang. F, Wang. H.W, Ouyang. M.G, Hao. S.G, Effects of pilot fuel quantity on the emissions characteristics of a CNG/diesel dual-fuel engine with optimized pilot injection timing, *Applied Energy*. Vol. 110 (0), (2013), pp. 201–206.
- [84] Kitamura. T, Senda. J, Fujimoto. H, Mechanism of smokeless diesel combustion with oxygenated fuels based on the dependence of the equivalence ratio and temperature on soot particle formation, *International Journal of Engine Research*. Vol. 3 (4), (2002), pp. 223–248.
- [85] Gatts. T, Liu. S, Liew. C, Ralston. B, Bell. C, Li. H, An experimental investigation of incomplete combustion of gaseous fuels of a heavy-duty diesel engine supplemented with hydrogen and natural gas, *International Journal of Hydrogen Energy*. Vol. 37 (9), (2012), pp. 7848–7859.
- [86] Egusquiza; J.C, Braga; S.L, Braga; C.V.M, Performance and gaseous emissions characteristics of a natural gas/diesel dual-fuel turbocharged and aftercooled engine, *Journal. Of the Brazilian Society of Mechanical Science Engineering*. Vol. 31 (2), (2009), pp. 142–150.
- [87] Shioji. M, Ishiyama. T, Ikegami, M, Mitani. S, Shibata. H, Performance and exhaust emissions in a natural-gas fueled dual-fuel engine, *JSME International Journal Series B Fluids and Thermal Engineering*. Vol. 44 (4), (2001), pp. 641–648.
- [88] Liu. S.H, Zhou. L.B, Wang. Z.Y, Ren. J, Combustion characteristics of compressed natural gas/diesel dual-fuel turbocharged compressed ignition engine, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*. Vol. 217 (D9), (2003), pp. 833–838.
- [89] Gibson. C.M, Polk. A.C, Shoemaker. N.T, Srinivasan. K.K, Krishnan. S.R, Comparison of propane and methane performance and emissions in a turbocharged direct injection dual-fuel engine, *Journal of Engineering for Gas Turbines Power Trans. ASME*. Vol. 133, (2011), pp. 1–9.

- [90] Nwafor. O.M.I, Effect of advanced injection timing on emission characteristics of diesel engine running on natural gas, *Renewable Energy*. Vol.32 (14), (2007), pp. 2361–2368.
- [91] Maricq. M.M, Chase. R.E, Xu. N, Laing. P. M, The effects of the catalytic converter and fuel sulfur level on motor vehicle particulate matter emissions: light duty diesel vehicles, *Environmental Sciences Technology*.Vol. 36 (2), (2002), pp. 283–289.
- [92] Rounce.P, Tsolakis. A, York. A.P.E, Speciation of particulate matter and hydrocarbon emissions from biodiesel combustion and its reduction by after treatment, *Fuel*.Vol.96 (1), (2012), pp. 90–99.
- [93] Bilcan. A, Contribution à l'étude du cycle thermodynamique de moteur fonctionnant en dual-fuel.Thèse de Doctorat, Université de Nantes, (2003).
- [94] Lounici. M.S, Balistrrou. M, Loubar. k, Tazerout. M, Investigation on heat transfer evaluation for a more efficient two-zone combustion model in the case of natural gas SI engines. *Applied Thermal Engineering*.Vol. 31, (2011), pp. 319-328.
- [95] Awad. S, Varuvel. E.G, Loubar. k, Tazerout. M, Single zone combustion modeling of biodiesel from wastes in diesel engine, *Fuel*.Vol. 106, (2013), pp. 558–568.
- [96] Mahaghbouli. A, KhoshbakhtiSaray.R, Shafee. R. S, Ghafouri. J, Numerical study of combustion and emission characteristics of dual-fuel engines using 3D-CFD models coupled with chemical kinetics, *Fuel* , Vol 106,(2013), pp.98-105.
- [97] Grondin. O, Modélisation du moteur à allumage par compression dans la perspective du contrôle et du diagnostic. Thèse de Doctorat. Université de Rouen (2004).

Chapitre II :

Matériels et méthodes

Chapitre II : Matériels et méthodes

Ce chapitre a pour objectif de présenter les moyens expérimentaux utilisés. Il comprend une présentation du banc d'essai moteur, les principaux moyens de contrôles et de mesures. Par ailleurs ce chapitre, la méthodologie expérimentale ainsi que la présentation des essais moteurs réalisés sont établies. De plus, le traitement des résultats expérimentaux du côté performances énergétiques et des émissions polluantes sont abordées.

II.1 Banc d'essai moteur

II.1.1 Caractéristiques du moteur

Les résultats des essais moteurs présentés dans ce chapitre ont été réalisés au sein du laboratoire appartenant au département des Systèmes Energétiques et Environnement de l'IMT Atlantique (ex. école des Mines de Nantes). Il est composé d'un moteur monocylindre *LISTER-PETTER*, conçu pour fonctionner à des vitesses comprises entre 0-2500 tr/min, où une puissance de 7,4 kW est développée. Il comprend également un frein dynamométrique, un analyseur de particules, une baie d'analyse des gaz d'échappement et d'un système d'alimentation en gaz afin d'alimenter le moteur fonctionnant en mode dual-fuel. Le tableau II. 1 présenté ci-dessous est un récapitulatif des principales caractéristiques techniques du présent moteur.

La tête du piston est sous forme d'un *bowl* désaxé par rapport à l'axe centrale du cylindre (Fig.II.1). La culasse possède une soupape d'admission et une soupape d'échappement de diamètres différents (Le diamètre de la première est plus important que celui de la deuxième). La figure II.2 présente une photographie de l'installation et les différents systèmes d'acquisition.



Figure II.1 : Photo représentative du piston et de la culasse du moteur Lister-Petter.

Tableau II.1 : Caractéristiques principales du moteur.

Modèle	Lister-Petter TS1
Détails techniques	Monocylindre, 4 temps, refroidi à air, injection directe, allumage par compression
Alésage x Course	95,5 x 88,94 mm
Bielle	165,3 mm
Cylindrée	630 cm ³
Taux de compression	18
Injection	13 °V avant le PMH
Pression d'injection	250 bars
Puissance nominale	4,5 kW à 1500 tr/min
Cotes de réglage	
AOSA	36° V avant le PMH
RFSA	69° V après le PMB
AOSE	76° V avant le PMB
RFSE	32° V après le PMH



- 1) Moteur Diesel 2) Baie d'analyse 3) Analyseur des particules 4) Réservoir du gazole 5) Réservoir du biocarburant 6) Débitmètre (carburant) 7) Câbles des thermocouples

Figure II.2 : Dispositif expérimental pour les essais moteur.

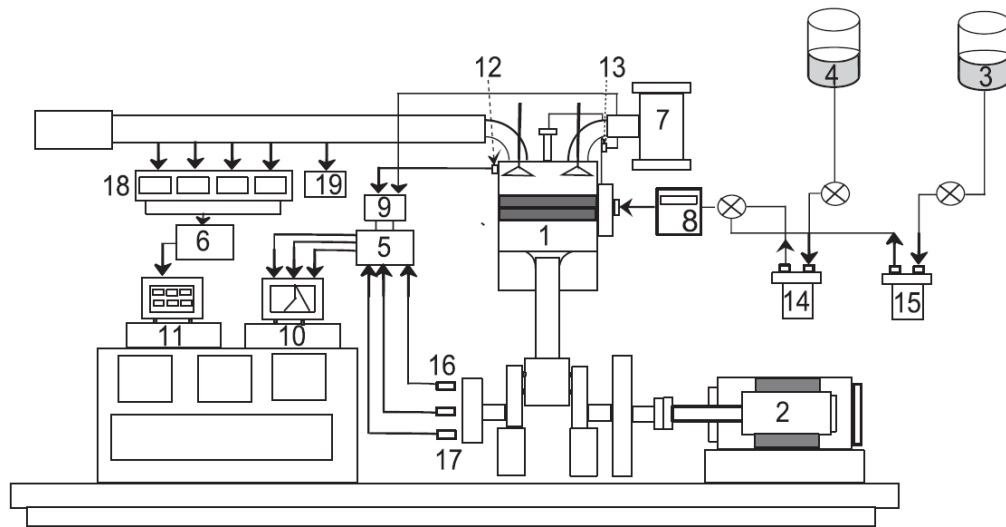


Figure II.3 : Représentation détaillée de l'installation expérimentale [1].

- | | | | |
|----|--------------------------------------|----|-----------------------------------|
| 1 | Moteur d'essai | 11 | Système d'acquisition lente |
| 2 | Frein dynamométrique | 12 | Capteur de pression cylindre |
| 3 | Réservoir du biocarburant | 13 | Capteur de pression d'injection |
| 4 | Réservoir du gazole | 14 | Filtre du gazole |
| 5 | Carte de capteur de pression | 15 | Filtre du biocarburant |
| 6 | Carte de l'analyseur fumée | 16 | Détecteur du PMH |
| 7 | Caisson de tranquillisation de l'air | 17 | Capteur de vitesse de rotation |
| 8 | Débitmètre de carburant | 18 | Analyseur de gaz de d'échappement |
| 9 | Amplificateur de charge | 19 | Analyseur de particules |
| 10 | Système d'acquisition rapide | | |

Le tableau II.2 résume les incertitudes de mesures.

Table II.2 : Les incertitudes de mesures.

Mesures	Type d'instrument	Précision
Couple	Couple mètre (FN 3148)	$\pm 0,1$ N.m
Vitesse	AVL 365C	± 3 tr/min
Avance injection	AVL 365C	$\pm 0,05^\circ$ CA
Température carburant	K type	$\pm 1,6^\circ$ C
Temp. gaz échap.	K type	$\pm 1,6^\circ$ C
Temp. ambiante	HD 2012 TC/150	$\pm 0,2^\circ$ C
Pression cylindre	Piézo-électrique (AVL QH32D)	± 2 bars
Pression d'injection	Piézo-électrique (AVL QH33D)	± 2 bars
Débit massique carb.	Coriolis type (RHM015)	$\pm 0,5\%$
Débit massique air	Differential pressure transmitter (LPX5841)	$\pm 1,0\%$
HC	FID (Graphite 52M)	± 10 ppm
CO	Détecteur infra rouge (MIR 2M)	± 50 ppm
CO ₂	Détecteur infra rouge (MIR 2M)	$\pm 0,2\%$
NOx	chimiluminescence (TOPAZE 32M)	± 100 ppm
O ₂	Détecteur infra rouge (MIR 2M)	$\pm 0,25\%$
Particules	Électrique (Pegasor Particle Sensor)	$\pm 1\mu\text{g}/\text{m}^3$
Grandeurs calculées		Erreur relative (%)
Puissance effective		0,4-1,9
Consommation spécifique		0,6-2,0
Rendement thermique		0,7-2,0
Richesse		1,1

II.1.2 Mesure des gaz d'échappement et de particules

Afin de mesurer les émissions polluantes, une baie d'analyse est installée sur la ligne de sortie des gaz d'échappement permettant d'analyser les principaux gaz polluants (CO, HC, NO, CO₂, NO_x et particules). Cependant, avant que cette fraction de gaz d'échappement ne soit analysée elle est déshydratée. Les émissions polluantes ont été analysées comme suit :

-Les émissions de monoxydes d'azote (NO) et d'oxydes d'azote (NO_x) sont mesurées par chimiluminescence via un analyseur d'oxydes d'azote TOPAZE 32M.

-Les émissions des hydrocarbures sont mesurées à l'aide d'un analyseur chauffé d'hydrocarbures (modèle GRAPHITE 52M) par ionisation de flamme, FID.

-Les gaz à l'échappement à savoir : les monoxydes de carbone (CO) ainsi que les dioxydes de carbone (CO₂) sont mesurés par absorption de rayonnement infrarouge à l'aide d'un analyseur MIR 2M. Par ailleurs, l'oxygène (O₂) est mesuré par résonance paramagnétique. Après chaque utilisation, cette baie d'analyse nécessite un étalonnage pour l'ensemble des composés mesurés à l'aide de bouteilles de gaz de composition connue et contrôlée.

-L'analyseur de particules de type PPS PEGASOR en temps réel est dédié pour la mesure des particules fines. Le principe de mesure consiste à charger les particules passant par le capteur dans le but de mesurer et peser en continue la concentration massique des particules des gaz d'échappement. La concentration en masse et en nombre en temps réel est mesurée jusqu'à 100 Hz avec une incertitude de 10 ng/s. La figure II.4 représente le schéma de ce dispositif.

Les incertitudes de mesure ainsi que les types de capteurs sont présentés dans le tableau II.3.



Figure II.4 : Photo de l'appareil de mesure de suies (PEGASOR).

Tableau II.3 : Caractéristiques de l'analyseur des gaz d'échappement.

Capteurs	Types	Gammes	Incertitudes
O ₂	Paramagnétique	0-25 %	± 0,25 %
CO ₂	Infrarouge	0-20%	± 0,25 %
NO _x	chimiluminescence	0-10000 ppm	± 100 ppm
CO	Infrarouge	0-5000 ppm	± 50 ppm
HC	FID	0-20000 ppm	± 10 ppm
CH ₄	FID	0-20000 ppm	±10 ppm

II.1.3 Systèmes d'acquisition

Le banc d'essai moteur comprend deux systèmes d'acquisition : acquisition rapide et lente.

-Système d'acquisition lente

Ce système est utilisé pour mesurer plusieurs paramètres décrivant le régime permanent à une fréquence de 125Hz. Nous citons parmi eux :

Débit d'air, débit de carburant, les températures (ambiantes, d'admission, d'échappement, de parois du cylindre, de la culasse, de l'huile), les pressions (ambiante, d'admission et d'échappement), régime du moteur, couple de frein et la puissance du moteur.

La pression d'admission, P_{adm} est mesurée par un transmetteur de pression absolue positionné dans le conduit d'admission, de type PMP 4070. Concernant la pression ambiante, P_{amb} , elle est donnée par le capteur de pression PTX 7517.

Il est à noter que ces paramètres sont contrôlés par le logiciel LabView.

-Système d'acquisition rapide

Un système numérique d'acquisition rapide de données (AVL-Indiwin) est mis en place afin d'enregistrer les paramètres variant au cours du cycle moteur chaque 0.2°V à une fréquence de 0.9 Hz. Ces paramètres se résument par l'angle vilebrequin, pression dans le cylindre et la pression d'injection.

Un codeur angulaire de type AVL 365C est mis en place sur l'arbre vilebrequin, permettant d'atteindre une résolution de 0,1°V, avec une précision de ± 3tr/min. De plus, ce mode d'acquisition consiste à enregistrer une moyenne de 100 cycles consécutifs. Chaque pression est mesurée selon le type de capteur, comme :

-La pression cylindre, P_{cyl} est mesurée à l'aide d'un capteur de pression piézoélectrique, de type AVL QH32D, avec une précision de ± 2 bars pour une gamme de 0-200 bar. Ce capteur est refroidi par circulation d'eau.

-La pression d'injection, P_{inj} est mesurée par un capteur de pression piézoélectrique, de type AVL QH33D. Ce capteur est placé entre la pompe d'injection et l'injecteur. Il est également utilisé pour la mesure de la température du carburant, à basse fréquence.

La marge d'erreur relative sur les plages de mesures effectuées est résumée dans le tableau II.4.

Tableau II.4 : Erreurs relatives sur les paramètres calculés.

Paramètre	Marge d'erreur
Rendement thermique	0,7-2%
Puissance effective	0,4-1,9%
Consommation spécifique	0,6-2%

II.1.4 Frein dynamométrique

Le banc d'essai moteur est couplé à un frein dynamométrique à courants de Foucault, utilisé comme frein moteur figure II.5. Cette machine joue le rôle d'une machine motrice au démarrage du moteur, et se transforme en machine génératrice lorsque le moteur fonctionne normalement. L'énergie mécanique convertie en électricité est transmise directement au réseau à l'aide d'un convertisseur. En outre, afin de reproduire une puissance électrique à une fréquence de 50Hz, le régime moteur doit prendre une valeur constante au cours des tous les cas étudiés. Pour notre cas nous avons opté pour une vitesse de rotation du régime à 1500 tr/min.

Afin de mesurer le couple un couplemètre à bride HBM-T40 a été installé avec une précision de 0.05% de la pleine échelle.



Figure II.5 : Photographie du frein dynamométrique.

II.1.5 Mesure de sécurité

La cellule moteur est équipée d'un système de sécurité vérifié constamment pendant et après le déroulement des essais moteur, le bon fonctionnement de ses équipements composés principalement d'un détecteur d'incendie et de fumée, et d'un détecteur de fuite de gaz, et d'un système anti-incendie.

II.1.6 Adaptation du banc d'essai au fonctionnement en mode dual-fuel

Avant de fonctionner en mode dual-fuel, une modification a été apportée sur le banc d'essai moteur (figure II.6). Il s'agissait d'installer un système d'alimentation et un système de contrôle de carburant gazeux qui assure le bon déroulement des essais moteur.

Certaines mesures de sécurité doivent être observées avant d'entamer les séries d'essais moteur, et ce pour le bon déroulement de test en mode dual-fuel :

L'installation d'une vanne de sécurité, afin d'éviter la pénétration du gaz dans la tubulure d'admission, ainsi que dans le cylindre à l'arrêt du moteur.

Le contrôle continu de l'état de la combustion dans le cylindre moteur en plein fonctionnement via un ordinateur (diagramme de pression).

La vérification de la température des gaz d'échappement est également importante, dès lors qu'elle peut indiquer une perte d'allumage.

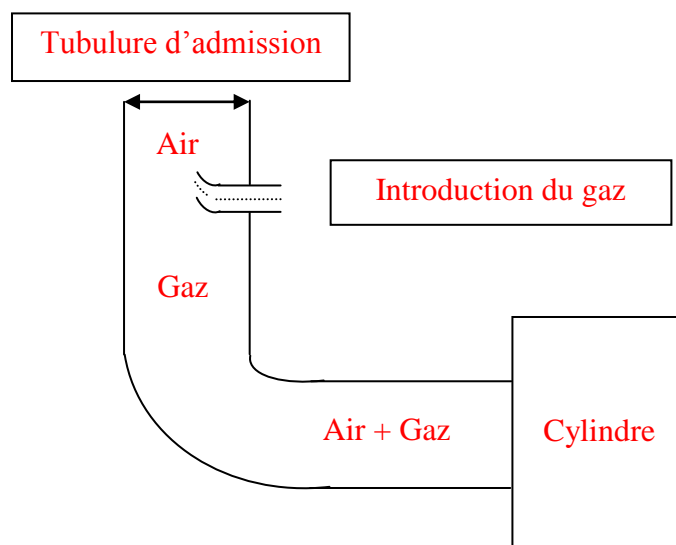


Figure II.6 : Schéma de l'introduction du combustible gazeux.

II.1.7 Carburant gazeux

Deux types de carburant gazeux ont été testés pour le fonctionnement du moteur diesel en mode dual-fuel : le gaz naturel et le biogaz.

Le gaz naturel utilisé au sein du laboratoire de l'IMT Atlantique (ex. école des mines de Nantes) provient du réseau. Sa composition volumétrique moyenne est résumée dans le tableau II.5 présenté ci-dessous.

Tableau II.5 : Composition volumétrique moyenne du gaz naturel de réseau.

Hydrocarbure	Moyenne
CH ₄	91,57%
C ₂ H ₆	4,78%
C ₃ H ₈	0,5%
C ₄ H ₁₀	0,16%
C ₅ H ₁₂	0,02%
N ₂	1,29%
CO ₂	1,45%

Concernant le biogaz, il est obtenu à partir d'un mélange de gaz, conservés dans des bouteilles sous pression. La composition de ce gaz est contrôlée à l'aide d'un débitmètre.

II.2 Calcul de la richesse

La richesse d'un mélange exprime la composition du milieu réactionnel. C'est le rapport du mélange (carburant/air). Elle se calcule soit à partir du rapport des débits, soit à partir des résultats donnés par la baie d'analyse.

II.2.1 A partir des rapports de débit

La richesse s'exprime comme suit [2] :

$$\phi = (\dot{m}_g \alpha_{g-th} + \dot{m}_d \alpha_{d-th}) / (\dot{m}_{air}) \quad (\text{II.1})$$

D'où:

\dot{m}_g , \dot{m}_d et \dot{m}_{air} sont respectivement, les débits massiques du gaz, de gazole et d'air (kg/h). α_{Df-th} et α_{D-th} sont respectivement, les rapports stœchiométrique de biogaz et de diesel.

II.2.2 A partir de la baie d'analyse

La baie d'analyse, permet de fournir des résultats sur la concentration des émissions polluantes en teneur volumique en HC, CO, NO_x, O₂, NO₂, CO₂ produites par la combustion. Plusieurs méthodes de calcul de richesse à base de gaz d'échappement ont été proposées. La plus répandue est appelée CO₂ total. Elle est calculée à partir d'un bilan carbone incluant les basses quantités de produits, résultants d'une combinaison incomplète (Les hydrocarbures imbrulés quelle que soit la richesse et le CO uniquement en mélange pauvre).

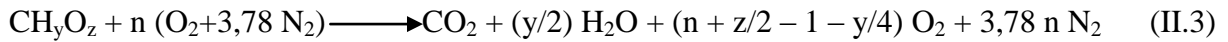
Soit C_{total} la somme [2] :

$$C_{total} = [\text{HC}] + [\text{CO}_2] + [\text{CO}] \quad (\text{II.2})$$

Avec :

[HC], [CO₂], [CO] la teneur volumique des différents gaz émis.

A partir de la réaction chimique générale (pour n'importe quel combustible de formule CH_yO_z) gouvernant la combustion en mélange pauvre



La richesse est calculée comme suit [2] :

$$\Phi = [4,78 C_{\text{total}} (1 + y/4 - z/2)] / [100 + C_{\text{total}} (y/4 - z/2)] \quad (\text{II.4})$$

II.3 Calcul du pourcentage d'apport énergétique

Durant les essais, l'apport d'énergie en fonctionnement dual-fuel (carburant pilote+ gaz) est défini comme suit :

$$\text{PES} = (\dot{m}_g \text{ PCI}_g) / (\dot{m}_g \text{ PCI}_g + \dot{m}_d \text{ PCI}_d) \quad (\text{II.5})$$

D'où :

\dot{m}_g , \dot{m}_d sont respectivement, les débits massiques du gaz et de gazole en (kg/h). PCI_g et PCI_d sont respectivement, les pouvoirs calorifiques inférieurs du gaz et de gazole en (MJ/kg).

Etude du moteur fonctionnant en mode dual-fuel alimenté par différents combustibles primaires

II.4 Effet des carburants alternatifs sur les performances et les émissions polluantes d'un moteur fonctionnant en mode dual-fuel

II.4.1 Procédure de l'étude expérimentale

Des tests sur un banc d'essai moteur, étalonné aux recommandations du fabricant, ont été effectués à vitesse constante de 1500 tr/min. Le couple de freinage est mesuré à partir d'un système de commande de dynamomètre, pour une condition de fonctionnement donné. Le calage d'injection de carburant gazole est fixé à 13°V, avant le point mort haut (PMH). Les paramètres, tels que la pression du cylindre, le débit d'air d'admission, les débits de gazole et du combustible gazeux, sont enregistrés afin d'analyser les performances du moteur.

Une série d'essai moteur diesel fonctionnant en mode conventionnel a été effectuée au préalable, elle est considérée comme une référence à la comparaison des résultats expérimentaux du mode dual-fuel à des charges variables. Après avoir chauffé et contrôlé la stabilité du moteur nous passons au mode dual-fuel. Les charges prises en considération, sont, 20%, 40%, 60%, 80% et 90%, 100% de la pleine charge du moteur, pour une vitesse de rotation maintenue constante à 1500 tr/min.

II.4.1.1 Essai moteur en mode dual-fuel alimenté par différents carburants gazeux.

Deux types de combustibles primaires ont été pris en considération, le gaz naturel et le biogaz. Le biogaz est généralement composé principalement de méthane (CH_4) et de dioxyde de carbone (CO_2), avec une composition en volume variant de 50% à 70% pour le méthane et de 30% à 50% pour le dioxyde de carbone. Dans la présente étude, le biogaz est composé de 60% de méthane (CH_4) et de 40% de dioxyde de carbone (CO_2). Le combustible primaire biogaz testé a été préparé à l'aide d'un mélangeur commandé par ordinateur. Concernant le gaz naturel utilisé afin d'alimenter le moteur en mode dual-fuel, sa composition a été abordé précédemment.

II.4.2 Résultats et interprétations

II.4.2.1 Analyse de la combustion

Afin d'analyser la combustion du moteur fonctionnant en mode dual-fuel certains paramètres sont à prendre en compte.

II.4.2.1.1 Pression d'injection et début d'injection

L'injection d'une quantité du combustible pilote qui est le gazole, ne peut avoir lieu que si et seulement si, la pression d'injection devient suffisamment importante, pour soulever l'aiguille du cône de l'injecteur. Cependant, à partir de la courbe de la pression d'injection obtenue expérimentalement, nous pouvons déterminer le début d'injection du combustible pilote comme le montre la figure II.7 illustrée ci-dessous. Au vu de cette figure, nous constatons que l'injection du gazole est suivie d'une chute de la pression d'injection.

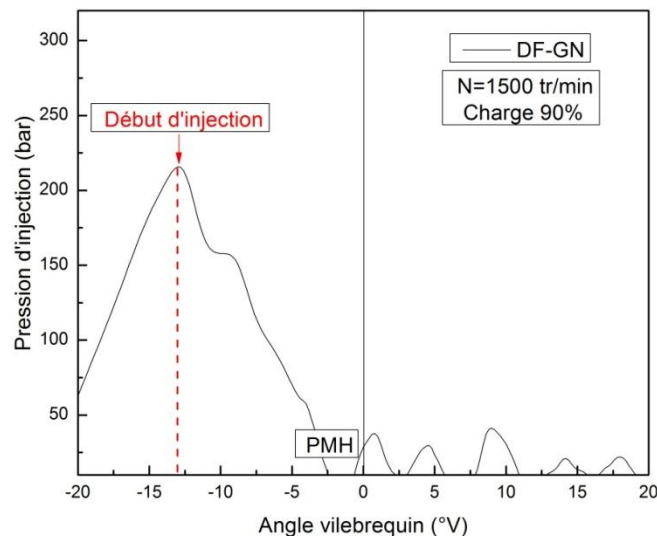


Figure II.7 : Pression d'injection du mode dual-fuel alimenté par du GN.

II.4.2.1.2 Pression cylindre, le taux de dégagement de chaleur et le cumulé

- Pression cylindre

Les données de 100 cycles consécutifs sont enregistrées et analysées à l'aide du logiciel AVL, avec un incrément de 0,2 °V, afin d'obtenir les paramètres de combustion. La figure II.8 représente respectivement les résultats des pressions mesurées ainsi que les températures calculées à partir de l'équation des gaz parfait, pour les deux modes de fonctionnement à différentes charges du moteur. Nous constatons la même allure de la courbe représentative qu'elle soit à faibles ou encore à fortes charges. De plus, un pic de pression peut être observé pour toutes les charges étudiées quel que soit le combustible gazeux testé. Selon la charge étudiée, la position de ce pic se situe après le PMH pour un angle vilebrequin variant entre 4 °V et 7 °V. Cette information est primordiale pour assurer le bon fonctionnement du moteur.

En effet, pour une pression maximale aux alentours immédiats du PMH, le risque de la dégradation des performances du moteur est probable.

A faible charge, le moteur fonctionnant en mode dual-fuel, présente une pression légèrement plus basse que celle en mode diesel conventionnel. La pression en mode diesel est de 70 bars. En mode dual-fuel, elle est de 68 bars pour le biogaz et de 66 bars pour le gaz naturel. A cette charge, nous constatons par ailleurs que les courbes de pression sont similaires dans les deux modes de fonctionnement, et se coïncident parfaitement. Ceci peut être expliqué par la faible quantité du combustible gazeux injectée (0,0045 g/cycle) dans la chambre de combustion, en comparaison à celle du combustible pilote injectée (0,008 g/cycle). A la même charge la quantité de gazole injectée en mode conventionnel est de 0,009 g/cycle. D'autres part, à charges intermédiaires et fortes charges, nous observons un décalage et un détachement entre les trois courbes de pression cylindre. A charge intermédiaire, la pression cylindre du mode dual-fuel est plus faible que celle du mode diesel, et est plus élevée pour le gaz naturel à forte charge. Ce détachement peut être expliqué par le fait que le mélange air + gaz ait une chaleur spécifique du plus élevée.

Pour ce qui est de charge élevée, la pression cylindre en mode DF-GN devient plus importante que celle du mode DF-BG où bien celle observée en mode conventionnel. Nous pouvons expliquer cette élévation par l'augmentation de la température présentée sur la figure II.8 (b), ainsi que par le dégagement de chaleur plus élevé visualisé après le PMH, comparé à celui observé aux deux autres cas étudiés. Cet accroissement se traduit par l'amélioration de la combustion du GN. Ces explications sont renforcées ainsi par la consommation spécifique abordée ci-après.

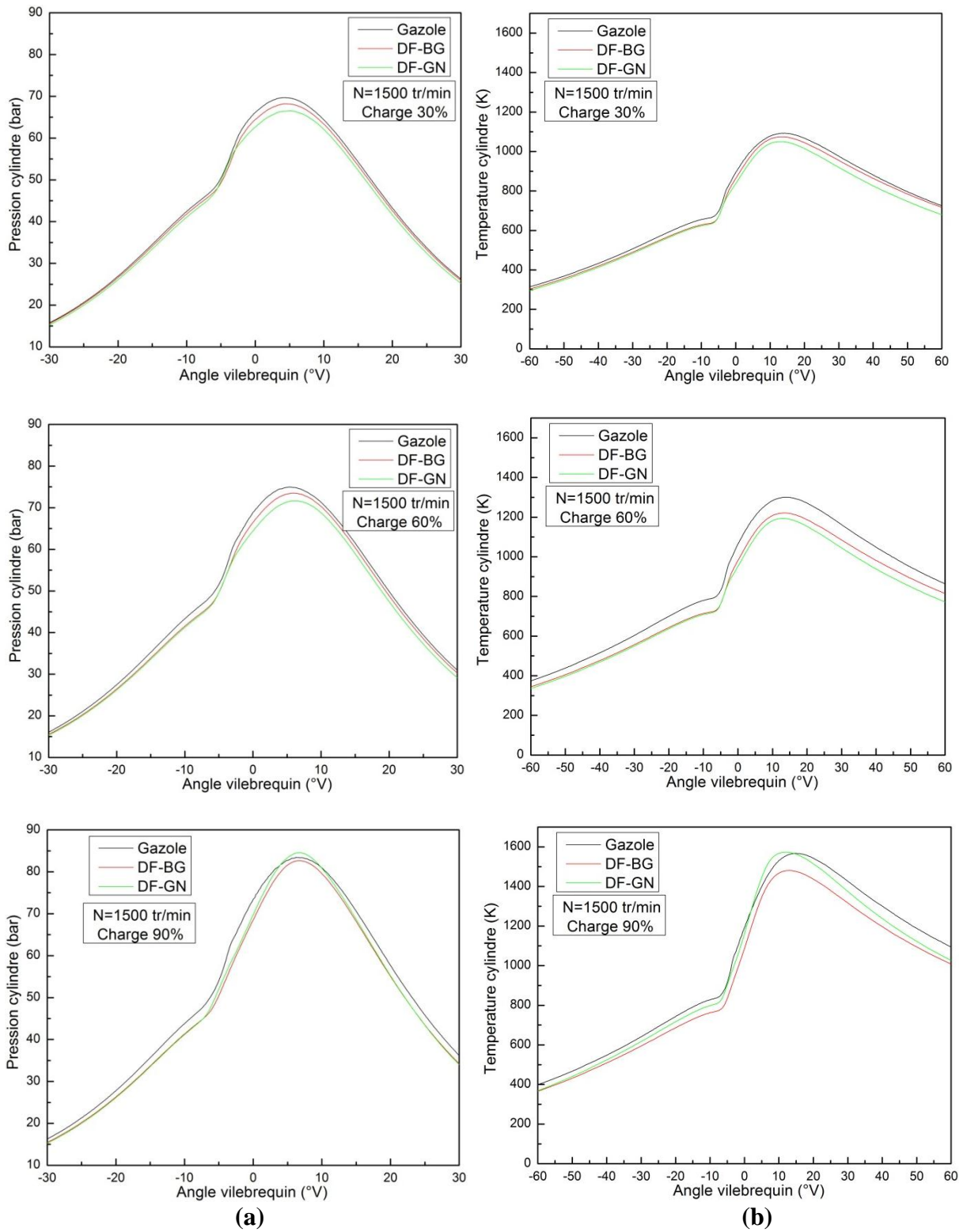


Figure II.8 : Evolution de pression cylindre (a) et de la température (b) à différentes charges.

- **Taux de dégagement de chaleur**

Afin d'examiner le processus de combustion dans les deux modes, le taux de dégagement de chaleur (TDC) doit être déterminé. Le TDC peut fournir des informations précieuses pour comprendre le fonctionnement du moteur. Il est calculé analytiquement, par l'application de la première loi de la thermodynamique et de l'équation des gaz parfait. En utilisant la variation du volume du cylindre, et des valeurs enregistrées de la pression dans le cylindre. L'expression suivante est utilisée pour obtenir le TDC [2].

$$\frac{dQ_{net}}{d\theta} = \frac{\gamma}{\gamma-1} P \left[\frac{dV}{d\theta} \right] + \frac{1}{\gamma-1} V \left[\frac{dP}{d\theta} \right] \quad (\text{II.3})$$

Où $\frac{dQ_{net}}{d\theta}$ le taux de dégagement de chaleur net. P est la pression du cylindre. γ le rapport de chaleur spécifique et V représente le volume de la chambre de combustion ; dépend de l'angle de vilebrequin (θ), et des paramètres géométriques du moteur. Le volume V du cylindre est obtenu par l'équation suivante :

$$V(\theta) = V_{cyl} \frac{\tau_c}{\tau_c-1} - \frac{1-\cos\theta}{2} + \frac{1}{2} \sqrt{\left(2\frac{L}{C}\right)^2 - \sin^2\theta} \quad (\text{II.4})$$

Où V_d , τ_c , L et C représentent respectivement la cylindrée, le taux de compression, la longueur de la bielle et la course.

Un traitement de données de pression sous forme de lissage est indispensable, suite à la tendance bruyante du signal de pression entre des valeurs successives. Pour notre cas, un lissage a été établi en utilisant l'équation pour le lissage de données de pression instantanée suivante [3] :

$$P_n = [(P_{n-1} + 2(P_n) + (P_{n+1}))]/4 \quad (\text{II.5})$$

Le taux de dégagement de chaleur ainsi que son diagramme de cumulé sont présentés dans la figure II.9 (a,b). A faibles charges, le fonctionnement DF-BG est similaire à celui du gazole, ceci nous confirme les résultats de la pression cylindre traités et expliqué dans le paragraphe précédent. A charges intermédiaires, le pic de la phase de prémélange en mode dual-fuel alimenté par du biogaz coïncide avec celui du diesel, et tend à devenir similaire avec celui alimenté par du gaz naturel dans la phase de diffusion. Par contre, à fortes charges, les courbes en mode dual-fuel ont la même allure et elles ont tendance à s'accorder dans les deux phases de combustion (de prémélange et de diffusion). A cette même charge, comme il a été mentionné précédemment, la pression cylindre du mode DF-GN présente un maximum. Ce qui explique le tracé du taux de dégagement de chaleur, où à la phase de diffusion, le mode DF-GN présente un maximum par rapport au deux autres cas étudiés.

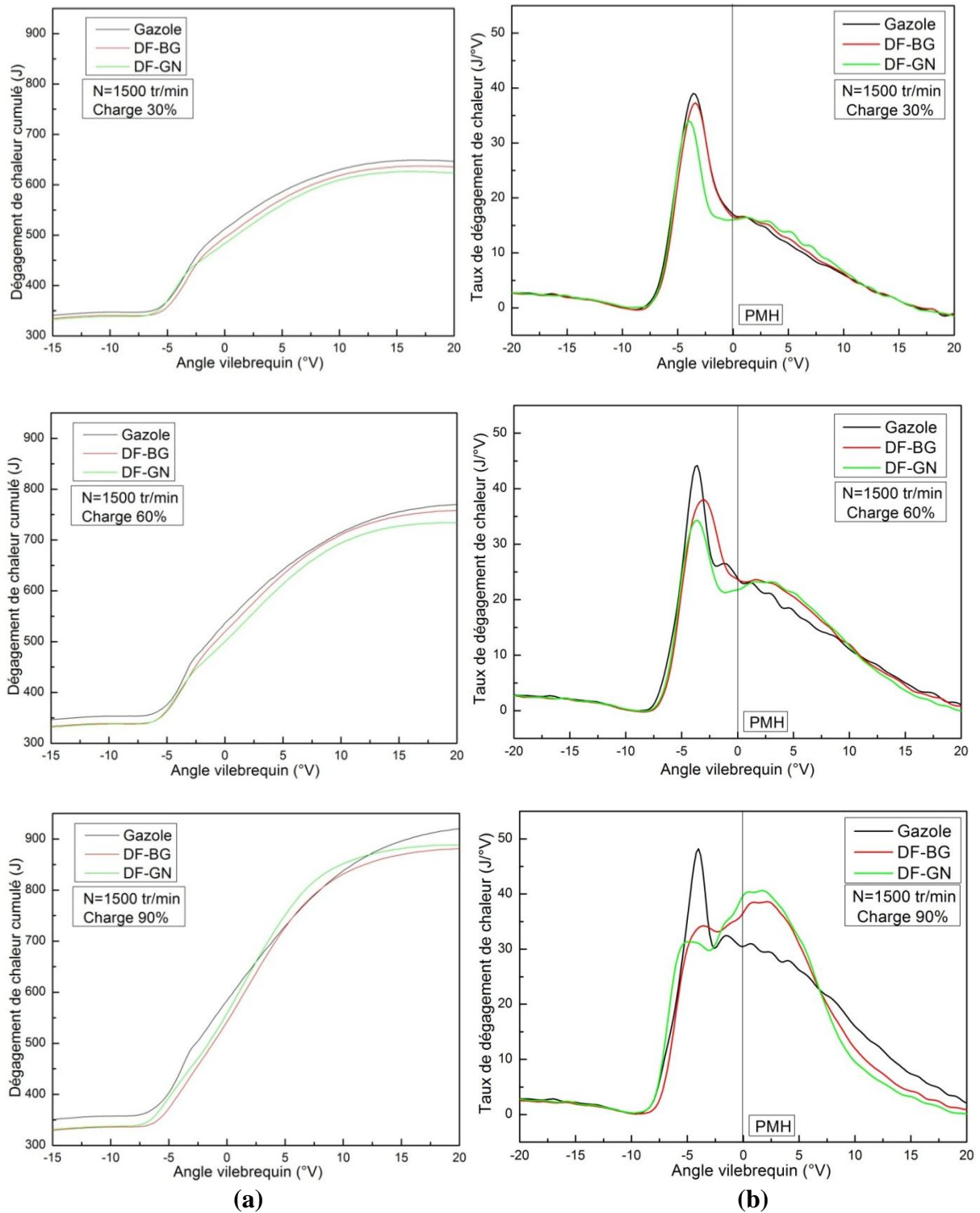


Figure II.9 : Diagramme du dégagement de chaleur cumulé (a) et du taux de dégagement de chaleur (b) à différentes charges moteur.

Concernant la pression maximale du cycle en fonction de la puissance, elle est présentée dans la figure II.10 pour les deux modes étudiés. Nous constatons que les courbes ont la même allure pour toutes les charges étudiées. De plus, la pression maximale du cylindre, augmente avec l'accroissement de la charge. D'après cette figure, nous remarquons qu'à charges faibles et intermédiaires, la pression maximale du gazole, est la plus importante

en comparaison à celle en mode dual-fuel, alimenté avec du biogaz ou du gaz naturel. Par contre, à pleine charge, la pression maximale que présente le moteur en mode dual-fuel gaz naturel est la plus élevée par rapport au deux autres cas étudiés. En effet, le gaz naturel a un délai d'auto-inflammation plus court, ce qui se traduit par une combustion précoce. Sa pression maximale atteindra alors une valeur plus élevée, que les deux autres carburants.

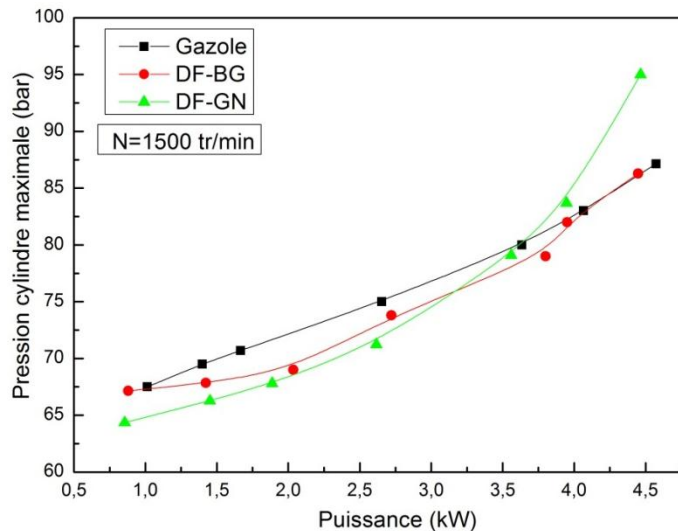


Figure II.10 : Pression cylindre maximale en fonction de la puissance

II.4.2.1.4 Délai d'auto-inflammation

Le délai d'auto-inflammation (DI), défini comme étant l'intervalle d'angle vilebrequin entre deux points. Le premier point représente le début de l'injection, le second étant le début de la combustion. Cet intervalle peut être déterminé par deux méthodes, soit à partir de la courbe de la dérivée de la pression, où bien à partir de la courbe du taux de dégagement de chaleur.

La figure II.11, nous renseigne sur l'évolution du délai d'auto-inflammation du biogaz et du gaz naturel en mode dual-fuel, comparé à celui du moteur diesel en mode conventionnel. Il ressort de ce tracé que les courbes ont la même allure quelle que soit la charge étudiée pour le cas du moteur diesel et celui fonctionnant en mode DF, sauf à pleine charge, où le DI du GN présente un minimum par rapport à celui du biogaz où celui du gazole. De plus, nous pouvons visualiser la baisse du délai d'auto-inflammation, avec l'augmentation de la charge du moteur. Ceci est expliqué par l'élévation de la température, la pression des gaz dans le cylindre ainsi que la richesse du mélange, ce qui diminue le DI.

A faible charge, les DI du mode dual-fuel, tendent à être similaire à celui du gazole. Par ailleurs, à 40%, 60% et 80% de la pleine charge, le DI du mode DF-BG est globalement identique à celui du DF-GN et plus important en comparaison avec celui du mode conventionnel. Par contre à forte charge (90%), le DI du DF-GN se rapproche du DI de gazole

pour une valeur de 4,3 °V. De plus, à pleine charge, le délai d'auto-inflammation du gaz naturel devient le plus court. En effet, l'augmentation de la température (voir la figure II.8 (b)) des gaz dans le cylindre favorise l'auto allumage ce qui réduit le délai d'auto-inflammation du gaz naturel.

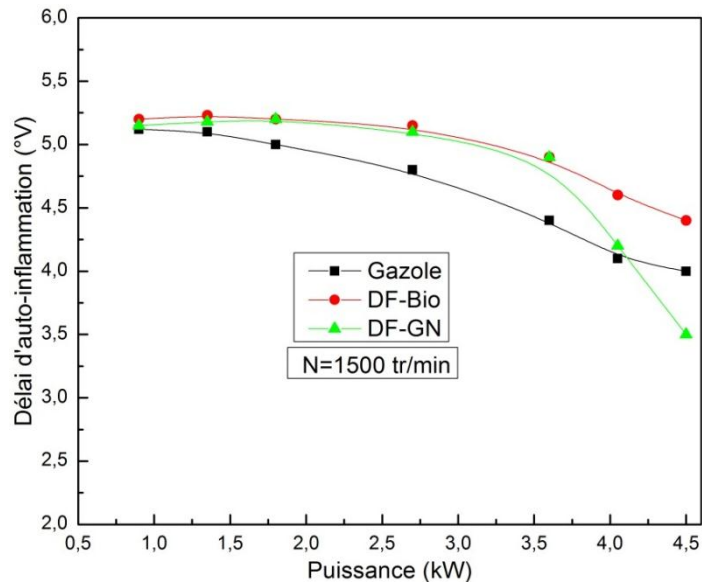


Figure II.11 : Evolution du délai d'auto-inflammation.

II.4.2.1.5 Durée de combustion

La durée de combustion est présentée en termes d'angle de vilebrequin. Elle est définie entre deux positions, lorsque le taux de dégagement de chaleur prend une valeur positive, et le moment où 90% de la chaleur nette est libérée [2]. La courbe relative au mode dual-fuel alimenté par du biogaz, a la même tendance que celle du mode conventionnel (Fig.II.12). La durée de combustion augmente avec l'accroissement de la charge étudiée, hormis pour le cas du gaz naturel, où la durée de combustion augmente de faibles à moyennes charges, et tend à diminuer à forte charge. Effectivement, afin d'augmenter la charge moteur, il est nécessaire d'injecter une quantité de combustible beaucoup plus importante, en comparaison à celle injectée à faible charge, ce qui implique des durées de combustion plus longues. Nous remarquons qu'à faibles charges à 20%, 30% et 40% les deux modes ont la même durée de combustion, et ce quel que soit le combustible étudié. A charge intermédiaire et à charge élevé, le mode dual-fuel (biogaz, gaz naturel) possède une durée de combustion plus courte, que celle de gazole. Ces constatations peuvent être expliquées par une durée de combustion courte du gaz naturel due à l'amélioration de la qualité de la combustion. Ceci induit une diminution importante de la combustion tardive. Ces remarques peuvent être renforcées par la diminution de la température d'échappement présentée par la suite dans la figure II.16.

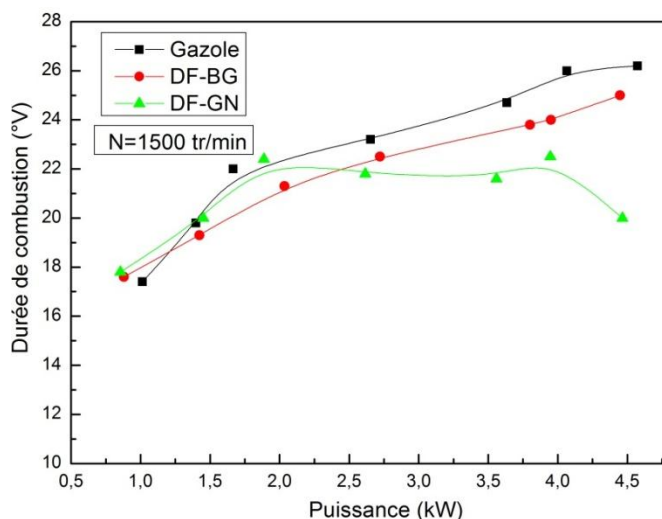


Figure II.12 : Evolution de la durée de combustion.

II.4.2.1.6 La richesse

On calcule la richesse, en exploitant les mesures de débits des combustibles primaires et de pilote ainsi que de l'air. La représentation graphique des calculs de la richesse des deux modes de fonctionnement ont été résumés dans la figure II.13 illustrée ci-dessous.

Cette figure nous montre également que la richesse en mode dual-fuel, alimenté par du gaz naturel, est la plus importante dans tous les cas étudiés, alors que, la richesse du moteur alimenté par du biogaz, est la plus faible. Ceci peut être expliqué par le rapport stœchiométrique du gaz naturel élevé qui est de 17,4 en comparaison à ceux du gazole et du biogaz qui sont respectivement de 14,4 et 6,8. De plus, le biogaz est considéré comme un gaz dilué vu les 40% de CO_2 présent dans sa composition. Contrairement au gaz naturel, possédant 1,45% de CO_2 .

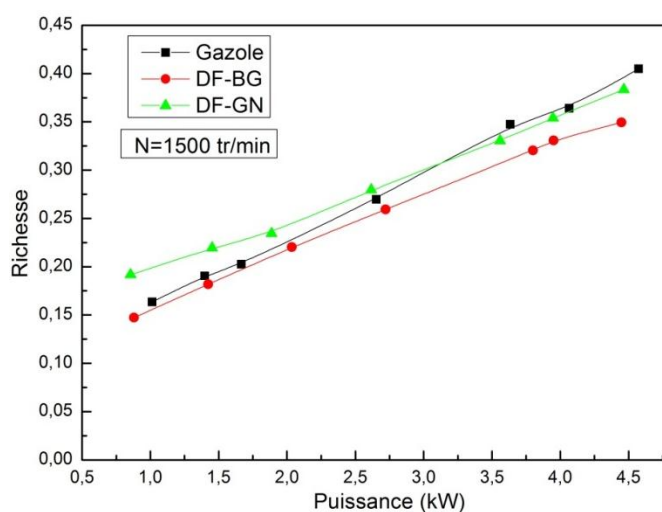


Figure II.13 : Variation de la richesse en fonction de la puissance.

II.4.2.1.7 Rendement effectif et consommation spécifique

Le rendement effectif ainsi que la consommation spécifique sont calculés respectivement comme suit [2] :

$$\eta_{eff} = \frac{P_{eff}}{\dot{m}_g PCI_g + \dot{m}_d PCI_d} 100 \quad (\text{II. 6})$$

$$CS = \frac{\dot{m}_g + \dot{m}_d}{P_{eff}} \quad (\text{II. 7})$$

Les indices d et g représentent respectivement le gazole et le gaz.

Avec:

P_{eff} : La puissance effective (kW).

\dot{m} : Le débit massique du combustible (kg/s).

L'évolution du rendement effectif, en fonction de la puissance du moteur, est représentée dans la figure II.14. D'après cette figure, les courbes ont le même profil, pour les deux modes de fonctionnement. Le mode DF-BG tend à présenter le même rendement que celui du diesel conventionnel, malgré son faible pouvoir calorifique, ceci étant valable pour les charges faibles et intermédiaires. A charges élevées, à savoir 80%, 90% et 100%, le rendement du mode DF-BG est légèrement supérieur à celui du mode conventionnel. Par ailleurs, le mode DF-GN présente le plus bas rendement en comparaison des deux autres cas étudiés, sauf à pleine charge. En effet, pour une puissance effective développée de 4,5kW, un rendement d'une valeur de 38% a été noté.

Toutes ces observations peuvent être expliquées par le fait que le biogaz possède du CO_2 . Certes que le CO_2 est un gaz inerte et est connu par sa capacité de réduire la vitesse de la propagation de la flamme, mais selon plusieurs travaux [4, 5] il peut être dissocié en monoxyde de carbone (CO) et en oxygène O_2 . En effet, il a été rapporté par Bari et al. [4], que la température de la flamme du gazole est suffisamment élevée pour déclencher la dissociation CO_2 dans le cylindre. Cependant, le CO étant un gaz à combustion rapide, nous pouvons considérer que la vitesse de combustion du mélange peut être améliorée par la présence du CO.

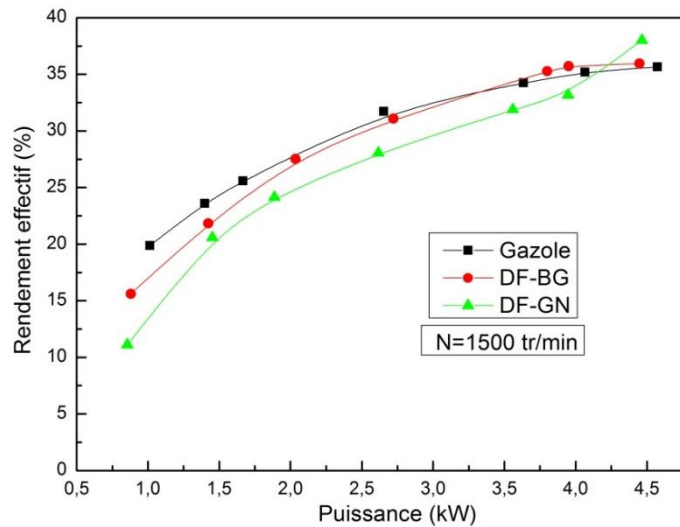


Figure II.14 : Evolution du rendement effectif à différentes charges.

L'évolution de la consommation spécifique (CS) pour les deux modes testés est représentée dans la figure II.15. Les courbes présentent la même allure pour le mode diesel et celui du DF-BG, sur toute la plage de charges étudiées. La CS diminue avec l'augmentation de la charge pour les deux modes de fonctionnement. Ceci peut être attribué à l'amélioration de la combustion, conduisant à un meilleur rendement. Aussi, nous remarquons que la CS en mode DF reste supérieure à celle du gazole, sauf pour le cas du DF-GN, où la CS devient plus faible que celle du mode diesel à 90% et 100% de la pleine charge. Nous pouvons expliquer l'augmentation de la CS, que présente le mode DF-BG, par le faible pouvoir calorifique du biogaz en comparaison avec celui du gazole. Par ailleurs, il ressort de cette figure que la CS du mode DF-GN est plus importante à faibles charges et devient inférieure à être similaire à celle du mode DF-BG au-delà de 40% de charge. Ceci peut être dû à la masse volumique du GN qui est plus petite par rapport à celle du biogaz. Cependant, comme le GN est plus léger que le biogaz le moteur consomme plus à faible charge pour le remplissage du cylindre afin de développer la même puissance de sortie.

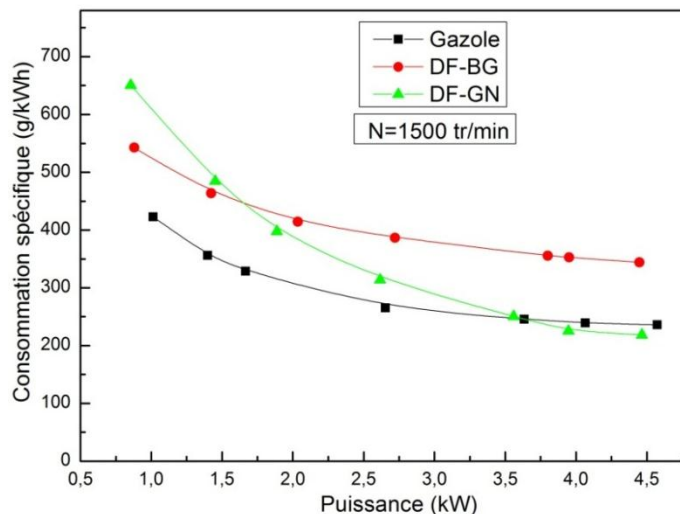


Figure II.15 : Evolution de la consommation spécifique par rapport à la puissance.

II.4.2.1.9 Température d'échappement

L'évolution de la température d'échappement, suivant la puissance développée par le moteur, est représentée dans la figure II.16. Pour les deux modes étudiés. Nous remarquons que pour tout combustible gazeux étudié, la température d'échappement est similaire à celle du gazole. La variation de la température d'échappement est linéairement proportionnelle à la puissance effective délivrée par le moteur. Par ailleurs, la température d'échappement en mode dual-fuel DF-GN est légèrement plus faible, en comparaison aux deux autres cas étudiés à fortes charges. En effet, une durée de combustion plus courte du gaz naturel, induit donc à une température de gaz d'échappement plus faible.

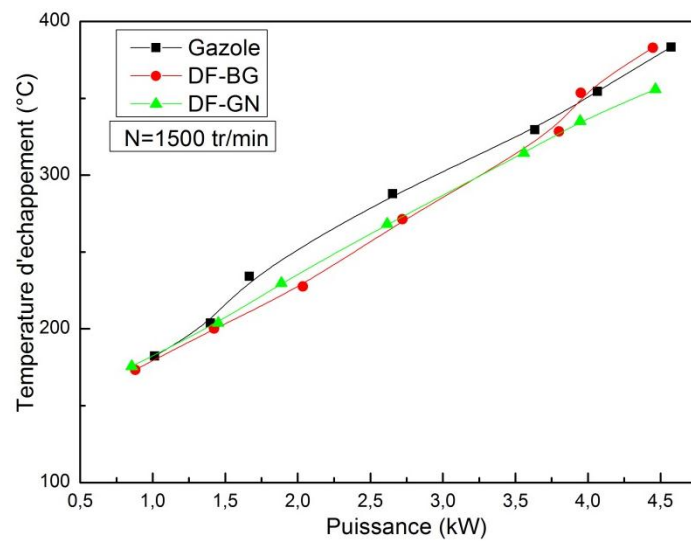


Figure II.16 : Evolution de la température d'échappement.

II.4.2.2 Effet sur les émissions polluantes

II.4.2.2.1 Emissions de NOx

L'analyse des émissions de NOx, dans les gaz d'échappement à différentes charges, pour le moteur diesel et pour le mode dual-fuel est représentée dans la figure II.17. On constate que les courbes décrivent une même allure quel que soit le combustible étudié. De même, la concentration des émissions de NOx, accroît avec l'augmentation de la charge. Cette figure nous montre que la concentration des émissions de NOx dans les gaz brûlés du moteur diesel, est beaucoup plus élevée que celles enregistrées dans le moteur fonctionnant en mode dual-fuel, et ce pour toutes les charges étudiées excepté à pleine charge pour le cas du mode DF-GN.

Ce constat a été rapporté également par d'autres auteurs, comme Papagiannakis et al. [6]. Ceci est dû à la quantité du combustible primaire introduite avec de l'air qui réduit la concentration d'oxygène aspirée dans le cylindre, ce qui a un effet positif sur la formation des émissions de NOx. De plus, à charges faibles ainsi qu'intermédiaires (20%, 30% et 40%), la

quantité des NOx émise par le moteur DF-BG, est similaire à celle du moteur DF-GN. En outre, à partir de 60% jusqu'à la pleine charge, le moteur DF-GN dégage une concentration des émissions de NOx plus importante que celle du moteur DF-BG. Ceci est la conséquence de l'augmentation de la température de la charge dans le cylindre (voir la figure II.8 (b)).

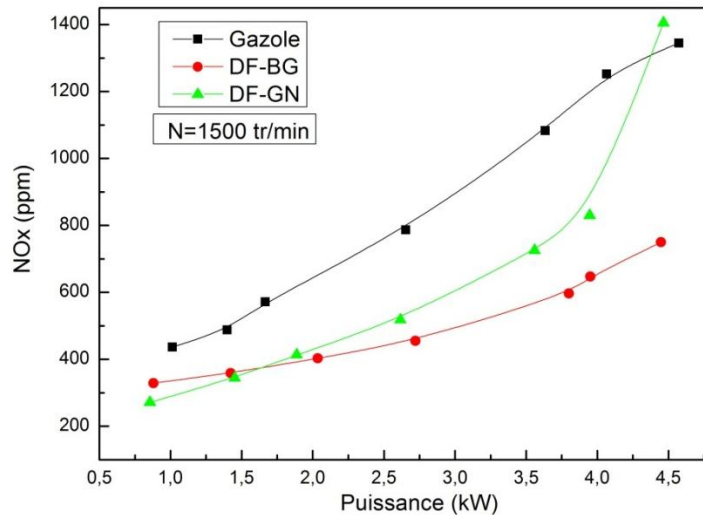


Figure II.17 : Emissions de monoxyde d'azote en fonction de la puissance effective.

II.4.2.2.2 Emissions de CO

Les mesures des émissions de monoxyde de carbone (CO), enregistrée dans les gaz d'échappement pour les différents carburants testés, sont représentées dans la figure II.18. Quel que soit le carburant gazeux ou la charge étudiée, les émissions de monoxyde de carbone en mode DF, sont plus élevées que celles enregistrées en mode conventionnel.

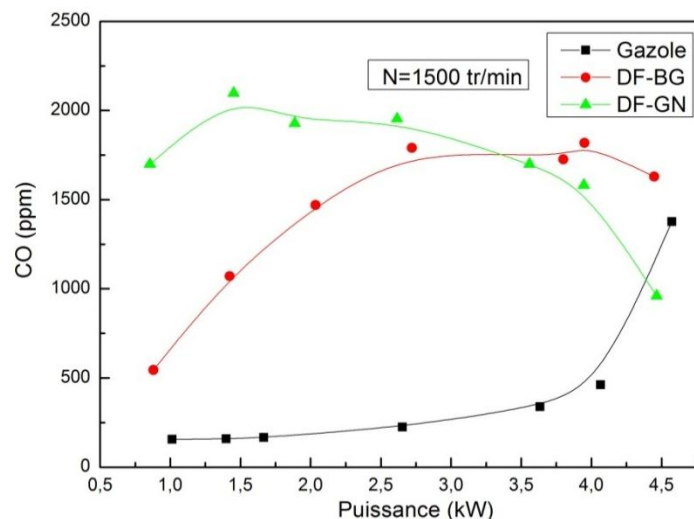


Figure II.18 : Emissions de monoxyde de carbone en fonction de la puissance effective.

En mode DF-BG, les émissions de CO augmentent avec l'augmentation de la charge du moteur, puis se stabilisent à 60% de la charge. Ce qui est à l'inverse du mode DF-GN, où les émissions de CO sont très élevées à faibles charges, puis diminuent avec l'augmentation

de la charge. Ceci peut être expliqué par une amélioration de la combustion pour le cas du mode DF-GN, comme expliqué dans le paragraphe précédent.

II.4.2.2.3 Emissions de HC

Les émissions des hydrocarbures imbrulés (HC) sont engendrées par une combustion incomplète du carburant. La variation des émissions des HC en fonction de la charge du moteur, est illustrée dans la figure II.19 (a). Nous remarquons que les émissions de HC enregistrées dans les gaz d'échappement en mode DF sont considérablement plus élevées, que celles en mode conventionnel, pour toutes les charges. De plus, il est à noter qu'en mode DF-BG la tendance de la courbe n'est pas semblable à celle du DF-GN. Les HC en DF-BG augmentent dans un premier temps, avec l'augmentation de la charge jusqu'à atteindre un maximum pour une charge de 60%, suivit d'une baisse, jusqu'à la pleine charge. Ceci peut être attribué à l'amélioration de la combustion, qui est due à l'augmentation des températures de la charge admise dans le cylindre, ainsi qu'au mélange plus riche (air /biogaz). Cependant, à faibles charges les émissions de HC sont très élevées pour le mode DF-GN par rapport à celui du DF-BG à charges faibles et intermédiaires. Ceci peut être expliqué à l'aide de la figure II.20 (b) qui donne l'évolution des émissions de CH_4 dans les gaz d'échappement. Nous remarquons que la majeure partie des émissions de HC provient de celle du CH_4 non brulé. Aussi, comme le biogaz contient moins de CH_4 (60%) que le GN (91%), les émissions de HC en DF-GN sont plus élevées. Les émissions de HC, diminuent d'avantages à partir de 60% est ce jusqu'à la pleine charge. A fortes charges la présence des deux facteurs, à savoir l'augmentation de la température de la charge, et l'amélioration de la richesse du mélange, favorisent la bonne combustion et conduisent à la réduction des émissions des HC dans les gaz brulés.

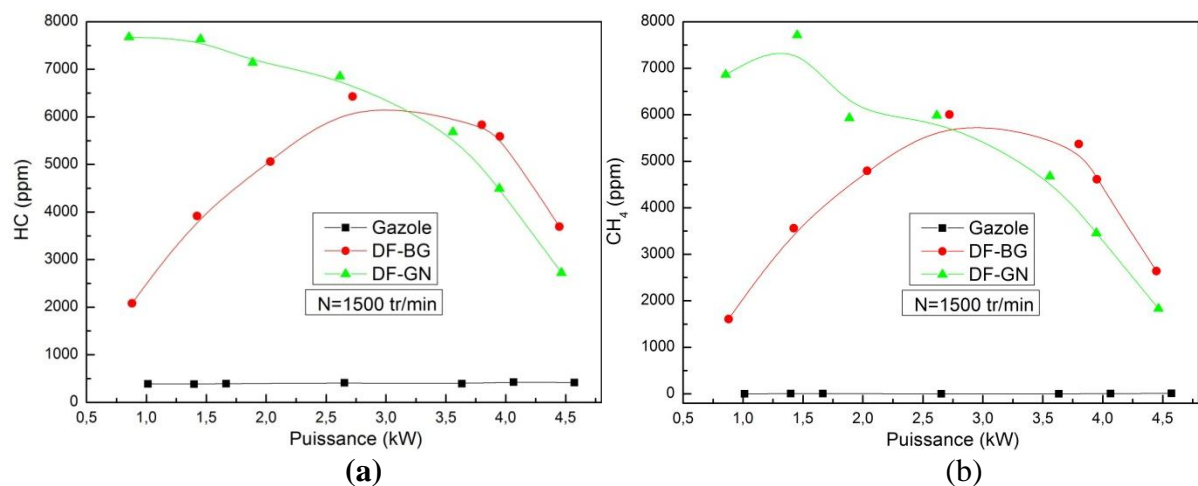


Figure II.19 : Emissions des hydrocarbures imbrulés (a) et des CH_4 (b) en fonction de la puissance effective.

II.4.2.2.4 Emissions de suies

Contrairement aux émissions de HC et aux émissions de CO enregistrées dans les gaz d'échappement du moteur dual-fuel, la concentration des suies est considérablement basse, en comparaison à celle du diesel conventionnel, pour toutes les charges étudiées, et ce quel que soit le combustible primaire étudié. Les résultats des émissions de suies sont résumés dans la figure II.20. Les courbes du mode DF ont la même allure avec celle du diesel conventionnel, sauf à pleine charge où les émissions de suies en mode diesel conventionnel présentent un maximum. En effet, l'un des problèmes majeurs des moteurs diesel est la concentration importante des émissions des suies dans les gaz d'échappement.

La formation précoce des particules de suies qui aura lieu au niveau du processus de la combustion diffusive est due à la dissociation du combustible à haute température. Le biogaz ainsi que le gaz naturel ne contiennent pas une liaison C-C ce qui est un facteur positif sur la formation des suies. Ceci explique l'analyse des résultats de la figure II.20 où le gaz naturel présente une concentration des suies qui tend vers le zéro pour toutes les charges étudiées.

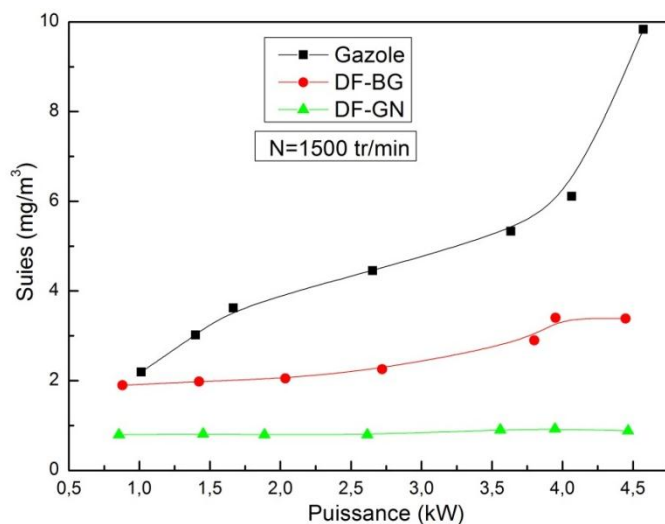


Figure II.20 : Emissions de suies en fonction de la puissance effective.

II.4.2.2.5 Dioxyde de carbone

Concernant l'évolution des émissions de dioxyde de carbone, elle est présentée dans la figure II.21 illustrée ci-dessous. On constate que les courbes ont la même tendance, quel que soit le carburant étudié. Les émissions de dioxyde de carbone s'élèvent avec l'augmentation de la charge du moteur, alors que la concentration des émissions de CO₂ en mode dual-fuel alimenté par du biogaz, est plus importante que celle relative au gaz naturel ou au gazole à charge intermédiaire, ainsi qu'à forte charge. Ce résultat découle du fait que le biogaz, contient déjà du dioxyde de carbone, par rapport au gaz naturel ou du gazole.

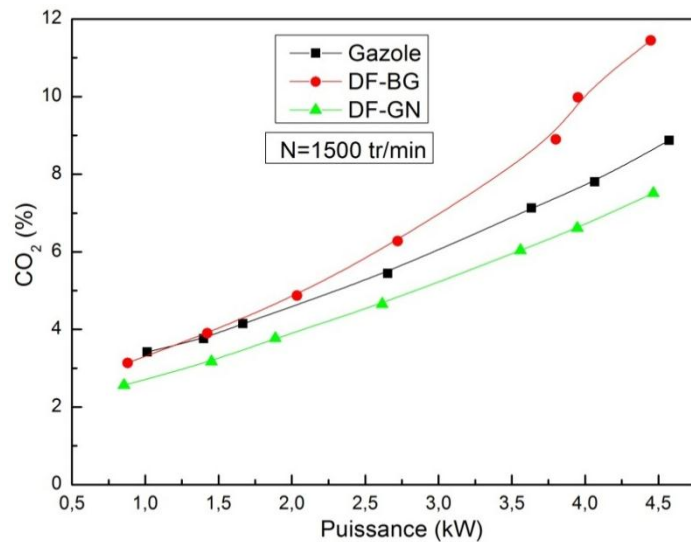


Figure II.21 : Emissions de dioxyde de carbone en fonction de la puissance effective.

II.5 Conclusion

Une étude expérimentale a été élaborée afin de cerner les effets des combustibles alternatifs sur les performances, les caractéristiques de combustion ainsi que les émissions polluantes des moteurs fonctionnant en mode dual-fuel. Les résultats ont été confrontés avec ceux issus des essais en mode diesel conventionnel. Il en ressort de cette étude que la conversion du moteur diesel conventionnel en un moteur fonctionnant en mode dual-fuel, utilisant les carburants alternatifs, est une technique prometteuse vis à vis aux problèmes croissants liés à l'environnement et à l'énergie.

Nous avons conclu que la combustion en mode dual-fuel est similaire à celle du mode conventionnel à savoir la pression cylindre, le taux de dégagement de chaleur...etc. De plus, le rendement en mode dual-fuel alimenté par du biogaz a montré un résultat intéressant par rapport à celui alimenté par du gaz naturel. Toutefois, concernant le mode DF, les émissions polluantes sont plus basses significativement (suies, NOx) que celles observées en mode diesel. Nous avons noté une réduction de 70% et de 90% en utilisant respectivement le biogaz et le gaz naturel comme combustible primaire. Par ailleurs, l'inconvénient principal de ce mode de fonctionnement et les émissions de HC et CO. La concentration de ces derniers est importante et ce sur toute la plage de fonctionnement.

Après la synthèse de cette première partie de l'étude expérimentale, nous avons conclu que l'utilisation du biogaz en mode dual-fuel offre de meilleures performances que le GN. En effet, les émissions de CO ainsi que les HC, sont plus importantes dans les gaz d'échappement du moteur alimenté par du gaz naturel, par rapport à celui du biogaz à charges faibles et intermédiaires. De plus, nous avons constaté que le rendement du moteur dual-fuel

biogaz/gazole, est plus élevé que celui du gaz naturel pratiquement pour toutes les charges étudiées.

Dans la suite de ce travail, nous avons opté pour le mode DF-BG dans les prochains tests moteur, présentés dans le prochain chapitre. Une seconde partie expérimentale est destinée à l'amélioration de ce moteur diesel fonctionnant en mode dual-fuel, alimenté par du biogaz. Dès lors, des techniques ont été proposées, afin d'améliorer les performances de ce mode, et de minimiser les émissions polluantes.

Références Bibliographiques

- [1] Tarabet. L, Loubar K, Lounici. M.S, Khiari. K, Belmrabet .T, Tazerout. M, Experimental investigation of DI diesel engine operating with eucalyptus biodiesel/natural gas under dual-fuel mode, Fuel. Vol.133, (2014), pp. 129–138.
- [2] Heywood. J.B, Internal Combustion Engines Fundamentals, Tata McGraw-Hill Education Private Limited, New Delhi, India (2013), pp. 509–511.
- [3] Bora. Bhaskor.J, Saha Ujjwal.K, Chatterjee. S, Veer. V, Effect of compression ratio on performance, combustion and emission characteristics of a dual-fuel diesel engine run on raw biogas. Energy Conversion Management. Vol.87, (2014), pp. 1000–1009.
- [4] Bari. S, Effect of carbon dioxide on the performance of biogas/diesel dual-fuel engine. World Renewable Energy Congress N°4, Denver, USA, 9, (1996), pp. 1007- 1010.
- [5] Lounici. M.S, Loubar. K., Tazerout. M., Balistrou. M., Experimental Investigation on the Performance and Exhaust Emission of Biogas-Diesel dual-fuel Combustion in a Ci Engine. SAE Technical Paper (2014) 01-2689.
- [6] Papagiannakis. R.G, Hountalas. D.T, Combustion and exhaust emission characteristics of a dual-fuel compression ignition engine operated with pilot diesel fuel and natural gas, Energy Conversion and Management. Vol.45 (18–19), (2004), pp. 2971–2987.

Chapitre III :

**Optimisation et amélioration du
mode dual-fuel**

Chapitre III : Optimisation et amélioration du mode dual-fuel

Ce chapitre consiste en une seconde étude expérimentale afin d'améliorer le fonctionnement, les caractéristiques ainsi que les émissions polluantes du moteur diesel en mode dual-fuel, où le biogaz est le combustible primaire. Des techniques ont été proposées dans le but de minimiser les émissions polluantes, notamment les émissions de HC, que présente le moteur dual-fuel, comparé au moteur diesel conventionnel.

III.1 Introduction

En se basant sur les résultats du chapitre II, nous avons conclu que le biogaz présente des performances meilleures que celles du gaz naturel. Toutefois, le problème des émissions des hydrocarbures (HC) et des monoxydes de carbones (CO) restent l'inconvénient majeur de ce mode de fonctionnement. De ce fait, dans une première partie du présent chapitre, nous avons investigué une technique pour réduire ces émissions nocives, sans détériorations des performances du moteur à charge élevée. Cette technique est basée sur le contrôle de la richesse du mélange combustible. L'ajustement de la richesse est réalisé à travers la mise en place d'une vanne sur le conduit d'admission permettant de varier le débit d'air.

Par ailleurs, afin d'améliorer davantage le mode dual-fuel (DF-BG), une optimisation des paramètres d'injection (avance à l'injection, nombre d'injections) a été réalisée. Cette optimisation a pu être effectuée grâce au nouveau banc d'essai AVL (IMT Atlantique) équipé d'un système à multi-injection haute pression à rampe commune.

L'avance à l'injection est un des paramètres influençant le moteur diesel en termes de performance et d'émissions polluantes. Une importante avance à l'injection favorise le développement d'une pression cylindre maximale et une température plus élevée. Un autre type d'avance à l'injection qui sera traité dans la présente étude est la pré-injection. Elle est connue par ses bienfaits sur les émissions de monoxydes d'azote et sur le rendement.

III.2 Étude de l'effet de la richesse en mode dual-fuel

III.2.1 Procédure expérimentale et méthodologie

Le recours au mode de combustion dual-fuel en moteur diesel devient plus attractif, sur le plan énergétique et environnemental, quand les taux de substitution du gazole sont élevés, c'est-à-dire, à fortes charges. De plus, les résultats du chapitre montrent que les rendements du mode (DF-BG) deviennent similaires, voire meilleurs que ceux du mode conventionnel. Pour cela, nous avons choisis de travailler dans la présente section à une forte charge (80%). Dans les essais réalisés, l'apport d'énergie en mode dual-fuel (gazole +biogaz) a été maintenu constant ; cette énergie permet de produire environ 80% de la pleine charge, en mode diesel conventionnel. Le taux de substitution de l'énergie en pourcentage (PES) du biogaz, demeure invariable à (60%), pour les différentes richesses étudiées. Les essais sont réalisés sur le moteur LISTTER PETER, dont les caractéristiques ont été présentées dans le chapitre II.

Pendant le fonctionnement DF, la variation de la richesse (ϕ) est réalisée par l'ajustement du débit d'air admis à l'aide de la vanne d'étranglement. Cependant, pour le mode diesel conventionnel, les essais moteur ont été menés avec une vanne d'étranglement complètement ouverte, (*Wide Open Throttle*, WOT).

Les paramètres, tels que la pression cylindre, les débits de gazole, de biogaz et de l'air ont été enregistrés pour analyser la combustion ainsi que les performances du moteur. Le tableau III.1 résume les essais moteurs réalisés.

Tableau III.1 : Le plan d'essai moteur réalisé.

Test	Mode	ϕ	Charge	PES
1	Gazole	0,4 (WOT)	80%	0%
2	Dual fuel	0,35 (WOT)	80%	60%
3	Dual fuel	0,45	81%	
4	Dual fuel	0,55	82%	
5	Dual fuel	0,7	84%	

III.2.2 Analyse de la combustion

- Pression cylindre

Pour diagnostiquer le déroulement de la combustion, il est important d'analyser l'historique de la pression dans le cylindre. La Figure III.1, montre l'évolution de la pression cylindre en mode dual-fuel aux différentes richesses examinées. Une comparaison est faite avec le mode diesel conventionnel (WOT).

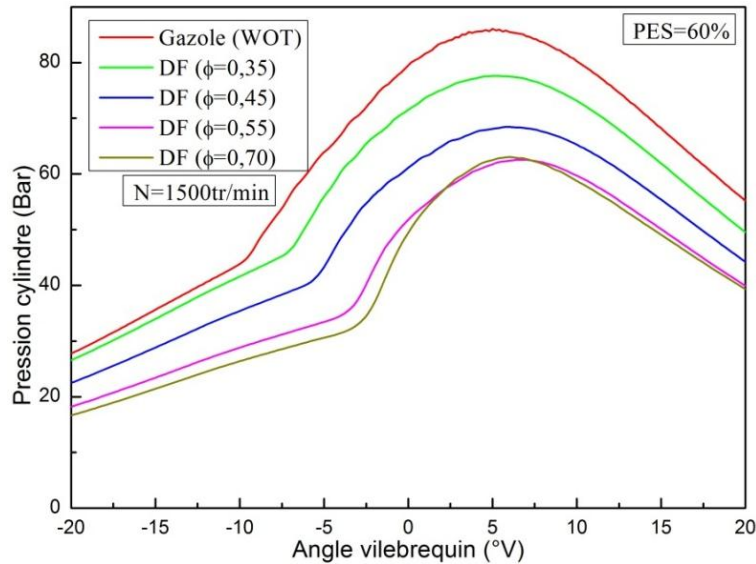


Figure III.1 : Variation de la pression cylindre pour les deux modes, à différentes richesses.

La valeur du pic de pression la plus élevée est de 86 bars (figure III.1). Cette valeur est observée en mode diesel conventionnel. Ce pic se situe à 5,4 °V après le PMH. Cependant, en augmentant la richesse, l'évolution de la pression est en baisse, ainsi que le pic de pression cylindre en mode DF. À $\phi = 0,7$, le plus bas pic de pression cylindre est observé avec une valeur de 63 bars ; et représente une réduction d'environ 26%, par rapport au mode diesel conventionnel.

En outre, cette figure permet de montrer aussi que le niveau de pression cylindre diminue, et ce même pendant la phase de compression. En effet, la réduction du débit d'air à l'admission influe sur la diminution du rendement volumétrique produisant une baisse de la pression cylindre. Ceci peut être visualisé en analysant les courbes de pression cylindre dans l'intervalle variant de 20 °V à 10 °V avant le PMH (figure III.1). De plus, suite à la réduction de la température et de la pression de la charge dans le cylindre, le délai d'auto-inflammation est prolongé. Par conséquent, la position de la pression maximale est décalée, ce qui entraîne une plus importante pression cylindre en s'approchant du PMH.

- Taux de dégagement de chaleur et délai d'auto-inflammation

La figure III.2 (a) décrit l'évolution de délai d'auto-inflammation (DI) par rapport à ϕ pour le mode DF (PES à 60%), en comparaison au mode diesel conventionnel. On peut constater que le DI du mode DF est supérieur à celui du mode diesel conventionnel, pour tous les cas étudiés. En outre, le DI augmente avec l'élévation de la richesse. La valeur du délai d'auto-inflammation, varie entre 3,8 °V et 7,6 °V, pour ϕ compris entre 0,35 et 0,7. Cette prolongation du DI est due à plusieurs facteurs dont : la diminution de la concentration

d'oxygène, l'augmentation de la richesse et celle de la température de la charge [1]. Ces facteurs sont également les raisons de la réduction de la pression cylindre comme indiqué précédemment en (figure III.1). D'autre part, cette extension peut également être engendrée, par la chaleur spécifique élevée du biogaz.

En outre, comme il a été rapporté par Lijiang et al. [2], l'addition du biogaz dans le cylindre, peut retarder l'auto-allumage du carburant pilote, en raison du couplage entre les radicaux libres. En effet, le mélange gazeux (air/biogaz), passe par une réaction de pré-allumage pendant la phase de compression. Cette réaction chimique affecte l'allumage du carburant pilote, en raison de la formation de radicaux énergétiques. Par conséquent, le prolongement du DI peut être également sujet à des facteurs chimiques.

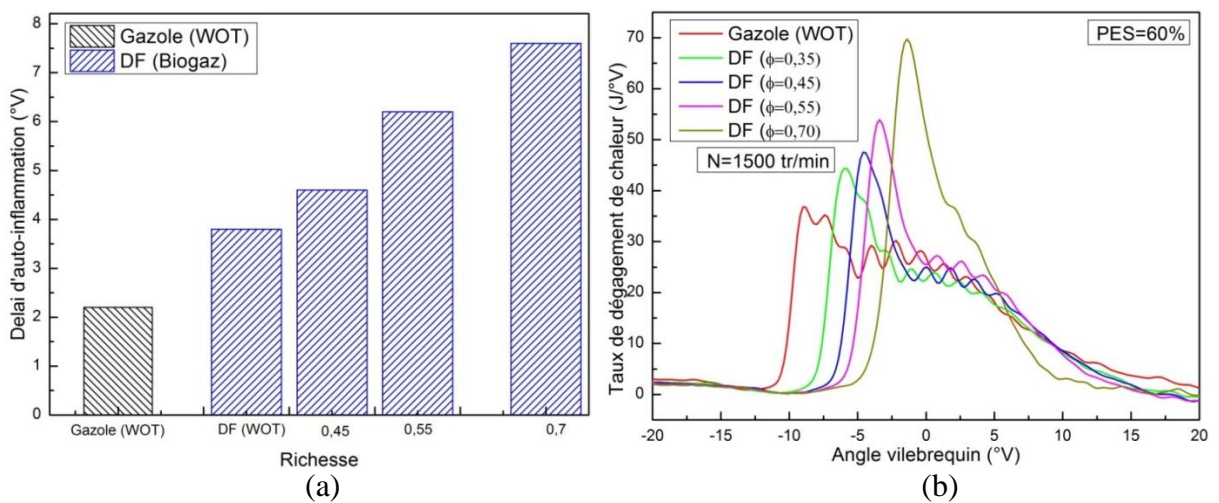


Figure.III.2 : Effet de la richesse sur : (a) le délai d'auto-inflammation, (b) le taux de dégagement de chaleur.

La figure.III.2 (b) nous éclaire sur l'évolution du taux de dégagement de chaleur (TDC), par rapport à l'angle vilebrequin, pour les deux modes de fonctionnement à différentes richesses. Au démarrage de la combustion, le TDC prend des valeurs positives, et augmente jusqu'au pic de la deuxième phase suivi par la combustion par diffusion, qui est commandée par le mélange gazeux. On constate à partir de la figure III.2 (b), que le pic du TDC accroît avec l'augmentation de ϕ , et que, la combustion DF démarre plus tard, avec quelques degrés vilebrequin, par rapport au mode conventionnel en raison de l'extension du délai d'auto-inflammation, comme expliqué précédemment. De plus, en mode dual-fuel, plus la richesse augmente d'avantage, plus le pic de la phase de prémélange s'éloigne de celle du mode diesel, et prend des valeurs de plus en plus élevées. Effectivement, en raison de la réduction de la pression et de la température au cours de phase de compression, comme expliqué ci-dessus, le délai d'auto-inflammation (DI) est modifié. De plus, un décalage du pic de dégagement de chaleur vers la phase de détente est observé. Ceci peut être expliqué par la prolongation du

délai d'auto-inflammation avec l'augmentation de la richesse (fig.III.2 (a)). Les valeurs extrêmes maximales et minimales des pics de la phase de prémélange de TDC, pour le mode DF, sont respectivement de 70 J/°V pour $\phi = 0,7$ et de 43 J/°V pour $\phi = 0,35$. En outre, le minimum de TDC de 36,7 J/°V, est enregistré pour le cas du mode conventionnel, qui a lieu à 8,8 °V avant le PMH.

De plus, Comme il a été rapporté par Heywood [1], le pic de pression cylindre dans le moteur à allumage par compression dépend de la phase de combustion prémélangée [1]. Cette phase de combustion est affectée de manière significative par le retard d'allumage. En outre, cette dernière dépend du type de carburant, richesse ... etc. Le délai d'allumage plus long entraîne une accumulation de carburant et par conséquent une combustion à un taux très élevé pendant la phase de combustion prémélangée. En outre, en raison de cette prolongation du DI, la phase prémélangée se termine plus tard provoquant un changement de position des pics de pression.

- **Durée de combustion**

La figure III.3 (a) représente l'évolution de la durée de combustion, par rapport à la richesse. La durée de combustion diminue à mesure que ϕ augmente. Elle varie de 20,5 °V à 12,2 °V lorsque ϕ varie de 0,35 à 0,7, respectivement. D'après Heywood [1], à hautes richesses la vitesse de combustion du mélange est élevée, ce qui implique la suppression de la combustion tardive, donc une réduction de la durée de combustion. Même observation a été rapportée par Verma et al. [3]. En outre, la figure III.3 (b) confirme et explique bien ces explications, où nous visualisons clairement une vitesse de combustion plus rapide en mode DF pour une richesse de 0,7. Aussi une durée de combustion la plus courte à cette même richesse.

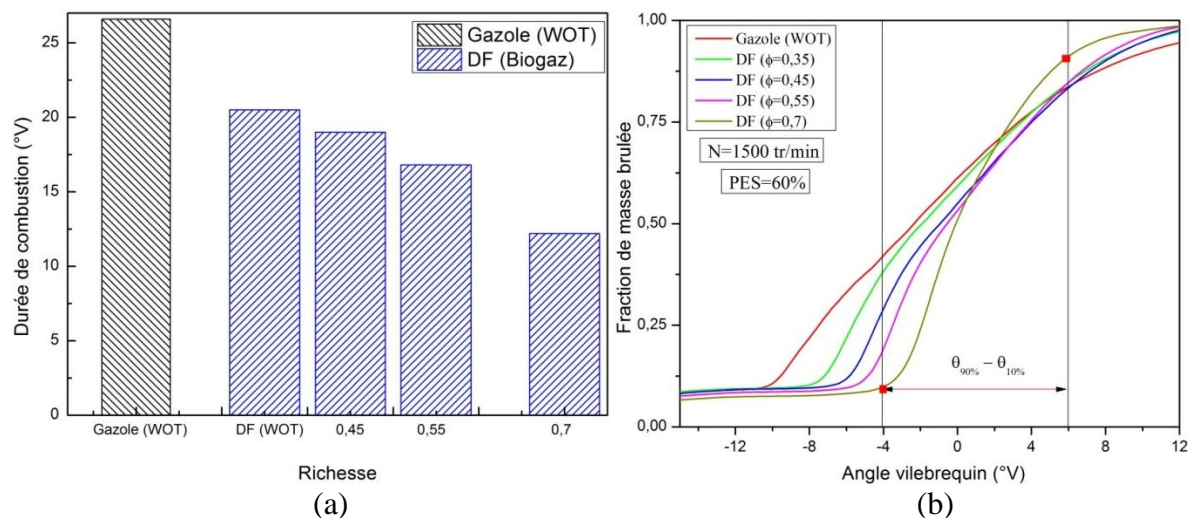


Figure III.3 : Effet de la richesse sur : (a) la durée de combustion, (b) la fraction de masse brûlée.

III.2.3 Analyse des performances

L'évolution du rendement effectif (η_{eff}) ainsi que la consommation spécifique (CS), pour les modes dual-fuel et conventionnel en fonction de ϕ , sont présentés dans la figure III 4 (a). Le η_{eff} en mode dual-fuel (DF), est supérieur à celui en mode DF pour tous les cas étudiés. Concernant le mode DF, l'augmentation de la richesse induit à une amélioration du rendement. Par exemple, le η_{eff} en mode DF à $\phi = 0,7$, est meilleur d'environ 19% que celui en mode diesel conventionnel. A hautes richesses, le mélange gazeux (biogaz/air) devient plus homogène. Ce qui réduit la durée de combustion en augmentant le rendement. Ce facteur est bénéfique pour une combustion complète, et ce afin de limiter les zones d'extinction, ce qui réduit les émissions de HC. On note une augmentation du rendement de quatre points de pourcentage quand la richesse varie de 0,35 à 0,7.

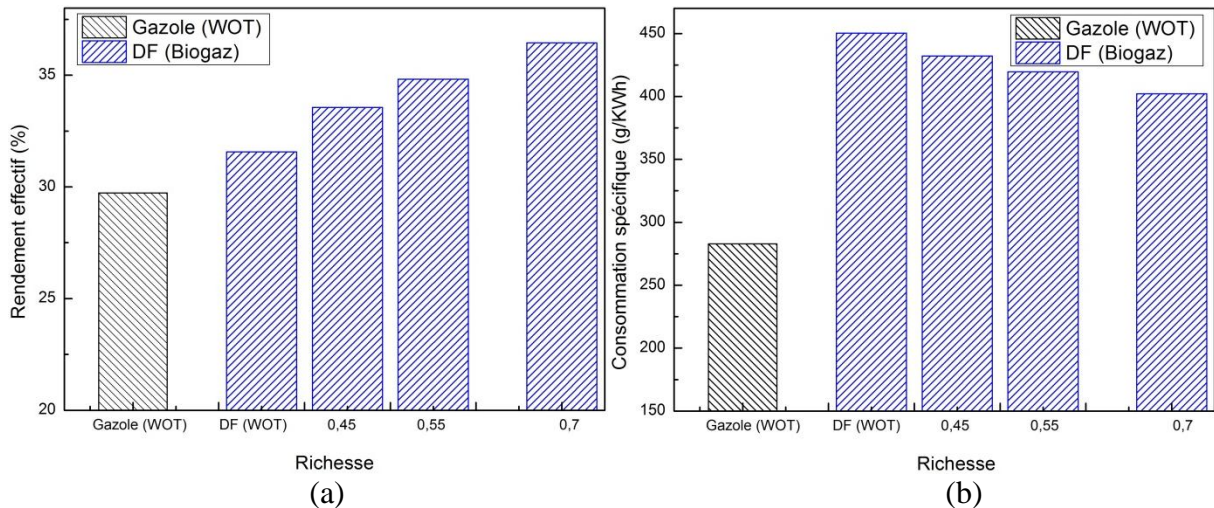


Figure III.4 : Effet de la richesse sur : (a) le rendement effectif, (b) la consommation spécifique.

L'évolution de la consommation spécifique (CS) pour les deux modes de fonctionnement, est présentée dans la figure.III.4 (b). On peut observer que la CS en mode DF, prend des valeurs beaucoup plus importantes, que celles enregistrées en mode diesel conventionnel. Ce résultat s'explique, par la faible teneur en énergie du carburant biogaz. D'autre part, on constate une réduction de CS, en variant ϕ de 0,35 à 0,7 pour le mode DF. Ceci peut être attribué à l'amélioration de l'efficacité de la combustion, conduisant à un meilleur rendement et d'où la réduction de CS.

III.2.4 Analyse des émissions polluantes

- Les émissions des hydrocarbures et des monoxydes de carbones

La variation des hydrocarbures imbrûlés (HC) liée à la variation de ϕ , est représentée graphiquement sur la figure III.5 (a). Cette figure nous révèle que la concentration des émissions de HC en mode DF est beaucoup plus importante que celle en mode diesel conventionnel si aucune modification n'est apportée. D'autre part, on peut observer que les émissions de HC dans le mode DF, diminuent significativement avec l'augmentation de ϕ . En effet, le passage de la richesse de 0,35 à 0,7, entraîne une diminution des émissions de HC d'environ 77%. Cette réduction s'explique particulièrement par la diminution de la dilution du mélange biogaz-air, qui permet un bon état de propagation de la flamme, du mélange biogaz-air. Par ailleurs, comme indiqué précédemment, le mélange riche induit à un meilleur processus de combustion, en raison de températures plus élevées dans la chambre de combustion, et en réduisant les zones d'extinction.

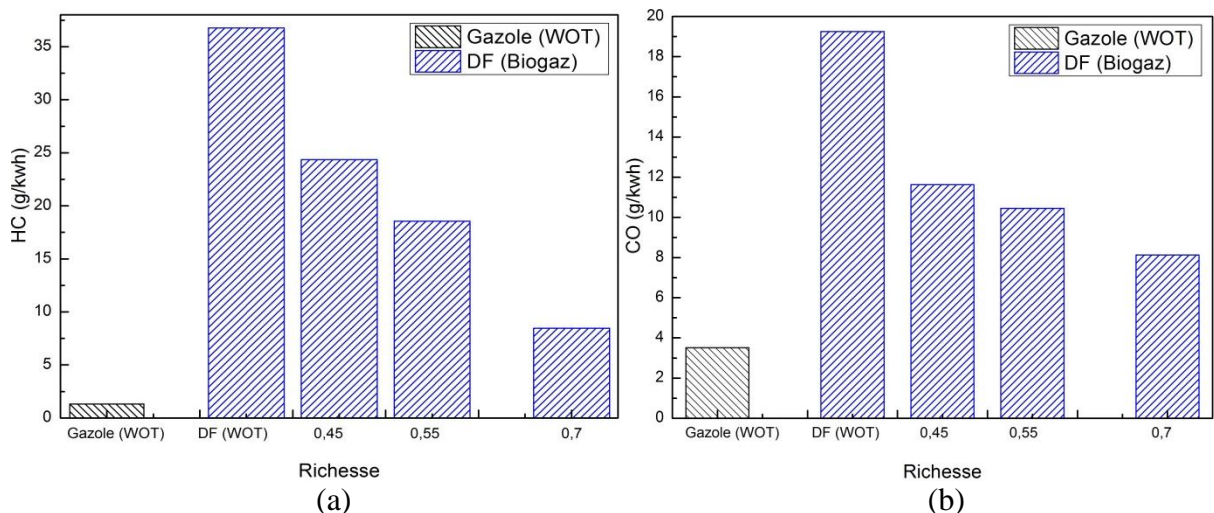


Figure III.5 : Effet de la richesse sur : (a) les émissions de HC, (b) les émissions de CO.

La figure III.5 (b), nous donne l'évolution des émissions de monoxyde de carbone (CO) par rapport à la ϕ . On peut constater que, lorsque la richesse augmente, la concentration des émissions de CO diminue d'environ 58%. Ceci est expliqué par l'amélioration de la propagation de la flamme menant à une combustion plus complète, en raison du mélange riche. Cependant, on peut également observer que, bien que la concentration de l'émission de CO diminue avec l'augmentation de ϕ , la concentration de ces polluants reste deux fois plus importante que celle mesurée en mode diesel conventionnel.

- **Les émissions des monoxydes d'azote**

La figure III.6 indique l'évolution des émissions de NOx par rapport à ϕ . en mode DF une baisse de 24% des émissions de NOx, a été observée avec l'accroissement de la richesse. Les conditions de formation des émissions de NOx selon le mécanisme de Zeldovich, se posent en termes de : pic élevé de la température de la flamme, taux d'oxygène et le temps de séjour de gaz brûlé à la température la plus élevée. Cependant, les émissions de NOx sont essentiellement constituées par deux gaz, l'oxygène et l'azote. L'absence de l'un de ces composants a un effet négatif, sur la formation de ce type d'émission. En effet, l'introduction du biogaz dans le cylindre, et l'abaissement du débit d'air à l'admission, réduit la concentration d'oxygène introduite dans le cylindre, et contribue alors, à la diminution de la formation d'émissions de NOx. D'autre part, par comparaison au mode classique, on distingue une réduction des émissions de NOx d'environ 42% lorsque $\phi = 0,7$.

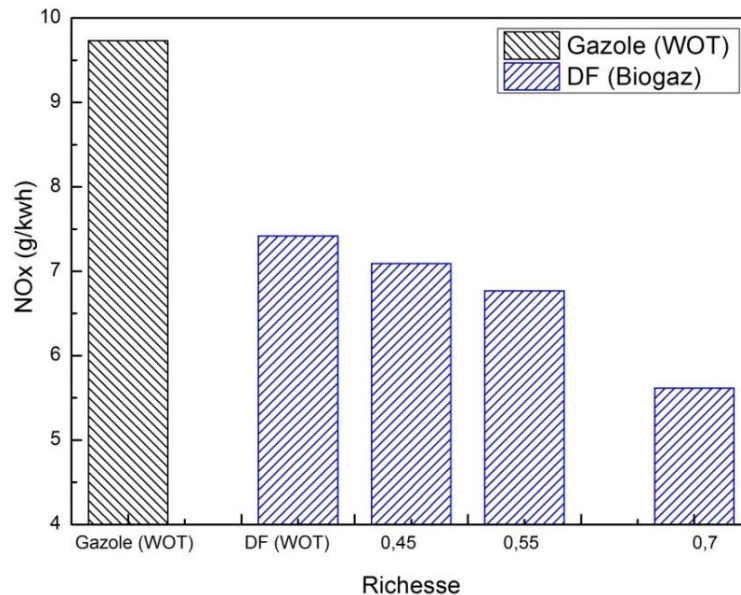


Figure III.6 : Effet de la richesse sur les émissions de NOx.

- **Les émissions du dioxyde de carbone et des suies**

La figure III.7 montre l'évolution des émissions de dioxyde de carbone et de suies, avec l'accroissement de la richesse. A partir de la figure III.7 (a), on peut constater qu'à hautes richesses, la concentration des émissions de CO₂ en mode dual-fuel est plus importante que celle du mode diesel d'environ 7%. L'émission de CO₂ diminue d'environ 14% avec l'augmentation de ϕ , dans le cas du mode DF. En effet, comme indiqué précédemment, l'augmentation de ϕ , induit à une amélioration du processus de combustion, en conduisant à des concentrations plus élevées de CO₂ (% vol), dans le gaz d'échappement. Cependant, la

puissance de sortie augmente, du fait que le rendement s'améliore, par conséquent, une réduction des émissions spécifiques de CO₂ est observée.

Concernant l'évolution des émissions des suies en fonction de la variation de la richesse, d'après la figure III.7 (b) présentée ci-dessus, en mode dual-fuel, on peut visualiser que la concentration des émissions de suies dans les gaz d'échappement est très faible en comparaison à celle observée en mode diesel conventionnel. La réduction des émissions de suies est de 85%. Des observations similaires ont été apportées par Verma et al. [3].

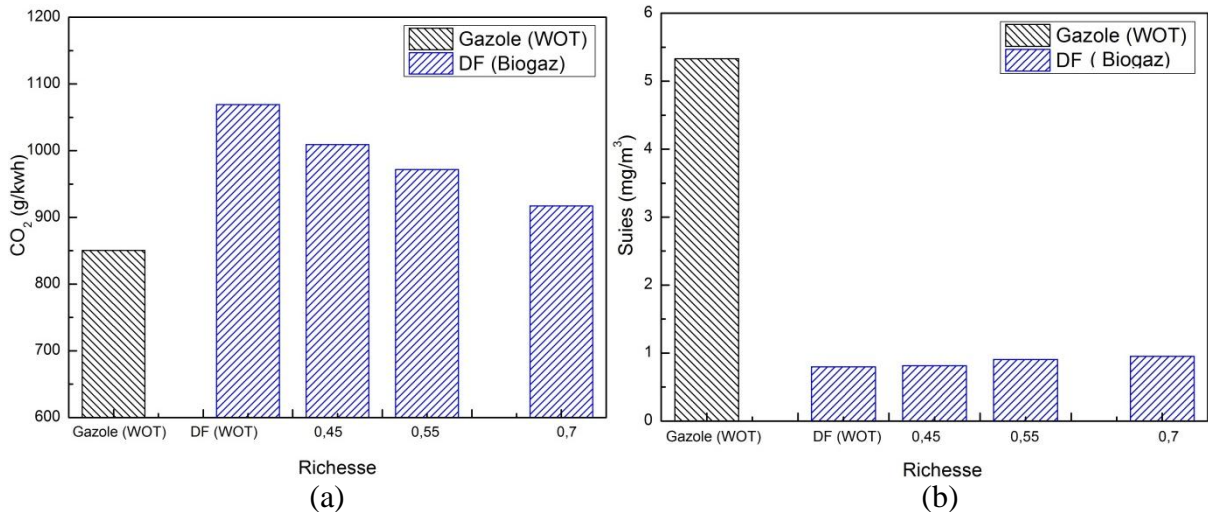


Figure.III.7 : Effet de la richesse sur : (a) les émissions de CO₂, (b) les émissions de suies.

III.2.5 Synthèse

Dans cette partie, nous avons étudié l'effet de la richesse sur les caractéristiques de la combustion, des performances, et des émissions polluantes du moteur diesel fonctionnant en mode dual-fuel (DF). Ce moteur étant alimenté par du biogaz à charge élevée (80% de la pleine charge). Les expériences ont été réalisées avec un taux de substitution d'énergie constant (PES= 60%), et d'une richesse variant entre 0,35 et 0,7. Les résultats ont montrés une réduction des émissions polluantes à savoir les HC et les CO de 77% et de 58%, respectivement en mode dual-fuel. De plus, l'augmentation de la richesse de 0,35 à 0,7, a induit à une amélioration du rendement effectif de 13% en mode DF, et de 19% par rapport à celui du mode diesel.

La partie suivante met en évidence l'effet des paramètres d'injections du combustible pilote sur le mode dual-fuel.

III.3 Optimisation des paramètres influençant le mode dual-fuel

III.3.1 Procédure expérimentale et méthodologie

- Banc d'essai moteur AVL 5402

Afin de procéder au plan de travail mis en place, un banc d'essai moteur est installé au niveau du laboratoire du département des Systèmes Energétiques et Environnement d'IMT Atlantique. La cellule moteur est dotée d'un moteur monocylindre AVL 5402 et des systèmes de sécurité. Il est conçu pour fonctionner à vitesse rapide, sur une plage variant de 0 à 4500 tr/min, pour une puissance développée de 6 kW.

Il est également équipé d'une baie d'analyse, d'un frein dynamométrique, d'un système d'alimentation en gaz afin d'alimenter le moteur en fonctionnement dual-fuel et d'un analyseur de particules. Le moteur AVL est alimenté principalement par du gazole, est refroidi par circulation d'eau. La figure III.8 est une photographie détaillée de la cellule moteur au sein du laboratoire d'IMT atlantique. Un récapitulatif des principales caractéristiques géométriques et techniques du moteur sont présentés dans le tableau III.2 présenté ci-dessus. (Voir schéma détaillé en annexe A).

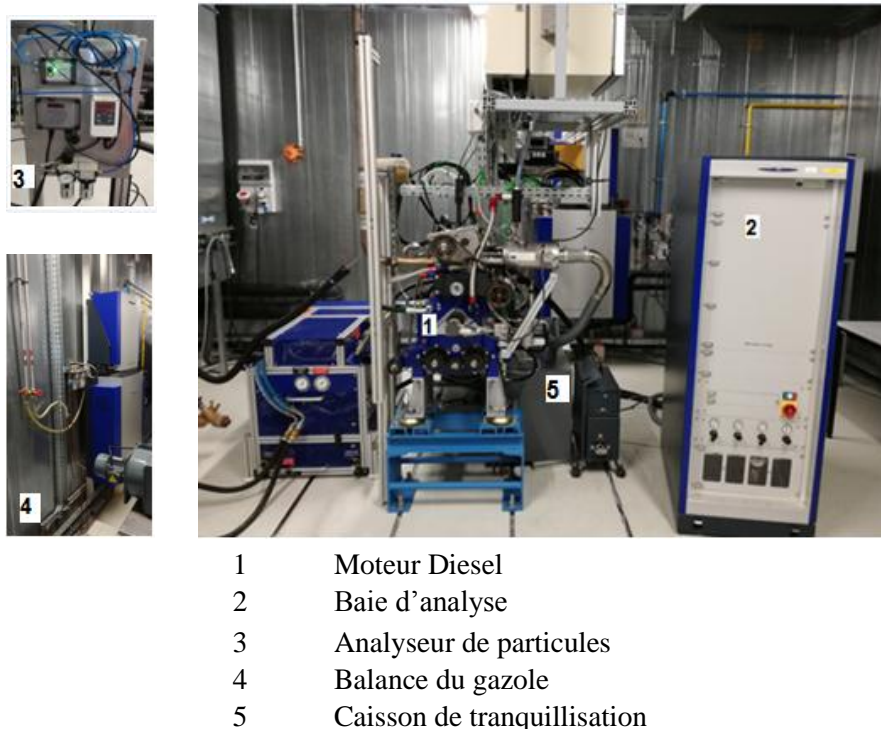


Figure III.8 : Schéma détaillé du banc d'essai moteur AVL 5402.

Tableau III.2 : Caractéristiques principales du moteur.

Détails généraux	Monocylindre, 4 temps, refroidi à eau, injection directe à haute pression CP4,1 BOSCH, allumage par compression, multi-injection
Modèle	AVL 5402
Alésage x Course	85,01 mm * 90 mm
Longueur de la bielle	165,3 mm
Taux de compression	17,0-17,5 :1
Bielle	511,00 cm ³
Puissance nominale	6 kW à 4500 tr/min
Diamètre de la soupape d'admission	24,9 mm
Diamètre de la soupape d'échappement	26,9 mm
Type de piston	bowl cylindrique (diamètre : 45,4 mm et profondeur : 17,9 mm)
Nombre d'injection	4
Nombre de soupapes	2 d'admission et 2 d'échappement,
AOSA	0 °V avant le PMH
RFSA	14 °V après le PMB
AOSE	24 °V avant le PMB
AFSE	3 °V avant le PMH

La mesure des principales émissions polluantes se fait par le biais d'une baie d'analyse de type FTIR SESAM, installée à la sortie des gaz d'échappement.

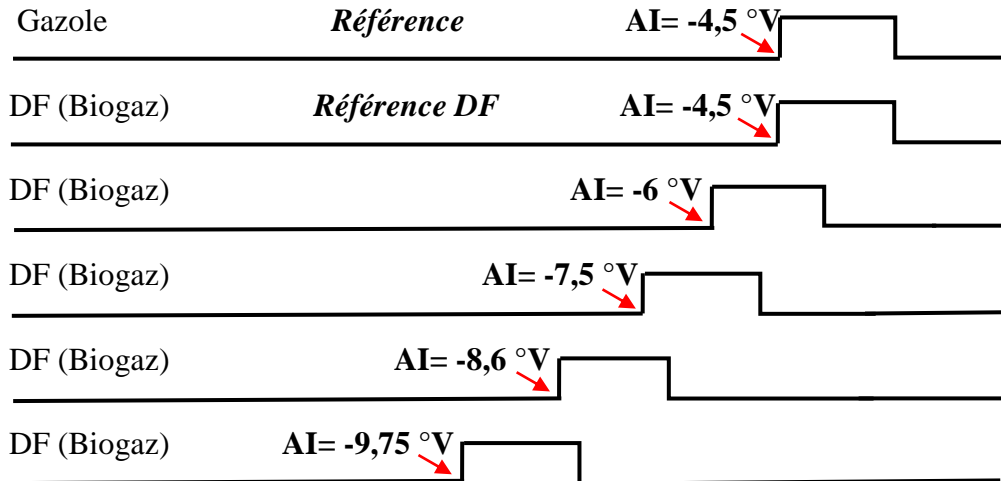
Cette baie d'analyse possède une méthode spectrale avec plusieurs types de résolution. Pour notre cas la résolution avec l'algorithme diesel est prise en considération afin d'analyser les émissions polluantes. Le tableau résumant les principales caractéristiques de la présente baie d'analyse est présenté en annexe B. Elle est également dotée d'un analyseur d'oxygène équipé d'un détecteur paramagnétique. Après chaque manipulation la baie d'analyse doit impérativement être purgée par le générateur d'air comprimé afin de réduire les interférences des deux composants CO₂ et H₂O. En effet, l'air comprimé ôte les molécules de CO₂ et H₂O. L'azote stocké dans les bouteilles sous pression est conçu pour nettoyer le capteur d'oxygène.

- Procédure d'essai moteur

Afin d'analyser l'effet de l'avance à l'injection (série 1) et la pré-injection (série 2) deux séries d'essais moteur ont été établis. Tout d'abord, l'effet de l'avance à l'injection (AI) a été testé dans le moteur DF alimenté par du biogaz. Au cours des séries d'essais, l'apport d'énergie en mode dual-fuel (gazole + biogaz) a été maintenu constant pour toutes les charges examinées. Cette énergie permet de produire d'environ 20%, 50%, 80% et 100% de la pleine charge, correspondant respectivement à des débits de biogaz injectés en mode dual-fuel de 0,1

g/s, 0,17 g/s, 0,22 g/s et 0,28 g/s. Cependant, cinq avances ont été réalisées et comparées au mode diesel conventionnel (figure III.9).

- Série1 : effet de l'avance à l'injection principale



- Série2 : effet de l'avance de la pré-injection

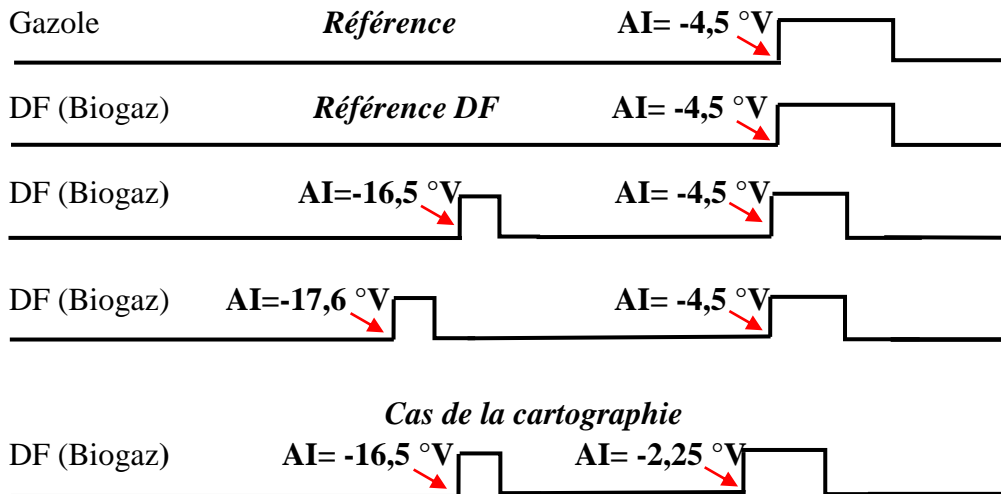


Figure III.9 : Signal d'injection.

Une avance à l'injection de 4,5 °V a été prise comme référence durant tous les essais moteur. Ce choix est basé sur des résultats expérimentaux du mode diesel conventionnel où trois avances ont été prises en considération. D'après ces résultats nous avons constatés qu'une avance à l'injection de 4,5 °V donne de meilleurs résultats en termes d'émissions polluantes et de performances en comparaison avec ceux des autres avances à l'injection

testées (AI= 1,5, 3 , 4,5, 5, 6). Concernant l'effet de la pré-injection, tout d'abord, nous avons pris en considération le cas de la cartographie moteur donnée par le constructeur. Par la suite, deux avances de pré-injection ont été effectuées avec une avance à l'injection principale maintenue constante. Cette dernière est à 4,5 °V, similaire au cas de référence pris en compte à la série1, et ce, dans le but de bien visualiser l'effet de la pré-injection dans les moteurs diesel fonctionnant en mode dual-fuel.

La quantité du combustible pilote injectée dans le cas de la pré-injection est fractionnée en deux parties. 19% de la quantité totale du gazole est injectée lors de la pré-injection et 81% de la quantité totale du gazole est injectée au moment de l'injection principale.

III.3.2 Effet de l'avance à injection

Dans cette sous-section, cinq avances à injection ont été testées à différentes quantités de biogaz injectées, comparées au mode classique. Nous avons pris en considération une avance à injection de 4,5 °V comme référence pour les deux modes de fonctionnement.

III.3.2.1 Analyse de la combustion

- Pression cylindre et taux de dégagement de chaleur

Les figures III.10 et III.12 présentent respectivement l'effet de l'avance à l'injection sur l'évolution de la pression cylindre et le taux de dégagement de chaleur en fonction de l'angle vilebrequin, à différentes quantités de biogaz injectées, pour les deux modes de fonctionnement. D'après cette figure, nous constatons que les courbes ont la même allure quels que soient l'avance à l'injection, la quantité de biogaz injectée (Q_{Biogaz}), ou le mode étudié. Le signal de pression augmente avec l'accroissement de la charge.

D'après la littérature, la pression cylindre dépend principalement du taux de combustion à la phase de prémélange qui est-elle même influencée par le carburant injecté et les conditions de fonctionnement du moteur [4]. A faible charge, en fonctionnement diesel conventionnel, la pression maximale du cylindre est de 54 bars, avec un taux de dégagement de chaleur maximal de 145 J/°V, se produisant à 8 °V après le PMH. Alors qu'en fonctionnement dual-fuel avec la même avance à injection (AI=4,5 °V), la pression est de 46 bars avec un taux de dégagement de chaleur de 80 J/°V à une position de 10 °V après le PMH. Ceci peut être expliqué par l'introduction du biogaz avec l'air à l'admission provoquant une réduction ainsi qu'une dilution de la concentration d'oxygène, induisant à un retard d'auto-inflammation (voir figure III.13). Par ailleurs, en mode DF et toujours à faible charge, nous

remarquons qu'en augmentant l'avance à l'injection du combustible pilote, la pression cylindre augmente. Le plus haut pic de pression a été observé pour une avance à l'injection de $AI=9,75^\circ V$ d'une valeur de 64 bars. A cette avance à l'injection, la pression en ce mode de fonctionnement est plus élevée de 19% par rapport à celle observée en mode diesel conventionnel. Même observation a été rapportée par H. Hongyuan et al. [5].

Par ailleurs, le plus bas pic de pression cylindre est observé à $AI=4,5^\circ V$, d'une valeur de 46 bars pour des quantités de combustible primaire suivantes, $Q_{\text{Biogaz}}=0,22 \text{ g/s}$ et $0,28 \text{ g/s}$. En passant de $AI=4,5^\circ V$ à $9,75^\circ V$, une augmentation en terme de pression cylindre a été observée à pleine charge ($Q_{\text{Biogaz}} = 0,28 \text{ g/s}$), d'environ 35%.

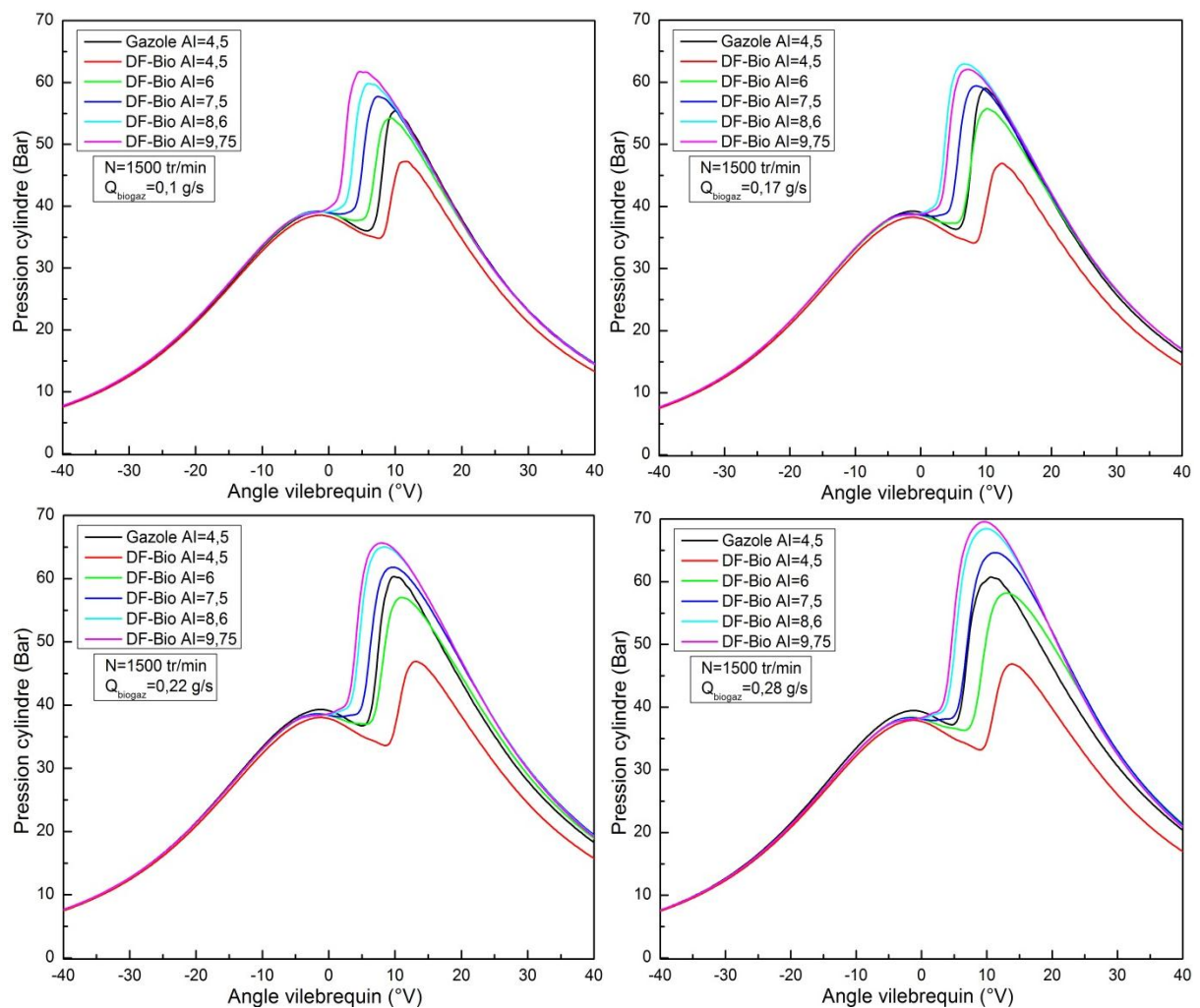


Figure III.10 : Effet de l'avance à l'injection sur la pression cylindre à différentes charges (injection principale).

Par contre une élévation de pression cylindre de 16% a été notée par rapport au mode diesel conventionnel (entre gazole et DF à $AI=9,75^\circ V$). Ceci est dû à la combustion à la phase de prémélange qui a tendance à être plus rapide (voir la figure III.11) avec des avances à l'injection plus importantes.

En effet, plus l'avance à l'injection du combustible pilote est importante (la quantité du carburant brûle avant le PMH) plus le pic de pression cylindre maximale se rapproche du PMH, même observation a été rapportée par Agarwal et al. [6]. De plus, à partir de la figure III.11, les mêmes remarques peuvent être visualisées, où le pic de la phase de prémélange augmente jusqu'à atteindre une valeur de $145 \text{ J/}^\circ\text{V}$ et se décale vers le PMH avec l'augmentation de l'avance à l'injection.

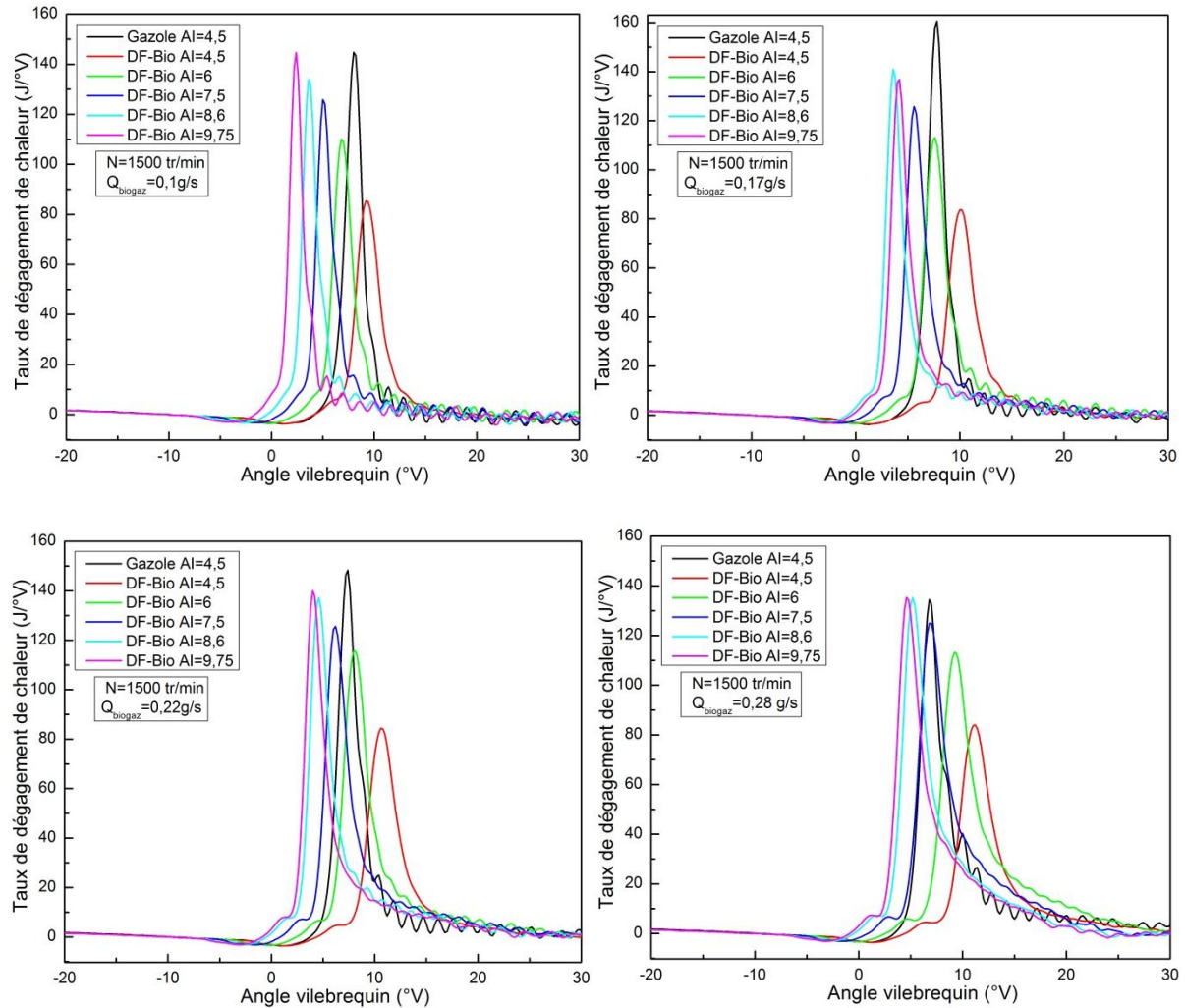


Figure III.11 : Effet de l'avance à injection sur le taux de dégagement de chaleur à différentes charges (injection principale).

Une autre raison est la température de l'air admis. En effet, comme la température de l'air admis dans le cylindre est basse au moment des injections relativement précoces, le délai d'auto-inflammation a tendance à être prolongé. Un délai d'auto-inflammation plus long favorise l'évaporation du combustible pilote et donc une quantité plus importante de mélange (air/ gazole). Ce qui induit à l'augmentation de la quantité de combustible pilote vaporisée. Par conséquent, une élévation du taux de dégagement de chaleur à la phase de prémélange, ce qui induit à une élévation de la pression cylindre.

Concernant le taux de dégagement de chaleur du mode diesel conventionnel, le pic de phase de prémélange est plus important à celui du mode dual-fuel ou similaire pour une avance à l'injection de 9,75 °V, et ce, à charges faible et forte.

III.3.2.2 Analyse des performances

La figure III.12 présente la variation relative du rendement du mode dual-fuel par rapport à celui du mode diesel en fonction de l'avance à l'injection à différentes charges. En premier lieu, à forte charge, nous remarquons que le rendement effectif du mode dual-fuel, a tendance à être similaire à celui du diesel pour une avance à l'injection variant de 6 °V à 9,75 °V (à $Q_{\text{Biogaz}} = 0,28 \text{ g/s}$). Par ailleurs, le rendement effectif du mode dual-fuel reste toujours plus bas en comparaison avec celui du diesel quel que soit l'avance à l'injection ou la charge étudiée, d'une valeur allant de 5% à 11%. Ceci peut être expliqué par la réduction du rendement volumétrique, causé par l'introduction du biogaz à l'admission. Des observations similaires ont été rapportées par Paul et al. [7].

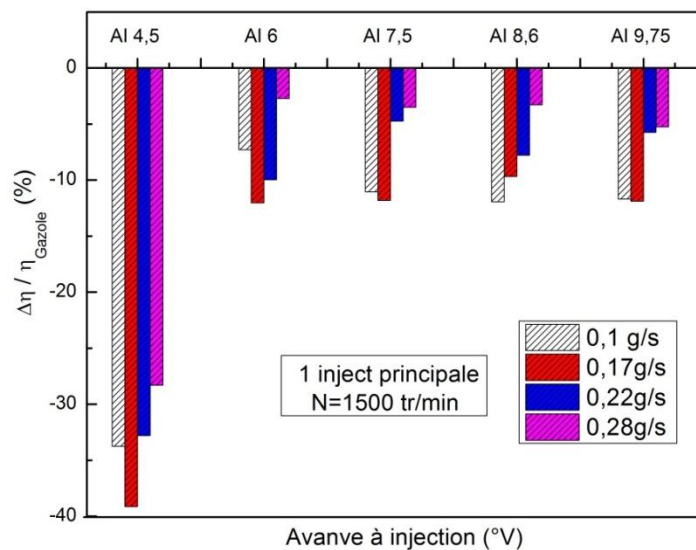


Figure III.12 : Effet de l'avance à l'injection sur le rendement effectif à différentes charges (injection principale).

En second lieu, en mode DF, nous remarquons que l'avance à l'injection n'a pas d'effet significatif sur le rendement en la variant de 6 °V à 9,75 °V à charge intermédiaire. Aussi, d'après cette figure, il est clairement que le rendement à une avance à l'injection de 6 °V se rapproche de celui en mode diesel conventionnel par rapport à AI= 4,5 °V. Effectivement, une amélioration du rendement de 25% à 33% a été constatée en augmentant l'avance à l'injection de 1,5 °V (en passant de AI=4,5 °V à 6 °V) pour toutes les charges prises en considération. Cette augmentation peut être attribuée à l'amélioration de la combustion et de l'élévation de la température cylindre, induisant à une plus grande

vaporisation du carburant pilote et à un meilleur mélange air/carburant à des injections relativement avancées, comme il a été expliqué précédemment dans la courbe de pression cylindre.

III.3.2.3 Analyse des émissions polluantes

- Les émissions des monoxydes de carbones

Dans cette partie, les émissions d'hydrocarbures n'ont pas été abordées, vu qu'elles présentent la même évolution que les émissions de monoxyde de carbone. L'effet de l'avance à l'injection sur les émissions de monoxyde de carbone est présenté dans la figure III.13. La concentration des émissions de CO émises par le moteur fonctionnant en mode dual-fuel reste considérablement plus importante en comparaison à celles émies par le mode conventionnel. Ceci est du à l'existence des zones d'extinction de la flamme et à l'incomplète oxydation du biogaz. De plus, la dilution de la charge présente dans le cylindre due à la présence du CO₂ dans le biogaz affecte négativement la combustion (combustion incomplète) [8].

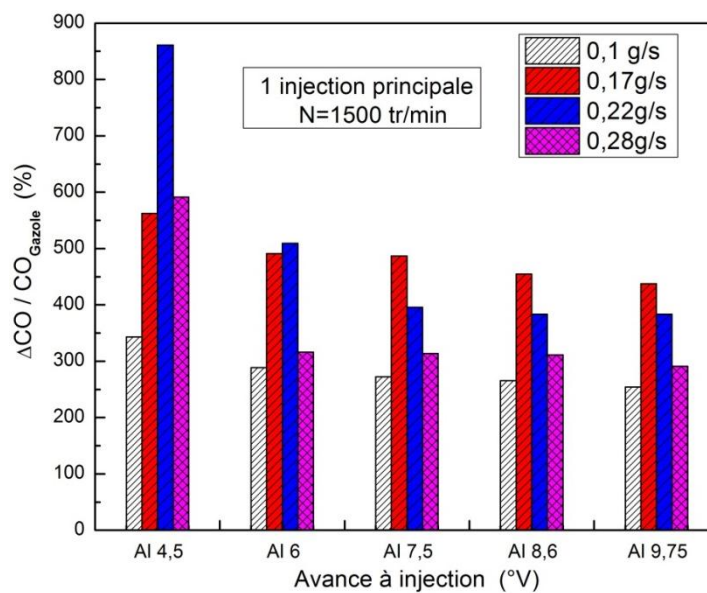


Figure III.13 : Effet de l'avance à l'injection sur les émissions de monoxydes de carbone à différentes charges.

Par ailleurs, avec une avance à l'injection de 9,75 °V, une réduction de 20% et 50% a été constatée respectivement à faible et à forte charge, par rapport à l'avance à l'injection de référence (AI=4,5 °V). Ceci est la conséquence de l'amélioration de la combustion menant à une augmentation de la température du cylindre, réduisant les émissions de CO. Cependant, cette concentration reste globalement constante en variant l'AI de 6 °V à 9,75 °V. Mêmes observations ont été reportées par Papagianakis et al. [9].

- Les émissions des monoxydes d'azote et des suies

L'effet de l'avance à l'injection sur les émissions des oxydes d'azote et des suies sont présentées dans la figure III.14. La concentration des émissions de NO_x émies par le moteur en mode conventionnel restent considérablement plus importante de 30% à 50% en comparaison à celles émies en mode dual-fuel avec la même avance à l'injection (AI=4,5 °V). En variant AI de 4,5 °V à 9,75 °V en mode DF, une augmentation de 10% à 20% a été constatée respectivement à forte et à faible charge. Par ailleurs, il ressort de cette figure aussi, qu'à pleine charge, et en mode DF, la concentration de NO_x a tendance à être plus importantes par rapport à celle observée en mode diesel conventionnel de 8% à 40% en passant de AI=6 °V à AI=9,75 °V. Comme il a été expliqué précédemment, vu que le combustible pilote brule proche du PMH, le pic de pression maximale ainsi que celui de la température augmentent, se traduisant par l'amélioration de la combustion avec l'accroissement de l'avance à l'injection. Par conséquent, les émissions de NO_x augmentent.

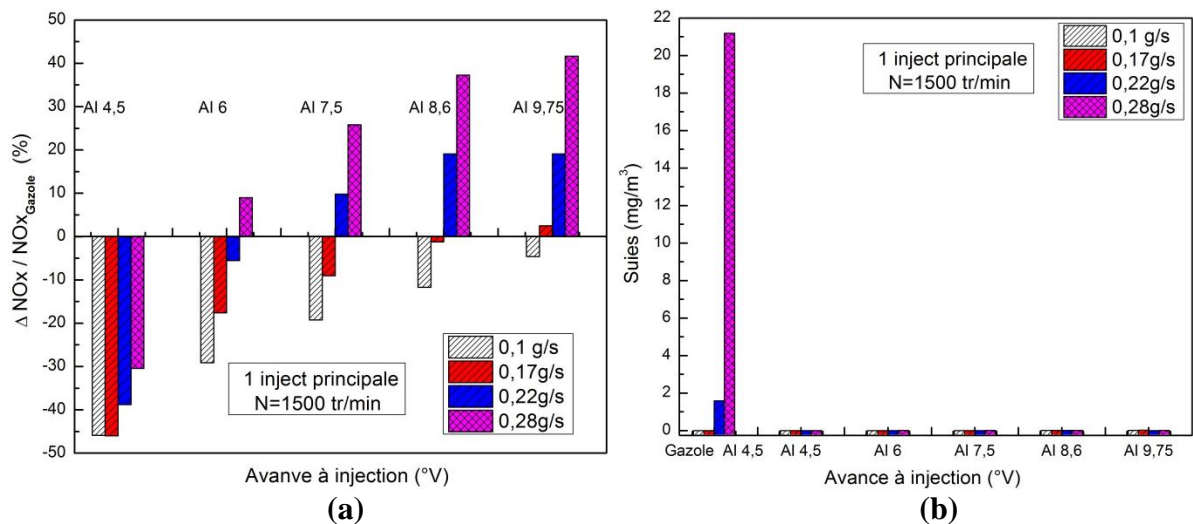


Figure III.14 : Effet de l'avance à l'injection à différentes charges sur : (a) les émissions des oxydes d'azote, (b) des suies.

Concernant les émissions de suies, l'avance à injection n'a pas d'effet sur ce type d'émissions. Leur concentration tend vers zéro en mode dual-fuel, et ce, pour toutes les avances à l'injection et les charges étudiées. Par ailleurs, les émissions de suies sont significatives à forte charge en mode classique, où elles présentent un maximum d'une valeur de 21mg/m³.

III.3.3 Effet de la pré-injection

Dans cette sous-section, l'effet de la pré-injection sur les performances, ainsi que les émissions polluantes, du moteur fonctionnant en mode dual-fuel alimenté par du biogaz a été étudié. Le cas de la cartographie donnée par le constructeur ainsi que deux avances de pré-injection ont été présentées pour deux charges moteur. Ces résultats ont été comparés à ceux de la sous-section précédente ($AI=4,5$ °V).

III.3.3.1 Analyse de la combustion

- Pression cylindre et taux

L'effet de la pré-injection sur la pression cylindre est présenté dans la figure III.15 en comparaison avec celui d'une seule injection. La pression cylindre dépend de plusieurs paramètres à savoir, le taux de combustion dans la phase de prémélange, qui est influencé par le carburant injecté et les conditions de fonctionnements.

D'après ces deux figures, la pression cylindre ainsi que le taux de dégagement de chaleur en mode diesel conventionnel reste toujours plus importants que ceux observés en mode dual-fuel, excepté à pleine charge ($Q_{\text{biogaz}}=0,28$ g/s), où dans le cas de la cartographie du moteur donné par le constructeur ($P-AI=2,25$ Pré- $AI=16,5$), la pression cylindre devient maximale, atteignant une valeur de 67 bars. Par ailleurs, en mode DF, nous remarquons que l'avance de la pré-injection entraîne une augmentation significative de la pression cylindre en comparaison à celle d'une seule injection, et ce, quel que soit la charge étudiée. Ceci peut être expliqué par l'amélioration de la combustion avec une intensité d'inflammation plus élevée. Le gazole pré-injecté a été allumé directement en raison de la température et de pression du mélange élevées au moment de la pré-injection. Cela conduit à un allumage et une combustion avancés, ce qui augmente la pression maximale du cycle.

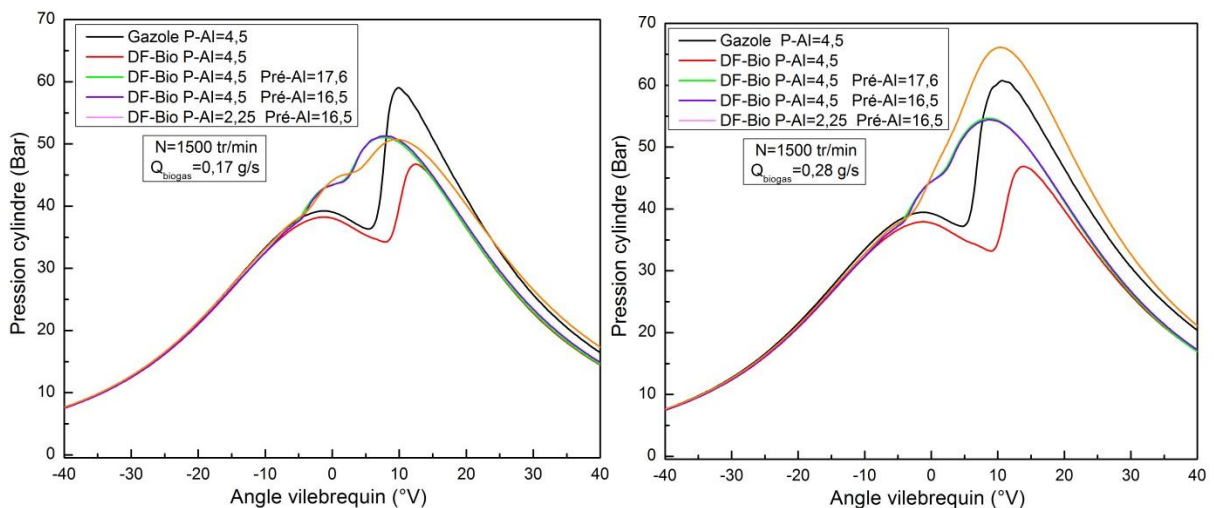


Figure III. 15 : Effet de la pré-injection sur les pressions cylindre à différentes charges.

En outre, l'auto-inflammation des 19% injectée de la quantité totale de combustible pilote à la pré-injection est efficace, pour favoriser l'allumage du combustible injecté, lors de l'injection principale. Ceci en raison d'un intervalle d'injection étroit entre la pré-injection et le moment de l'injection principale. Ce qui induit à l'augmentation de la zone d'allumage du mélange dans le cylindre entraînant un accroissement rapide de la pression cylindre en comparaison à celui à une seule injection. Même observation a été rapportée par Min et al. [10].

- **Taux de dégagement de chaleur et délai d'auto-inflammation**

Le taux de dégagement de chaleur ainsi que le délai d'auto-inflammation de la pré-injection en comparaison à celui d'une seule injection sont présentés respectivement aux figures III.16 et III.17. D'après la figure III.16, nous observons que les pics du taux de dégagement de chaleur à la phase de prémélange sont beaucoup plus importants que ceux observés avec la pré-injection, pour les deux modes de fonctionnement. En effet, le pic du taux de dégagement de chaleur de la phase de prémélange atteint les 80 J/°V en mode dual-fuel à une seule injection. D'autre part, le taux de dégagement de chaleur semble avoir la même allure pour le cas de la pré-injection. La valeur maximale atteinte à la phase de prémélange est de 35 J/°V pour la même avance à l'injection principale. Comme le montre cette figure, nous observons deux pics du taux de dégagement de chaleur par rapport à une seule injection. Ceci explique la présence de la pré-injection, où, le premier pic présente la pré-injection et le second est celui de la principale. Par ailleurs, comme la quantité du combustible pilote est fractionnée en deux parties (Voir la figure III.9), le taux de dégagement de chaleur dans le cas d'une seule injection est plus important que celui observé à la pré-injection.

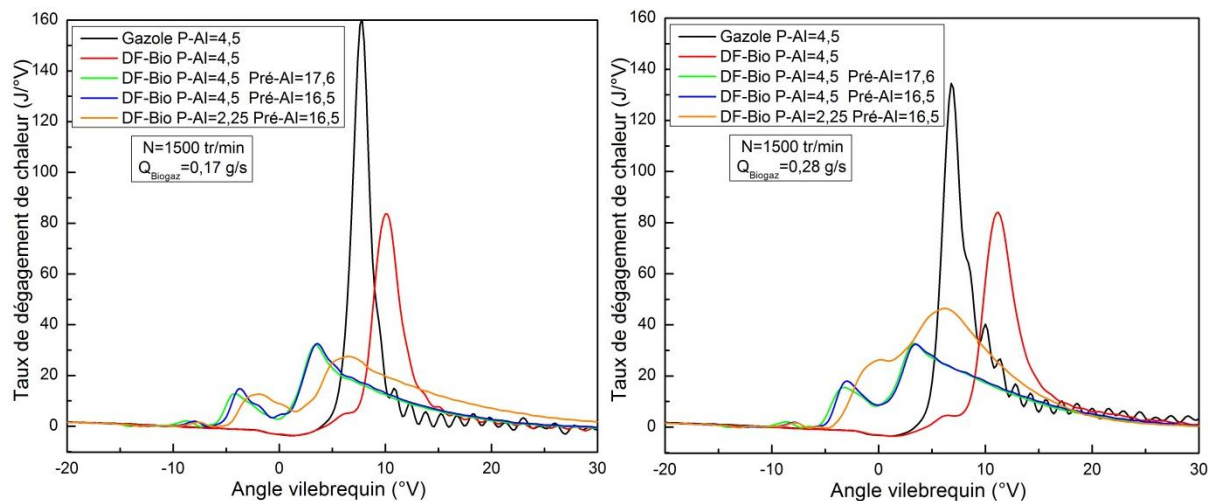


Figure III.16 : Effet de la pré-injection sur le taux de dégagement de chaleur à différentes charges.

Concernant le délai d'auto-inflammation, nous remarquons d'après les figures III.16 et III.17 que sa tendance est plus courte de 95% par rapport à une seule injection. Comme il a été expliqué précédemment dans les courbes de pression cylindre à la figure III.15, l'auto-inflammation du gazole injectée à la pré-injection, favorise l'auto-inflammation du gazole injecté lors de l'injection principale. Ce qui conduit à un allumage et une combustion avancés.

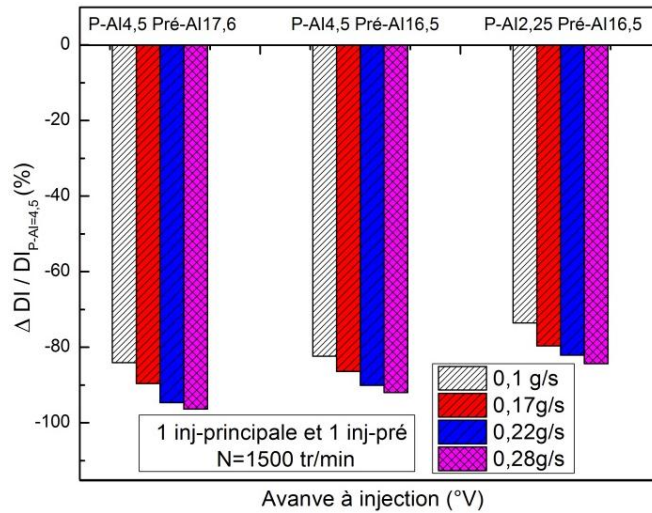


Figure III.17 : Effet de la pré-injection à différentes charges sur le délai d'auto-inflammation.

III.3.3.2 Analyse des performances

L'effet de la pré-injection sur les performances du moteur comparé à celles d'une seule injection est présenté à la figure III. 18. La mise en place de la pré-injection à AI= 16,5 °V induit à une amélioration de 12% à 30% du rendement effectif par rapport à une seule injection. Ceci est dû à l'augmentation de la température cylindre et l'amélioration de la combustion du mélange, comme il a été expliqué à la figure III.15.

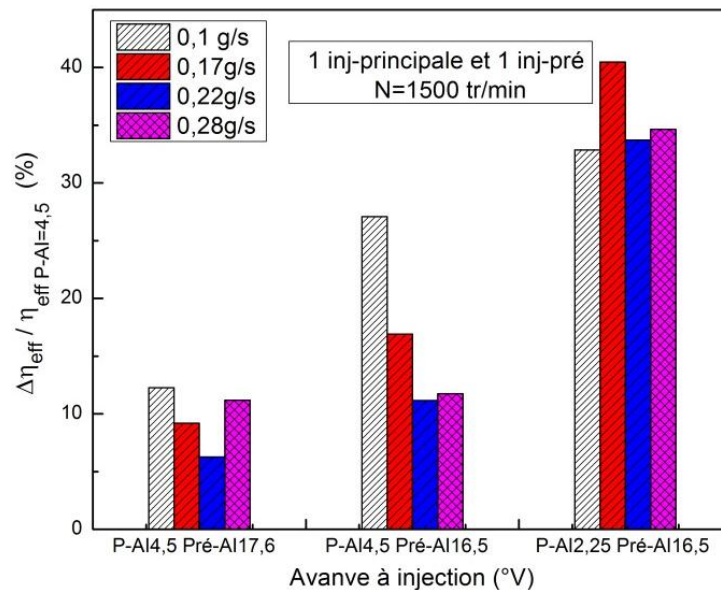


Figure III.18 : Effet de la pré-injection à différentes charges sur le rendement effectif

Par ailleurs, en avançant la pré-injection de 1,1 °V (en passant de 16,5 °V à 17,6 °V), une détérioration des performances du moteur d'une valeur variant de 10% à 15% est observée. Concernant le cas de la cartographie donnée par le constructeur, un gain de 35% à 40% en termes de rendement effectif a été noté par rapport à une seule injection.

III.3.3.3 Analyses des émissions polluantes

Dans cette section, l'effet de la pré-injection sur les émissions polluantes émises par le moteur fonctionnant en mode dual-fuel alimenté par du biogaz est présenté. Par ailleurs, les émissions des hydrocarbures n'ont pas été abordées dans ce sous-chapitre, vu que la pré-injection n'a pas montré un effet significatif sur ce type d'émission polluante.

- les monoxydes de carbone

La figure III. 19 présente l'effet de la pré-injection sur les émissions de monoxyde de carbone à différentes charges. D'après cette figure, nous remarquons que la concentration de ce type d'émissions diminue de 20% à 30% en présence de la pré-injection par rapport à une seule injection, quel que soit la charge étudiée. Cette diminution nous permet de confirmer les explications données précédemment dans la figure III.15. Dans le cas de la pré-injection la température de la combustion s'améliore, induisant une augmentation de la pression cylindre. De plus, en raison de la mise en place de la pré-injection, celle-ci consomme une certaine concentration d'oxygène afin de s'enflammer. Ce qui induit à des zones d'allumages locales pauvres en oxygène, d'où la réduction des émissions de CO.

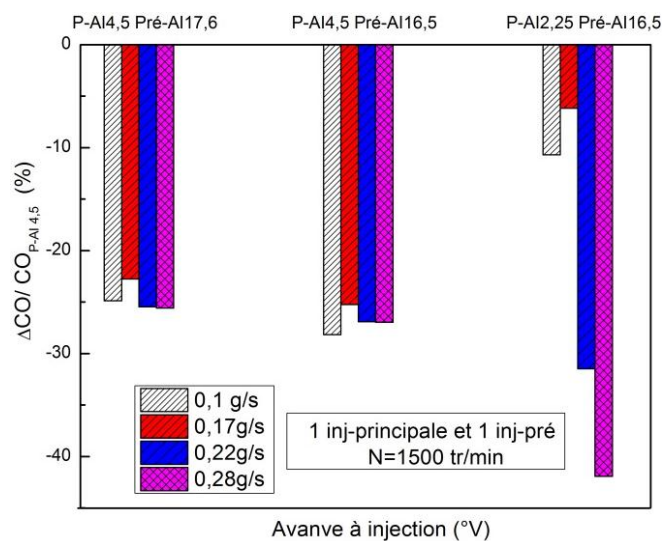


Figure III. 19 : Effet de la pré-injection sur les émissions de monoxyde de carbone à différentes charges.

- Les émissions de monoxydes d'azote et de suies

L'effet de la pré-injection sur les émissions de monoxydes de carbone et de suies à différentes charges est montré dans la figure III.20. Une comparaison entre l'avance de la pré-injection et l'avance à l'injection a été établie afin de bien visualiser l'effet de la pré-injection pour le mode dual-fuel. D'après la figure III.20 (a), les émissions de monoxydes d'azote chutent de 20% à 30% en présence de la pré-injection, malgré l'augmentation de la température dans le cylindre comme le montre la figure III.15.

Par ailleurs, la concentration des suies émises par ce mode de fonctionnement (figure III. 20 (b)), est élevée dans le cas de la pré-injection par rapport à une seule injection. Ces remarques peuvent être expliquées par la présence d'une injection du combustible pilote avant la principale. En effet, la quantité injectée à la pré-injection consomme une certaine quantité d'oxygène pour s'enflammer. Ce qui conduit à des zones d'allumages localement riches en oxygène. Lors de l'injection principale, cette même zone d'allumage sera pauvre en oxygène, d'où la réduction des émissions de NOx et l'augmentation des émissions de suies par rapport à une seule injection.

D'autre part, nous constatons une diminution des émissions de suies, d'une valeur de 50%, en augmentant l'avance de la pré-injection de 16,5 °V à 17,6 °V. Cette réduction de suies est due à la vitesse de combustion plus élevée et au temps d'oxydation des particules dans la chambre de combustion dû aux injections avancées. Même remarque a été observée par Min et al. [11].

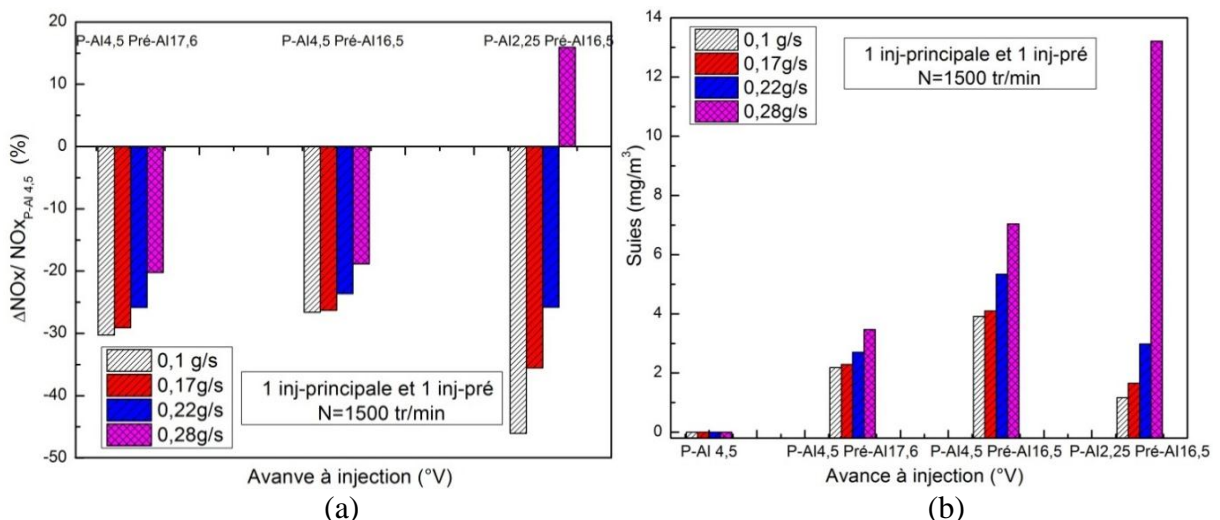


Figure III.20 : Effet de la pré-injection à différentes charges sur : (a) les émissions d'oxydes d'azote, (b) les émissions de suies

III.3.4 Synthèse

Dans cette étude, l'influence de l'avance à injection ainsi que de la pré-injection sur les émissions et les performances du moteur fonctionnant en mode dual-fuel alimenté par du biogaz, a été examinée. Cette étude expérimentale a été réalisée sur un banc d'essai moteur de type AVL 5402, monocylindre à haute injection.

Les résultats ont montré que l'avance à l'injection a permis une amélioration du rendement effectif d'une valeur de 25% à 30%, en passant d'une avance de 4,5 °V à 6 °V. Concernant les émissions polluantes, une réduction de 40% a été notée à faible charge, pour les émissions de monoxydes d'azote. Aussi, une diminution des émissions de monoxydes de carbone, de 20% à 50% a été observée respectivement à faible et à forte charge.

Par ailleurs, un autre type d'injection a été étudié dans le présent travail, qui est l'avance de la pré-injection. La stratégie de cette dernière, réside dans l'augmentation de la pression cylindre avec une diminution des émissions polluantes. Il ressort de cette étude expérimentale, une réduction des émissions de CO et de NOx de 30% par rapport à une seule injection. Concernant les performances du moteur, lors de l'utilisation de la pré-injection, une amélioration variant de 12% à 28% a été remarquée en comparaison avec une seule injection (AI=4,5 °V).

Références Bibliographiques

- [1] Heywood. J.B, Internal Combustion Engines Fundamentals, Tata McGraw-Hill Education Private Limited, New Delhi, India (2013),pp. 509–511.
- [2] Lijiang. W, Liu. Z, Wang. Z, Dou. H, Wang. C, Li. J, Experimental and theoretical analysis of effects of equivalence ratio on mixture properties, combustion, thermal efficiency and exhaust emissions of a pilot-ignited NG engine at low loads. Fuel .Vol. 171, (2016), pp.125-135.
- [3] Verma. S, Das. L.M, Kaushik. S.C, Effects of varying composition of biogas on performance and emission characteristics of compression ignition engine using exergy analysis. Energy Conversion and Management .Vol.138, (2017),pp. 346-359.
- [4] Behera. P, Murugan. S, Nagarajan. G, Dual-fuel operation of used transformer oil with acetylene in a DI diesel engine, Energy Conversion and Management .Vol. 87, (2014),pp. 840-847.
- [5] Hongyuan. Wei, Chunde. Yao, Wang. Pan, Guopeng. Han, Zhancheng. Dou, Taoyang. Wu, Meijuan. Liu, Bin. Wang, Jian.Gao, Chao. Chen, Junjie. Shi, Experimental investigations of the effects of pilot injection on combustion and gaseous emission characteristics of diesel/methanol dual-fuel engine, Fuel. Vol.188, (2017), pp. 427-441.
- [6] Agarwal. A.K, Srivastava. D.K, Dha. A, Maurya. R.K, Shukla. P.C, Singh. A.P, Effect of fuel injection timing and pressure on combustion, emissions and performance characteristics of a single cylinder diesel engine, Fuel . Vol.111, (2013), pp. 374-383.
- [7] Paul. A, Panua .R.S, Debroy. D, Bose. P.K, Effect of compressed natural gas dual-fuel operation with diesel and Pongamia pinnata methyl ester (PPME) as pilot fuels on performance and emission characteristics of a CI (compression ignition) engine, Energy.Vol. 68, (2014), pp. 495- 509.
- [8] Debabrata. Barik, Murugan. S, Experimental investigation on the behavior of a DI diesel engine fueled with raw biogas/diesel dual-fuel at different injection timing, Journal of the energy institute. Vol.89 (3), (2016), pp. 373-388.
- [9] Papagiannakis. R.G, Hountalas. D.T, Rakopoulos. C.D, Theoretical study of the effects of pilot fuel quantity and its injection timing on the performance and emissions of a dual-fuel diesel engine, Energy Conversion and Management. Vol.48, (2007), pp. 2951-2961.
- [10] Min. Xu, Wei. Cheng, Hongfei. Zhang, Tao. An, Shaohua. Zhan, Pre-injection strategy for pilot diesel compression ignition natural gas engine, Applied energy. Vol.179, (2016), pp. 1185-1193.
- [11] Min. Xu, Wei. Cheng, Hongfei. Zhang, Tao. An, Shaohua. Zhan, Effect of diesel pre-injection timing on combustion and emission characteristics of compression ignited natural gas engine, Energy conversion and management. Vol.117, (2016), pp. 86-94.

Chapitre IV

**Modélisation thermodynamique
du mode dual-fuel**

Chapitre IV : Modélisation thermodynamique du mode dual-fuel

L'utilisation de combustibles gazeux issus de la biomasse, comme le biogaz, se développe conséquemment à l'épuisement progressif des produits pétroliers, et de la dégradation de l'environnement. Cette énergie renouvelable peut offrir des options prometteuses, à la fois écologiques et économiques. Dans le présent chapitre, un modèle prédictif a été développé, pour modéliser le moteur diesel fonctionnant en mode dual-fuel (combustible gazeux/gazole). Une modélisation thermodynamique à 'une zone' du moteur en mode dual-fuel a été effectuée. La loi de combustion a été modélisée, en utilisant la double loi de Wiebe. Les résultats du modèle prédictif ont été comparés aux résultats expérimentaux, sous différentes charges du moteur.

IV.1 Introduction

Afin d'évaluer les performances des moteurs, des modèles numériques ont été élaborés. Nous citons parmi eux, les modèles théoriques qui représentent la première approche numérique [1]. Une nouvelle amélioration des modèles de combustion a été alors apportée par les modèles thermodynamiques. Ces derniers, appelés aussi modèles zéro-dimensionnels (0D), utilisent uniquement le temps comme variable indépendante. La base de la modélisation zéro-dimensionnelle consiste à écrire les équations de conservation de masse et d'énergie, pour lesquelles les débits entrants et sortants, les propriétés thermodynamiques et les transferts thermiques doivent être modélisés. D'après Lounici et al. [2], ces modèles font partie des modèles les plus simples et des méthodes les plus rapides pour modéliser le processus de combustion des moteurs à combustion interne.

Les modèles 0D ne possèdent pas une résolution spatiale, mais peuvent prendre en considération une ou plusieurs zones dans la chambre de combustion. La température ainsi que la charge dans le cylindre sont supposées uniformes dans les modèles à une zone. Le carburant injecté dans la chambre de combustion est mélangé instantanément avec la charge du cylindre [3].

IV.2 Modèles thermodynamiques

La modélisation thermodynamique appelée aussi modélisation 0D, est une combinaison de plusieurs modèles qui sont généralement conçus, à partir d'approches empiriques ou semi empiriques. Sa complexité est variable selon le modèle pris en

considération, l'utilisation d'un modèle mathématique simple (modèles polynomiaux, modèles neurones etc...) est par exemple moins complexe, comparé à un modèle phénoménologique qui fait appel aux phénomènes physiques. Les modèles thermodynamiques ont pour but d'analyser, de contrôler et d'évaluer, la prestation des systèmes complexes ; avec un temps de simulation proche de la réalité, ce qui n'est pas aisé de réaliser avec les autres types de modélisation, d'où le grand intérêt des chercheurs pour ces modèles 0D. Afin de procéder à ce type de modélisation, il est important de décomposer dans un premier temps le macro-système pris en considération en plusieurs sous-systèmes. Le but de cette décomposition, est de représenter de manière la plus précise chaque élément de ce système. Les sous-systèmes sont alors rassemblés, afin de donner un corps à ce modèle. Pour terminer ce modèle, il est soumis à la phase d'identification, de calibration et de paramétrage.

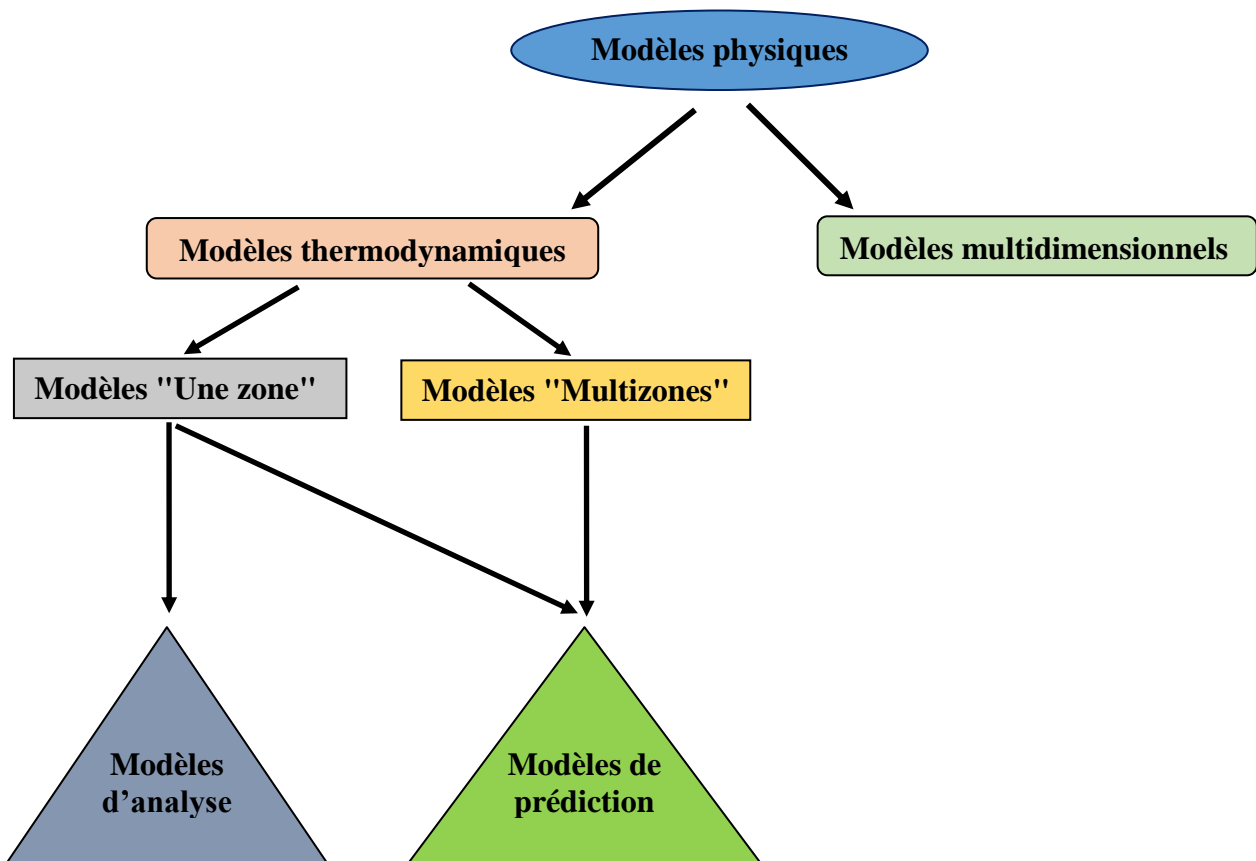


Figure IV.1 : Synthèse des modèles physiques utilisés dans les moteurs à Combustion Interne [3].

Les modèles physiques se scindent en deux grandes catégories, dans les recherches ayant pour thème, la modélisation des moteurs (figure IV.1) :

- L'une, dite de modèles dimensionnels (1D-3D), basés sur les équations de Navier Stockes et les équations de conservation d'énergie, sous forme différentielle dans l'espace.
- L'autre dite de modèles thermodynamiques, appelés aussi modèles à zéro dimension.

Les modèles zéro-dimensionnels, permettent une approche simplifiée des différents phénomènes intervenant au cours de la combustion dans le cylindre. Ceci est peut être dû à l'absence de grandeur liée à l'espace, autrement dit à la propagation. Ce type de modèle, permet de considérer uniquement l'évolution des variables thermodynamiques dans le temps, et suppose que l'équation de la conservation d'énergie est l'équation principale [4].

La modélisation des moteurs à combustion interne, nécessite des connaissances en thermodynamique, en combustion, en chimie, en mécanique des fluides ainsi qu'en transfert de chaleur. La modélisation de la chambre de combustion est basée sur l'utilisation du premier principe de la thermodynamique des systèmes ouverts. Selon la littérature, il existe deux catégories de modélisation, l'une est basée principalement sur les principes de la thermodynamique, nommée modélisation zéro-dimensionnel, l'autre, appelée modélisation multidimensionnelle, utilise les équations de la mécanique des fluides.

-Les **modèles zéro-dimension**, ne dépendent que du temps ou de l'angle vilebrequin. Nous distinguons deux types de modèles d'après Ramos [3] :

1 -Le modèle à une zone : Dans le cas de la modélisation à une seule zone, la pression, la température et la composition de la charge dans le cylindre, sont considérées comme uniformes. Ce modèle ne distingue pas les gaz brûlés des gaz frais. Le mélange est considéré comme homogène. Le modèle à une zone, a pour avantage d'avoir une formulation plus simple des phénomènes de transfert de masse et de chaleur. La combustion dans ces modèles, peut être considérée comme un simple système, qui subit un apport de chaleur de l'extérieur. la composition du mélange, ainsi que le dégagement de chaleur, sont soit spécifiés (**modèle prédictif**), soit calculés en utilisant des mesures de pression cylindre, effectuées sur un banc d'essai (**modèle d'analyse**).

2 -Les modèles multi-zones sont présentées comme suit :

2-a. Les modèles à deux zones, qui séparent le volume de contrôle en deux sous-systèmes constitués de gaz frais et de gaz brûlés.

2-b. Les modèles à trois zones, qui sont à la base des modèles à deux zones, en leur ajoutant un autre sous système, qui est la couche limite aux parois. C'est la partie, où se produit l'extinction de la flamme contenant beaucoup d'imbrulés.

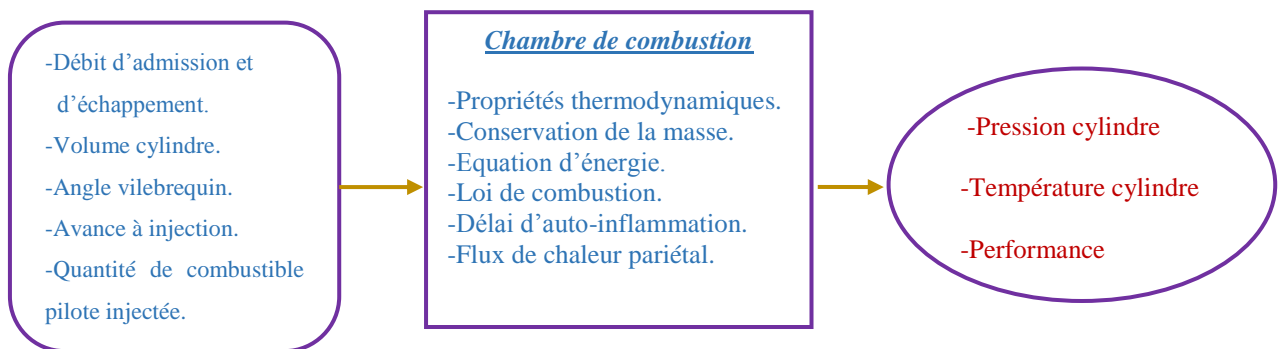
Dans le présent travail, nous avons pour objectif, de prédire et d'analyser les performances d'un moteur monocylindre à allumage par compression, fonctionnant en mode dual-fuel (biogaz/gazole) et (GN/gazole), à travers le développement d'un modèle thermodynamique. Afin d'effectuer cette modélisation d'un moteur à combustion interne il est nécessaire de modéliser l'écoulement autour des soupapes, ce qui nous permettra de déterminer le débit des gaz entrants et sortants. Le taux de dégagement de chaleur a été

modélisé par une double loi de Wiebe, utilisée dans les moteurs à allumage par compression. Ce modèle OD prédit la température, ainsi que la pression dans le cylindre, en fonction de l'angle vilebrequin. Les résultats simulés ont été comparés aux résultats expérimentaux, afin de valider le modèle prédictif développé.

Les essais expérimentaux ont été effectués sur un banc moteur monocylindre de type LISTER-PETTER de série TS1, refroidi à l'eau. La présentation du moteur a été détaillée dans le chapitre II. Le banc d'essai est équipé d'un système d'acquisition rapide muni d'un codeur angulaire, à des fins de mesurer la position angulaire du vilebrequin. La conversion du moteur diesel pour fonctionner en mode dual-fuel, a été convenablement réalisée en l'équipant d'un système d'alimentation et de contrôle des carburants gazeux. Le biogaz synthétisé est mélangé à l'air, et est introduit dans la chambre de combustion à travers la tubulure d'admission. La quantité du combustible pilote injectée (gazole) reste constante alors que l'augmentation de la charge du moteur se fait par l'accroissement du débit du combustible gazeux (biogaz ou le gaz naturel) aspiré, comme il a été expliqué au chapitre II.

IV.3 Modèle prédictif à une zone

Afin de développer un modèle thermodynamique qui prédit la température ainsi que la pression cylindre, quelques sous modèles ont été pris en considération. Le modèle à une zone est basé principalement sur le premier principe de la thermodynamique, appliqué à la chambre de combustion. Nous considérons les gaz frais et les gaz brulés comme étant un mélange homogène, quel que soit la phase du cycle. Nous supposons que la pression et la température des gaz sont uniformes. La figure IV.2 présentée ci-dessous nous résume le modèle de la chambre de combustion à une zone.



IV.2 : Modèle une zone de la chambre de combustion.

IV.3.1 Modélisation de l'écoulement à travers les soupapes

Le débit des gaz entrants et sortants à travers les soupapes, conditionne directement la masse présente dans le cylindre pendant les phases fermées du cycle, à savoir : la compression, la combustion et la détente. Par conséquent, sa connaissance est indispensable pour le développement de modèles thermodynamiques. De ce fait, il est très important de bien l'évaluer. La figure IV.3, illustrée ci-dessous résume les équations intervenant dans la modélisation de l'écoulement à travers les soupapes.

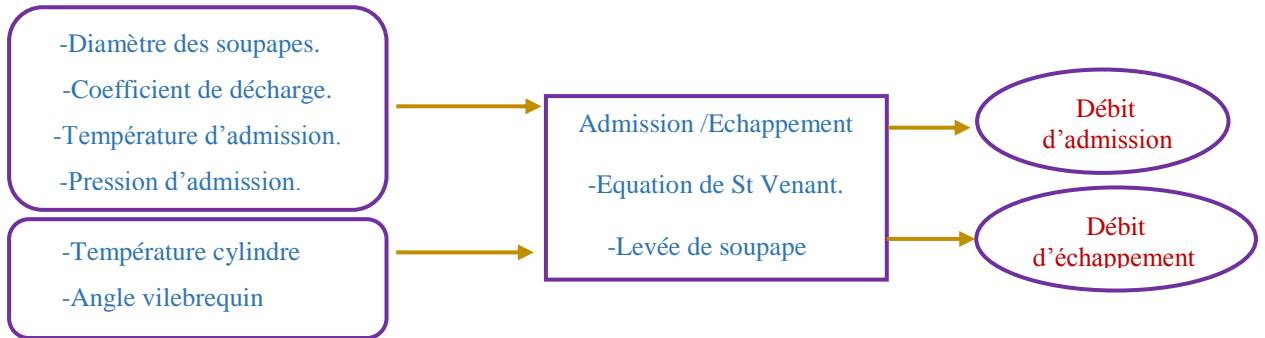


Figure IV.3 : Modélisation de l'écoulement à travers les soupapes.

IV.3.2 Equation du débit (St Venant)

L'écoulement à travers les soupapes est assimilé à un écoulement dans un convergent-divergent, comparable à celui qui se produit dans une tuyère. Ceci, permet de simplifier les calculs, en raison de la complexité du présent écoulement, qui est illustré ci-dessous (figure IV.4).

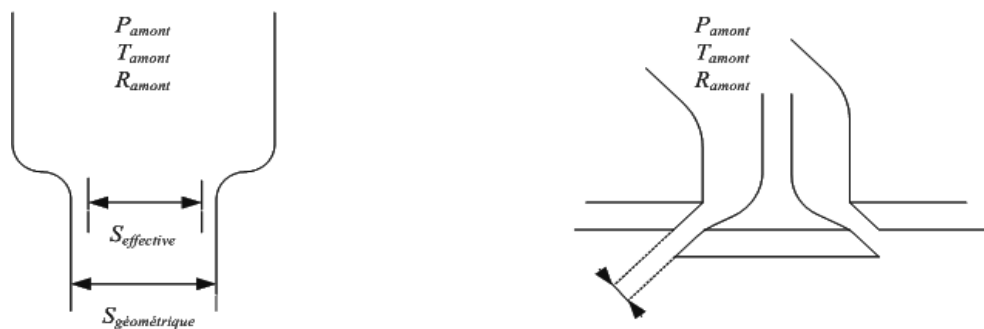


Figure IV.4 : Écoulement à travers une soupape : analogie avec tuyère.

Les hypothèses que nous avons adoptées dans la modélisation sont comme suit :

- L'écoulement est monodimensionnel, permanent, continu et adiabatique.
- Le fluide est non visqueux, non pesant, et, satisfait l'équation des gaz parfaits.
- La vitesse des gaz dans la tubulure, est négligeable devant celle au niveau de la section de

passage minimale.

- Le fluide est incompressible.

Le débit massique entrant dans le cylindre est calculé à l'aide de l'équation de Saint-Venant, exprimant la conservation de l'énergie, où H désigne l'enthalpie du gaz et U la vitesse [5] :

$$\frac{U^2}{2} + h = cste \quad (IV.1)$$

La vitesse s'écrit comme suit :

$$U = \sqrt{2(H_{\text{amont}} - H_{\text{aval}})} \quad (IV.2)$$

$$U = \sqrt{2C_p(T_{\text{amont}} - T_{\text{aval}})} \quad (IV.3)$$

En supposant que l'écoulement est isentropique :

$$T_{\text{aval}}/T_{\text{amont}} = (P_{\text{aval}}/P_{\text{amont}}) \cdot [(\gamma_{\text{amont}} - 1)/\gamma_{\text{amont}}] \quad (IV.4)$$

$$T_{\text{aval}} = T_{\text{amont}} \cdot (P_{\text{aval}}/P_{\text{amont}}) \cdot [(\gamma_{\text{amont}} - 1)/\gamma_{\text{amont}}] \quad (IV.5)$$

En remplaçant (IV.5) dans (IV.3) :

$$U = [2 \cdot C_p \cdot T_{\text{amont}} (1 - (P_{\text{aval}}/P_{\text{amont}})^{(\gamma_{\text{amont}} - 1)/\gamma_{\text{amont}}})]^{0.5} \quad (IV.6)$$

Notons que : $\gamma = C_p/C_v$ et $P = \rho \cdot r \cdot T$ (IV.7)

Donc : $T_{\text{amont}} = P_{\text{amont}}/\rho \cdot r$ (IV.8)

Sachant que : $C_v = n \cdot r/(\gamma - 1)$ et $C_p = \gamma \cdot n \cdot r/(\gamma - 1)$ (IV.9)

Nous remplaçons (IV.7) et (IV.8) dans (IV.6) et nous trouvons que :

$$U = (2\gamma_{\text{amont}} r)/(\gamma_{\text{aval}} - 1) \frac{P_{\text{amont}}}{\rho r} \left[1 - \left(\frac{P_{\text{aval}}}{P_{\text{amont}}} \right)^{\frac{(\gamma_{\text{amont}} - 1)}{\gamma_{\text{amont}}}} \right] \quad (IV.10)$$

Le débit massique s'écrit comme suit [5] :

$$\dot{m} = \rho S_r C_d U \quad (IV.11)$$

$$\frac{dmi}{dt} = C_d S_r P_{\text{amont}} \sqrt{\frac{2\gamma_{\text{amont}}}{(\gamma_{\text{amont}} - 1)r_{\text{amont}}T_{\text{amont}}} \left[R^{P\gamma_{\text{amont}}} - R^{P\frac{\gamma_{\text{amont}} + 1}{\gamma_{\text{amont}}}} \right]} \quad (IV.12)$$

où :

R^P : Rapport de pression.

C_d : Coefficient de décharge de la soupape, il est déterminé expérimentalement.

S_r : Section de passage géométrique offerte par l'ouverture de soupape.

Les conditions de col sonique, limitent en quelque sorte le rapport de pression, au niveau du passage de la soupape. Le débit est maximal, lorsque la vitesse du fluide au col

atteint la vitesse du son. La figure IV.5, présente l'évolution du débit massique des gaz au cours de la phase d'admission et d'échappement.

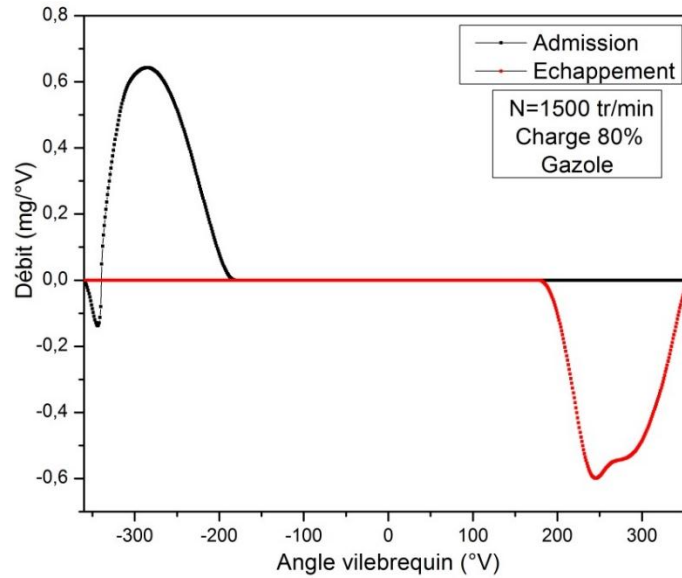


Figure IV.5 : Evolution du débit massique des gaz au cours de la phase d'admission et d'échappement.

Le rapport de pression critique est le suivant :

$$R_c^p = \left(\frac{2}{\gamma_{amont} + 1} \right)^{\frac{\gamma_{amont}}{\gamma_{amont} - 1}} \quad (IV.13)$$

$$\text{Si } \frac{P_{aval}}{P_{amont}} > R_c^p \quad \longrightarrow \quad R_p = \frac{P_{aval}}{P_{amont}} \quad (IV.14)$$

$$\text{Si } \frac{P_{aval}}{P_{amont}} < R_c^p \quad \longrightarrow \quad R_p = R_c^p \quad (IV.15)$$

IV.3.3 Loi de levée et la section de passage géométrique

Pour déterminer le débit du gaz entrant ou sortant du cylindre à travers des soupapes, il est nécessaire de connaître la section de passage à tout instant. Par conséquent, la géométrie qui caractérise toute soupape doit être connue (voir la figure IV.6).

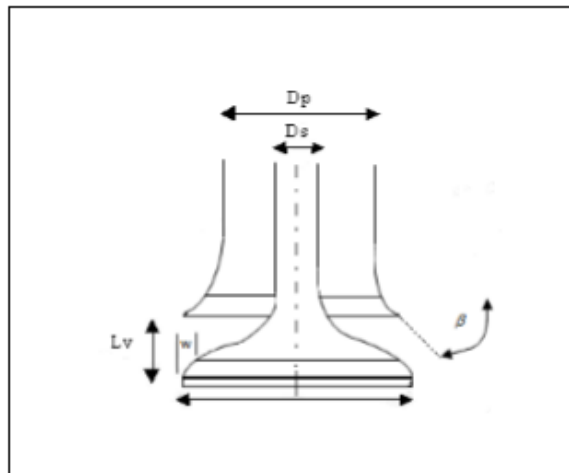


Figure IV.6 : Caractéristiques géométriques de la soupape.

Avec :

D_v : Diamètre de la soupape

L_v : Levée de la soupape

$D_s = 0,2 \times D_v$: Diamètre de la tige de la soupape

$D_p = 0,8 \times D_v$: Diamètre du conduit d'admission

$w = 0,05 \times D_v$: Largeur du chanfrein

β : Angle du chanfrein de la soupape

Le tableau 1 ci-dessous résume la section de passage S_r et la loi de levée en trois parties.

IV.3.4 Modèle de combustion

Le modèle que nous décrivons est une approche thermodynamique globale du système. Notre modèle doit servir de référence pour élaborer des stratégies de contrôle du moteur. Les modèles zéro-dimension ne dépendent que du temps ou de l'angle vilebrequin. Il se résume en deux catégories : modèle à une zone ou modèle multizones.

Tableau IV.1 : Les différents types de levée.

La levée	L'expression de la section de passage minimale
minimale $0 < L_v < \frac{w}{\cos\beta \sin\beta}$	$S_m = S_r = \pi L_v \cos\beta (D_v - 2w + L_v/2 \sin 2\beta)$
Intermédiaire $\frac{w}{\cos\beta \sin\beta} < L_v < [(\frac{D_v^2 - D_t^2}{4 D_w - w}) - w^2]^{\frac{1}{2}} + w \tan\beta$	$S_m = \pi (D_v - w) [(L_v - w \tan\beta)^2 + w^2]^{\frac{1}{2}}$
Grande $L_v > [(\frac{D_v^2 - D_t^2}{4 D_w - w}) - w^2]^{\frac{1}{2}} + w \tan\beta$	$S_m = \frac{\pi}{4} (D_v^2 - D_t^2)$

Afin d'obtenir les paramètres caractérisant ce modèle à savoir : la pression, la température et la masse du cylindre, il est nécessaire d'utiliser les équations générales qui régissent le modèle telles que les équations de conservation de masse, les équations d'écoulement ainsi que l'équation d'état [5].

- Equation de la conservation d'énergie

$$\frac{d(mu)}{dt} = \frac{dw}{dt} + \frac{dQ_p}{dt} + \sum \frac{dm_i}{dt} h_i \quad (IV. 16)$$

D'où :

i : les entrées du système ouvert.

$$\frac{dw}{dt} = -P \frac{dV}{dt} \quad (IV. 17)$$

Nous remplaçons IV.17 dans IV.16 et on trouve :

$$\frac{d(mu)}{dt} = -P \frac{dV}{dt} + \sum \frac{dQ_p}{dt} + \sum \frac{dm_i}{dt} h_i \quad (IV.18)$$

Q_p : Quantité d'énergie échangée sous forme de chaleur avec le milieu extérieur.

m : La masse totale de gaz dans la chambre de combustion.

u : L'énergie interne massique

$$\frac{d(mu)}{dt} = m \frac{du}{dt} + u \frac{dm}{dt} \quad (IV.19)$$

$$m \frac{du}{dt} = m \left[\frac{\partial u}{\partial T} \frac{dT}{dt} + \frac{\partial u}{\partial Q} \frac{dQ}{dt} + \frac{\partial u}{\partial P} \frac{dP}{dt} \right] \quad (IV.20)$$

$$m \left[\frac{\partial u}{\partial T} \frac{dT}{dt} + \frac{\partial u}{\partial Q} \frac{dQ}{dt} + \frac{\partial u}{\partial P} \frac{dP}{dt} \right] + u \frac{dm}{dt} = -P \frac{dV}{dt} + \sum \frac{dQ_p}{dt} + \sum \frac{dm_i}{dt} h_i \quad (IV.21)$$

$$m \left[\frac{\partial u}{\partial T} \frac{dT}{dt} + \frac{\partial u}{\partial Q} \frac{dQ}{dt} + \frac{\partial u}{\partial P} \frac{dP}{dt} \right] = -u \frac{dm}{dt} - P \frac{dV}{dt} + \sum \frac{dQ_p}{dt} + \sum \frac{dm_i}{dt} h_i \quad (IV.22)$$

$$\left[\frac{\partial u}{\partial T} \frac{dT}{dt} + \frac{\partial u}{\partial Q} \frac{dQ}{dt} + \frac{\partial u}{\partial P} \frac{dP}{dt} \right] = \left[-u \frac{dm}{dt} - P \frac{dV}{dt} + \sum \frac{dQ_p}{dt} + \sum \frac{dm_i}{dt} h_i \right] \frac{1}{m} \quad (IV.23)$$

$$\frac{\partial u}{\partial P} \frac{dP}{dt} = 0 \quad (IV.24)$$

$$\frac{dT}{dt} = \frac{\left[\left(-u \frac{dm}{dt} - P \frac{dV}{dt} + \sum \frac{dQ_p}{dt} + \sum \frac{dm_i}{dt} h_i \right) \frac{1}{m} - \frac{\partial u}{\partial Q} \frac{dQ}{dt} \right]}{\frac{\partial u}{\partial T}} \quad (IV.25)$$

$$\frac{dQ}{dt} = \frac{dQ_{comb}}{dt} - \frac{dQ_p}{dt} = \frac{dm_{fb}}{dt} PCI - \frac{dQ_p}{dt} \quad (IV.26)$$

Nous remplaçons (IV.26) dans (IV.25) et on aboutit à :

$$\frac{dT}{dt} = \frac{\left[\left(-u \frac{dm}{dt} - \frac{dQ_p}{dt} + \sum \left(\frac{dm}{dt} \right)_{in} h_{in} - \sum \left(\frac{dm}{dt} \right)_{out} h_{out} + \frac{dm_{fb}}{dt} PCI \right) \frac{1}{m} - \frac{\partial u}{\partial Q} \frac{dQ}{dt} - P \frac{dV}{dt} \right]}{\frac{\partial u}{\partial T}} \quad (IV.27)$$

Avec :
$$\sum \frac{dm_i}{dt} h_i = \sum \left(\frac{dm}{dt} \right)_{in} h_{in} - \sum \left(\frac{dm}{dt} \right)_{out} h_{out} \quad (IV.28)$$

Nous utilisons l'hypothèse des **gaz parfait** : $PV = mrT$ (IV.29)

Nous dérivons (12) et on obtient :

$$\frac{1}{P} \frac{dP}{dt} + \frac{1}{V} \frac{dV}{dt} = \frac{1}{m} \frac{dm}{dt} + \frac{1}{r} \frac{dr}{dt} + \frac{1}{T} \frac{dT}{dt} \quad (IV.30)$$

Nous considérons l'équation de conservation de la masse de l'air et du combustible

$$\frac{dP}{dt} = \left[\frac{1}{m} \frac{dm}{dt} + \frac{1}{r} \frac{dr}{dt} + \frac{1}{T} \frac{dT}{dt} - \frac{1}{V} \frac{dV}{dt} \right] P \quad (IV.31)$$

et l'équation de conservation de la masse de l'air et du combustible.

$$\frac{dm}{dt} = \sum \left(\frac{dm}{dt} \right)_{in} - \sum \left(\frac{dm}{dt} \right)_{out} + \frac{dm_{finj}}{dt} \quad (IV.32)$$

Puis afin de déterminer la température, la pression de même que la masse dans le cylindre à chaque instant, il y'a lieu de résoudre le système d'équations différentielles d'ordre -1- suivant :

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{dT}{dt} = \frac{\left[\left(-u \frac{dm}{dt} - \frac{dQ_p}{dt} + \sum \left(\frac{dm}{dt} \right)_{in} h_{in} - \sum \left(\frac{dm}{dt} \right)_{out} h_{out} + \frac{dm_{fb}}{dt} PCI \right) \frac{1}{m} - \frac{\partial u}{\partial Q} \frac{dQ}{dt} - P \frac{dV}{dt} \right]}{\frac{\partial u}{\partial T}} \\ \frac{dP}{dt} = \left[\frac{1}{m} \frac{dm}{dt} + \frac{1}{r} \frac{dr}{dt} + \frac{1}{T} \frac{dT}{dt} - \frac{1}{V} \frac{dV}{dt} \right] P \\ \frac{dm}{dt} = \sum \left(\frac{dm}{dt} \right)_{in} - \sum \left(\frac{dm}{dt} \right)_{out} + \frac{dm_{fb}}{dt} \end{array} \right. \quad (IV.33)$$

Les hypothèses du modèle pour les simulations :

- 1- $\frac{dQ}{dt} = 0$ car la richesse demeure constante durant toute la phase de compression.
- 2- La température de la paroi reste uniforme.
- 3- Nous négligeons toutes les fuites, au niveau de la chambre de combustion.

- **Phase d'admission**

$$\left\{ \begin{array}{l} \sum \left(\frac{dm}{dt} h \right)_{in} = \frac{dm_{ad}}{dt} h_{air} \\ \sum \left(\frac{dm}{dt} h \right)_{out} = \frac{dm_{ech}}{dt} h_{cyl} \\ \frac{dm_{fb}}{dt} = 0 \end{array} \right. \quad (IV.34)$$

Nous simplifions le système d'équation (IV.33) en introduisant (IV.34) :

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{dT_{cyl}}{dt} = \frac{\left[\left(-u \frac{dm_{cyl}}{dt} - \frac{dQ_p}{dt} + \frac{dm_{ad}}{dt} h_{air} - \frac{dm_{ech}}{dt} h_{cyl} - P \frac{dV}{dt} \right) \frac{1}{m_{cyl}} \right]}{C_{V_{cyl}}} \\ \frac{dP_{cyl}}{dt} = \left[\frac{1}{m} \frac{dm}{dt} + \frac{1}{r} \frac{dr}{dt} + \frac{1}{T} \frac{dT}{dt} - \frac{1}{V} \frac{dV}{dt} \right] P_{cyl} \\ \frac{dm_{cyl}}{dt} = \frac{dm_{ad}}{dt} + \frac{dm_{ech}}{dt} \end{array} \right. \quad (IV.35)$$

Remarque : Nous ajoutons le terme $\frac{dm_{ech}}{dt}$ uniquement en cas de retard de fermeture des soupapes d'échappement.

- **Phase de compression**

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{dm_{ad}}{dt} = 0 \quad ; \quad \frac{dm_{ech}}{dt} = 0 \\ \frac{dm_{fb}}{dt} = 0 \quad ; \quad \frac{dm_{finj}}{dt} = 0 \end{array} \right. \quad (IV.36)$$

Avec ces hypothèses, le système d'équations (IV.33) s'écrira comme suit :

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{dT_{cyl}}{dt} = \frac{\left[\left(-\frac{dQ_p}{dt} - P \frac{dV}{dt} \right) \frac{1}{m_{cyl}} \right]}{C_{V_{cyl}}} \\ \frac{dP_{cyl}}{dt} = \left[\frac{1}{m} \frac{dm}{dt} + \frac{1}{r} \frac{dr}{dt} + \frac{1}{T} \frac{dT}{dt} - \frac{1}{V} \frac{dV}{dt} \right] P_{cyl} \\ \frac{dm_{cyl}}{dt} = 0 \end{array} \right. \quad (IV.37)$$

- **Phase de combustion et de détente**

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{dm_{ad}}{dt} = 0 \quad ; \quad \frac{dm_{ech}}{dt} = 0 \end{array} \right. \quad (IV.38)$$

Avec ces hypothèses, le système d'équation (IV.33) sera comme suit :

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{dT_{cyl}}{dt} = \frac{\left[\left(-u \frac{dm_{cyl}}{dt} - \frac{dQ_p}{dt} + \frac{dm_{fb}}{dt} PCI - P \frac{dV}{dt} \right) \frac{1}{m_{cyl}} \right]}{C_{V_{cyl}}} \\ \frac{dP_{cyl}}{dt} = \left[\frac{1}{m} \frac{dm}{dt} + \frac{1}{r} \frac{dr}{dt} + \frac{1}{T} \frac{dT}{dt} - \frac{1}{V} \frac{dV}{dt} \right] P_{cyl} \\ \frac{dm_{cyl}}{dt} = \frac{dm_{fuel inj}}{dt} \end{array} \right. \quad (IV.39)$$

- Phase d'échappement

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{dm_{ech}}{dt} \neq 0 \end{array} \right. \quad (IV.40)$$

Avec ces hypothèses le système d'équation (IV.33) s'écrira comme suit :

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{dT_{cyl}}{dt} = \frac{\left[\left(-u \frac{dm_{cyl}}{dt} - \frac{dQ_p}{dt} + \frac{dm_{ad}}{dt} h_{air} - \frac{dm_{ech}}{dt} h_{cyl} - P \frac{dV}{dt} \right) \frac{1}{m_{cyl}} \right]}{C_{Vcyl}} \\ \frac{dP_{cyl}}{dt} = \left[\frac{1}{m} \frac{dm}{dt} + \frac{1}{r} \frac{dr}{dt} + \frac{1}{T} \frac{dT}{dt} - \frac{1}{V} \frac{dV}{dt} \right] P_{cyl} \\ \frac{dm_{cyl}}{dt} = \frac{dm_{ad}}{dt} + \frac{dm_{ech}}{dt} \end{array} \right. \quad (IV.41)$$

IV.3.5 Modèle cinématique

La surface d'échange totale ainsi que le volume du cylindre, évoluent avec le déplacement du piston. Leurs expressions sont déterminées par rapport à l'angle vilebrequin, et aux paramètres géométriques du moteur. La figure IV.7 illustrée ci-dessous, résume le modèle cinématique. L'équation d'angle vilebrequin en degrés ($^{\circ}V$) est résolue à partir du régime de rotation de vilebrequin N (tr/min) [6].

$$\theta(^{\circ}V) = 6Nt \quad (IV.42)$$

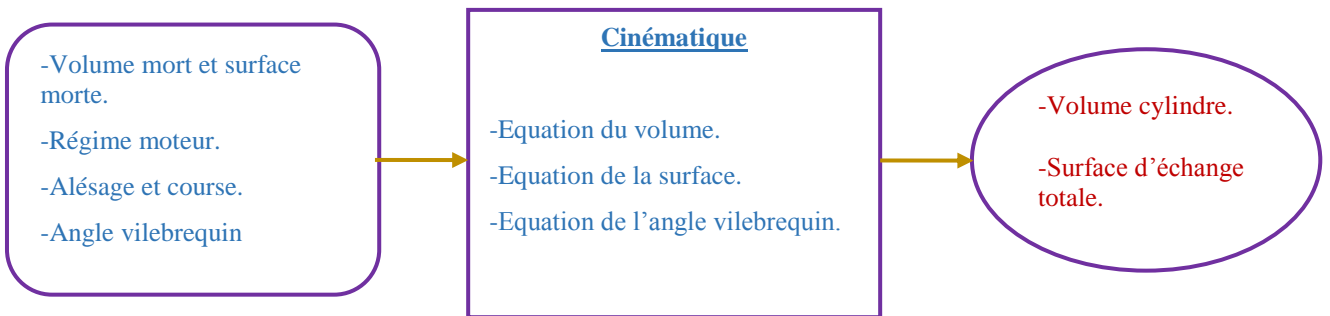


Figure IV.7 : Modèle cinématique.

Il est préférable d'effectuer un changement de variable en différenciant toutes les grandeurs par rapport à l'angle vilebrequin, et non du temps. Ce changement de variable s'écrit comme suit [6] :

$$\frac{d}{dt} = \frac{d}{d\theta} \frac{d\theta}{dt} \quad (\text{IV.43})$$

Selon la figure IV.8 L'équation du volume est donnée de :

$$V(\theta) = V_m + \frac{\pi A^2}{4} \left(r_m \left(1 - \cos\left(\frac{\pi\theta}{180}\right) \right) + l_b \left(1 - \sqrt{1 - \frac{r_m^2}{l_b^2} \sin\left(\frac{\pi\theta}{180}\right)} \right) \right) \quad (\text{IV.44})$$

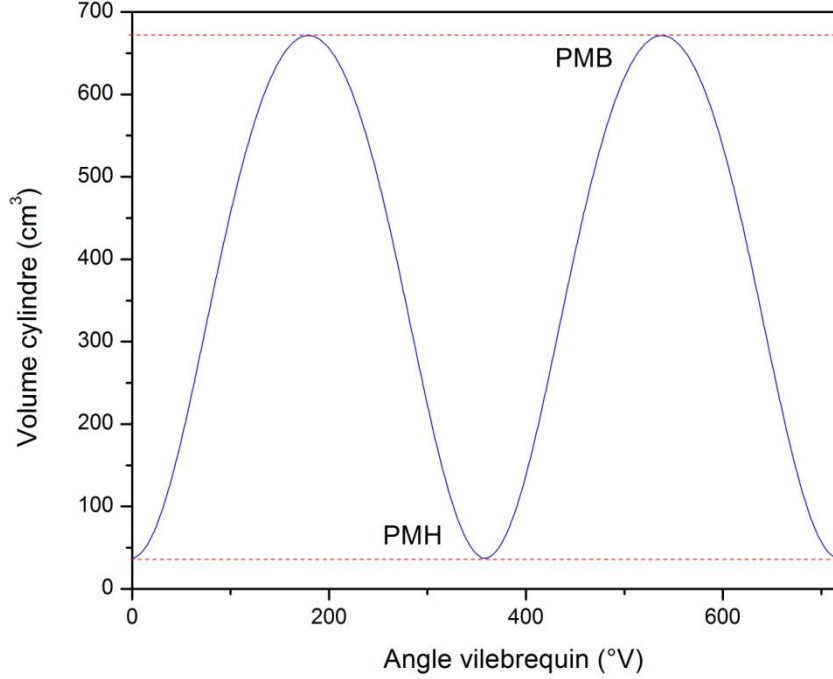


Figure IV.8 : Variation du volume de cylindre aux cours d'un cycle.

La dérivée du volume en fonction d'angle vilebrequin est donnée par :

$$\frac{dV}{d\theta} = \frac{\pi A^2}{4} \left[r_{man} \frac{\pi}{180} \sin\left(\frac{\pi\theta}{180}\right) + \frac{\frac{r_{man}^2}{l_b} \frac{\pi}{180} \cos\left(\frac{\pi}{180}\right)}{1 - \frac{r_{man}^2}{l_b^2} \sin\left(\frac{\pi\theta}{180}\right)} \right] \quad (\text{IV.45})$$

La surface d'échange thermique totale est déduite de :

$$S = S_m + \alpha \frac{\pi A^2}{4} + \pi A \left(r_m \left(1 - \cos\left(\frac{\pi\theta}{180}\right) \right) + l_b \left(1 - \sqrt{1 - \frac{r_m^2}{l_b^2} \sin\left(\frac{\pi\theta}{180}\right)} \right) \right) \quad (\text{IV.46})$$

D'après Grondin [7], le fait de tenir compte de la tête du piston et de la culasse, le coefficient α est égal à deux. Nous optons pour $\alpha > 2$, si ces surfaces ne sont pas planes, ce qui est souvent le cas.

IV.3.6 Modèle du transfert thermique

Une partie de la chaleur dégagée par la combustion dans un moteur est transmise aux parois du cylindre par convection forcée. De ce fait, la propagation de la chaleur se fait à travers le bloc moteur, et sera transmise au fluide de refroidissement. Une partie de cette chaleur, est évacuée dans l'atmosphère, par transfert radiatif entre le bloc moteur et l'air ambiant. Le transfert thermique entre les gaz et les parois se manifeste par le mode de convection forcée. Le transfert de chaleur par radiation ou conduction est négligeable par rapport à la convection forcée [8].

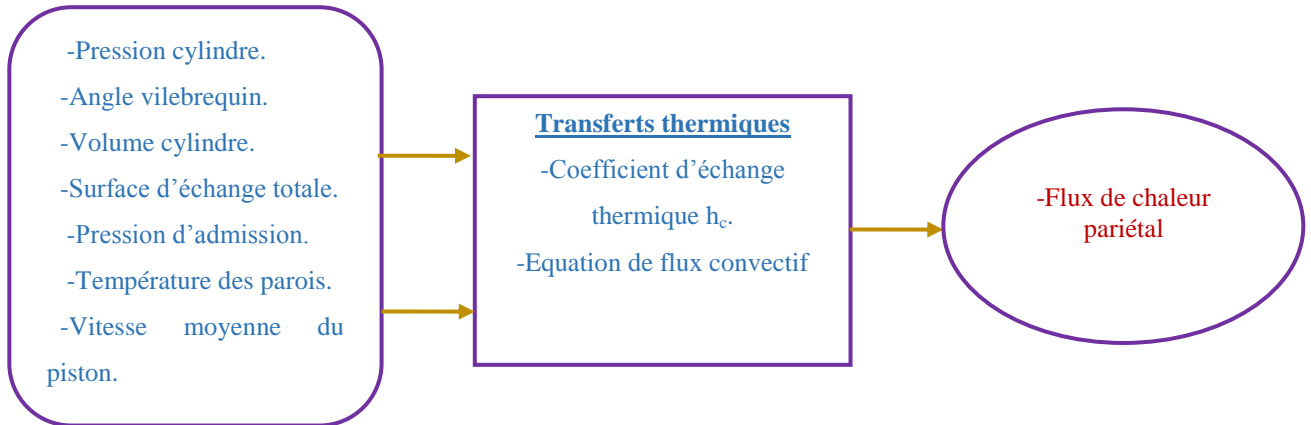


Figure IV.9 : Modèle de transferts thermiques

Le flux d'énergie des gaz, transmis aux parois de la chambre de combustion, s'exprime sous la forme classique :

$$\frac{dQ_p}{dt} = S h_c (T_{cyl} - T_{parois}) \quad (IV.47)$$

où :

T_{parois} et T_{cyl} sont respectivement la température des parois et des gaz dans le cylindre. h_c est le coefficient de transfert de chaleur par convection ; il est calculé par différentes corrélations. Dans la présente étude, trois modèles ont été testés, nous citons Woshni (equation IV.48 (a)), Hohenberg (equation IV.48 (b)) et Eichelberg (equation IV.48 (c)) [5] :

$$\left\{ \begin{array}{ll} h_c = 130 A^{-0,2} P^{0,8} T^{-0,53} (C_1 V_{mp} + C_2 \frac{V_c T_1}{V_1 P_1} (p - p_0))^{0,8} & (a) \\ h_c = C_1 C_u^{-0,06} P^{0,8} T^{-0,4} (C_{12} + V_{mp})^{0,8} & (b) \\ h_c = 7,67 \cdot 10^{-3} (V_{mp})^{1/3} (P T_{cyl})^{0,5} & (c) \end{array} \right. \quad (IV.48)$$

où :

P_0 : Pression atmosphérique (bar).

T : Température dans le cylindre (K).

P : Pression dans le cylindre (bar).

V_{mp} : vitesse du piston [m/s].

Concernant les coefficients C_1 et C_2 , ils changent selon la phase du cycle. Le tableau IV.2 illustré ci-dessous, résume les valeurs des coefficients pour chaque phase, selon la corrélation de Woschni.

Tableau IV.2 : Coefficient C_1 et C_2 de la corrélation de Woschni.

Phase	C_1	C_2
Admission-Echappement	6,18	0
Compression	2,28	0
Combustion-Détente	2,28	$3,24 \cdot 10^{-3}$

Les transferts thermiques, dépendent du gradient de température, de la vitesse moyenne du piston, de la pression du cylindre, de la surface d'échange totale et du volume du cylindre. La figure IV.9, schématise bien le modèle de transferts thermiques. Au niveau du calcul du flux thermique, le problème majeur réside dans la détermination du coefficient de transfert thermique h_c (en $kW/m^2 K$). Cependant, comme le flux thermique n'est pas mesuré expérimentalement, nous avons jugé judicieux de reprendre les corrélations issues de travaux antérieurs.

La figure IV.10 présente l'évolution de la pression cylindre simulée en utilisant les trois modèles de transfert de chaleur pour le moteur DF alimenté par du biogaz. Une comparaison a été établie avec les résultats expérimentaux. Les résultats ont montré que le modèle de Woschni peut estimer la pression avec une meilleure précision par rapport aux autres modèles testés (fig. IV.10). Les erreurs relatives moyennes sont respectivement de 1,5%, 2,5%, et 15% pour modèle de Woschni, Hohenberg et Eichelberg. Par conséquent, pour notre cas, nous optons pour la corrélation de Woschni.

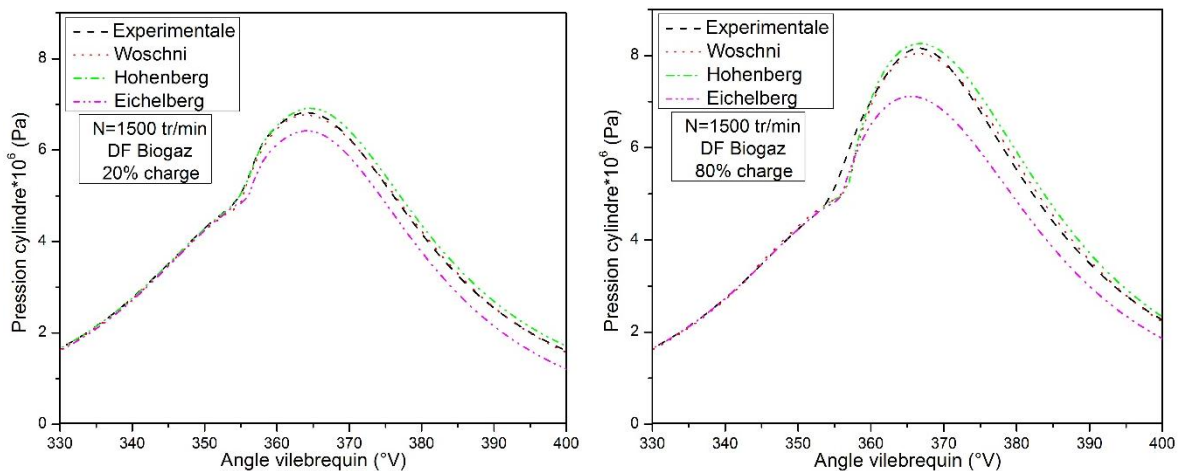


Figure IV.10 : Pression cylindre obtenue à partir de différentes corrélations de h_c .

IV.3.7 Propriétés thermodynamiques des gaz

Les propriétés thermodynamiques (chaleurs spécifiques, enthalpie, entropie et énergie de Gibbs), sont calculées sous forme polynomiale, en utilisant les tableaux de JANAF pour les propriétés thermochimiques des espèces [6, 9] (Voir annexe D).

La chaleur spécifique à pression constante C_p , est estimée en utilisant un polynôme d'ordre cinq :

$$\frac{C_p(T)}{R} = a_0 + a_1T + a_2T^2 + a_3T^3 + a_4T^4 + a_5T^5 \quad (\text{IV.49})$$

L'enthalpie $h(T)$ est calculée à partir de la relation différentielle :

$$dh = C_p(T)dT \quad (\text{IV.50})$$

Après l'intégration, on obtient :

$$h(T) - h(T_0) = \int_{T_0}^T C_p(T)dT \quad (\text{IV.51})$$

En utilisant la relation $\frac{C_p(T)}{R}$, on obtient la forme adimensionnelle de l'enthalpie :

$$\frac{h(T)}{RT} = a_1 + \frac{a_2T}{2} + \frac{a_3T^2}{3} + \frac{a_4T^3}{4} + \frac{a_5T^4}{5} + \frac{a_6}{T} \quad (\text{IV.52})$$

L'entropie $S(T, P)$, est calculée à partir du deuxième principe de la thermodynamique. Avec l'hypothèse de la réversibilité du système $dQ=T ds$, combiné au premier principe, on obtient :

$$ds = \frac{1}{T} dh - \frac{V}{T} dP = \frac{1}{T} dh - \frac{R}{p} dp \quad (\text{IV.53})$$

$$s(T, P) - s_0 = \int_{T_0}^T \frac{C_p(T)}{T} dT - R \ln\left(\frac{P}{P_0}\right) \quad (\text{IV.54})$$

Nous pouvons écrire finalement la formule de l'entropie, qui dépend de la température et de la pression :

$$s(T, P) = s^0(T) - R \ln\left(\frac{P}{P_0}\right) \quad (\text{IV.57})$$

L'utilisation de la formule de la chaleur spécifique, nous permet de calculer le polynôme de l'entropie, indépendamment de la pression :

$$s^0(T) = s_0 + \int_{T_0}^T \frac{C_p(T)}{T} dT \quad (\text{IV.55})$$

La forme adimensionnelle est donnée par :

$$\frac{s^0(T)}{R} = a_1 \ln(T) + a_2T + \frac{a_3T^2}{2} + \frac{a_4T^3}{3} + \frac{a_5T^4}{4} + a_7 \quad (\text{IV.56})$$

où :

a_7 : représente l'entropie absolue s_0 à des conditions de références (T_0, p_0) .

L'énergie de Gibbs $g(T, p)$, est donnée par la formule combinée de la relation $\frac{h(T)}{RT}$, et $s(T, p)$.

$$g(T, p) = h(T) - s(T, p)T = h(T) - Ts^0(T) + TR \ln\left(\frac{p}{p_0}\right) \quad (IV.58)$$

Pour le calcul des propriétés thermodynamique d'un mélange, il suffit de déterminer les fractions massiques ou molaires du mélange ($O_2, N_2, CO_2, H_2O \dots$).

La fraction massique s'écrit comme suit :

$$X_i = \frac{m_i}{m_T}, \quad \sum X_i = 1 \quad (IV.59)$$

Si les chaleurs spécifiques, l'enthalpie, l'entropie et l'énergie de Gibbs sont calculées par rapport à une unité de masse, il en résulte :

$$\begin{aligned} c_{p\text{mélange}} &= \sum X_i c_{pi} & s_{\text{mélange}} &= \sum X_i s_i \\ h_{\text{mélange}} &= \sum X_i h_i & g_{\text{mélange}} &= \sum X_i g_i \end{aligned} \quad (IV.60)$$

IV.3.8 Vitesse de la combustion

La combustion du mélange frais est caractérisée à chaque instant par la fraction de masse brûlée qui est adaptée au profil de la vitesse de la combustion. Nous pouvons modéliser ces paramètres à partir de la fonction mathématique simple (modèle de comportement), ou bien à partir des lois phénoménologiques sur des considérations physiques (modèles de connaissance). Concernant le modèle de comportement des gaz brûlés, nous utilisons une fonction mathématique, pour la modélisation de la fraction de masse brûlée, en fonction de l'angle vilebrequin. Pour cela, la loi semi empirique de **Wiebe** s'écrit comme suit [5]:

$$x_b(\theta) = 1 - \exp\left[-a_w \left(\frac{\theta - \theta_0}{\Delta\theta_b}\right)^{m_w+1}\right] \quad (IV.61)$$

Avec :

a_w : Paramètre d'efficacité.

m_w : Paramètre de forme.

Ces deux paramètres, doivent être ajustés expérimentalement, en fonction du moteur et des conditions de fonctionnement (richesse, charge, avance à l'injection...). Le taux de combustion, qui est la variation de la fraction brûlée au cours de la combustion, s'écrit comme suit :

$$\frac{dx_b}{d\theta} = a_w \frac{m_{w+1}}{\Delta\theta_b} \left(\frac{\theta - \theta_0}{\Delta\theta_0} \right) \exp \left[-a_w \left(\frac{\theta - \theta_0}{\Delta\theta_b} \right)^{m_w+1} \right] \quad (IV.62)$$

La loi de combustion a été modélisée en utilisant une double loi de Wiebe [5]. Cette loi s'écrit comme suit :

$$\begin{aligned} \frac{dQ_{net}}{d\theta} = & 6,9 \frac{Q_p}{\theta_p} m_p \left(\frac{\theta}{\theta_p} \right)^{m_p-1} \exp \left[-6,9 \left(\frac{\theta}{\theta_p} \right)^{m_p} \right] + \\ & 6,9 \frac{Q_d}{\theta_d} m_d \left(\frac{\theta}{\theta_d} \right)^{m_d-1} \exp \left[-6,9 \left(\frac{\theta}{\theta_d} \right)^{m_d} \right] - \frac{dQ_p}{d\theta} \end{aligned} \quad (IV.63)$$

Les indices p et d représentent respectivement, la phase de combustion de prémélange, et la phase de diffusion.

$\theta_{p,d}$: La durée de combustion pour chacune des deux phases.

$Q_{p,d}$: Le dégagement de chaleur pour chacune des deux phases.

$m_{p,d}$: Le facteur de forme propre à chacune des deux phases.

Le modèle comprend six paramètres, déterminés à l'aide de la méthode des moindres carrés, à partir des résultats expérimentaux obtenus sur le banc d'essai.

Les courbes expérimentales du taux de dégagement de chaleur, ainsi que le signal de pression cylindre, sont tracées à partir des résultats issus des essais moteurs, pour l'analyse de la combustion. Le taux de dégagement de chaleur net, est déterminé comme suit [5] :

$$\frac{dQ_{net}}{d\theta} = \frac{dQ_{Comb}}{d\theta} - \frac{dQ_P}{d\theta} \quad (IV.64)$$

Le taux de dégagement de chaleur est calculé à partir d'un modèle d'analyse en appliquant l'équation (IV.64), et en introduisant le premier principe de la thermodynamique, ainsi que la loi des gaz parfaits. Cette équation utilise le signal de pression mesurée et la variation de volume du cylindre moteur comme cité au chapitre II précédemment.

La vitesse de dégagement de chaleur nette, s'écrit alors comme suit :

$$\frac{dQ_{net}}{d\theta} = \frac{\gamma}{\gamma - 1} P \left[\frac{dV}{d\theta} \right] + \frac{1}{\gamma - 1} V \left[\frac{dP}{d\theta} \right] \quad (IV.65)$$

IV.3.9 Délai d'auto-inflammation

Comme il a été noté précédemment dans le chapitre II, le début de combustion peut être déterminé expérimentalement par deux méthodes. La première par l'utilisation de la dérivée du signal de pression et la seconde à partir de la courbe du taux de dégagement de chaleur. La figure IV.11 présente l'évolution de la dérivée de pression en fonction de l'angle vilebrequin, où le début de la combustion est défini comme étant le dernier minimum local avant l'apparition du pic de combustion de l'évolution du signal de dérivée de pression.

Afin de déterminer correctement le début de la combustion, un lissage de la courbe de pression cylindre est indispensable (voir la figure IV.11). La formule du lissage utilisé dans la présente étude est donnée dans le chapitre II (voir l'équation II.5)

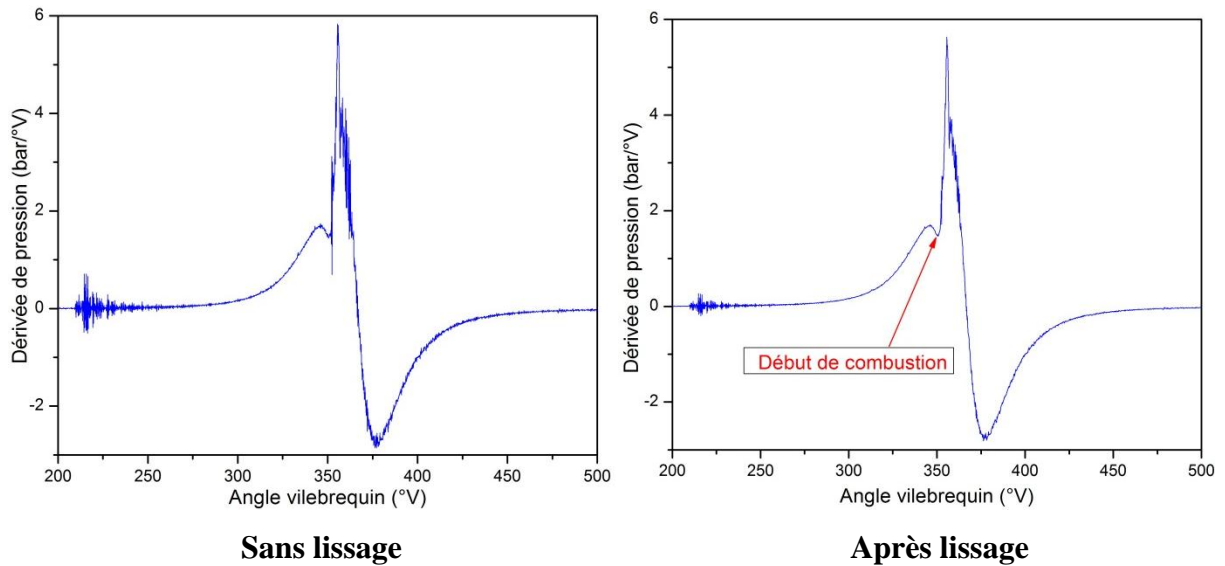


Figure IV.11 : Dérivée de pression avant et après lissage.

Il existe dans la littérature deux étapes du délai d'auto-inflammation, le délai d'inflammation physique et chimique. Le délai d'auto-inflammation est par définition le temps entre le début d'injection et le début de combustion. Il s'écrit comme suit [5] :

$$\tau_{DI} = \tau_{comb} - \tau_{inj} \quad (IV.66)$$

Ce temps caractéristique est composé d'un temps caractéristique chimique τ_{ph} et physique τ_{ch} comme l'indique l'équation suivante [5] :

$$\tau_{DI} = \tau_{ph} + \tau_{ch} \quad (IV.67)$$

Le délai d'auto-inflammation physique comporte les processus de plusieurs phénomènes ; nous citons l'évaporation du fuel, atomisation du spray ainsi que le mélange air/fuel inflammable. Pendant cette étape, les gouttelettes débiteront leur évaporation et à se mélanger avec l'air chaud présent dans le cylindre. Il est à noter que, plus la température ainsi que la pression des gaz à l'intérieur du cylindre sont élevées, plus cette période physique est courte, et les réactions chimiques entre le mélange air/fuel débiteront.

D'autre part, nous avons le délai chimique qui commence par la phase de précombustion, où les premières réactions chimiques ont lieu dans des conditions favorables de température et de richesse. Après le réchauffement du mélange par les réactions chimiques, appelées réactions exothermiques, la combustion débutera par accélération de l'oxydation. Le

délai d'inflammation chimique lui aussi se caractérise par certains processus nous citerons les réactions de précombustion, l'inflammation localisée se manifestant dans plusieurs zones dans la chambre de combustion. Ces derniers sont influencés par plusieurs paramètres comme la conception du moteur, les caractéristiques du fuel étudié et des paramètres de fonctionnement moteur.

Ces deux temps caractéristiques se superposent dans la réalité. De plus, le τ_{ph} représentant le temps caractéristique physique, peut être considéré comme une constante ou peut être calculé à partir d'un modèle d'évaporation.

Dans notre cas, le délai d'auto-inflammation est déterminé en utilisant la loi d'Arrhenius. L'équation (IV.68) résume les paramètres qui sont pris en considération afin de modéliser la loi d'Arrhenius, comme la température et la pression dans la chambre de combustion [5].

$$\tau_{DI} = A. \phi^B P^C . \exp(E_a/(RT)) \quad (IV.68)$$

Avec :

τ_{ID} est le temps caractéristique du délai d'auto-inflammation en ms. P et T sont respectivement la pression et la température de la chambre de combustion en bar et en K. Les indices A, B et C sont des constantes dépendantes du carburant étudié. E_a représente l'énergie d'activation nécessaire pour l'auto-inflammation du carburant.

L'énergie d'activation est en fonction de l'indice de cétane du combustible utilisé. La formule la plus utilisée pour la modélisation des moteurs diesel est celle de Belardini et al. (1996) qui s'écrit comme suit [5] :

$$E_a = (618840/(IC + 8)) \quad (IV.69)$$

Dans le tableau IV.3 ci-dessous, quelques modèles de délai d'auto-inflammation ont été résumés. Tous ces modèles sont dédiés à la détermination du délai d'auto-inflammation du gazole, en se basant sur la loi d'Arrhenius.

Tableau IV.3 : Les modèles du délai d'auto-inflammation

Auteur	Corrélation
Assanis	$\tau_{DI} = 2,4 P^{-1,02} \phi^{-0,2} \exp(2100/T)$
Wolfer	$\tau_{DI} = 3,52 P^{-1,022} \exp(2100/T)$
Shipinsky	$\tau_{DI} = (0,8216/P^{0,386})\exp(4644/T) (40/IC)^{0,69}$

Pour notre cas, la modélisation du délai d'auto-inflammation a été faite en se basant sur la loi d'Arrhenius. Cette loi est la plus souvent utilisée du fait qu'elle prend en considération les paramètres du moteur, les conditions thermodynamiques ainsi que l'indice de cétane du carburant étudié.

Les paramètres A, B, C et E_A/R sont obtenus par la méthode des moindres carrés à partir dans le but de minimiser l'écart entre les résultats numériques et expérimentaux. Le tableau IV.4 résume les résultats du modèle du délai d'auto-inflammation. Il ressort de ces résultats que les paramètres ont été identifiés avec une erreur maximale inférieure à 3%.

Tableau IV.4 : Paramètres du modèle de délai d'auto-inflammation pour le mode DF (Biogaz, GN) à différentes charges

	A	B	C	E_A/R	ϕ	DI (ms)
Biogaz	0,83	0,27	-0,09	1210	0,15	0,57
					0,18	0,58
					0,22	0,58
					0,26	0,57
					0,32	0,54
					0,33	0,51
Erreur maximale (%)	1,2	0,9	1,8	2,6		
Gaz naturel	0,9	1,2	-0,05	1240	0,20	0,53
					0,23	0,55
					0,25	0,57
					0,30	0,56
					0,36	0,54
					0,38	0,46
Erreur maximale (%)	0,08	1,1	2,1	1,9		

IV.3.10 Profil de température dans le cylindre

La figure IV.12 présente l'évolution de la température des gaz dans le cylindre pour un cycle moteur en fonction de l'angle vilebrequin, à faible et forte charge moteur. D'après cette figure, nous constatons que les courbes ont la même allure pour les deux modes quel que soit le combustible primaire testé ou la charge étudiée. Durant la phase d'admission, la température chute rapidement, en raison du mélange avec de l'air frais jusqu'à atteindre une valeur minimale au point mort inférieur (PMB). Après la fermeture de la soupape d'admission, la température du gaz augmente progressivement en raison du processus de compression jusqu'au début du processus de combustion où elle augmente rapidement. Par la suite, en atteignant le point mort haut, la descente du piston réduit la température due à la détente des gaz et l'augmentation de la surface d'échange entre les gaz et les parois du cylindre. Après l'ouverture de la soupape d'échappement, le soufflage des gaz vers l'extérieur

accélère la chute de température. À la fin, avec la réduction du débit d'échappement, la température se stabilise à une valeur constante. On peut voir clairement que le mode DF se comporte comme celui de diesel conventionnel à faible charge. Effectivement, un faible débit massique du combustible primaire est introduit par rapport au débit massique du combustible pilote (c'est-à-dire du biogaz : 0,00166 g / min par rapport au carburant gazole : 5 g/min). Par ailleurs, à haute charge, la température du gaz pour les modes DF est similaire à celle du mode diesel aux processus d'admission et de compression. Cela s'explique par la quantité de gaz fournie qui est très faible par rapport au volume d'air et n'a aucun effet sur les changements de niveaux de concentration d'oxygène dans le mélange [10]. Les pics les plus élevés de 1150 K et 1500 K sont observés pour le mode diesel conventionnel respectivement à des charges faibles et élevées. Ces pics se situent à 4 °V après le point mort haut (Après le PMH). En outre, un pic de température inférieure de 1060 K et 1320 K sont enregistrés pour le mode dual-fuel alimenté par du GN.

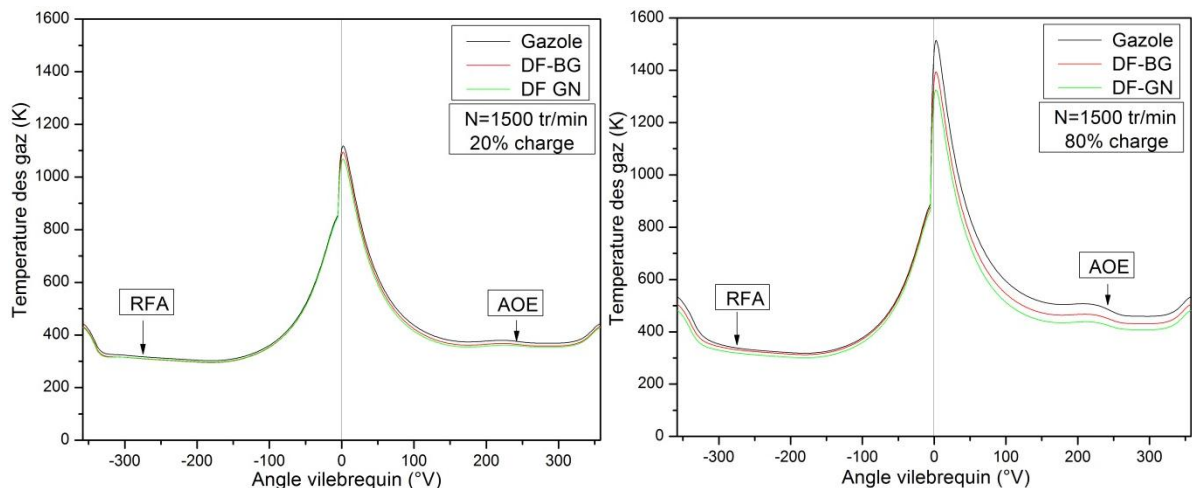


Figure IV.12 : Profil de température des gaz à l'intérieur du cylindre d'un moteur diesel et dual-fuel (gazole, biogaz, GN).

IV.4 Calibration du modèle développé

- Matériel et procédure du dispositif expérimental

Afin de calibrer le modèle prédictive, quatre charges ont été prises en considération (20%, 40%, 80% and 100%). La corrélation de la double loi de Wiebe (équation IV.65) a été utilisée dans le but de déterminer le taux de dégagement de chaleur du moteur diesel conventionnel et celui fonctionnant en mode dual-fuel alimenté par du biogaz ou du gaz naturel.

- Le taux de dégagement de chaleur

La figure IV.13, présente les courbes du taux de dégagement de chaleur expérimental, comparées aux résultats issus du modèle pour trois charges du moteur. Les résultats du modèle prédictif présentent une bonne concordance avec les données expérimentales. Après un court délai d'injection du combustible pilote, ce dernier s'auto-enflamme.

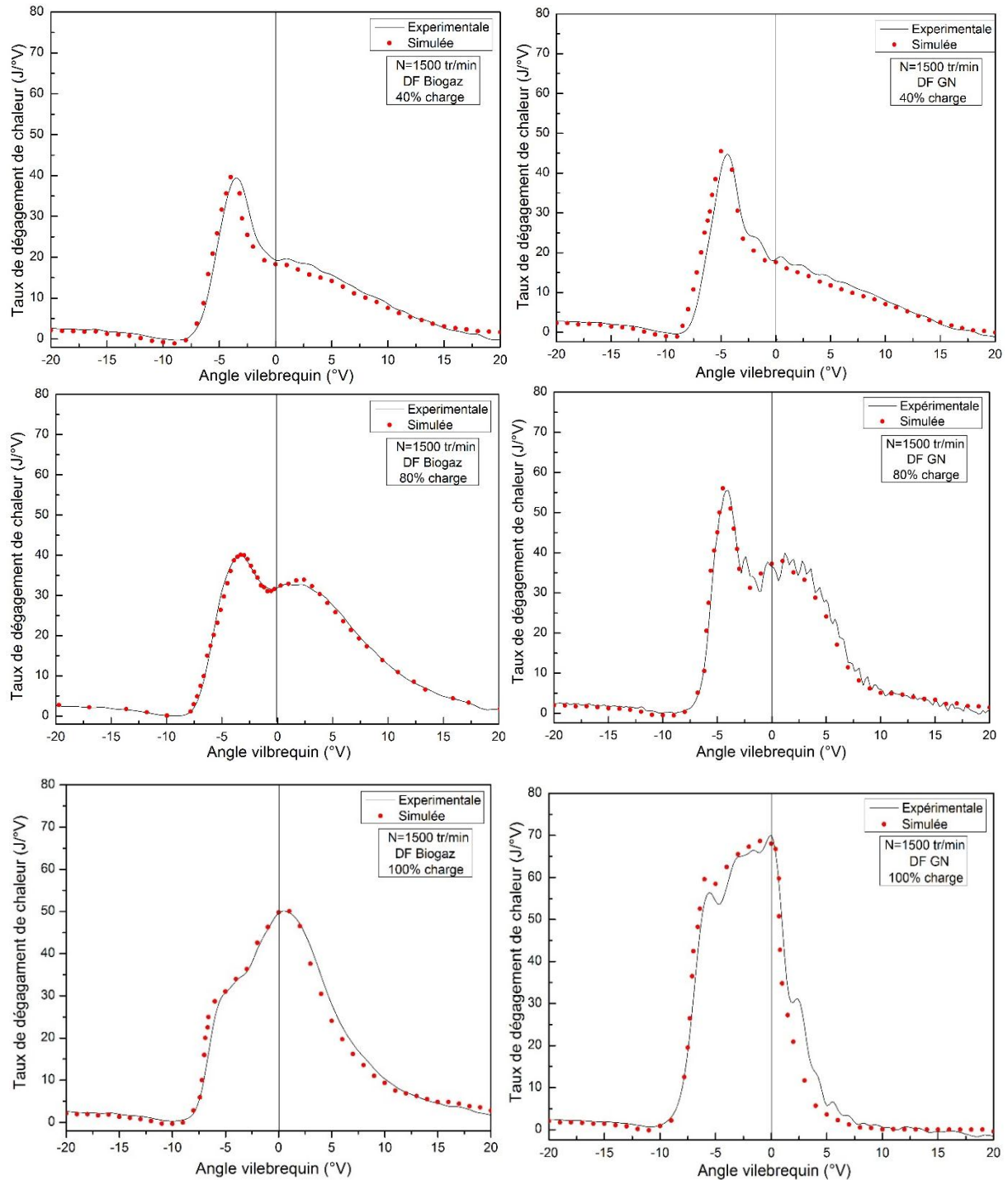


Figure IV.13 : Le taux de dégagement du moteur dual-fuel (biogaz, GN).

La fraction du combustible suffisamment mélangée avec de l'air, compris dans des concentrations prises entre les limites d'inflammabilité, brûle très rapidement. Le premier pic observé sur la courbe du taux de dégagement de chaleur (figures IV.13), représente la phase de combustion prémélangée, suivie d'une combustion de diffusion. A forte charge, la phase de diffusion, présente un taux de dégagement de chaleur plus important que celui à faible charge. En effet, une richesse plus importante du mélange gazeux, permet une meilleure combustion, une propagation de la flamme plus rapide, et par conséquent, un taux de dégagement de chaleur plus important que la phase de diffusion. Cette phase, est limitée par la vitesse à laquelle le combustible se mélange avec le mélange gazeux.

De plus, à partir de la figure IV.13 une bonne reproduction de l'allure du taux de dégagement de chaleur mesuré est observée, ainsi que pour son diagramme de dégagement de chaleur cumulé (voir figure IV.14) pour toutes les charges étudiées et les deux combustibles gazeux testés.

Tableau IV.5 : Les constantes de la double loi de Wiebe pour le mode DF (Biogaz, GN) à différentes charges

	Charges (%)	θ_p	m_p	Q_p	θ_d	m_d	Q_d
Biogaz	20	93,37	9,74	8,31	173,12	16,21	3,50
	30	91,066	9,82	8,15	209,44	16,90	3,33
	40	94,20	9,78	7,97	265,98	17,49	3,16
	60	88,53	9,76	7,64	333,22	17,80	3,14
	80	79,07	9,71	7,22	447,05	17,30	3,18
	90	41,93	9,12	8,29	498,67	16,64	3,27
	100	23,48	11,92	9,10	581,40	15,21	3,19
	Erreur maximale (%)	2,85	0,03	0,4	4,5	0,09	0,08
GN	20	136,65	12,22	9,37	176,97	25,00	3,48
	30	119,07	12,98	11,24	216,34	21,59	3,40
	40	101,16	13,04	11,60	270,26	20,84	3,62
	60	97,53	13,13	12,89	367,82	20,05	3,89
	80	93,87	13,25	13,71	412,42	19,79	4,87
	90	67,73	13,19	14,72	486,49	19,49	4,93
	100	34,29	13,07	14,74	579,93	18,94	4,72
	Erreur maximale (%)	2,25	0,06	0,3	3,9	0,1	0,07

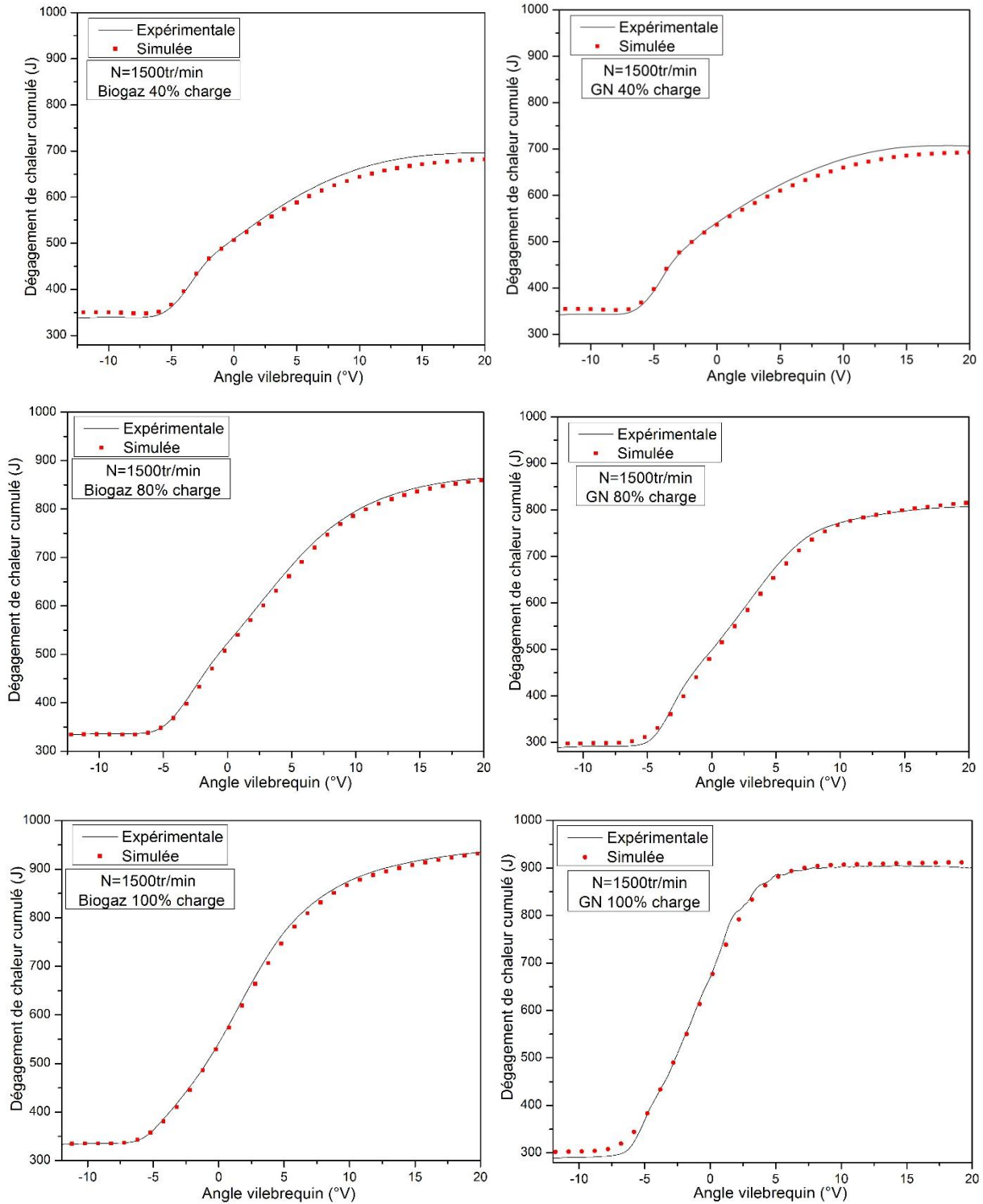


Figure IV.14 : Diagramme de dégagement de chaleur cumulé en mode dual-fuel (biogaz, GN).

- **Pression cylindre**

La figure IV.15 présente une comparaison entre le profil du signal de pression cylindre, mesurée et simulée à faible et à forte charge du moteur, en fonction de l'angle vilebrequin. La pression dans le cylindre est mesurée chaque 0,2 °V. Les courbes tracées représentent la moyenne de 100 cycles consécutifs. Comme il est illustré dans la figure IV.15, le modèle prédictif reproduit

avec une bonne précision la courbe de pression cylindre, pour les deux modes étudiés. Les deux courbes simulées et mesurées ont la même allure. Cette bonne concordance peut être expliquée, par le bon ajustement des paramètres de la double loi de Wiebe.

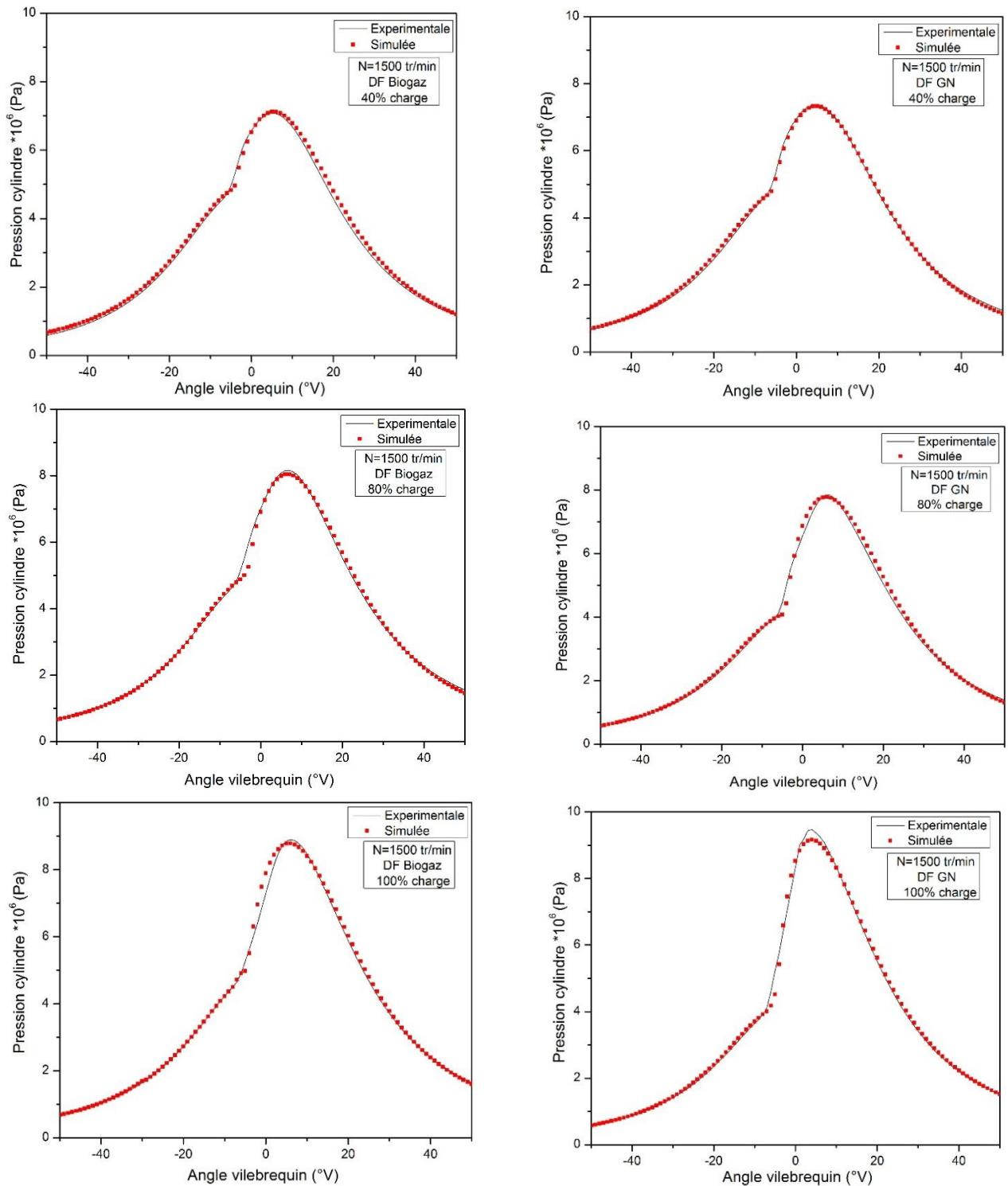


Figure IV.15 : L'évolution de la pression dans le cylindre à faible et forte charge du moteur (biogaz, GN).

IV.5 Validation du modèle développé

Trois charges ont été choisies afin de valider le modèle prédictif développé (30%, 60% et 90%) pour les deux combustibles primaires. Les figures IV.16, IV.17 et IV.18 représentent respectivement la pression cylindre, le taux de dégagement de chaleur et le diagramme de dégagement de chaleur cumulé. D'après ces figures, nous constatons que le modèle reproduit avec précision les résultats expérimentaux en termes de pression cylindre tout au long du cycle moteur.

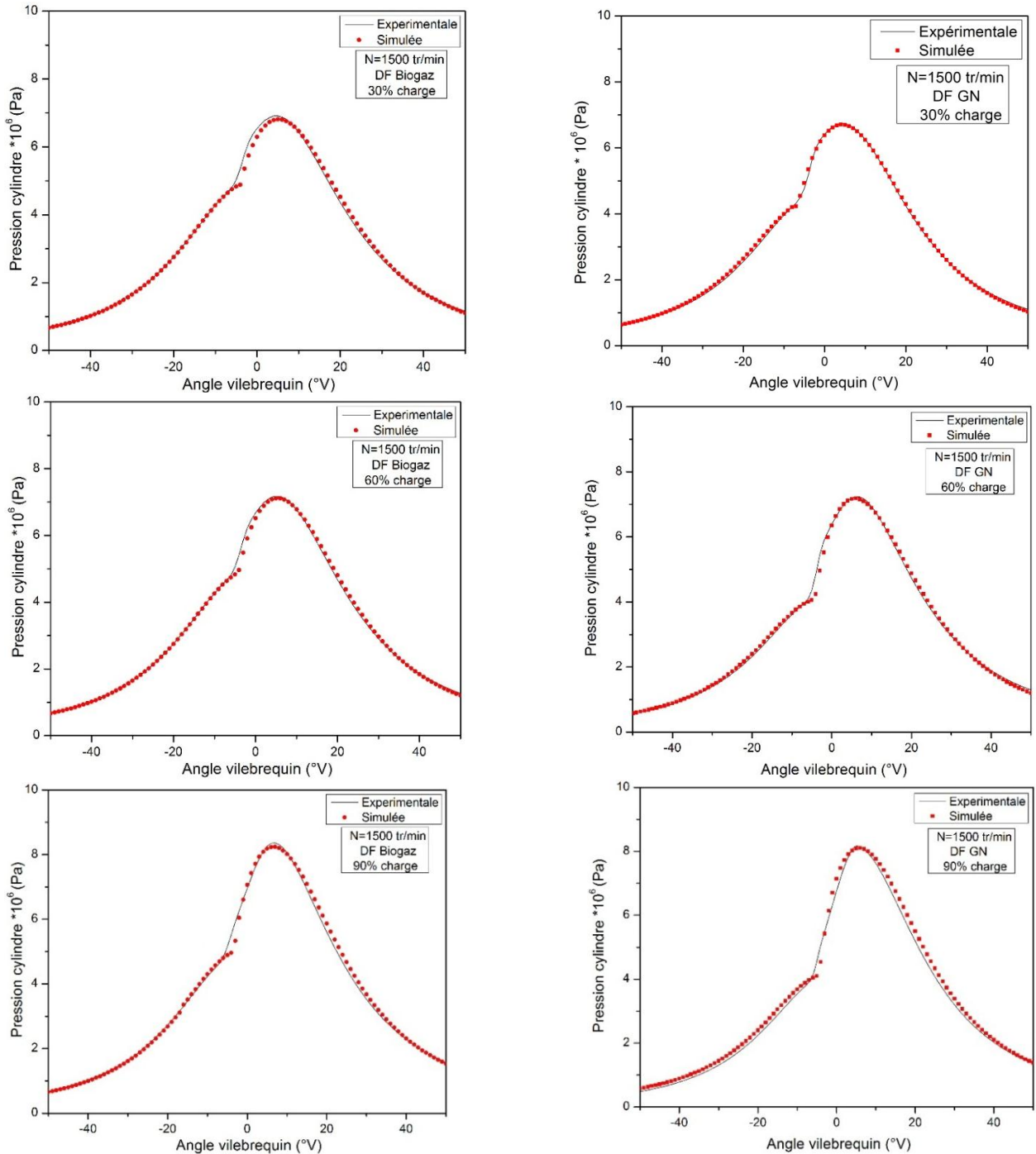


Figure IV.16 : L'évolution de la pression dans le cylindre à faible et forte charge du moteur (biogaz, GN).

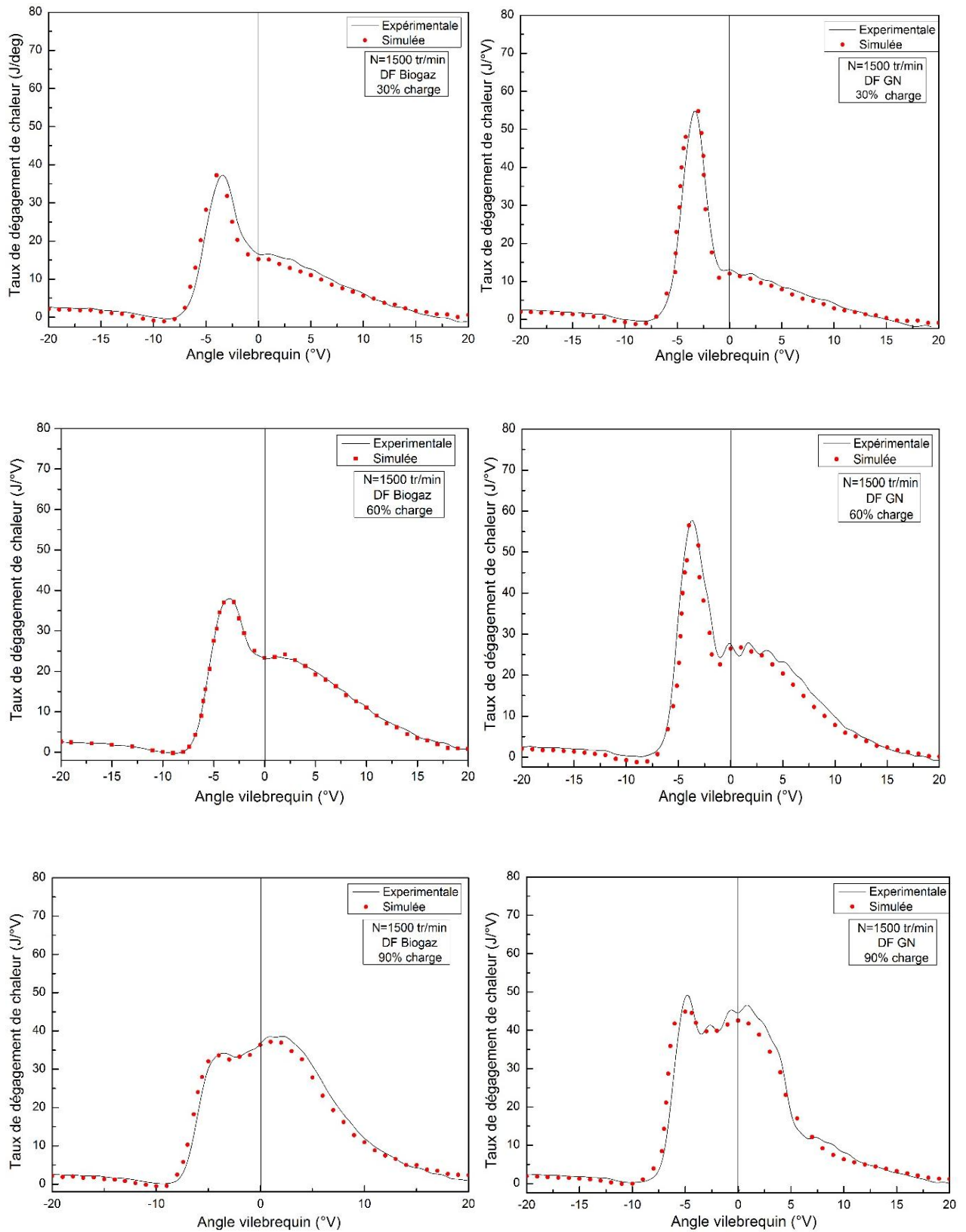


Figure IV.17 Taux de dégagement de chaleur à faible et forte charge du moteur (biogaz, GN).

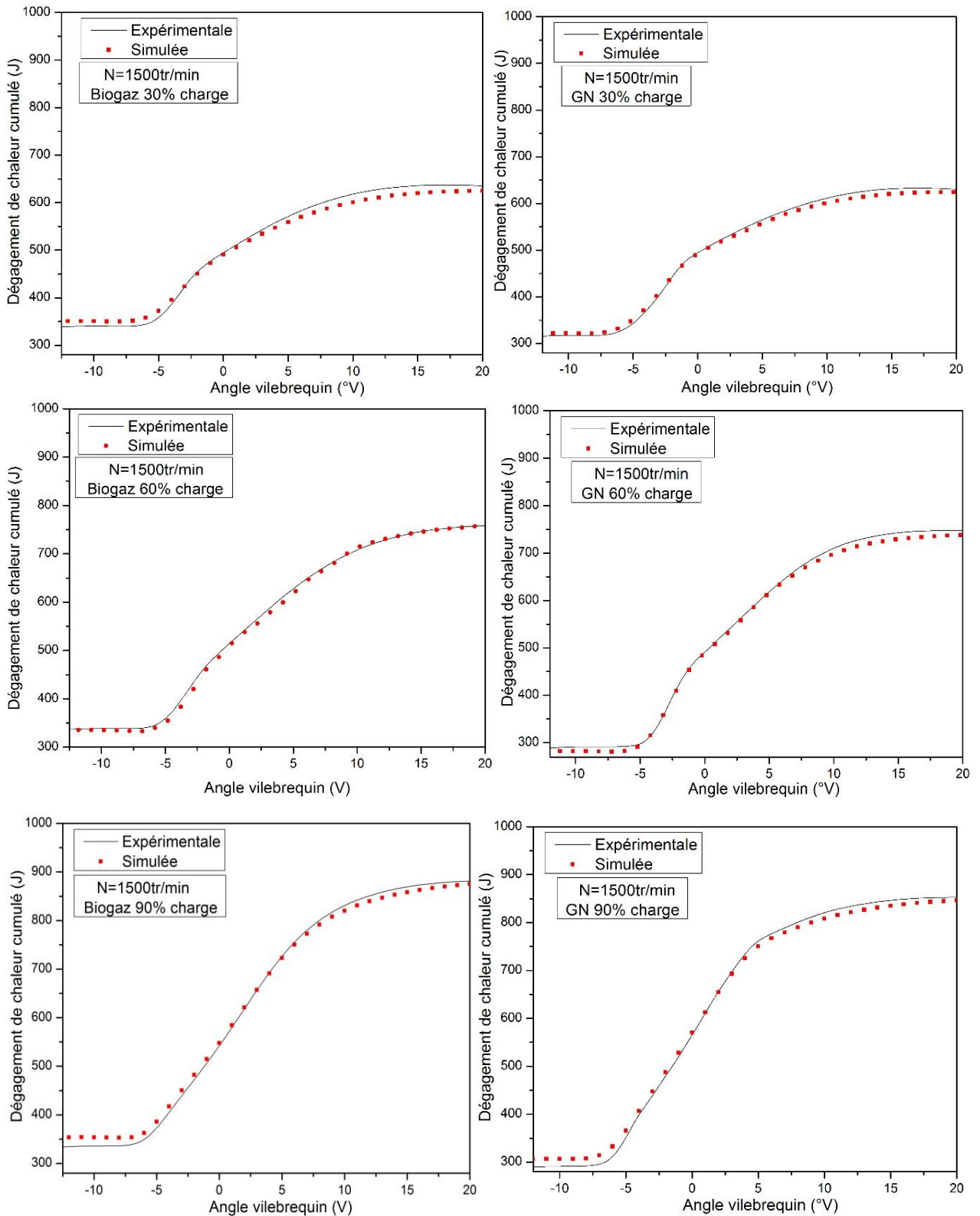


Figure IV.18 : Diagramme de dégagement de chaleur cumulé à faible et forte charge du moteur (biogaz, GN).

Le pic de pression du cylindre, le rendement indiqué ainsi que la puissance indiquée, déterminée par le modèle, sont très proches des valeurs mesurées (figures IV.19, IV.20 et IV.21). On peut voir à partir de ces chiffres que, à pleine charge, le maximum de pression du cylindre est

d'environ 95 bars à 1500 tr/min avec une puissance indiquée de 5 kW pour DF fonctionnant avec GN. En outre, le rendement indiqué obtenu avec les deux modes DF est presque similaire dans la gamme de charges de 80% à 100%.

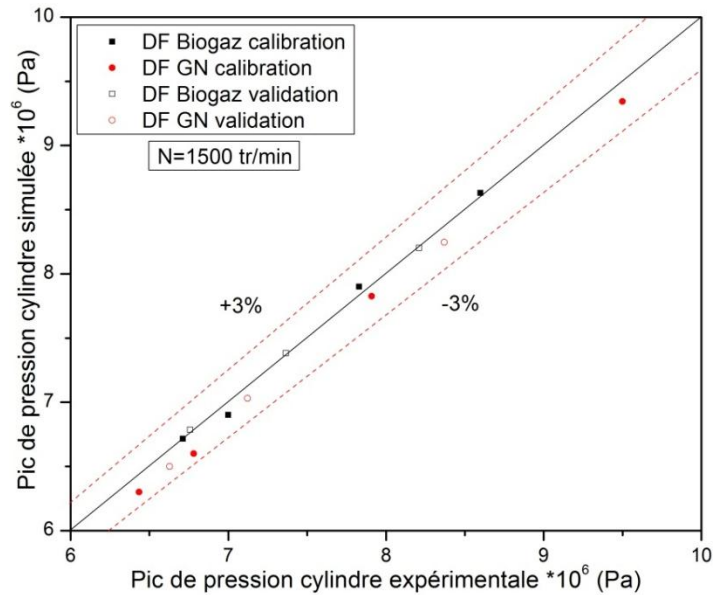


Figure IV.19 : Comparaison de la pression maximale simulée, avec celle déduite de l'expérimentation en mode dual-fuel.

L'erreur relative moyenne observée entre les résultats expérimentaux et les résultats simulés est d'environ $\pm 3\%$ avec une erreur relative maximale de $\pm 5\%$ pour un rendement indiqué du mode DF alimenté par du biogaz ou du gaz naturel. Un test de sensibilité sur le délai d'auto-inflammation induit une erreur globale d'environ 4% sur les courbes de pression et de 3% sur la performance, ce qui explique l'écart entre les résultats expérimentaux et les résultats simulés.

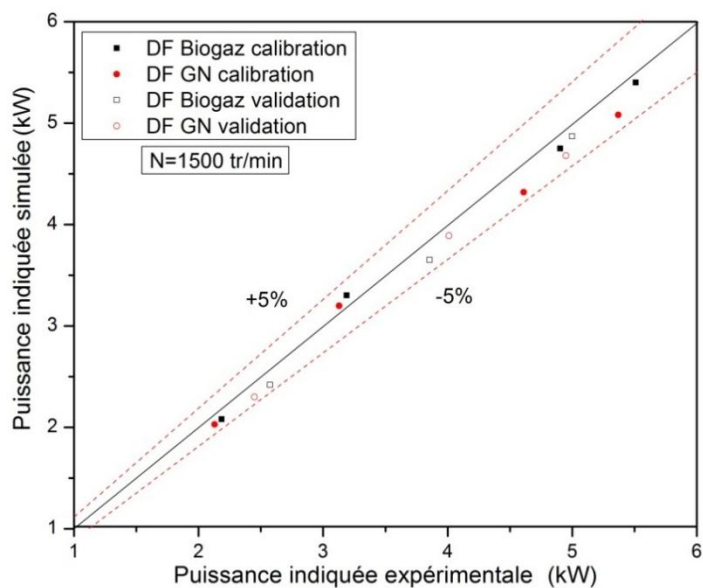


Figure IV.20 : Comparaison de la puissance indiquée simulée, avec celle déduite de l'expérimentation en mode dual-fuel.

Par conséquent, la différence entre les deux résultats est acceptable et reflète donc la précision du modèle thermodynamique proposé.

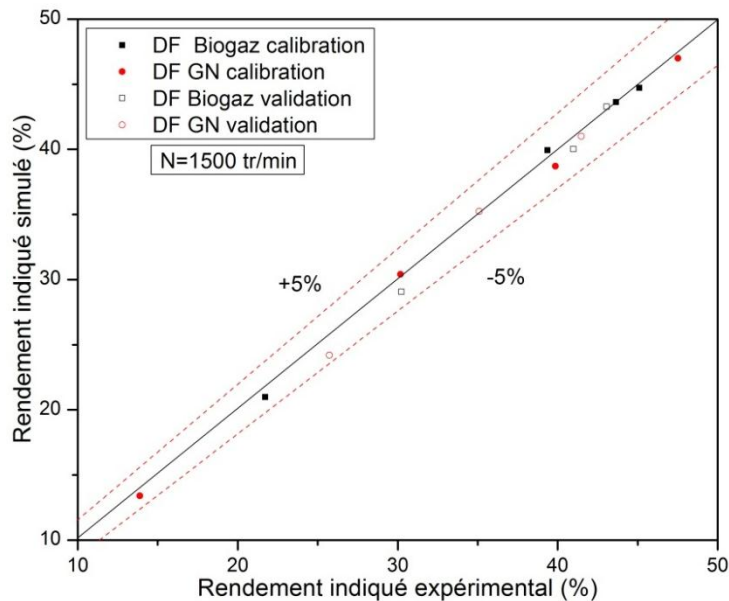


Figure IV.21 : Comparaison du rendement indiqué simulé, avec celui déduit de l'expérimentation en mode dual-fuel.

IV.6 Conclusion

Dans ce travail, une modélisation thermodynamique à une seule zone est effectuée pour étudier le moteur diesel fonctionnant en mode dual-fuel. L'objectif était de développer un modèle prédictif et d'analyser le mode de combustion DF avec différents combustibles gazeux à diverses charges. Le modèle prédictif a été calculé et validé grâce aux données expérimentales obtenues sur un banc d'essai moteur diesel à un seul cylindre alimenté par du biogaz ou du gaz naturel. Les résultats du présent modèle montrent que les évolutions de la pression du cylindre ainsi que du taux de dégagement de chaleur ont été reproduites avec une bonne précision. Ceci est la conséquence de l'identification correcte des paramètres des sous-modèles (c'est-à-dire délai d'auto-inflammation, la loi de combustion, etc...) pour les conditions de fonctionnement considérées du moteur. En outre, la comparaison entre les paramètres de performance simulés et expérimentaux du moteur a montré une bonne concordance. De plus, le rendement indiqué et la puissance indiquée ont été déterminés avec une erreur relative inférieure à 5% pour les deux combustibles primaires testés (biogaz, gaz naturel).

Références Bibliographiques

- [1] Lin. J.C, Hou. S.S, Performance analysis of an air-standard Miller cycle with considerations of heat loss as a percentage of fuel's energy, friction and variable specific heats of working fluid, International Journal Thermal Sciences.Vol. 47, (2008), pp. 182–91.
- [2] Lounici. M.S, Balistrrou. M, Loubar. k, Tazerout. M, Investigation on heat transfer evaluation for a more efficient two-zone combustion model in the case of natural gas SI engines. Applied Thermal Engineering.Vol. 31, (2011), pp. 319-328.
- [3] Ramos. J.I, Internal combustion engine modeling. New York: USA: Hemisphere Publishing Corporation (A member of Taylor & Francis Group); (1989).
- [4] Mahaghbouli. A, KhoshbakhtiSaray. R, Shafee. S, Ghafouri.J, Numerical study of combustion and emission characteristics of dual-fuel engines using 3D-CFD models coupled with chemical kinetics, Fuel . Vol 106, (2013), pp. 98-105.
- [5] Heywood. J.B, Internal combustion engine fundamentals .MC Graw-Hill Book Company, Singapore. (1998).
- [6] Kinetics of combustion and combustion related nitrogen chemistry. Cours de DEA aérothermochimie. Université de Rouen (2001).
- [7] Grondin. O, Modélisation du moteur à allumage par compression dans la perspective du contrôle et du diagnostic. Thèse de Doctorat. Université de Rouen (2004).
- [8] Watson. N, Janota. M.S, Turbocharging the internal combustion engine. The Macmillan Press, New York. (1982).
- [9] Stephen.R.Turns,An introduction to combustion concept and application.Mc graw- hill. Second edition. (2000).
- [10] Soylu. S, Examination of combustion characteristics and phasing strategies of a natural gas HCCI engine. Energy Conversion and Management. Vol. 46, (2005), pp: 101-119.
<http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman.2004.02.013>.

CONCLUSION GENERALE ET PERSPECTIVES

Conclusion générale

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

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

Cette thèse qui s'inscrit en cette démarche est composée de deux volets, dont le premier est consacré à une étude expérimentale. Le second est dédié en une étude numérique, où un modèle thermodynamique 0D a été développé. Notre sujet de thèse consiste à mieux comprendre ce mode de combustion afin de proposer des techniques permettant d'améliorer ses performances. Il s'agit principalement d'optimiser des paramètres influençant la combustion à savoir la richesse, l'avance à l'injection et le type de combustibles gazeux.

Nous avons démontré à travers l'étude de la combustion des deux carburants gazeux (BG, GN), la possibilité de remplacer le gazole par un combustible alternatif. En effet, pour l'Algérie disposant des réserves de gaz naturel et la France possédant une importante capacité de production de biogaz en cours de développement. Nous avons noté des réductions de 90% en émissions de suies avec l'utilisation des carburants alternatifs. Cependant, cette technique pourra devenir meilleure avec une réduction des émissions de HC et de CO, qui est le problème majeure de ce mode de fonctionnement. Dans le chapitre III, nous avons proposé une technique réduisant les émissions de HC et de CO en améliorant la richesse du mélange, sans altérer le rendement énergétique du moteur.

Par la suite, nous nous sommes intéressés à l'optimisation de l'injection du combustible pilote. Pour cela, nous avons étudié l'effet de l'avance à l'injection ainsi que la mise en place ou non de la pré-injection, pour un moteur diesel fonctionnant en mode dual-fuel à haute injection.

Les résultats montrent que le moteur dont les réglages sont optimisés pour un fonctionnement en mode diesel conventionnel doivent être adaptés en mode dual-fuel.

Une optimisation de l'avance à l'injection principale a permis une réduction de 20% à 50% des monoxydes de carbones et de 40% pour les monoxydes d'azote. De plus, une amélioration du rendement jusqu'à 30% a été visualisée. Concernant la mise en place d'une pré-injection, nous avons montré que cette dernière permet d'améliorer d'avantage ce mode de fonctionnement. Les résultats ont montré une diminution de 30% des monoxydes de carbones et des monoxydes d'azote par rapport à une seule injection.

Les techniques développées peuvent être combinées dans le but d'améliorer le mode dual-fuel. Toutefois, une stratégie plus globale est mise en place afin de développer une cartographie à différents régimes de fonctionnement.

Perspectives

Le mode dual-fuel est connu pour son faible rendement à faible charge comparé au diesel. Des études peuvent être mises en œuvre afin d'améliorer ce mode à ces conditions. Le moteur LISTER PETTER ne nous permettait pas d'effectuer des essais avec des débits de combustible pilote très faibles, en raison d'instabilité d'injection. Par ailleurs, ce problème ne se pose pas dans le moteur AVL 5402 fonctionnant à haute pression (Common rail). Ce moteur AVL 5402 permet de contrôler la combustion en optimisant plusieurs paramètres influençant le moteur dual-fuel.

Cependant, il serait intéressant d'examiner l'effet de la richesse à basse charge, ainsi que d'autres paramètres influençant le moteur dual-fuel en variant la composition du biogaz dans le but de compléter l'étude effectuée dans le présent travail et d'évaluer leur effet sur le moteur dual-fuel alimenté par du biogaz.

Une autre étude peut être intéressante est l'enrichissement du biogaz avec de l'hydrogène. Au niveau de la littérature nous rencontrons fréquemment l'enrichissement du gaz naturel avec de l'hydrogène dans les moteurs à gaz. L'hydrogène est connu par son délai d'auto-inflammation élevé, ce qui permet l'amélioration de la combustion du biogaz dans ce mode de fonctionnement.

Par ailleurs, concernant l'étude numérique, nous retrouvons très peu de travaux abordant un sujet de recherche sur la modélisation de la combustion des moteurs dual-fuel d'une manière générale alimenté par du biogaz en particulier. Dans un premier aspect, il serait intéressant de continuer le développement d'un modèle à deux zones, voire multizones, pour qu'on puisse apporter plus d'explications en prenant en considération la modélisation du processus d'injection

du carburant ainsi que des émissions polluantes. En second lieu, afin d'optimiser l'effet des interactions entre l'écoulement de l'air, combustible primaire (biogaz ou le gaz naturel) aspirés à l'admission ainsi que le combustible pilote (gazole) injecté, une étude CFD serait une bonne voie pour atteindre cet objectif.

Annexes

ANNEXE A

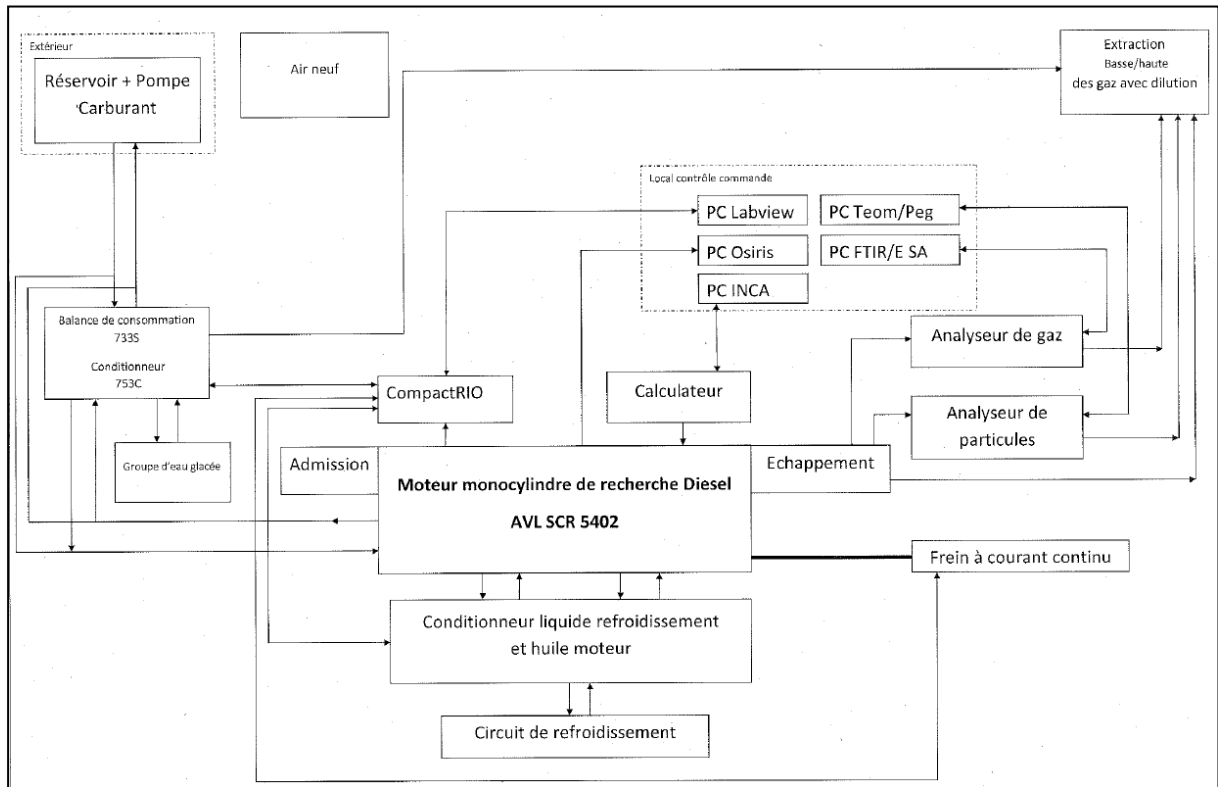


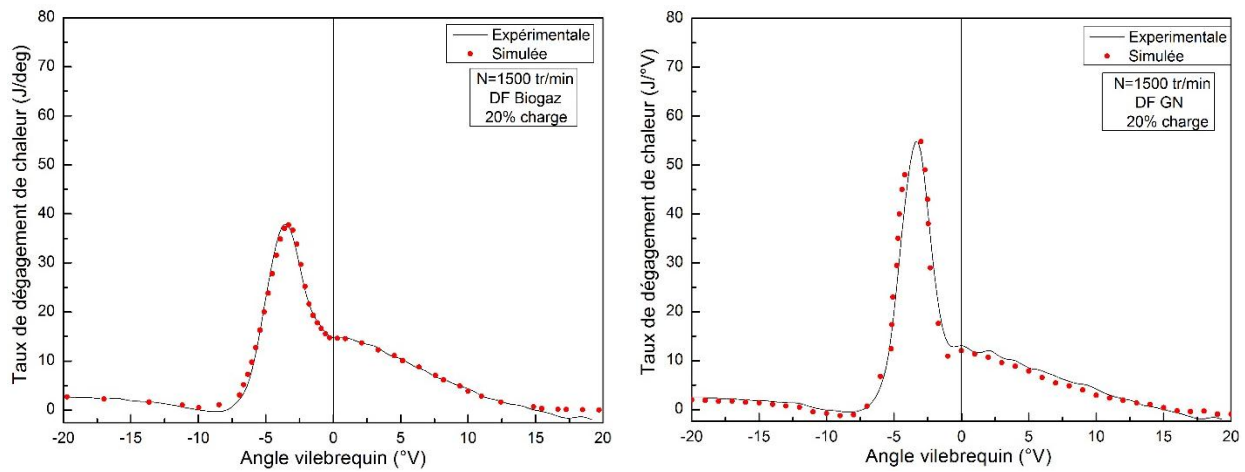
Figure A1 : Représentation détaillée de l'installation expérimentale

ANNEXE B

Tableau B1 : Méthode d'analyse spectrale avec l'algorithme diesel.

SN Spectromètre		Compagnie	Application Emissions	Algorithme (diesel SCR) DIESEL/DIESEL SCR	
Espèces	Nom	Calibration Gamme	MDC (ppm) (1 scan/ 10 ave.scans)		Linéarité [%] Calib. curve
			Zero gas	Avec 10% H ₂ O+ 10% CO ₂	
CH ₄	Methane	1000 ppm	0,5/0,1	0,5/0,1	0,50
C ₂ H ₂	Ethine	1000 ppm	0,5/0,1	1,0/0,25	0,47
C ₂ H ₄	Ethene		1,0/0,5	1,5/0,1	0,27
C ₂ H ₆	Ethane	1000 ppm	0,75/0,35	1,0/0,5	0,37
C ₃ H ₆	Propene	1000 ppm	2,0/1,0	2/0,25	0,40
C ₃ H ₈	Propane	1000 ppm	0,5/0,25	1/0,5	0,40
C ₄ H ₆	1,3 Butadiene	1000 ppm	2,5/0,5	2/0,25	0,43
AHC	Aromatic HC(toluene)	1000 ppm	1,0/0,5	1,0/0,5	0,24
NC8	n-octane	1000 ppm	0,5/0,1	0,5/0,1	0,27
COIo	Carbone monoxide	8000 ppm	0,5/0,1	0,75/0,25	0,29
CO _{ni}	Carbone monoxide	10 vol.-%	10/3,0	0,75/0,1	0,29
CO ₂ Io	Carbone dioxide	2.9 vol.-%	50/10	-/-	0,22
CO ₂ ni	Carbone dioxide	20 vol.-%	450/100	-/-	0,22
H ₂ O	water	25 vol.-%	300/50	-/-	0,31
HCHO	formaldehyde	1000 ppm	1,0/0,5	1,0/0,5	0,38
MeCHO	acetaldehyde	1000 ppm	3,0/1,0	3,0/1,0	0,50
HNCO	isocyanic Acid	750 ppm	2,5/1,5	3,0/1,5	0,41
NO	Nitrogen monoxide	1000 ppm	1,0/0,5	1,0/0,5	0,36
NO ₂	Nitrogen dioxide	1000 ppm	0,25/0,1	0,75/0,25	0,49
N ₂ O	Nitrous Oxide	1000 ppm	0,5/0,1	0,5/0,1	0,30
HCOOH	Formic Acid	1000 ppm	0,5/0,1	0,5/0,1	0,45
HCN	Hydrocyanic Acid	1000 ppm	0,5/0,25	1,0/0,25	0,23
NH ₃	Ammonia	1000 ppm	0,5/0,2	0,5/0,2	0,37
SO ₂	Sulfur dioxide	1000 ppm	0,5/0,25	0,75/0,25	0,36
COS	Carbonyl sulfide	200 ppm	0,2/0,1	0,2/0,1	0,25
classes					
HCD (C1)	Somme HC du diesel méthode		20000 ppm		
NO _x	Somme NO+NO ₂		10000 ppm		

ANNEXE C



Taux de dégagement de chaleur.

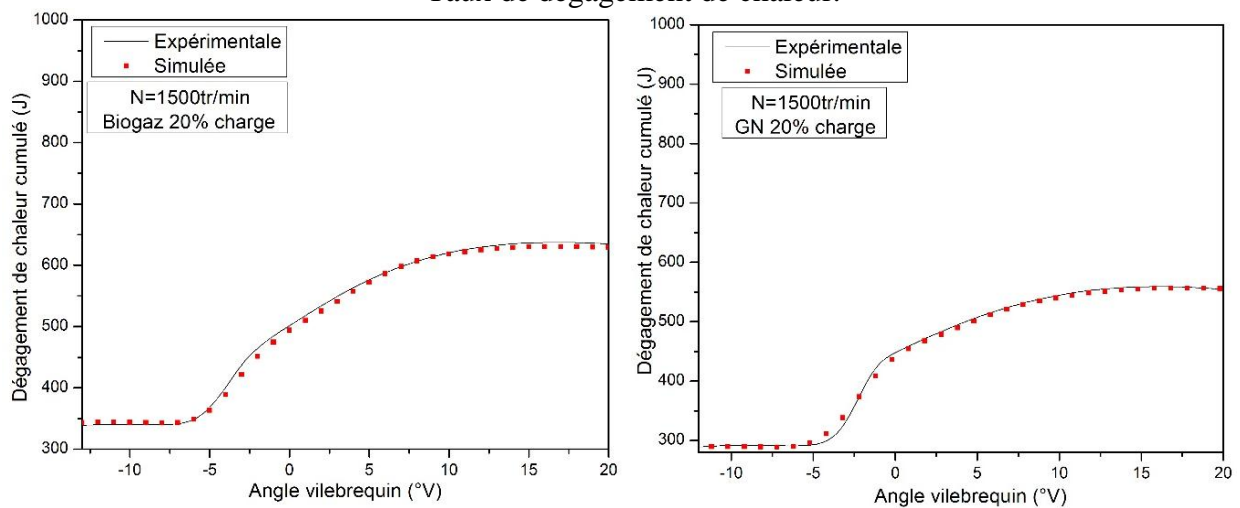
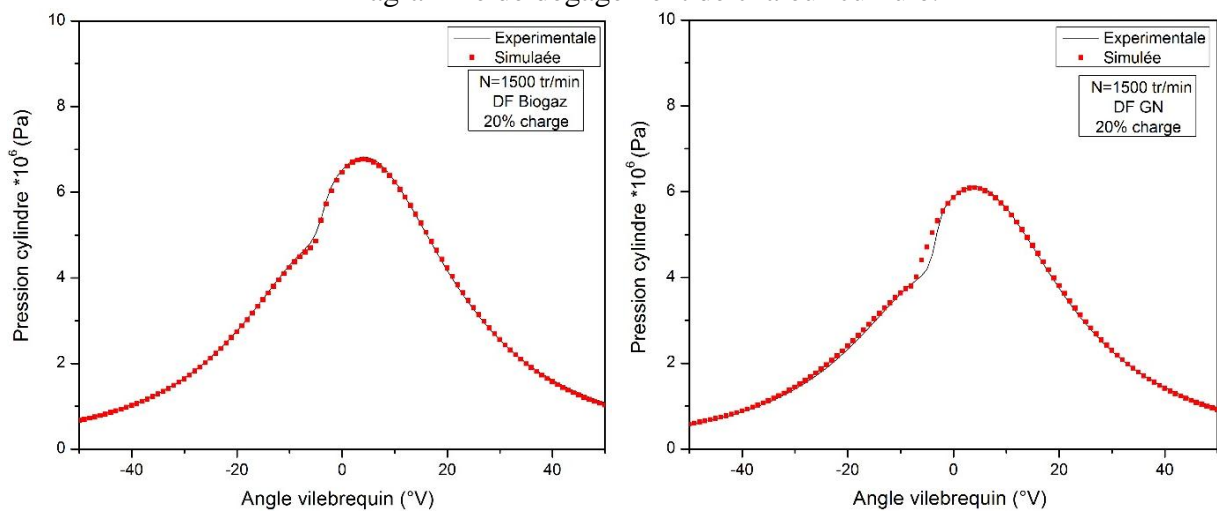


Diagramme de dégagement de chaleur cumulé.



Pression cylindre.

Figure C1: Calibration du modèle prédictif à faibles charges en mode dual-fuel.

ANNEXE D

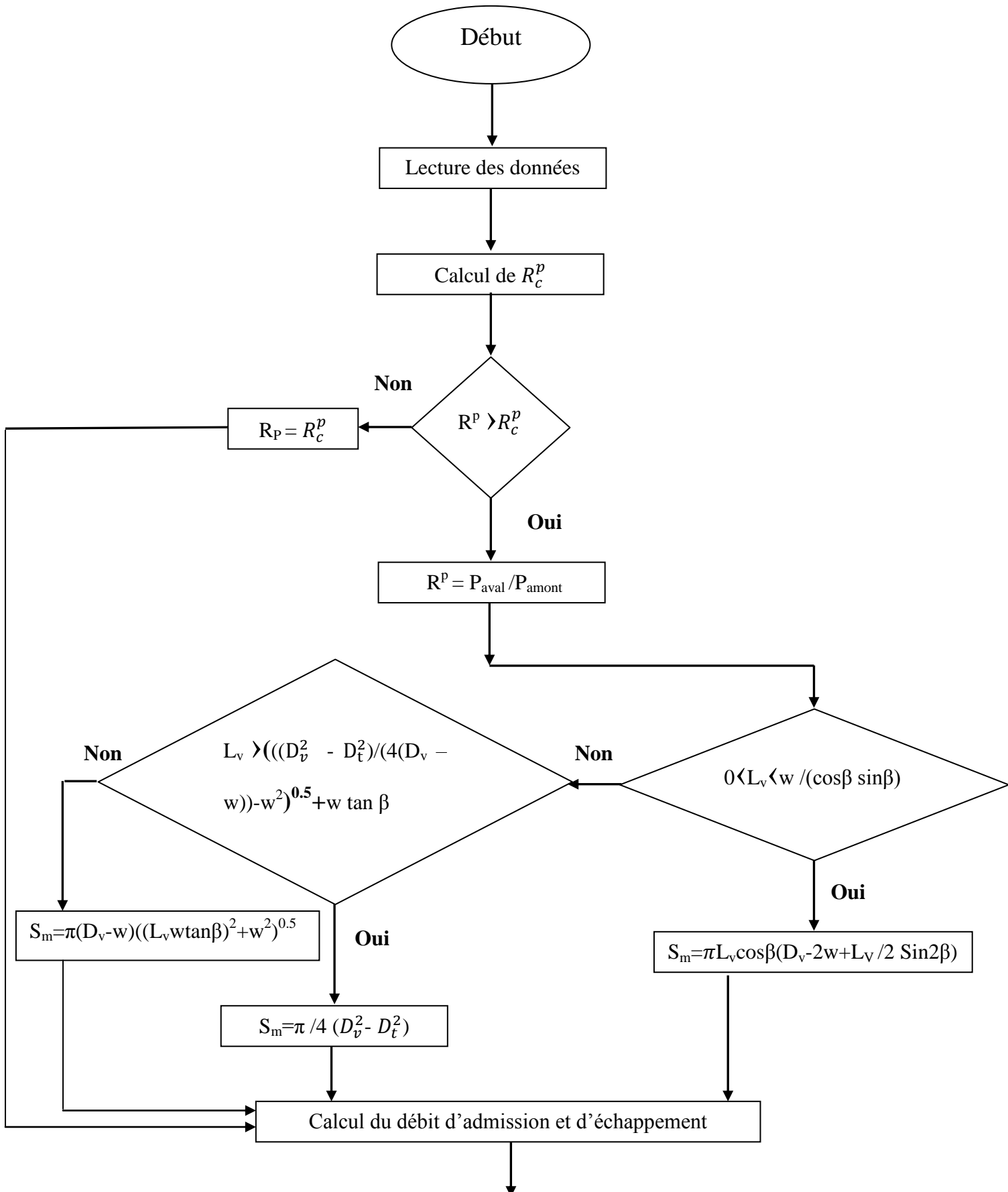
Coefficients utilisés pour le calcul des propriétés thermodynamiques

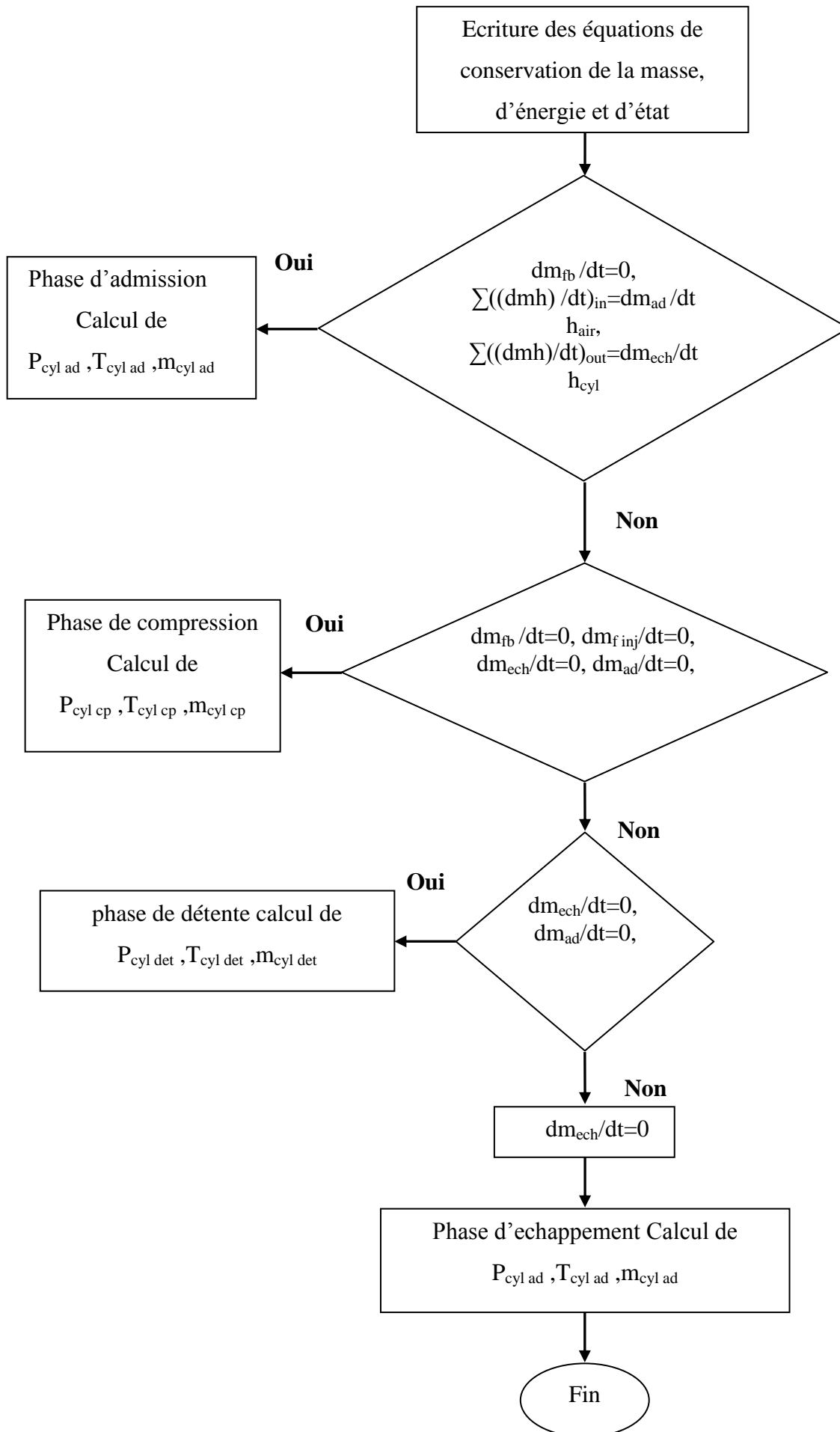
Tableau D1 : Coefficients appliqués aux équations IV.49, IV.50 et 4.54 (Tables de JANAF)

	a1	a2	a3	a4	a5	a6
O₂						
300-1000K	0,0321294E+2	0,1127486E-2	-0,0575615E-5	0,1313877E-8	-0,0876855E-11	-0,1005249E+4
1000-5000K	0,0369758E+2	0,0613520E-2	-0,1258842E-6	0,0177528E-9	-0,1136435E-14	-0,1233930E+4
N₂						
300-1000K	0,0329868E+2	0,1408240E-2	-0,0396322E-4	0,0564152E-7	-0,0244485E-10	-0,10209E+4
1000-5000K	0,0292664E+2	0,1487977E-2	-0,0568476E-5	0,1009704E-9	-0,0675335E-13	-0,0922798E+4
CO₂						
300-1000K	0,0227572E+2	0,0992207E-1	-0,104091E-4	0,0686669E-7	-0,021173E-10	-0,0483731E+6
1000-5000K	0,0445362E+2	0,0314017E-1	-0,1278411E-5	0,02394E-8	-0,1669033E-13	-0,048967E+6
H₂O						
300-1000K	0,0338684E+2	0,347498E-1	-0,063547E-4	0,0696858E-7	-0,0250659E-10	-0,0302081E+6
1000-5000K	0,0267215E+2	0,0305629E-1	-0,0873026E-5	0,1200996E-9	-0,0639162E-13	-0,0298992E+6
Gazole						
	-38,0643	1032,335	-600,833	135,135	0,2165	209,535

ANNEXE E

Organigramme de calcul





Thèse de Doctorat

Fatma Zohra AKLOUCHE

Etude caractéristique et développement de la combustion des moteurs Diesel en mode Dual-Fuel : Optimisation de l'injection du combustible pilote.

Characteristic study and development of combustion of Diesel engine operating in Dual-Fuel mode: Optimization of pilot fuel injection.

Résumé

La dégradation de l'environnement ainsi que l'épuisement progressif des énergies fossiles devient très inquiétant et incite les états à définir des limites d'émission polluantes plus strictes. Ceci a conduit les constructeurs automobiles à poursuivre leurs recherches dans le développement de conception propre et efficace des moteurs en utilisant des combustibles alternatifs dans les moteurs à combustion interne.

Dans le présent travail, on s'intéresse à l'étude des moteurs fonctionnant en mode DF afin d'améliorer ses performances tout en minimisant les émissions polluantes, en particulier les HC et les CO. Pour ce faire des études expérimentales ont été menées. Une réduction de 77% des émissions de HC a été observée en passant d'une richesse de 0,35 à 0,7. Par ailleurs, il a été noté aussi qu'une diminution de 20% à 50% des émissions de CO avec une amélioration de 30% du rendement peut être visualisée en variant l'avance à l'injection de 4,5 °V à 6 °V. Concernant la mise en place de la pré-injection, une baisse de 30% des émissions de NOx a été observée avec un gain de 12% à 30% de rendement par rapport à une seule injection.

En dernier terme, un modèle thermodynamique à une zone a été développé afin de prédire la température et la pression dans le cylindre. Une bonne concordance a été notée entre les deux résultats avec une erreur moyenne relative inférieure à 5%.

Mots clés

Moteur Dual-fuel, combustion et performance, biogaz, gaz naturel, émissions, délai d'auto-inflammation,

Abstract

Currently, the environmental degradation due to pollutant emissions and the gradual depletion of fossil fuels, becoming very worrying, are prompting European directives to set pollutant emission limits. These have led manufacturers to continue research in the development of clean and efficient engine designs using alternative fuels in internal combustion engines.

In this work, we focus on the study of engines operating in dual-fuel mode to improve its performance while minimizing pollutant emissions, particularly HC and CO. For this, experimental studies were conducted. A reduction of about 77% in the HC emissions was observed as the equivalence ratio was varied from 0.35 to 0.7. Regarding the effect of injection timing, it was noted that the CO emissions decreased about 20% to 50% with an improvement in the brake thermal efficiency by 30% upon varying the injection advance from 4,5 °CA to 6 °CA. On the other hand, the introduction of pre-injection strategy led to a decrease by 30% in NOx emissions with an amelioration of brake thermal efficiency of 12% to 30% compared to a single injection.

Lastly, a single zone thermodynamic model was developed to predict the in-cylinder temperature and pressure. A good agreement was noted between the predicted and experimental results. The average relative error was less than 5%.

Key Words

Dual-fuel engine, Combustion and performance, biogas, natural gas, pollutant emissions, ignition delay.