



N° d'ordre : ...

Thèse présentée par

DIANÉ Ali

Pour l'obtention du grade de

Docteur en sciences de l'ingénieur de l'**UCLouvain, Belgique** et

de Docteur de l'**Université Joseph KI-ZERBO, Burkina Faso**

Mention : Physique Appliquée

Spécialité : Physique Énergétique

Etude expérimentale et modélisation de la combustion d'un mélange de substitution du gaz de synthèse dans un moteur dual-fuel à charges partielles

Composition du jury

M. SANOGO Oumar, Directeur de Recherche, CNRST/IRSAT, Burkina Faso, **Président**

M. CONTINO Francesco, Professeur Titulaire, UCLouvain, Belgique, **Rapporteur**

M. OUIMINGA Salifou Koucka, Professeur Titulaire, UJKZ, Burkina Faso, **Rapporteur**

M. SIDIBÉ Sayon dit Sadio, Maître de Conférences, 2iE, Burkina Faso, **Rapporteur**

Mme SIMAR Aude, Professeur Titulaire, UCLouvain, Belgique, **Examinatrice**

M. POCHET Maxime, Maître Assistant, ECAM, Belgique, **Invité**

M. JEANMART Hervé, Professeur Titulaire, UCLouvain, Belgique, **Directeur de thèse**

M. DAHO Tizane, Professeur Titulaire, UJKZ, Burkina Faso, **Directeur de thèse**

Dédicace

Je dédie cette thèse :

*A mon **père et à ma mère**, vous m'aviez donné le souffle de vie et vous m'aviez fait grandir avec le gout des études et de la sueur ;*

*A ma sœur **Nalima DIANÉ** et mon frère **Asseou DIANÉ**, vous m'avez soutenu tout le long de mes études ;*

*A mon petit-frère **Bagnoumana Ousmane DIANÉ**, tu es parti pendant que je luttais pour faire tourner correctement le banc d'essai de cette thèse, repose en paix ;*

*A mon cher ami **Eric ZEIDA**, tu es parti pendant que nous nous soutenions pour faire fonctionner nos dispositifs expérimentaux au 2iE, repose en paix ;*

*A ma tendre épouse **Mabintou COULIBALY**, tu m'as soutenu et accompagné tout au long de cette thèse en dépit de mes absences répétées ;*

*A mes enfants **Hady Yacine, Inas Alisha, Abdoul Abass et Lilia Maïssane**, vous m'aviez apporté la joie de vivre et l'énergie nécessaire pour aller au bout de cette thèse.*

Préambule

La présente thèse de doctorat est réalisée en cotutelle entre l'Université Catholique de Louvain (UCLouvain) et l'Université Joseph KI-ZERBO (UJKZ). Elle est une composante du projet de recherche pour le développement « Contribution à la satisfaction des besoins énergétiques en milieu rural par gazéification de résidus agricoles au Burkina Faso, PRD-Gascal » portant sur l'utilisation du syngas dans un moteur diesel dual fuel pour la production d'électricité. Ce projet est financé par l'Académie de Recherche et de l'Enseignement Supérieur (ARES) de la Fédération Wallonie-Bruxelles (Belgique) à travers la Commission de la Coopération au Développement (CDD). Le projet est coordonné par l'Université Catholique de Louvain et l'Institut International d'Ingénierie de l'Eau et de l'Environnement (2iE) avec comme partenaires l'Université Joseph KI-ZERBO (UJKZ) et l'Institut de Recherche en Sciences Appliquées et Technologies (IRSAT), tous deux au Burkina Faso.

Les travaux de recherche ont été menés au sein du Laboratoire de Physique et Chimie de l'Environnement (LPCE) de l'UJKZ, du Laboratoire d'Energies Renouvelables et Efficacité Énergétique (LabEREE) du 2iE et au pôle de thermodynamique et de mécanique des fluides (TFL) de l'Institut de Mécanique, Matériels et Génie Civil (IMMC) de l'UCLouvain.

Remerciements

Je commence ces mots de remerciements par un sourire aux moments sombres de cette thèse, aux difficultés qui m'ont talonné jusqu'à l'aboutissement de ces travaux. Merci d'avoir créé en moi cette énergie résiliente.

J'exprime ma profonde reconnaissance et immense gratitude à mes Promoteurs/Directeurs de thèse, les professeurs Hervé JEANMART et Tizane DAHO.

Professeur Hervé JEANMART merci d'avoir porté ce projet, merci de nous avoir associé, merci de m'avoir permis d'apprendre à vos côtés, merci à vous et à votre famille pour les accueils chaleureux lors de mes différents séjours en Belgique. Merci pour votre patience, votre écoute, votre engagement et surtout votre contribution expérimentée à travers tout l'encadrement reçu. Je salue vos immenses qualités professionnelles et humaines. Je n'oublie pas votre présence avec le Professeur Tizane DAHO à mes côtés pour accompagner mon petit frère à sa dernière demeure. Merci.

Professeur Tizane DAHO merci pour la confiance placée en moi en m'associant à ce projet, merci pour votre disponibilité, merci vos conseils, merci vos encouragements, merci pour votre rigueur, vos orientations scientifiques et votre encadrement. Je salue vos immenses qualités professionnelles votre grandeur humaine. Toujours présent pour me réconforter lors des épreuves difficiles traversées tout au long de cette thèse. Merci.

J'exprime mes vives reconnaissances aux Responsable et Responsable adjoint du Laboratoire de Physique et de Chimie de l'Environnement (LPCE) que sont les Professeurs Antoine BERE, et Alfa Oumar DISSA, pour m'avoir accueilli et accepté en tant que doctorant au sein du LPCE. Merci Professeur Antoine BERE pour votre accompagnement et vos conseils tout au long de cette thèse.

J'adresse ma reconnaissance à Mme Aude SIMAR, Professeur à l'UCLouvain, Présidente de l'iMMC. Merci de m'avoir accepté au sein de l'institut pour mes différents séjours en Belgique. Une fois de plus merci d'avoir accepté présider le jury de ma défense privée.

Je remercie M. Oumar SANOGO, Directeur de recherche au CNRST. Burkina Faso. Merci pour votre accompagnement et les facilités offertes par l'IRSAT (Institut de Recherches en Sciences Appliquées et Technologies). Merci d' avoir accepté évaluer ce travail et présider le jury de ma défense publique.

J'exprime ma reconnaissance à M. Francesco CONTINO, Professeur à l'UCLouvain. Merci pour votre immense contribution scientifique à ces travaux. Merci d' avoir accepté évaluer ce travail, et l'examiner en faisant le rapport de cette thèse.

J'exprime également ma reconnaissance à M. Sayon dit Sadio SIDIBÉ, Maître de conférences à l'Institut 2iE. Merci pour l'accueil au 2iE, merci pour vos observations et vos suggestions. Merci d' avoir accepté évaluer ce travail, et l'examiner en faisant le rapport de cette thèse.

Je remercie M. Salifou K. OUIHINGA, Professeur à l'Université Joseph KI-ZERBO. Merci pour vos observations et vos suggestions. Merci d' avoir accepté évaluer ce travail, et l'examiner en faisant le rapport de cette thèse.

Je remercie M. Thomas DOGOT, Chargé de cours au Laboratoire d'Economie et Développement rural de l'ULiège – Gx ABT (Université de Liège/Gembloux Agro-Bio Tech), membre de mon comité de thèse. Merci pour vos observations.

Je remercie M. Serge IGO, Directeur de Recherche au CNRST (Centre National de la Recherche Scientifique et Technologique du Burkina Faso), membre de mon comité de thèse. Merci pour vos observations et suggestions.

Je tiens à remercier M. Maxime POCHET, Maitre-Assistant à l'ECAM Brussels Engineering School (École Centrale des Arts et Métiers), Bruxelles. Merci pour tes observations, tes suggestions et tes conseils. Merci pour ton accueil dans l'équipe de Hervé lors de mes séjours en Belgique. Merci pour ta contribution au développement du banc d'essai de cette thèse. Merci d' avoir accepté évaluer ce travail.

Merci aux Professeurs Igor OUEDRAOGO et Marie SAWADOGO du 2iE. Merci pour l'accueil du banc et les facilités offertes lors de mes travaux au 2iE.

Merci à l'ensemble des Professeurs du LPCE pour vos enseignements, vos conseils, vos encouragements et vos accompagnements.

Merci à toute mon équipe de travail à UCLouvain, au 2iE et au LPCE. Je pense à Frank, Julien, Arnaud, Yan Liu, Innocent et Sidi. Merci pour la confection du banc moteur et vos différentes interventions qui m'ont permis d'obtenir des résultats.

Je remercie particulièrement Dr Yomi Woro GOUNKAOU, Maître-assistant à l'UNB (Université Nazi Boni), mon fidèle « Compagnon » pour l'accompagnement et le soutien dans la réalisation de ces travaux.

Merci à Yabyouré Michaël OUEDRAOGO pour sa contribution lors de son mémoire de master.

Merci à Dr Fanta BARRY et Dr Laetitia ZOUNGRANA pour ces moments de partage à travers le projet PRD-Gascal.

Je tiens à remercier ces personnes géniales de la famille TFL, je pense à Isabelle, Véronique, Elise et Xavier qui ont donné une touche particulière à mes séjours en Belgique.

Merci à mes compatriotes en Belgique, Yacouba, Maurice, Souleymane et Djamila. Merci pour votre amitié.

Merci aux docteurs Sidiki, Kayaba, Issoufou, Boubou, Sayouba, Téré, Guy, Léonard et Abdoulaye pour vos conseils et vos soutiens. Je n'oublie pas l'ensemble des doctorants du LPCE, du 2iE et de l'UCLouvain avec qui j'ai passé de belles années de thèse.

Table des matières

Dédicace	ii
Préambule.....	iii
Remerciements	iv
Table des matières	vii
Résumé	xiv
Abstract	xv
Liste des figures	xvi
Liste des tableaux	xx
Nomenclature	xxi
Abréviations	xxi
Notations	xxiv
Symboles	xxv
INTRODUCTION GÉNÉRALE.....	1
I. Contexte	1
I.1. Contexte général.....	1
I.2. Contexte scientifique.....	6
II. Objectif de la thèse	7
II.1. Objectif général	7
II.2. Objectifs spécifiques.....	7
III. Plan de la thèse	8
CHAPITRE I : LE SYNGAS : UN CARBURANT ALTERNATIF	10

Introduction	10
I. Gazéification : Développement de la technologie	11
I.1. Syngas et son évolution.....	11
I.2. Syngas en Afrique	12
II. Syngas à partir de la biomasse.....	15
III. Valorisation du syngas.....	18
III.1. Cycle Combiné à Gazéification Intégrée (CCGI)	19
III.2. Du gaz de synthèse aux carburants liquides.....	20
III.3. Carburants gazeux à partir du gaz de synthèse	21
III.4. Application aux systèmes de pile à combustible.....	21
III.5. Application dans les moteurs.....	22
III.5.1. Épuration du syngas pour une utilisation dans le moteur.....	22
III.5.2. Syngas : carburant gazeux dans les moteurs.	24
IV. Combustion du syngas dans le moteur diesel.....	25
IV.1. Propriétés physico-chimiques pertinentes pour les moteurs	25
IV.1.1. Variabilité de la composition du syngas et contenu énergétique	25
IV.1.2. Limites d'inflammabilité	28
IV.2. Combustion du syngas et formation de polluants.....	28
IV.2.1. Dioxyde de carbone	29
IV.2.2. Monoxyde de carbone	30
IV.2.3. Oxydes d'azote (NOx).....	30
V. Performances des moteurs diesel fonctionnant au syngas-diesel	31
Conclusion.....	33
CHAPITRE II : LE DUAL FUEL : UNE TECHNOLOGIE DE VALORISATION DU SYNGAS	
.....	34

Introduction	34
I. Moteur dual fuel et son évolution	34
I.1. Evolution de la technologie dual fuel.....	34
I.2. Principe de fonctionnement du moteur dual fuel	36
I.3. Du moteur à combustion interne conventionnel au moteur dual-fuel.....	37
I.3.1. Moteurs à combustion interne.....	37
I.3.2. Adaptation du moteur à combustion interne en moteur dual fuel.....	38
II. Carburants gazeux utilisés en dual fuel	39
II.1. Gaz naturel.....	40
II.2. Hydrogène	40
II.3. Biogaz.....	41
II.4. Gaz de pétrole liquéfié.....	41
II.5. Syngas.....	42
III. Combustion dans le moteur dual fuel.....	42
III.1. Début de la combustion.....	42
III.1.1. Méthodes optiques.....	43
III.1.2. Méthodes basées sur la pression cylindre.....	43
III.2. Délai d'inflammation et durée de combustion	44
III.3. Analyse de la combustion dual fuel.....	46
IV. Performances du moteur dual fuel syngas-diesel.....	49
IV.1. Effets des conditions du collecteur d'admission	50
IV.2. Effets du calage de l'injection du carburant pilote	52
IV.3. Effet de la quantité et de la qualité du carburant pilote	53
IV.4. Effet de la variation de la composition du combustible gazeux	55

IV.5. Effet du taux de compression	57
IV.6. Effet du régime et de la charge du moteur.....	58
V. Modélisation de la combustion dual fuel.....	60
V.1. Modèles dimensionnels.....	60
V.2. Modèles thermodynamiques ou modèles zéro-dimensionnels	61
Conclusion.....	63
CHAPITRE III : BANC D’ESSAI MOTEUR DUAL FUEL – MÉTHODOLOGIE EXPÉRIMENTALE ET TRAITEMENT DES DONNÉES.....	
Introduction	65
I. Dispositif expérimental.....	65
I.1. Moteur et génératrice utilisés	66
I.2. Alimentation du moteur	68
I.2.1. Dispositif de mesure du débit du carburant pilote	68
I.2.2. Dispositif de mesure du débit d’air	69
I.2.3. Dispositif de mesure des débits des combustibles primaires	70
I.3. Banc de charges résistives	72
II. Instrumentation.....	73
II.1. Analyseur de gaz de combustion	74
II.2. Matériels NI.....	76
II.3. Dispositifs de commande et acquisition lents.....	77
II.4. Acquisitions rapides.....	78
III. Méthodologie expérimentale.....	79
III.1. Procédure des essais	79
III.2. Essais réalisés	80

IV. Chimie de la combustion.....	82
V. Détermination des paramètres liés à la combustion.....	84
V.1. Mesure et traitement du signal de la pression cylindre.....	84
V.1.1. Calage et correction de niveau des données de pression	84
V.1.2. Lissage et filtrage des données de pression	86
V.2. Taux de dégagement de chaleur	90
V.3. Durée de combustion	92
VI. Calcul d'incertitudes	93
VII. Contraintes et limites du matériel.....	94
Conclusion.....	95
CHAPITRE IV : CARACTÉRISATION A CHARGES PARTIELLES DE LA COMBUSTION ET DES ÉMISSIONS D'UN MOTEUR DUAL FUEL BRÛLANT DU DIESEL ET UN SURROGATE DE GAZ PAUVRE	96
Introduction	96
I. Paramètres de combustion	97
I.1. Phénoménologie de la combustion dans le moteur dual fuel	97
I.2. Limite de substitution du diesel	98
I.3. Délai d'inflammation et durée de combustion	100
I.4. Pression cylindre et dégagement de chaleur	102
I.4.1. Pression cylindre	102
I.4.2. Taux de dégagement de chaleur	104
I.5. Dispersion cyclique	108
II. Paramètres de performance	110
II.2. Consommation spécifique (Cs) et rendement thermique (η_{th}).....	112

II.3. Température des gaz d'échappement.....	116
III. Émissions	117
III.1. Émissions du dioxyde de carbone CO ₂	117
III.2. Émissions de monoxyde de carbone CO.....	118
III.3. Émissions des oxydes d'azote NO _x	120
Conclusion.....	121
CHAPITRE V : MODÉLISATION DE LA COMBUSTION D'UN SURROGATE DE SYNGAS DANS UN MOTEUR DUAL FUEL	123
Introduction	123
I. Modèles de combustion	123
I.1. Modèles 0D thermodynamiques de combustion appliquées aux moteurs à compression ...	124
I.2. Lois mathématiques les plus courantes dans la modélisation de la combustion dans les moteurs	126
I.3. Modèle de dégagement de chaleur en dual fuel dans l'approche de combustion de Wiebe.	127
II. Modèle utilisé	128
II.1. Modèle de dégagement de chaleur utilisé.....	128
II.2. Modèle 0D de transfert thermique.....	130
II.3. Modèle de pression cylindre.....	132
III. Résultats et discussion.....	133
III.1. Paramètres du modèle	133
III.2. Validation du modèle.....	138
III.3. Comparaison des résultats de la pression cylindre simulés et expérimentaux	139
III.4. Comparaison des résultats du taux de dégagement de chaleur simulé et expérimentaux .	141
IV. Utilisation du modèle	142

IV.1. Calcul des masses des carburants consommés par cycle.....	142
IV.2. Effet de la variation de la composition du gaz	144
Conclusion.....	146
CONCLUSION GÉNÉRALE ET PERSPECTIVES	148
Références bibliographiques	152
Annexes	189
Annexe A : Bibliographie de l’auteur	189
Annexe B : P&ID du banc d’essai moteur	191
Annexe C : Calcul d’incertitudes	192
Annexe D : Banc d’essai moteur.....	195

Résumé

Le gaz issu d'une unité de gazéification de biomasse (syngas) peut être utilisé comme carburant principal dans un moteur diesel en mode dual fuel pour produire de l'électricité. Cette technologie pourrait satisfaire les besoins en électricité dans les zones rurales qui génèrent des quantités importantes de résidus agricoles. Pour étudier la combustion de ce type gaz dans les moteurs, des essais ont été réalisés avec un gaz de substitution de composition maîtrisée et disponible localement. Ce gaz est un mélange de gaz de pétrole liquéfié et d'azote (GPLN2). Sa composition est choisie de manière à avoir la même densité énergétique que le syngas. A cet effet, un moteur diesel LISTER PETTER a été modifié pour fonctionner en dual fuel. Le moteur a été instrumenté pour les mesures de pression, de température, de débit des carburants et des rejets polluants. Le moteur a fonctionné à charges partielles et à vitesse constante de 1500 tr/mn. L'analyse de la combustion du mélange dans le moteur dual fuel, montre une évolution de la pression cylindre similaire à celle du diesel classique mais avec des pics de pression plus faibles. A faible charge, on note une diminution de la pression maximale de 16%. Les courbes de dégagement de chaleur présentent les mêmes phases de la combustion que celle du syngas dans le moteur dual fuel. Le délai d'inflammation est plus long et la phase de combustion diffusante est plus prononcée avec le gaz formulé menant à une pression moyenne indiquée plus faible. L'instabilité relative de la combustion en mode dual fuel se traduit par une augmentation du coefficient de variation (COV_{IMEP}). A 20% de charge du moteur, le COV_{IMEP} atteint 11,5% au D-GPLN2 tout en permettant un fonctionnement normal du moteur. La consommation spécifique (C_s) est plus élevée au D-GPLN2 avec un rendement global le plus faible comparativement au diesel pur (D-P). A 20% de charge, la C_s est de 4,18 kg/kWh au D-GPLN2 avec un rendement global de 16,2%. Les émissions polluantes sont comparables à celles du syngas avec une forte réduction des concentrations des oxydes d'azote atteignant 73% à faibles charges. Le modèle de combustion 0D thermodynamique a simulé de manière satisfaisante les paramètres de combustion du moteur avec des erreurs quadratiques moyennes inférieures à 7%. Ces résultats donnent de bonnes perspectives pour l'étude et l'optimisation de la combustion du syngas dans un moteur diesel dual fuel à charges partielles.

Mots clés : Moteur dual fuel ; mélange GPL-Azote ; Syngas ; Combustion ; Modélisation.

Abstract

The biomass derivatives, including gas obtained from agricultural residues, are potential alternatives to power production in rural areas. Thus, gas can be utilized as the primary fuel in a diesel engine operating in dual fuel mode to generate electricity. This research investigates the combustion of such gas in an engine through a locally available substitute gas of controlled composition, consisting of a combination of liquefied petroleum gas and nitrogen (LPGN2). The selected composition has the same energy content as syngas. A LISTER PETTER diesel engine used for experimental purposes was modified to run on dual fuel. The engine was instrumented to assess parameters such as pressure, temperature, fuel flow and pollutant emissions. The engine operated at partial loads and a constant speed of 1500 rpm. LPGN2 mixture combustion analysis revealed a cylinder pressure trend comparable to the conventional diesel with lower pressure peaks. At low load, the maximum pressure for the diesel-LPGN2 (D-LPGN2) blend decreased by 16%. The heat release curves show the same combustion phases as for syngas in the dual-fuel engine. In addition, the specific consumption was higher with an overall low efficiency. The delay ignition is longer, and the diffusive combustion phase is more pronounced with the formulated gas, leading to a lower indicated mean pressure. The instability of combustion in dual fuel mode is reflected in an increase in the coefficient of variation (COV_{IMEP}). At 20% engine load, the COV_{IMEP} reaches 11.5% with D-LPGN2 while allowing the engine operation. Moreover, the specific consumption was 4,18 kg/kWh for D-LPGN2, with an overall efficiency of 16.2%. As expected for a gas with a low calorific value, specific consumption (C_s) is higher with D-LPGN2 than with pure diesel (D-P). The pollutant emissions were comparable to those of syngas, with a sharp reduction in nitrogen oxide concentrations of up to 73% at low loads. The engine combustion simulated using the thermodynamic 0D combustion model was satisfactory, with a root mean square error of less than 7%. These results provide interesting indications for optimizing syngas combustion in a low-load diesel engine in dual fuel mode.

Key words: Dual fuel engine; LPG-Nitrogen mixture; Syngas; Combustion; Modelling

Liste des figures

Figure I. 1 : Gazogènes installés au Burkina Faso (a) : Commune de Pô ; (b) Vallée du Kou Bama ..	14
Figure I. 2 : Les différentes étapes de la gazéification dans un gazogène co-courant [64].....	17
Figure I. 3 : Principe de fonctionnement d'un cycle combiné à gazéification intégrée [84]	20
Figure I. 4 : Vitesse de la flamme laminaire du gaz de synthèse en fonction du rapport d'équivalence avec différentes composition chimique (0% CH ₄ (a) et 12% CH ₄ (b))[118]	27
Figure II. 1 : Initiation de la combustion du mélange primaire [163]	36
Figure II. 2 : Modes d'injection du gaz : (a): Injection directe ; (b): injection indirecte [171,172]	39
Figure II. 3 : Comparaison entre les débuts de combustion déterminés avec différentes méthodes [126]	44
Figure II. 4 : Etapes de la combustion dual fuel [28,222]	46
Figure II. 5 : Différentes étapes de la combustion dual fuel [126]	48
Figure II. 6 : Concept de combustion PREMIER [231]	49
Figure II. 7: Variation de la pression cylindre pour différents taux de compression : (a) : Mode diesel conventionnel ; (b) : mode dual fuel [227]	58
Figure II. 8 : Synthèse des modèles physiques utilisés dans les moteurs à combustion interne [256]	62
Figure III. 1 : Schéma de principe du dispositif expérimental	66
Figure III. 2 : Piston du moteur Lister Petter TR1 utilisé.....	66
Figure III. 3 : Système de mesure du débit du diesel	68
Figure III. 4 : Système de mesure du débit d'air :	70
Figure III. 5 : Régulateurs de débit massique connectés à leur bouteille respective.....	71

Figure III. 6 : Banc de charges résistives	72
Figure III. 7 : Vue d'ensemble du banc d'essai	73
Figure III. 8 : Analyseur de gaz de combustion Testo 350 à gauche et la sonde de prélèvement à droite.....	75
Figure III. 9 : Le contrôleur CompactRIO avec RT intégré contenant les cartes pour acquisition de données et contrôle interfacé par un FPGA	77
Figure III. 10 : Capteurs de pression utilisés sur le banc	78
Figure III. 11 : Codeur angulaire utilisé sur le banc.....	79
Figure III. 12 : Procédure des essais	80
Figure III. 13 : Calage de la pression et positions des soupapes d'admission et d'échappement	85
Figure III. 14 : (a) Pression mesurée dans le cylindre pour 100 cycles consécutifs, (b) Pression cylindre filtrée à l'aide d'un filtre Lpass pour 100 cycles consécutifs, (c) Taux de variation de pression calculé à partir de la pression mesurée pour 100 cycles consécutifs, (d) Taux d'augmentation de la pression calculé à partir de la pression filtrée à l'aide du filtre Lpass, (e) Taux de dégagement de chaleur pour 100 cycles consécutifs, (f) Taux de dégagement de chaleur filtré pour 100 cycles consécutifs.	87
Figure III. 15 : (a) La pression cylindre brute et filtrée ; (b) la dérivée de la pression brute et filtrée ; (c) le taux de dégagement de chaleur brute et filtrée	89
Figure III. 16 : Détermination des paramètres CA10, CA50, CA90 et la durée de combustion CA90-10 à partir de courbe de chaleur cumulée au D-GPLN2 à 40% de charge et au maximum du diesel substitué.....	93
Figure IV. 1 : Illustration des différentes étapes de la combustion dual fuel sur la courbe du taux de dégagement de chaleur du moteur fonctionnant au D-GPLN2 à 40% de charge.....	97
Figure IV. 2 : Détermination de la limite de substitution du diesel à 20% de charge au D-GPLN2....	98
Figure IV. 3 : Limite de substitution du diesel pour différentes charges du moteur fonctionnant au D-GPL ou au D-GPLN2.....	99

Figure IV. 4 : Illustration de l'extension du délai d'allumage sur les courbes du taux de dégagement de chaleur du moteur au D-GPLN2 à 30% de charge.....	100
Figure IV. 5 : Durée de la combustion : (a) en fonction de la charge au maximum de substitution du diesel pour le mode dual fuel ; (b) en fonction du taux de substitution du diesel à 40% de charge en mode dual fuel.	101
Figure IV. 6 : Pression maximale : (a) en fonction de la charge pour tous les modes de fonctionnement et au maximum de diesel substitué pour le mode dual fuel ; (b) en dual fuel en fonction du taux de substitution du diesel à 20% de charge	103
Figure IV. 7 : Courbes du taux de dégagement de chaleur à faible et moyenne charges au D-GPL et au D-GPLN2	105
Figure IV. 8 : Evolutions du taux de dégagement de chaleur en mode dual fuel au maximum du diesel substitué pour les deux carburants gazeux utilisés à 20, 40 et 70% de charge du moteur	107
Figure IV. 9 : Taux de dégagement de chaleur au D-GPL et au D-GPLN2	108
Figure IV. 10 : Coefficient de variation en mode dual fuel : (a) au D-GPL ; (b) au D-GPLN2.....	109
Figure IV. 11 : Evolution du COV en fonction de la charge au.....	110
Figure IV. 12 : Consommation du diesel en mode diesel pur	111
Figure IV. 13 : Variations de la consommation du carburant gazeux par cycle en mode dual fuel....	112
Figure IV. 14 : : Consommation spécifique du moteur au diesel pur et en mode dual fuel	113
Figure IV. 15 : Rendement thermique global	115
Figure IV. 16 : Température des gaz d'échappement.....	116
Figure IV. 17 : Emissions du dioxyde de carbone pour différents carburants à différentes charges..	118
Figure IV. 18 : Emissions du monoxyde de carbone pour différents carburants à différentes charges	119
Figure IV. 19 : Emissions des oxydes d'azote pour différents carburants à différentes charges	120
Figure V. 1 : Les différentes phases de la combustion du GPLN2 dans un moteur dual fuel utilisé.	129

Figure V. 2 : Décomposition du taux de dégagement de chaleur pour la détermination des paramètres de Wiebe : (a) Modèle proposé pour la combustion du prémélange pilote ; (b) Modèle du prémélange gazeux ; (c) Modèle de la combustion diffusante ; (d) Estimation de l'erreur ; (e) Détermination de θ_{01} et $\Delta\theta_1$; (f) Détermination de θ_{02} et $\Delta\theta_2$	135
Figure V. 3 :: Effet de la variation du facteur de forme M_3 sur le taux de dégagement chaleur du moteur fonctionnant avec le surrogate de gaz GPLN2.....	137
Figure V. 4 : Taux de dégagement de chaleur ;(a) Trois lois de Wiebe ; (b) Somme des trois lois de Wiebe.....	138
Figure V. 5 : Courbes de pression cylindre simulée et expérimentale du moteur fonctionnant au D-GPLN2 à des charges allant de 20 à 50%	139
Figure V. 6 : Comparaison des courbes du taux de dégagement de chaleur au maximum de diesel substitué à faible et moyenne charges	141
Figure V. 7 : Estimation de la chaleur dégagée par cycle de combustion dans le moteur suivant la référence [224].....	143
Figure V. 8 : Effet de la variation de la composition du surrogate de syngas sur le taux de dégagement de chaleur à faible et moyenne charge	145

Liste des tableaux

Tableau I. 1 : Modes de gazéification [63].....	16
Tableau I. 2 : Présence de contaminants dans le gaz et problèmes relatifs [92]	23
Tableau I. 3 : Compositions typiques et PCI du gaz de gazogène [28].....	26
Tableau II. 1: Variation de la pression cylindre maximale en fonction de la richesse air carburant et du calage de l'injection pour le syngas à haute teneur en H ₂ [230]	53
Tableau II. 2 : Variation de la pression cylindre maximale en fonction de la richesse et du calage de l'injection pour le syngas à faible teneur en H ₂ [230].....	53
Tableau III. 1 : Spécifications du moteur Lister Petter.....	67
Tableau III. 2 : Caractéristiques de l'alternateur.....	68
Tableau III. 3 : Puissances et charges appliquées au moteur.....	72
Tableau III. 4 : Principaux instruments de contrôle et d'acquisition utilisés sur le banc d'essai	74
Tableau III. 5 : Précision et résolution de l'analyseur de gaz Testo 350	75
Tableau III. 6 : Matériel d'acquisition et de contrôle des données de National Instruments utilisé sur le banc d'essai	76
Tableau III. 7 : Plan d'expérience	81
Tableau IV. 1 : Débits des combustibles à la limite de substitution du diesel pour différentes charges du moteur au D-GPLN2	99
Tableau IV. 2 : Consommation spécifique obtenue par d'autres auteurs	114
Tableau V. 1 : Avantages et inconvénients des différents modèles	125
Tableau V. 2 : Paramètres des fonctions de Wiebe pour les charges étudiées.....	136
Tableau V. 3 : Comparaison des valeurs de la pression maximale simulée et expérimentale à faible et moyenne charge du moteur	140
Tableau V. 4: Masses expérimentales et simulées des carburants à faible et moyenne charges	144

Nomenclature

Abréviations

ANEREE	: Agence Nationale des Energies Renouvelables et de l'Efficacité Energétique
ABDC	: After Bottom Dead Center
AIE	: Agence Internationale de l'Energie
ATDC	: After Top Dead Center
BBDC	: Before Bottom Dead Center
BTDC	: Before Top Dead Center
CCGI	: Cycles Combinés à Gazéification Intégrée
CFD	: Computational Fluids Dynamics
CH _{1,8}	: Formulation symbolique du diesel
CH _{2,5}	: Formulation symbolique du surrogate de syngas
CH ₃ OH	: Méthanol
CH ₄	: Méthane
CO	: Monoxyde de carbone
CO ₂	: Dioxyde de carbone
COS	: Oxysulfure de Carbone
COV	: Composés Organiques Volatils
D-GPL	: Diesel- Gaz de Pétrole Liquéfié
D-GPLN ₂	: Diesel- Gaz de Pétrole Liquéfié + diazote
DME	: Éther diméthylique
D-P	: Diesel Pur
E/S	: Entrées/Sorties
EGR	: Exhaust Gas Recirculation
FPGA	: Field-Programmable Gate Array
F _s	: Fréquence d'Échantillonnage

FSA	: Fermeture de la Soupape d'Admission
FSE	: Fermeture de la Soupape d'Echappement
FTS	: Fischer-Tropsch Synthesis
GPL	: Gaz de Pétrole Liquéfié
GPLN2	: Gaz de Pétrole Liquéfié + diazote
H ₂	: Dihydrogène
H ₂ O	: Eau
H ₂ S	: Sulfure d'Hydrogène
HCCI	: Homogeneous Charge Compression Ignition
HCl	: Chlorure d'Hydrogène
HCN	: Cyanure d'Hydrogène
HF	: Fluorure d'Hydrogène
ICE	: Moteur à Combustion Interne
ID	: Injection Directe
IMEP	: Indicated Mean Effective Pressure
IMMC	: Institute of Mechanics, Materials and Civil Engineering
INSD	: Institut National de la Statistique et de la Démographie
IR	: Infra-Rouge
IRSAT	: Institut de Recherche en Sciences Appliquées et Technologies
ISOMET	: Innovation solaire et métallique
LabEREE	: Laboratoire Énergies Renouvelables et Efficacité Énergétique
LabVIEW	: Laboratory Virtual Instrument Engineering Workbench
LIE	: Limite Inférieure d'Explosivité
LPCE	: Laboratoire de Physique et Chimie de l'Environnement
LSE	: Limite Supérieure d'Explosivité
MEMC	: Ministère de l'Énergie, des Mines et Carrières
MFC	: Mass Flow Controller
MW	: Méga Watt
N ₂	: Diazote

NH ₃	: Ammoniac
NI	: National Instruments
NO _x	: Oxydes d'azote
OMS	: Organisation Mondiale de la Santé
OSA	: Ouverture de la Soupape d'Admission
OSE	: Ouverture de la Soupape d'Echappement
OXFAN	: Oxford Committee for Famine Relief
P&ID	: Piping and Instrumentation Diagram
PCCI	: Premixed Charge Compression Ignition
PMB	: Point Mort Bas
PMH	: Point Mort Haut
REGR	: Reformed Exhaust Gas Recirculation
RIO	: Reconfigurable Input/Output
RPM	: <i>Rotation par minute</i>
RT	: Real Time
SNV	: Organisation Néerlandaise de développement
SO ₂	: Dioxyde de soufre
SOFC	: Solid Oxyde Fuel Cell
SONABEL	: Société Nationale d'Electricité du Burkina Faso
TFL	: Thermodynamics and fluid mechanics
UCLouvain	: Université Catholique de Louvain
0D	: Zéro Dimensionnel
1D-3D	: Multi-Dimensionnels
2iE	: Institut International d'Ingénierie de l'Eau et de L'Environnement

Notations

CA10	: Angle vilebrequin où 10% de la fraction de masse a été brûlée (°V)
CA50	: Angle vilebrequin où 50% de la fraction de masse a été brûlée (°V)
CA90	: Angle vilebrequin où 90% de la fraction de masse a été brûlée (°V)
COV	: Coefficient de variation (%)
h_c	: Coefficient de transfert thermique par convection ($W.m^{-2}.K^{-1}$)
Cs	: Consommation spécifique (g/kWh)
m	: Masse (kg)
P	: Pression des gaz (bar)
Pe	: Puissance électrique (kW)
PCI	: Pouvoir Calorifique Inférieur (kJ/kg)
Pm	: Puissance mécanique (kW)
S	: Surface (m ²)
T	: Température (K)
R	: Constante des gaz ($J.mol^{-1}.K^{-1}$)
V	: Volume (m ³)
Cp	: Capacité thermique massique ($J.kg^{-1}.K^{-1}$)
Cv	: Capacité thermique volumique ($J.m^{-3}.K^{-1}$)
Vc	: Cylindrée du moteur (cm ³)
Sp	: Vitesse moyenne du piston ($m.s^{-1}$)

Symboles

η	: Rendement (%)
ρ	: Masse volumique (kg.m^{-3})
φ	: Richesse
α	: Proportion du gaz dans le mélange
λ	: Excès d'air
γ	: Indice adiabatique
ω	: Vitesse angulaire (rad.s^{-1})

INTRODUCTION GÉNÉRALE

I. Contexte

I.1. Contexte général

L'accès aux services énergétiques modernes est caractérisé par des disparités dans les différentes régions du monde. Selon le rapport de l'Agence International de l'Energie (AIE), en 2020, la population mondiale n'ayant pas accès à l'électricité, était d'environ 756 millions de personnes dont 80% vivaient en Afrique. Le même rapport, indique pour la même année, un taux d'accès à l'électricité sur le continent Africain légèrement supérieure à 40% soit le niveau le plus faible du monde. Le déficit est très prononcé en Afrique subsaharienne où 54% de sa population était privée d'accès à l'électricité en 2020. La consommation annuelle d'électricité par habitant y était de 200 kWh (sans l'Afrique du Sud 4418 kWh/an) contre 6500 kWh en Europe et 13000 kWh par habitant aux Etats Unis [1].

Le Burkina Faso, pays subsaharien en plein cœur de l'Afrique de l'Ouest entre les 10^{ème} et 15^{ème} parallèles de latitude Nord et entre les longitudes 2°20' Est et 5°30' Ouest (figure 1), est l'un des pays présentant le déficit d'accès le plus important. En 2023, le taux d'électrification national était de 26,29% avec une consommation d'électricité par habitant de 76 kWh/an [1,2]. Ce taux national, bien que faible, cache des disparités entre les zones urbaines et les zones rurales. En effet, en 2023, le taux d'électrification national urbain était de 87,04% contre 7,02% en milieu rural où vivent pratiquement les trois quarts de la population [2,3].

Le faible niveau d'accès à une énergie moderne prive la majeure partie de la population, des services de base tels que l'accès à l'eau potable, la santé, l'éducation et les activités socio-économiques. La principale source d'énergie est le bois et ses dérivés qui représentent environ 90%

de l'énergie consommée dans le pays [4]. Les ressources en bois sont utilisées non seulement pour les besoins de cuisson des aliments mais aussi pour les activités de transformation agroalimentaire. Certes, l'exploitation du bois profite à l'économie locale mais cette ressource se retrouve surexploitée liée aux besoins croissants en énergie des populations. Cette demande soutenue en bois de chauffe, appauvrit les sols et occasionne une déforestation accrue, particulièrement dans les pays du Sahel, comme le Burkina Faso. Le taux de déforestation actuelle n'est pas soutenable à long terme [5].

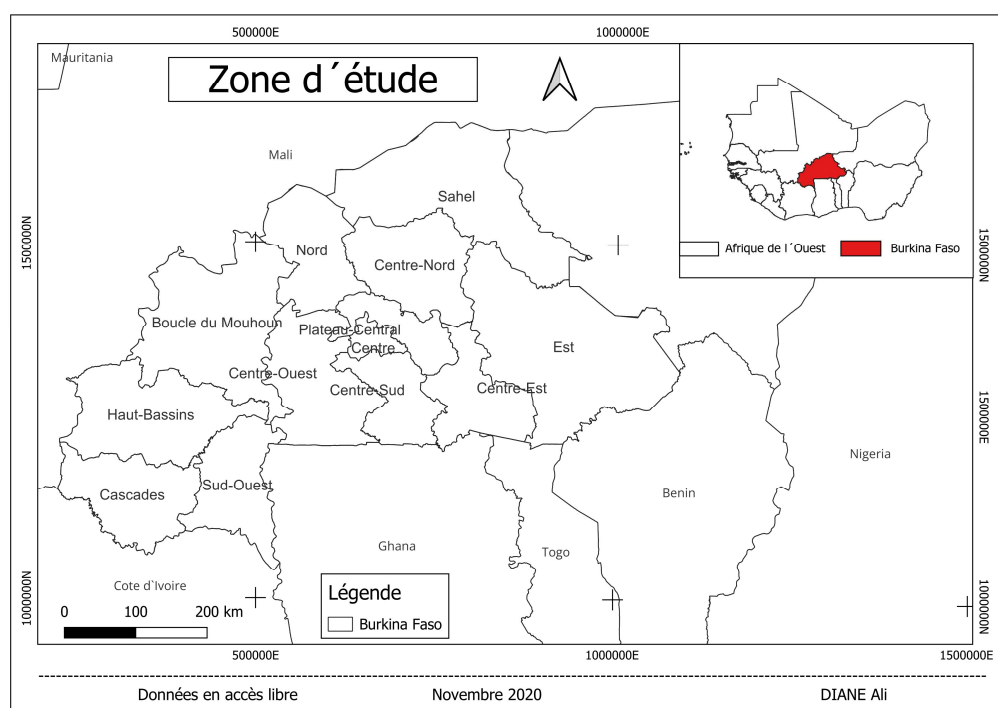


Figure 1 : Burkina Faso ; la zone d'étude

En outre, la combustion directe du bois dans les foyers traditionnels est peu efficace et génératrice d'une pollution domestique (CO, NO_x, COV, particules) à l'origine de maladies pulmonaires, des troubles au niveau des yeux et de l'accroissement de la mortalité, principalement des femmes et des enfants qu'elles portent sur le dos lors de leurs tâches domestiques [6,7]. Selon les estimations de l'Organisation Mondiale de la Santé (OMS) de 2019, la pollution de l'air intérieur du fait de l'utilisation de combustibles et de technologies polluants pour cuisiner a occasionné environ 3,2

millions de décès par an. Face à cette situation, des efforts sont faits par le pays pour améliorer l'accessibilité des populations à des services énergétiques modernes. La Société Nationale d'Electricité du Burkina Faso (SONABEL) est la structure responsable de la production et la distribution de l'électricité au Burkina Faso. Une grande partie de l'électricité produite est d'origine thermique. L'instabilité des prix des carburants fossiles et les coûts de production élevés de l'énergie thermique diesel sont des facteurs limitant le développement de la production de l'électricité à travers les centrales thermiques diesels. Pour réduire le recours aux énergies fossiles, le Burkina Faso importe de l'énergie dans la sous-région à travers des interconnexions avec le Ghana et la Côte d'Ivoire. Les importations annuelles d'électricité étaient de 1492,15 GWh en 2022 [8]. Les quantités importées sont fortement réduites par les pays producteurs pendant les mois de haute chaleur soit pour répondre aux besoins croissants en énergie de leurs populations ou au gré des crises politiques. Cette situation rend cette source incertaine. Le Burkina Faso a fait de l'exploitation de ses ressources énergétiques renouvelables un axe stratégique pour accroître sa production d'électricité. Cette orientation est appuyée par des reforms allant de l'ouverture du secteur de l'énergie aux privés à la mise en place de l'Agence Nationale des Energies Renouvelables et de l'Efficacité Énergétique (ANEREE). Les ressources naturelles en eau du pays sont mises à contribution à travers cinq (5) centrales hydroélectriques (Kompienga, Bagré, Tourni, Niofila et Samendeni). Cette source produit de faibles puissances liées au relief du pays peu favorable à l'obtention des dénivellations suffisantes pour une grande production. A cela s'ajoutent les contraintes telles que l'acquisition des terrains et la gestion des populations riveraines. Une des ressources naturelles en énergie renouvelable pouvant être exploitée pour résoudre le problème du déséquilibre entre les besoins et l'offre en électricité du pays est l'énergie solaire. En effet, le Burkina Faso bénéficie d'un fort ensoleillement en raison de sa situation climatique et géographique en Afrique de l'Ouest où le rayonnement solaire moyen quotidien est estimé à environ $5 \text{ à } 6 \text{ kWh/m}^2$ [9]. Des centrales solaires photovoltaïques sont mises à contribution pour améliorer l'accès à l'électricité. Mais l'exploitation de cette source renouvelable est confrontée à des difficultés qui limitent son apport au bouquet énergétique. La production d'énergie solaire photovoltaïque dépend des variables telles que les conditions d'acquisition des équipements, la durabilité des panneaux solaires, la disponibilité d'une ressource humaine qualifiée ou semi-qualifiée, des intempéries climatiques (forte température, humidité, pluies acides, réchauffement

climatique, etc.), de l'encrassement des cellules (poussières, sable et même les feuilles d'arbres, etc.) conduisant à des baisses des performances des modules photovoltaïques et aussi l'intermittence de la ressource [9–12]. La biomasse est la ressource énergétique renouvelable la plus utilisée du pays. Mais la biomasse comme alternative pour accroître l'offre d'électricité est très peu viabilisée. Le programme national de développement des biocarburants à partir des plantes telles que le *Jatropha* s'est heurté aux faibles rendements de la culture de ces plantes, aux problèmes de changement d'affectation des sols et au dilemme compétition alimentation-énergie [13–15]. La réticence des populations à la manipulation des déchets dans les biodigesteurs et le coût élevé des installations ont été des freins à la vulgarisation du biogaz. La conversion de la biomasse en énergie électrique est peu exploitée. Par ailleurs, l'agriculture occupe la majeure partie de la population du pays. Selon l'Institut National de la Statistique et de la Démographie (INSD), 82% de la population du Burkina pratiquaient l'agriculture en 2021 [3]. Les activités agricoles en zones rurales mènent à la production de grandes quantités de résidus agricoles (tiges de coton, balle de riz, coques d'anacarde, etc.) qui sont sous-exploités.

Les résidus agricoles au Burkina Faso sont dominés par les tiges de produits céréaliers. En 2023, le gisement théorique de l'ensemble des résidus agricoles était plus de 9 429 138 tonnes sur le plan national, dont plus de 80% sont constitués de tiges de sorgho et de maïs et de rafle de maïs. Le potentiel théorique des tiges de cotonnier est estimé à 1 446 344 tonnes et celui de la balle de riz, à 92 186 tonnes¹. La plupart de ces résidus font l'objet d'usage concurrentiel (alimentation animale et litière de volaille, fertilisation des sols, construction de cases, fabrication de potasse, énergie pour la consommation domestique ...). Au regard des données disponibles sur les usages concurrentiels, seules les tiges de cotonnier et la balle de riz peuvent faire l'objet d'une valorisation en bioénergie avec respectivement 75 % et 20 % des quantités produites [16,17]. L'une des technologies de valorisation de cette biomasse agricole est la gazéification qui est un procédé de conversion thermochimique de la biomasse en combustible gazeux [18],[19]. La consommation électrique du Burkina Faso en 2023 était de 2344,1 GWh [2]. Les tiges de cotonnier et les balles de riz mobilisables la même année pour la bioénergie, ont un contenu énergétique de 428 878 tep. Avec un rendement global gazéification-moteur de 20%, cette biomasse pourrait générer une

¹ Direction des Statistiques Sectorielles et de l'Évaluation/DGESS/MARAH,2024

énergie électrique de 998 GWh soient 42% de la consommation électrique du pays en 2023. L'exploitation de cette technologie pourrait donc réduire significativement le déséquilibre persistant entre l'offre et la demande d'électricité. La figure 2 donne les grandes étapes de la production d'électricité à partir des résidus agricoles.

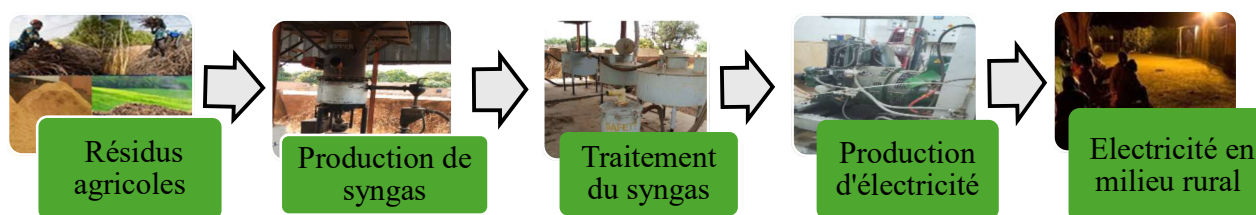


Figure 2 : Schéma de production décentralisée d'électricité à partir de la gazéification des résidus agricoles

Au Burkina Faso, le développement de cette technologie innovante reste confronter au manque de maîtrise locale tant de la gazéification que de l'utilisation du gaz dans les moteurs. C'est dans ce contexte qu'un Projet de Recherche pour le Développement (PRD) intitulé « Contribution à la satisfaction des besoins énergétiques en milieu rural par gazéification de résidus agricoles (GasCal) » financé par l'Académie de Recherche et d'Enseignement Supérieur-Commission de la Coopération au Développement (ARES-CCD) de la Belgique est mise en œuvre. Ce projet associe les expertises de deux universités Belges (UCLouvain et ULg) et de trois acteurs au Burkina Faso (UJKZ, 2iE et IRSAT) pour mener des activités de formation et de recherche.

L'objectif global du projet est de contribuer au développement de la filière de gazéification de résidus agricoles comme source d'énergie de qualité au Burkina Faso.

L'implémentation du projet PRD-GasCal a démarré en 2017 avec différentes activités et la réalisation de trois thèses de doctorat. Ces thèses sont conduites dans une démarche holistique couvrant toute la chaîne de valorisation des résidus agricoles par gazéification, allant de la ressource à l'utilisation du gaz de synthèse dans un moteur. Ainsi, les trois thèses sont basées sur les volets suivants :

- ❖ la conception, la fabrication locale et le test d'une unité de production de chaleur par gazéification de résidus agricoles ;

- ❖ la combustion du gaz produit par la gazéification des résidus agricoles dans les moteurs à combustion interne pour la production d'électricité ;
- ❖ les conditions économiques, sociales et environnementales du développement de filières de gazéification de résidus agricoles.

La thèse, objet du présent travail, porte sur le second volet.

I.2. Contexte scientifique

La production décentralisée d'électricité à partir du gaz produit par la gazéification des résidus agricoles est une option très intéressante dans la résolution du déséquilibre et de la disparité d'accès des populations à l'énergie électrique. Plusieurs études ont montré la pertinence de cette technologie pour l'utilisation durable de la bioénergie [20,21]. Le gaz obtenu de la gazéification de la biomasse, peut être brûlé directement pour des applications domestiques (cuisson), artisanales ou relatives aux petites industries (séchage, étuvage...). Après conditionnement (refroidissement et épuration), il peut être aussi brûlé dans un moteur stationnaire pour la production d'électricité (et de chaleur) à l'échelle locale. Cette technologie pourrait alors contribuer significativement à répondre aux besoins d'électricité pour le développement des activités socio-économiques en milieu rural où les combustibles fossiles sont coûteux et parfois difficiles à obtenir. De nombreux travaux ont montré que le fonctionnement du moteur dual fuel avec le syngas comme carburant principal peut limiter de manière significative la consommation des combustibles fossiles. Ces auteurs ont réalisé des économies du carburant diesel conventionnel de 50 à 90% en le substituant progressivement dans les moteurs dual fuel par le gaz de synthèse [22–25]. En outre, la combustion du syngas dans les moteurs est une option environnementale intéressante aux problèmes de rejet de polluants des moteurs à combustion interne [25,26].

Des écarts de performances entre les fonctionnements du moteur en mode diesel conventionnel et en mode dual fuel ont été mis en évidence. Une réduction du rendement thermique est souvent observée lorsque la substitution du carburant pilote devient importante. Cela conduit à un déclassement de la puissance [27–29]. La faible densité massique du gaz de gazogène par rapport à l'air est à l'origine de la diminution du rendement volumétrique constatée lors de son utilisation dans le moteur dual fuel [30]. L'instabilité de la composition du syngas est un problème majeur. La

présence des composés inertes tels que le dioxyde de carbone et le diazote dans le gaz de gazogène réduit la vitesse de combustion conduisant à des délais d'allumage et des durées de combustion plus longs [22,28,31].

En dépit de son faible contenu énergétique et de la variabilité de sa composition au cours du temps (surtout pour les petites installations), il a été établi que le gaz de gazogène était un bon carburant pour les moteurs diesel fonctionnant en mode dual fuel et que le moteur conservait ses performances et son efficacité à des charges élevées, tout en étant respectueux de l'environnement [22,24,32,33]. Cependant, très peu de données sont disponibles sur les performances du moteur diesel fonctionnant à charge partielle en mode dual fuel avec le gaz de gazogène comme carburant principal. Cette situation est rencontrée fréquemment sur les installations en milieu rural où la puissance délivrée par le moteur est très variable dans le temps.

II. Objectif de la thèse

II.1. Objectif général

L'objectif général de ces travaux de recherche, est de contribuer à la satisfaction des besoins en électricité des populations en milieu rural au Burkina Faso par le développement de solutions durables de production d'énergie décentralisée de faible puissance unitaire basées sur la gazéification de résidus agricoles. Le gaz de gazogène est un gaz pauvre du point de vue énergétique. A cet effet, une meilleure compréhension de sa combustion dans le moteur diesel fonctionnant en mode dual fuel s'impose. La quasi-totalité des installations de gazéification au Burkina Faso sont à l'arrêt. La non-disponibilité de gazogène fonctionnel et d'un système d'épuration du syngas pour une utilisation dans le moteur ont conduit à l'utilisation d'un surrogate de syngas formulé par dilution du gaz de pétrole liquéfié par le diazote de manière à obtenir un gaz pauvre à l'image du syngas.

II.2. Objectifs spécifiques

Afin d'étudier le comportement du moteur diesel fonctionnant en mode dual fuel avec le surrogate de syngas GPLN₂ comme carburant principal, les objectifs spécifiques suivants ont été assignés à ces travaux de thèse.

- ❖ Développer un banc d'essais moteur fonctionnant en mode dual fuel pour la production d'électricité décentralisée ;
- ❖ Caractériser les performances énergétiques et environnementales d'un moteur diesel Lister Petter fonctionnant en dual fuel avec le surrogate de syngas GPLN2 à faibles charges ;
- ❖ Modéliser la combustion du surrogate de syngas GPLN2 dans le moteur diesel dual fuel.

III. Plan de la thèse

Le manuscrit de la thèse est structuré en trois grandes parties. La première partie présente l'état de l'art sur le syngas comme carburant alternatif et la technologie du moteur dual fuel en deux 2 chapitres.

Le chapitre 1 fait l'historique du syngas, de son apparition à son état actuel. Les grandes étapes de la gazéification de la biomasse et les différentes techniques de valorisation du gaz de gazogène sont présentées. Le traitement du syngas et son utilisation dans les moteurs à combustion interne comme carburant alternatif y sont abordés. Le chapitre se termine sur une synthèse de la formation des émissions polluantes lors de la combustion du gaz dans les moteurs.

Le chapitre 2 décrit la valorisation du syngas par la technologie du moteur dual fuel. Il fournit un aperçu sur les adaptations du moteur à combustion interne en moteur dual fuel. On y aborde les carburants gazeux utilisés dans le moteur dual fuel ainsi que les paramètres déterminants de la combustion dual-fuel. Ce chapitre s'ouvre également sur la modélisation de la combustion.

Dans la deuxième partie du document, **le chapitre 3** présente le dispositif expérimental conçu pour les essais. Aussi, l'instrumentation utilisée pour la conception de ce dispositif, la méthode de formulation du surrogate de syngas, le traitement des données, le calcul des incertitudes et les contraintes et les limites du matériel utilisé sont présentés.

La troisième partie du document est construite autour des chapitres 4 et 5. **Le chapitre 4** est consacré à l'exploitation et l'analyse des résultats expérimentaux obtenus lors de l'utilisation du surrogate de syngas, le GPLN2, dans le moteur dual-fuel développé. Une analyse détaillée du taux de dégagement de chaleur déduite de la pression cylindre moyennée est effectuée et complétée par une étude des paramètres de combustion et des performances globales et environnementales.

Le cinquième chapitre présente la modélisation 0D mono-zone de la combustion du GPLN2 dans le moteur dual fuel. On y présente les modèles de combustion appliqués aux moteurs à allumage par compression fonctionnant en mode dual fuel basés sur une combinaison des lois de Wiebe. Les sous modèles 0D de transfert de chaleur et de pression cylindre utilisés sont décrits. Ensuite, la validation du modèle, les comparaisons des performances expérimentales et simulées ainsi qu'une étude de sensibilité du modèle y sont effectués. De même, l'impact de la variation de la composition du gaz sur les performances est évalué.

Les principales conclusions sont reprises et les perspectives pour des futures recherches sont proposées à la suite du chapitre 5.

CHAPITRE I : LE SYNGAS : UN CARBURANT ALTERNATIF

Introduction

Dans un contexte de diversification des sources d'énergie et de prise de conscience collective des questions environnementales, la gazéification de la biomasse représente l'un des moyens les plus propres pour produire de l'énergie. Elle se positionne comme une alternative aux techniques traditionnelles de valorisation énergétique de la biomasse mises à mal par une image publique négative. Depuis son apparition au XVIII^{ème} siècle, l'évolution de la technologie a connu plusieurs étapes selon la disponibilité des carburants fossiles. Le gaz de gazogène a eu de nombreux noms selon la manière dont il est obtenu ; le gaz de production, le gaz de ville, le gaz d'eau bleue, le gaz de synthèse, le gaz de bois, le syngas etc. Le syngas dérive du terme anglais « synthetic gas ». C'est un mélange gazeux combustible constitué essentiellement de monoxyde de carbone (CO) et d'hydrogène (H₂). Il est obtenu par un procédé de conversion thermochimique de la biomasse solide en présence d'un réactif gazeux. Au fil des années, le syngas se présente comme un carburant alternatif prometteur, en particulier pour le moteur à gaz et par la suite pour le moteur diesel. Il est une des solutions efficaces au problème d'accès à l'énergie dans les zones rurales. Son utilisation dans les moteurs pourrait non seulement réduire de manière significative les quantités considérables de carburants diesel consommées mais aussi contribuer à la protection de l'environnement (atténuation de la pollution environnementale occasionnée par les émissions des moteurs, valorisation de résidus agricoles...). Ce chapitre présente une revue du développement de la technologie, de la production, de la valorisation de ce combustible gazeux et aussi de son utilisation comme carburant alternatif dans les moteurs. Les émissions du moteur diesel fonctionnant au syngas-diesel sont également abordées. Une comparaison de ces émissions à celles du moteur diesel en mode conventionnel est aussi présentée.

I. Gazéification : Développement de la technologie

I.1. Syngas et son évolution

Les premières notions de syngas remontent à Jan Baptista Van Helmont, chimiste et physicien belge, qui a découvert, au début du XVII^{ème} siècle, qu'on pouvait obtenir un gaz combustible en chauffant suffisamment du bois ou du charbon (National Energy Technology Laboratory)². En 1798, l'Angleterre et la France ont initié indépendamment le processus de la gazéification et 60 ans plus tard, l'éclairage d'une grande partie de la ville de Londres utilisait du gaz obtenu à partir du charbon [34]. La première communication scientifique sur le concept de la gazéification a été réalisée en 1868 à Londres par Sir Charles William Siemens et les premiers brevets sur la production et l'utilisation du gaz de synthèse dans un moteur ont été accordés à la fin du XIX^{ème} siècle (Famous Inventor, 2020)³. En 1920, le gaz produit à partir du charbon a servi à l'éclairage et aux applications de cuisson de la plupart des villes américaines d'où son nom « town gas » [34]. Dans la même année, les pays comme l'Allemagne, la France et la Suède ont développé la technologie de l'utilisation du syngas dans des moteurs de véhicules [35]. Un gazogène de copeaux de bois installé sur les véhicules produisait un gaz appelé « wood gas ». Le gaz était nettoyé puis utilisé comme carburant dans les moteurs des véhicules ayant subi une légère modification. Les difficultés d'approvisionnement en carburant fossile pendant la deuxième guerre mondiale ont conduit à un engouement à l'utilisation du gaz de gazogène comme carburant dans les moteurs. Ainsi en 1945, le gaz produit à partir de la biomasse a été utilisé pour alimenter les camions, les bus, les lampadaires, les machines agricoles et industrielles et la chaleur pour diverses applications. On estime qu'il y avait près de 900 000 véhicules fonctionnant au gaz de synthèse dans le monde entier en 1945 [36]. Le développement de la technologie va connaître un ralentissement avec le rétablissement de l'approvisionnement du pétrole à la fin de la guerre. Cependant, le gaz de synthèse était produit industriellement à partir des produits chimiques d'où le nom syngas pour « synthetic gas ». La crise pétrolière de 1973 va donner un nouvel élan à la technologie. Ainsi, l'Amérique du nord a installé plus de 12000 gazogènes de grande taille d'une capacité moyenne de

² <http://www.netl.doe.gov/research/coal/energysystems/gasification/gasifipedia/history-gasification>, consultée le 10 février 2020

³ <http://www.famousinventors.org/john-barber>, consultée le 10 février 2020

1 MW en une trentaine d'années [36]. Dans les années 1990, au regard de la hausse du coût de l'énergie, et aussi pour des considérations environnementales, on assiste au remplacement de l'électricité produite directement à partir du charbon par une électricité produite à partir de la combustion du syngas provenant de la gazéification de ce même charbon [37]. Aussi pendant ces années, la technologie de la gazéification de la biomasse a été exploitée pour répondre aux besoins en électricité dans les villages et les zones rurales, généralement agraires. A cet effet, de nombreuses centrales de production d'électricité par gazéification de la biomasse ont été construites dans le monde. En 1997, 26 villages de l'État du Karnataka en Inde, ont été électrifiés par 6 centrales de capacité totale de 880kWe fonctionnant au syngas [38,39]. Toujours, dans la zone de l'Asie, la Chine, a installé dans les années 2000, des systèmes de production d'électricité de 160 à 200kW à partir de la gazéification de la balle de riz [40]. Dans la même dynamique, en 2011, la Thaïlande en Asie du Sud-Est, a installé 14 centrales d'une capacité totale de 5,4 MWe, alimentées en gaz produit par la gazéification de la biomasse. Toutes les régions du monde ont montré un intérêt pour la technologie en raison de la demande énergétique croissante et la disponibilité de la biomasse. L'Allemagne comptait en 2014, environ 400 usines de gazéification 35MW [41]. Environ 70 centrales électriques à biomasse étaient en exploitation au Canada en 2015 [42]. En Australie, 16 centrales ont été installées en 2018 et produisant 127 MW d'électricité à partir de la gazéification de déchets de bois [41,43]. Plusieurs fournisseurs de la technologie de centrale de gazéification sont installés dans le monde. C'est le cas par exemple de Ingénierie Shawton au Royaume Unis, de Burkhardt en Allemagne, de Bio&Watt en Italie, de Ankur Scientific en Inde, et de Xylowatt en Belgique [41,44,45]

I.2. Syngas en Afrique

L'accès à l'énergie est une difficulté majeure en Afrique et particulièrement dans les zones rurales. Des options de développement des applications et technologies des énergies renouvelables, comme la gazéification, ont été mises à contribution dans la fourniture des services énergétiques. Ainsi, les premières utilisations du syngas en Afrique remontent au début des années 1900 dans le domaine du transport. En 1924, les villes Malgaches, Mananjary et Tananarive ont été reliées par un car fonctionnant au gaz de gazogène. De même, en 1929 à Oubangui-Chari, dans l'actuelle République centrafricaine, territoire autrefois Français, des camions fonctionnaient avec du gaz de

gazogène. En Afrique occidentale française, l'énergie électrique des villes d'Abidjan en Côte d'Ivoire et de Conakry en Guinée, était jusqu'en 1948 produite par des moteurs fixes à gazogène [46]. En Afrique du Sud, la technologie a connu un développement important depuis les années 1955 grâce à l'intervention de la société Salsol-Lurgi dans la production de carburants de synthèse par gazéification des ressources en charbon du pays. La même année, la société a installé 97 gazéificateurs dont 17 dans la ville de Sasolburg et 80 à Secunda [47]. Dans une coopération avec la Chine, le Mali a installé des gazogènes de marque chinoise à Dogofry et à N'Dedougou dans les années 1970 et une unité de gazéification de la balle riz à Molodo en 1986 [48]. L'expérience malienne ne s'est pas inscrite dans la durée en raison des performances mitigées des installations et une absence de main d'œuvre qualifiée pour la prise en main de la technologie. Au Burkina Faso, les premières expériences dans la gazéification remontent dans les années 1990 avec l'Institut de Recherche Sciences Appliquées et Technologies (IRSAT). Mais c'est en 2009 qu'une unité pilote de gazéification de la biomasse de 22 kW a été installée dans la commune de Pô pour alimenter le centre de santé en électricité. L'électrification de la ville de Pô par suite de l'interconnexion du pays avec le Ghana voisin, a contraint les promoteurs à modifier l'objectif du projet. L'électricité produite devrait être injectée dans réseau national. Mais le coût proposé par la SONABEL, structure en charge du réseau national (55F CFA le kWh) ne permettait pas au projet d'être économiquement viable d'où son arrêt [17]. En 2012, une entreprise Burkinabé, Innovation Solaire et Métallique (ISOMET) avec la contribution de l'organisation Néerlandaise de développement (SNV) a installé à Dakoro au Niger une unité de gazéification pour la production de vapeur servant à traiter les noix de cajou. La même année, l'Institut International d'Ingénierie de l'Eau et de l'Environnement (2iE) installa un gazogène de petite taille pour des besoins de recherche. A Dano, dans la région du Sud-Ouest, au Burkina Faso, la fondation Dreyer conduit une expérience de gazéification de la balle de riz pour alimenter en électricité une cantine scolaire d'environ 2500 élèves depuis 2013. Dans la vallée du kou, à Bama à l'ouest du Burkina Faso, le projet « Gazoriz » qui est un partenariat entre l'organisation Néerlandaise de développement (SNV), la Taïwan et les étuveuses de riz, a installé un gazogène à balle de riz en 2015. Cette unité a fonctionné difficilement et est même à l'arrêt non seulement pour les mêmes raisons que celles citées ci-dessus mais aussi pour ses charges de fonctionnement le rendant moins compétitif par rapport au coût de l'électricité de la SONABEL. Une autre expérience de gazéification a l'arrêt est celle des étuveuses de riz de Bagré mise en place

par l'IRSAT en collaboration avec l'organisation caritative OXFAM Burkina. Les figures I.1 (a) et (b) donnent les gazogènes installés respectivement dans la commune de Pô et à Bama au Burkina Faso.



(a)

(b)

Figure I. 1 : Gazogènes installés au Burkina Faso

(a) : Commune de Pô ; (b) Vallée du Kou Bama

En 2022 au Burkina Faso, un gazogène de 50 kWth, alimenté par la balle de riz et destiné à la production d'électricité pour les petites unités de transformation agro-industrielles a été mis en place dans le cadre du volet 1 du projet PRD-GasCal [49]. Par ailleurs, une autre initiative de production de gaz de synthèse à partir de résidus agricoles et la valorisation de ce gaz par la production d'électricité est conduite par l'Institut de Recherche en Sciences Appliquées et Technologies (IRSAT). Une thèse a été réalisée dans ce cadre et a porté sur à la conception et la production de gaz par gazéification de coques d'anacardes [50]. Toutes ces initiatives donnent à ce jour des résultats prometteurs. Quelques ajustements techniques restent à faire pour améliorer la qualité du gaz produit.

D'autres régions d'Afrique ont également montré un intérêt au développement de la technologie. Muzee et al [51] ont signalé l'installation, en 2006 d'une petite centrale électrique de gazéification de la biomasse à Mukono en Ouganda avec une capacité d'environ 10 kW utilisant de l'eucalyptus comme matière première. En Afrique du sud, Ecofuels une société d'énergie renouvelable a développé à Johannesburg, une centrale électrique de 120 kW fonctionnant avec un gazéificateur

de biomasse [34,41]. Dans des pays comme le Burundi, l'Ouganda et la Tanzanie on retrouve des unités de gazéification à grande échelle pour la production électrique [34]. Une autre expérience concluante est celle du centre Songhai au Bénin. Ce centre de développement communautaire intégré produit de l'électricité par la gazéification du bois. Le potentiel des systèmes de production d'électricité par gazéification de la biomasse dans les pays africains est estimé peu exploité[52]. Le manque d'une main d'œuvre qualifiée et l'absence de mesures politiques favorables au développement des bioénergies sont des limites majeures dans le contexte Africain. La technologie est aussi confrontée d'une manière générale aux effets du syngas sur les performances des moteurs à combustion interne [53,54].

II. Syngas à partir de la biomasse

La biomasse est considérée comme une source d'énergie renouvelable ayant un grand potentiel de contribution aux besoins énergétiques des économies développées et en développement du monde entier [55,56]. Elle représente environ 10 à 14 % de la consommation énergétique mondiale. Dans les zones reculées et rurales du monde, la biomasse représente environ 90 % de l'approvisionnement total en énergie [34]. Il existe plusieurs procédés de valorisation énergétique de la biomasse dont la gazéification qui est une conversion thermochimique. Un combustible solide ou liquide à base de carbone (matière première) est transformé en combustible gazeux par injection en quantité réduite et contrôlée d'un agent oxydant (air, oxygène, dioxyde de carbone, vapeur d'eau ou leur mélange) [57–59]. La composition et le contenu énergétique du combustible gazeux obtenu sont fonction de la technologie et de l'agent oxydant utilisé [60–62]. Le tableau I.1 illustre les modes de gazéification.

Tableau I. 1 : Modes de gazéification [63]

Oxydation partielle à l'air	Le gaz obtenu est de faible pouvoir calorifique (environ 5 MJ/m ³) Il est composé essentiellement de CO, le CO ₂ , le H ₂ , le CH ₄ , le N ₂ , le goudron. Son utilisation peut générer des problèmes notamment dans les turbines à gaz.
Oxydation partielle avec de l'oxygène	Le pouvoir calorifique du gaz obtenu est généralement compris entre 10 et 12 MJ/m ³ . Ses principaux constituants sont CO, CO ₂ , H ₂ , CH ₄ , goudron (pas de N ₂). La qualité du gaz obtenu compense le coût de fourniture et d'utilisation de l'agent oxydant qu'est l'oxygène.
Gazéification à la vapeur (pyrolytique)	Le gaz obtenu est constitué principalement de CO, le CO ₂ , le H ₂ , le CH ₄ , le goudron avec un pouvoir calorifique de 15 à 20 MJ/m ³ . La teneur élevée du méthane dans le gaz explique son pouvoir calorifique maximisé au détriment de sa faible efficacité globale lié à la perte de carbone dans le réacteur. Le gaz produit passe par deux réacteurs. Un réacteur primaire qui produit le gaz et le charbon. Un second réacteur dans lequel a lieu la combustion du charbon pour réchauffer et recirculer le sable.

Le processus de la gazéification de la biomasse passe par quatre étapes thermochimiques séquentielles.

- ❖ Le séchage : Cette phase peut être intégrée ou non au réacteur. La biomasse est portée à des températures comprises entre 100°C et 160°C pour faire évaporer l'eau contenue dans la matière organique.
- ❖ La pyrolyse : la biomasse est portée à haute température (120 à 600°C) en absence d'agent oxydant. Sous l'effet de la chaleur, la biomasse se pyrolyse et produit des matières volatiles CO, CO₂, H₂, CH₄, H₂Ovap et hydrocarbures gazeux appelées « goudrons » ou des huiles vaporisées et des résidus de charbon solide.
- ❖ La combustion ou oxydation partielle : Cette phase se déroule à des températures comprises entre 1200°C et 1500°C. L'agent oxydant injecté oxyde partiellement le charbon solide, les goudrons de pyrolyse et les matières volatiles appelées gaz de pyrolyse.

- ❖ La réduction des gaz d'oxydation : C'est l'étape proprement dite de la gazéification. Elle se déroule à des températures comprises entre 800°C et 1200°C et se caractérise par des réactions thermochimiques complexes qui convertissent le charbon (carbone) et les hydrocarbures résiduels des étapes précédentes en un gaz combustible riche en CO et H₂ appelé « gaz de synthèse » ou « syngas » en anglais.

Lors de la gazéification, ces quatre étapes sont toujours présentes mais leur déroulement et leur configuration spatiale et temporelle peuvent différer selon le mode d'introduction de la biomasse, l'agent gazéifiant et la technologie du réacteur. Elles peuvent avoir lieu dans un même réacteur ou dans des enceintes séparées dans le cas de la gazéification étagée [64]. Peu importe le procédé de gazéification retenu, le processus chimique est sensiblement le même. La figure I.2 donne les différentes étapes de la gazéification dans un gazogène à co-courant lit fixe [64].

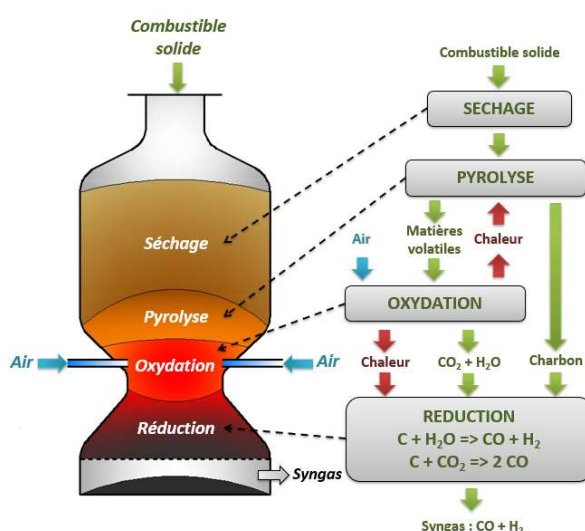


Figure I. 2 : Les différentes étapes de la gazéification dans un gazogène co-courant [64]

La technologie de gazéification de biomasse a principalement concerné les types de biomasses suivantes :

- ❖ Les déchets organiques municipaux, Le gaz produit par la gazéification des déchets, associé à un équipement de chauffage peut remplacer le pétrole ou le charbon pouvant conduire à une économie d'énergie.

- ❖ Les résidus forestiers tels que les arbres morts et les copeaux de bois, le gaz produit est une alternative intéressante aux carburants fossiles et pourrait augmenter la sécurité en carburant.
- ❖ Les résidus agricoles, cette source est d'un intérêt particulier pour le monde rural. Elle pourrait participer à l'amélioration significative des conditions de vie des populations rurales notamment dans les pays en développement à travers un accès aux services énergétiques modernes.

Une autre forme de la gazéification de la biomasse est la gazéification au plasma. Ce procédé de gazéification est réalisé dans un environnement pauvre en oxygène à une température extrêmement élevée (plus de 3000 °C). Cette méthode de gazéification est sans poussière et moins bruyante, sans impact sur l'environnement et adaptée à tout type de biomasse. Le plasma, qui est un gaz ionisé produit par des décharges électriques, joue un rôle majeur dans ce type de gazéification. Le plasma peut chauffer la matière première de biomasse à une température supérieure à 3000° C ou plus. Ainsi, à très haute température, la biomasse est transformée en un gaz combustible en quelques millisecondes [65,66]. Cette forme de gazéification est très peu développée.

La gazéification de différents types de biomasse à n'importe quelle échelle est très prometteuse pour les pays en développement. Elle peut être d'un grand apport en fourniture de chaleur et d'électricité pour les applications domestiques et industrielles de petites tailles, telles que les scieries, les rizeries, les unités d'étuvage de riz et les petites unités de transformation agro-alimentaires. Cette technologie prometteuse peut être appliquée dans les pays en développement en raison de sa flexibilité et de son économie. Cependant elle se heurte à un certain nombre d'obstacles techniques tels que, la température dans les réacteurs de gazéification, le taux d'humidité de la biomasse qui doit être inférieure à 15% et la présence de goudrons [67–69].

III. Valorisation du syngas

Le gaz de synthèse a de nombreuses utilisations qui vont des applications de production de chaleur et ou d'électricité telles que les cycles combinés à gazéification intégrée à une variété de carburants synthétiques. Le mode de valorisation est fonction de la technologie, des conditions

opérateurs et du type de combustible gazéifié car ces derniers influencent la composition des gaz de synthèse. Il peut être utilisé comme produit intermédiaire dans la synthèse d'autres carburants propres tels que le méthanol (CH_3OH), l'ammoniac (NH_3) et l'éther diméthylique (DME) [25,70–72]. De même il sert de produit de base dans la production de carburant de synthèse par le procédé Fischer-Tropsch. Il est aussi utilisé comme combustible direct dans les turbines à gaz et dans les Cycles Combinés à Gazéification Intégrée (CCGI, ou en anglais IGCC : Integrated Gasification Combined Cycle) pour la cogénération de chaleur/électricité. En somme, les nombreuses applications du gaz de synthèse peuvent se résumer comme suit :

- ❖ Production de chaleur et ou d'électricité (cycle combiné à gazéification [73], production d'électricité dans les centrales à charbon [74], centrales de production combinée chaleur et d'électricité [75])
- ❖ Piles à combustible [25,76,77]
- ❖ Production de carburants (carburant gazeux (NH_3 , CH_3OH , DME), carburant liquide pour le transport [78])
- ❖ Directement comme carburant dans les turbines à gaz [25,79,80] et dans les moteurs à combustion interne [66].

III.1. Cycle Combiné à Gazéification Intégrée (CCGI)

La technologie CCGI est un procédé de production d'électricité qui intègre un système de gazéification à une centrale électrique à cycle combiné. Il comprend une unité de gazéification, qui produit le gaz. Le syngas sort du gazéificateur à des températures très élevées. Il est alors refroidi à l'aide d'une chaudière de récupération de chaleur ou d'un processus de trempe directe qui injecte de l'eau dans le gaz brut. Dans ce cas, des épurateurs d'eau sont placés en aval du dispositif de refroidissement. On élimine les particules grâce à des filtres métalliques ou en céramique placés en amont du dispositif de récupération de chaleur. Le syngas est ensuite traité dans un processus de nettoyage « à gaz froid » pour éliminer les composés azotés et soufrés. Un traitement chimique à base d'un lit de charbon actif imprégné de soufre permet d'éliminer les traces des métaux lourds tel que le mercure. Le gaz épuré est dirigé vers la centrale à cycle combiné [81,82]. Le syngas traité est utilisé pour alimenter la turbine à gaz qui génère de l'énergie électrique. La chaleur résiduelle est utilisée pour produire de la vapeur et ainsi générer de l'électricité supplémentaire via

Il est à noter qu'en fonction de la température, de la pression, de la composition du gaz (le rapport H_2/CO) et du type de catalyseur, on peut produire une large gamme d'oléfines, de paraffines et de produits oxygénés tels que les alcools, les aldéhydes, des acides et des cétones en utilisant le procédé FTS en plusieurs étapes [85].

III.3. Carburants gazeux à partir du gaz de synthèse

Le gaz de synthèse est utilisé comme produit intermédiaire dans l'industrie pour la production de carburants gazeux tels que l'hydrogène, le méthane, le gaz naturel synthétique, le biogaz, l'ammoniac, le méthanol [37,86]. En effet, on peut extraire de l'hydrogène du syngas composé principalement de CO et de H_2 . L'hydrogène est un carburant gazeux propre car sa combustion est sans impact négatif sur l'environnement. Aussi, le procédé de « méthanation » permet de reformer du CH_4 à partir du dihydrogène et du monoxyde de carbone ou du dioxyde de carbone qui sont les composants essentiels du syngas. La méthanation se fait selon les réactions suivantes :



Le méthane est le composant principal du gaz naturel et du biogaz. Le syngas est un produit intermédiaire pour la production de carburants gazeux qui peuvent être utilisés comme source de production de chaleur, d'électricité ou encore comme source de cogénération d'électricité et de chaleur.

III.4. Application aux systèmes de pile à combustible

Les piles à combustible sont des dispositifs électrochimiques qui fournissent de l'énergie électrique à partir de la conversion directe de l'énergie chimique d'un combustible. Le principal combustible de ces piles est l'hydrogène. Le syngas riche en hydrogène peut être utilisé comme source d'énergie chimique dans la technologie des piles à combustible haute température de type SOFC (Solid Oxide Fuel Cell). Cette pile est le siège d'une réaction électrochimique à travers un système anode/électrolyte/cathode pour produire de l'électricité. A basse température, le CO du syngas dégrade le catalyseur des piles à combustible. D'une manière générale, la contrainte majeure de l'utilisation du syngas dans les piles à combustibles est le dépôt de carbone sur la

surface du catalyseur. Les composants carbonés du syngas sont à l'origine de ce phénomène entraînant une réduction des performances des piles à combustibles [87].

III.5. Application dans les moteurs

Le syngas à la sortie des gazogènes doit être traité avant toute utilisation dans les moteurs.

III.5.1. Épuration du syngas pour une utilisation dans le moteur

Pour un fonctionnement durable du moteur, le système d'épuration du gaz de synthèse joue un rôle essentiel [88,89]. A la sortie du gazogène, le syngas contient des impuretés (cendres, des matières imbrulées, des matières volatiles condensables etc.). Constitué principalement des gaz CO , CO_2 , et H_2 , le syngas contient également des composés organiques minoritaires CH_4 , C_2H_6 , C_3H_8 ... et des vapeurs des composés inorganiques minoritaires (NH_3 , HCl , HF , HCN , H_2S , COS , métaux alcalins...) provenant de la matière carbonée ou des agents gazéifiant. On y retrouve aussi en quantité plus ou moins importante des composés hydrocarbonés sous forme gazeuse (matières volatiles condensables, CH_4) émanant de l'oxydation incomplète de la matière carbonée dans le cas de la gazéification à basse température (850°C) [90]. Le gaz doit être débarrassé de ses impuretés avant son utilisation dans le moteur. Les particules de carbone et les cendres contenues le gaz sont constituées de composés minéraux dont les propriétés abrasives peuvent être responsables de l'usure des cylindres du moteur. Celles-ci doivent être également éliminées du gaz utilisé comme carburant. Quant aux goudrons, ils se déposent sur les conduits d'admission, segments et sièges de soupape du moteur où il s'en suit une perte d'étanchéité des soupapes ou un blocage du moteur. Aussi, les goudrons aromatiques, précurseurs de suies formées lors de la combustion, doivent être supprimés au maximum avant la combustion du gaz dans le moteur. Plusieurs chercheurs ont indiqué que les moteurs à combustion interne (ICE) sont plus tolérants aux contaminants que les turbines à gaz. En particulier, il est possible d'avoir une teneur en goudron allant jusqu'à $50\text{--}100\text{ mg/Nm}^3$ pour les ICE et inférieure à 5 mg/N m^3 pour les turbines à gaz [90,91]. Le tableau I.2 résume selon Belgiorno et al [92] les types de contaminants contenus dans le syngas et les potentiels problèmes qu'ils peuvent générer.

Tableau I. 2 : Présence de contaminants dans le gaz et problèmes relatifs [92]

Contaminants	Présence	Problèmes
Particules	Provient des cendres, du charbon, des composés de condensation et du matériau du lit pour le réacteur à lit fluidisé	Peuvent causer l'érosion des composants métalliques et la pollution de l'environnement
Métaux alcalins	Vapeur de métaux alcalins (en particulier le sodium et le potassium) présents dans le gaz.	Les métaux alcalins provoquent une corrosion à haute température du métal, en raison du décapage de leur couche d'oxyde protectrice
Azote lié au carburant	Vapeurs de composés inorganiques, des agents de gazéification ou du gaz	Causer des problèmes de pollution par les émissions de NO _x
Soufre et chlore	Vapeurs de composés inorganiques, la biomasse.	Pourrait causer des polluants dangereux et la corrosion acide des métaux
Les goudrons	Huile bitumineuse constituée de mélange complexe d'hydrocarbures oxygénés existant en phase vapeur dans le syngas	Peuvent obstruer les filtres et les vannes et provoquer la corrosion métallique

Il existe plusieurs systèmes physico-chimiques d'épuration des impuretés (les particules et les goudrons principalement) du syngas produit par la gazéification de la biomasse. En fonction de l'application, les technologies d'épuration des gaz sont commodément classées en fonction de la plage de température du procédé : nettoyage à froid ($< 25^{\circ}\text{C}$), nettoyage des goudrons en phase gazeuse (300°C), nettoyage à chaud ($> 300^{\circ}\text{C}$) [93,94]. La technologie d'épuration à chaud se base sur des principes physiques : Séparation inertielle, filtration à barrière et interaction électrostatique. Elle permet l'élimination des particules et des goudrons dans le but de minimiser l'entretien des équipements de combustion du syngas et les rejets polluants [93,95]. Le nettoyage à froid s'effectue à la température ambiante en utilisant l'eau comme agent de « lavage humide ». Le lavage par voie humide est relativement simple et efficace. Il se base sur les principes de fonctionnement : laveurs à pulvérisation, laveurs dynamiques par voie humide, laveurs à pulvérisation cyclonique, laveurs à impacteur, et laveurs à venturi [96]. Les épurateurs humides sont également efficaces pour absorber les contaminants gazeux solubles dans l'eau. Les épurateurs dynamiques par voie humide et les épurateurs cycloniques ont des efficacités d'élimination légèrement supérieures à celles des épurateurs par pulvérisation, jusqu'à 95 % pour les PM₅ et 60 % à 75 % pour les particules [94].

III.5.2. Syngas : carburant gazeux dans les moteurs.

Le syngas est un combustible gazeux qui peut être utilisé comme carburant dans les moteurs à gaz modifiés (turbines à gaz), les moteurs à essence, les moteurs diesel et dans les moteurs diesel dual fuel. Les moteurs à gaz sont utilisés dans le transport et pour la production d'électricité dans les applications stationnaires (centrale électrique, groupe électrogène). Ces moteurs sont conçus pour fonctionner avec du gaz naturel. L'utilisation d'un gaz de faible PCI réduit légèrement leurs performances. Un combustible de faible pouvoir calorifique nécessitera un plus grand débit de carburant afin de maintenir constante la puissance du moteur. Le débit d'air ou du carburant doit être ajusté en fonction du ratio air/carburant désiré. De nombreuses études ont été réalisées sur les stratégies d'alimentation en syngas des turbines à gaz [97–100]. Des défis tels que la corrosion des composantes du moteur, l'encrassement, la gestion et le contrôle des systèmes d'injection, les risques accrus d'explosion doivent être surmontés.

Les moteurs à allumage commandé (où la combustion est initiée par une bougie) sont généralement adaptés à l'utilisation de carburants gazeux (gaz naturel, biogaz...) ou liquides légers (essence) [101]. L'alimentation de ces moteurs au syngas nécessite très peu de modifications. Ils ont même l'avantage de pouvoir fonctionner uniquement au syngas. Cela permet de se passer de l'utilisation des carburants fossiles. Ces raisons doublées des considérations environnementales justifient les nombreux travaux de recherche portant sur l'utilisation du syngas dans le moteur à allumage commandé [101–106]. Ces études rapportent une réduction du rendement thermique de 10 à 20% par comparaison au fonctionnement du moteur à l'essence ou au gaz naturel. La réduction du rendement thermique conduit à des baisses de puissance du moteur. En outre, la faible valeur du taux de compression de ces moteurs est une contrainte majeure à l'utilisation du syngas dans ces moteurs.

Dans la littérature, il existe de nombreuses études sur l'utilisation du syngas dans le moteur diesel. Il est utilisé en tant que carburant gazeux dans les moteurs diesel qui occupe une place de choix dans la chaîne du transport et de la production d'électricité. Selon Escobar et al. [107], les combustibles fossiles représentent environ 80% de l'énergie primaire mondiale, dont près de 50 % sont associés au secteur des transports, reposant principalement sur les moteurs diesel. La technologie de combustion du syngas dans le moteur diesel, est considérée comme une alternative

à la fois aux crises énergétiques et aux questions de pollution environnementale. Elle est même très prometteuse en termes d'augmentation de l'offre d'électricité surtout dans les zones rurales. Le syngas est un carburant gazeux dont les propriétés physico-chimiques sont différentes de celles du diesel, un carburant liquide. Le moteur diesel doit alors subir certaines modifications surtout dans le système d'admission pour pouvoir fonctionner au syngas en mode dual fuel syngas-diesel. Quelques composants supplémentaires tels que le mélangeur de gaz, le clapet anti-retour, le régulateur de pression, etc... doivent être incorporés dans la configuration du moteur diesel pour son fonctionnement en mode dual fuel [108]. Le défi majeur consiste à remplacer la plus grande quantité du carburant diesel par le syngas tout en conservant de bonnes performances et de faibles émissions polluantes. Les avancées récentes des moteurs à combustion interne, avec un rendement global allant jusqu'à 41% [109] et l'atténuation des émissions polluantes principalement SO_2 et NO_x [110] par l'utilisation du syngas dans les moteurs pourraient être d'un apport significatif dans la fourniture de l'énergie aux zones périphériques non connectées à un réseau électrique.

IV. Combustion du syngas dans le moteur diesel

Les taux de compression élevés des moteurs diesel les rendent plus indiqués pour la combustion du syngas. Cependant, l'auto-allumage du syngas reste difficile à réaliser dans le moteur diesel. La stratégie utilisée consiste à injecter une petite quantité de carburant diesel conventionnel appelé carburant pilote dont l'auto-inflammation initie la combustion du syngas. Un carburant de faible pouvoir calorifique nécessite un plus grand débit de carburant afin de minimiser les pertes de puissance. L'ajustement du débit de carburant affecte le ratio air/carburant. Ainsi le mélange combustible air/syngas introduit dans le cylindre est un mélange pauvre dont la combustion est fortement influencée par les propriétés physico-chimiques du syngas [111].

IV.1. Propriétés physico-chimiques pertinentes pour les moteurs

IV.1.1. Variabilité de la composition du syngas et contenu énergétique

Le dihydrogène (H_2), le monoxyde de carbone (CO) et dans une moindre mesure le méthane (CH_4) sont les principales espèces chimiques qui composent le syngas. Il peut contenir aussi du sulfure d'hydrogène (H_2S), du sulfure de carbone (COS), de l'ammoniac (NH_3), de cyanure d'hydrogène (HCN), du chlorure d'hydrogène (HCl) et des traces de mercure, d'arsenic et d'autres

métaux lourds selon l'alimentation du gazogène. Le gaz est dilué avec environ 50% de gaz inertes, tels que N_2 , H_2O et CO_2 , dont les fractions volumiques dépendent de l'agent gazéifiant utilisé [28,112]. La nature de la biomasse, le type de gazéificateur et le choix de l'agent de gazéification ont une incidence significative sur la composition du gaz et ainsi que son contenu énergétique. Lorsque l'air est l'agent de gazéification, le gaz obtenu est appelé gaz de production. Le gaz est appelé gaz de synthèse ou syngas lorsque l'agent utilisé est la vapeur ou l'oxygène [113]. Dans le présent document, le terme syngas sera utilisé pour désigner le gaz obtenu de la gazéification de la biomasse. Les compositions typiques des syngas et leur contenu énergétique sont illustrés dans le tableau I.3.

Tableau I. 3 : Compositions typiques et PCI du gaz de gazogène [28]

Gaz	Espèce (vol.%)					PCI (MJ/Nm ³)
	H ₂	CO	CH ₄	CO ₂	N ₂	
Gaz de production	13–19	18–22	1–5	9–12	45–55	4-7
Gaz de synthèse	25–30	30–60	0–5	5–15	25–30	10-18

Une teneur en espèces chimiques inertes élevée dans le gaz conduit à une faible densité énergétique du syngas et limite la cinétique de la combustion. Cela entraîne une relative réduction des performances du moteur fonctionnant avec le syngas comme carburant principal. La faible valeur du PCI du gaz conduit à la diminution du rendement volumétrique du moteur qui explique la relative perte de la puissance du moteur par comparaison aux carburants fossiles standards [28,114,115]. Azimov *et al.* [116] ont montré que la teneur en H_2 et en CO du syngas affecte les performances et les émissions du moteur. Une augmentation de la teneur en H_2 entraîne une diminution des émissions de CO et des hydrocarbure imbrulés (HC) mais augmente les émissions de NOx. Ils soutiennent qu'une augmentation la teneur en CO_2 du syngas entraîne une réduction des émissions de NOx.

Sahoo *et al.* [117] ont utilisé un moteur diesel à injection directe monocylindre à vitesse constante fonctionnant en dual fuel au syngas-diesel en faisant varier la teneur en H_2 et CO du gaz sous différents niveaux de charges du moteur. Ils ont observé qu'à 80% de charge, le rendement le rendement du moteur évoluait avec l'augmentation de la teneur en H_2 du syngas. Aux faibles

charges (20% et 40%), le fonctionnement du moteur en mode dual fuel avec le syngas a entraîné de mauvaises performances, avec des niveaux d'émission élevés. Le délai d'allumage en mode dual fuel est plus long avec le syngas à teneur élevée en dihydrogène [117]. La composition du syngas a un impact significatif sur la vitesse de flamme, un paramètre qui renseigne sur la combustion (cinétique, diffusivité, et la réactivité du mélange combustible) dans le cylindre. Ainsi, les références [28,118–125] se sont intéressées à l'influence de la composition du gaz de synthèse sur la vitesse de flamme laminaire. Ils ont établi que ce paramètre dépend fortement de la composition du gaz (rapport H_2/CO), de la pression et de la température du mélange. Ils ont fait le constat que la vitesse de flamme laminaire augmente avec la fraction de H_2 dans le gaz. La figure I.4 donne selon Kishore [118], l'illustration de la variation la vitesse de flamme laminaire en fonction des fractions volumiques H_2 et CO et du rapport d'équivalence à 1 bar et 300 K, sans teneur en CH_4 (a) et avec 12% de CH_4 (b).

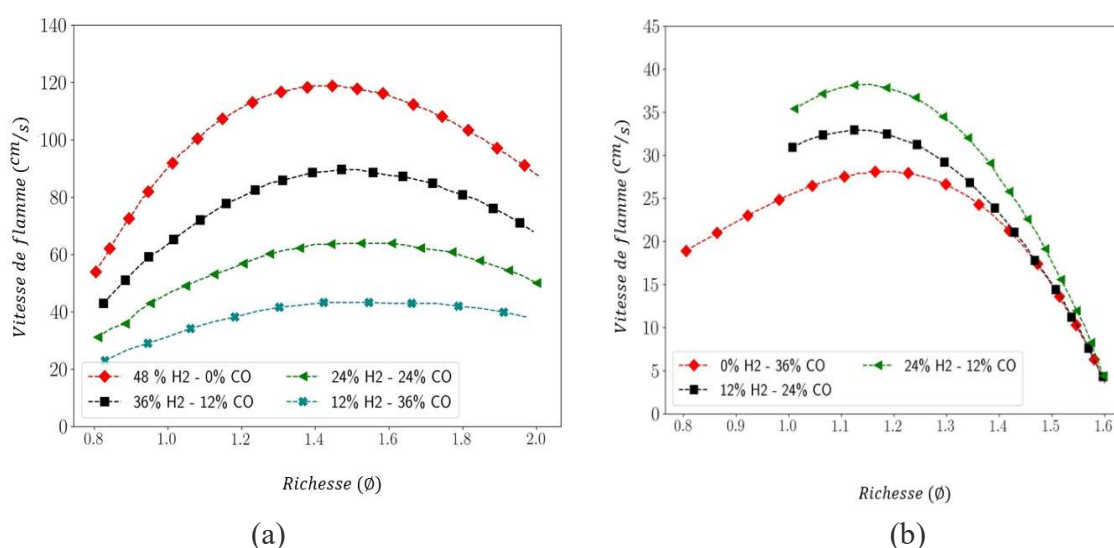


Figure I. 4 : Vitesse de la flamme laminaire du gaz de synthèse en fonction du rapport d'équivalence avec différentes composition chimique (0% CH_4 (a) et 12% CH_4 (b))[118]

La vitesse de flamme après avoir atteint sa valeur maximale pour des richesses de 1,4 à 1,6, elle décroît et plus fortement en présence de CH_4 . Ce qui réduit le domaine d'inflammabilité. La variabilité de la composition du syngas, la présence des espèces chimiques inertes et le méthane,

tendent à réduire considérablement la vitesse de flamme laminaire des mélanges gaz de synthèse-air ainsi que le domaine d'inflammabilité [28].

IV.1.2. Limites d'inflammabilité

En dual fuel, l'inflammation du mélange gazeux est initiée par la combustion du combustible pilote. Le développement et la propagation de la flamme à travers le mélange air-combustible primaire restent possible si ce dernier est dans les limites d'inflammabilité [126].

Les limites d'inflammabilité ou limites d'explosivité d'un gaz ou d'une vapeur combustible sont les concentrations limites du gaz dans l'air qui permettent que celui-ci s'enflamme et éventuellement explose. L'intervalle d'explosivité est caractérisé par la limite inférieure d'explosivité (LIE) et la limite supérieure d'explosivité (LSE). Sous la LIE le mélange est trop pauvre en combustible pour amorcer une réaction. Au-dessus de la LSE c'est le comburant qui manque. Le gaz de synthèse se caractérise par une large plage d'inflammabilité lié à la présence de l'hydrogène. Cette propriété est particulièrement utile pour les applications moteurs surtout pour les moteurs à taux de compression élevé [28]. En effet, sa large plage d'inflammabilité permet de le brûler avec de faibles richesses dans les moteurs loin des conditions stœchiométriques. Les travaux de Kutcha [127] et Fossum [128] sur la limite d'inflammabilité du syngas en fonction des concentrations, de la pression et de la température, ont mis en évidence que la plage d'inflammabilité du gaz de synthèse est plus large que celle du gaz naturel et de l'essence. Li *et al.* [129] ont montré que la limite d'inflammabilité des mélanges pauvres air-syngas semble insensible à la teneur en gaz inertes (N_2 et CO_2) jusqu'à un certain niveau de dilution, même si cette teneur critique diminue lorsque le dioxyde de carbone est le diluant dominant.

IV.2. Combustion du syngas et formation de polluants

L'utilisation du syngas dans les moteurs n'est pas seulement une alternative à l'épuisement des sources d'énergie fossile, mais elle est aussi une, des réponses aux problèmes des polluants environnementaux générés par les moteurs. Il est bien connu que la combustion des carburants fossiles dans les moteurs représente une part importante du problème complexe de la pollution atmosphérique. La contribution des véhicules à moteur à la pollution atmosphérique a été estimée entre 4 et 40% par les références [130,131]. En outre, le dioxyde de carbone (CO_2), principal gaz

à effet de serre est produit majoritairement par la combustion des carburants fossiles comme dans les moteurs. Les émissions polluantes de la combustion des carburants fossiles suscitent d'énormes inquiétudes pour la société dans son ensemble, en raison de leur contribution au réchauffement de la planète, une des causes des changements climatiques. De nombreux chercheurs se sont intéressés à la réduction de l'impact environnemental des technologies utilisant des carburants alternatifs. L'une des technologies pour réduire les émissions polluantes des moteurs à combustion interne est l'utilisation du syngas. Les systèmes d'épuration du syngas avant son utilisation dans le moteur à combustion interne, peut éliminer les polluants comme les halogènes, les métaux, les composés soufrés, les cendres volantes et autres polluants indésirables, réduisant les effets du gaz sur l'environnement [132]. Des températures élevées favorisent une combustion complète et réduisent les émissions de matières volatiles organiques, formées principalement à partir de fractions mineures d'hydrocarbures dans le syngas [132]. La présence de l'hydrogène et du monoxyde de carbone dans le syngas ainsi que les conditions de combustion (richesses du mélange, température d'admission, etc.) entraînent une température de combustion facilitant la formation thermique de NO et de NO₂. Les émissions les plus importantes des moteurs fonctionnant au syngas se limitent aux oxydes d'azote et de carbone [133].

IV.2.1. Dioxyde de carbone

Dans le moteur diesel, l'utilisation du syngas a tendance à réduire les concentrations de CO₂ dans les gaz d'échappement comparativement au fonctionnement du moteur au diesel conventionnel [28,134,135]. Hassan *et al.* [135] ont combiné l'utilisation d'un compresseur avec des avances d'injection plus élevées. Ils ont obtenu une réduction remarquable des émissions de CO₂. Olanrewaju *et al.* [136] ont estimé que l'utilisation du syngas dans le moteur diesel avec un taux de substitution du diesel de 45% en énergie peut réduire les émissions de CO₂ d'environ 0,26 million de tonnes par an dans un pays en développement comme le Nigéria. Le syngas obtenu de la gazéification de la biomasse est une ressource renouvelable. Sa combustion directe ne bouleverse pas le cycle du carbone.

IV.2.2. Monoxyde de carbone

Le monoxyde de carbone (CO) est un produit de combustion incomplète, qui s'oxydera en CO₂ en réagissant avec l'oxygène lorsque les conditions de température sont suffisantes. En raison de la présence de CO dans le syngas, le fonctionnement du moteur syngas-diesel entraîne des augmentations significatives des émissions de CO lié au imbrulés de monoxyde de carbone du syngas [108]. Azimov et al [116] expliquent également les niveaux élevés des émissions de CO lors de la combustion du syngas par une mauvaise combustion du gaz. Ils attribuent cette mauvaise à la présence du CO en quantité dans le syngas. Parikh et al [137] et Uma et al [138] ont obtenu des concentrations CO plus élevées dans les émissions du moteur dual fuel syngas-diesel comparativement à celles du moteur diesel conventionnel. Ces émissions étaient encore plus importantes lorsque le moteur tournait à charges partielles. Ils attribuent ces niveaux élevés de CO en mode dual fuel à une combinaison de facteurs tels que le faible pouvoir calorifique du gaz, les faibles températures de flamme adiabatique et les faibles valeurs de la pression effective moyenne. Sombatwong et al [139] ont trouvé également des émissions de CO plus élevées en mode dual fuel sur l'ensemble des conditions de fonctionnement du moteur dual fuel. Ces émissions ont diminué avec la quantité de carburant pilote lié à l'amélioration du processus de combustion. D'autres études [22,23,28,140] ont indiqué que la faible densité de la charge admise dans le cylindre est à l'origine du manque d'oxygène. Cette faible concentration en oxygène de la charge est la principale cause des niveaux élevés des émissions de CO détectées dans les moteurs dual fuel syngas-diesel.

IV.2.3. Oxydes d'azote (NOx)

Parmi les émissions du moteur, les NOx sont considérés comme le principal gaz responsable de l'acidification des écosystèmes. Les NOx regroupent deux gaz qui contiennent l'azote dans leur composition : le monoxyde d'azote NO et le dioxyde d'azote NO₂. Lors de la combustion, la formation de NO se fait selon trois mécanismes chimiques complexes : le mécanisme thermique ou le mécanisme de Zeldovich, le mécanisme précoce ou le mécanisme de Fenimore et le mécanisme intermédiaire N₂O (significatif dans les cas de fonctionnement des moteurs avec des mélanges pauvres ou en régime de température modérée) [141–145]

Dans les moteurs à allumage par compression, les principales raisons de la formation des oxydes d'azote sont la disponibilité de l'oxygène et une température suffisante [22]. Bien que les conditions de température soient favorables dans le moteur diesel, plusieurs auteurs attestent que les émissions de NOx sont fortement réduites sur toutes les charges du moteur lors de son fonctionnement au syngas-diesel [140,146,147]. Sahoo et al [30] ont alimenté un moteur diesel de 5,2 kW tournant à 1500tr/min, avec un syngas modèle composé d'hydrogène et de monoxyde de carbone. En faisant varier le rapport H_2/CO , les concentrations de NOx étaient réduites pour toutes les charges. Aux faibles charges (20% et 40%), les émissions de NOx étaient les plus faibles pour tous les cas de fonctionnement du moteur au syngas. Cela est dû à une mauvaise combustion des carburants gazeux dans le moteur fonctionnant à charge partielle, entraînant une diminution de la pression et de la température de combustion. Les émissions de NOx les plus élevées ont été observées pour le syngas 100 % H_2 suivi de 75 et 50 %. Les auteurs expliquent ces résultats par l'augmentation de la pression et de la température de combustion avec la teneur en hydrogène. De même, selon Kevin *et al.* [132], l'hydrogène et le monoxyde de carbone dans les gaz de synthèse entraînent une température de combustion élevée qui facilite la formation du NO thermique et du NO₂. En outre, Guo *et al.* [140] affirment que la teneur en composants inertes du syngas affecte de manière significative les émissions de NOx du moteur à combustion interne fonctionnant au syngas-diesel. Les travaux de Rabello *et al.* [147] ont montré que le CO₂ présent dans le syngas, joue un rôle important dans la réduction des émissions de NOx dans le moteur à allumage par compression en mode dual fuel syngas-diesel. Mais une trop grande quantité de CO₂ dans le gaz de synthèse peut conduire à une mauvaise efficacité de la combustion nécessitant ainsi une plus grande quantité de carburant pilote afin d'assurer un fonctionnement stable du moteur.

La littérature fournit de nombreux éléments sur la réduction des émissions de NOx par la technologie du moteur syngas-diesel mais ces émissions restent tout de même élevées lorsque le moteur fonctionne à faibles charges.

V. Performances des moteurs diesel fonctionnant au syngas-diesel

Dans l'optique d'améliorer le fonctionnement des moteurs diesel alimentés au syngas, d'importantes études ont été menées sur ses performances. Les références [108,138,148–153] se sont intéressées aux paramètres tels que la puissance du moteur, le couple, le rendement, la baisse

de puissance, les émissions, la température des gaz d'échappement et la tendance au cliquetis, en tenant compte de l'influence de l'équivalence air/carburant et du taux de compression. Ainsi Sahoo *et al.* [154] ont montré que la stratégie consistant à initier la combustion du syngas par l'auto-inflammation du carburant diesel conventionnel (carburant pilote) permet d'obtenir un rendement comparable au fonctionnement du moteur en mode diesel. Le défi majeur consiste à remplacer la plus grande quantité du carburant diesel par le gaz de synthèse tout en conservant de bonnes performances et de faibles émissions. Des taux de substitution du diesel allant de 30 à 90% sont donnés dans la littérature avec des niveaux de baisse de puissance dépendant de la composition du gaz de synthèse, du régime de combustion spécifique et du calage de l'injection [28]. La variabilité de la composition volumique du syngas est un facteur qui impacte sa combustion dans le moteur. Pour cerner ce problème, plusieurs études se sont focalisées sur les effets de la composition du syngas sur les performances du moteur à combustion interne. Sahoo *et al.* [30] ont étudié l'effet du rapport H_2/CO sur les performances d'un moteur diesel monocylindre à injection directe tournant à vitesse constante de 1500tr/min. Ils ont indiqué qu'une augmentation de la teneur en H_2 permettait non seulement des niveaux de substitution du diesel élevés mais aussi augmentait le rendement thermique et les émissions de NO_x . D'autres auteurs ont fait le même constat [116,155]. Les effets de la teneur en CO_2 et en CH_4 du syngas ont été étudiés par plusieurs auteurs. Les chercheurs, Rabello *et al.* [147], Xiang *et al.* [156], et Halter *et al.* [157] ont montré que l'ajout de CO_2 au syngas retarde le début de la combustion et allonge sa durée. Et l'ajout de CH_4 avance le début de la combustion et diminue sa durée.

Le syngas, carburant gazeux dans le moteur diesel dual fuel, a montré des performances comparables à celles du diesel à charge élevée [117,140,155]. Mais il existe plusieurs problèmes associés aux performances des moteurs à allumage par compression fonctionnant en mode dual fuel à charges partielles (inférieure à 50%). A faibles charges, le fonctionnement du moteur dual fuel a tendance à présenter un mauvais rendement thermique, un délai d'allumage long, une consommation de carburant et des émissions plus élevées qui sont attribuées à la faible capacité d'inflammation du carburant gazeux [105,158]. L'utilisation du syngas dans le moteur diesel est donc confrontée à un problème de performance. La faible densité énergétique du gaz et la variabilité de sa composition provoquent une instabilité de la combustion rendant problématique

la gestion de l'alimentation du moteur en carburant. Cela entraîne des réductions de performances du moteur syngas-diesel comparativement à celles fonctionnement du moteur au diesel conventionnel. Ces difficultés sont encore plus remarquables dans les conditions de fonctionnement du moteur à charges partielles et particulièrement à faibles charges.

Conclusion

Ce chapitre a retracé l'évolution de l'utilisation du gaz de synthèse depuis son apparition à nos jours et les étapes importantes de la gazéification de la biomasse. Le syngas obtenu de la gazéification de la biomasse a une composition fortement dépendante du type de gazogène, de la nature de la biomasse et de l'agent de gazéification utilisés. En dépit de la faible valeur de son contenu énergétique, le syngas a de nombreux domaines d'application pour répondre aux besoins énergétiques. Il est utilisé comme matière première dans la synthèse de certains carburants liquides et aussi dans la fabrication des piles à combustible. Il est également utilisé dans les centrales de production combinée de chaleur et d'électricité. C'est aussi un carburant pour les moteurs. Dans le moteur à gaz ou les turbines à gaz, il est utilisé directement après avoir été épuré des goudrons, de la vapeur d'eau, des particules et d'autres impuretés. Il est généralement mélangé à l'air avant son arrivée au collecteur d'admission du moteur. Ce mode d'admission du gaz dans le cylindre le rend plus adapté au moteur à allumage commandé. Mais le faible taux de compression de ce moteur et la mauvaise qualité d'allumage du syngas sont des limites. En dépit des valeurs élevées du taux de compression des moteurs diesel, l'auto-inflammation du syngas reste difficile. Une des stratégies d'utilisation du gaz dans le moteur à allumage par compression, est le fonctionnement du moteur en mode dual fuel. L'inflammation d'une petite quantité du carburant diesel permet d'initier la combustion du mélange syngas-air admis dans le cylindre. Le moteur diesel en mode dual fuel syngas-diesel est confronté à un problème de performance surtout dans les conditions de fonctionnement à charges partielles. Le chapitre suivant est dédié à la technologie dual-fuel.

CHAPITRE II : LE DUAL FUEL : UNE TECHNOLOGIE DE VALORISATION DU SYNGAS

Introduction

Le dual fuel désigne le fonctionnement simultané des moteurs à combustion interne avec un carburant pilote liquide et un carburant principal gazeux. La technologie permet la valorisation des combustibles alternatifs renouvelables gazeux. Ce chapitre s'intéresse au développement de la technologie dual fuel, au principe de fonctionnement du moteur dual fuel et aux modifications des moteurs à combustion interne pour fonctionner en dual fuel. Il présente une revue de la littérature sur la combustion dans le moteur dual fuel et particulièrement sur la combustion du syngas dans un moteur diesel fonctionnant en mode dual fuel syngas-diesel. Le chapitre se termine par une synthèse des modèles numériques utilisés pour l'analyse et la prédiction des performances des moteurs dual fuel.

I. Moteur dual fuel et son évolution

I.1. Evolution de la technologie dual fuel

Le dual fuel est le fonctionnement simultané du moteur à combustion interne avec deux carburants : un carburant liquide dont la combustion permet de déclencher la combustion du carburant gazeux. La technologie dual fuel a fait son apparition peu après le développement des moteurs à combustion interne. L'idée d'ajouter un second carburant au mélange air-carburant est apparue avec Rudolf Diesel en 1897. Il a obtenu un brevet américain sur la mise en œuvre de la stratégie de la combustion dual fuel en 1901 [159]. Il affirme que si l'on injecte un second carburant dans un mélange air carburant comprimé en dessous de son point d'auto inflammation mais au-

dessus de celui du second carburant, ce second carburant s'enflamme et initie la combustion de l'entière du mélange [159]. Il a introduit les premières tentatives d'enflammer un carburant moins réactif (gaz) par un second carburant plus réactif (diesel) dans un moteur 4 temps. Les premières expériences ont été réalisées par Cave en 1929 et Helmor Stokes en 1930. En introduisant de l'hydrogène dans un moteur diesel, ils ont réduit la consommation de diesel jusqu'à 20 % [160].

A cette époque, le moteur dual fuel n'était pas commercialisé en raison de sa complexité mécanique et de son fonctionnement irrégulier causé par l'auto-allumage et le cognement à des taux de compression relativement faibles. C'est en 1939 que la première application du moteur dual fuel alimenté au gaz de ville a été commercialisée par la "National Gas and Oil Engine Co.", en Grande Bretagne [154]. La technologie a surtout été utilisée sur les applications stationnaires pour la production d'électricité à faible coût.

Durant la seconde guerre mondiale, la pénurie de carburant liquide (diesel) a poussé les scientifiques des Etats Unis, de Grande-Bretagne, d'Allemagne et d'Italie à accorder plus d'attention à l'application des moteurs dual fuel dans les domaines civils et militaires. Certains véhicules équipés de moteurs diesel ont été convertis avec succès au fonctionnement dual fuel [160]. Plusieurs types de carburant gazeux ont été utilisés pour réduire la consommation de diesel [161]. Après la seconde guerre mondiale, les préoccupations économiques et environnementales ont favorisé le développement des moteurs dual fuel. En plus du domaine des moteurs stationnaires, la technologie s'est étendue au domaine des transports aussi bien maritimes que routiers [154]. En 1949, l'ingénieur Crooks de la "Cooper-Bessemer Corporation", a présenté un moteur dual fuel comme étant le plus efficace en son temps avec un rendement thermique de 40 % à pleine charge [162]. Depuis cette époque, le moteur dual fuel, bien que son fonctionnement ne soit pas suffisamment optimisé, a beaucoup été utilisé dans les applications stationnaires pour la production décentralisée de l'électricité. Le développement du réseau électrique dans de nombreux pays d'occident a rendu beaucoup moins courante l'utilisation de la technologie dual fuel. Avec les récentes incertitudes croissantes relatives à l'approvisionnement en carburants fossiles et les considérations économiques et environnementales, l'optimisation du moteur dual fuel connaît un regain d'intérêt. Ainsi, plusieurs chercheurs s'intéressent tant à l'optimisation de la technologie dual fuel qu'à la diversification des carburants gazeux utilisés. La technologie est d'un intérêt

particulier pour les pays d'Afrique subsahariens qui souffrent d'un faible taux d'électrification, surtout en zone rurale.

I.2. Principe de fonctionnement du moteur dual fuel

Le moteur dual fuel est un moteur à combustion interne qui fonctionne de manière simultanée avec deux carburants : un carburant gazeux appelé combustible primaire ou carburant principal qui remplace progressivement le carburant liquide dit combustible secondaire ou carburant pilote. La combustion du carburant pilote initie celle du carburant gazeux. La figure II.1 illustre l'initiation de la combustion du combustible primaire

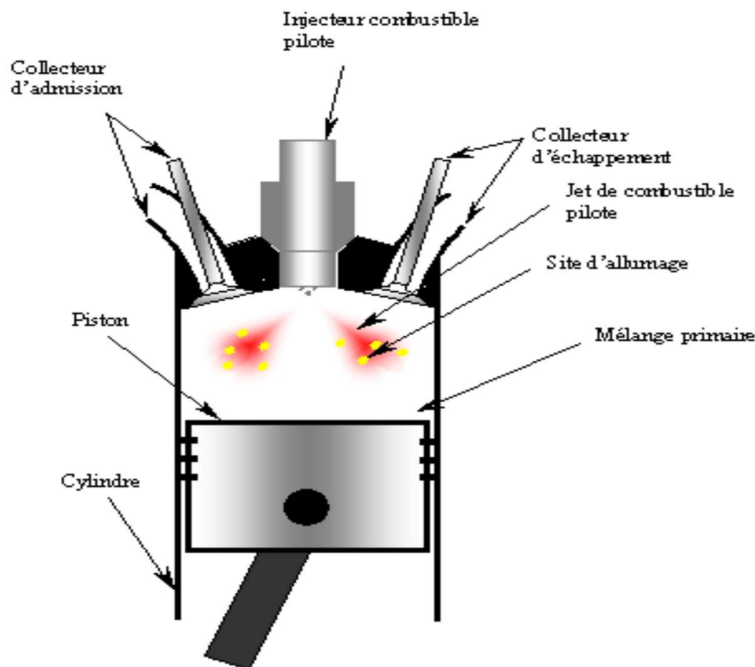


Figure II. 1 : Initiation de la combustion du mélange primaire [163]

Le combustible primaire peut être introduit dans le cylindre de manière directe ou indirecte. L'injection directe du gaz dans le cylindre nécessite l'utilisation d'un système d'injection particulier. Cette technique est peu utilisée car elle est lourde. L'injection indirecte du gaz apparaît plus simple à implémenter, et assure un mélange plus homogène entre le gaz et l'air [164]. Elle consiste à introduire le combustible gazeux par le collecteur d'admission du moteur. Le mélange air-gaz est ensuite aspiré dans le cylindre avec un rapport air-carburant plus élevé [164]. Dans le moteur à allumage commandé, l'étincelle produite par la bougie provoque l'inflammation du

mélange air-carburant. Dans le moteur diesel, une petite quantité du carburant diesel est injecté vers la fin de la course de compression. Le diesel s'auto-enflamme et allume le mélange gazeux. Les propriétés des carburants gazeux sont proches de celles de l'essence, la substitution partielle ou complète de l'essence est mieux maîtrisée que celle du diesel. De ce fait, les performances des moteurs à essence fonctionnant avec le gaz sont mieux connues. Cependant, les moteurs les plus utilisés en dual fuel sont les moteurs diesel. Ils donnent un rendement plus intéressant lié à leur taux de compression plus élevés.

Les recherches et les études sont donc plus orientées vers la substitution partielle du diesel par le gaz car de nombreux défis restent encore à relever.

I.3. Du moteur à combustion interne conventionnel au moteur dual-fuel

I.3.1. Moteurs à combustion interne

Les moteurs à combustion interne sont des moteurs thermiques qui délivrent de l'énergie mécanique à partir de la chaleur produite par la combustion d'un carburant (essence, gazole, kérosène, hydrogène...). Parmi les moteurs à combustion interne, nous pouvons identifier deux catégories de moteur : les turbines et les moteurs à piston. Il existe deux grandes familles de moteur à piston : le moteur Diesel ou moteur à compression et le moteur à allumage commandé ou moteur à explosion. Le moteur Diesel, inventé par Rudolf Diesel, fonctionne avec du gazole ou de l'huile lourde comme carburant. Ce moteur est utilisé pour la propulsion des automobiles, des camions, des bus, des navires, ainsi que dans les générateurs électriques. Le moteur à allumage commandé, conçu par le technicien allemand Nikolaus Otto, est le moteur classique à essence. Il fonctionne suivant un principe différent du moteur diesel. Il est utilisé pour la propulsion des automobiles, des avions et aussi comme générateur électrique pour combustibles gazeux. Le moteur Otto et le moteur Diesel existent en deux temps ou quatre temps. Selon le type d'injection et de chambre de combustion, les moteurs diesel sont classés en deux grandes familles :

- ❖ Les moteurs à injection directe, le combustible est directement pulvérisé dans la chambre principale du cylindre.

- ❖ Les moteurs à injection indirecte, la chambre de combustion est divisée. Le combustible est pulvérisé dans une chambre auxiliaire où s'initie la combustion, avant de se propager dans la chambre principale du cylindre.

I.3.2. Adaptation du moteur à combustion interne en moteur dual fuel

Les carburants gazeux ont des propriétés physiques et carburants différentes de celles des carburants liquides utilisés dans les moteurs à combustion interne. Pour fonctionner en mode dual fuel avec les combustibles gazeux, les moteurs à combustion interne doivent être adaptés. Les modifications doivent tenir compte du type de moteur. Le moteur à allumage commandé ou moteur à essence est conçu pour fonctionner avec un mélange air-carburant dont la combustion est initiée par des étincelles produites par une bougie. La modification de ce type de moteur est relativement facile. Elle consiste à modifier l'alimentation en air du moteur. Le carburateur est remplacé par un mélangeur gaz-air. La variation de l'alimentation en mélange gaz-air permet de contrôler le moteur. La conversion du moteur à allumage commandé en dual fuel provoque une baisse de puissance de 15 à 20%, attribuée à une diminution du remplissage du cylindre en raison de la présence du carburant gazeux et aussi à la diminution de la vitesse de la combustion du mélange air-gaz par rapport à celle du mélange air-essence [154,165]. La perte de puissance est plus remarquable aux faibles charges et moins importante à pleine charge. Pour minimiser la perte de puissance, on utilise en général l'avancement du calage de l'allumage et l'utilisation du taux de compression le plus élevé possible [165]. Le taux de compression élevé des moteurs à allumage par compression rend les moteurs diesel plus adaptés à être utilisés en mode dual fuel. Le système d'injection du carburant diesel fournit une quantité réduite de gazole dont l'inflammation amorce la combustion du carburant gazeux. La modification concerne également l'alimentation en air du moteur. L'injection du gaz dans le cylindre en substitution au diesel peut être faite de façon directe ou indirecte [166]. La figure II 2 illustre les deux modes d'injection. L'injection directe du gaz nécessite l'utilisation d'un système d'injection particulier. L'injection indirecte du gaz apparaît plus simple à implémenter, et assure un mélange plus homogène entre le gaz et l'air. Le carburant gazeux est mélangé à l'air avant son arrivée dans le collecteur d'admission [167–170].

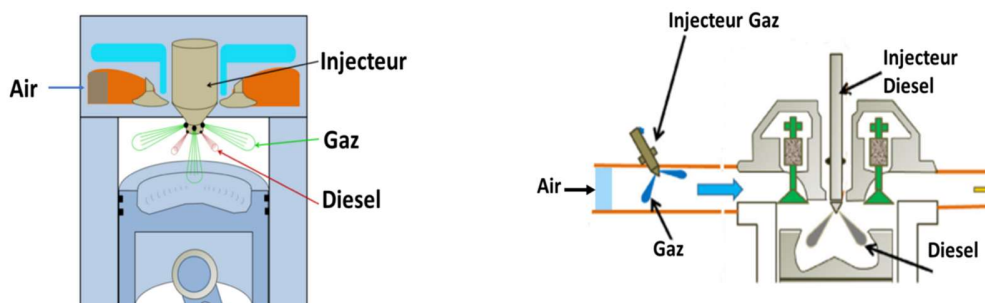
(a) *Injection directe*(b) *Injection Indirecte*

Figure II. 2 : Modes d'injection du gaz : (a): Injection directe ; (b): injection indirecte [171,172]

Les composants supplémentaires tels que le mélangeur de gaz, le clapet anti-retour, le régulateur de pression etc... doivent être incorporés dans la configuration du moteur diesel pour son fonctionnement en mode dual fuel [108]. Certains auteurs proposent d'adapter la géométrie de la chambre de combustion, la forme de la tête du piston et la géométrie de l'injecteur. Kashipura et al. [173] ont montré qu'une chambre de combustion toroïdale maximisait les performances du moteur syngas-diesel et minimisait les niveaux d'émission par rapport aux autres formes de chambres de combustion. Ils estiment également que, pour obtenir une bonne combustion, il est utile d'optimiser la géométrie et l'emplacement de l'injecteur. Yaliwal et al. [174] ont obtenu de bonnes performances du moteur et une diminution des émissions polluantes en augmentant la pression d'injection et le nombre de trous de l'injecteur avec une configuration rentrante de la chambre de combustion. Ali et al. [175] ont proposé une procédure d'optimisation de la forme du bol du piston et de la zone d'écrasement. Ils ont conclu qu'un écrasement important proche du PMH avait tendance à rendre l'efficacité de la combustion moins dépendante de la composition chimique du combustible primaire.

II. Carburants gazeux utilisés en dual fuel

Pour remplacer partiellement ou totalement les carburants fossiles dans les moteurs à combustion interne, les carburants gazeux sont des combustibles alternatifs intéressants. Ainsi, les carburants gazeux comme le gaz naturel, l'hydrogène vert, le biogaz, le gaz de pétrole liquéfié, l'éthanol, le syngas..., ont fait l'objet de plusieurs études dans les moteurs à combustion interne fonctionnant en mode dual fuel.

II.1. Gaz naturel

Le gaz naturel est un mélange de plusieurs gaz (le méthane, l'éthane, le propane, les butanes, les pentanes, le dioxyde de carbone, l'azote et des traces de vapeur). Mais il est composé essentiellement de méthane à 87 à 90% en volume [176]. Le gaz naturel est utilisé dans le moteur diesel depuis les années 1930 [177]. Le développement de son utilisation comme carburant alternatif au diesel dans le moteur est motivé par ses avantages économiques et environnementaux [33,154,178–180]. Il peut contribuer à réduire les émissions de CO₂ car il présente le plus faible rapport carbone/hydrogène de tous les combustibles fossiles. Il peut également réduire considérablement les émissions de NO_x et ne produit quasiment pas des particules en suspension [181–183]. Les travaux de Papagiannakis et al. [184] ont montré une réduction de plus de 80% de la consommation du carburant diesel dans le moteur en mode gaz naturel-diesel. Srinivasan et al. [183] ont même atteint un taux de substitution du carburant diesel de 95% par le gaz naturel. Dans le cylindre, la combustion du gaz naturel est une combustion prémélangée et celle du diesel est une combustion par diffusion contrôlée [185]. L'ajout de gaz naturel au gazole dans le cylindre affecte les caractéristiques de combustion en raison des changements dans le processus de formation et de combustion du mélange air-carburant [172].

II.2. Hydrogène

L'hydrogène est un carburant renouvelable qui peut être obtenu à partir de plusieurs ressources telles que la biomasse, l'électrolyse de l'eau, les déchets chimiques et industriels, etc... [186,187]. Les chercheurs ont commencé à explorer l'hydrogène comme carburant dans le moteur diesel au début du 20^{ème} siècle mais c'est à la fin de ce siècle que des études ont documenté la viabilité technique et les défis de l'utilisation de l'hydrogène comme carburant dans le moteur diesel [188,189]. L'hydrogène en tant que combustible principal dans le moteur dual fuel participe à la réduction de l'empreinte carbone car c'est un combustible à teneur nulle en carbone. Sa combustion n'émet que de la vapeur d'eau. En 1988, Petkov et al. [190] ont montré que les principales préoccupations liées à la combustion de l'hydrogène dans le moteur diesel sont : sa large plage d'inflammabilité, sa diffusivité, sa vitesse de flamme et sa densité énergétique élevées. La quantité d'hydrogène introduit dans le moteur à allumage par compression lors de son fonctionnement en

mode dual fuel est très limitée. Au-delà de cette limite, l'hydrogène crée plusieurs problèmes tels qu'une pression de pointe élevée dans le cylindre, l'auto-allumage de la charge prémélangée air-hydrogène, une combustion trop avancée et l'apparition de cognement. [188,191]. La limitation de l'injection de l'hydrogène est le principal obstacle à son utilisation réussie comme carburant dans le moteur diesel [191]. Plusieurs chercheurs portent un intérêt particulier au carburant hydrogène pour lever le verrou de la limitation de l'injection de l'hydrogène en raison de sa combustion respectueuse de l'environnement.

II.3. Biogaz

La valorisation énergétique du biogaz se présente comme l'une des alternatives viables pour remplacer les combustibles fossiles conventionnels. Le biogaz est un carburant moins cher, moins polluant et potentiellement renouvelable car produit par la fermentation ou la digestion anaérobie des matières organiques tels que les tourteaux de graines non comestibles, la bouse de vache, les déchets alimentaires, les déchets d'animaux, les déchets agricoles, les boues d'épuration, les déchets municipaux, etc... [192]. Le biogaz est constitué principalement de méthane (CH_4) et de dioxyde de carbone (CO_2). On y retrouve des traces de monoxyde de carbone (CO), d'hydrogène (H_2), d'oxygène (O_2) et du sulfure d'hydrogène (H_2S) [105]. Le biogaz est un bon substitut au carburant diesel conventionnel en raison de sa disponibilité et de ses propriétés antidétonantes. Markareviciene et al. [193] ont noté que la présence de CO_2 dans le biogaz affecte sa qualité carburant en termes de combustion, en augmentant la consommation du carburant. Plusieurs stratégies (enrichissement en dioxygène ou en dihydrogène, augmentation de la teneur en CH_4 , recirculation des gaz d'échappement EGR (Exhaust Gas Recirculation en anglais) sont développées par les chercheurs pour une meilleure utilisation du moteur diesel en mode dual fuel biogaz-diesel.

II.4. Gaz de pétrole liquéfié

Le gaz de pétrole liquéfié (GPL) est un carburant gazeux alternatif obtenu du raffinage du pétrole. Il est composé principalement de propane, de propylène, de butane et d'autres hydrocarbures légers [194–196]. L'utilisation du GPL dans le moteur contribue à réduire significativement le problème de la pollution diesel et à améliorer les émissions des gaz à effet de serre [197]. Le GPL a un contenu énergétique plus élevé que celui de la plupart des carburants

gazeux. Il a un faible indice de cétane mais un indice d'octane élevé. Son utilisation en grande quantité dans le moteur est difficile en raison de son faible indice de cétane qui est à l'origine de fortes variations cycliques lors de sa combustion dans les moteurs [198–200]. Le moteur à allumage par compression fonctionnant au GPL-diesel a de meilleures performances avec de faibles émissions de particules [197,201]. Cependant, les travaux de Papagiannakis et al. [184], de Abdelaal et al [191] et de Singh et al. [202] ont montré que le moteur dual fuel GPL-diesel présente à charges partielles et surtout à faibles charges, une baisse d'efficacité thermique, des émissions élevées d'hydrocarbures imbrulés et de CO en raison d'une combustion incomplète du GPL. Les performances du moteur dual fuel avec le GPL comme carburant principal à charges partielles peuvent être améliorées en optimisant certains paramètres de fonctionnement et de conception du moteur, tels que le régime moteur, la charge, la quantité de carburant pilote, le calage de l'injection et l'état du collecteur d'admission [203,204].

II.5. Syngas

Le gaz de gazogène obtenu à partir de la biomasse, est une source d'énergie renouvelable dont l'utilisation dans le moteur à combustion interne pourrait être une solution très prometteuse aux défis liés à l'utilisation de carburants fossiles. Le gaz de synthèse est un mélange d'hydrogène (H_2) et de monoxyde de carbone (CO) produit par gazéification de la biomasse solide ou de charbon [205]. C'est un carburant alternatif pour la transition des carburants à base de carbone fossiles vers la nouvelle génération de carburants à carbones renouvelables. Le moteur dual fuel syngas-diesel a montré des avantages intéressants en termes d'efficacité et d'émissions à l'image du GPL et du gaz naturel [206]. La faible réactivité du mélange syngas-air dans les moteurs diesel rend sa combustion problématique surtout à faibles charges. Ainsi, les travaux de Sahoo et al. [155] ont conclu que les performances théoriques d'un moteur dual fuel syngas -diesel sont meilleures pour les charges élevées (au-delà de 40% de charge) que celles des faibles charges.

III.Combustion dans le moteur dual fuel

III.1. Début de la combustion

La détermination du début de la combustion est importante pour l'analyse de la combustion dans le moteur. Les travaux antérieurs classent les méthodes de détermination du début de la

combustion dans les moteurs en deux catégories : les méthodes optiques et les méthodes basées sur la pression mesurée dans le cylindre [207].

III.1.1. Méthodes optiques

Elles consistent à détecter l'apparition de la flamme par des moyens optiques. Elles se basent sur la détection des rayonnements émis lors du phénomène de la chimiluminescence qui s'opère dans le cylindre après injection du combustible [208]. En effet, des réactions chimiques exothermiques excitent les molécules qui gagnent un niveau d'énergie supérieure et reviennent à leur niveau d'énergie précédent en cédant un photon. Le phénomène de la chimiluminescence se poursuit au fur à mesure que les premières particules de suie se forment avec un dégagement intense de rayonnement lumineux [126,208]. Cette méthode reste difficile à implémenter en raison de la faiblesse de l'intensité des premières rayonnements émis par chimiluminescence. Les rayonnements facilement détectables sont décalés dans le temps par rapport au début réel de la combustion. Lida et al. [209] ont trouvé des différences de l'ordre de 0,5 ms entre la détection de la radiation et l'apparition de la flamme.

III.1.2. Méthodes basées sur la pression cylindre

Elles se basent sur l'analyse du signal de la pression dans le cylindre. La détermination du début de la combustion via la pression mesurée peut se faire de plusieurs manières :

- ❖ La comparaison du signal de pression cylindre du moteur sans injection de carburant et celle avec injection du carburant donne le début de la combustion à l'angle vilebrequin correspondant au point de séparation des deux courbes [210–212].
- ❖ Le minimum local de la première ou de la deuxième ou encore de la troisième dérivée de la pression dans le cylindre par rapport à l'angle vilebrequin donne l'angle du début de la combustion [207,213,214].
- ❖ Il est aussi courant d'utiliser le dégagement de chaleur obtenu à partir de la pression cylindre pour déterminer le début de la combustion. Selon Rousseau [215], le début de la combustion est l'angle vilebrequin correspondant à un dégagement de 1% ou 5% de l'énergie totale. Prakash et al. [216] considèrent que la combustion commence au point où le dégagement

de chaleur devient positif. Lida et al. [209] attribuent le début de la combustion au point minimum de la dérivée du dégagement de chaleur.

La figure II.3 illustre les débuts de combustion déterminés par différentes méthodes.

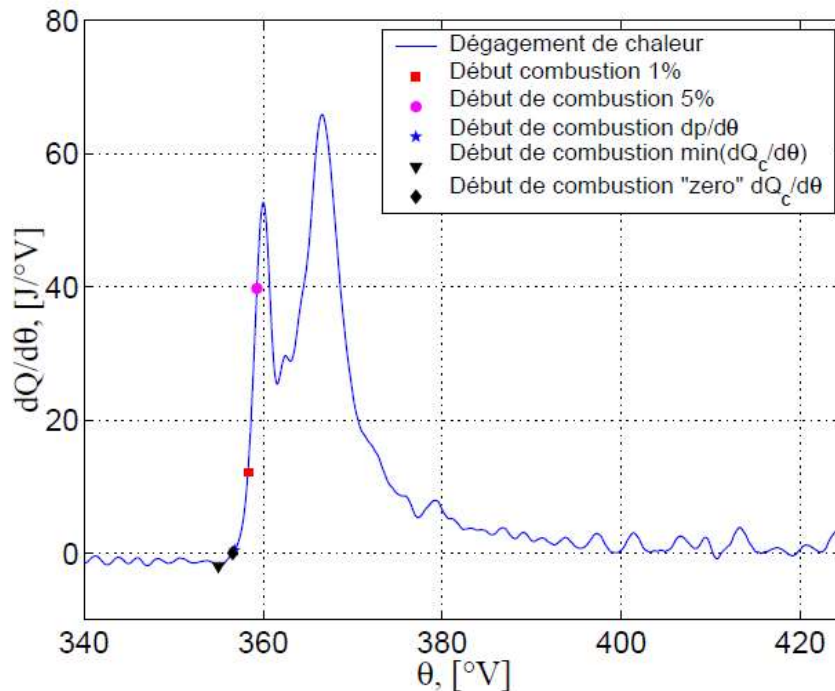


Figure II. 3 : Comparaison entre les débuts de combustion déterminés avec différentes méthodes [126]

III.2. Délai d'inflammation et durée de combustion

Le délai d'inflammation est le temps qui s'écoule entre le début de l'introduction du carburant dans la chambre de combustion et le point de première augmentation détectable de la pression dans le cylindre en raison de la libération d'énergie exothermique au sein du mélange [142]. Pendant cette période, il se produit simultanément d'importantes transformations physico chimiques qui influent le processus de combustion, les performances du moteur et les émissions des gaz d'échappement [217,218]. Dans le moteur dual fuel, l'introduction du carburant gazeux avec l'air d'admission affecte le délai d'allumage en raison de la variation des caractéristiques physiques et chimiques de la charge et de la formation d'espèces actives lors de la combustion des carburants

[216,219]. Plusieurs études ont montré que le délai d'allumage est plus long en mode dual fuel par rapport au diesel conventionnel. La présence du gaz augmente le délai d'allumage du diesel pilote et déplace la combustion vers la course d'expansion entraînant une réduction de la pression cylindre [30,220,221]. Nielsen *et al.* [211] ont étudié expérimentalement l'effet de l'hydrogène, du monoxyde de carbone et du méthane sur le délai d'allumage dans les moteurs dual fuel en utilisant comme carburants pilote le cétane ou le n-heptane. Ils ont constaté que le délai d'allumage était principalement influencé par la quantité du carburant pilote, du débit et la nature chimique du combustible gazeux et de la température de la charge dans le cylindre. Guney *et al.* [158] ont montré qu'un carburant pilote avec un indice de cétane élevé réduisait le délai d'ignition. Plus le délai d'allumage est long, plus la vitesse de combustion est faible [222]

La durée de la combustion représente l'intervalle entre les angles du début et la fin de la combustion. Certains auteurs la définissent comme étant l'écart entre les angles vilebrequin correspondant respectivement à 5% et de 90% du dégagement total de chaleur [223]. L'écart angulaire le plus utilisé pour déterminer la durée de combustion est la différence entre les angles vilebrequin correspondant à 90% et à 10% de la chaleur totale libérée lors de la combustion [224,225]. How *et al.* [226] ont montré que la charge du moteur et la pression d'injection influent sur la durée de combustion. L'augmentation de la charge allonge la durée de la combustion. En effet une augmentation de la charge entraîne une augmentation de la quantité de carburant injectée qui conduit à une plus longue durée de la combustion. Cependant, une augmentation de la pression d'injection a tendance à réduire la durée de combustion. Les auteurs attribuent ce résultat à une meilleure atomisation du carburant liquide source d'une combustion plus rapide.

En dual fuel, la durée de combustion est plus longue que celle du fonctionnement du moteur au diesel conventionnel. La présence du gaz dans le cylindre réduit la concentration en oxygène de la charge combustible. Une quantité d'oxygène insuffisante dans le cylindre ralentit la vitesse de combustion d'où une durée de combustion plus longue. Par ailleurs, l'augmentation de la fraction de syngas introduit dans le cylindre accroît le délai d'allumage et allonge la durée de combustion [136].

III.3. Analyse de la combustion dual fuel

Dans les études antérieures, l'analyse de la combustion est effectuée en utilisant, soit les données des mesures de pression cylindre, soit les diagrammes de dégagement de chaleur obtenus de l'interprétation du signal de pression. Nwafor [222] subdivise la combustion dans le moteur dual fuel en cinq étapes en se référant à la courbe de pression cylindre. La figure II.4 donne les différentes étapes de la combustion dual-fuel selon Nwafor.

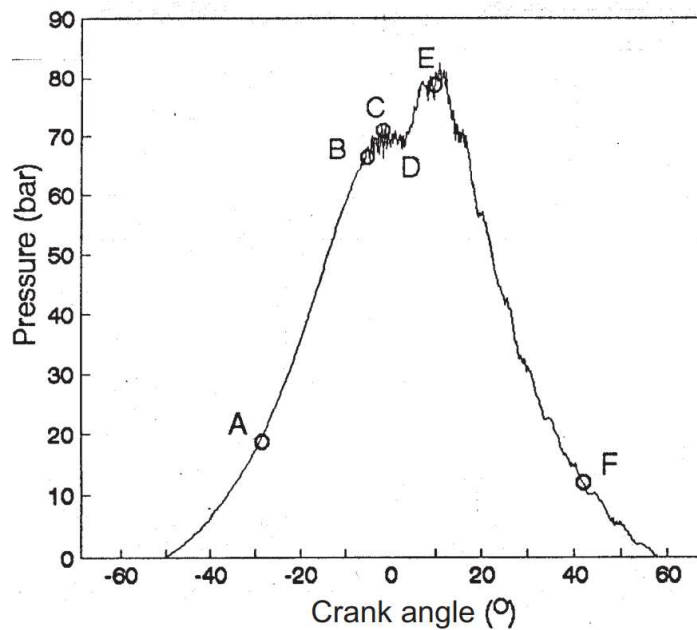


Figure II. 4 : Etapes de la combustion dual fuel [28,222]

- ❖ La première phase (AB) correspond au délai d'inflammation. Cette phase est le siège de réactions chimiques très complexes. La présence du carburant gazeux réduit la concentration de l'oxygène dans la chambre de combustion entraînant un délai d'allumage plus long en dual fuel. Le carburant pilote injecté s'enflamme automatiquement à la fin de cette phase.
- ❖ La deuxième phase (BC) correspond à la combustion prémélangée du combustible pilote. La combustion du mélange air- diesel autour du point d'allumage entraîne une montée de la pression. Lorsque la flamme s'éloigne de la zone de pulvérisation, la combustion du diesel

devient diffusive et est contrôlée par le mélange de carburant plutôt que par la cinétique chimique.

- ❖ La troisième phase (CD) est la période d'allumage du combustible primaire. On assiste alors à une diminution de la pression.
- ❖ La quatrième phase (DE) se caractérise par la combustion du prémélange du combustible principal entraînant une deuxième montée de la pression.
- ❖ La cinquième phase (EF) est la combustion des deux combustibles avec une propagation turbulente de la flamme.

Le processus de la combustion dual fuel syngas-diesel selon Nwafor peut se résumer à une combustion prémélangée du carburant diesel suivie de sa combustion contrôlée par le mélange dont le taux de dégagement de chaleur est amélioré par la combustion prémélangée simultanée du gaz de synthèse.

D'autres auteurs [126,163,227] ont utilisé le taux de dégagement de chaleur pour décrire la phénoménologie de la combustion dual fuel. Ils ont défini les quatre étapes suivantes :

- ❖ Le délai d'ignition.
- ❖ La combustion rapide du combustible pilote.
- ❖ La combustion rapide du combustible gazeux.
- ❖ La combustion diffusante du combustible pilote et du reste du combustible gazeux.

La figure II.5 présente le diagramme du taux de dégagement de chaleur pour un moteur dual fuel ainsi que les étapes ci-dessus définies [126].

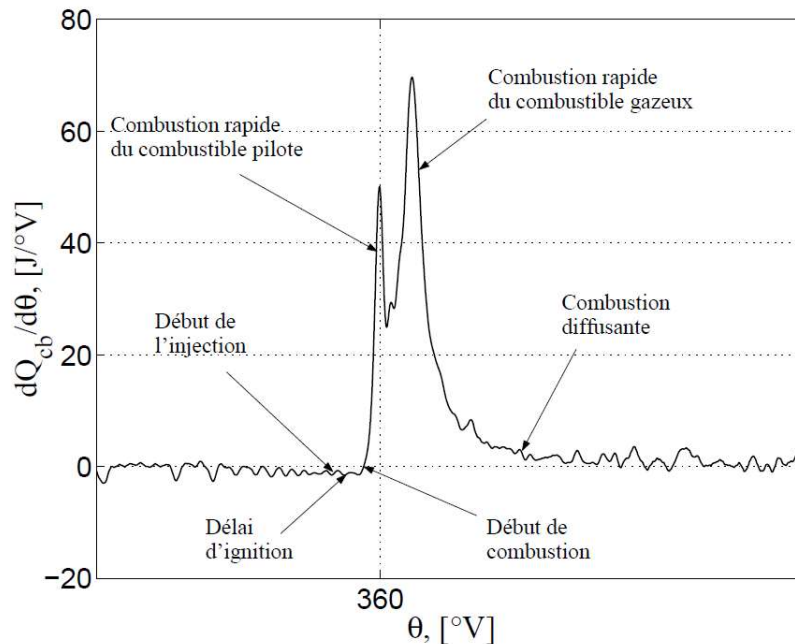


Figure II. 5 : Différentes étapes de la combustion dual fuel [126]

Azimov *et al.* [116] ont analysé la combustion du syngas dans le moteur dual fuel avec le concept de la combustion PREMIER du terme anglais PREmixed Mixture Ignition in End-gas Region (PREMIER). Ils ont observé que dans certaines conditions de fonctionnement, la combustion conventionnelle du diesel peut être transformée en une combustion à dégagement de chaleur en deux étapes. De nombreux travaux ont été menés sur ce mode de combustion [228–230]. Les deux étapes décrites par Azimov sont :

- ❖ La première étape débute par l'injection du carburant diesel qui s'évapore et s'auto-enflamme avant le PMH. L'énergie libérée par l'auto-inflammation du carburant diesel déclenche simultanément le développement du noyau de flamme du gaz de synthèse. La flamme turbulente du carburant pilote se propage du point d'allumage vers la paroi du cylindre.
- ❖ La deuxième étape commence lorsque le mélange syngas-air est suffisamment chauffé et a atteint sa température d'auto-inflammation. Sa combustion se déclenche et s'achève à mesure que le gaz se dilate et se refroidit pour produire du travail. Le dégagement de chaleur de la deuxième étape se produit sur une échelle de temps de réaction chimique et

est plus rapide que le dégagement de chaleur par propagation turbulente de la flamme du pilote [116].

La figure II.6 présente les étapes de la combustion dual fuel selon le concept de combustion PREMIER

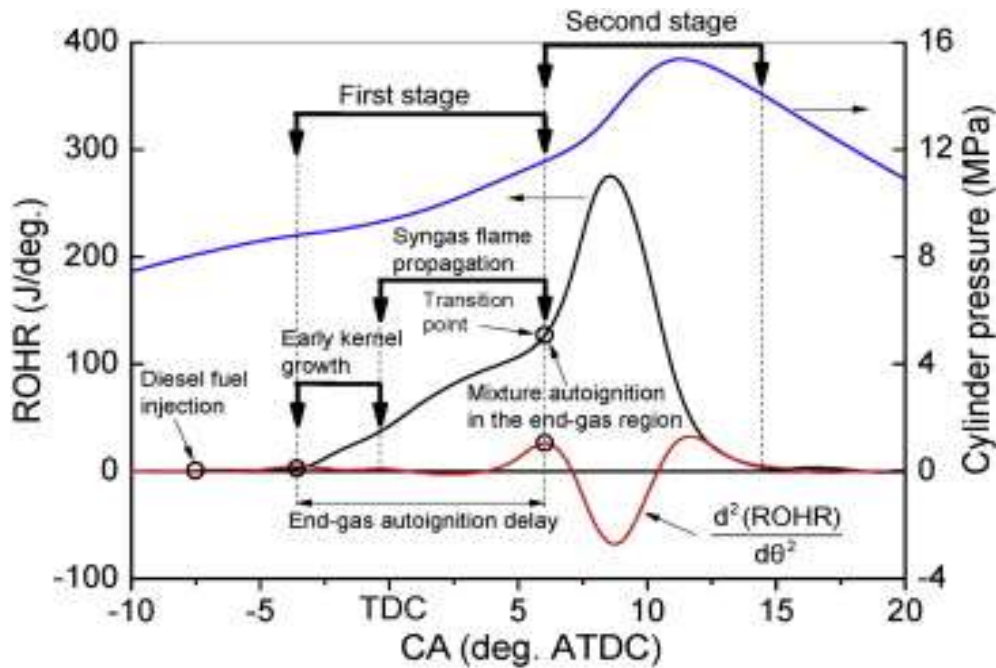


Figure II. 6 : Concept de combustion PREMIER [231]

Dans la présente thèse, le taux de dégagement de chaleur sera utilisé pour décrire la phénoménologie de la combustion dual fuel.

IV. Performances du moteur dual fuel syngas-diesel

Les paramètres de fonctionnement et de conception du moteur tels que les conditions au collecteur d'admission, la charge, le régime, le taux de compression, le calage de l'injection du carburant pilote, la quantité du carburant pilote, la composition du combustible gazeux affectent les caractéristiques de combustion, d'émission et de performance des moteurs syngas-diesel. De nombreux scientifiques se sont intéressés aux effets de ces paramètres sur les performances du moteur dual fuel syngas-diesel.

IV.1. Effets des conditions du collecteur d'admission

La température d'admission du mélange primaire est un paramètre qui affecte les réactions précédant l'auto-inflammation, les limites d'inflammabilité, les propriétés de la charge admise (masse volumique, chaleur spécifique ...) et le transfert de chaleur dans le cylindre [143]. Aux faibles charges, l'augmentation de la température n'a pas une incidence significative sur le délai. Mais lorsque la charge devient importante, l'augmentation de la température d'admission accélère la combustion, pouvant aller parfois à l'apparition des cliquetis [232]. Le cliquetis est un phénomène caractérisé par l'auto-inflammation d'une partie de gaz frais au sein d'un mélange gazeux (où la température devient supérieure à la température d'auto-inflammation), à points multiples, distribuées au sein de la masse ; entraînant une discontinuité de pression entre gaz brûlés et gaz frais. Cette discontinuité de pression provoque une oscillation de la charge par détentes et compressions successives, à une vitesse supérieure à la vitesse du son à une fréquence audible avec un accroissement intense du flux de chaleur pariétal. Les résonances de l'explosion sur les parois du cylindre et du piston peuvent mener à l'endommagement du moteur. Abd-Alla *et al.* [233] ont travaillé sur l'effet de la température de l'air d'admission sur les caractéristiques de combustion et d'émission dans un moteur méthanol-diesel monocylindre refroidi par air. Ils ont constaté qu'une augmentation de la température de la charge d'entrée dans le moteur gaz-diesel augmente les émissions de NO_x et réduit les émissions d'hydrocarbures imbrûlés et de monoxyde de carbone. Kumar *et al.* [234] ont abouti à la même conclusion. Park *et al.* [235] se sont intéressés à l'effet de la température ambiante sur la pulvérisation et l'atomisation du carburant diesel. Ils ont rapporté qu'une augmentation de la température ambiante améliorerait l'évaporation et la réactivité du carburant diesel. Pan *et al.* [236] ont étudié l'effet de la température de l'air d'admission dans un moteur dual fuel méthanol-diesel tournant à 1500 tr/min et à charge constante. Ils ont conclu qu'une diminution de la température de l'air d'admission a prolongé le délai d'allumage, ce qui a provoqué une phase de combustion plus tardive et une pression cylindre maximale plus faible. La température de l'air d'admission a un impact significatif sur les caractéristiques de combustion et d'émission des moteurs dual fuel.

En outre, le mélange gazeux air-carburant admis dans le cylindre lors du fonctionnement du moteur dual fuel est pauvre, surtout dans les conditions de faibles charges. Ce type de mélange s'enflamme

difficilement avec de faibles vitesses de flamme qui ne se propage pas dans une grande partie du mélange. Il en résulte une mauvaise combustion avec des émissions élevées de monoxyde de carbone et d'hydrocarbures imbrulés [28,30,105,232,233,237]. De nombreuses études ont été réalisées sur le moteur dual fuel pour modifier les conditions de la charge d'admission afin d'améliorer ses performances. Les techniques proposées sont le préchauffage de la charge d'admission et la recirculation des gaz d'échappement (EGR).

Poonia *et al.* [238] ont étudié l'effet du préchauffage de la charge d'admission dans un moteur diesel monocylindre tournant à un régime constant et en mode dual fuel. Ils ont constaté qu'à 20% de la charge nominale, le passage de la température d'admission de 34°C à 70°C, favorisait les réactions dans le prémélange gaz-air conduisant à une combustion plus complète et à de faibles niveaux d'émissions de monoxyde de carbone et d'hydrocarbures imbrulés.

Kusaka *et al.* [239] ont évalué les effets du chauffage de la charge d'admission avec un échangeur thermique échappement-admission et de l'EGR sur les performances et les émissions de gaz d'échappement d'un moteur dual fuel dans des conditions de faibles charges. Leurs travaux ont montré que dans les conditions de faibles charges, le chauffage de la charge d'admission combiné à l'EGR améliorent les conditions de température dans le cylindre. Cela peut réduire les émissions des oxydes d'azote et des hydrocarbures imbrulés et augmenter l'efficacité thermique du moteur dual fuel. Adb-Alla *et al.* [233] ont obtenu des résultats similaires. Papagiannakis [240] dans son travail de simulation numérique est parvenu à ces mêmes conclusions.

Kumar *et al.* [234] ont observé que le chauffage de l'air d'admission favorisait une meilleure vaporisation du carburant pilote et améliorait la combustion. Cela conduit à une augmentation de la pression cylindre maximale et du taux de dégagement de chaleur. Ils ont également noté que le préchauffage de la charge d'admission augmentait les émissions de NOx et réduisait les émissions d'hydrocarbure imbrulés, de monoxyde de carbone et de particules. Les travaux de Smith *et al.* [241] et de Vien [242] ont montré que l'application de l'EGR dans le moteur diesel fonctionnant en dual fuel avec du syngas atténuaient les émissions polluantes et stabilisait la propagation de la flamme en retardant la formation de structures moléculaires instables.

Bhaduri *et al* [243,244] ont évalué les effets thermiques et cinétiques de la technique de l'EGR et son influence sur le processus de combustion du syngas dans moteur à allumage par compression

à charge homogène (HCCI) monocylindre fonctionnant à 1 000 tr/min à une température d'admission de 250 °C dans le but de résoudre le problème de condensation du goudron. La dilution EGR a donné une amélioration significative de la pression moyenne indiquée maximale pouvant passer de 2,5 bar à EGR = 0 % jusqu'à 3,3 bar à EGR = 25 %. Cela a atténué le taux de montée en pression maximale et a permis des richesses plus élevées. La technique a réduit la température des parois du moteur et minimisé la baisse de puissance se produisant avec le syngas à des températures d'admission élevées. L'application de la recirculation des gaz d'échappement (EGR) comme paramètre de contrôle permet indirectement d'améliorer les performances du moteur. Il faut aussi noter qu'une température d'admission très élevée entraîne une perte de puissance, même avec l'utilisation de l'EGR.

IV.2. Effets du calage de l'injection du carburant pilote

Le moment de l'injection du carburant pilote est un paramètre déterminant du processus de la combustion dans les moteurs dual fuel. Le carburant pilote doit être injecté dans le cylindre à un moment précis pour assurer une pression de combustion convenable qui conduit à de bonnes performances du moteur. La présence du combustible gazeux entraîne une diminution de la pression cylindre lors de son fonctionnement du moteur en dual fuel. Pour limiter cet effet, certains auteurs proposent l'optimisation du calage de l'injection du carburant pilote. Ainsi, pour augmenter la pression maximale du cylindre à un rapport d'équivalence air-carburant donnée, le calage de l'injection est avancé avant le point mort haut (PMH) afin que la combustion se produise plus tôt dans le cycle. La combustion d'une grande partie du carburant se fait avant le PMH. L'avance du calage de l'injection du carburant pilote provoque une augmentation de la pression et de la température de la charge entraînant un taux de dégagement d'énergie élevé du mélange [233]. Lorsque le calage de l'injection est retardé, la plus grande partie du carburant est brûlé après le PMH. Une combustion tardive du carburant pilote et une température peu suffisante ralentissant la propagation de la flamme dans l'ensemble du mélange gazeux air-carburant, conduisent à une combustion incomplète du mélange gazeux [233]. Mohon Roy *et al.* [230] ont examiné les effets du calage de l'injection et du rapport d'équivalence air-carburant sur les performances et les émissions en fonction de la teneur en hydrogène du syngas. Les résultats des mesures de pression en fonction du calage de l'injection et du rapport d'équivalence air-carburant sont donnés dans le

Tableau II.1 pour le syngas à forte teneur en hydrogène et dans le Tableau II.2 pour le syngas à faible teneur en hydrogène.

Tableau II. 1: Variation de la pression cylindre maximale en fonction de la richesse air carburant et du calage de l'injection pour le syngas à haute teneur en H₂ [230]

Richesse	0,42		0,65		0,83	
Calage de l'injection (°V) avant le PMH	14	17	4	7	1	1,5
Pression cylindre maximale (MPa)	11,6	14,93	10,1	15,2	8,76	11,6

Tableau II. 2 : Variation de la pression cylindre maximale en fonction de la richesse et du calage de l'injection pour le syngas à faible teneur en H₂ [230]

Richesse	0,4		0,63		0,85		0,95	
Calage de l'injection (°V) avant le PMH	20	23	8	11	5	7	3	5
Pression cylindre maximale (MPa)	12,81	14,47	11,1	15,2	10,37	13,75	9,65	10,5

Comme attendu, ces résultats confirment l'augmentation de la pression cylindre maximale avec l'avance du calage de l'injection pour tous les rapports d'équivalence air-carburant indépendamment de la teneur en hydrogène du syngas. Les auteurs précisent qu'au-delà d'une certaine valeur de l'avance du calage de l'injection du carburant pilote, le moteur pourrait être endommagé en raison du cognement (dans les moteurs à allumage spontané, le cognement correspond au bruit associé à la combustion rapide d'une fraction importante du combustible après un long délai d'inflammation).

IV.3. Effet de la quantité et de la qualité du carburant pilote

La quantité du combustible pilote injecté a un effet très déterminant sur la combustion dans le moteur dual-fuel. En effet, lorsque la quantité du carburant pilote injectée augmente cela entraîne une diminution du délai d'allumage, de la durée de la combustion et une augmentation de

la température et de la pression à la fin de la combustion du combustible pilote. Cela améliore la vitesse de la combustion du gaz et augmente le taux de dégagement de chaleur [232,238].

La réduction de la consommation du carburant diesel est l'une des raisons de l'utilisation des carburants gazeux dans le moteur diesel en mode dual fuel. La stratégie consiste à minimiser la quantité du carburant pilote introduit dans la charge du cylindre via le système d'injection diesel conventionnel. Le plus souvent, les moteurs diesel sont utilisés en dual fuel sans modifier le système d'injection de carburant. La réduction de la quantité du carburant se fait alors dans les limites de la plage de fonctionnement de l'injecteur. Mais souvent la quantité du pilote injecté est très faible et pourrait conduire à la surchauffe de l'injecteur. Il est établi que les systèmes conventionnels d'injection de carburant diesel connaissent une atomisation et une combustion médiocres lorsque la quantité de carburant injectée par cycle est réduite en dessous de 5 à 10 % du niveau de conception maximal [245]. Aussi la combustion de la charge gazeuse nécessite une injection d'une certaine quantité du combustible pilote. La quantité du carburant pilote est alors une des variables les plus importantes pouvant exercer une influence déterminante sur les performances et les émissions des moteurs dual fuel, en particulier aux faibles charges du moteur. En effet lors du fonctionnement du moteur dual fuel à une faible charge, le mélange gazeux air-combustible est très pauvre. L'injection d'une grande quantité du carburant pilote améliore la combustion du mélange gazeux. Cependant, à une charge plus élevée, le mélange air-combustible gazeux introduit dans le cylindre est dans un rapport supérieur à la limite de combustion pauvre. La variation de la quantité du carburant pilote n'a donc pas un grand effet. Les références [139,170,245] ont étudié l'effet de la quantité du carburant pilote sur les performances et les émissions dans un moteur dual fuel syngas-diesel monocylindre tournant en régime constant de 1500 tr/min. Les résultats expérimentaux obtenus ont montré qu'une quantité croissante de carburant pilote améliorerait l'efficacité thermique et réduisait les émissions de CO dans des conditions de faibles charges du moteur en raison du transfert d'une plus grande quantité de chaleur au mélange air-carburant gazeux. Une quantité élevée du carburant pilote augmente la tendance aux cliquetis. Ils ont donc conclu que la quantité de carburant pilote est un paramètre important pour contrôler le processus de combustion dans un moteur dual fuel.

Les travaux de Ahmad *et al.* [246] ont porté sur les effets des propriétés du carburant pilote sur les caractéristiques de combustion et d'émissions d'un moteur dual fuel méthane-diesel monocylindre en maintenant constant l'énergie totale du carburant. Ils ont utilisé trois types de diesel comme carburant pilote en comparant l'indice de cétane et la teneur en composés aromatiques. Les résultats ont montré qu'un carburant avec un indice de cétane et une teneur en composés aromatiques élevés offrait une efficacité de combustion élevée en dual fuel avec de faibles émissions de CO et des hydrocarbures imbrûlés au détriment d'émissions élevées de NOx. Ils ont aussi noté qu'une volatilité élevée du carburant pilote peut conduire à une bonne pulvérisation et que la qualité de pulvérisation du carburant pilote est un paramètre déterminant de la combustion dual fuel. Des résultats similaires avaient été obtenus par Gunee *et al.* [158], Kumar *et al.* [247] et Ansari *et al.* [248]. La quantité et la qualité du carburant pilote sont des paramètres importants qui déterminent l'efficacité de la combustion en dual fuel même à des charges relativement faibles où les moteurs ont de faibles rendements thermiques et un taux élevé de carburant imbrûlés [233].

IV.4. Effet de la variation de la composition du combustible gazeux

La variabilité de la composition du syngas de synthèse est un défi pour son utilisation comme carburant dans le moteur. L'instabilité de la composition volumique du syngas est attribuée à des facteurs tels que l'origine de la biomasse, la nature l'agent de gazéification utilisé, le type de gazéifieur et la technique de traitement. Les valeurs typiques des teneurs en H₂, CO et CH₄ rencontrées sont respectivement comprises entre 10 et 20 %, 13 à 24 % et 0 à 7 % en volume [30,60,147,249]. Les variations des rapports (H₂/CO) du syngas, affectent la combustion, l'efficacité et les émissions du moteur diesel en mode dual fuel. Pour optimiser les performances du moteur, certains auteurs ont étudié les effets des principaux composants du syngas sur les performances du moteur dual fuel. Mohon *et al.* [230] ont travaillé sur l'effet de la composition du syngas sur les performances d'un moteur dual fuel syngas-diesel en faisant varier la teneur en H₂ du gaz et en maintenant constante la teneur en CO. En faisant varier la teneur en H₂ du syngas de 13,7 à 20%, ils ont noté une réduction de la durée de la combustion, donc une augmentation de l'efficacité thermique. La plage du rapport d'équivalence syngas-air qui était de 0,52 à 0,68 s'est élargie de 0,42 à 0,79. Ils ont également indiqué une réduction des émissions de CO et des

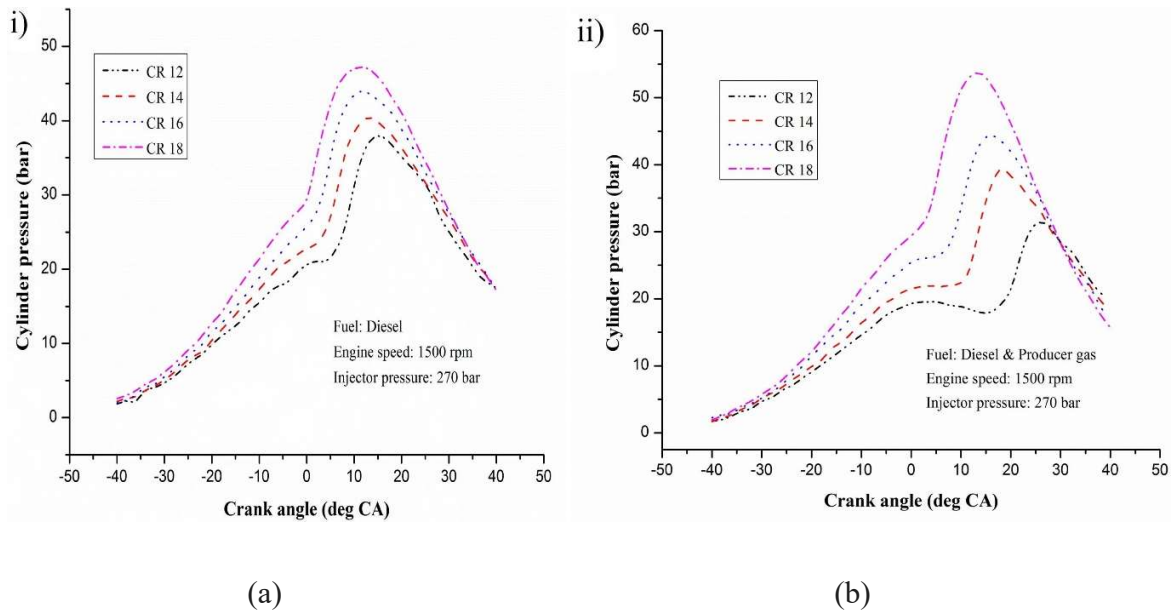
hydrocarbures imbrulés d'environ 10 à 25% avec le syngas à 20% de H_2 . Cependant, le gaz à 13,7% de H_2 émettait moins de NO_x . Guo *et al.* [140] ont étudié les effets de la composition du syngas sur la stabilité de la combustion, la pression cylindre, l'efficacité énergétique et la température des gaz d'échappement. Ils ont utilisé deux gaz de composition différentes dans un moteur diesel monocylindre à injection directe modifié pour fonctionner en mode dual fuel. Un syngas contenant 48 % de N_2 et 13 % de CO_2 et un syngas ne contenant que 6% N_2 . Les résultats révèlent que la substitution du diesel par le syngas a provoqué une légère diminution de l'efficacité thermique, une réduction des suies et des émissions de NO_x . Le syngas contenant une faible teneur en composantes inertes (N_2 et CO_2) a produit un rendement global plus élevé avec une réduction des émissions de NO_x et de suie. Les chercheurs Abd-Alla *et al.* [233] et Kobayashi *et al.* [250] ont analysé les effets de la recirculation des gaz d'échappement (EGR) en particulier les effets de l'admission de diluants (N_2 et CO_2) sur la combustion et les émissions du moteur dual fuel. Les résultats ont révélé que la présence des gaz inertes tels que le CO_2 et le N_2 dans le combustible primaire augmente les effets négatifs lors du fonctionnement à charge partielle en raison de leur influence négative sur la vitesse de combustion. Les références [30,116] ont montré qu'une augmentation de la quantité du dihydrogène dans syngas améliore le rendement thermique, augmente la pression cylindre maximale et la température des gaz d'échappement avec des faibles niveaux d'émissions de CO et des concentrations élevées en NO_x . Tsolakis *et al.* [251] ont évalué les effets de différents rapports H_2/CO sur les modes de combustion, les émissions et la consommation de carburant d'un moteur dual fuel en utilisant des techniques de reformage des gaz d'échappement. La recirculation des gaz d'échappement reformés en anglais « Reformed exhaust-gas recirculation » (REGR) consiste à incorporer un reformeur de carburant dans la boucle EGR. On fait réagir le carburant avec les gaz d'échappement en présence d'un catalyseur solide pour produire un gaz riche en dihydrogène. Le REGR contient principalement des combustibles gazeux tels que H_2 , CO et CH_4 en plus des espèces contenues dans l'EGR, tel que le CO_2 . Le fonctionnement du moteur en dual fuel REGR-diesel avec des teneurs élevées en dihydrogène et faibles en monoxyde de carbone a entraîné une amélioration des performances du moteur, une économie de carburant et une forte réduction des émissions de NO_x et de particules.

Rabello *et al.* [147] ont évalué l'effet de la teneur en CO_2 , CH_4 et du rapport H_2/CO du syngas sur le fonctionnement du moteur en utilisant trois compositions différentes de syngas avec une

injection pilote minimale de décane. Le gaz dont la concentration de H_2 était la plus élevée, a produit un taux de dégagement de chaleur élevé avec un faible rendement thermique lié aux pertes de chaleur plus importantes. Le début de la combustion était plus retardé pour le syngas ayant la concentration la plus élevée en CO_2 avec une durée de combustion plus longue et une diminution des émissions de NO_x . La présence de CO_2 dans le gaz réduit la température de la charge entraînant une réduction de la vitesse de flamme. En revanche, une forte teneur en CH_4 produit un effet contraire à celui du CO_2 . Le gaz à teneur élevée en CH_4 a induit une augmentation des émissions de NO_x , principalement due à des températures plus élevées dans le cylindre.

IV.5. Effet du taux de compression

Le syngas est un carburant de faible pouvoir calorifique. Sa combustion dans le moteur se produit dans des conditions de mélanges pauvres ; ce qui conduit à une réduction conséquente de la pression cylindre et de la pression moyenne indiquée. Le fonctionnement du moteur dual fuel syngas-diesel avec un taux de compression élevé dans la limite des conditions de l'apparition de cliquetis peut limiter les baisses de puissance et augmenter les rendements thermique et global. Mais au-delà d'une certaine valeur du taux de compression, l'augmentation des rendements s'atténue au profit des pertes thermiques et par frottement [28]. Sharma *et al.* [227] ont étudié les performances et les émissions d'un moteur à allumage par compression fonctionnant en mode dual fuel (syngas-diesel) à des taux de compression variant de 12 :1 à 18 :1. Les résultats montrent une augmentation de la pression cylindre avec l'augmentation du taux de compression comme illustré par la Figure II.7 [90].



Par ailleurs, les résultats de cette étude indiquent une diminution du taux de dégagement de chaleur avec l'augmentation du taux de compression en raison de l'augmentation du taux de transfert de chaleur. Enfin, lorsque le taux de compression passe de 12 :1 à 18 :1, on note une diminution de la température des gaz d'échappement, une diminution des émissions de monoxyde de carbone et des hydrocarbures imbrulés avec des concentrations élevées de dioxyde de carbone.

IV.6. Effet du régime et de la charge du moteur

Le régime et la charge du moteur font partie des paramètres de fonctionnement qui exercent une influence sur les performances et les émissions du moteur diesel en mode dual fuel.

En effet, le fonctionnement du moteur dual fuel à des régimes moteurs relativement élevés contribue à améliorer la combustion grâce à une meilleure qualité d'injection et de vaporisation du carburant pilote [252]. Une augmentation du régime du moteur entraîne une augmentation de la température de compression, une augmentation modérée de la pression de combustion et une réduction du taux de montée en pression et son coefficient de variation (COV) ainsi que le bruit de combustion [237,253,254]. Les auteurs expliquent la réduction du bruit de combustion par une amélioration des conditions entraînant un taux de montée en pression plus faible. Cela permet un

démarrage en douceur de la combustion du mélange air-carburant gazeux. Mais ils notent que les éléments physiques tels que les soupapes, les engrenages de l'injecteur et la pompe d'injection produisent plus de bruit lorsque le moteur fonctionne à une forte vitesse entraînant un bruit global du moteur plus élevé. Ayhan *et al.* [255] ont observé une réduction des émissions des polluants (NO_x, CO et des hydrocarbures imbrulés) lorsque le moteur fonctionne à un régime élevé. La réduction des concentrations de NO_x serait liée au rapport air-carburant global très proche du mélange riche. La faible efficacité volumique et le mélange air-carburant riche réduisent le taux de décomposition et d'oxydation du carburant. Il en résulte une baisse de la température et de la pression dans la chambre de combustion. Ce phénomène réduit la vitesse de la combustion. L'augmentation des émissions de monoxyde de carbone et des hydrocarbures imbrulés trouvent leur origine dans la diminution de la qualité de la combustion et de la faible température du cylindre qui en résulte [170,255].

Il est bien établi que le moteur dual-fuel souffre de mauvaises performances à faibles charges. Une forte consommation spécifique en carburant, un mauvais rendement thermique, de longs délais d'allumage avec des concentrations plus élevées des émissions polluants [105,158,170].

Uma *et al.* [138] ont étudié les émissions d'un moteur diesel en mode dual fuel syngas-diesel à des charges de 13, 26, 39 et 52% de la charge nominale. La consommation spécifique d'énergie a augmenté avec la diminution de la charge, liée à une mauvaise combustion aux faibles charges. Les facteurs tels que le faible pouvoir calorifique du mélange air-gaz, la baisse de la pression d'admission du gaz et la diminution de la vitesse de flamme seraient à l'origine de cette perte d'efficacité. Aux faibles charges, les auteurs ont rapporté une diminution des émissions de NO_x et une augmentation des émissions de CO et des hydrocarbures imbrulés. Ils suggèrent que, pour le bon fonctionnement du moteur en dual fuel, de l'utiliser au-delà d'une certaine charge [150].

Singh *et al.* [133] ont évalué les performances et les émissions d'un groupe électrogène diesel, fonctionnant en mode dual fuel au gaz provenant d'un gazogène à bois. Les résultats obtenus montrent une augmentation du taux de substitution du carburant diesel avec l'augmentation de la charge du moteur. Ils ont noté une baisse d'environ 1 à 2% de la puissance du moteur aux charges élevées. Les niveaux de concentration des hydrocarbures imbrulés et de monoxyde de carbone les plus élevés ont été obtenus aux faibles charges en raison des mélanges air-carburant très pauvres à ces charges.

Sahoo *et al.* [117] ont examiné les effets de la charge sur les performances d'un moteur diesel monocylindre à injection directe alimenté au syngas-diesel. Le moteur d'une puissance de 5,2 kW au régime de 1500 tr/min a fonctionné aux charges de 20, 40, 60, 80 et 100%. Dans les conditions de faibles charges, ils ont obtenu de faibles rendements thermiques. Ils ont attribué ces résultats aux conditions de température insuffisante dans la chambre de combustion aux faibles charges. Une augmentation de la charge améliore les conditions de température dans le cylindre. La température des gaz d'échappement a augmenté avec l'augmentation de la charge tout en étant plus élevé en dual fuel par rapport au mode diesel conventionnel. La pression cylindre maximale a diminué non seulement pour toutes les charges du moteur au syngas-diesel mais aussi elle est apparue plus tardivement par rapport au mode diesel. La raison serait liée à l'augmentation du délai d'inflammation et de la durée de combustion en dual fuel avec la charge.

L'analyse des effets du régime et de la charge du moteur indiquent de mauvaises performances du moteur dual fuel syngas-diesel fonctionnant à charge partielle.

V. Modélisation de la combustion dual fuel

La modélisation du cycle d'un moteur à combustion interne est un outil complémentaire de l'expérimentation pour une meilleure compréhension des phénomènes physiques et chimiques de la combustion dans un moteur. Elle permet de simuler le fonctionnement des moteurs à combustion interne via la représentation des phénomènes qui se produisent dans les moteurs du point de vue de la mécanique des fluides ou de la thermodynamique. Les modèles numériques de combustion sont des outils flexibles et peu onéreux qui permettent d'optimiser les performances des moteurs [27]. Les modèles physiques peuvent être classés en deux grands groupes : Les modèles dimensionnels (1D-3D) et les modèles thermodynamiques ou zéro dimensionnels (0D).

V.1. Modèles dimensionnels

Les modèles dimensionnels sont basés sur les équations de Navier-Stokes et l'équation de conservation de l'énergie sous forme différentielle dans l'espace. Ces modèles prennent en compte les variations temporelles et spatiales du flux, de la composition, de la pression, de la température et de la turbulence à l'intérieur de la chambre de combustion [256]. Il existe une variété de sous-modèles dimensionnels se distinguant par le choix du nombre de dimensions (1D-3D) qui sont

utilisés pour simuler les différents aspects du processus de fonctionnement des moteurs à combustion interne. Les plus importants sont les modèles de combustion directement lié à la pression cylindre et au taux de dégagement de chaleur.

La modélisation numérique de la dynamique des fluides CFD du terme anglais computational fluids dynamics est utilisée pour l'étude du processus de combustion des moteurs à combustion interne, en particulier des moteurs à allumage par compression impliquant une combustion par diffusion [257]. D'autres modèles dits avancés, associent les modèles dimensionnels aux modèles CFD couplé avec des mécanismes de cinétique chimique pour étudier la combustion dans les moteurs dual fuel [27,257].

V.2. Modèles thermodynamiques ou modèles zéro-dimensionnels

Les modèles thermodynamiques sont basés sur les deux premiers principes de la thermodynamiques [258–260]. Ces modèles considèrent uniquement l'évolution des variables thermodynamiques dans le temps d'où l'appellation modèles zéro-dimensionnels. Ils permettent une approche simplifiée des phénomènes qui se produisent lors de la combustion dans le cylindre. Il existe des sous-familles se distinguant par le nombre de zones. Ainsi, on retrouve les modèles 0D à une zone et les modèles 0D multizones. Ces modèles sont utilisés pour analyser le dégagement de chaleur à partir des données expérimentales de la pression cylindre. On parle alors de modèle d'analyse. Ils sont aussi utilisés pour prédire le fonctionnement du moteur en termes de température, de pression cylindre, de puissance, de rendement et éventuellement des émissions polluants [126]. La figure II.8 donne la synthèse des modèles physiques utilisés pour les moteurs à combustion interne proposé par Ramos [256].

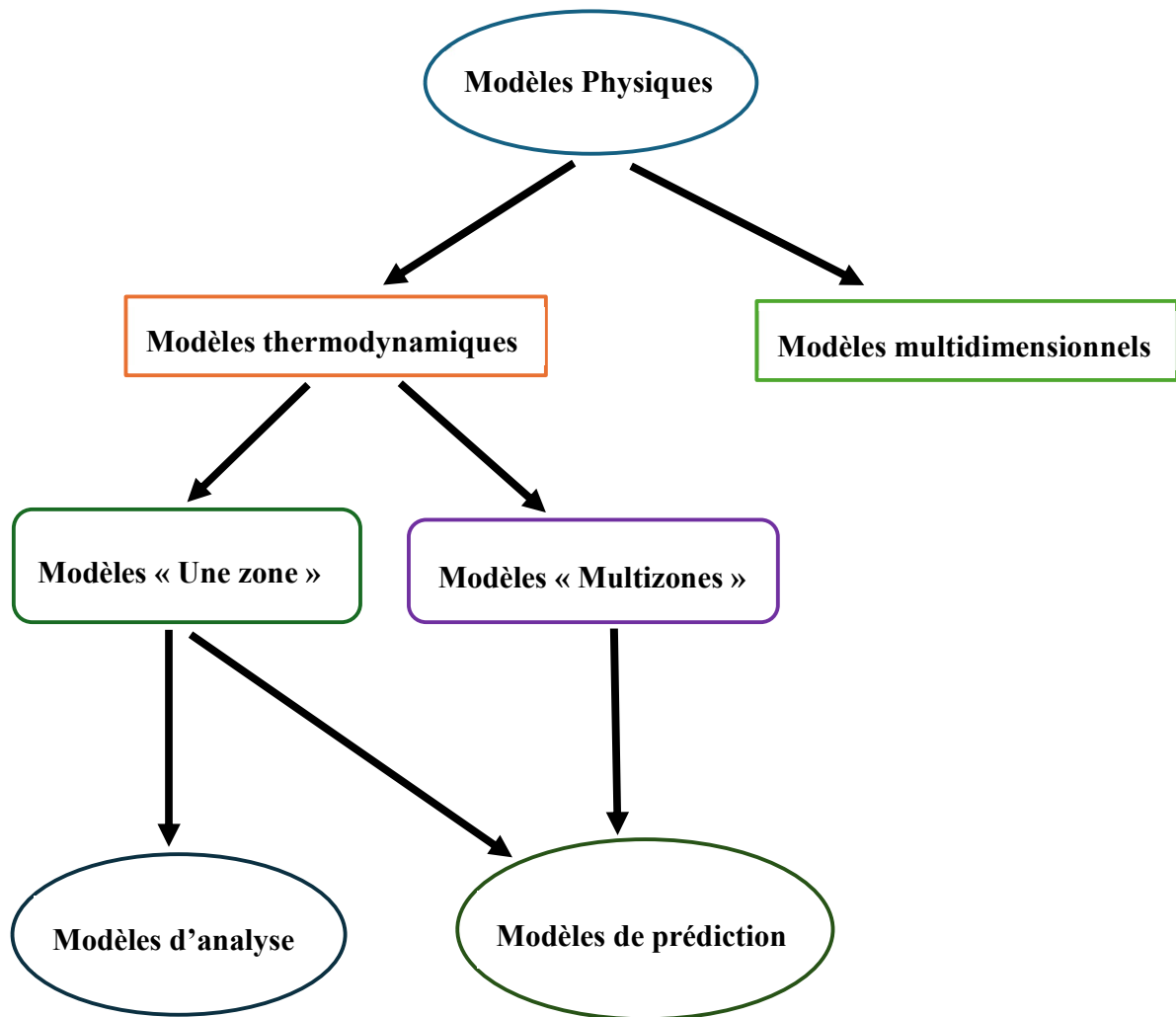


Figure II. 8 : Synthèse des modèles physiques utilisés dans les moteurs à combustion interne [256]

Dans la suite de cette thèse, un modèle 0D à une zone sera utilisé pour caractériser la combustion dual fuel. Ce type de modèle a été utilisé par plusieurs auteurs [261–266] en raison de la pertinence de ses données de sortie. En effet, les modèles 0D, avec un choix adéquat des sous-modèles (loi de combustion, sous-modèle de transfert thermique), conduisent à des données de sortie très proches des résultats expérimentaux. Aussi, les modèles thermodynamiques à une zone (modèle 0D) sont simples à implémenter et donnent un balayage aisé des paramètres par leur temps de calcul réduit. Caligiuri *et al.* [267] ont utilisé un modèle numérique basé sur l'application de la première loi de la thermodynamique aux systèmes fermés

avec une approche utilisant une triple fonction de Wiebe pour décrire et prédire le taux de dégagement de chaleur de la combustion dans un moteur dual fuel syngas-diesel. Le modèle proposé a présenté un bon accord avec les données expérimentales. L'utilisation des modèles thermodynamiques permet de clarifier les aspects phénoménologiques de la combustion dual fuel syngas-diesel et d'identifier un grand nombre de paramètres qui influent sur les performances du moteur. Cela permet de développer des approches prédictives pour l'optimisation et le contrôle de la combustion dans le moteur dual fuel.

Conclusion

L'utilisation des moteurs à combustion interne en mode dual fuel est une technologie qui a fait son apparition dans le souci de réduire la consommation des carburants d'origine fossile. Elle doit son évolution aux différentes crises dans le secteur des énergies fossiles et aux préoccupations environnementales liées aux émissions polluantes des moteurs. Elle peut être une alternative viable aux carburants fossiles. Parmi les carburants gazeux les plus utilisés, on peut citer : le gaz naturel, l'hydrogène, le biogaz, le gaz de pétrole liquéfié, l'éthanol et le syngas. La combustion dans les moteurs syngas-diesel a été largement étudiée dans la littérature. Les résultats expérimentaux ont indiqué que les paramètres de fonctionnement et de conception du moteur, à savoir les conditions du collecteur d'admission, le calage de l'injection du carburant pilote, la quantité du carburant pilote, la composition du carburant gazeux, le taux de compression, le régime et la charge du moteur exercent une grande influence sur les performances, les caractéristiques de combustion et d'émission du moteur dual fuel syngas-diesel. Les données de la littérature sur les performances du moteur diesel fonctionnant en mode dual fuel syngas-diesel indiquent de mauvaises performances du moteur dans les conditions de fonctionnement aux charges partielles.

La synthèse des travaux de modélisation de la combustion dual fuel, révèle l'existence des modèles multi-dimensionnels (3D) et des modèles thermodynamiques (0D). Les modèles zéro-dimensionnels ou modèles thermodynamiques se distinguent par le nombre de zones. Les modèles les plus utilisés pour analyser ou prédire les performances du moteur dual fuel sont les modèles 0D à une zone. Ils ont une formulation assez simple et donnent des résultats satisfaisants.

L'état de l'art renseigne que l'utilisation du syngas comme carburant principal dans les moteurs dual fuel, affecte les caractéristiques de performance, de combustion et d'émission de ces moteurs. Plusieurs solutions sont proposées pour l'amélioration des performances des moteurs fonctionnant avec le syngas. De ces solutions, il a été constaté que le fonctionnement du moteur aux charges élevées minimisait les écarts de performances entre le moteur diesel conventionnel et le moteur dual fuel syngas-diesel. Peu de données sont disponibles sur le moteur dual fuel syngas- diesel dans des conditions de fonctionnement aux charges partielles surtout à moyennes et faibles charges. Le présent travail de recherche dont l'objectif visé est de caractériser les performances, la combustion et les émissions du moteur diesel fonctionnant à charges partielles au surrogate de syngas-diesel. Cette caractérisation est soutenue par une étude numérique dans l'optique d'un fonctionnement optimal du moteur.

Le chapitre suivant présente les moyens expérimentaux et numériques utilisés pour l'étude des performances et des caractéristiques de combustion d'un moteur diesel dual fuel fonctionnant avec un surrogate de syngas.

CHAPITRE III : BANC D'ESSAI MOTEUR DUAL FUEL – MÉTHODOLOGIE EXPÉRIMENTALE ET TRAITEMENT DES DONNÉES

Introduction

Ce chapitre présente le matériel expérimental utilisé et le post-traitement des données pour évaluer les paramètres souhaités d'un moteur diesel fonctionnant en mode dual fuel. La section 1 décrit le banc d'essai moteur conçu pour les tests et la section 2 présente les principaux moyens de contrôle et de mesures. La méthodologie expérimentale et les essais réalisés sont abordés dans la section 3. Les différentes équations de la combustion en dual -fuel ont fait l'objet de la section 4. Les méthodes de traitement des données et le calcul des différents paramètres de la combustion sont consignés dans la section 5. Les méthodes d'évaluation des incertitudes sur les résultats obtenus sont consignées dans la section 6. Le chapitre se termine par les contraintes et les limites du matériel utilisé.

I. Dispositif expérimental

Le dispositif expérimental est constitué principalement d'un banc moteur réalisé sur la base des travaux de S.S. Bhaduri [224,268]. Plusieurs séances de travail effectuées avec des personnes ressources ont permis d'identifier les différents éléments du banc d'essai adaptés au climat tropical Africain et particulièrement à celui du Burkina Faso, site de notre étude. Cela a conduit à l'élaboration d'un schéma P&ID abréviation du terme Anglais « Piping and Instrumentation Diagram ou Process and Instrumentation Diagram » (annexe 1) qui résume l'ensemble des éléments du dispositif expérimental. Ainsi, les composants essentiels du banc d'essai moteur sont représentés sur la figure III.1

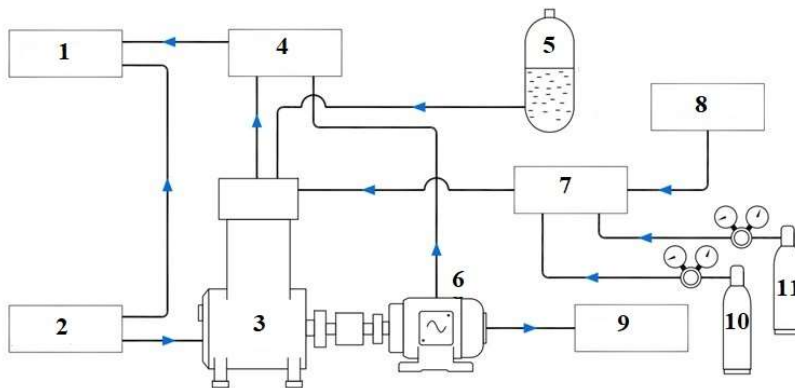


Figure III. 1 : Schéma de principe du dispositif expérimental

(1) Ordinateur ; (2) Analyseur de gaz de combustion ; (3) Moteur ; (4) Ecran de surveillance ; (5) Réservoir diesel ; (6) Alternateur ; (7) Mélangeur ; (8) Caisson d'air ; (9) Banc de charge résistive ; (10) Bonbonne d'azote ; (11) Bonbonne de gaz (GPL).

I.1. Moteur et génératrice utilisés

Le banc d'essai moteur est construit autour d'un moteur monocylindre Lister-Petter de type TR1 refroidi par air, à 4 temps, et à injection directe. Ce moteur de fabrication indienne, est de conception anglaise à l'origine. La figure III.2 donne l'image du piston dont la forme est à cavité centrale pour optimiser la combustion. L'amélioration du rendement thermique (une meilleure combustion) réduit les émissions polluantes (CH, CO et PM).



Figure III. 2 : Piston du moteur Lister Petter TR1 utilisé

Les caractéristiques du moteur sont consignées dans le tableau III 1.

Tableau III. 1 : Spécifications du moteur Lister Petter

Modèle	Lister Petter TR1
Détails techniques	4 cylindres, injection directe, allumage par compression, monocylindre, aspiration naturelle, refroidi à l'air
Cylindrée (cm ³)	773
Puissance nominale (kW)	4 à 1500 tr/mn
Alésage/course (mm)	98,42/101,6
Taux de compression géométrique	15,85 :1
Pression d'injection (bar)	200
Longueur de la bielle (cm)	29,2
Diamètre soupape d'admission (mm)	44,5
Diamètre soupape d'échappement (mm)	38,5
Ouverture de la soupape d'admission	15°BTDC
Fermeture de la soupape d'admission	45°ABDC
Ouverture de la soupape d'échappement	52°BBDC
Fermeture de la soupape d'échappement	10°ATDC

C'est un moteur robuste et très répandu en Afrique. Il a été choisi car il est représentatif des modèles qui pourraient être mis en œuvre sur des installations de gazéification en Afrique de l'Ouest. Il entraîne une génératrice de puissance nominale 6 kW à 1500 tr/min et qui délivre un courant triphasé. Le tableau III. 2 décrit les caractéristiques de l'alternateur.

Tableau III. 2 : Caractéristiques de l'alternateur

Alternateur	Type d'alternateur	IP23
	Puissance max	6 kW ou 7,5 kVA à 1500 tr/min
	Cos φ	0,8
	RPM	1500

I.2. Alimentation du moteur

I.2.1. Dispositif de mesure du débit du carburant pilote

Le moteur est alimenté au diesel qui est le carburant pilote, à l'aide d'un réservoir. Le dispositif de mesure du débit volumique du carburant pilote (figure III. 2) est composé d'une colonne de verre gradué de 20 ml avec une précision de 0,1 ml. Des raccords permettent de relier le réservoir, la colonne de verre gradué et le moteur. Une vanne en « T » placée entre le réservoir et la colonne de verre gradué permet d'ouvrir ou de fermer le passage du carburant pilote dans la colonne. Il existe un retour du carburant pilote, de l'injecteur vers le réservoir.



- 1** : Colonne de verre gradué
- 2** : Vanne en « T »
- 3** : Raccord la vanne à la pompe
- 4** : Retour de trop plein injection
- 5** : Raccord la vanne au réservoir
- 6** : Retour de trop plein colonne

Figure III. 3 : Système de mesure du débit du diesel

Lorsqu'on ferme la vanne placée entre le réservoir et la colonne de verre, le carburant diesel consommé par le moteur provient exclusivement de la colonne de verre graduée. Un chronomètre permet de mesurer la durée Δt d'écoulement d'une variation de volume du diesel $\Delta V = 5ml$. La mesure est répétée 3 fois pour en faire une moyenne. L'équation (3.1) permet de calculer le débit volumique du carburant pilote et l'équation (3.2) donne le débit massique.

$$\dot{V} = \frac{\Delta V}{\Delta t} \quad (3.1)$$

$$\dot{m} = \rho \dot{V} \quad (3.2)$$

V	: Volume du diesel	Δt	: Durée d'écoulement
$\dot{V}$	: Débit volumique du diesel	$\dot{m}$	: Débit massique du diesel
ΔV	: Variation du volume du diesel	ρ	: Masse volumique du diesel

I.2.2. Dispositif de mesure du débit d'air

Dans un moteur monocylindre à quatre temps, l'air n'est aspiré que pendant la phase d'admission. L'écoulement d'air n'est donc pas continu car il ne se fait que sur un seul temps des quatre temps du cycle. Un tel type de régime d'écoulement est dit pulsatoire. Pour amortir les pulsations de l'écoulement, il est nécessaire d'utiliser un volume tampon d'air faisant 330 fois le volume de la cylindrée selon Ferguson [269]. Pour le moteur Lister Petter utilisé, ce volume est d'environ 255 litres. Un caisson d'air a donc été dimensionné selon ce volume. Le débit d'air est mesuré par un organe déprimogène constitué d'un diaphragme de 18 mm de diamètre, installé à l'entrée d'air du caisson. Le diaphragme est relié à un capteur de pression différentiel. Ce dispositif est illustré par la figure III. 3. La mesure de la chute de pression autour du diaphragme permet d'obtenir le débit d'air en utilisant l'équation 3.3

$$\dot{m}_{air} = \alpha \cdot s_d \cdot \sqrt{2 \cdot \rho_0 \cdot \Delta P} \quad (3.3)$$

Avec α le coefficient de débit, s_d la section de passage du diaphragme, ρ_0 la masse volumique de l'air ambiant et ΔP la différence de pression entre l'amont et l'aval du diaphragme.

La figure III. 3 donne une vue d'ensemble du système de mesure du débit d'air.



*Figure III. 4 : Système de mesure du débit d'air :
À gauche le caisson d'air et à droite le capteur*

I.2.3. Dispositif de mesure des débits des combustibles primaires

Le gazogène développé dans une des thèses du projet PRD GasCal, produit un gaz relativement pauvre. Avec un pouvoir calorifique moyen de $3,6 \text{ MJ/Nm}^3$ et les proportions volumiques en gaz utiles suivantes : 14,26% de CO et 6,84% de H_2 [49], ce gaz s'enflamme difficilement à la torche. Sa qualité ne permet pas une utilisation dans le moteur. A cela s'ajoute la non-disponibilité du système d'épuration du gaz, indispensable pour un usage du gaz dans le moteur. L'unité de traitement de syngas (plateforme 2iE) est fortement endommagée sous l'effet des intempéries. Le coût élevé de sa restauration a été un frein à sa remise en service. Une alternative était de formuler le syngas à partir de monoxyde de carbone et d'hydrogène en bouteilles. Cependant, ces gaz sont indisponibles au Burkina Faso et très difficiles et très coûteux à importer. En se basant sur les gaz combustibles disponibles localement, il a été décidé de formuler un surrogate de syngas à partir de gaz de pétrole liquéfié (GPL) et d'azote. Ainsi l'alimentation du moteur en gaz est assurée par deux bonbonnes de gaz de pressions respectives 1 bar pour l'azote (N_2) et 5 bar pour le GPL. Ces bonbonnes sont reliées à deux (2) régulateurs de débit massique MFC du terme anglais « Mass Flow Controller » qui ont servi à mesurer les débits massiques du GPL et du N_2 . La figure III. 4 montre une image des deux (2) MFC connectées à leur bouteilles respectives.

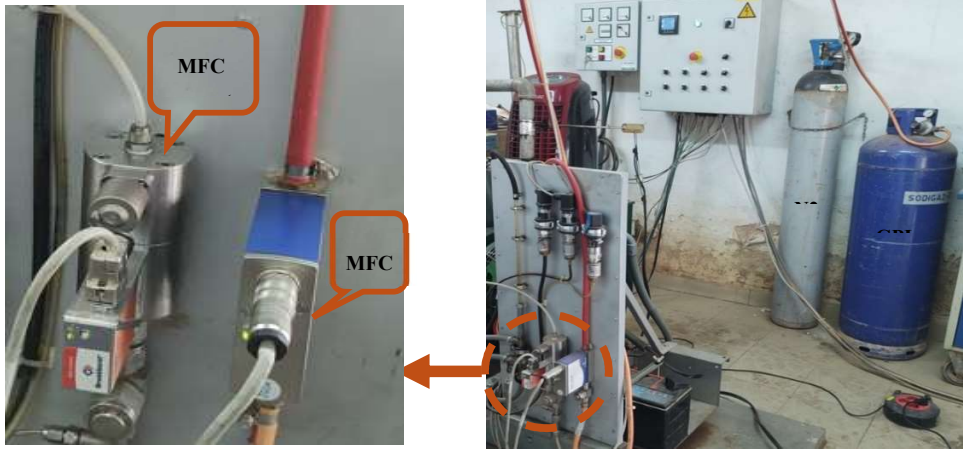


Figure III. 5 : Régulateurs de débit massique connectés à leur bouteille respective

Les combustibles primaires utilisés sont le gaz de pétrole liquéfié (GPL) et le mélange de gaz de pétrole liquéfié et d'azote (GPLN2). Le GPL utilisé contient en volume environ 80% de butane et de 20% de propane. Le gaz GPLN2 est obtenu en diluant le GPL avec l'azote de manière à obtenir un gaz de contenu énergétique égal à celui syngas. Les débits du GPL et du N2 sont exprimés par les équations 3.4 et 3.5 et l'équation 3.6 donne le rapport du PCI du syngas et celui du GPL.

$$\dot{m}_{GPL} = X \cdot \dot{m}_{GPLN2} \quad (3.4)$$

$$\dot{m}_{N2} = \frac{(1-X) \cdot \dot{m}_{GPL}}{X} \quad (3.5)$$

$$X = \frac{PCI_{syngas}}{PCI_{GPL}} \quad (3.6)$$

$\dot{m}_{GPL}$, $\dot{m}_{N2}$ et $\dot{m}_{GPLN2}$ sont respectivement les débits massiques du GPL, du N2 et du GPLN2.

PCI_{syngas} et PCI_{GPL} sont respectivement PCI les du syngas et du GPL

Le PCI du syngas considéré est de 4,42 MJ/kg sur la base d'un gaz ayant une composition moyenne en volume : 21% de CO, 17% de H₂, 1% de CH₄, 13% de CO₂ et 48 de N₂. Le PCI du GPL est de 45,75 MJ/kg. La valeur de X rapport du PCI du syngas et celui du GPL est de 0,097.

I.3. Banc de charges résistives

La mise en charge du moteur est faite grâce à un banc de charges résistives composé de résistances de puissances respectives 250 W, 500 W et de 1000 W et d'un ventilateur de puissance 50 W pour le refroidissement (figure III. 5). La charge appliquée au moteur est réglable, le tableau III. 3 renseigne sur les puissances électriques testées et leur correspondance avec la charge appliquée au moteur.

Tableau III. 3 : Puissances et charges appliquées au moteur

Puissance électrique (W)	Charge du moteur (%)
0	0
800	20
1300	32,5
1500	37,5
2050	51,25
2500	62,5
2800	70



Figure III. 6 : Banc de charges résistives

La figure III. 6 donne une vue d'ensemble du banc d'essai moteur.



- 1 : Moteur Lister Petter
- 2 : Alternateur
- 3 : Support des débitmètres
- 4 : Banc de charges résistives
- 5 : Testo 350
- 6 : Bonbonne de GPL
- 7 : Bonbonne de N2
- 8 : Boitier de contrôle
- 9 : Boitier de démarrage
- 10 : Caisson d'air

Figure III. 7 : Vue d'ensemble du banc d'essai

II. Instrumentation

Afin d'effectuer les investigations expérimentales souhaitées, des instruments et des logiciels ont été utilisés sur le banc moteur pour la mesure et le contrôle de certains paramètres. Les différents capteurs installés sur le moteur sont reliés au système de contrôle CompactRIO de National Instruments (NI) et accessible via une interface LabVIEW installé sur un ordinateur (PC). LabVIEW (Laboratory Virtual Instrument Engineering Workbench) de NI est un logiciel de mesure et de contrôle, fondé sur un environnement de développement graphique FPGA de National Instruments. FPGA vient du terme anglais « Field-Programmable Gate Array ». Les domaines d'application traditionnels du LabVIEW sont le contrôle/commande, la mesure, l'instrumentation ainsi que le test automatisé à partir d'un ordinateur (acquisition de données, contrôle-commande, contrôle d'instruments de mesure, de dispositifs expérimentaux, de bancs de test). Il assure l'interface entre l'opérateur et le banc d'essai. Ainsi, le logiciel LabVIEW permet non seulement d'exercer des commandes sur certains capteurs mais aussi, de faire le contrôle et l'acquisition des données. Le tableau III. 4 donne les principaux équipements d'acquisition et de contrôle répartis en fonction de leur vitesse de fonctionnement en instruments de contrôle/acquisition lent et en instruments de contrôle/acquisition rapide.

Tableau III. 4 : Principaux instruments de contrôle et d'acquisition utilisés sur le banc d'essai

	Instrument	Marque / Type	Détails
Contrôle lent	Régulateurs de débit massique	Bronkhorst	N2 : 11,20 kg/h GPL : 3 kg/h
	Pression d'admission	Cerabar PMP21	0-2 bar
Acquisition lente	Pression d'échappement	Cerabar PMP21	0-5 bar
	Pression différentielle air	Cerabar PMD55	0-2000 Pa
	Température d'admission	Thermocouple de type K	0-400 °C
	Température des parois	Thermocouple de type K	0-400 °C
	Température de l'huile de lubrification	Thermocouple de type K	0-400 °C
	Température d'échappement	Thermocouple de type K	0-400 °C
	Analyseur des gaz d'échappement	Testo 350	CO: 0-10000 ppm NO : 0-4000 ppm NO2: 0-5000 ppm CO2 : 0-50%Vol
	Codeur angulaire	Heidenhain ROD 426	7200 div/ cycle
Acquisition rapide	Pression cylindre	AVL GH15D	0-250 bar
	Amplificateur de charge	AVL FI PIEZO	0-14400pC (720 bar max)

II.1. Analyseur de gaz de combustion

Le dispositif utilisé pour la mesure des gaz d'échappement est l'analyseur de gaz Testo 350. C'est un analyseur de gaz de combustion portatif qui utilise des cellules électrochimiques et des cellules infra-rouges. Il est composé d'un coffret d'analyse, d'un filtre et d'un boîtier de commande Bluetooth. Sa configuration permet de mesurer les gaz suivants : O₂ ; CO ; CO₂ ; NO ; NO₂ et SO₂ à des températures élevées. La figure III. 7 donne une illustration de l'analyseur de gaz de combustion Testo 350 et son emplacement sur le dispositif.



Figure III. 8 : Analyseur de gaz de combustion Testo 350 à gauche et la sonde de prélèvement à droite

Pour mesurer les émissions polluantes, la sonde installée sur la ligne de sortie des gaz isole une fraction des gaz d'échappement qui est ensuite déshydratée avant d'être analysée. Les émissions de NO_x (NO+NO₂), CO, SO₂ ainsi que l'oxygène (O₂) résiduel sont mesurés par des capteurs électroniques appelés cellules de mesure. Le dioxyde de carbone CO₂ est mesuré par adsorption de rayonnement infrarouge ((IR) par un capteur CO₂ IR. Les mesures sont enregistrées sur le logiciel testo EasyEmission SP3 installé sur un ordinateur. Pour chaque charge, lorsque les données se stabilisent, la mesure est effectuée sur une durée de trois (3) minutes avec un pas de cinq (5) secondes. Les valeurs sont ensuite moyennées pour obtenir la concentration correspondant à chaque gaz mesuré. Le tableau III. 5 donne la précision et la résolution de l'analyseur de gaz Testo 350 utilisé pour les mesures.

Tableau III. 5 : Précision et résolution de l'analyseur de gaz Testo 350

Gaz	Plage	Précision	Résolution
CO	0 – 10000 ppm	±5% de la lecture (200...2000ppm) ±10% de la lecture (reste de la plage)	1 ppm
NO	0 – 4000 ppm	±5% de la lecture (100...1999.9ppm)	1 ppm
NO ₂	0 – 500 ppm	±5ppm (0...99.9ppm) ±5% de la lecture (reste de la plage)	0,1 ppm
CO ₂	0 – 50%Vol. %	(0...25Vol. %) ±0.5Vol. %	0.01Vol. %

II.2. Matériels NI

Le système de contrôle et d'acquisition du banc d'essai est construit avec du matériel de National Instruments. Le matériel CompactRIO de NI est adapté pour les applications nécessitant de grandes quantités de données d'acquisition qui pourraient être stockées en continue avec un temps de traitement rapide et surtout d'une interface permettant le contrôle/commande, l'acquisition et la surveillance des paramètres. Cela justifie son utilisation sur plusieurs bancs d'essai moteur [224,225,270]. Le système CompactRIO se compose d'un châssis de contrôleur en temps réel RT venant du terme anglais « Real Time », de modules Entrées/Sorties (E/S) reconfigurables désignés par le terme anglais « Reconfigurable Input/Output » (RIO), d'un module FPGA et d'un châssis d'extension Ethernet. Le module RT est associé à l'unité FPGA qui dispose d'une interface à large bande passante avec les modules E/S, et offre des capacités de calcul rapides pour répondre aux besoins de traitement en temps réel. En outre, l'interface avec l'opérateur humain est donnée par le compactRIO via un ordinateur hôte sur lequel est effectué la programmation à l'aide de LabVIEW RT et des modules FPGA. Le tableau III. 6 donne les spécifications du matériel NI de contrôle et d'acquisition de données utilisé sur le banc et la figure III. 8 donne une illustration de ce dispositif.

Tableau III. 6 : Matériel d'acquisition et de contrôle des données de National Instruments utilisé sur le banc d'essai

Matériel NI	Etiquette	Spécifications
CompactRIO	cRIO-9035	FPGA
Châssis	cRIO-9114	8 emplacements
Entrée analogique	9207	Module mixte tension-courant. 8 voies (I) + 8 voies (V), 24 bits
Entrée analogique	9215	4 voies, BNC, ± 10 V, 16 bits pour pression
Sortie analogique	9263	4 voies, ± 10 V, 16 bits
Entrée digitale	9411	6 voies, $\pm 5-24$ V pour codeur angulaire

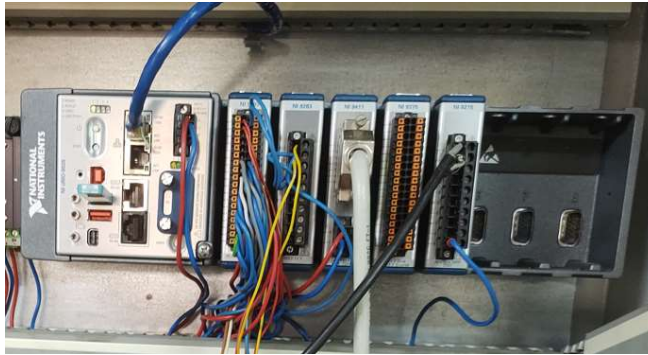


Figure III. 9 : Le contrôleur CompactRIO avec RT intégré contenant les cartes pour acquisition de données et contrôle interfacé par un FPGA

Les instruments de commande et d'acquisition interfacés sur LabVIEW de National Instruments via le contrôleur CompactRIO sont donnés dans les sections II.3. et II.4.

II.3. Dispositifs de commande et acquisition lents

Les instruments lents sont utilisés pour la commande et l'acquisition des données à basse fréquence. Les régulateurs de débit massique sont les principaux instruments de contrôle sur le banc. En effet, les régulateurs de débit reçoivent des commandes à l'entrée, effectuent des mesures sur les flux gazeux et renvoient les résultats de ces mesures. L'acquisition lente via le LabVIEW concerne les données de pression (admission, échappement et de l'air) et de température. Un capteur de pression absolue piézoélectrique Cerabar PMP21 de la gamme 0-2 bar, placé sur le collecteur d'admission, permet la mesure de la pression d'admission. Celle de la pression d'échappement est assurée par un capteur de pression relative Cerabar PMP21 de la gamme 0-5 bar. Le débit d'air est donné par un capteur de pression différentielle PMD55 de la gamme 0-2000 Pa. Ces capteurs avec une précision de $\pm 0,3\%$ en pleine charge ont une alimentation de 24V DC avec un signal de sortie de 4-20mA. Les différentes températures sont mesurées par des thermocouple de type K de gamme 0-400°C. La figure III. 9 donne une illustration des capteurs de pression Cerabar utilisés sur le banc



Figure III. 10 : Capteurs de pression utilisés sur le banc

- 1** : Capteur de pression d'admission PMP21
- 2** : Capteur de pression d'échappement PMP21
- 3** : Capteur de pression différentielle PMD55 de l'air d'admission

II.4. Acquisitions rapides

Le système de mesure de la pression cylindre et le codeur rotatif constituent les principaux paramètres d'acquisition rapide via LabVIEW. Le système de mesure de la pression cylindre se compose d'un capteur de pression piézoélectrique AVL GH15D placé dans la culasse, de gamme 0-250 bar avec une sensibilité de 19,28 pC/bar et d'un amplificateur de charge AVL FI PIEZO de gamme 0-14400 pC. Le capteur de pression cylindre AVL GH15D offre une bonne précision ainsi qu'une bonne tolérance aux températures élevées et aux conditions environnementales difficiles [126,224,270,271]. Son principe de fonctionnement se base sur l'effet piézoélectrique directe. La pression dans le cylindre produit une flexion de la membrane du capteur qui provoque le développement d'une charge sur celle-ci. Cette charge est détectée par l'amplificateur de charge qui la convertit en une tension à l'échelle acquise par le système d'acquisition des données. Un post-traitement du signal amplifié est nécessaire car le système capteur-amplificateur ne mesure que les changements de pression dynamique. Dans cet optique, les informations sur la pression sont échantillonnées pour créer un ensemble de données séquentielles pouvant être utilisées dans les calculs. Ainsi, un capteur rotatif Heidenhain ROD 426 (figure III. 10) de 7200 impulsions /cycle, fixé sur l'arbre à came du moteur, permet de repérer les différentes positions d'échantillonnage des données de pression au cours du cycle à un régime de 1500 tours/minute. C'est un élément essentiel du système d'acquisition du banc d'essai moteur car il permet de

cadencer la mesure des autres paramètres (pressions et températures) et d'impulser le signal nécessaire à l'origine de l'enregistrement.

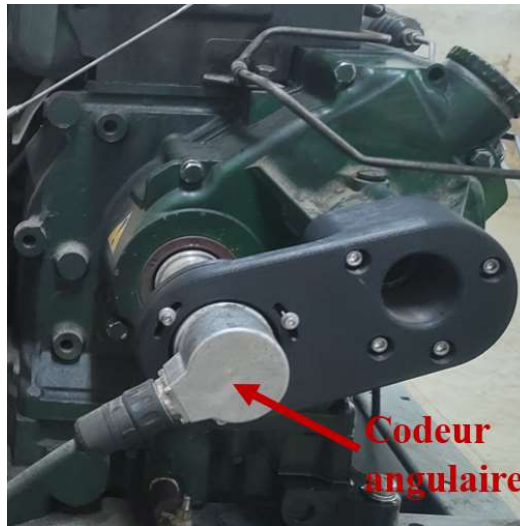


Figure III. 11 : Codeur angulaire utilisé sur le banc

III. Méthodologie expérimentale

III.1. Procédure des essais

Des opérations préliminaires doivent être effectuées rigoureusement afin d'assurer des conditions optimales pour les essais. Cela consiste à :

- ❖ Vérifier les conditions ambiantes ;
- ❖ Déterminer la composition du combustible primaire pour la charge étudiée ;
- ❖ Étalonner l'analyseur de gaz d'échappement ;
- ❖ Vérifier les réglages du moteur (niveau de l'huile moteur, système de refroidissement) ;
- ❖ Ajuster les pressions de sortie des bouteilles des différents gaz ;
- ❖ Réaliser la mise en chauffe du moteur.

L'essai commence lorsque le moteur est chaud et que la température de l'huile de lubrification du moteur s'est stabilisée à la valeur choisie comme température du début de l'essai pour chaque charge. Cette température correspond à la température de stabilisation de l'huile pour chaque charge du moteur fonctionnant au carburant diesel conventionnel. Cet indicateur permet d'assurer

la répétabilité des essais dans les mêmes conditions de température pour les mêmes charges. Le réglage du débit des gaz du combustible primaire est automatisé par une commande d'un programme réalisé sous LabVIEW. La procédure expérimentale de la réalisation d'un essai est décrite par la figure III. 11. On réalise trois enregistrements de données par essai. L'essai prend fin lorsque le débit du combustible pilote ne varie pratiquement plus. La durée moyenne d'un essai est d'environ une heure quarante minutes (1h 40 mn).

Les essais ont été effectués sur deux (2) ans. Le moteur a donc subi des entretiens périodiques pour minimiser l'influence probable des dérèglages du moteur sur les résultats. Les résultats d'une même série d'expériences sont toujours comparés avec les essais de référence les plus proches.

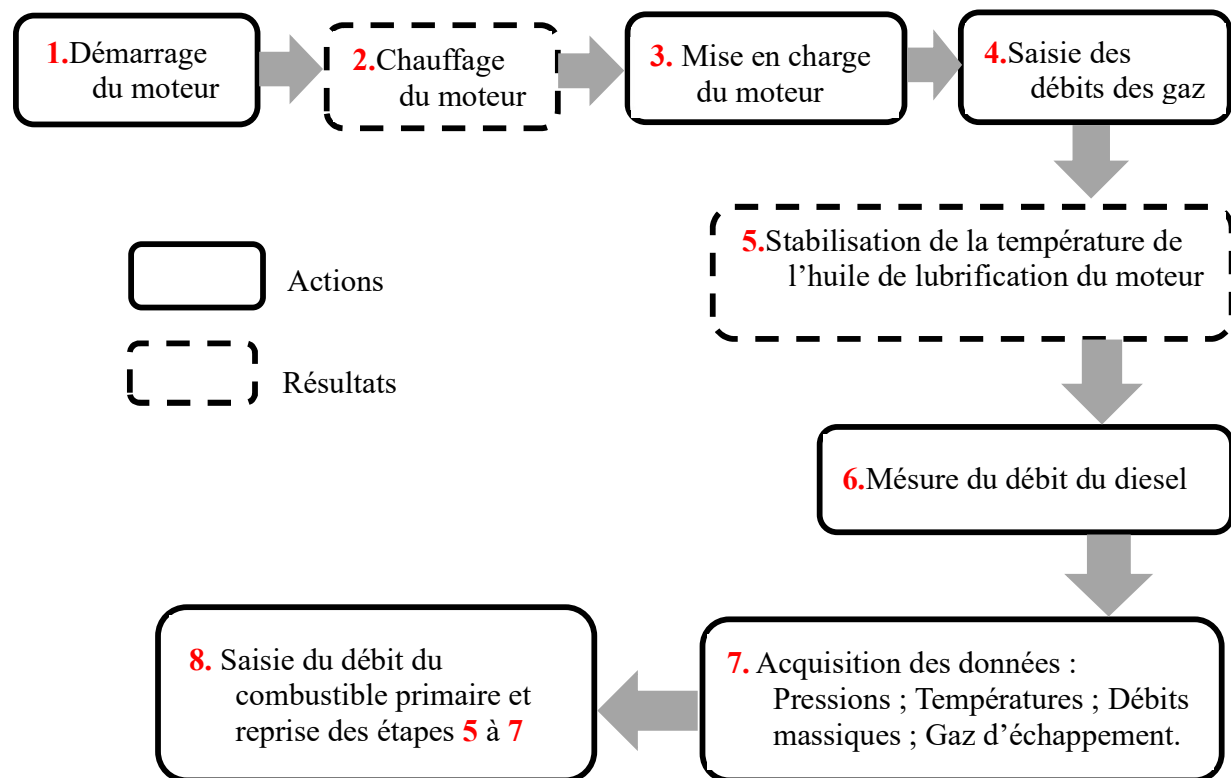


Figure III. 12 : Procédure des essais

III.2. Essais réalisés

Les tests ont été réalisés à régime constant de 1500 tr/min, la charge du moteur allant de 20 à 70% avec un pas de 10 points. Les essais ont été effectués en mode diesel conventionnel et en

mode dual-fuel. Les paramètres de combustion, les performances et les émissions du moteur fonctionnant au carburant diesel pur ont été utilisées comme données de référence. Pour assurer la cohérence des observations, et l'établissement d'une base de comparaison des résultats, les essais moteurs ont été effectués selon le plan d'expérience tel qu'indiqué dans le tableau III. 7.

Tableau III. 7 : Plan d'expérience

Mode opératoire	Carburant	Désignation	Réglage du moteur
Diesel conventionnel	Diesel pur	D-P	RPM :1500tr/min Injection : 20°V
Dual fuel	Pilote : Diesel Combustible primaire : Gaz de Pétrole Liquéfié	D-GPL	Avant le PMH Charges : 20, 30, 40, 50,60,70%
Dual fuel	Pilote : Diesel Combustible primaire : Surrogate de gaz	D-GPLN2	Substitution : 0 à taux maximal

Avant les essais, le moteur est préchauffé et fonctionne avec du diesel pendant 15 minutes à 1500 tr/min sans charge pour atteindre un état de fonctionnement stable. Les débits massiques du GPL et du N2 calculés sont saisis manuellement dans le programme informatique. Pour des conditions de fonctionnement stables, à une charge moteur définie, le flux de gaz dans le moteur a été augmenté lentement pour atteindre le taux maximum de substitution. Le débit du carburant pilote est réduit automatiquement par le régulateur du groupe électrogène avec l'augmentation du débit du gaz. Cela a permis de déterminer le débit maximal de gaz pour un bon fonctionnement du moteur en mode dual fuel.

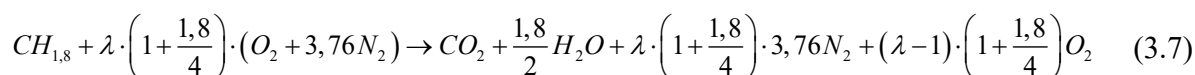
Les émissions de CO, de CO₂ et de NO_x du moteur ont été enregistrées manuellement sur l'ordinateur connecté à l'analyseur de gaz de combustion Testo 350.

La charge a été modifiée au moyen d'un boîtier de commande du banc de charges résistives.

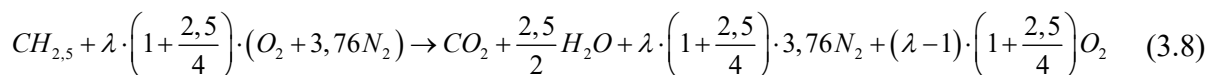
Le combustible principal est mélangé à l'air avant son arrivée dans le collecteur d'admission et le carburant diesel pur est injecté directement dans le cylindre. La combustion du carburant diesel permet d'initier la combustion du combustible principal gazeux [108].

IV. Chimie de la combustion

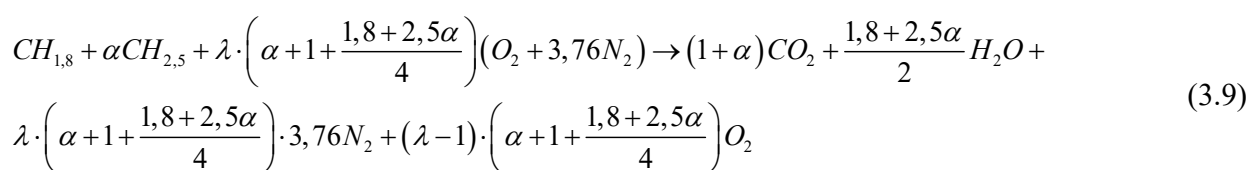
Il existe plusieurs méthodes de détermination de la composition des gaz de combustion dans les moteurs. Ces méthodes, dans leur grande majorité passent par plusieurs étapes pour calculer la composition des gaz brûlés à l'équilibre. Olikara [272], à titre d'exemple, a défini un modèle à 14 étapes pour déterminer les gaz brûlés à l'équilibre. D'autres auteurs [273,274] ont proposé une réaction globale à une étape pour caractériser la réaction de combustion et déterminer la composition du mélange en fonction du niveau de combustion. Dans la présente étude le schéma de réaction à une étape est utilisé. Le mélange air-carburant brûle dans le moteur avec un excès d'air λ . Sachant que l'air est composé essentiellement de 21% d'oxygène et de 79% d'azote et que dans le diesel utilisé, l'hydrogène et le carbone sont dans un rapport de 1,8, l'équation de la combustion du carburant diesel est donnée par l'équation (3.7)



Le rapport hydrogène carbone dans le GPL étant de l'ordre 2,5, la combustion du surrogate de gaz est représenté par l'équation (3.8) :



Le moteur opérant en dual fuel surrogate de syngas-diesel, le schéma global de la réaction qui a lieu dans le cylindre à l'équilibre est traduit par l'équation (3.9) :



α la proportion du gaz dans le mélange, est donnée par l'équation (3.10). La richesse ϕ traduisant la proportion entre l'air et le carburant du mélange admis dans le cylindre en mode dual fuel est obtenue par l'équation (3.11)

$$\alpha = \frac{n_{\text{gaz}}}{n_{\text{diesel}}} = \frac{\dot{m}_{\text{gaz}}}{\dot{m}_{\text{diesel}}} \times \frac{M_{\text{diesel}}}{M_{\text{gaz}}} \quad (3.10)$$

$$\phi = \frac{\dot{m}_{\text{gaz}} \cdot P_{\text{st-gaz}} + \dot{m}_{\text{diesel}} \cdot P_{\text{st-diesel}}}{\dot{m}_{\text{air}}} \quad (3.11)$$

n_{gaz} , $\dot{m}_{\text{gaz}}$ et M_{gaz} respectivement le nombre de mole, le débit et la masse molaire du GPL.

n_{diesel} , $\dot{m}_{\text{diesel}}$ et M_{diesel} respectivement le nombre de mole, le débit et la masse molaire du diesel

$P_{\text{st-gaz}}$ et $P_{\text{st-diesel}}$ respectivement le pouvoir comburivore du gaz et du diesel.

La présence des espèces non oxydées (CH, CO, NO, ...) dans les gaz d'échappement indique que la combustion dans le moteur est non complète. L'équation (3.12) prend en compte la présence de CO et NO dans les gaz d'échappement.

$$CH_{1,8} + \alpha CH_{2,5} + \lambda \cdot \left(\alpha + 1 + \frac{1,8+2,5\alpha}{4} \right) (O_2 + 3,76N_2) \rightarrow \left\{ \begin{array}{l} (1-k_1)(1+\alpha)CO_2 + k_1(1+\alpha)CO + \frac{1,8+2,5\alpha}{2}H_2O \\ + (1-k_2) \left(\alpha + 1 + \frac{1,8+2,5\alpha}{4} \right) \cdot 3,76\lambda N_2 \\ + 2k_2 \left(\alpha + 1 + \frac{1,8+2,5\alpha}{4} \right) \cdot 3,76\lambda NO \\ + \left(\left(\alpha + 1 + \frac{1,8+2,5\alpha}{4} \right) (\lambda - 1 - 3,76k_2\lambda) + \frac{k_1}{2}(1-\alpha) \right) O_2 \end{array} \right. \quad (3.12)$$

k_1 et k_2 sont les constantes de dissociation du CO_2 et du N_2 . Le gaz contient aussi une fraction d'hydrogène qui n'a pas été mesurée et n'est pas représentée dans l'équation ci-dessus.

Le taux de substitution du carburant diesel exprimé en énergie est donné par l'équation (3.13)

$$ds = \frac{Q_{\text{diesel}} - Q_{\text{dual fuel}}}{Q_{\text{diesel}}} \quad (3.13)$$

Q_{diesel} représente l'apport de diesel en énergie lorsque le moteur fonctionne sans ajout de gaz et

$Q_{\text{dual fuel}}$ l'apport de diesel en énergie lors du fonctionnement en dual fuel avec ajout de gaz.

La consommation spécifique et le rendement global ont été calculés par les équations (3.14) et (3.15)

$$CS = \frac{\dot{m}_{D/DF} + \dot{m}_{gaz/DF}}{P} \quad (3.14)$$

$$\eta_{global} = \frac{3600}{CS \times PCI} \times 10^3 \quad (3.15)$$

CS est la consommation spécifique en kg/kWh, P est la puissance effective du moteur en kW, η_{global} est le rendement thermique global du moteur, PCI est le pouvoir calorifique Inférieur du carburant utilisé.

V. Détermination des paramètres liés à la combustion

V.1. Mesure et traitement du signal de la pression cylindre

V.1.1. Calage et correction de niveau des données de pression

Dans les moteurs à combustion interne, la mesure de la pression cylindre est déterminante pour l'analyse des caractéristiques de la combustion. Le signal de pression contient une quantité importante d'informations qui permettent de déterminer des paramètres tels que la pression maximale, la pression moyenne indiquée, la durée de combustion, le taux de dégagement de chaleur et le coefficient de variation des cycles de combustion. Une bonne qualité des données de pression est donc indispensable pour une analyse précise de la combustion et des performances. La méthode de mesure de la pression dans le cylindre utilisée pour la présente étude est basée sur le système transducteur piézoélectrique, codeur angulaire qui fournit une représentation graphique du cycle pression-volume du cylindre en fonction de l'angle vilebrequin. Le volume peut être déterminé directement à partir de la position du vilebrequin. Dans cette étude, le cycle à quatre temps du moteur est reparti de -180 à $540^\circ V$ de manière que la course de compression corresponde à la plage de -180 à $0^\circ V$. L'équation (3.16) exprime le volume du cylindre qui évolue en fonction de la position du piston.

$$V(\theta) = \frac{V_c}{R_c - 1} + \frac{V_c}{2} \left(1 + L/r - \cos\left(\frac{\pi}{180}\theta\right) - \sqrt{(L/r)^2 - \sin^2\left(\frac{\pi}{180}\theta\right)} \right) \quad (3.16)$$

V : volume du cylindre, θ : Angle vilebrequin, V_c : volume de la chambre de combustion, R_c : taux de compression, L : la longueur de la bielle, r : le rayon du vilebrequin.

Chaque valeur de l'angle vilebrequin définit un volume instantané du cylindre. Le calage thermodynamique du moteur consiste à faire correspondre la pression cylindre maximale avec le volume du PMH de compression. Pour obtenir un phasage précis entre la valeur de la pression mesurée et l'angle vilebrequin du moteur, le codeur angulaire utilisé échantillonne la pression du cylindre avec une résolution angulaire de 0,1 degré d'angle vilebrequin. Il est extrêmement important de connaître de manière précise l'angle vilebrequin du moteur correspondant à chaque valeur de la pression cylindre mesurée. Un petit décalage de phase entre le cycle de pression et l'estimation du volume basée sur les valeurs de l'angle vilebrequin donnée par le codeur angulaire peut entraîner une erreur significative sur le travail indiqué, ce qui conduit à d'importantes erreurs dans le calcul des paramètres thermodynamiques. La figure III. 12 donne le calage de la pression et les positions des soupapes d'admission et d'échappement.

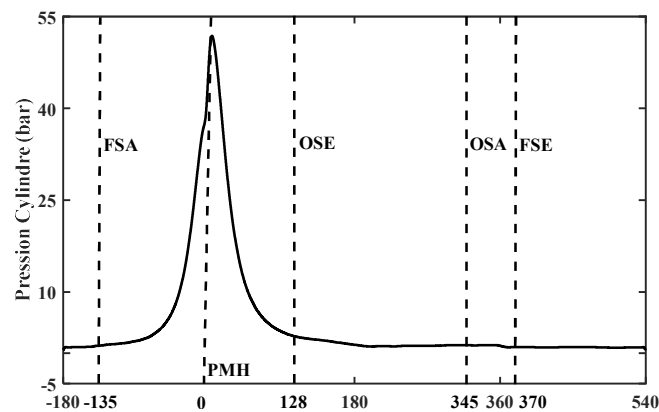


Figure III. 13 : Calage de la pression et positions des soupapes d'admission et d'échappement

FSA : Fermeture de la Soupape d'Admission, OSA : Ouverture de la Soupape d'Admission, FSE : Fermeture de la Soupape d'Echappement, OSE : Ouverture de la Soupape d'Echappement. La pression absolue P_a dans le collecteur d'admission est mesurée par un capteur de pression piézorésistif. La pression relative mesurée par le capteur de pression piézoélectrique intégrée dans le cylindre et amplifiée (avec un amplificateur de charge) est référencée sur la pression absolue au niveau du collecteur d'admission. Ainsi, la pression cylindre est obtenue à partir de l'équation (3.17)

$$P = P_a + \Delta P \quad (3.17)$$

P la pression cylindre P_a la pression absolue au collecteur d'admission et ΔP donnée pression relative mesurée dans le cylindre.

V.1.2. Lissage et filtrage des données de pression

Les données ont été mesurées sur 100 cycles consécutifs. La qualité du signal de pression cylindre mesurée est affectée par les bruits de mesure, les bruits des variations cycliques, les bruits électriques ainsi que les bruits des vibrations mécaniques. Une meilleure qualité des données de pression exige la suppression de ces bruits du signal de pression par un traitement numérique au moyen de splines de lissage et de filtres. Dans la chambre de combustion, le capteur de pression piézoélectrique détecte les oscillations issues de différentes sources avec des fréquences différentes. La variation de la pression cylindre mesurée pendant 100 cycles consécutifs sont visibles sur la figure III. 13 (a). L'utilisation du filtre passe bas Lpass de Matlab a permis d'atténuer ces bruits comme l'illustre la figures III. 13 (b). Le calcul de la dérivée du signal de pression amplifie significativement l'effet des bruits et des variations d'un cycle à l'autre (figure III. 13 (c)). La figures III. 13 (d) montre l'effet du filtre utilisé sur les traces de la dérivée de la pression calculée. Le taux de dégagement de chaleur obtenu des pressions mesurées sur 100 cycles consécutifs est illustré par la figure III. 13 (e) et la figure III. 13 (f) montre l'effet du filtre sur le taux de dégagement brut.

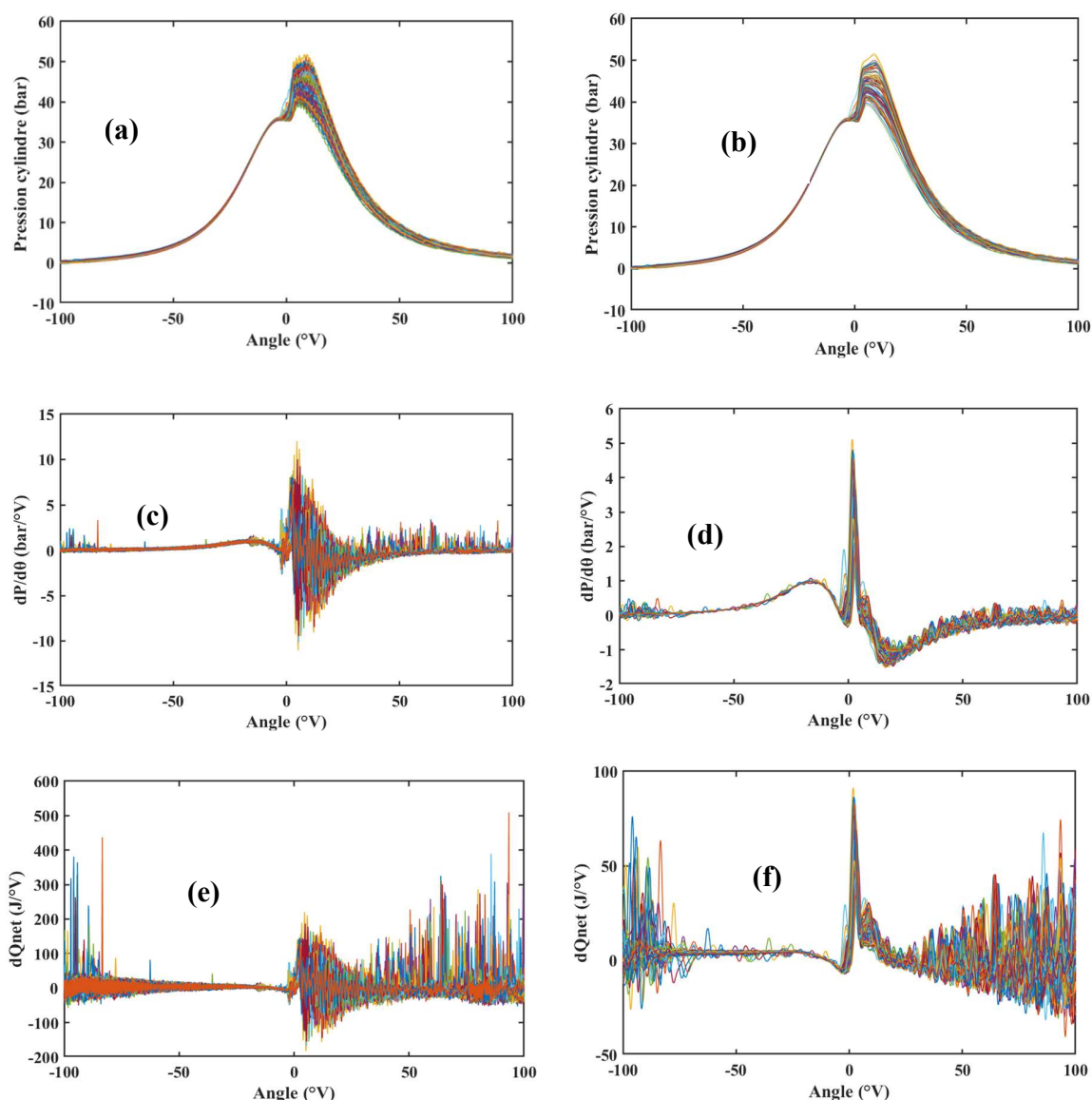


Figure III. 14 : (a) Pression mesurée dans le cylindre pour 100 cycles consécutifs, (b) Pression cylindre filtrée à l'aide d'un filtre Lpass pour 100 cycles consécutifs, (c) Taux de variation de pression calculé à partir de la pression mesurée pour 100 cycles consécutifs, (d) Taux d'augmentation de la pression calculé à partir de la pression filtrée à l'aide du filtre Lpass, (e) Taux de dégagement de chaleur pour 100 cycles consécutifs, (f) Taux de dégagement de chaleur filtré pour 100 cycles consécutifs.

Le filtre Lpass de Matlab est un filtre passe bas FIR à phase linéaire avec une fréquence de coupure f_c . La transformée de Fourier rapide FFT a permis de générer le spectre fréquentiel qui indique la fréquence de résonance du signal à 5 kHz. Le moteur fonctionnant à régime constant de 1500 tr/min, les données de pression ont été acquises à une fréquence d'échantillonnage constante donnée par l'équation (3.18)

$$F_s = \frac{RPM}{60} \times 360 \times 10 = 90 \text{ kHz} \quad (3.18)$$

La fréquence maximale utile selon Nyquist est $f \leq \frac{F_s}{2} = 45 \text{ kHz}$.

Le signal utile étant à 5 kHz, la fréquence de coupure f_c du filtre passe bas Lpass a été fixée 10 kHz. Cela a permis de retirer du signal de pression, les bruits principalement issus de la vibration du moteur. Aucune fréquence correspondante à la résonance de cliquetis n'a été détectée dans le spectre fréquentiel du signal en dépit de l'augmentation de la fréquence de coupure du filtre à 20kHz. Le signal de pression correctement traité est utilisé pour l'évaluation des principales caractéristiques de la combustion au moyen d'une analyse du dégagement de chaleur. A cet effet, les données de pression cylindre mesurées ont été moyennées sur les 100 cycles consécutifs puis lissées à l'aide de la relation (3.19) afin de limiter les impacts des variations d'un cycle à l'autre.

$$P_n = (P_{n-1} + 2P_n + P_{n+1})/4 \quad (3.19)$$

Avec P_n la pression cylindre à l'angle $\theta(n)$

Le filtre passe bas, Lpass de Matlab a été utilisé pour extraire les bruits qui se superposent au signal et les bras de la courbe autour de la cloche ont été lissés par une moyenne mobile. La figure III. 14 illustre l'effet du traitement numérique appliqué au signal de pression, à sa dérivée calculée et au taux de dégagement de chaleur déduit. (a) donne la pression moyenne brute et la pression moyenne filtrée, (b) la dérivée de la pression moyenne brute et filtrée et (c) le taux de dégagement de chaleur brute et filtré.

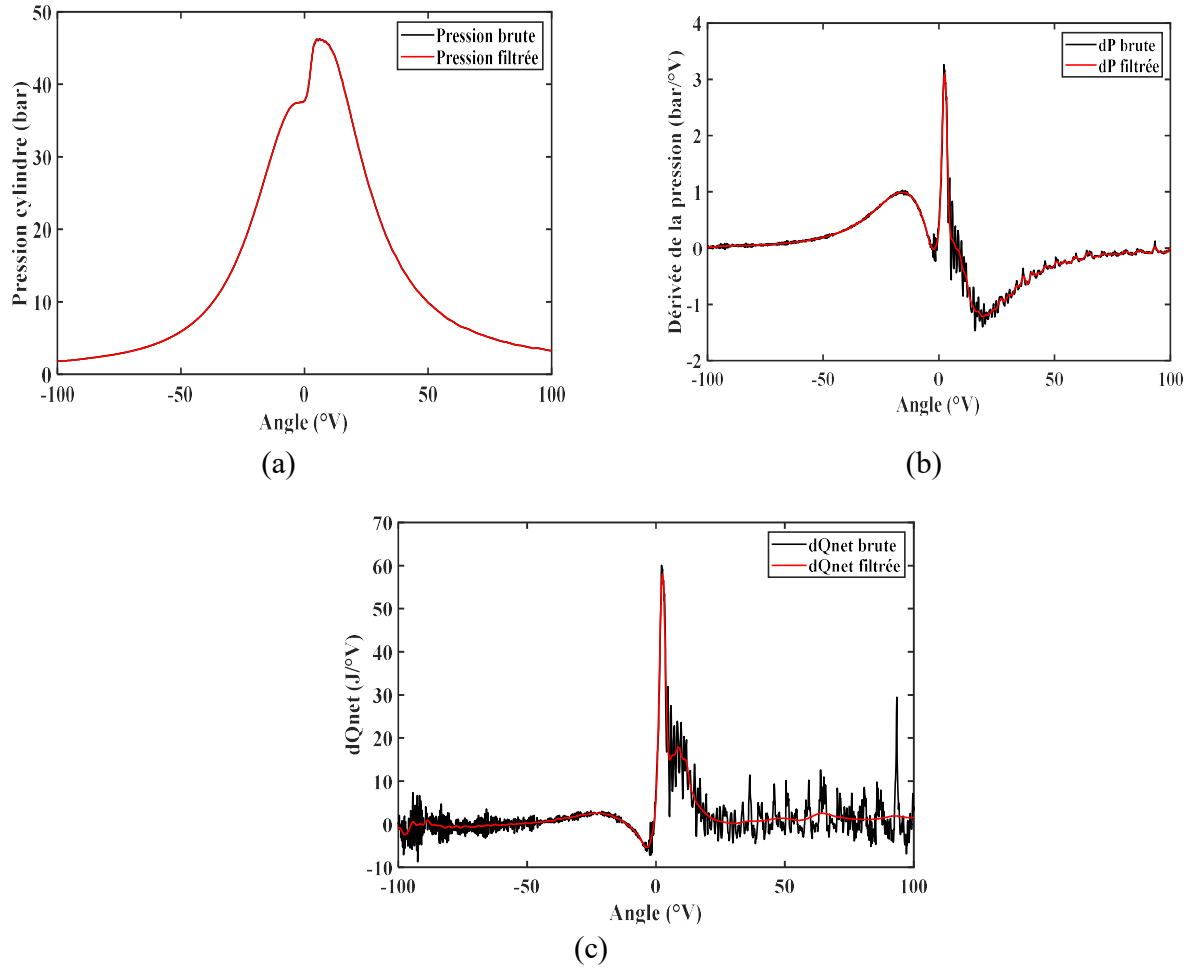


Figure III. 15 : (a) La pression cylindre brute et filtrée ; (b) la dérivée de la pression brute et filtrée ; (c) le taux de dégagement de chaleur brute et filtrée

La pression moyenne indiquée (IMEP) correspond à la pression constante à appliquer tout au long de la détente pour produire le même travail. Elle est obtenue par la relation (3.20)

$$IMEP = \frac{1}{V_C} \cdot \int_{cycle} P dV \quad (3.20)$$

Ce paramètre est fréquemment utilisé pour évaluer la stabilité de la combustion dans le moteur au cours des cycles consécutifs. L'irrégularité des cycles, appelée dispersion cyclique, influe sur les performances du moteur et ses émissions. L'amplitude de la dispersion cyclique a été évaluée par le coefficient de variation de la pression moyenne indiquée (COV_{IMEP}) donné par l'équation (3.21)

$$COV_{IMEP} = 100 \cdot \frac{1}{IMEP} \cdot \sqrt{\frac{1}{N} \cdot \sum_{i=0}^N (IMEP_i - \overline{IMEP})^2} \quad (3.21)$$

N : nombre de cycles consécutifs ; $\overline{IMEP}$: $IMEP$ moyen.

V.2. Taux de dégagement de chaleur

Le taux de dégagement de chaleur est l'énergie libérée par la combustion dans le moteur par unité d'angle vilebrequin. Les courbes du taux de dégagement de chaleur issues de l'analyse des données de la pression cylindre et des modèles thermodynamiques sont utilisées pour l'analyse du processus de la combustion dans les moteurs diesels. Elles renseignent sur les différentes phases de la combustion et permettent de déterminer les paramètres indicateurs du déroulement de la combustion tels que le début de la combustion, le délai d'inflammation du carburant, la durée de la combustion et les différentes phases de la combustion.

Le taux de dégagement est calculé analytiquement sur la base de la pression cylindre mesurée et du calcul du volume de la chambre de combustion en fonction de l'angle vilebrequin. Pour son calcul, un ensemble d'hypothèses a été formulé :

- ❖ La pression et la température sont spatialement et uniformément réparties dans la chambre de combustion ;
- ❖ La température des parois est constante et uniforme au cours du cycle dans la chambre de combustion ;
- ❖ Les gaz présents dans la chambre de combustion sont supposés parfaits ;
- ❖ Le rapport des chaleurs spécifiques γ a été considéré comme constant pour le calcul du dégagement de chaleur.

La variation de la composition du mélange gazeux dans le cylindre suivant l'évolution de la réaction indique que γ n'est pas constant. Cependant, la variation de la valeur du rapport des chaleurs spécifiques γ varie autour d'une valeur moyenne de 1,325. Dans cette étude, pour simplifier le calcul du taux de dégagement de chaleur, cette valeur sera considérée pour le rapport des chaleurs spécifiques γ .

L'expression du taux de dégagement de la chaleur est obtenue à partir des relations suivantes :

La première loi de la thermodynamique appliquée à un système fermé permet d'écrire

$$\Delta U = Q + W \quad (3.22)$$

ΔU est la variation de l'énergie interne, Q la chaleur échangée et W le travail échangé.

Cette expression sous forme différentielle s'écrit :

$$dU = dQ + dW \quad (3.23)$$

$$dU = mC_v dT \quad (3.24)$$

$$dW = -PdV \quad (3.25)$$

$$mC_v \frac{dT}{d\theta} = \frac{dQ}{d\theta} - P \frac{dV}{d\theta} \quad (3.26)$$

Les gaz étant considérés comme parfaits

$$PV = mRT \quad (3.27)$$

La dérivée de l'équation d'état des gaz parfaits donne :

$$PdV + VdP = mRdT \quad (3.28)$$

Avec $R = R_0/M$ ou R_0 est la constante universelle des gaz parfaits

En considérant les équations (3.29) et (3.30) on obtient

$$\gamma = \frac{C_p}{C_v} \quad (3.29)$$

$$C_p - C_v = R \quad (3.30)$$

$$C_v = \frac{R}{\gamma - 1} \quad (3.31)$$

C_p : la chaleur massique à pression constante ;

C_v : la chaleur massique à volume constante.

$$\frac{1}{\gamma - 1} mR \frac{dT}{d\theta} = \frac{dQ}{d\theta} - P \frac{dV}{d\theta} \quad (3.32)$$

En prenant en compte la dérivée de l'équation d'état des gaz parfaits

$$\frac{1}{\gamma - 1} (P \frac{dV}{d\theta} + V \frac{dP}{d\theta}) = \frac{dQ}{d\theta} - P \frac{dV}{d\theta} \quad (3.33)$$

Ainsi l'équation (3.34) se réduit à :

$$\frac{dQ}{d\theta} = \frac{\gamma}{\gamma-1} P \frac{dV}{d\theta} + \frac{1}{\gamma-1} V \frac{dP}{d\theta} \quad (3.34)$$

La chaleur Q évaluée dans l'équation (3.34) représente l'apport de chaleur Q_{net} du gaz dans le cylindre. Elle n'est qu'une partie de la chaleur totale Q_{gross} produite par la combustion du carburant. L'autre partie Q_{parois} est perdue par convection à travers les parois du cylindre.

$$Q_{gross} = Q_{net} + Q_{parois} \quad (3.35)$$

Alors

$$\frac{dQ_{gross}}{d\theta} = \frac{dQ_{net}}{d\theta} + \frac{dQ_{parois}}{d\theta} \quad (3.36)$$

$$\frac{dQ_{gross}}{d\theta} = \frac{\gamma}{\gamma-1} P \frac{dV}{d\theta} + \frac{1}{\gamma-1} V \frac{dP}{d\theta} + \frac{dQ_{parois}}{d\theta} \quad (3.37)$$

V.3.Durée de combustion

Le dégagement de chaleur totale Q_{gross} est la somme cumulée du taux de dégagement de chaleur sur la durée de la combustion. Il a été évalué à partir de l'équation (4.38)

$$Q_{gross} = \int_{OSA}^{FSE} \frac{dQ_{gross}}{d\theta} \cdot d\theta \quad (3.38)$$

OSA : Ouverture des Soupapes d'Admission ;

FSE : Fermeture des soupapes d'Echappement.

La quantité de chaleur dégagé Q_y correspondant à la fraction de combustible brûlé y , à un angle de vilebrequin donné est déterminée à partir de la quantité de chaleur totale Q_{gross} issue de la combustion par la relation (3.39) [224]

$$Q_y = \frac{y}{100} (Q_{gross,max} - Q_{gross,min}) + Q_{gross,min} \quad (3.39)$$

La durée de combustion dans le moteur, exprimée en angle vilebrequin, est évaluée à partir de la courbe de dégagement de chaleur cumulée suivant l'équation (3.40) [224,225,275,276]

$$\text{Durée de la combustion} = CA90 - CA10 \quad (3.40)$$

CA90 : Position de l'angle vilebrequin où la fraction de combustible brûlé est de 90%

CA10 : Position de l'angle vilebrequin où la fraction de combustible brûlé est de 10%

La figure III. 14 illustre la détermination des paramètres CA10 CA90 à partir de la courbe de chaleur cumulée.

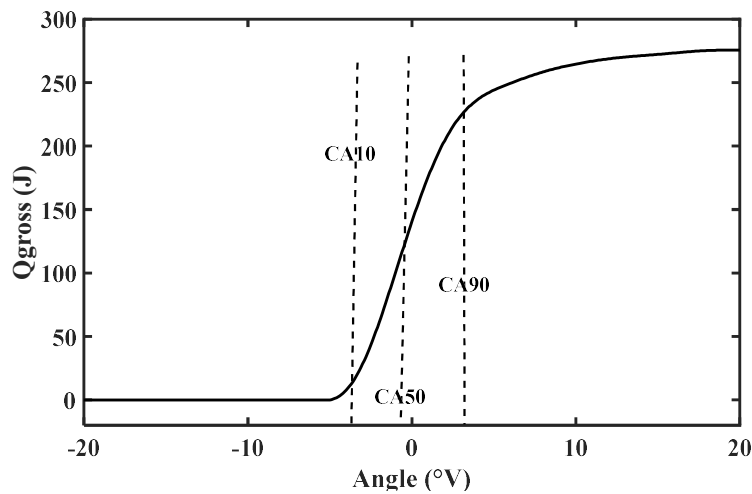


Figure III. 16 : Détermination des paramètres CA10, CA50, CA90 et la durée de combustion CA90-10 à partir de courbe de chaleur cumulée au D-GPLN2 à 40% de charge et au maximum du diesel substitué

VI. Calcul d'incertitudes

L'analyse des incertitudes est déterminante pour assurer la validité, la fiabilité et la qualité des conclusions d'une étude tant expérimentale que numérique.

Les principales sources d'incertitudes identifiées dans le présent travail sont liées aux conditions expérimentales, aux instruments de mesure et à la méthodologie adoptée. De plus au niveau de la modélisation, le choix du modèle, les erreurs sur les données d'entrée et l'estimation des paramètres sont des sources significatives d'incertitudes. Les erreurs instrumentales dérivent des limites liées à la tolérance, à l'étalonnage et à la résolution des appareils. Les conditions expérimentales peuvent engendrer des imprécisions liées aux manipulations, à la lecture des mesures, ainsi qu'aux

méthodes et procédures utilisées. Les hypothèses simplificatrices, les méthodes de résolution et les erreurs d'estimation des paramètres affectent directement la qualité des données simulées.

Ces incertitudes ont été regroupées en deux catégories en fonction de la méthode utilisée pour les calculer : l'évaluation du type A et l'évaluation de type B.

- ❖ L'évaluation de type A est une analyse statistique d'un ensemble de résultats obtenus lors d'une série de mesures et définit la dispersion des résultats autour de la valeur moyenne.
- ❖ L'évaluation de type B est faite à partir des informations du constructeur de l'appareil ou du processus d'étalonnage de l'appareil.

Ainsi les incertitudes des différents paramètres calculés ou mesurés ont été évaluées. Le calcul des incertitudes des résultats finaux inclue les incertitudes des paramètres intermédiaires. L'évaluation par exemple des incertitudes du taux de dégagement de chaleur, intègre les incertitudes du volume et de la pression cylindre. Et l'incertitude de la pression cylindre est obtenue des incertitudes liées à la moyenne des mesures des pressions sur 100 cycles consécutifs, des incertitudes liées au capteur de pression et à l'amplificateur de pression utilisé. Les calculs des incertitudes des différents paramètres sont résumés dans l'annexe C.

VII. Contraintes et limites du matériel

- ❖ Il est établi que la pression d'injection impacte fortement les performances du système d'injection qui influent sur la qualité de la combustion dans le moteur [126,225]. La pompe d'injection du moteur Lister-Petters fournit une pression légèrement supérieure à 200 bar. La configuration du moteur n'a pas permis de changer l'injecteur et des contraintes budgétaires n'étaient pas favorables à l'installation d'un capteur de pression d'injection pour un suivi ;

- ❖ Le moteur Lister-Petters utilisé est refroidi par l'air dans un environnement où la température ambiante oscille entre 30 et 45 °C, voire 50 °C. Cela a entraîné des problèmes de refroidissement du moteur. Cette contrainte a certainement affecté le taux de remplissage (rendement volumétrique) qui a une tendance à la baisse avec le fonctionnement en dual fuel ;

- ❖ Aussi, le moteur Lister-Petters utilisé a des niveaux de vibration élevés. Ces vibrations génèrent des bruits qui pourraient non seulement avoir des effets directs sur l'utilisateur mais aussi, elles affectent le temps d'injection et la quantité du carburant pilote injecté dans le moteur [277–

279]. Ces vibrations pourraient également expliquer en partie les bruits observés sur le signal de pression cylindre ;

- ❖ En outre la tendance de dégagement de chaleur observées pendant la combustion diffusive indique une inflammation du reste du prémélange gazeux ;

- ❖ La faible valeur du PCI du gaz a conduit à des débits massiques importants à forte charge. Le débit d'azote, qui est le gaz neutre utilisé pour diluer le gaz de pétrole liquéfié, est élevé lorsque la charge devient importante. Ainsi, les charges de 80, 90 et 100% n'ont pas pu être testées du fait de l'instabilité de la combustion ou de la saturation du débitmètre d'azote.

Conclusion

Ce chapitre a présenté le banc d'essai moteur dual fuel expérimental construit autour d'un moteur diesel monocylindre à injection directe de type Lister Petter. L'instrumentation du moteur par divers capteurs a permis de suivre l'évolution des paramètres de combustion, les performances et les émissions du moteur. Il décrit les différentes étapes de la procédure expérimentale, les essais réalisés et les méthodes d'acquisition et de traitement des données. Le dispositif est adéquat pour l'étude expérimentale. Ainsi, il a permis la réalisation des campagnes d'essais à vitesse de rotation constante à charge variable et à substitution en variable. Le chapitre à venir présente et analyse les résultats de cette campagne expérimental.

CHAPITRE IV : CARACTÉRISATION A CHARGES PARTIELLES DE LA COMBUSTION ET DES ÉMISSIONS D'UN MOTEUR DUAL FUEL BRÛLANT DU DIESEL ET UN SURROGATE DE GAZ PAUVRE

Ce chapitre est la version étendue et actualisée de la publication suivante :

Ali Diané, Gounkaou Woro Yomi, Sidiki Zongo, Tizane Daho, and Hervé Jeanmart. Characterization, at Partial Loads, of the Combustion and Emissions of a Dual-Fuel Engine Burning Diesel and a Lean Gas Surrogate. Energies 2023, 16, 5587. <https://doi.org/10.3390/en16155587>.

Introduction

L'objectif principal de ce chapitre est d'évaluer les performances d'un moteur Lister Petter fonctionnant en mode dual fuel avec un surrogate de syngas GPLN2. Ces résultats serviront à optimiser le fonctionnement du moteur au diesel-syngas pour la production d'électricité décentralisée. Ce chapitre repose sur la présentation et l'analyse des résultats expérimentaux des essais réalisés sur le banc moteur Lister Petter (décrit dans les chapitres précédents) fonctionnant au diesel et en mode dual fuel. Le gaz de pétrole liquéfié GPL et le surrogate de syngas GPLN2 ont servi de combustibles principaux lors du fonctionnement du moteur en mode dual fuel. Dans la première section, après avoir décrit la phénoménologie de la combustion dual fuel sur la base du taux de dégagement de chaleur, les paramètres de combustion du moteur fonctionnant en mode diesel conventionnel et en dual fuel sont comparés. Les performances du moteur fonctionnant suivant les deux modes, sont présentées et comparées dans la section 2. La dernière section du chapitre porte sur l'analyse des émissions polluantes.

I. Paramètres de combustion

I.1. Phénoménologie de la combustion dans le moteur dual fuel

La figure IV.1 illustre les différentes phases de la combustion dans le moteur fonctionnant en mode dual fuel avec le surrogate de syngas GPLN2 à 40% de la charge nominale. L'analyse du diagramme du taux de dégagement de chaleur indique que le mécanisme de combustion en mode dual fuel comprend quatre phases.

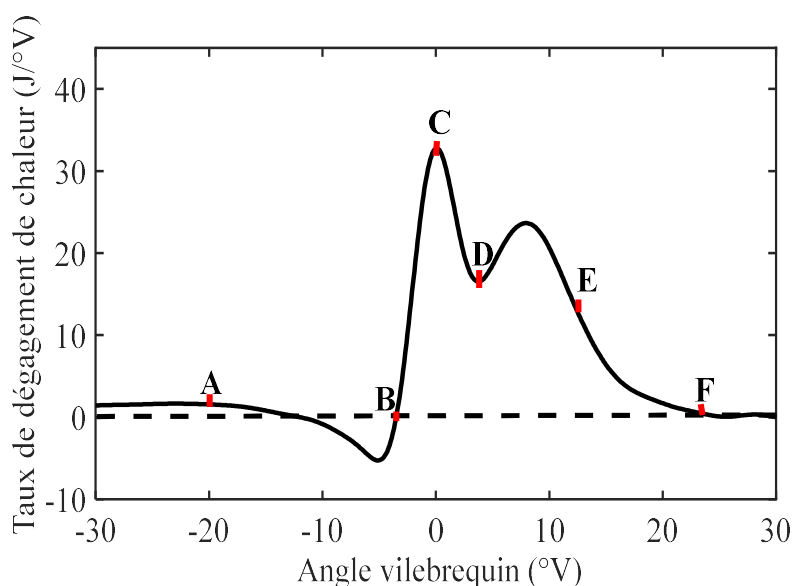


Figure IV. 1 : Illustration des différentes étapes de la combustion dual fuel sur la courbe du taux de dégagement de chaleur du moteur fonctionnant au D-GPLN2 à 40% de charge

La première phase (AB) correspond au délai d'inflammation du carburant pilote (carburant diesel conventionnel). Elle fait référence à la période entre l'injection du carburant pilote dans le cylindre, pendant la phase de compression, et le début de la combustion. Cette phase est en générale, plus longue en mode dual fuel qu'en fonctionnement au carburant diesel pur en raison de la réduction de la concentration en oxygène du fait de la substitution partielle de l'air par le carburant gazeux. La phase suivante (BC) est la combustion rapide du prémélange du carburant pilote. Elle dégage habituellement, moins de chaleur par rapport au fonctionnement en diesel pur en raison de la réduction de la quantité de diesel en mode dual-fuel. La phase (CD) correspond au

délai d'inflammation du mélange gazeux GPLN2-air. On assiste à une diminution de la quantité du dégagement de chaleur jusqu'au début de la combustion du mélange gazeux GPLN2-air. La phase de la combustion du prémélange gazeux (DE) commence par la propagation de la flamme initiée par l'allumage spontanée du combustible pilote. La phase de la combustion diffusante (EF) est caractérisée par la combustion du carburant pilote et du gaz GPLN2 résiduels [154,280].

I.2. Limite de substitution du diesel

En mode dual-fuel, le carburant diesel est substitué progressivement par le carburant gazeux. L'apparition des signes de mauvais fonctionnement du moteur indique la fraction maximale de gaz admise dans le cylindre et aussi la quantité minimale de diesel nécessaire au bon fonctionnement du moteur. Ce point, appelé limite de substitution du diesel, est repéré comme l'illustre la figure IV.2. Le pic du taux de dégagement de chaleur de la combustion du carburant pilote décroît avec l'augmentation du débit du carburant gazeux. Cette décroissance est linéaire et change de pente à la limite de substitution du carburant diesel [281].

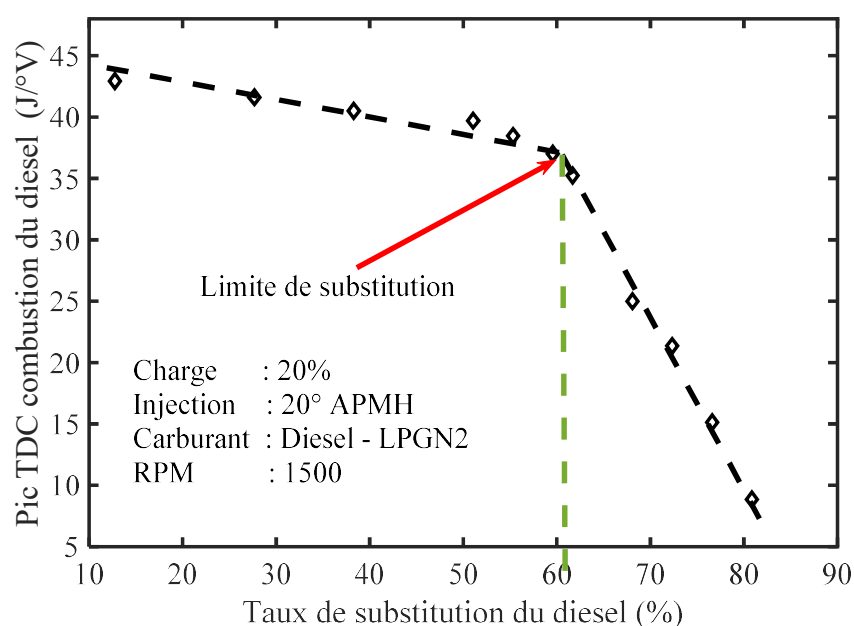


Figure IV. 2 : Détermination de la limite de substitution du diesel à 20% de charge au D-GPLN2

La figure IV.3 présente les limites de substitution du carburant pilote lors du fonctionnement du moteur en mode dual fuel avec le GPL ou GPLN2 comme carburant gazeux.

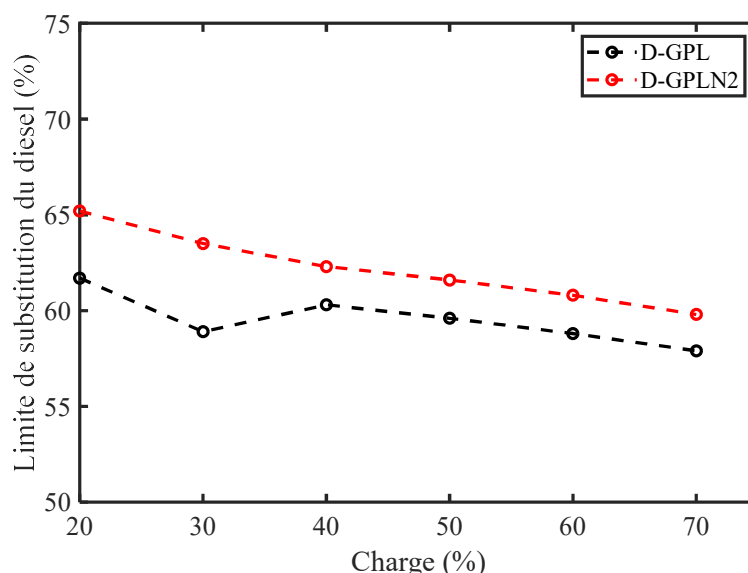


Figure IV. 3 : Limite de substitution du diesel pour différentes charges du moteur fonctionnant au D-GPL ou au D-GPLN2

Le tableau VI.1 donne les débits des carburants à la limite de substitution du diesel pour les différentes charges du moteur fonctionnant au D-GPLN2

Tableau IV. 1 : Débits des combustibles à la limite de substitution du diesel pour différentes charges du moteur au D-GPLN2

Charge (%)	20	30	40	50	60	70
Débit diesel (kg/h)	0,16	0,19	0,23	0,27	0,32	0,35
Débit GPL (kg/h)	0,4	0,38	0,41	0,43	0,45	0,5
Débit N2 (kg/h)	3,74	3,48	3,86	4,06	4,21	4,68

Les valeurs du taux de substitution du carburant diesel les plus élevées sont observées à faibles charges. Elles décroissent quasi linéairement avec l'augmentation de la charge en raison de l'augmentation de la consommation de carburant pilote avec la charge. Pour tous les carburants gazeux, plus de 50% du diesel est substitué. Au D-GPLN2, le taux de substitution du carburant diesel est supérieur à celui du D-GPL. D'une manière générale, les limites de substitution du

carburant pilote sont inférieures à celles couramment rencontrées en mode dual fuel avec le GPL ou le syngas comme carburant principal [163,281]. Cela pourrait se justifier par la petite taille et le faible taux de remplissage du moteur utilisé dans cette étude. En outre, la présence du GPL est un facteur limitant de l'utilisation en grandes proportions des gaz dans les moteurs à compression en raison du faible indice de cétane du GPL à l'origine de forte variation cyclique. Les références [170,198,199] ont fait la même analyse. La dilution du GPL par l'azote atténue cet effet d'où les taux de substitution du diesel au D-GPLN2 supérieurs à ceux obtenus au D-GPL.

I.3. Délai d'inflammation et durée de combustion

La figure 4 donne l'évolution du taux de dégagement de chaleur en fonction de l'angle vilebrequin pour différents taux de substitution du carburant diesel conventionnel par le gaz GPLN2. En mode dual-fuel, le délai d'inflammation du carburant est plus long que celui du carburant diesel conventionnel. Plus la quantité de gaz admis dans le cylindre augmente, plus le délai devient plus long comme l'indique la figure IV.4.

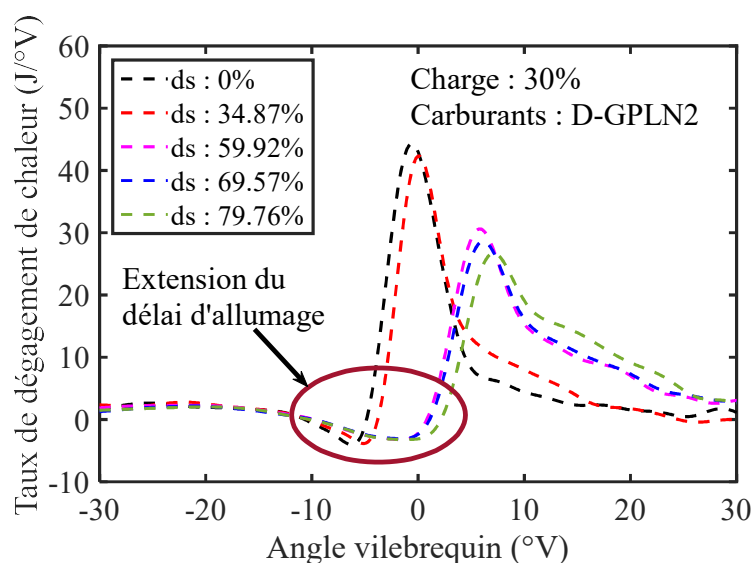


Figure IV. 4 : Illustration de l'extension du délai d'allumage sur les courbes du taux de dégagement de chaleur du moteur au D-GPLN2 à 30% de charge

L'augmentation de la quantité du combustible gazeux GPLN2 dans le mélange air-carburant altère les propriétés de la charge admise dans le cylindre par la diminution de la concentration en oxygène

qui affecte les réactions de pré-allumage lors de la compression. Il en résulte un allongement du délai d'allumage. Plusieurs auteurs [232,282,283] sont parvenus aux mêmes résultats. Une augmentation de la quantité de gaz introduit allonge la durée d'allumage et étale la combustion. Pour une même charge, le délai d'inflammation est plus long en mode dual fuel que celui du carburant diesel. La présence du carburant gazeux et l'augmentation de sa quantité avec la charge, provoque une réduction de la concentration de l'oxygène dans le cylindre. Ce phénomène conduit à une dégradation de la réaction entre le diesel et l'air ainsi que celles au sein du mélange gazeux. [284,285]. Le délai d'inflammation est plus élevé avec le GPLN2. La présence d'azote dans le mélange GPLN2 accentue la réduction de la concentration en oxygène.

La figure IV.5 (a) présente l'évolution de la durée de combustion au maximum du carburant diesel substitué en dual fuel et au diesel conventionnel en fonction de la charge et la figure 5 (b) illustre la durée de combustion en mode dual fuel D-GPL et D-GPLN2 à 40% de taux de substitution du diesel.

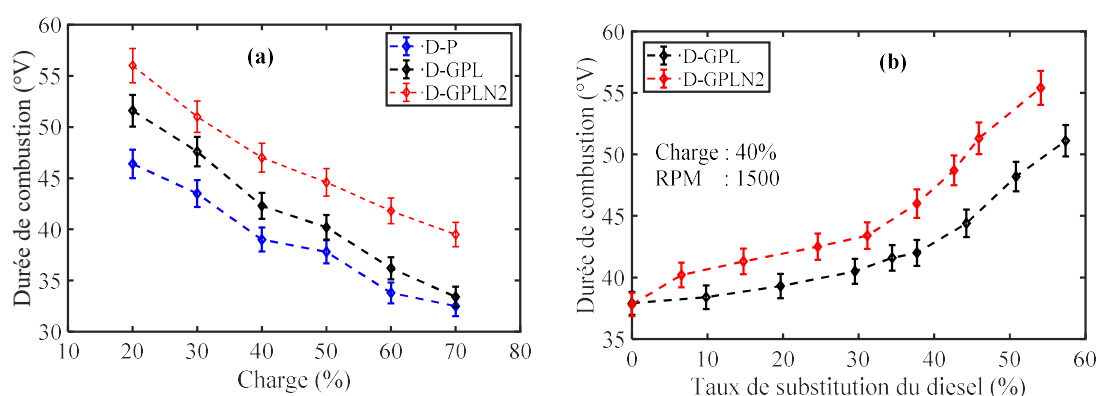


Figure IV. 5 : Durée de la combustion : (a) en fonction de la charge au maximum de substitution du diesel pour le mode dual fuel ; (b) en fonction du taux de substitution du diesel à 40% de charge en mode dual fuel.

La durée de combustion est plus longue à faible charge mais diminue avec l'augmentation de charge pour tous les modes de fonctionnement du moteur. Cela s'explique principalement par les faibles valeurs de la température et du rapport air-carburant dans la chambre de combustion du moteur lors du fonctionnement à faible charge. En mode dual fuel, la durée de combustion est plus longue que celle obtenue avec le carburant diesel conventionnel et les valeurs les plus élevées sont

obtenues avec le surrogate de syngas GPLN2. A titre d'illustration, à 30% de charge, la durée de combustion avec le surrogate de syngas est plus longue de 6,5°V que celle du carburant diesel pur et de 2,5°V que celle du D-GPL. Cet écart est réduit de 0,5°V par rapport au diesel à 70% de charge. Cependant, l'écart par rapport au D-GPL a augmenté de 2,5°V. Ces variations de la durée de combustion sont liées aux conditions de température et de pression dans le cylindre. La présence du combustible gazeux diminue la température et la pression dans le cylindre, ce qui conduit à la réduction de la vitesse de combustion. On observe qu'à une charge constante, la durée de combustion croît avec l'augmentation de la quantité du combustible gazeux (figure IV.5 (b)). A 40% de la charge nominale, la durée de combustion au D-GPLN2 est plus élevée de 4°V par rapport à celle au D-GPL dans les conditions de taux de substitution de 38%. Cet écart augmente de 1,5°V lorsque le taux de substitution du diesel atteint 55%.

Les durées de combustion plus longues observées en mode dual fuel et en particulier au le surrogate de syngas GPLN2 s'expliquent aussi, par la détérioration des propriétés de la charge admise dans le cylindre. Le combustible gazeux mélangé à l'air d'admission réduit la concentration en oxygène de la charge. Cela allonge le délai d'inflammation et ralentit la propagation de la flamme dans le mélange air carburant pauvre. Cet effet est plus accentué dans les conditions de fonctionnement à faibles charges ou la température et la pressions sont moins élevées. Dhole et al [285] ont obtenu des résultats similaires avec le gaz de gazogène comme carburant principal en mode dual fuel.

I.4. Pression cylindre et dégagement de chaleur

I.4.1. Pression cylindre

Dans les conditions de charge de 20%, 30%, 40%, 50%, 60% et 70%, les variations de la pression maximale en fonction de la charge, au maximum du diesel substitué, sont présentées sur la figure IV.6 (a). Aussi, la figure IV.6 (b) donne l'évolution de la pression maximale pour différents taux de substitution du diesel à faible charge (20%) au D-GPL ainsi qu'au D-GPLN2

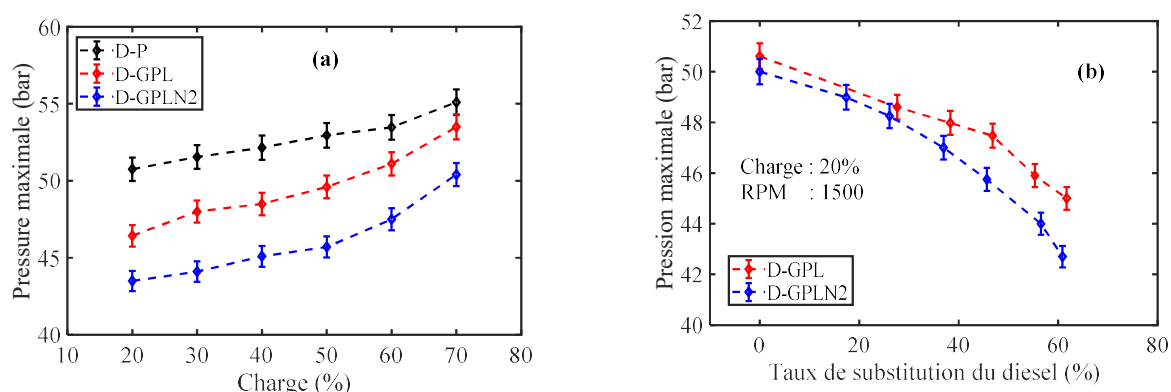


Figure IV. 6 : Pression maximale : (a) en fonction de la charge pour tous les modes de fonctionnement et au maximum de diesel substitué pour le mode dual fuel ; (b) en dual fuel en fonction du taux de substitution du diesel à 20% de charge

La pression maximale du cylindre augmente logiquement avec la charge du moteur pour les différents modes de fonctionnement. En mode dual fuel, les valeurs de la pression maximale dans le cylindre sont plus faibles par rapport à celles du fonctionnement en mode carburant diesel pur. Au D-GPLN2, le pic de la pression cylindre est encore moins élevé et apparaît plus tard par rapport à la pression cylindre au D-GPL. Mustafi et al [284] ont fait le même constat avec un moteur dual fuel fonctionnant au diesel et au syngas. On note une réduction du pic de pression cylindre du moteur fonctionnant avec le surrogate de syngas de 16,67% par rapport au fonctionnement au carburant diesel à 20% de charge. A mesure que la charge augmente, cet écart se réduit pour atteindre 9,32% à 70 % de charge. Les faibles valeurs de la pression maximale dans les conditions de faibles charges s'expliquent par la faible valeur du dégagement de chaleur à ces charges. L'augmentation de la charge s'accompagne d'une amélioration des conditions de température dans le cylindre. Cela entraîne une augmentation de la pression cylindre. En outre, à faible charge, la pression maximale du cylindre est principalement contrôlée par la combustion d'une partie ou de la totalité du carburant pilote et d'une petite partie du carburant gazeux entraîné dans la zone de pulvérisation. La diminution de la quantité du combustible pilote avec l'augmentation de la quantité de combustible gazeux entraîne une réduction du carburant disponible pour la première étape de la combustion. Il en résulte une baisse du pic de la pression dans le cylindre. Une conclusion similaire a été rapportée par Lata et al [286].

A une charge constante, en mode dual fuel, les pressions cylindre maximales diminuent avec l'augmentation de la quantité de combustible gazeux dans le cylindre. A 20% de charge, les pics de pression cylindre au D-GPL et au D-GPLN2 sont du même ordre de grandeur avec une légère hausse pour le D-GPL (voir figure IV.6 (b)). La faible densité énergétique du surrogate de syngas GPLN2 est à l'origine de cette légère baisse du pic de la pression cylindre du moteur fonctionnant au D-GPLN2. De plus, le délai d'inflammation plus long constaté au D-GPLN2 allonge la durée de la combustion et conduit à des baisses de pression dans la chambre de combustion [283,287,288].

La combustion dans le moteur dual fuel est affectée négativement par un mélange air-carburant pauvre, un délai d'inflammation plus long et une vitesse de combustion plus lente. Ces aspects ont un impact négatif sur le rendement de la combustion conduisant à de faibles niveaux de la pression de maximales dans le cylindre par rapport au fonctionnement du moteur au carburant diesel pur.

I.4.2. Taux de dégagement de chaleur

Les courbes du taux de dégagement de chaleur obtenues de l'analyse des courbes de pression cylindre avec différents taux de substitution du carburant diesel dans les conditions de charges faibles et moyennes (20%, 30%, 40% et 50%) au D-GPL et au D-GPLN2 sont illustrés par la figure IV 7.

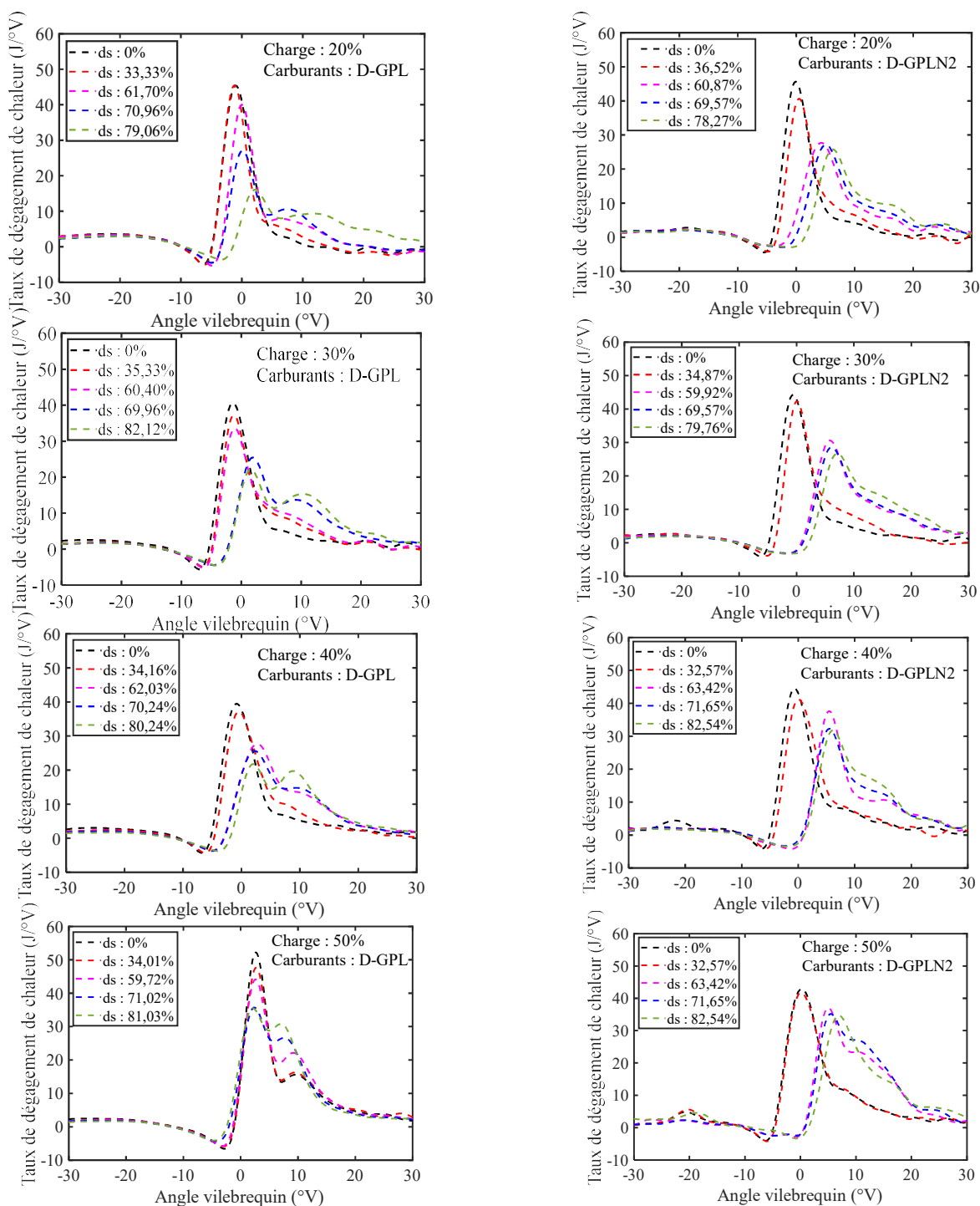


Figure IV. 7 : Courbes du taux de dégagement de chaleur à faible et moyenne charges au D-GPL et au D-GPLN2

La courbe du taux de dégagement de chaleur au carburant diesel est prise comme référence pour chaque charge. Les courbes du taux de dégagement de chaleur en mode dual fuel présentent les trois phases de la combustion dual fuel : la phase de combustion du prémélange pilote, la phase de combustion du prémélange gazeux et la phase de combustion diffusante des deux carburants.

On observe, une diminution du pic du taux de dégagement de chaleur de la première étape de la combustion avec l'augmentation de la quantité de combustible gazeux pour toutes les charges. Cette réduction est liée à la diminution de la quantité de carburant pilote injecté (carburant diesel) dans le cylindre avec l'augmentation du taux de substitution du carburant diesel. En outre, lorsque la quantité du carburant gazeux introduit dans le cylindre devient importante, la température et la pression diminuent dans la chambre de combustion. Cela affecte la vitesse de propagation de la flamme dans le combustible. Il en résulte une durée de combustion plus longue et une vitesse de combustion plus lente avec une diminution du taux de dégagement de chaleur. D'autres chercheurs ont obtenus des résultats similaires [198,282,284,289]. Ces effets sont également plus remarqués avec le surrogate de syngas (GPLN2) car la présence du gaz incombustible qu'est l'azote réduit de manière importante la concentration en oxygène dans le cylindre.

A mesure que la quantité du carburant gazeux introduit dans le cylindre augmente, le pic du taux de dégagement de chaleur de la combustion du prémélange pilote a tendance à apparaître tardivement. Cela s'explique par l'allongement du délai d'inflammation avec l'augmentation de la quantité du combustible gazeux. Par conséquent, la zone de réaction s'élargit et de plus en plus de combustible gazeux est ensuite brûlé lors de la deuxième étape de la combustion. L'augmentation de la quantité de gaz jusqu'à la limite de substitution du carburant diesel, améliore la richesse du prémélange gazeux et conduit à une meilleure combustion avec une production plus importante de chaleur lors de cette deuxième étape de la combustion. Le décalage du maximum du taux de dégagement de chaleur correspondant à la combustion du prémélange pilote est fortement réduit à moyenne charge au D-GPL. Cependant, avec le surrogate de syngas GPLN2, ce décalage croît avec la charge. Dans les conditions de fonctionnement à faible charge avec un gaz pauvre, une grande partie du carburant pilote injecté ainsi qu'une certaine quantité du combustible gazeux peuvent brûler au cours de la première étape de la combustion.

La figure IV.8 donne les évolutions du taux de dégagement de chaleur en mode dual fuel au maximum du diesel substitué pour les deux carburants gazeux utilisés à 20, 40 et 70% de charge du moteur.

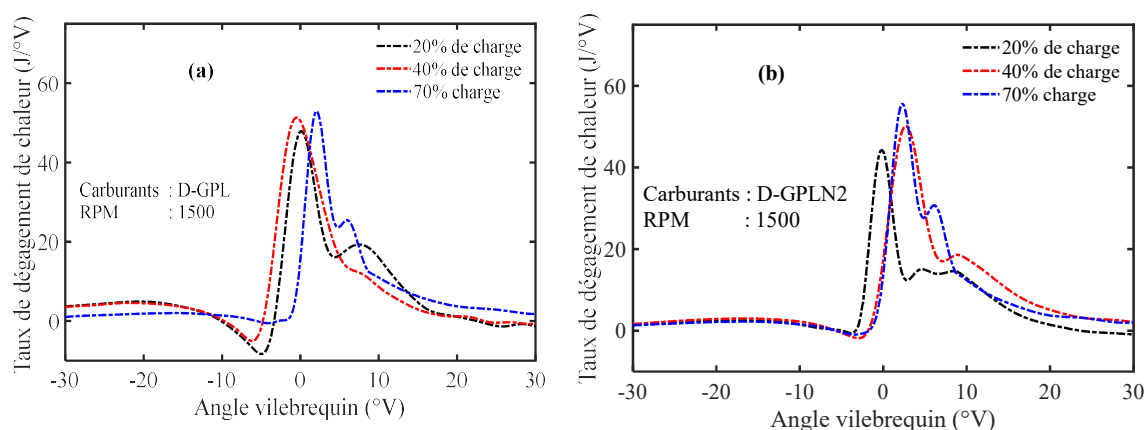


Figure IV. 8 : Evolutions du taux de dégagement de chaleur en mode dual fuel au maximum du diesel substitué pour les deux carburants gazeux utilisés à 20, 40 et 70% de charge du moteur

La combustion du prémélange gazeux est moins intense pour tous les carburants. Ces observations peuvent être attribués aux taux de substitution du carburant pilote relativement moins élevés par rapport à la littérature. En effet, plusieurs auteurs ont obtenu des taux de substitution du carburant diesel de 70 à 90% dans des moteurs diesels fonctionnant en mode dual fuel avec des carburants gazeux renouvelables tels que le GPL, le gaz naturel, l'hydrogène, les alcools et le gaz de gazogène [29,133,293,294,137,138,148,163,281,290–292]. Cependant, la phase de combustion diffusante est plus importante en fonctionnement dual fuel pour tous les carburants et encore plus importante avec le surrogate de syngas (voir figure 9). Cela s'explique principalement par l'allongement du délai d'allumage en dual fuel. Au D-GPLN2, la concentration en oxygène dans le cylindre est encore plus faible entrainant une vitesse de combustion plus lente, ce qui augmente la durée du délai d'allumage.

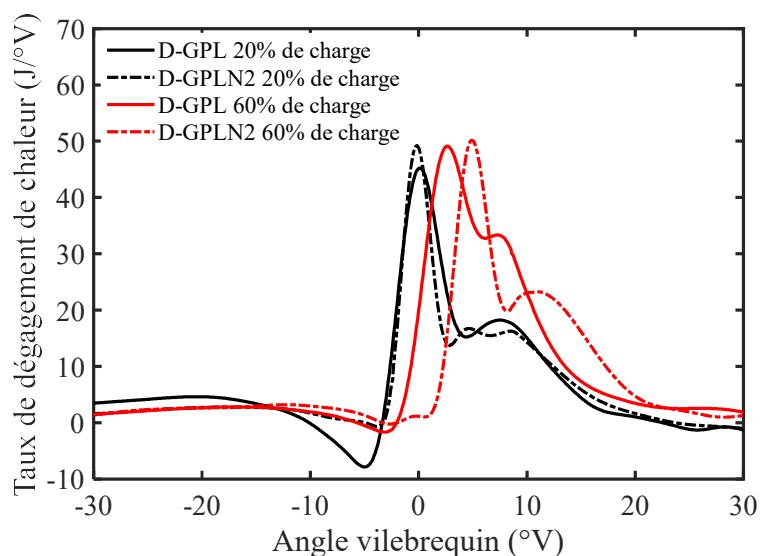


Figure IV. 9 : Taux de dégagement de chaleur au D-GPL et au D-GPLN2 à 20 et 60% de charge au maximum de substitution du diesel

I.5. Dispersion cyclique

Pour étudier les variations cycliques d'un moteur, l'indicateur le plus utilisé est le coefficient de variation COV_{IMEP} [143,287]. Lorsque la valeur du coefficient de variation de la pression moyenne indiquée COV_{IMEP} excède 10%, alors la combustion est dite très instable [143]. Le moteur est considéré comme stable si la valeur du COV_{IMEP} est inférieur à 5% [295,296]. Dans la présente étude, les amplitudes de la dispersion cyclique sont assez élevées. Au carburant diesel conventionnel, le coefficient de variation cyclique est de 8,05% à 20% de charge et sa valeur décroît pour atteindre 3,11% à 70% de charge. Au D-GPLN2, la dispersion cyclique est de 11,52% à 20% de charge et diminue à 8,30% à 70% de charge. Cependant, le moteur stationnaire ne laisse pas apparaître des signes de mauvais fonctionnement lorsque le COV_{IMEP} est légèrement supérieur à 10%. Les résultats des mesures des COV_{IMEP} en mode dual fuel sont illustrés par la figure IV.10.

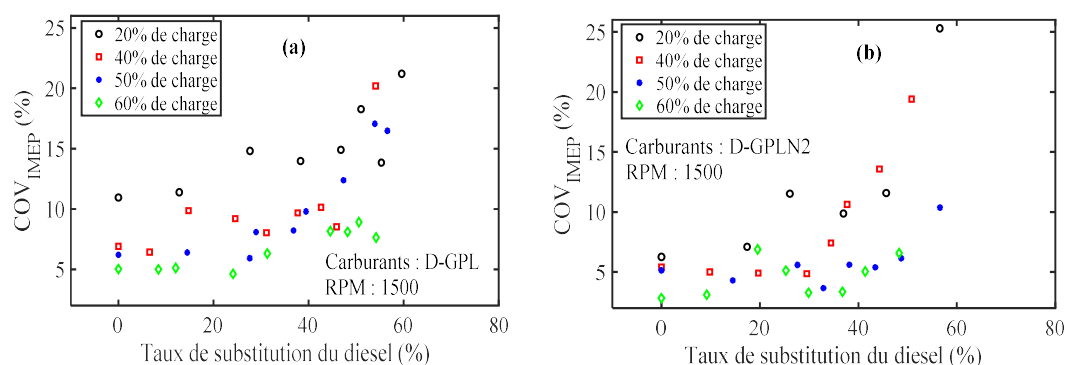


Figure IV. 10 : Coefficient de variation en mode dual fuel : (a) au D-GPL ; (b) au D-GPLN2

Les valeurs du coefficient de variation obtenues sont élevées pour tous les carburants gazeux utilisés. Le gaz de pétrole liquéfié pourrait être la cause. Il est établi que le faible indice de cétane du GPL rend difficile son auto inflammation et entraine de fortes variations cycliques lors de sa combustion en quantité dans les moteurs diesel [198,297]. C'est une limite du surrogate de syngas étudié par rapport à un syngas réel de composition plus diversifiée, avec un notamment avec un indice de cétane facilitant l'auto-inflammation.

En mode dual fuel, au maximum de gaz admis dans le cylindre, la valeur maximale du COV_{IMEP} est de 11,52% à 20% de charge avec le GPLN2. L'injection du gaz accroît l'instabilité de la combustion comme l'a souligné Santos et al en 2012 [298]. La figure IV.11 montre l'évolution du COV_{IMEP} en fonction de la charge pour différents carburants au maximum du diesel substitué tel que défini par la figure IV.3.

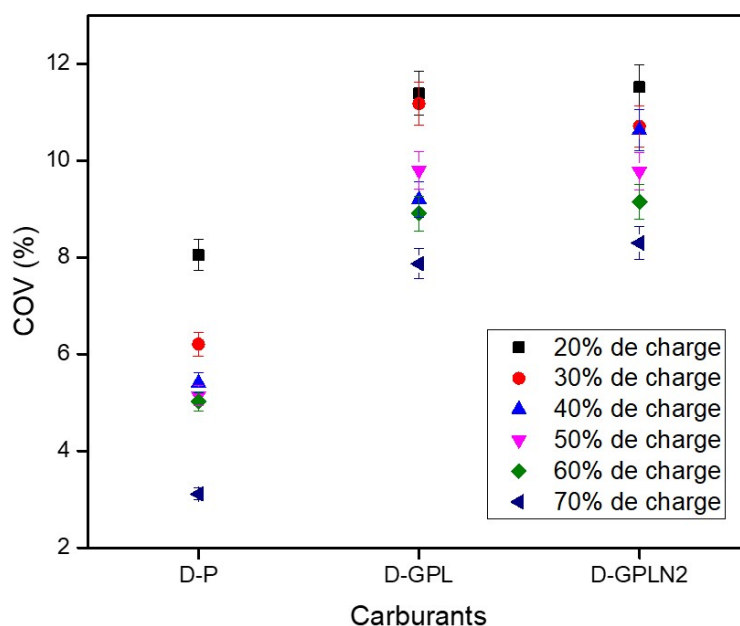


Figure IV. 11 : Evolution du COV en fonction de la charge au diesel pur et en mode dual fuel au maximum du diesel substitué

Au diesel pur comme en mode dual fuel, les COV_{IMEP} les plus élevés sont observés à faible charge. La combustion à faible charge est relativement instable [296,299]. Les valeurs du COV_{IMEP} sont plus élevées en mode dual fuel par rapport à celles avec du carburant diesel. La variabilité cyclique augmente avec l'ajout du gaz. Une quantité plus élevée de gaz réduit la quantité d'air de combustion et du carburant diesel injecté dans le cylindre, entraînant des difficultés d'allumage qui peuvent produire des variations de cycle relativement élevées [298,300,301]. La dilution du GPL par l'azote n'a pas une incidence notable sur la variation cyclique au regard des valeurs du COV_{IMEP} au D-GPLN2 par rapport au D-GPL. A 20% de charge, le COV_{IMEP} est de 11,39% au D-GPL et de 11,52% au D-GPLN2. A 70% de charge sa valeur est de 7,87% au D-GPL contre 8,3% au D-GPLN2.

II.Paramètres de performance

II.1. Consommation du carburant diesel

De nombreuses études ont rapporté que la technologie dual fuel permet d'économiser 60 à 90% de carburant diesel [139,152,302,303]. La consommation du diesel augmente avec la charge pour tous les modes de fonctionnement en raison de l'augmentation de la masse de carburant

injectée pour fournir la puissance nécessaire. Les résultats illustrés par la figure IV.12 confirment la réduction de la consommation de diesel en mode dual fuel par rapport à celle du fonctionnement en diesel pur.

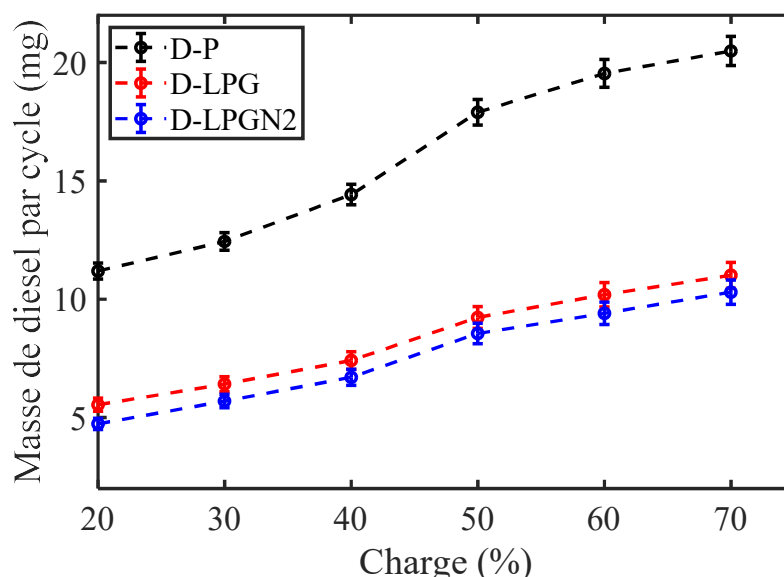


Figure IV. 12 : Consommation du diesel en mode diesel pur et en mode dual fuel au maximum de substitution du diesel

La réduction de la consommation du carburant diesel est relativement homogène sur la plage de charges étudiée. La valeur maximale de la réduction de la consommation de diesel a été observée à faible charge (20% de la charge nominale) avec 61,70% de réduction au D-LPG et 65,22 % au D-LPGN2. Singh et Mohapatra [304] ont obtenu une réduction maximale de carburant diesel de 45,7 % à faible charge avec un moteur dual fuel alimenté au diesel- gaz de gazogène. Malik et Mohapatra [305], ont utilisé un banc d'essai comprenant un moteur diesel optimisé pour atteindre une substitution maximale du carburant diesel, qui s'élevait à 50 %. Yaliwal *et al.* [174] et Banapurmath *et al.* [152] ont rapporté une réduction maximale du carburant diesel de 65% et 70,1% respectivement. A 70% de la charge nominale du moteur, la réduction du carburant pilote est de 57,92% et 59,77% respectivement au D-GPL et au D-GPLN2. Sharma *et al.* [306] ont utilisé du syngas dans un moteur fonctionnant en mode dual fuel avec un taux de compression de 18. Ils ont obtenu une économie du carburant diesel de 58,18% à forte charge. Singh *et al.* [24] ont obtenu une réduction maximale de 44,4 % de la consommation de diesel à pleine charge mais avec une

légère diminution de la puissance indiquée de 3,49 %. Dans la présente étude, l'ajout de l'azote a permis une très légère économie du diesel d'environ 3,52% à 20% de charge et de 1,85% à forte charge (70%) par rapport au GPL. A charge élevée, la faible valeur du PCI du mélange GPLN2 et sa combustion incomplète réduisent la substitution du carburant pilote. Ramadachs *et al.* [151] ont fait le même constat lors du fonctionnement d'un moteur diesel en mode dual fuel avec le syngas comme carburant gazeux. La consommation de gaz augmente avec l'augmentation de la charge et linéairement avec le taux de substitution comme le montre les figures 13 (a) et (b). Les masses de gaz consommées les plus élevées sont observées au D-GPLN2 comme attendu puisque la dilution du GPL avec l'azote donne un mélange gazeux de faible contenu énergétique. La variation linéaire avec la substitution indique que le rendement du moteur est peu affecté par la substitution comme discuté à la section suivante.

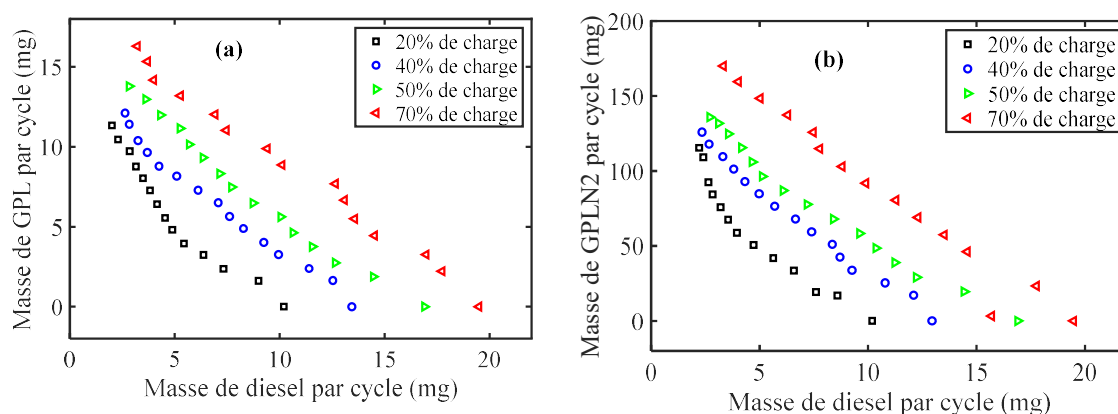


Figure IV. 13 : Variations de la consommation du carburant gazeux par cycle en mode dual fuel

II.2. Consommation spécifique (C_s) et rendement thermique (η_{th})

L'évolution de la consommation spécifique du moteur est représentée à la figure IV.14.

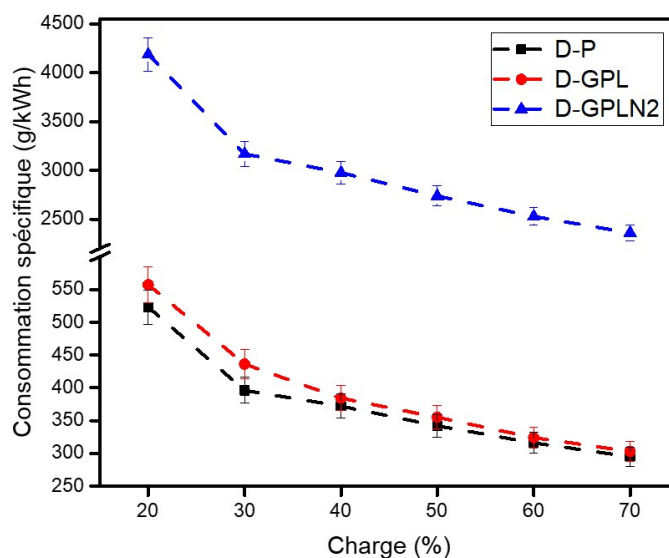


Figure IV. 14 : : Consommation spécifique du moteur au diesel pur et en mode dual fuel

La consommation spécifique décroît au fur et à mesure que la charge augmente pour tous les modes de fonctionnement du moteur. Il est établi que l'augmentation de la charge améliore le rendement des moteurs conduisant à une diminution de la consommation spécifique. En mode dual fuel, la consommation spécifique D-GPL est légèrement plus élevée que celle obtenue au carburant diesel pur à raison de l'influence des combustibles gazeux sur le processus de la combustion. La consommation spécifique du moteur en mode dual fuel utilisant le GPLN2 est logiquement très supérieure à celle du GPL. La densité énergétique du GPLN2 (4,42MJ/kg) qui est équivalente à celle du syngas est très faible par rapport à celui du GPL (45,75MJ/kg). Sahoo *et al.* [154] ont observé les mêmes tendances lors du fonctionnement d'un moteur diesel monocylindre en mode dual fuel avec du méthane (50 MJ/kg) et un mélange de gaz naturel (47,7 MJ/kg) et de GPL (46,1 MJ/ kg). Hagos *et al.* [31] ont également fait le même constat avec un moteur dual fuel utilisant comme carburant gazeux le gaz naturel ou le gaz de gazogène. Dans la présente étude, la consommation spécifique mesurée à 20% de charge était de 0,52 kg/kWh au diesel, de 0,56 kg/kWh au D-LGPL et de 4,18kg/kWh au D-GPLN2. A 70% de charge, les valeurs sont de 0,30 kg/kWh au D-P, de 0,30 kg/kWh au D-GPL et de 2,4 kg/kWh au D-GPLN2. Ces résultats sont en accord avec les travaux de plusieurs chercheurs. Le tableau 1, illustre la consommation spécifique, le type de moteur et les carburants utilisés pour le fonctionnement dual fuel de quelques-unes de ces études.

Tableau IV. 2 : Consommation spécifique obtenue par d'autres auteurs

Combustible pilote	Combustible primaire	Moteur	Charge (%)	Cs (kg/kWh)	Auteurs
Diesel	Gaz naturel	Moteur diesel mono cylindre, ID 1500tr/min	20	0,35	[289]
		Taux de compression : 17,6		0,67	
Diesel	Gaz naturel	Moteur diesel mono cylindre, ID 1500tr/min	60	0,4	[289]
		Taux de compression : 17,6		0,63	
Diesel	Syngas	Moteur diesel mono cylindre, ID 1500tr/min	80	0,282	[151]
		Taux de compression : 18		0,34	
Diesel	Syngas	Moteur diesel mono cylindre, ID 1500tr/min	80	0,282	[139]
		Taux de compression : 18		0,34	
Diesel	Syngas	Moteur diesel mono cylindre, ID 1500tr/min	40	0,71	[303]
	Syngas	Taux de compression : 14	80	0,59	
Diesel	GPLN2	Moteur diesel mono cylindre, ID 1500tr/min	20	0,52	Présente étude
		Taux de compression : 18,375		4,184	
Diesel	GPLN2	Moteur diesel mono cylindre, ID 1500tr/min	70	0,295	Présente étude
		Taux de compression : 18,375		2,36	

Le rendement thermique global dépend de la consommation du carburant, du pouvoir calorifique du carburant et de la puissance du moteur. Le rendement thermique global du moteur fonctionnant en mode diesel et en mode dual fuel est illustré par la figure 15.

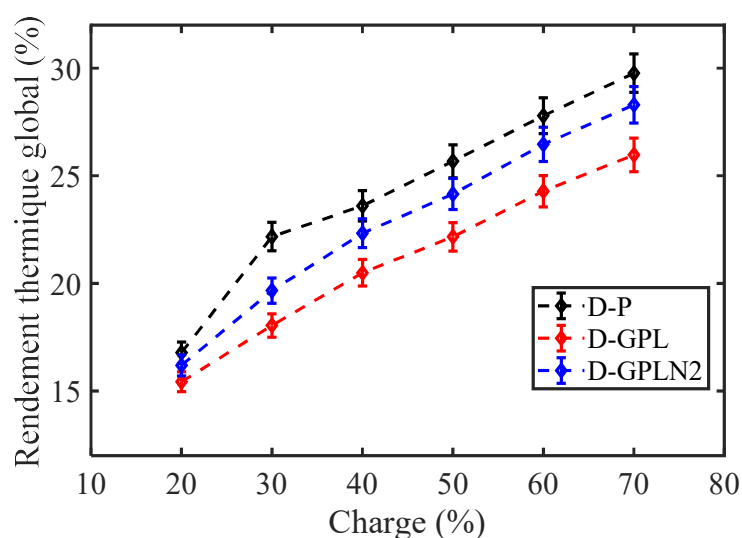


Figure IV. 15 : Rendement thermique global

Le rendement thermique global η_{global} au diesel pur est légèrement supérieur à celui du mode dual fuel. La baisse du rendement en dual fuel est liée au retard d'allumage constaté lors de ce mode de fonctionnement du moteur [154,306]. A faible charge, le rendement thermique global du moteur est faible. A 20% de la charge nominale du moteur, le rendement thermique global est de 16,3% au D-P et de 16,1% au D-GPLN2. Il augmente avec l'augmentation de la charge du moteur. On obtient un rendement maximal à 70% de charge de 29,7% au D-P et de 28,3% au D-GPLN2. Avec un moteur monocylindre de 4,4 kW à 1500tr/min et à une injection directe, Shrivastava *et al.* [22] ont observé que le rendement global maximal au diesel était de 27,5 % et de 26 % en mode dual fuel avec du syngas. Sharma et Kaushal [306] ont obtenu un rendement de 25,6% et de 21,6 % respectivement en mode diesel conventionnel et en dual fuel utilisant du syngas dans un moteur monocylindre de 3,5 kW à injection directe.

II.3. Température des gaz d'échappement

La figure IV.16 (a) présente les résultats des mesures des températures des gaz d'échappement du moteur fonctionnant au carburant diesel pur et en mode dual fuel suivant différentes charges et la figure 16 (b), les températures des gaz d'échappement du moteur fonctionnant au D-GPL ou au D-GPLN2 pour différents taux de substitution du diesel à 30% de charge.

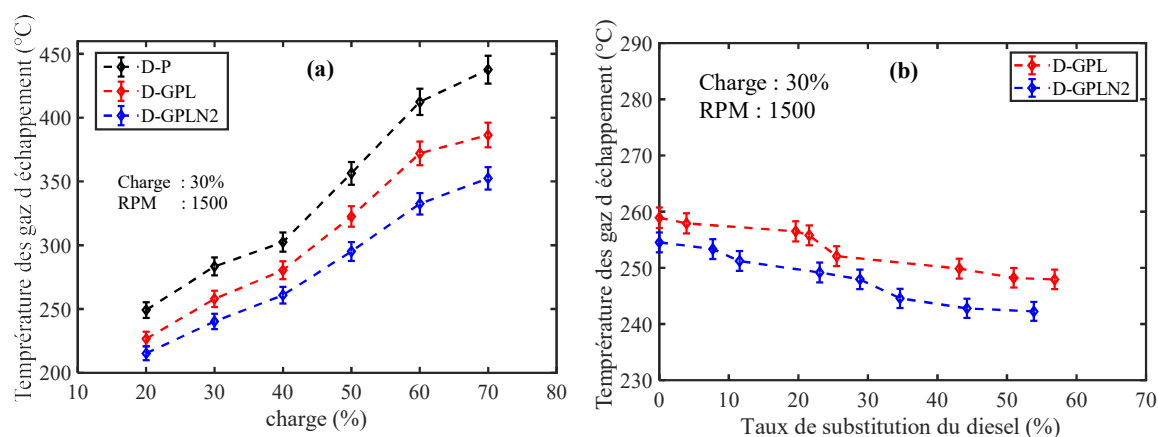


Figure IV. 16 : Température des gaz d'échappement

La température des gaz d'échappement du moteur croît avec la charge pour tous les modes de fonctionnement. L'augmentation de la charge conduit à une augmentation de la température dans la chambre de combustion ce qui contribue à l'amélioration de la combustion dans le cylindre. Le fonctionnement en dual fuel conduit à des températures des gaz d'échappement moins élevées que celle du fonctionnement au carburant diesel conventionnel. A 20% de charge, on note une baisse de 15,7% de la température des gaz d'échappement avec le surrogate de syngas par rapport au diesel. Cette réduction de la température des gaz d'échappement évolue avec l'augmentation de la charge et atteint 24,1% à 70% de charge. Indépendamment de la charge appliquée, la température des gaz d'échappement décroît avec l'augmentation de la quantité du gaz admis dans le cylindre en mode dual fuel. Elle est relativement faible au D-GPLN2 par rapport à celle obtenue au D-GPL. Le combustible gazeux affecte la pression de combustion. Ainsi, la pression cylindre maximale décroît avec l'augmentation de la substitution du diesel. Cela conduit à une diminution de la

température dans la chambre de combustion d'où la baisse de la température des gaz d'échappement dans les conditions de fonctionnement en mode dual fuel.

III. Émissions

III.1. Émissions du dioxyde de carbone CO₂

La figure IV.17 présente les émissions de CO₂ des différents carburants pour les différentes charges étudiées. Les émissions de CO₂ augmentent avec l'augmentation de la charge pour tous les modes de fonctionnement du moteur. On observe ainsi, les concentrations de CO₂ les plus élevées à fortes charges en raison de l'augmentation de la quantité de combustible admis dans le cylindre à ces charges.

Les émissions CO₂ sont liées aux carburants utilisés et à la qualité de la combustion. Le GPL étant plus riche en hydrogène, on observe une légère diminution des émissions de CO₂ lors du fonctionnement en mode dual-fuel. Les écarts sont faibles, les concentrations de dioxyde de carbone sont quasiment dans les mêmes ordres de grandeur pour tous les modes de fonctionnement du moteur. Ces résultats sont similaires aux résultats obtenus par d'autres auteurs [133,280,307]. La perspective étant, l'utilisation en dual-fuel, du gaz de synthèse dont la combustion dans le moteur n'a pas d'impact notable sur les émissions de CO₂. D'une manière générale, pour les combustibles issus de la biomasse, le CO₂ est considéré comme faisant partie du cycle global du carbone et sa contribution au réchauffement climatique est négligeable [133].

Cependant, du point de vue de l'Analyse de Cycle de Vie, certaines formes de production agricoles (culture horticole, culture fortement motorisée, association culture-élevage) peuvent avoir un bilan défavorable menant à une production des gaz à effet de serre [308]. En outre l'affectation de terres à la production agricole ne doit se faire au détriment des écosystèmes à forte biodiversité ou provoquer des changements d'utilisation des terres associés à des émissions élevées de gaz à effet de serre. Au Burkina Faso, le secteur agricole étant très peu mécanisé, cette source d'émissions de CO₂ est faible. Cependant l'augmentation des terres forestières converties en terres cultivées et autres affectations des terres ont tendance à faire de ce secteur, l'un des principales sources d'émission de gaz à effet de serre [309].

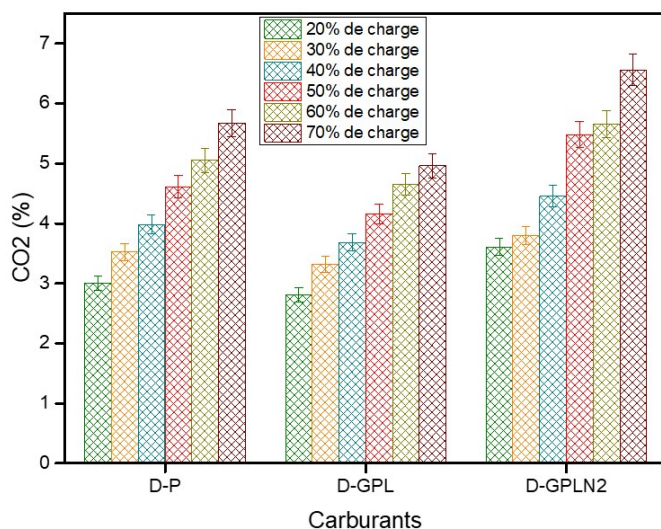


Figure IV. 17 : Emissions du dioxyde de carbone pour différents carburants à différentes charges

III.2. Émissions de monoxyde de carbone CO

Au carburant diesel pur, les niveaux de monoxyde de carbone évoluent avec l'augmentation de la charge puisque la richesse du mélange augmente, Figure IV.18. Il est établi que la vitesse de formation de CO est fonction du carburant non brûlé et de la température du mélange pendant la combustion. Ces deux facteurs ainsi que le rapport air/carburant contrôlent le taux de décomposition et d'oxydation du carburant. En outre, le rapport carburant /air affecte l'oxydation du CO en CO₂ [143,282,284]. Pour toutes les charges testées, la concentration de CO en mode dual fuel est nettement supérieure à celle du fonctionnement au diesel pur. Les niveaux d'émission de CO les plus élevés en dual fuel sont observés à faible charge. Cela peut s'expliquer par le fait qu'à mesure que la charge du moteur augmente, une plus grande quantité de carburant est nécessaire et, par conséquent, un mélange air-carburant plus riche entre dans le cylindre. Grâce à ce mélange riche, la combustion est plus proche de la stœchiométrie et produit moins d'émissions de CO [303].

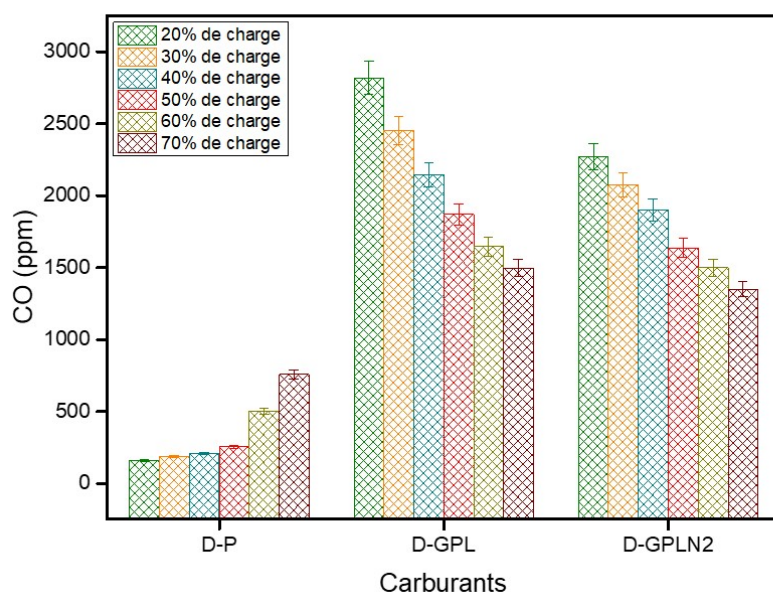


Figure IV. 18 : Emissions du monoxyde de carbone pour différents carburants à différentes charges

Au D-GPL, on a les écarts les plus importants. A 20% de charge moteur, au D-GPL, on note une augmentation de la concentration en CO d'environ 2600 ppm par rapport au fonctionnement au carburant diesel conventionnel. A faible charge, la quantité de carburant pilote consommée est faible et le rapport air/carburant du prémélange GPL/air est très élevé. Dans de telles conditions et en raison de l'effet d'extinction de la flamme, la température dans le cylindre n'est pas suffisamment élevée pour assurer une combustion complète du carburant. Ainsi, dans les environs des parois du cylindre, l'oxydation du CO en CO₂ est très limitée pour le mélange GPL/air [283]. Avec le GPLN2, l'augmentation des émissions de monoxyde de carbone est moins importante en raison de la réduction de la teneur en carbone du mélange GPLN2/air liée à la dilution du GPL par l'azote. La formation du CO à faible charge est favorisée par la disponibilité du carburant gazeux non brûlé, de la faible richesse du mélange dans la chambre de combustion et de la baisse de la température du mélange qui influent sur le taux de décomposition et d'oxydation du carburant [154,310]. L'augmentation de la charge entraîne une augmentation de la température et la valeur de la proportion entre l'air et le carburant admis dans la chambre de combustion. L'augmentation

de la température et de la richesse améliore la combustion à haute charge d'où la tendance à émettre peu de CO à charge élevée [282,284].

III.3. Émissions des oxydes d'azote NOx

La formation de NOx dépend fortement de la température maximale des gaz en combustion, de la teneur en oxygène et du temps de séjour disponible pour que les réactions aient lieu dans ces conditions extrêmes [311–313]

Les résultats des mesures des émissions des oxydes d'azote (NOx) du moteur sont représentés par la figure IV.19.

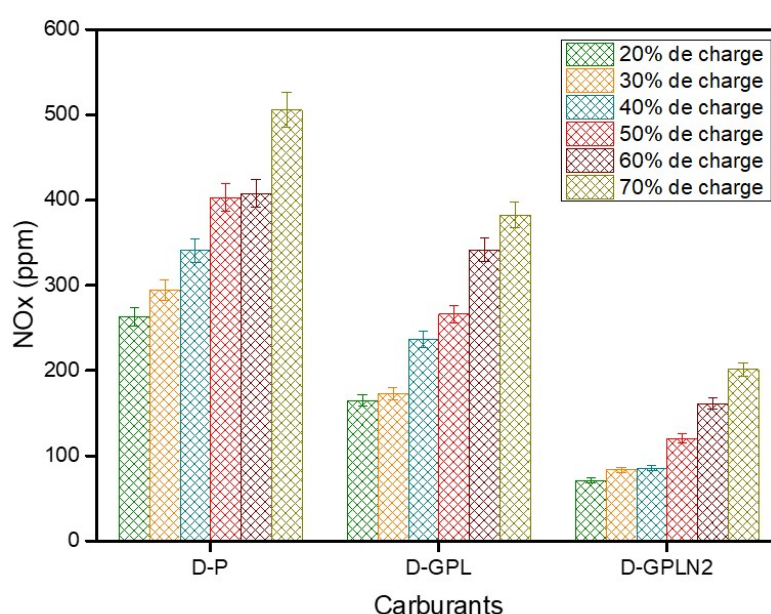


Figure IV. 19 : Emissions des oxydes d'azote pour différents carburants à différentes charges

Comme attendu, la production des oxydes d'azote NOx s'intensifie avec l'augmentation de la charge pour tous les modes de fonctionnement du moteur. L'augmentation de la charge provoque une augmentation de la température dans le cylindre. La formation des oxydes d'azote (NOx) est favorisée par une forte concentration en oxygène et une température de charge élevée [143,154,269,314,315]. Les concentrations de NOx dans les gaz d'échappement du moteur sont plus élevées au carburant diesel par rapport à celles mesurées en mode dual-fuel. Les températures de combustion les plus élevées sont observées dans le cas du carburant diesel. Au fur et à mesure

que la substitution du carburant diesel augmente, la pression et la température dans le cylindre diminuent d'où les plus faibles concentrations des NO_x au maximum de diesel substitué en fonctionnement dual fuel. La dilution du GPL par l'azote accentue cette tendance en raison de la réduction de la température de combustion dans le cylindre [287] et la diminution de la quantité d'oxygène disponible. Ainsi, à faible charge, la réduction des émissions de NO_x est de 38% au D-GPL et de 73% au D-GPLN2 par rapport aux concentrations observés au diesel.

Conclusion

Ce chapitre, a présenté les performances globales et les paramètres de combustion d'un moteur diesel fonctionnant à charge partielle en mode dual fuel avec un mélange de gaz (GPL+Azote : GPLN2) dont la composition est bien connue et de même contenu énergétique que le syngas. Le GPLN2 a été obtenu par la dilution du GPL avec l'azote. Les caractéristiques de la combustion, les performances et les émissions du moteur au diesel pur et au diesel-gaz de pétrole liquéfié ont servi de référence. L'analyse des courbes du taux de dégagement de chaleur a montré les quatre phases de la combustion dans le moteur diesel en mode dual fuel. La phénoménologie de la combustion du GPLN2 est à l'image de celle de la combustion du syngas dans le moteur dual fuel. Les niveaux de substitution du carburant diesel par le GPLN2 sont similaires aux taux de substitution du diesel par le syngas obtenus par plusieurs études. Les variations de la pression cylindre et du taux de dégagement de chaleur ont montré des caractéristiques de combustion proches de celles observées avec le gaz de gazogène dans la littérature. La dispersion cyclique est plus remarquable au D-GPLN2 en raison des difficultés d'allumage du gaz et du faible indice de cétane du GPL. Ainsi le léger écart observé en termes de combustion est lié à la légère différence de réactivité du combustible au regard du fait que l'indice de cétane du surrogate de gaz GPLN2 qui est différent de celui du syngas. Les concentrations des gaz d'échappement ont montré une réduction substantielle des émissions polluantes telles que les NO_x et le CO₂ comme indiqué par d'autres études expérimentales comparant le fonctionnement en mode dual-fuel avec celui du carburant diesel. Mais, les émissions de CO sont plus élevées en mode dual fuel pour les faibles charges. Les émissions de la combustion dans le moteur dual fuel ont une tendance plus favorable à l'environnement avec le surrogate de syngas GPLN2 comparée à celles des combustibles liquides conventionnels. Les paramètres de combustion, les performances et les émissions obtenus au

GPLN2 sont comparables à celles observés avec les moteurs en mode dual fuel fonctionnant avec le gaz de gazogène. Suite au fonctionnement à charges partielles et au choix d'un moteur monocylindre pertinent pour les applications en Afrique de l'Ouest, les résultats obtenus avec le GPLN2 donnent de bonnes indications pour l'étude et l'optimisation de la combustion du gaz de gazéification (syngas) dans un moteur diesel en mode dual fuel à charges partielles.

CHAPITRE V : MODÉLISATION DE LA COMBUSTION D'UN SURROGATE DE SYNGAS DANS UN MOTEUR DUAL FUEL

Introduction

L'optimisation des performances des moteurs repose sur la compréhension des phénomènes mis en jeu lors de la combustion des carburants. La modélisation des phénomènes chimiques se produisant dans la chambre de combustion est un outil crucial pour la maîtrise et le control optimal de la combustion dans les moteurs.

Ce chapitre propose une étude numérique de la combustion dans le moteur dual fuel. L'objectif est de présenter la modélisation 0D thermodynamique à une zone de la combustion dans un moteur diesel fonctionnant en mode dual fuel avec un surrogate de syngas. Il débute par la présentation des modèles 0D thermodynamiques de combustion appliqués aux moteurs à allumage par compression. La deuxième section examine les lois mathématiques les plus utilisées dans la modélisation de la combustion dans les moteurs. Les modèles de dégagement de chaleur dans une approche de la combustion de Wiebe y sont abordés. La section trois présente le modèle de dégagement de chaleur et les sous modèles de transfert de chaleur et de pression cylindre utilisés. Les résultats sont présentés et discutés dans la section quatre. Le chapitre se termine par la cinquième section qui présente les résultats de la prédiction des masses des carburants consommés par cycle et les effets de la variation de la composition du gaz sur le dégagement de chaleur.

I. Modèles de combustion

Les modèles de combustion décrivent l'évolution de la masse de carburant ou le dégagement de chaleur en fonction du temps. Il existe plusieurs modèles de combustion qui peuvent être regroupés

en deux grandes familles que sont les modèles phénoménologiques et les modèles mathématiques. Les modèles phénoménologiques de combustion 0D sont utilisés pour décrire la combustion dans les moteurs à compression. Ces modèles sont subdivisés en sous modèles décrivant généralement les phénomènes physiques tels que l'inflammation, la propagation de la flamme, la formation de polluants, et l'épuisement du combustible au cours de la combustion. Les modèles mathématiques reposent sur l'interpolation des données expérimentales. Ces modèles sont les plus utilisés pour décrire l'évolution de la fraction de combustible brûlé ou le taux de dégagement de chaleur en fonction de l'angle vilebrequin dans les moteurs diesel fonctionnant en dual fuel.

I.1. Modèles 0D thermodynamiques de combustion appliquées aux moteurs à compression

La modélisation zéro-dimensionnelle (0D) est apparue dans les années 70 [316] . Ces modèles sont fonction d'une seule variable : le temps ou l'angle vilebrequin par changement de variable. Ces dernières années les chercheurs portent un intérêt croissant sur ces modèles car ils offrent un bon compromis entre temps de calcul et précision des paramètres simulés. Les modèles 0D, encore appelés modèles thermodynamiques, sont construits à partir de l'intégration des lois d'état des gaz parfaits et des équations de conservation de la masse et de l'énergie sur des volumes de contrôle prédéfinis dans la chambre de combustion. Des sous-modèles obtenus des corrélations empiriques ou des modèles 3D sont utilisés pour décrire les transferts de masse et d'énergie entre les différents volumes de contrôle appelés zones. Ainsi, en fonction des volumes de contrôle définis dans le cylindre, on peut identifier les modèles multizones et les modèles mono-zones.

Les modèles multizones subdivisent la chambre de combustion en plusieurs volumes de contrôle dans lesquels le premier principe de la thermodynamique et la loi des gaz parfaits sont appliqués. Les modèles à deux zones par exemple, subdivisent la chambre de combustion en deux volumes occupés respectivement par les gaz frais et les gaz brûlés. Quant aux modèles mono-zones, ils considèrent les paramètres tels que la température uniforme dans le volume de la chambre de combustion. D'autres modèles dits quasi-dimensionnels, prennent en compte en plus de l'approche thermodynamique, les caractéristiques géométriques de la flamme.

Dans le cadre de la présente recherche, le modèle utilisé est le modèle 0D mono-zone basé sur l'approche de la combustion de Wiebe. Ces modèles permettent une investigation rapide du comportement des moteurs à combustion interne. Ils sont adaptés pour simuler le cycle de combustion des moteurs en vue d'une évaluation des phénomènes thermodynamiques ainsi que des performances globales à chaque étape du cycle. Ils simplifient les phénomènes de combustion, facilitant ainsi leur formulation mathématique avec un temps de calcul faible [317,318]. Aussi, les résultats obtenus sont très proches des données expérimentales observées dans les moteurs [319].

Le tableau V.1 donne une comparaison en termes d'avantages et d'inconvénients des différents modèles

Tableau V. 1 : Avantages et inconvénients des différents modèles

Modèles de combustion	Modèle zéro-dimensionnel	Modèle multidimensionnel
Points forts	❖ Simplification des équations de combustion ; ❖ Facilité d'implémentation mathématique et numérique ; ❖ Faible temps de calcul avec une rapidité de simulation ; ❖ Exige peu de puissance de calcul ; ❖ Adapté aux études préliminaires.	❖ Précision des résultats ; ❖ Permet la simulation des phénomènes dépendants des variables spatiales ; ❖ Simulation des phénomènes complexes.
Points faibles	❖ Ne permet pas de simuler des phénomènes dépendant de la position. (Absence de variables spatiales) ; ❖ Résultats dépendant des hypothèses simplificatrices ; ❖ Résultats moins précis pour les phénomènes complexes.	❖ Complexité d'implémentation mathématique et numérique ; ❖ Longue durée de simulation ; ❖ Nécessité d'une importante puissance computationnelle ; ❖ Problèmes de convergence ; ❖ Problèmes de stabilité.

Les modèles 0D sont adaptés pour l'étude des performances des moteurs, l'efficacité de la combustion ainsi que l'estimation des émissions de polluants.

I.2. Lois mathématiques les plus courantes dans la modélisation de la combustion dans les moteurs

Plusieurs types de fonctions mathématiques sont utilisées pour représenter l'évolution de la combustion. Mais on rencontre fréquemment trois types de fonctions :

❖ Les fonctions polynômiales qui décrivent l'évolution de la fraction de combustible brûlé à travers des polynômes de la forme (équation 5.1) :

$$x_b = \sum_j a_j \cdot \theta^{j-j} \quad (5.1)$$

Avec a_j les coefficients du polynôme et θ l'angle vilebrequin.

Les coefficients du polynôme peuvent être déterminés par la méthode d'ajustement des moindres carrés de la courbe polynomiale aux données expérimentales. Ces modèles peuvent être très complexes lorsque les phénomènes non linéaires prédominent dans le processus de la combustion ou encore lorsque le degré du polynôme est trop élevé par rapport aux données disponibles.

❖ La loi en cosinus qui modélise la fraction brûlée à l'aide de l'angle vilebrequin et de la durée de combustion dans une fonction cosinus sous la forme (équation 5.2) :

$$x_b = \frac{1}{2} \left(1 - \cos \left(\pi \cdot \frac{\theta - \theta_0}{\Delta \theta_b} \right) \right) \quad (5.2)$$

Avec θ l'angle vilebrequin, θ_0 l'angle vilebrequin du début de la combustion et $\Delta \theta_b$ la durée de la combustion

Elle est plus simple à implémenter au regard du nombre de paramètres utilisés mais elle ne permet pas de décrire l'évolution de la fraction de combustible brûlée d'une manière satisfaisante [215].

❖ La loi de Wiebe exprime la fraction de combustible brûlé par une fonction exponentielle sous la forme (équation 5.3) :

$$x_b = 1 - \exp \left[-a_w \cdot \left(\frac{\theta - \theta_0}{\Delta \theta_b} \right)^{M+1} \right] \quad (5.3)$$

Avec α_ω le facteur d'efficacité de la combustion, M le facteur de forme, θ l'angle vilebrequin, θ_0 l'angle vilebrequin du début de la combustion et $\Delta\theta_b$ la durée de la combustion.

La fonction de Wiebe est la plus utilisée pour modéliser la combustion dans le moteur diesel fonctionnant en mode conventionnel et les modèles à multiples fonctions de Wiebe sont très pratiques pour simuler le taux de dégagement de chaleur dans les moteurs à allumage par compression à systèmes de combustion non conventionnels tels que les moteurs HCCI (Homogeneous Charge Compression Ignition), les moteurs PCCI (Premixed Charge Compression Ignition) et les moteurs diesel dual fuel fonctionnant avec des carburants alternatifs [126,320].

I.3. Modèle de dégagement de chaleur en dual fuel dans l'approche de combustion de Wiebe.

Dans la modélisation 0D à une zone de la combustion dans les moteurs diesel dual fuel, sans prédiction des polluants gazeux, le taux de dégagement de chaleur est modélisé le plus souvent avec la loi de Wiebe. Dans cette approche, chaque phase de la combustion dans le moteur à allumage par compression est représentée par une fonction de Wiebe. Ainsi, certains auteurs [321,322] ont simulé le taux de dégagement de chaleur dans un moteur dual fuel diesel-biogaz en superposant deux fonctions de Wiebe, chaque combustible (pilote et principal) étant représenté par une loi de Wiebe. La pression cylindre maximale et la pression moyenne indiquée simulées sont obtenues avec une erreur de moins de 5% par rapport aux valeurs mesurées mais cette double loi ne donne pas un résultat satisfaisant avec les courbes de dégagement de chaleur à deux pics des moteurs dual fuel. De nombreux travaux complémentaires ont été effectués pour adapter les modèles à double fonction de Wiebe aux courbes de dégagement de chaleur de la combustion dual fuel. Ainsi, des auteurs [261,323] ont décomposé la combustion dual fuel en deux étapes que sont la combustion prémélangée et la combustion diffusive. Le dégagement de chaleur de chaque étape est simulé par une fonction de Wiebe. Mais la référence [262] indique que le nombre de pic dans la courbe du taux de dégagement de chaleur expérimental définit le nombre de fonction de Wiebe requis pour une bonne précision de la simulation. Ainsi, le taux de dégagement de chaleur d'un moteur dual fuel monocylindre diesel-gaz de gazogène a été calculé suivant une approche de triple loi de Wiebe par les auteurs [324]. Ils ont superposé une double fonction décrivant le taux de

dégagement du carburant pilote et une simple fonction de Wiebe calculant celui du gaz de gazogène. D'autres auteurs [126,163,325,326] ont scindé la combustion dual fuel en trois phases : la combustion du prémélange pilote, la combustion du prémélange gazeux et la combustion diffusante. Ils ont construit un modèle utilisant une triple fonction de Wiebe. Chaque fonction décrit une étape de la combustion avec une bonne précision des données simulées par rapport aux données mesurées. Pour améliorer la précision des paramètres modélisés, des modèles 0D plus récents sont construits en combinant la fonction de Wiebe avec un réseau neuronal [327–329].

La présente étude utilise une triple loi de Wiebe pour simuler le taux de dégagement de chaleur dans un moteur diesel dual fuel fonctionnant avec un surrogate de syngas. La triple fonction de Wiebe offre une précision d'ajustement très satisfaisante en prenant en compte les différentes étapes du dégagement de chaleur lors de la combustion dans le moteur dual fuel.

II. Modèle utilisé

II.1. Modèle de dégagement de chaleur utilisé

La courbe de dégagement de chaleur expérimentale du moteur dual fuel fonctionnant au diesel-GPLN2 fait apparaître trois phases de la combustion : La combustion prémélangée du combustible pilote, la combustion prémélangée du combustible gazeux et la combustion diffusante des combustibles restants (pilote et gazeux). La figure V.1 illustre les différentes étapes de la combustion du GPLN2 dans le moteur dual fuel utilisé.

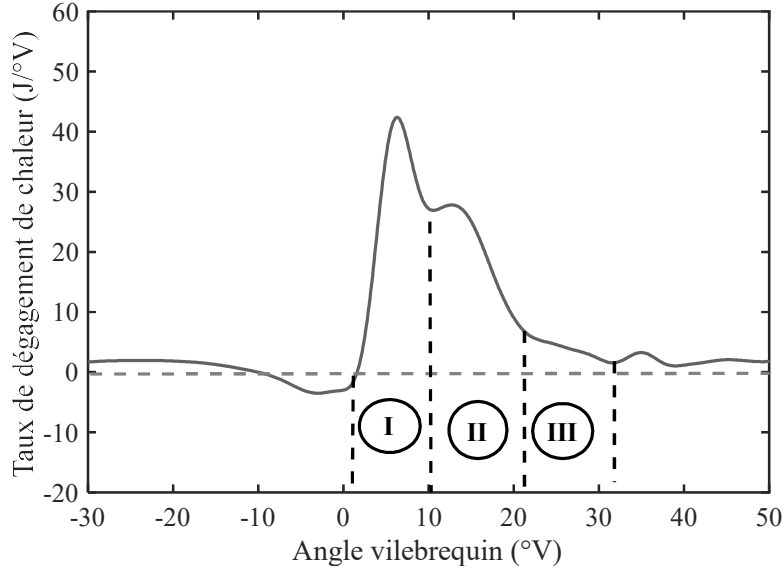


Figure V. 1 : Les différentes phases de la combustion du GPLN2 dans un moteur dual fuel utilisé.

Chaque étape de la combustion a été modélisée par une loi de Wiebe. La fraction de combustible brûlé dans le cylindre est représentée par la loi de Wiebe et la fraction brûlée permet de calculer le dégagement de chaleur pour chaque phase. Le dégagement total de chaleur dans le cylindre est obtenu par la superposition des trois fonctions de Wiebe.

La loi de Wiebe traduisant la fraction de combustible brûlé est représentée par l'équation (5.4)

$$x(\theta) = 1 - \exp \left[-a \left(\frac{\theta - \theta_0}{\Delta\theta} \right)^{(M+1)} \right] \quad (5.4)$$

$x(\theta)$ est la fraction brûlée en fonction de l'angle vilebrequin θ , a et M sont des paramètres de la fonction de Wiebe à ajuster avec les données d'expérience. θ_0 , l'angle vilebrequin correspondant au début de la combustion et $\Delta\theta$ la durée de la combustion.

La quantité de chaleur $Q(\theta)$ libérée par la fraction brûlée à un angle vilebrequin θ est le produit de la quantité de chaleur contenue dans le carburant injecté (Q_{comb}) par la fraction de carburant déjà brûlé (équation 5.5).

$$Q(\theta) = x(\theta) \cdot Q_{comb} \quad (5.5)$$

Le taux de dégagement de chaleur est calculé par l'équation 5.6 :

$$\frac{dQ}{d\theta}(\theta) = a(M+1) \cdot \frac{Q_{comb}}{\Delta\theta} \cdot \left(\frac{\theta - \theta_0}{\Delta\theta} \right)^M \cdot \exp \left[-a \cdot \left(\frac{\theta - \theta_0}{\Delta\theta} \right)^{M+1} \right] \quad (5.6)$$

La fraction brûlée à la phase i et le dégagement de chaleur correspondant à cette phase sont donnés respectivement par les équations 5.7 et 5.8.

$$x_i(\theta) = \frac{Q_i(\theta)}{Q_{comb,i}} = 1 - \exp \left[-a \left(\frac{\theta - \theta_{0,i}}{\Delta\theta_i} \right)^{(M_i+1)} \right] \quad (5.7)$$

$$\frac{dQ_i}{d\theta}(\theta) = a(M_i+1) \cdot \frac{Q_{comb,i}}{\Delta\theta_i} \cdot \left(\frac{\theta - \theta_{0,i}}{\Delta\theta_i} \right)^{M_i} \cdot \exp \left[-a \cdot \left(\frac{\theta - \theta_{0,i}}{\Delta\theta_i} \right)^{M_i+1} \right] \quad (5.8)$$

Où $i = 1, 2, 3$.

Le dégagement de chaleur global est caractérisé par l'ensemble des dégagements de chaleur liés à chaque phase identifiée de la combustion. La somme des trois fonctions de Wiebe donne le taux de dégagement global de chaleur. La combustion du prémélange du carburant pilote est identifiée par l'indice $i = 1$, la combustion du prémélange du carburant gazeux par l'indice $i = 2$ et la combustion diffusante par l'indice $i = 3$. Les équations (5.9) et (5.10) donnent respectivement le taux de dégagement total et la fraction brûlée totale.

$$\frac{dQ}{d\theta}(\theta) = \sum_{i=1}^3 \frac{dQ_i}{d\theta}(\theta) \quad (5.9)$$

$$x(\theta) = \alpha x_1(\theta) + \beta x_2(\theta) + (1 - \alpha - \beta) x_3(\theta) \quad (5.10)$$

Avec $\alpha = \frac{Q_1}{Q_1 + Q_2 + Q_3}$ et $\beta = \frac{Q_2}{Q_1 + Q_2 + Q_3}$

II.2. Modèle 0D de transfert thermique

Une partie de l'énergie générée par la combustion du carburant dans le cylindre est perdue sous forme de chaleur. Le dégagement de chaleur utile modélisé est obtenu par l'équation

$$\frac{dQ_{net}}{d\theta} = \frac{dQ(\theta)}{d\theta} - \frac{dQ_{parois}}{d\theta} \quad (5.11)$$

Les pertes thermiques aux parois ont été évaluées par l'équation (5.12)

$$\frac{dQ_{parois}}{d\theta} = h_c \cdot S \cdot (T_{cyl} - T_{parois}) \cdot \frac{1}{\omega} \quad (5.12)$$

h_c : coefficient global de transfert de chaleur ($Wm^{-2}K^{-1}$)

S : surface totale d'échange de chaleur au niveau des parois du cylindre (m^2)

T_{cyl} : température instantanée des gaz dans le cylindre (K)

T_{parois} : température des parois du cylindre (K)

ω : vitesse angulaire ($rad s^{-1}$)

Dans le cylindre, les transferts de chaleur par conduction et par rayonnement étant négligeables, la chaleur perdue est transférée aux parois du cylindre par convection forcée [330]. Les approches et les corrélations utilisées pour évaluer le coefficient global de transfert de chaleur h_c ont fait l'objet de plusieurs études. Woschni, en 1967 [331] a fait la synthèse des modèles empiriques applicables pour la détermination du coefficient de transfert de chaleur instantané dans le moteur à combustion interne proposés par Nusselt en 1923, Brilling en 1931, Eichelberg en 1939, Woschni en 1967 [331]. La corrélation de Woschni a été revue en 1976 et en 1990 [332,333] ; elle est la plus utilisée dans la littérature. D'autres auteurs, Han et *al.* [334], Chang et *al.* [335], Sharief et *al.* [336] ont également évalué le coefficient global de transfert de chaleur à travers les parois des moteurs à combustion interne basé sur des corrélations. Hohenberg en 1979, proposa une nouvelle approche [337].

Certaines études ont montré que la corrélation issue de l'approche de Hohenberg est plus efficace que la plupart des autres corrélations. Elle ne nécessite pas un grand effort d'adaptation à la géométrie du moteur. Elle est donc plus simple à implémenter. Aussi, elle réduit les temps de calcul avec une bonne précision des résultats [224,225,338]. La corrélation utilisée dans cette étude pour évaluer le coefficient global de transfert de chaleur dans le moteur est celle de Hohenberg exprimée par l'équation (5.13)

$$h_c = C_1 V_c^{-0,06} P^{0,8} T^{-0,4} (S_p + C_2)^{0,8} \quad (5.13)$$

Avec

$$S_p = 4r \cdot \frac{RPM}{60} \quad (5.14)$$

ζ : constante d'ajustement en amplitude et C_2 : constante d'ajustement des effets de la turbulence dont les valeurs sont fixées respectivement à 130 et 1,4 [323,337] ; V_c : volume du cylindre (m^3) ; P : Pression du cylindre (bar), T : température moyenne instantanée des gaz (K) ; S_p : vitesse moyenne du piston (ms^{-1}) ; r : Course du piston (m) ;

II.3. Modèle de pression cylindre

L'équation (5.15) donne l'expression différentielle de la pression cylindre induite par la variation du volume et l'apport de chaleur.

$$\frac{dP}{d\theta} = -\gamma \frac{P}{V} \frac{dV}{d\theta} + \frac{\gamma - 1}{V} \frac{dQ_{net}}{d\theta} \quad (5.15)$$

Avec P la pression dans le cylindre, V le volume du cylindre en fonction de l'angle vilebrequin θ , Q_{net} la chaleur libérée par la combustion disponible dans le cylindre.

Cette équation est de la forme

$$\frac{dP}{d\theta} = f(P, V, \theta, Q) \quad (5.16)$$

La résolution de cette équation différentielle permet de reconstituer la courbe de pression à partir du taux de dégagement de chaleur modélisé. Il existe plusieurs méthodes de résolution de ce type d'équation dont les méthodes implicites ou explicites d'Euler ou de Runge Kutta. Nous avons opté pour la méthode d'Euler. Cette méthode est pratique pour la résolution des équations différentielles de premier ordre. Elle est directe, efficace et simple à implémenter numériquement avec des résultats corrects si $d\theta$ est suffisamment petit.

Ainsi, l'expression explicite de la pression dans la méthode d'Euler est donnée par l'équation (5.17)

$$P(i) = P(i-1) + \left[\frac{\gamma-1}{V(i-1)} \left(-\frac{\gamma}{\gamma-1} P(i-1) \frac{dV(i-1)}{d\theta} + \frac{dQ_{net}}{d\theta} \right) \right] d\theta \quad (5.17)$$

Avec $i \in [1; 7200]$, $P(0) = P_{adm}$ la pression d'admission, $\theta \in [-180; 539]$ avec un pas de 0,1.

Les hypothèses simplificatrices utilisées sont :

γ est constant et est égal à 1,325 ;

Q_{net} la chaleur produite par la combustion et disponible dans le cylindre est uniforme

Le logigramme de la résolution est donné en annexe.

III. Résultats et discussion

III.1. Paramètres du modèle

Les paramètres a, M, Q, θ_0 et $\Delta\theta$ de la fonction de Wiebe pour chaque phase de la combustion sont déterminés en ajustant les données expérimentales. Le paramètre a est le coefficient d'efficacité. Il est corrélé au rendement de combustion. Dans ce travail, le mélange combustible étant pauvre, la valeur typique a est supérieur à 6. La valeur du facteur a corrélé des données expérimentales afin de représenter fidèlement les processus de combustion dans le moteur est de 6,908 en supposant qu'à la fin de la combustion, sur un cycle, 99,9% de la charge injectée est brûlée. Ainsi, cette valeur a été affectée aux coefficients a_1, a_2 et a_3 des trois étapes de la combustion. Le début et la fin de chaque phase ont été déterminés. Le début de la combustion qui correspond également au début de la combustion du carburant pilote est le point où le dégagement de chaleur devient positif $\theta_0 = \theta_{0,1} = \frac{dQ(\theta)}{d\theta} \cong 0$. La fin de la combustion du carburant pilote $\theta_{0,1}^f$ est déterminée par régression linéaire. La durée de la combustion de cette phase est obtenue par la relation $\Delta\theta_1 = \theta_{0,1}^f - \theta_{0,1}$.

Le couple, facteur de forme et quantité de chaleur dégagée pendant la phase, (M, Q) est déterminés de sorte à minimiser l'erreur avec les données expérimentales en utilisant la méthode des moindres

carrés. L'erreur ϵ entre le dégagement de chaleur déduit des données et celui théorique est définie par l'équation (5.18)

$$\epsilon = \frac{\int_{\theta_0}^{\theta_0 + \Delta\theta} \left(\frac{dQ_{data}}{d\theta}(\theta) - \frac{dQ_{théo}}{d\theta}(\theta) \right)^2 d\theta}{\int_{\theta_0}^{\theta_0 + \Delta\theta} \left(\frac{dQ_{data}}{d\theta}(\theta) \right)^2 d\theta} \quad (5.18)$$

Le taux de dégagement de chaleur théorique de la combustion du carburant pilote est ensuite retiré du taux de dégagement total de chaleur. Les paramètres correspondant à la combustion du prémélange du carburant gazeux sont déterminés en reprenant les mêmes opérations. Ainsi, les paramètres θ_{02} , $\Delta\theta_2$, M_2 et Q_2 ont été obtenus. Pour les charges étudiées, l'ajustement des données expérimentales, donne une valeur du facteur de forme M_3 de la phase de combustion diffusive, qui oscille autour de 0,9. Cette valeur a donc été retenue. Les autres paramètres de cette phase sont déterminés en utilisant la méthode des moindres carrés. La figureV.2 présente la décomposition du taux de dégagement chaleur en vue de l'obtention des coefficients des lois de Wiebe.

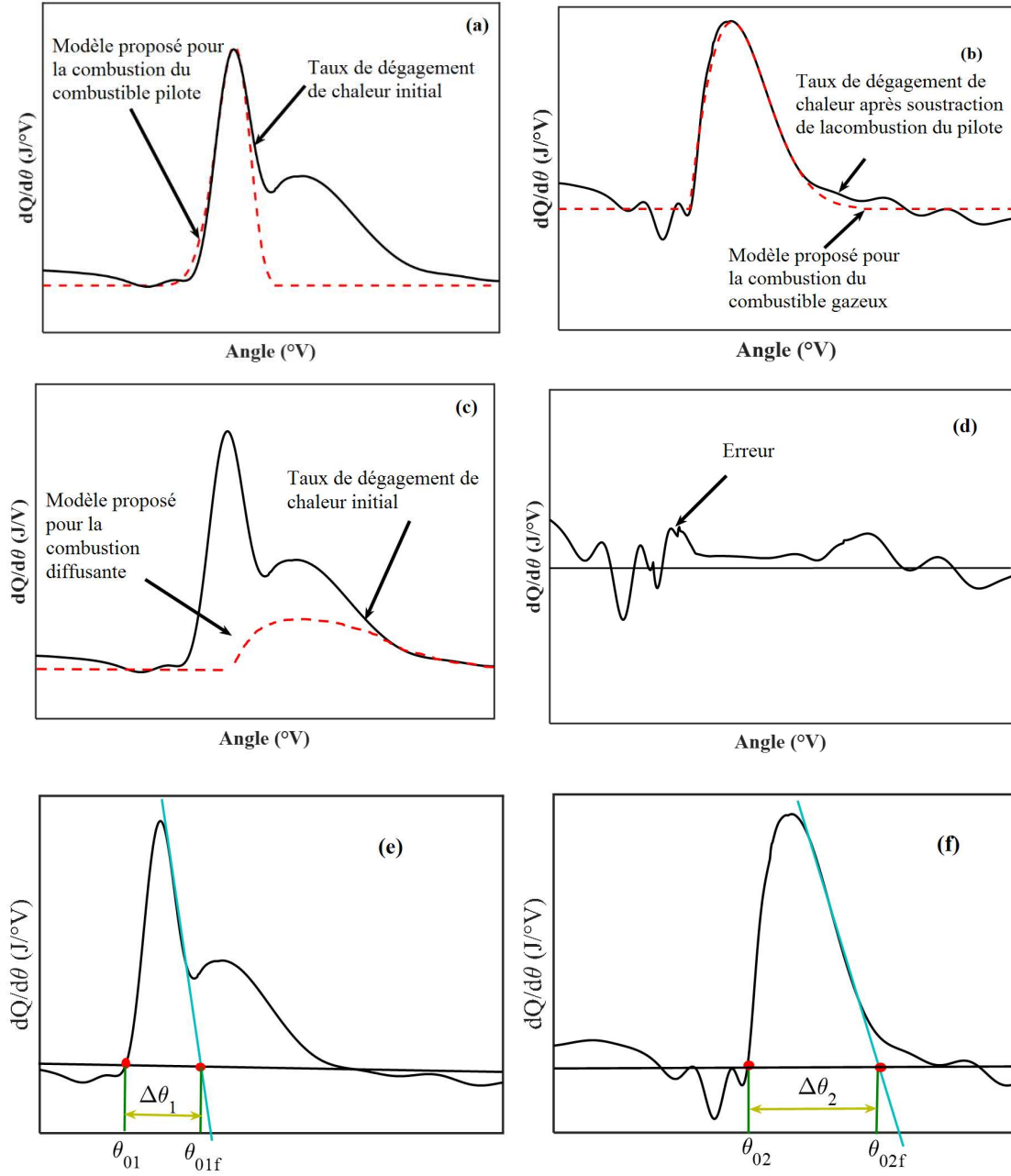


Figure V. 2 : Décomposition du taux de dégagement de chaleur pour la détermination des paramètres de Wiebe : (a) Modèle proposé pour la combustion du prémélange pilote ; (b) Modèle du prémélange gazeux ; (c) Modèle de la combustion diffusante ; (d) Estimation de l'erreur ; (e) Détermination de θ_{01} et $\Delta\theta_1$; (f) Détermination de θ_{02} et $\Delta\theta_2$

Le tableau V.2 présente les paramètres de la fonction de Wiebe pour les différentes charges étudiées.

Tableau V. 2 : Paramètres des fonctions de Wiebe pour les charges étudiées

Charge (%)	TS du diesel (%)	Paramètres											
		Combustion du pilote				Combustion du gaz				Combustion diffusante			
		θ_{01}	$\Delta\theta_{01}$	M_1	$Q_1(J)$	θ_{02}	$\Delta\theta_{02}$	M_2	$Q_2(J)$	θ_{03}	$\Delta\theta_{03}$	M_3	$Q_3(J)$
20	65,2	-1,3	13	2,2	177	9,9	20,1	3,98	100	9,4	15,6	0,9	29
30	63,5	-1,1	14	3,2	199	8,4	21,6	3,15	134	9,9	22,1	0,9	32
40	62,3	0,8	10,5	2,6	216	7,8	19,2	4,92	167	9,9	23,4	0,9	36
50	61,6	1,9	8,5	4,1	246	6	22	5,15	174	9,1	22,8	0,9	40
Erreur maximale (%)		8,2	3,9	2,3	7,8	5,1	3,1	1,3	6,4	6,2	2,2	1,1	5,6

Le facteur de forme M_3 de la phase de combustion diffusante est de 0,9 pour toutes les charges examinées. Une étude de sensibilité a permis d'évaluer l'effet de sa variation sur le taux de dégagement de chaleur. La figure V.3 montre l'impact de la variation du paramètre facteur de forme M_3 .

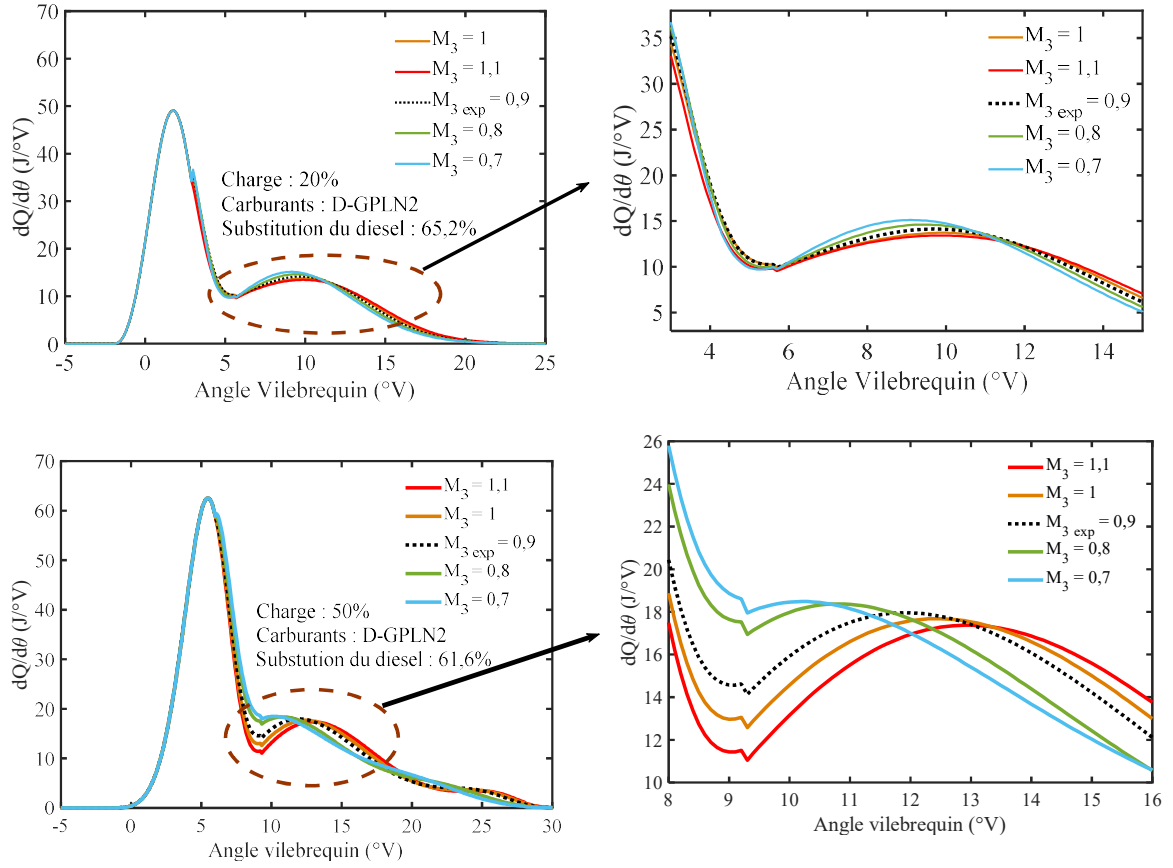


Figure V. 3 :: Effet de la variation du facteur de forme M_3 sur le taux de dégagement chaleur du moteur fonctionnant avec le surrogate de gaz GPLN2

Le dégagement de la chaleur de la phase de combustion du prémélange pilote n'est pas affecté par la variation de la valeur du facteur de forme. Cependant, les deux autres phases de la combustion sont très sensibles à un changement de la valeur du facteur de forme. En effet, pour les valeurs du facteur de forme plus petites que la valeur expérimentale, le dégagement de chaleur de la phase de combustion du prémélange gazeux commence brusquement et diminue progressivement vers la fin de la combustion. Lorsque la valeur du facteur de forme est plus grande, le dégagement de chaleur devient lent par rapport aux données expérimentales. Le paramètre de forme M permet d'ajuster la combustion pendant les deux dernières phases de la combustion dual fuel. Une faible valeur de M entraîne une augmentation de la vitesse de combustion et une valeur élevée de M favorise une combustion progressive. L'effet de la variation du facteur de forme devient plus remarquable avec l'augmentation de la charge. Ces observations sont en accord avec

les résultats de la littérature [126]. La précision de la détermination de ce paramètre est cruciale pour la qualité du modèle de prédiction. Sur base des données expérimentales et la précision de la détermination du facteur de forme, la valeur optimale de M_3 est de 0,9.

Les paramètres de la loi de Wiebe ainsi déterminés sont utilisés pour prédire les performances du moteur dual fuel.

III.2. Validation du modèle

Le modèle du taux dégagement de chaleur proposé a été construit sur base de trois fonctions de Wiebe associées à un sous modèle de transfert thermique pour simuler la chaleur dégagée par la combustion du diesel-surrogate de syngas dans le cylindre. La figure V.4 (a) illustre les trois lois de Wiebe et la figure V.4 (b) donne le modèle du taux de dégagement de chaleur construit à partir de ces trois lois.

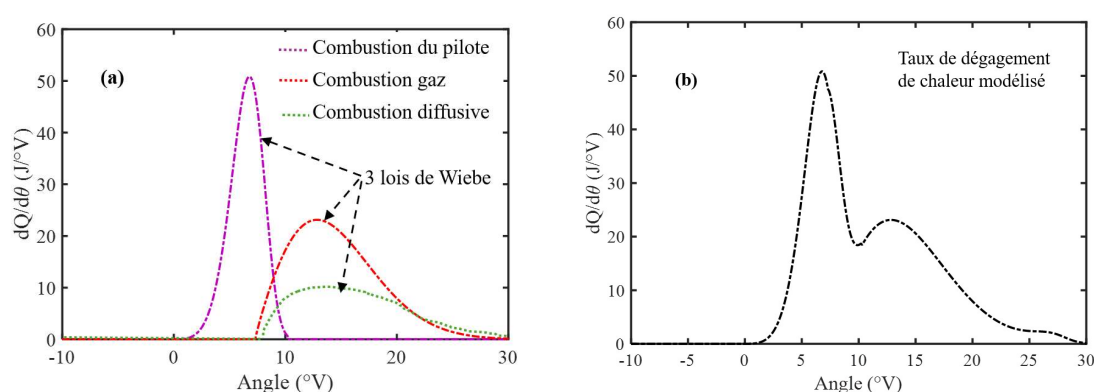


Figure V. 4 : Taux de dégagement de chaleur ;(a) Trois lois de Wiebe ; (b) Somme des trois lois de Wiebe

Les résultats du taux de dégagement de chaleur simulés ont été confrontés à ceux expérimentaux afin de valider le modèle. L'outil principal utilisé pour la validation du modèle est le calcul de l'erreur relative quadratique moyenne entre les données théoriques et expérimentales. A cet effet, les erreurs quadratiques moyennes entre les résultats numériques et expérimentaux pour chaque charge de fonctionnement du moteur ont été évaluées.

III.3. Comparaison des résultats de la pression cylindre simulés et expérimentaux

La figure V.5 confronte les courbes de pression cylindre simulée et expérimentale à faible et moyenne charge du moteur Lister Petter fonctionnant au D-GPLN2 aux maximums de substitution du diesel.

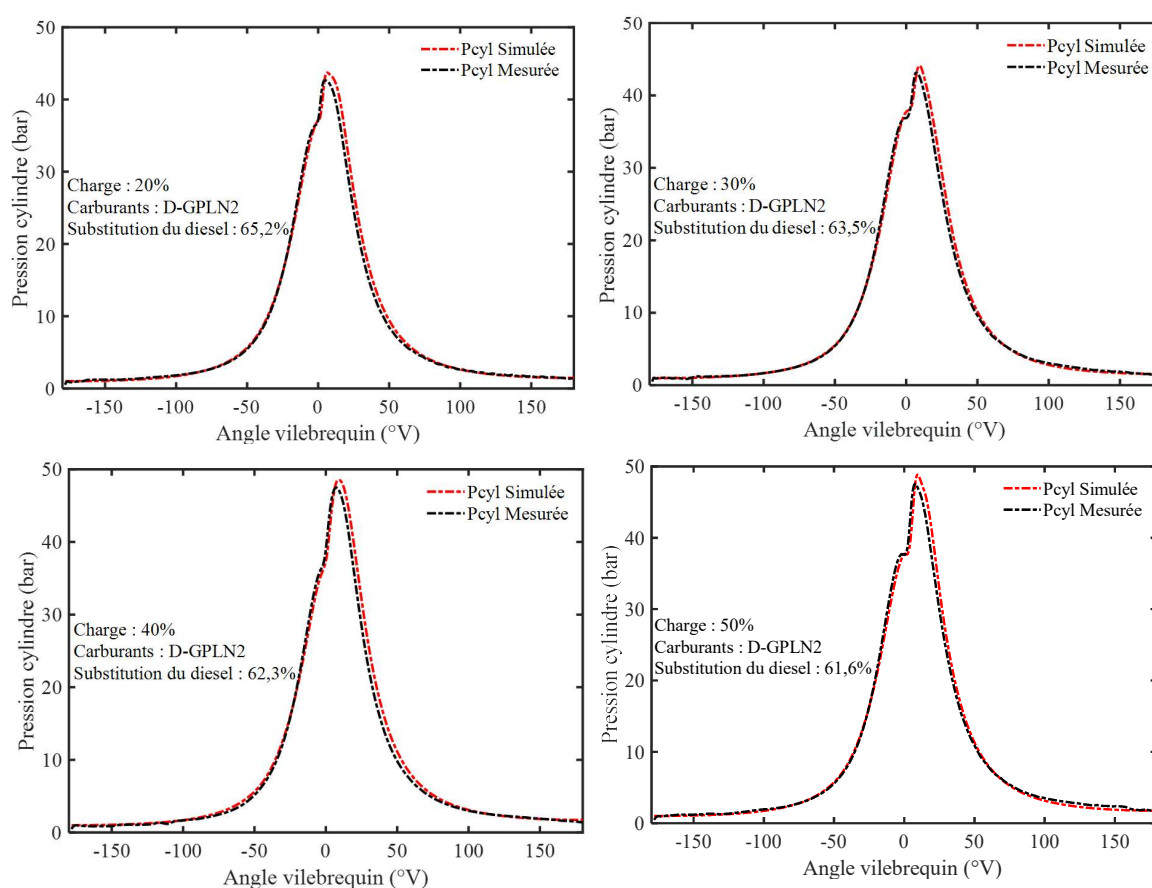


Figure V. 5 : Courbes de pression cylindre simulée et expérimentale du moteur fonctionnant au D-GPLN2 à des charges allant de 20 à 50%

Les courbes de pression obtenues via les courbes du taux de dégagement de chaleur modélisé ont les mêmes formes que celles expérimentales. La superposition des profils de la pression cylindre simulée et celle expérimentale montre une bonne concordance avec de très faibles écarts pour

toutes les charges étudiées. L'erreur relative entre les données prédites et celles mesurées va de 2,9% à 20% de charge à 5,5% à 50% de charge. On observe une très légère sous-estimation de la pression cylindre pendant la phase de compression pour toutes les charges. Cette tendance est inversée pendant la détente. La pression cylindre maximale est légèrement surestimée. Ceci pourrait s'expliquer par l'évaluation de la masse du mélange air-carburant introduite dans le cylindre ou de l'indice adiabatique γ . Ces deux paramètres influencent l'évolution de la pression de compression. La pression cylindre maximale est un paramètre important qui rend compte des performances du modèle pendant les phases de compression et de la combustion détente du moteur. En outre les incertitudes sur les paramètres des fonctions de Wiebe peuvent expliquer cette tendance [323,339]

Le tableau V.3 montre les valeurs de la pression cylindre maximale théorique et expérimentale à faible et moyenne charges du moteur au maximum du diesel substitué. On note que les pics de pression estimés sont très légèrement supérieurs aux valeurs expérimentales.

Tableau V. 3 : Comparaison des valeurs de la pression maximale simulée et expérimentale à faible et moyenne charge du moteur

Charge du moteur (%)	Données expérimentales		Données simulées		Erreur relative sur la pression (%)
	Pic Pression cylindre (bar)	Position du Pic (V)	Pic Pression cylindre (bar)	Position du Pic (V)	
20	43,7	7	44,9	9	2,8
30	44	7	46,3	9	5,2
40	45,6	7	48,1	9	5,6
50	47,8	7	49,4	9	5

Le modèle prédit les pics de pression dans le cylindre du moteur avec une erreur relative moyenne de 3,9%. La simulation de la pression cylindre montre les mêmes tendances que celles observées dans la littérature [267] utilisant un modèle 0D pour prédire les performances d'un moteur diesel monocylindre modifié pour fonctionner en dual fuel avec pour carburant gazeux le syngas. Dans la référence citée, la pression maximale est prédite avec une précision moyenne de 3,7%.

III.4. Comparaison des résultats du taux de dégagement de chaleur simulé et expérimentaux

Une triple fonction de Wiebe couplé à un sous modèle de transfert de chaleur a été utilisée pour déterminer le taux de dégagement de chaleur dans moteur Lister Petter monocylindre fonctionnant en mode dual fuel avec le surrogate de syngas GPLN2 comme carburant principal. La figure V.6 illustre les comparaisons du taux de dégagement de chaleur expérimental et prédit à faible et moyenne charges du moteur. Les courbes générées par le modèle prédictif font apparaître les trois étapes de la combustion dual fuel à l'image des courbes expérimentales. La superposition des profils des taux de dégagement de chaleur prédits et expérimentaux montre une bonne adéquation. Une erreur relative quadratique maximale inférieure à 6% est observée pour toutes les charges examinées. Ceci pourrait s'expliquer par l'ajustement des paramètres de la triple fonction de Wiebe et à l'ensemble des traitements effectués pour extraire les bruits des données expérimentales.

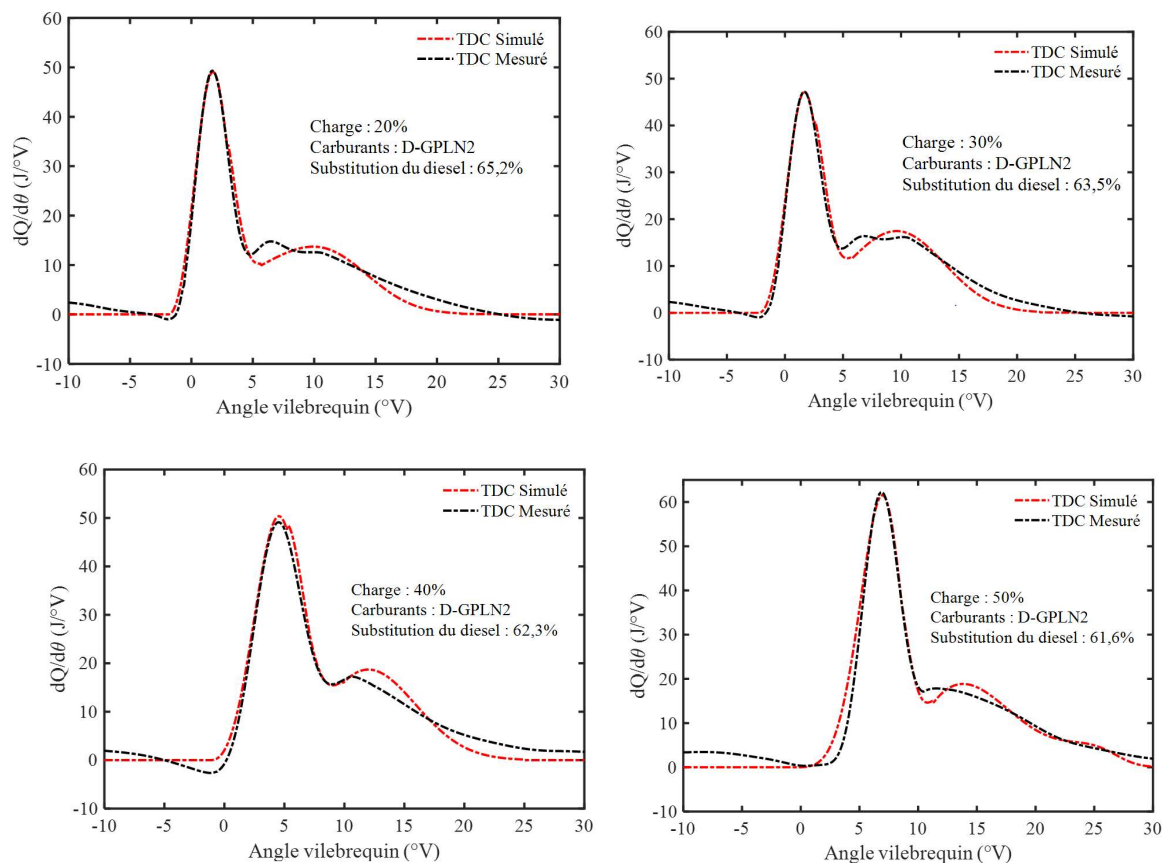


Figure V. 6 : Comparaison des courbes du taux de dégagement de chaleur au maximum de diesel substitué à faible et moyenne charges

IV. Utilisation du modèle

IV.1. Calcul des masses des carburants consommés par cycle

D'après Wiebe, la quantité de chaleur dégagée au cours d'un cycle de combustion est définie par l'équation 5.19 :

$$Q = Q_{gross} = Q_{net} + Q_{pertes} \quad (5.19)$$

Avec Q_{pertes} la somme des chaleurs perdues au cours du cycle de la combustion qui se résument aux pertes de chaleur par convection forcée Q_{parois} . Les pertes de chaleur par conduction et par rayonnement étant négligeables [330]. La chaleur obtenue des trois lois de Wiebe provient de la combustion des carburants pilote et principal. Le carburant pilote étant le principal carburant qui brûle pendant la combustion diffusante [163,306,340], sa contribution à la quantité de chaleur dégagée pendant cette phase a été estimée à environ 75% dans cette étude sur base des données expérimentales.

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3 = Q_{diesel} + Q_{gaz} = Q_{gross} \quad (5.20)$$

$$Q_{diesel} = Q_1 + 0,75.Q_3 \quad (5.21)$$

$$Q_{gaz} = Q_2 + 0,25.Q_3 \quad (5.22)$$

Avec Q , Q_1 , Q_2 et Q_3 respectivement la chaleur brute totale produite par la combustion et la chaleur brute produite pendant les différentes phases de la combustion. Q_{diesel} la chaleur brute produite par la combustion du diesel, Q_{gaz} la chaleur brute produite par la combustion du gaz,

En négligeant les quantités de carburant imbrulé on obtient l'énergie contenue dans les carburants utilisés par cycle :

$$Q_{carb/cycle} = Q_{diesel/cycle} + Q_{gaz/cycle} \quad (5.23)$$

$$Q_{diesel/cycle} = \frac{Q_{gross/diesel}}{\eta_{th}} \quad (5.24)$$

$$Q_{gaz/cycle} = \frac{Q_{gross/gaz}}{\eta_{th}} \quad (5.25)$$

$Q_{carb/cycle}$: l'énergie totale contenue dans les carburants utilisés par cycle $Q_{diesel/cycle}$ l'énergie du diesel brûlé par cycle, $Q_{gaz/cycle}$ l'énergie du gaz brûlé par cycle,

La valeur de $Q_{carb/cycle}$ est utilisé pour déduire la masse de carburant brûlé par cycle de la relation :

$$Q_{carb/cycle} = m_{carb/cycle} PCI_{carb} \quad (5.26)$$

La figure V.7 résume les étapes de la détermination de l'énergie contenue dans la masse de carburant brûlé par cycle de combustion dans le moteur.

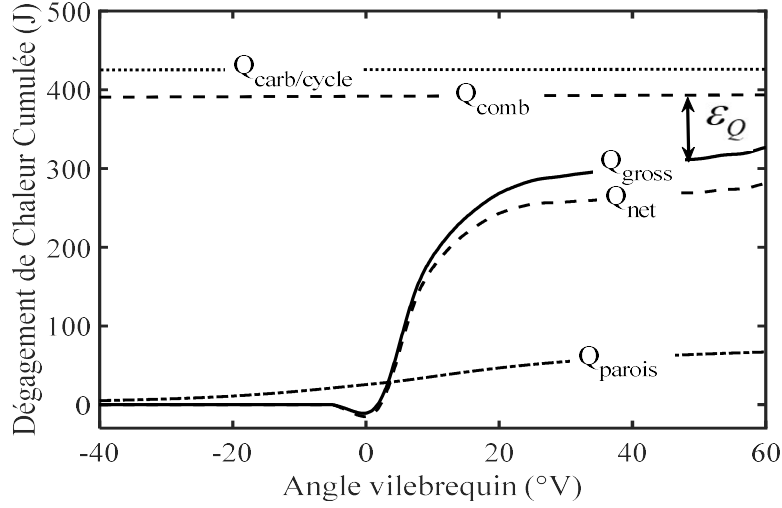


Figure V. 7 : Estimation de la chaleur dégagée par cycle de combustion dans le moteur suivant la référence [224]

ϵ_Q est l'erreur relative en % entre la valeur expérimentale de la chaleur dégagée par la combustion et la valeur calculée. Le tableau V.4 compare les valeurs expérimentales et celles prédites des masses des différents carburants.

Tableau V. 4: Masses expérimentales et simulées des carburants à faible et moyenne charges

Charge (%)	Masse de carburant (mg)					
	Diesel			Gaz (GPLN2)		
	Expérimentale	Simulée	Erreur relative (%)	Expérimentale	Simulée	Erreur relative (%)
20	4,72	5,1	8,1	67,5	70,1	3,8
30	5,3	5,9	11,3	86,9	83,6	3,9
40	6,1	6,8	11,5	96,4	101,23	5
50	7,47	7,9	5,8	109,54	112,2	2,4

Les résultats des calculs de simulation de la masse des carburants consommés par cycle s'écartent légèrement des résultats expérimentaux, mais les accords sont raisonnables. L'erreur relative est de l'ordre de 5 % pour la prédiction de la masse du GPLN2 et de 12% pour la masse de diesel. Ces écarts pourraient s'expliquer par l'ajustement des paramètres de la triple fonction de Wiebe et de la corrélation de Hohenberg utilisée qui est utilisée pour modéliser les pertes thermiques pariétales [323].

IV.2. Effet de la variation de la composition du gaz

Le syngas traité pour une utilisation carburant dans le moteur contient relativement en volume environ 40% de gaz combustibles essentiellement du monoxyde de carbone (CO), de l'hydrogène (H₂) et des traces de méthane (CH₄). Le reste est constitué principalement du dioxyde de carbone (CO₂), de l'azote et des traces de vapeur d'eau (H₂O) [116]. Cette composition du gaz de synthèse varie en fonction de la biomasse utilisée, du processus de gazéification et de la technique de traitement du gaz. L'instabilité de la composition du gaz au cours du temps est l'une des contraintes de l'alimentation du moteur diesel au gaz de gazogène. La variabilité de la composition du syngas affecte la combustion, les performances et les émissions des moteurs à combustion interne utilisant ce gaz en mode dual fuel. La variation de sa composition implique une variation de son apport à la quantité de chaleur produite par la combustion dans le moteur. Dans cette étude, le surrogate de syngas utilisé a été formulé sur la base du contenu énergétique du gaz de synthèse. Sa composition est constante avec un pouvoir calorifique égal à celui du syngas. L'effet de l'instabilité de la

composition du syngas se résume alors pour ce surrogate de syngas à la variation de son apport à la quantité de chaleur lors de la combustion dans le moteur. L'influence de la fluctuation de la composition volumique du syngas est analysée dans le modèle en faisant varier la contribution énergétique du surrogate syngas. Le pouvoir calorifique inférieur du syngas produit à base des résidus agricoles oscille de 4 à 6 MJ/Nm³ [28,341]. Tenant compte du contenu énergétique du gaz GPLN2 formulé, la fluctuation maximale de la contribution énergétique du gaz engendrée par l'instabilité de sa composition peut être estimée à $\pm 26\%$ de chaleur initiale. La figure V. 8 représente les effets des oscillations de la quantité de chaleur produite par le gaz sur le dégagement de chaleur total dans le moteur Lister Petter fonctionnant en mode dual fuel diesel-GPLN2.

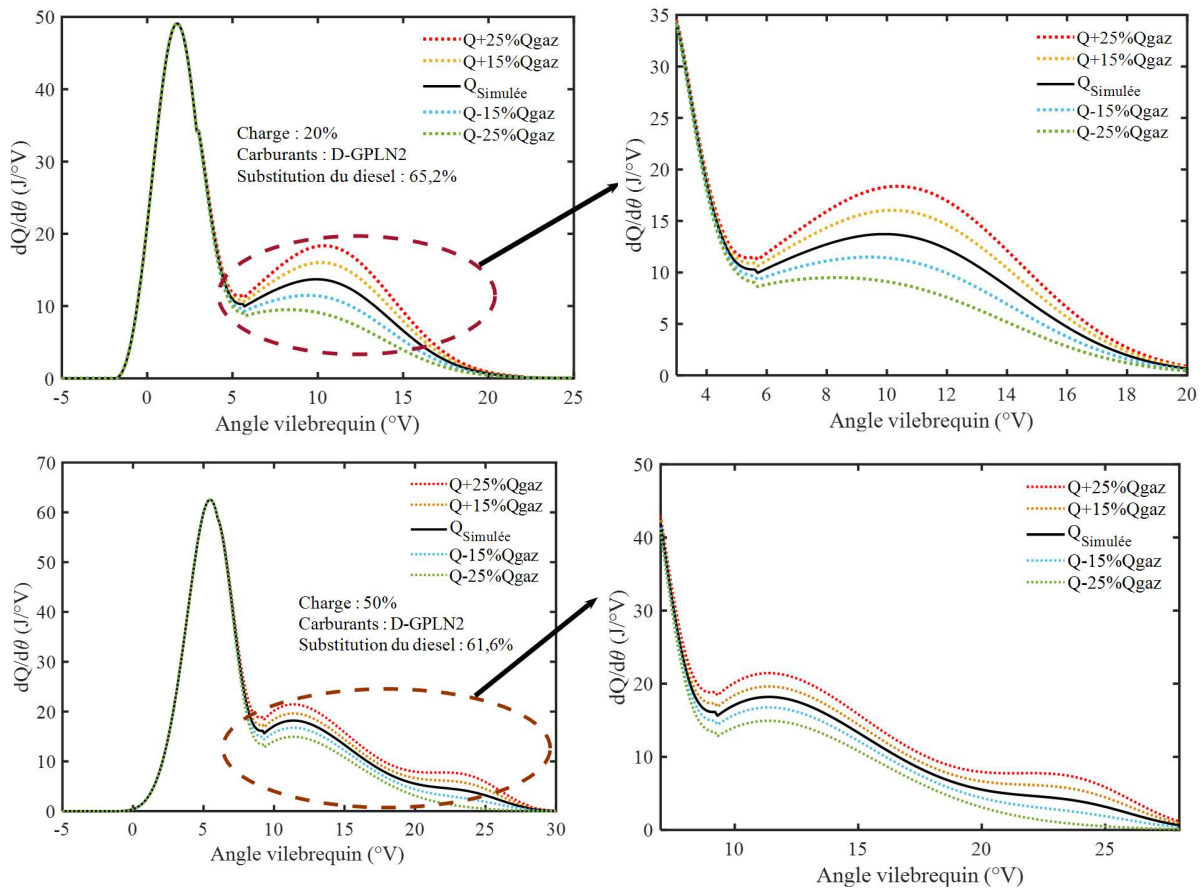


Figure V. 8 : Effet de la variation de la composition du surrogate de syngas sur le taux de dégagement de chaleur à faible et moyenne charge

Les courbes du taux de dégagement de chaleur montrent que la quantité de chaleur fournie au moteur pendant les phases de combustion du prémélange gazeux et la combustion diffusante est affectée par les variations volumiques de la composition du gaz. Une diminution de l'apport énergétique du surrogate de syngas entraîne une baisse du dégagement de chaleur pendant ces étapes de la combustion. Une réduction volumique des gaz combustibles du syngas que sont l'hydrogène, le monoxyde de carbone et dans une moindre mesure le méthane conduit à un appauvrissement énergétique du gaz. Il en résulte naturellement une régression du dégagement de chaleur pendant la combustion du syngas. A 20% de charge, une diminution du contenu énergétique du gaz de 10 à 25%, le modèle prédit une perte de 4,30 à 10,72% de la chaleur produite par cycle de combustion dans le moteur. A moyenne charges, on note une baisse du dégagement totale de 4,43 à 11,08% pour une variation du contenu énergétique du gaz dans la même plage. La contribution de cette perte de chaleur à la réduction de la puissance du moteur dual fuel diesel syngas par rapport au fonctionnement au diesel conventionnel, est estimée à moins 2%. Ces résultats s'expliquent par la faible valeur du pouvoir calorifique inférieur du gaz et aussi par la présence en quantité importante de l'azote, gaz incombustible utilisé pour diluer le gaz de pétrole liquéfié. Les résultats obtenus par la référence [147] confirment cet effet de la dilution du syngas par l'azote. En outre, les effets de la variation volumique du dioxyde de carbone, constituant incombustible du syngas ne sont pas prises en compte dans le modèle. Plusieurs auteurs [28,147] ont montré qu'une augmentation de la quantité du dioxyde de carbone dans le syngas réduit la vitesse de la combustion dans le moteur dual fuel.

Conclusion

Ce chapitre a permis de présenter le modèle 0D thermodynamique à une zone, utilisé pour simuler la combustion du surrogate de syngas dans le moteur diesel Lister Petter fonctionnant en mode dual fuel. L'approche d'une triple fonction de Wiebe a été choisie pour prendre en compte les phases de combustion diffusante, du prémélange gazeux et du prémélange pilote. Le modèle a été validé en minimisant les erreurs entre les données expérimentales et celles simulées. Les paramètres de fonctionnement optimal ont été déterminés pour les différentes charges étudiées. La comparaison des résultats expérimentaux et simulés, ont montré que le modèle prédit de manière satisfaisante les paramètres tels que la pression cylindre, le dégagement de chaleur, les masses de

carburants consommés par cycle. La simulation de la variation du contenu énergétique du gaz résultante de l'instabilité de la composition volumique du syngas, a montré que la contribution de ce phénomène à la perte de puissance du moteur est moins de 2%. Ce résultat pourrait être sous-estimé du fait de la composition quasi constante du surrogate de syngas et des limites du modèle. Le modèle n'estime pas les effets de la variation volumique des constituants inertes du syngas sur la combustion. La précision du modèle pourrait être également influencée par les hypothèses simplificatrices telles que l'indice adiabatique considéré constant tout comme le coefficient de perte de chaleur. Le traitement de ces limitations et l'intégration des sous modèles pouvant évaluer le délai d'inflammation, la qualité de l'injection des carburants et les émissions feront l'objet de travaux ultérieurs. De même, les travaux à venir sur le modèle devront permettre de simuler d'autres conditions de fonctionnement (charge / substitution) et identifier les zones de fonctionnement adéquates.

CONCLUSION GÉNÉRALE ET PERSPECTIVES

En plein cœur de l'Afrique de l'Ouest, le Burkina Faso est un pays subsaharien ayant l'un des plus faibles niveaux d'accès à l'électricité dans le monde. Cependant le pays à majorité rurale et agricole, génère des quantités importantes de résidus agricoles (tiges de coton, balle de riz, etc.) avec un potentiel énergétique intéressant. La valorisation du syngas obtenu de la gazéification de cette biomasse via les moteurs à combustion interne pourrait être une solution viable à la production décentralisée d'électricité. L'auto-inflammation de ce gaz dans le moteur est difficile. Dans la technologie dual fuel, l'inflammation d'une certaine quantité du carburant diesel initie sa combustion. Toutefois, l'utilisation du syngas dans le moteur diesel en mode dual fuel pose des problèmes de stabilité de fonctionnement et de baisse de performances surtout dans les conditions de fonctionnement du moteur à charges partielles. L'objectif du présent travail de recherche était d'étudier la combustion du surrogate de syngas GPLN2 dans le moteur diesel dual fuel fonctionnant à charges partielles. Ce travail est une étude préalable à l'optimisation de la combustion du syngas dans le moteur diesel pour la production d'électricité décentralisée de faibles puissances unitaires basées sur la gazéification de résidus agricoles. La première étape a consisté à développer un banc d'essai moteur dual fuel expérimental. Ce banc a été construit à partir d'un moteur diesel stationnaire robuste de type LISTER PETTER, très utilisé au Burkina Faso dans les zones rurales pour la mouture des céréales. Ce moteur a été instrumenté de capteurs reliés à un ordinateur pour l'acquisition des données. La deuxième étape est la campagne expérimentale réalisée sur le banc d'essai moteur. La non-disponibilité de gazogène fonctionnel et d'un système de traitement de syngas ont conduit à la formulation d'un surrogate de syngas en diluant le gaz de pétrole liquéfié avec le diazote de manière à avoir un gaz de PCI similaire à celui du syngas. Ces essais ont permis d'évaluer les performances énergétiques et environnementales du moteur fonctionnant à régime

constant de 1500 tr/min. La dernière étape a consisté à la modélisation de la combustion du surrogate de syngas. Ainsi un modèle d'analyse a été développé pour le traitement des données expérimentales. L'approche de la modélisation zéro-dimensionnelle à une zone construite sur une triple fonction de Wiebe, pour prendre en compte les différentes étapes de la combustion en dual fuel a permis de modéliser le taux de dégagement de chaleur.

Les principales conclusions sont les suivantes :

L'analyse des données expérimentales a montré que la phénoménologie de la combustion du surrogate de syngas GPLN2 dans le moteur diesel en mode dual fuel est à l'image de celle du syngas.

Les limites de substitution du diesel obtenus avec le surrogate de gaz sont comparables à celles obtenus avec le syngas dans le diesel fonctionnant en dual fuel dans la littérature. Ainsi, pour toutes les charges étudiées, plus de 50% du diesel a été substitué avec les taux les plus élevés aux faibles charges du moteur atteignant 65%.

Le délai d'inflammation du GPLN2 est plus long que celui du diesel mais dans le même ordre de grandeur que celui du syngas dans la littérature. De même la durée de la combustion du surrogate de syngas est plus longue que celle du diesel conventionnel ; les valeurs plus élevées sont obtenues aux faibles charges du moteur. L'écart maximal par rapport à celle du diesel est de 6,5°V obtenu lors du fonctionnement du moteur à 30% de sa charge nominale.

Une diminution de la pression maximale dans le cylindre du moteur fonctionnant au GPLN2 par rapport à celle observée lors du fonctionnement du moteur au diesel conventionnel. Cette réduction a augmenté avec la diminution de la charge du moteur. Ainsi, la réduction maximale du pic de pression cylindre est de 16,67% obtenue à 20% de charge du moteur.

La variation cyclique du moteur est plus importante lors du fonctionnement du moteur au diesel-GPLN2. Les amplitudes de la dispersion cyclique sont assez élevées, excédant 10% aux faibles charges sans que le moteur ne laisse apparaître des signes de mauvais fonctionnement. A 20% de charge, la dispersion cyclique est de 11,52%.

Les quantités importantes de diazote utilisées pour diluer le gaz de pétrole liquéfié ont entraîné une consommation spécifique élevée du moteur au diesel-GPLN2. Sa valeur est de 1,65kg/kWh à 70%

et augmente avec la diminution de la charge pour atteindre 3,44kg/kWh à 20% de charge. La température des gaz d'échappement du moteur au diesel-GPLN2 est réduite de 15,7% par rapport à celle du moteur fonctionnant au diesel à 20% de sa charge nominale.

Les niveaux des émissions polluantes du moteur au diesel-GPLN2 sont similaires à celles du moteur au diesel-syngas obtenues de la littérature. La concentration de CO₂ dans les gaz d'échappement sont faibles. Cependant, les émissions de CO sont élevées aux faibles charges du moteur par comparaison aux émissions du moteur au diesel conventionnel.

Pour toutes les charges étudiées, les émissions de NO_x ont été fortement réduites. Ainsi, à faible charge (20%), la réduction des concentrations de NO_x est de l'ordre de 73% au D-GPLN2 par rapport aux concentrations observées au diesel.

Le modèle 0D thermodynamique mono-zone utilisé a été validé en comparant les données simulées aux résultats expérimentaux et en minimisant les erreurs par la méthode des moindres carrés. Pour toutes les charges étudiées, les paramètres de fonctionnement optimal ont été déterminés après une étude de sensibilité du facteur de forme. Le modèle a montré une bonne capacité de simulation et de prédiction de la combustion du surrogate de syngas dans le moteur diesel. Ainsi, la pression cylindre, le dégagement de chaleur, les masses de carburants consommés par cycle ont été simulés avec une erreur relative quadratique maximale inférieure à 7%. La variation volumique de la composition gaz au cours du fonctionnement du moteur, ramené à la variation de son contenu énergétique, a engendré une baisse de puissance d'environ 2%.

Le moteur monocylindre LISTER PETTER fonctionnant au diesel-GPLN2 aux charges partielles a donné des performances intéressantes. Construit autour d'un moteur très utilisé dans les zones rurales en Afrique de l'Ouest, le banc d'essai moteur développé est très pertinent pour l'étude et l'optimisation de la combustion du syngas dans le moteur diesel. Cependant, la campagne expérimentale et numérique réalisées permet de faire les recommandations suivantes dans l'optique d'un banc plus performant pour l'étude de la combustion de syngas. Ainsi, les perspectives suivantes pourraient étendre les travaux de cette thèse.

- Améliorer le système de mesure des carburants avec l'ajout d'un débitmètre du diesel. Le dispositif actuel peut être source de prise d'air par moment. La détermination de la

quantité du carburant pilote avec une bonne précision concourt à une meilleure évaluation des performances du moteur ;

- Renforcer l'instrumentation avec l'ajout d'un capteur de pression d'injection pour un suivi de cette pression. Ce paramètre influe sur la combustion des carburants dans le moteur ;
- Prendre en compte dans le modèle proposé, la prédiction des différents paramètres de combustion et de performance du moteur pour les charges du moteur dont on ne dispose de données expérimentales. Cela permettra la détermination des paramètres théoriques de fonctionnement optimal du moteur ;
- Enfin, mener une campagne expérimentale avec le syngas réel. La caractérisation de la combustion dans le moteur fonctionnant au syngas-diesel soutenue par une étude numérique permettront d'optimiser la combustion du syngas pour une production optimale d'électricité décentralisée à partir des résidus agricoles.

Références bibliographiques

1. Cozzi, L.; Gould, T.; Bouckart, S.; Crow, D.; Kim, T.-Y.; McGlade, C.; Olejarnik, P.; Wanner, B.; Wetzel, D. World Energy Outlook 2020. **2020**, 2050, 213–250.
2. MEMC *Annuaire Statistique 2023, Ministère de l’Energie Des Mines et Des Carrières*; 2024;
3. INSD *Cinquième Recensement Général de La Population et de l’Habitation Du Burkina Faso Synthèse Des Résultats Définitifs*; 2022;
4. Ouédraogo, I.M. Electricity Consumption and Economic Growth in Burkina Faso: A Cointegration Analysis. *Energy Econ.* **2010**, 32, 524–531, doi:10.1016/j.eneco.2009.08.011.
5. Avila, N.; Carvalho, J.P.; Shaw, B.; Kammen, D.M. Le Défi Énergétique En Afrique Subsaharienne : Guide Pour Les Défenseurs et Les Décideurs Première Partie : Produire l’Énergie Pour Un Équitable. **2017**, 1–86.
6. Cuce, E.; Cuce, P.M. A Comprehensive Review on Solar Cookers. *Appl. Energy* **2013**, 102, 1399–1421, doi:10.1016/j.apenergy.2012.09.002.
7. International Energy Agency Energy for All: Financing Access for the Poor (Special Early Excerpt of the World Energy Outlook 2011). *World Energy Outlook 2011* **2011**, 52.
8. MEMC *Annuaire Statistique 2022 Du Ministère de l’Energie, Des Mines et Des Carrières*; 2023;
9. Sawadogo, W.; Abiodun, B.J.; Okogbue, E.C. Impacts of Global Warming on Photovoltaic Power Generation over West Africa. *Renew. Energy* **2020**, 151, 263–277, doi:10.1016/j.renene.2019.11.032.
10. Soro, Y.M.; Tossa, A.K.; Yamegueu, D.; Sicot, L. Experimental Platform for Outdoor

- Characterization of Photovoltaic Modules Under Hot Climate. *Int. J. Renew. Energy Res.* **2018**, 8, 1673–1684, doi:10.20508/ijrer.v8i3.8039.g7469.
11. Agbo, E.P.; Edet, C.O.; Magu, T.O.; Njok, A.O.; Ekpo, C.M.; Louis, H. Solar Energy: A Panacea for the Electricity Generation Crisis in Nigeria. *Heliyon* **2021**, 7, e07016, doi:10.1016/j.heliyon.2021.e07016.
 12. Dhaundiyal, A.; Atsu, D. The Effect of Wind on the Temperature Distribution of Photovoltaic Modules. *Sol. Energy* **2020**, 201, 259–267, doi:10.1016/j.solener.2020.03.012.
 13. Bambara, L.D.R.I. Analyse et Optimisation de La Durabilité Des Systèmes de Production de Biocarburants Oléagineux En Afrique de l'Ouest. **2018**, *Thèse de d*, 145.
 14. Kalafatic, C.; Murphy, S. *Groupe d ' Experts de Haut Niveau Sur La Sécurité Alimentaire et La Nutrition 2 e Note Sur Les Questions Cruciales et Émergentes En Matière de Sécurité Alimentaire et de Nutrition*; 2017;
 15. Joël, B.; François, B.; Vaitilingom, G.; Manitra, R. *Etude Du Potentiel Des Biocarburants Dans Les Etats Membres de La Commission de l'océan Indien*; 2019;
 16. Barry, F.; Sawadogo, M.; Ouédraogo, I.W.K.; Traoré/Bologo, M.; Dogot, T. Geographical and Economic Assessment of Feedstock Availability for Biomass Gasification in Burkina Faso. *Energy Convers. Manag. X* **2022**, 13, doi:10.1016/j.ecmx.2021.100163.
 17. Fanta, B. Evaluation Des Conditions de Développement d'une Filière de Gazéification de Biomasse Agricole Au Burkina Faso, UNIVERSITÉ DE LIÈGE, 2023.
 18. Bioenergy, I. *Contribution of Bioenergy to the World ' s Future Energy*; 2007;
 19. Sheth, P.N.; Babu, B. V. Experimental Studies on Producer Gas Generation from Wood Waste in a Downdraft Biomass Gasifier. *Bioresour. Technol.* **2009**, 100, 3127–3133, doi:10.1016/j.biortech.2009.01.024.
 20. Patel, M.; Zhang, X.; Kumar, A. Techno-Economic and Life Cycle Assessment on Lignocellulosic Biomass Thermochemical Conversion Technologies: A Review. *Renew. Sustain. Energy Rev.* **2016**, 53, 1486–1499, doi:10.1016/j.rser.2015.09.070.

21. Fajimi, L.I.; Oboirien, B.O.; Adams, T.A. Simulation Studies on the Co-Production of Syngas and Activated Carbon from Waste Tyre Gasification Using Different Reactor Configurations. *Energy Convers. Manag. X* **2021**, *11*, 100105, doi:10.1016/j.ecmx.2021.100105.
22. Shrivastava, V.; Jha, A.K.; Wamankar, A.K.; Murugan, S. Performance and Emission Studies of a CI Engine Coupled with Gasifier Running in Dual Fuel Mode. *Procedia Eng.* **2013**, *51*, 600–608, doi:10.1016/j.proeng.2013.01.085.
23. Mahgoub, B.K.M.; Sulaiman, S.A.; Karim, Z.A.A. Performance Study of Imitated Syngas in a Dual-Fuel Compression Ignition Diesel Engine. *Int. J. Automot. Mech. Eng.* **2015**, *11*, 2282–2293, doi:10.15282/ijame.11.2015.11.0192.
24. Singh, J.; Singh, S.; Mohapatra, S.K. Production of Syngas from Agricultural Residue as a Renewable Fuel and Its Sustainable Use in Dual-Fuel Compression Ignition Engine to Investigate Performance, Emission, and Noise Characteristics. *Energy Sources, Part A Recover. Util. Environ. Eff.* **2020**, *42*, 41–55, doi:10.1080/15567036.2019.1587053.
25. Paykani, A.; Chehrmonavari, H.; Tsolakis, A.; Alger, T.; Northrop, W.F.; Reitz, R.D. Synthesis Gas as a Fuel for Internal Combustion Engines in Transportation. *Prog. Energy Combust. Sci.* **2022**, *90*, 100995, doi:10.1016/j.pecs.2022.100995.
26. Nguyen, V.N.; Nayak, S.K.; Le, H.S.; Kowalski, J.; Deepanraj, B.; Duong, X.Q.; Truong, T.H.; Tran, V.D.; Cao, D.N.; Nguyen, P.Q.P. *Performance and Emission Characteristics of Diesel Engines Running on Gaseous Fuels in Dual-Fuel Mode*; Hydrogen Energy Publications LLC, 2024; Vol. 49; ISBN 4492600043.
27. Maghbouli, A.; Saray, R.K.; Shafee, S.; Ghafouri, J. Numerical Study of Combustion and Emission Characteristics of Dual-Fuel Engines Using 3D-CFD Models Coupled with Chemical Kinetics. *Fuel* **2013**, *106*, 98–105, doi:10.1016/j.fuel.2012.10.055.
28. Fiore, M.; Magi, V.; Viggiano, A. Internal Combustion Engines Powered by Syngas: A Review. *Appl. Energy* **2020**, *276*, 115415, doi:10.1016/j.apenergy.2020.115415.
29. Sridhar, G.; Dasappa, S.; Sridhar, H. V.; Paul, P.J.; Rajan, N.K.S. Gaseous Emissions

- Using Producer Gas as Fuel in Reciprocating Engines. *SAE Tech. Pap.* **2005**, doi:10.4271/2005-01-1732.
30. Sahoo, B.B.; Sahoo, N.; Saha, U.K. Effect of H₂:CO Ratio in Syngas on the Performance of a Dual Fuel Diesel Engine Operation. *Appl. Therm. Eng.* **2012**, *49*, 139–146, doi:10.1016/j.applthermaleng.2011.08.021.
31. Hagos, F.Y.; Aziz, A.R.A.; Sulaiman, S.A. Methane Enrichment of Syngas (H₂/CO) in a Spark-Ignition Directinjection Engine: Combustion, Performance and Emissions Comparison with Syngas and Compressed Natural Gas. *Energy* **2015**, *90*, 2006–2015, doi:10.1016/j.energy.2015.07.031.
32. Dhole, A.E.; Yarasu, R.B.; Lata, D.B.; Priyam, A. Effect on Performance and Emissions of a Dual Fuel Diesel Engine Using Hydrogen and Producer Gas as Secondary Fuels. *Int. J. Hydrogen Energy* **2014**, *39*, 8087–8097, doi:10.1016/j.ijhydene.2014.03.085.
33. Srinivasan, K.K.; Krishnan, S.R.; Singh, S.; Midkiff, K.C.; Bell, S.R.; Gong, W.; Fiveland, S.B.; Willi, M. The Advanced Injection Low Pilot Ignited Natural Gas Engine: A Combustion Analysis. *J. Eng. Gas Turbines Power* **2006**, *128*, 213–218, doi:10.1115/1.1915428.
34. Sansaniwal, S.K.; Pal, K.; Rosen, M.A.; Tyagi, S.K. Recent Advances in the Development of Biomass Gasification Technology: A Comprehensive Review. *Renew. Sustain. Energy Rev.* **2017**, *72*, 363–384, doi:10.1016/j.rser.2017.01.038.
35. Solar Energy Research Institute *Gas Generator: The Swedish Experience from 1939-1945*; 3rd ed.; 1979; Vol. 1; ISBN 3663537137.
36. Rajvanshi, A.K. Biomass Gasification : Alternative Energy in Agriculture. In *Alternative Energy in Agriculture*; Goswami Yogi, D., Ed.; Maharashtra, India, 1986; Vol. 2, pp. 83–102.
37. Tim, L.; Vicgor, Y.; Richard, Y. *Synthesis Gas Combustion : Fundamentals and Applications*; CRC Press.; 2009; ISBN 9781420085341.
38. Dasappa, S.; Subbukrishna, D.N.; Suresh, K.C.; Paul, P.J.; Prabhu, G.S. Operational

- Experience on a Grid Connected 100kWe Biomass Gasification Power Plant in Karnataka, India. *Energy Sustain. Dev.* **2011**, *15*, 231–239, doi:10.1016/j.esd.2011.03.004.
39. Ghosh, S.; Das, T.K.; Jash, T. Sustainability of Decentralized Woodfuel-Based Power Plant: An Experience in India. *Energy* **2004**, *29*, 155–166, doi:10.1016/S0360-5442(03)00158-0.
 40. Wu, C.Z.; Huang, H.; Zheng, S.P.; Yin, X.L. An Economic Analysis of Biomass Gasification and Power Generation in China. *Bioresour. Technol.* **2002**, *83*, 65–70, doi:10.1016/S0960-8524(01)00116-X.
 41. Situmorang, Y.A.; Zhao, Z.; Yoshida, A.; Abudula, A.; Guan, G. Small-Scale Biomass Gasification Systems for Power Generation (<200 kW Class): A Review. *Renew. Sustain. Energy Rev.* **2020**, *117*, 109486, doi:10.1016/j.rser.2019.109486.
 42. National Energy Board Canada's Adoption of Renewable Power Sources: Energy Market Analysis. **2017**, 32.
 43. IEA IEA Bioenergy Countries' Report: Bioenergy Policies and Status of Implementation. **2018**, 120.
 44. Hansen, M. *Strategy for Research, Development and Demonstration of Thermal Biomass Gasification in Denmark*; 2011;
 45. Baratieri, M. *Technology Overview Main Small-Scale Gasification Technologies, Point of Strength and Critical Issues*; 2019;
 46. Guillard, J. "Un Auxiliaire Oublié : Le Gaz Des Forêts" . *Rev. For. Française, AgroParisTech* **2002**, *54*, 201–203.
 47. van Dyk, J.C.; Keyser, M.J.; Coertzen, M. Syngas Production from South African Coal Sources Using Sasol-Lurgi Gasifiers. *Int. J. Coal Geol.* **2006**, *65*, 243–253, doi:10.1016/j.coal.2005.05.007.
 48. Dimpl, E. Small-Scale Electricity Generation from Biomass Part I - Biomass Gasification. *Biomass Gasif.* **2011**.

-
49. Zoungrana, L. " Conception et Caractérisation Expérimentale d ' Un Réacteur de Gazéification Pour l ' Afrique de l ' Ouest ", 2022.
 50. OUEDRAOGO, B.E. DE LA PRODUCTION DE GAZ PAR, Université Joseph KI-ZERBO, 2024.
 51. Muzee, K. *Biomass Gasification: The East African Study*; 2012;
 52. Ocquaye, G. The Role of Biomass Gasification in Rural Electrification in Ghana, UNIVERSITY OF APPLIED SCIENCES, GHANA, 2012.
 53. Díaz González, C.A.; Pacheco Sandoval, L. Sustainability Aspects of Biomass Gasification Systems for Small Power Generation. *Renew. Sustain. Energy Rev.* **2020**, *134*, doi:10.1016/j.rser.2020.110180.
 54. Barry, F.; Sawadogo, M.; Bologo, M.; Ou, I.W.K.; Dogot, T. Key Barriers to the Adoption of Biomass Gasification in Burkina Faso. **2021**, 1–14.
 55. Kaygusuz, K. Biomass as a Renewable Energy Source for Sustainable Fuels. *Energy Sources, Part A Recover. Util. Environ. Eff.* **2009**, *31*, 535–545, doi:10.1080/15567030701715989.
 56. Werther, J.; Saenger, M.; Hartge, E.U.; Ogada, T.; Siagi, Z. Combustion of Agricultural Residues. *Prog. Energy Combust. Sci.* **2000**, *26*, 1–27, doi:10.1016/S0360-1285(99)00005-2.
 57. Bridgwater, A. V.; Czernik, S.; Piskorz, J. An Overview of Fast Pyrolysis. *Prog. Thermochem. Biomass Convers.* **1999**, *30*, 977–997, doi:10.1002/9780470694954.ch80.
 58. Caballero, M.A.; Corella, J.; Aznar, M.P.; Gil, J. Biomass Gasification with Air in Fluidized Bed. Hot Gas Cleanup with Selected Commercial and Full-Size Nickel-Based Catalysts. *Ind. Eng. Chem. Res.* **2000**, *39*, 1143–1154, doi:10.1021/ie990738t.
 59. Brett, D.; Hyun, S.J.; Dong-Shik, K. Recent Progress in Gasification/Pyrolysis Technologies for Biomass Conversion to Energy. *Environ. Prog. Sustain. Energy* **2009**, *33*, 676–680, doi:10.1002/ep.

-
60. Bridgwater, A. V. The Technical and Economic Feasibility of Biomass Gasification for Power Generation. *Fuel* **1995**, *74*, 631–653, doi:10.1016/0016-2361(95)00001-L.
61. Dornburg, V.; Faaij, A.P.C. Efficiency and Economy of Wood-Fired Biomass Energy Systems in Relation to Scale Regarding Heat and Power Generation Using Combustion and Gasification Technologies. *Biomass and Bioenergy* **2001**, *21*, 91–108, doi:10.1016/S0961-9534(01)00030-7.
62. Gil, J.; Corella, J.; Aznar, M.P.; Caballero, M.A. Biomass Gasification in Atmospheric and Bubbling Fluidized Bed: Effect of the Type of Gasifying Agent on the Product Distribution. *Biomass and Bioenergy* **1999**, *17*, 389–403, doi:10.1016/S0961-9534(99)00055-0.
63. Bridgwater, A. V. Renewable Fuels and Chemicals by Thermal Processing of Biomass. *Chem. Eng. J.* **2003**, *91*, 87–102, doi:10.1016/S1385-8947(02)00142-0.
64. Ricoul, F. Association d'un Procédé de Gazéification Avec Une Pile à Combustible Haute Température (SOFC) Pour La Production d'électricité à Partir de Biomasse Président, 2016.
65. Zhang, L.; Xu, C. (Charles); Champagne, P. Overview of Recent Advances in Thermo-Chemical Conversion of Biomass. *Energy Convers. Manag.* **2010**, *51*, 969–982, doi:10.1016/j.enconman.2009.11.038.
66. Yaliwal, V.S.; Banapurmath, N.R.; Gireesh, N.M.; Tewari, P.G. Production and Utilization of Renewable and Sustainable Gaseous Fuel for Power Generation Applications: A Review of Literature. *Renew. Sustain. Energy Rev.* **2014**, *34*, 608–627, doi:10.1016/j.rser.2014.03.043.
67. Dasappa, S.; Sridhar, H. V.; Sridhar, G.; Paul, P.J.; Mukunda, H.S. Biomass Gasification - A Substitute to Fossil Fuel for Heat Application. *Biomass and Bioenergy* **2003**, *25*, 637–649, doi:10.1016/S0961-9534(03)00059-X.
68. Dai, J.; Cui, H.; Grace, J.R. Biomass Feeding for Thermochemical Reactors. *Prog. Energy Combust. Sci.* **2012**, *38*, 716–736, doi:10.1016/j.pecs.2012.04.002.

-
69. Buragohain, B.; Mahanta, P.; Moholkar, V.S. Biomass Gasification for Decentralized Power Generation: The Indian Perspective. *Renew. Sustain. Energy Rev.* **2010**, *14*, 73–92, doi:10.1016/j.rser.2009.07.034.
70. Larson, E.D.; Kartha, S. Expanding Roles for Modernized Biomass Energy. *Energy Sustain. Dev.* **2000**, *4*, 15–25, doi:10.1016/S0973-0826(08)60250-1.
71. Agarwal, A.K. Biofuels (Alcohols and Biodiesel) Applications as Fuels for Internal Combustion Engines. *Prog. Energy Combust. Sci.* **2007**, *33*, 233–271, doi:10.1016/j.pecs.2006.08.003.
72. Zhang, H.; Kaczmarek, D.; Rudolph, C.; Schmitt, S.; Gaiser, N.; Oßwald, P.; Bierkandt, T.; Kasper, T.; Atakan, B.; Kohse-Höinghaus, K. Dimethyl Ether (DME) and Dimethoxymethane (DMM) as Reaction Enhancers for Methane: Combining Flame Experiments with Model-Assisted Exploration of a Polygeneration Process. *Combust. Flame* **2022**, *237*, 111863, doi:10.1016/j.combustflame.2021.111863.
73. Mansouri Majoumerd, M.; De, S.; Assadi, M.; Breuhaus, P. An EU Initiative for Future Generation of IGCC Power Plants Using Hydrogen-Rich Syngas: Simulation Results for the Baseline Configuration. *Appl. Energy* **2012**, *99*, 280–290, doi:10.1016/j.apenergy.2012.05.023.
74. Cau, G.; Cocco, D.; Serra, F. Energy and Cost Analysis of Small-Size Integrated Coal Gasification and Syngas Storage Power Plants. *Energy Convers. Manag.* **2012**, *56*, 121–129, doi:10.1016/j.enconman.2011.11.025.
75. Oreggioni, G.D.; Brandani, S.; Luberti, M.; Baykan, Y.; Friedrich, D.; Ahn, H. CO₂ Capture from Syngas by an Adsorption Process at a Biomass Gasification CHP Plant: Its Comparison with Amine-Based CO₂ Capture. *Int. J. Greenh. Gas Control* **2015**, *35*, 71–81, doi:10.1016/j.ijggc.2015.01.008.
76. Xu, X.; Li, P.; Shen, Y. Small-Scale Reforming of Diesel and Jet Fuels to Make Hydrogen and Syngas for Fuel Cells: A Review. *Appl. Energy* **2013**, *108*, 202–217, doi:10.1016/j.apenergy.2013.03.028.

77. Colpan, C.O.; Dincer, I.; Hamdullahpur, F. Thermodynamic Modeling of Direct Internal Reforming Solid Oxide Fuel Cells Operating with Syngas. *Int. J. Hydrogen Energy* **2007**, *32*, 787–795, doi:10.1016/j.ijhydene.2006.10.059.
78. Wilhelm, D.; Simbeck, D.; Karp, A.; Dickenson, R.. Syngas Production for Gas-to-Liquids Applications: Technologies, Issues and Outlook. *Fuel Process. Technol.* **2001**, *71*, 139–148, doi:10.1016/S0378-3820(01)00140-0.
79. Gupta, K.K.; Rehman, A.; Sarviya, R.M. Bio-Fuels for the Gas Turbine: A Review. *Renew. Sustain. Energy Rev.* **2010**, *14*, 2946–2955, doi:10.1016/j.rser.2010.07.025.
80. Ghenai, C. Combustion of Syngas Fuel in Gas Turbine Can Combustor. *Adv. Mech. Eng.* **2010**, *2010*, doi:10.1155/2010/342357.
81. Poullikkas, A. An Overview of Current and Future Sustainable Gas Turbine Technologies. *Renew. Sustain. Energy Rev.* **2005**, *9*, 409–443, doi:10.1016/j.rser.2004.05.009.
82. Christou, C.; Hadjipaschalis, I.; Poullikkas, A. Assessment of Integrated Gasification Combined Cycle Technology Competitiveness. *Renew. Sustain. Energy Rev.* **2008**, *12*, 2459–2471, doi:10.1016/j.rser.2007.06.010.
83. Maurstad, O. An Overview of Coal Based Integrated Gasification Combined Cycle (IGCC) Technology. *MIT, Lab. Energy Environ.* **2005**, *44*, doi:10.1533/9780857096180.129.
84. Michel, K.; Frérid, N. Technologie de Gazéification Intégrée à Un Cycle. *Tech. l'Ingénieur* **1997**.
85. Witten, B.; Probst, A. *Thermochemical Processing of Biomass*; Robert C, B., Ed.; First.; 1957; Vol. 29; ISBN 9780470721117.
86. Basu, P. *Biomass Gasification and Pyrolysis*; 2010; ISBN 9780123749888.
87. Li, Y.; Pang, Y.; Tu, H.; Torrigino, F.; Biollaz, S.M.A.; Li, Z.; Huang, Y.; Yin, X.; Grimm, F.; Karl, J. Impact of Syngas from Biomass Gasification on Solid Oxide Fuel Cells: A Review Study for the Energy Transition. *Energy Convers. Manag.* **2021**, *250*, 114894, doi:10.1016/j.enconman.2021.114894.

88. Asadullah, M. Barriers of Commercial Power Generation Using Biomass Gasification Gas: A Review. *Renew. Sustain. Energy Rev.* **2014**, *29*, 201–215, doi:10.1016/j.rser.2013.08.074.
89. Dayton, D.C.; Turk, B.; Raghubir, G. *Thermochemical Processing of Biomass: Conversion Into Fuels, Chemicals and Power*; Robert, C.B., Christian, V.S., Eds.; 2011; ISBN 9780470721117.
90. Milne, T.A.; Evans, R.J. *Biomass Gasifier “Tars”: Their Nature, Formation and Conversion.*; 1998;
91. Anis, S.; Zainal, Z.A. Tar Reduction in Biomass Producer Gas via Mechanical, Catalytic and Thermal Methods: A Review. *Renew. Sustain. Energy Rev.* **2011**, *15*, 2355–2377, doi:10.1016/j.rser.2011.02.018.
92. Belgiorno, V.; De Feo, G.; Della Rocca, C.; Napoli, R.M.A. Energy from Gasification of Solid Wastes. *Waste Manag.* **2003**, *23*, 1–15, doi:10.1016/S0956-053X(02)00149-6.
93. Sharma, S.D.; Dolan, M.; Park, D.; Morpeth, L.; Ilyushechkin, A.; McLennan, K.; Harris, D.J.; Thambimuthu, K. V. A Critical Review of Syngas Cleaning Technologies - Fundamental Limitations and Practical Problems. *Powder Technol.* **2008**, *180*, 115–121, doi:10.1016/j.powtec.2007.03.023.
94. Woolcock, P.J.; Brown, R.C. A Review of Cleaning Technologies for Biomass-Derived Syngas. *Biomass and Bioenergy* **2013**, *52*, 54–84, doi:10.1016/j.biombioe.2013.02.036.
95. Lyczkowski, R.W.; Bouillard, J.X. State-of-the-Art Review of Erosion Modeling in Fluid/Solids Systems. *Prog. Energy Combust. Sci.* **2002**, *28*, 543–602, doi:10.1016/S0360-1285(02)00022-9.
96. Kenneth, C.S.; Howard, E.H. *Wet Scrubbers*; 2nd ed.; Technomic publication: Lancaster, 1996; ISBN 1-56676-379-7.
97. Renzi, M.; Patuzzi, F.; Baratieri, M. Syngas Feed of Micro Gas Turbines with Steam Injection: Effects on Performance, Combustion and Pollutants Formation. *Appl. Energy* **2017**, *206*, 697–707, doi:10.1016/j.apenergy.2017.08.214.

-
98. Cameretti, M.C.; Tuccillo, R. Combustion Features of a Bio-Fuelled Micro-Gas Turbine. *Appl. Therm. Eng.* **2015**, *89*, 280–290, doi:10.1016/j.applthermaleng.2015.05.057.
99. Barsali, S.; De Marco, A.; Giglioli, R.; Ludovici, G.; Possenti, A. Dynamic Modelling of Biomass Power Plant Using Micro Gas Turbine. *Renew. Energy* **2015**, *80*, 806–818, doi:10.1016/j.renene.2015.02.064.
100. Kun-Balog, A.; Sztankó, K. Reduction of Pollutant Emissions from a Rapeseed Oil Fired Micro Gas Turbine Burner. *Fuel Process. Technol.* **2015**, *134*, 352–359, doi:10.1016/j.fuproc.2015.02.017.
101. Caligiuri, C.; Baškovič, U.Ž.; Renzi, M.; Seljak, T.; Oprešnik, S.R.; Baratieri, M.; Kutrašnik, T. Complementing Syngas with Natural Gas in Spark Ignition Engines for Power Production: Effects on Emissions and Combustion. *Energies* **2021**, *14*, doi:10.3390/en14123688.
102. Boloy, R.A.M.; Silveira, J.L.; Tuna, C.E.; Coronado, C.R.; Antunes, J.S. Ecological Impacts from Syngas Burning in Internal Combustion Engine: Technical and Economic Aspects. *Renew. Sustain. Energy Rev.* **2011**, *15*, 5194–5201, doi:10.1016/j.rser.2011.04.009.
103. Martínez, J.D.; Mahkamov, K.; Andrade, R. V.; Silva Lora, E.E. Syngas Production in Downdraft Biomass Gasifiers and Its Application Using Internal Combustion Engines. *Renew. Energy* **2012**, *38*, 1–9, doi:10.1016/j.renene.2011.07.035.
104. Martinez-Boggio, S.D.; Merola, S.S.; Teixeira Lacava, P.; Irimescu, A.; Curto-Risso, P.L. Effect of Fuel and Air Dilution on Syngas Combustion in an Optical SI Engine. *Energies* **2019**, *12*, doi:10.3390/en12081566.
105. Rosha, P.; Dhir, A.; Mohapatra, S.K. Influence of Gaseous Fuel Induction on the Various Engine Characteristics of a Dual Fuel Compression Ignition Engine: A Review. *Renew. Sustain. Energy Rev.* **2018**, *82*, 3333–3349, doi:10.1016/j.rser.2017.10.055.
106. Vakalis, S.; Caligiuri, C.; Moustakas, K.; Malamis, D.; Renzi, M.; Baratieri, M. Modeling the Emissions of a Dual Fuel Engine Coupled with a Biomass Gasifier—Supplementing

- the Wiebe Function. *Environ. Sci. Pollut. Res.* **2018**, *25*, 35866–35873, doi:10.1007/s11356-018-1647-5.
107. Escobar, J.C.; Lora, E.S.; Venturini, O.J.; Yáñez, E.E.; Castillo, E.F.; Almazan, O. Biofuels: Environment, Technology and Food Security. *Renew. Sustain. Energy Rev.* **2009**, *13*, 1275–1287, doi:10.1016/j.rser.2008.08.014.
 108. Pradhan, A.; Baredar, P.; Kumar, Anil Syngas as An Alternative Fuel Used in Internal Combustion Engines: A Review. *J. Pure Appl. Sci. Technol.* **2015**, *5*, 51–66.
 109. Zogg, R.; Smutzer, C.; Roth, K.; Brodrick, J. Using Internal-Combustion Engines for Distributed Generation. *ASHRAE J.* 2007, *49*, 76–80.
 110. Ratafia-Brown, J.; Manfredo, L.; Hoffmann, J.; Ramezan, M. *Major Environmental Aspects of Gasification-Based Power Generation Technologies*; (NETL), N.E.T.L., Ed.; Morgantown, 2002;
 111. Whitty, K.; Zhang, H.; Eddings, E. Pollutant Formation and Control. In *Synthesis Gas Combustion: Fundamentals and Applications*; Tim, L., Vicgor, Y., Richard, Y., Eds.; 2009; p. 160.
 112. Krishnamoorthi, M.; Sreedhara, S.; Prakash Duvvuri, P. Experimental, Numerical and Exergy Analyses of a Dual Fuel Combustion Engine Fuelled with Syngas and Biodiesel/Diesel Blends. *Appl. Energy* **2020**, *263*, 114643, doi:10.1016/j.apenergy.2020.114643.
 113. Hagos, F.Y.; Aziz, A.R.A.; Sulaiman, S.A. Trends of Syngas as a Fuel in Internal Combustion Engines. *Adv. Mech. Eng.* **2014**, *2014*, doi:10.1155/2014/401587.
 114. Huang, H.J.; Ramaswamy, S. Modeling Biomass Gasification Using Thermodynamic Equilibrium Approach. *Appl. Biochem. Biotechnol.* **2009**, *154*, 193–204, doi:10.1007/s12010-008-8483-x.
 115. Chacartegui, R.; Torres, M.; Sánchez, D.; Jiménez, F.; Muñoz, A.; Sánchez, T. Analysis of Main Gaseous Emissions of Heavy Duty Gas Turbines Burning Several Syngas Fuels. *Fuel Process. Technol.* **2011**, *92*, 213–220, doi:10.1016/j.fuproc.2010.03.014.

116. Azimov, U.; Tomita, E.; Kawahara, N.; Harada, Y. Effect of Syngas Composition on Combustion and Exhaust Emission Characteristics in a Pilot-Ignited Dual-Fuel Engine Operated in PREMIER Combustion Mode. *Int. J. Hydrogen Energy* **2011**, *36*, 11985–11996, doi:10.1016/j.ijhydene.2011.04.192.
117. Sahoo, B.B.; Saha, U.K.; Sahoo, N. Effect of Load Level on the Performance of a Dual Fuel Compression Ignition Engine Operating on Syngas Fuels with Varying H₂/CO Content. *J. Eng. Gas Turbines Power* **2011**, *133*, 1–13, doi:10.1115/1.4003956.
118. Ratna Kishore, V.; Ravi, M.R.; Ray, A. Effect of Hydrogen Content and Dilution on Laminar Burning Velocity and Stability Characteristics of Producer Gas-Air Mixtures. *Int. J. React. Syst.* **2008**, *2008*, 1–8, doi:10.1155/2008/310740.
119. Ouimette, P.; Seers, P. Numerical Comparison of Premixed Laminar Flame Velocity of Methane and Wood Syngas. *Fuel* **2009**, *88*, 528–533, doi:10.1016/j.fuel.2008.10.008.
120. Monteiro, E.; Bellenoue, M.; Sotton, J.; Moreira, N.A.; Malheiro, S. Laminar Burning Velocities and Markstein Numbers of Syngas-Air Mixtures. *Fuel* **2010**, *89*, 1985–1991, doi:10.1016/j.fuel.2009.11.008.
121. Liu, C.; Yan, B.; Chen, G.; Bai, X.S. Structures and Burning Velocity of Biomass Derived Gas Flames. *Int. J. Hydrogen Energy* **2010**, *35*, 542–555, doi:10.1016/j.ijhydene.2009.11.020.
122. Ravi, S.; Petersen, E.L. Laminar Flame Speed Correlations for Pure-Hydrogen and High-Hydrogen Content Syngas Blends with Various Diluents. *Int. J. Hydrogen Energy* **2012**, *37*, 19177–19189, doi:10.1016/j.ijhydene.2012.09.086.
123. Ai, Y.; Zhou, Z.; Chen, Z.; Kong, W. Laminar Flame Speed and Markstein Length of Syngas at Normal and Elevated Pressures and Temperatures. *Fuel* **2014**, *137*, 339–345, doi:10.1016/j.fuel.2014.08.004.
124. Varghese, R.J.; Kolekar, H.; Hariharan, V.; Kumar, S. Effect of CO Content on Laminar Burning Velocities of Syngas-Air Premixed Flames at Elevated Temperatures. *Fuel* **2018**, *214*, 144–153, doi:10.1016/j.fuel.2017.10.131.

125. Han, W.; Dai, P.; Gou, X.; Chen, Z. A Review of Laminar Flame Speeds of Hydrogen and Syngas Measured from Propagating Spherical Flames. *Appl. Energy Combust. Sci.* **2020**, *1–4*, 100008, doi:10.1016/j.jaecs.2020.100008.
126. Bilcan, A. Contribution à l’Etude Du Cycle Thermodynamique de Moteurs Fonctionnant En Dual-Fuel, Université de Nantes, 2003, Vol. 1032546.
127. Kuchta, J.M. *Investigation of Fire and Explosion Accidents in the Chemical, Mining, and Fuel-Related Industries-a Manuel. Bulletin*; Washington, DC (USA), 1986;
128. Fossum, M.; V. Beyer, R. *Co-Combustion: Biomass Fuel Gas and Natural Ga*; Trondheim Norway, 1998;
129. Li, S.; Zhang, Y.; Qiu, X.; Li, B.; Zhang, H. Effects of Inert Dilution and Preheating Temperature on Lean Flammability Limit of Syngas. *Energy and Fuels* **2014**, *28*, 3442–3452, doi:10.1021/ef500187s.
130. McCubbin, D.R.; Delucchi, M.A. The Health Costs of Motor-Vehicle-Related Air Pollution. *J. Transp. Econ. Policy* **1999**, *33*, 253–286.
131. Wang, G.; Bai, S.; Ogden, J.M. Identifying Contributions of On-Road Motor Vehicles to Urban Air Pollution Using Travel Demand Model Data. *Transp. Res. Part D Transp. Environ.* **2009**, *14*, 168–179, doi:10.1016/j.trd.2008.11.011.
132. Kevin J, W.; Hongzhi R, Z.; Eddings, E.G. Emissions from Syngas Combustion. *Combust. Sci. Technol.* **2008**, *180*, 1117–1136, doi:https://doi.org/10.1080/00102200801963326.
133. Singh, R.N.; Singh, S.P.; Pathak, B.S. Investigations on Operation of CI Engine Using Producer Gas and Rice Bran Oil in Mixed Fuel Mode. *Renew. Energy* **2007**, *32*, 1565–1580, doi:10.1016/j.renene.2006.06.013.
134. Singh, H.; Mohapatra, S.K. Production of Producer Gas from Sugarcane Bagasse and Carpentry Waste and Its Sustainable Use in a Dual Fuel CI Engine: A Performance, Emission, and Noise Investigation. *J. Energy Inst.* **2018**, *91*, 43–54, doi:10.1016/j.joei.2016.11.002.
135. Hassan, S.; Zainal, Z.A.; Miskam, M.A. Effects of Advanced Injection Timing on

- Performance and Emission of a Supercharged Dual-Fuel Diesel Engine Fueled by Producer Gas from Downdraft Gasifier. *J. Sci. Ind. Res. (India)*. **2011**, 70, 220–224.
136. Olanrewaju, F.O.; Li, H.; Aslam, Z.; Hammerton, J.; Lovett, J.C. Analysis of the Effect of Syngas Substitution of Diesel on the Heat Release Rate and Combustion Behaviour of Diesel-Syngas Dual Fuel Engine. *Fuel* **2022**, 312, doi:10.1016/j.fuel.2021.122842.
 137. Parikh, P.P.; Bhawe, A.G.; Kapse, D. V Study of Thermal and Emission Performance of Small Gasifier-Dual-Fuel Engine Systems. **1989**, 19, 75–97.
 138. Uma, R.; Kandpal, T.C.; Kishore, V.V.N. Emission Characteristics of an Electricity Generation System in Diesel Alone and Dual Fuel Modes. *Biomass and Bioenergy* **2004**, 27, 195–203, doi:10.1016/j.biombioe.2004.01.003.
 139. Sombatwong, P.; Thaiyasuit, P.; Pianthong, K. Effect of Pilot Fuel Quantity on the Performance and Emission of a Dual Producer Gas - Diesel Engine. *Energy Procedia* **2013**, 34, 218–227, doi:10.1016/j.egypro.2013.06.750.
 140. Guo, H.; Neill, W.S.; Liko, B. The Combustion and Emissions Performance of a Syngas-Diesel Dual Fuel Compression Ignition Engine. In Proceedings of the ASME 2016 Internal Combustion Engine Fall Technical Conference, ICEF 2016; 2016.
 141. Yang, B.; Xi, C.; 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. *Appl. Energy* **2015**, 143, 130–137, doi:10.1016/j.apenergy.2015.01.037.
 142. Karim, G.A.; Jones, W.; Raine, R.R. An Examination of the Ignition Delay Period in Dual Fuel Engines. *SAE Tech. Pap.* **1989**, 120, 225–231, doi:10.4271/892140.
 143. Heywood, J. *Internal Combustion Engine (ICE) Fundamentals*; 1988; ISBN 007028637X.
 144. Toof, J.L. A Model for the Prediction of Thermal, Prompt, and Fuel NOX Emissions from Combustion Turbines. *J. Eng. Gas Turbines Power* **1986**, 108, 340–347, doi:10.1115/1.3239909.
 145. Cannon, S.M.; Brewster, B.S.; Smoot, L.D. Stochastic Modeling of CO and NO in

- Premixed Methane Combustion. *Combust. Flame* **1998**, *113*, 135–146, doi:10.1016/S0010-2180(97)00213-7.
146. Sahoo, B.B.; Sahoo, N.; Saha, U.K. Assessment of a Syngas-Diesel Dual Fuelled Compression Ignition Engine. *ASME 2010 4th Int. Conf. Energy Sustain. ES 2010* **2010**, *1*, 515–522, doi:10.1115/ES2010-90218.
147. Rabello de Castro, R.; Brequigny, P.; Mounaïm-Rousselle, C. A Multiparameter Investigation of Syngas/Diesel Dual-Fuel Engine Performance and Emissions with Various Syngas Compositions. *Fuel* **2022**, *318*, 123736, doi:10.1016/j.fuel.2022.123736.
148. Bhattacharya, S.C.; Shwe Hla, S.; Pham, H.L. A Study on a Multi-Stage Hybrid Gasifier-Engine System. *Biomass and Bioenergy* **2001**, *21*, 445–460, doi:10.1016/S0961-9534(01)00048-4.
149. Henriksen, U.; Ahrenfeldt, J.; Jensen, T.K.; Gøbel, B.; Bentzen, J.D.; Hindsgaul, C.; Sørensen, L.H. The Design, Construction and Operation of a 75 KW Two-Stage Gasifier. *Energy* **2006**, *31*, 1542–1553, doi:10.1016/j.energy.2005.05.031.
150. Sridhar, G.; Paul, P.J.; Mukunda, H.S. Biomass Derived Producer Gas as a Reciprocating Engine Fuel - An Experimental Analysis. *Biomass and Bioenergy* **2001**, *21*, 61–72, doi:10.1016/S0961-9534(01)00014-9.
151. Ramadhas, A.S.; Jayaraj, S.; Muraleedharan, C. Dual Fuel Mode Operation in Diesel Engines Using Renewable Fuels: Rubber Seed Oil and Coir-Pith Producer Gas. *Renew. Energy* **2008**, *33*, 2077–2083, doi:10.1016/j.renene.2007.11.013.
152. Banapurmath, N.R.; Tewari, P.G. 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. *Renew. Energy* **2009**, *34*, 1009–1015, doi:10.1016/j.renene.2008.08.005.
153. Tinaut, F. V.; Melgar, A.; Horrillo, A.; De La Rosa, A.D. Method for Predicting the Performance of an Internal Combustion Engine Fuelled by Producer Gas and Other Low Heating Value Gases. *Fuel Process. Technol.* **2006**, *87*, 135–142,

- doi:10.1016/j.fuproc.2005.08.009.
154. Sahoo, B.B.; Sahoo, N.; Saha, U.K. Effect of Engine Parameters and Type of Gaseous Fuel on the Performance of Dual-Fuel Gas Diesel Engines-A Critical Review. *Renew. Sustain. Energy Rev.* **2009**, *13*, 1151–1184, doi:10.1016/j.rser.2008.08.003.
 155. Sahoo, B.B.; Saha, U.K.; Sahoo, N. Theoretical Performance Limits of a Syngas-Diesel Fueled Compression Ignition Engine from Second Law Analysis. *Energy* **2011**, *36*, 760–769, doi:10.1016/j.energy.2010.12.045.
 156. Xiang, L.; Chu, H.; Ren, F.; Gu, M. Numerical Analysis of the Effect of CO₂ on Combustion Characteristics of Laminar Premixed Methane/Air Flames. *J. Energy Inst.* **2019**, *92*, 1487–1501, doi:10.1016/j.joei.2018.06.018.
 157. Halter, F.; Foucher, F.; Landry, L.; Mounaim-Rousselle, C. Effect of Dilution by Nitrogen and/or Carbon Dioxide on Methane and Iso-Octane Air Flames. *Combust. Sci. Technol.* **2009**, *181*, 813–827, doi:10.1080/00102200902864662.
 158. Gunee, C.; Razavi, M.R.M.; Karim, G.A. The Effects of Pilot Fuel Quality on Dual Fuel Engine Ignition Delay. *SAE Tech. Pap.* **1998**, doi:10.4271/982453.
 159. Rudolf Diesel Method of Igniting and Regulating Combustion for Internal-Combustion Engines. **1901**.
 160. Liu, Z. (University of C. An Examination of the Combustion Characteristics of Compression Ignition Engines Fuelled with Gaseous Fuels, University of Calgary, 1995.
 161. Karim, G.A. *Dual-Fuel Diesel Engines*; R I Evans.; Plenum Press: New York, 1987; ISBN 9781498703093.
 162. Crooks, W.R. The Dual-Fuel Engine and Its Application to Sewage Treatment Plants. *Sewage Work. J.* **1949**, *21*, 957–961.
 163. Garnier, C.; Bilcan, A.; Le Corre, O. Characterisation of a Syngas-Diesel Fuelled CI Engine. *SAE Tech. Pap. Ser.* **2005**.
 164. Weaver, C.S.; Turner, S.H. Dual Fuel Natural Gas/Diesel Engines: Technology,

- Performance, and Emissions. *SAE Tech. Pap.* **1994**, doi:10.4271/940548.
165. Henham, A.; Makkar, M.K. COMBUSTION OF SIMULATED BIOGAS IN A DUAL-FUEL DIESEL ENGINE. **1998**, 39, 2001–2009.
166. Rao, B.N.; Prem Kumar, B.S.; Kumar Reddy, K.V. Effect of CNG Flow Rate on the Performance and Emissions of a Mullite-Coated Diesel Engine under Dual-Fuel Mode. *Int. J. Ambient Energy* **2016**, 37, 589–596, doi:10.1080/01430750.2015.1023835.
167. Bora, B.J.; Debnath, B.K.; Gupta, N.; Saha, U.K.; Sahoo, N. Investigation on the Flow Behaviour of a Venturi Type Gas Mixer Designed for Dual Fuel Diesel Engines. *Int. J. Emerg. Technol. Adv. Eng.* **2013**, 3, 202–209.
168. G.A, R.; A.V.S, R.; Rajulu, K.G.; Rao, C.V.M. Performance Evaluation of a Dual Fuel Engine (Diesel + LPG). **2010**, 3, 12–69.
169. Paykani, A.; Saray, R.K.; Shervani-Tabar, M.T.; Mohammadi-Kousha, A. Effect of Exhaust Gas Recirculation and Intake Pre-Heating on Performance and Emission Characteristics of Dual Fuel Engines at Part Loads. *J. Cent. South Univ. Technol. (English Ed.)* **2012**, 19, 1346–1352, doi:10.1007/s11771-012-1148-5.
170. Ashok, B.; Denis Ashok, S.; Ramesh Kumar, C. LPG Diesel Dual Fuel Engine - A Critical Review. *Alexandria Eng. J.* **2015**, 54, 105–126, doi:10.1016/j.aej.2015.03.002.
171. Sun, L.; Liu, Y.; Zeng, K.; Yang, R.; Hang, Z. Combustion Performance and Stability of a Dual-Fuel Diesel-Natural-Gas Engine. *Proc. Inst. Mech. Eng. Part D J. Automob. Eng.* **2015**, 229, 235–246, doi:10.1177/0954407014537814.
172. Wei, L.; Geng, P. A Review on Natural Gas/Diesel Dual Fuel Combustion, Emissions and Performance. *Fuel Process. Technol.* **2016**, 142, 264–278, doi:10.1016/j.fuproc.2015.09.018.
173. Kashipura, N.; Nagaraj AM, B.N. Effect of Combustion Chamber Shapes on the Performance of Dual Fuel Engine Operated on Rice Bran Oil Methyl Ester and Producer Gas. *J. Pet. Environ. Biotechnol.* **2015**, 06, doi:10.4172/2157-7463.1000225.
174. Yaliwal, V.S.; Banapurmath, N.R.; Gireesh, N.M.; Hosmath, R.S.; Donato, T.; Tewari,

- P.G. Effect of Nozzle and Combustion Chamber Geometry on the Performance of a Diesel Engine Operated on Dual Fuel Mode Using Renewable Fuels. *Renew. Energy* **2016**, *93*, 483–501, doi:10.1016/j.renene.2016.03.020.
175. Ali, A.A.M.M.; Ali, K.; Kim, C.; Lee, Y.; Oh, S.; Kim, K. Numerical Study of the Combustion Characteristics in a Syngas-Diesel Dual-Fuel Engine under Lean Condition. *Int. J. ...* **2019**, *13*, 293–300, doi:10.1007/s12239.
 176. Demirbas, A. *Methane Gas Hydrate*; 2010; Vol. 34; ISBN 9781848828711.
 177. Imran, S.; Emberson, D.R.; Diez, A.; Wen, D.S.; Crookes, R.J.; Korakianitis, T. Natural Gas Fueled Compression Ignition Engine Performance and Emissions Maps with Diesel and RME Pilot Fuels. *Appl. Therm. Eng.* **2014**, *67*, 354–365, doi:10.1016/j.apenergy.2014.02.067.
 178. Qi, Y.; Srinivasan, K.K.; Krishnan, S.R.; Yang, H.; Midkiff, K.C. Effect of Hot Exhaust Gas Recirculation on the Performance and Emissions of an Advanced Injection Low Pilot-Ignited Natural Gas Engine. *Int. J. Engine Res.* **2007**, *8*, 289–305, doi:10.1243/14680874JER02306.
 179. Jayaratne, E.R.; Ristovski, Z.D.; Morawska, L.; Meyer, N.K. Carbon Dioxide Emissions from Diesel and Compressed Natural Gas Buses during Acceleration. *Transp. Res. Part D Transp. Environ.* **2010**, *15*, 247–253, doi:10.1016/j.trd.2010.03.005.
 180. 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. *Procedia - Soc. Behav. Sci.* **2012**, *48*, 3284–3296, doi:10.1016/j.sbspro.2012.06.1294.
 181. Pirouzpanah, V.; Sarai, R.K. Reduction of Emissions in an Automotive Direct Injection Diesel Engine Dual-Fuelled with Natural Gas by Using Variable Exhaust Gas Recirculation. *Proc. Inst. Mech. Eng. Part D J. Automob. Eng.* **2003**, *217*, 719–725, doi:10.1243/09544070360692104.
 182. Abdelaal, M.M.; Hegab, A.H. Combustion and Emission Characteristics of a Natural Gas-

- Fueled Diesel Engine with EGR. *Energy Convers. Manag.* **2012**, *64*, 301–312, doi:10.1016/j.enconman.2012.05.021.
183. Srinivasan, K.K.; Krishnan, S.R.; Qi, Y. Cyclic Combustion Variations in Dual Fuel Partially Premixed Pilot-Ignited Natural Gas Engines. **2014**, 1–12.
 184. 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 Convers. Manag.* **2007**, *48*, 2951–2961, doi:10.1016/j.enconman.2007.07.003.
 185. Heywood, J.B. (Massachusetts. I. of T. *Internal Combustion Engine Fundamentals*; Company, M.-H.B., Ed.; Singapore, 1988; Vol. 53; ISBN 9788578110796.
 186. McLellan, B.; Shoko, E.; Dicks, A.L.; Diniz Da Costa, J.C. Hydrogen Production and Utilisation Opportunities for Australia. *Int. J. Hydrogen Energy* **2005**, *30*, 669–679, doi:10.1016/j.ijhydene.2004.06.008.
 187. Jones, L.W. The Hydrogen Fuel Economy An Early Retrospective 1972.
 188. Haragopala Rao, B.; Shrivastava, K.N.; Bhakta, H.N. Hydrogen for Dual Fuel Engine Operation. *Int. J. Hydrogen Energy* **1983**, *8*, 381–384, doi:10.1016/0360-3199(83)90054-X.
 189. Naber, J.D.; Siebers, D.L. Hydrogen Combustion under Diesel Engine Conditions. *Int. J. Hydrogen Energy* **1998**, *23*, 363–371, doi:10.1016/s0360-3199(97)00083-9.
 190. Petkov, T.; Veziroglu, T.N.; Sheffield, J.W. An Outlook of Hydrogen As an Automotive Fuel. *Energy* **1989**, *14*, 449–474.
 191. Abdelaal, M.M.; Rabee, B.A.; Hegab, A.H. Effect of Adding Oxygen to the Intake Air on a Dual-Fuel Engine Performance, Emissions, and Knock Tendency. *Energy* **2013**, *61*, 612–620, doi:10.1016/j.energy.2013.09.022.
 192. Jingura, R.M.; Matengaifa, R. Optimization of Biogas Production by Anaerobic Digestion for Sustainable Energy Development in Zimbabwe. *Renew. Sustain. Energy Rev.* **2009**, *13*, 1116–1120, doi:10.1016/j.rser.2007.06.015.

193. Makareviciene, V.; Sendzikiene, E.; Pukalskas, S.; Rimkus, A.; Vegneris, R. Performance and Emission Characteristics of Biogas Used in Diesel Engine Operation. *Energy Convers. Manag.* **2013**, *75*, 224–233, doi:10.1016/j.enconman.2013.06.012.
194. Goldsworthy, L. Combustion Behaviour of a Heavy Duty Common Rail Marine Diesel Engine Fumigated with Propane. *Exp. Therm. Fluid Sci.* **2012**, *42*, 93–106, doi:10.1016/j.expthermflusci.2012.04.016.
195. Leermakers, C.A.J.; van den Berge, B.; Luijten, C.C.M.; de Goey, L.P.H.; Jaasma, S. Direct Injection of Diesel-Butane Blends in a Heavy Duty Engine. *SAE Int. J. Fuels Lubr.* **2011**, *4*, 179–187, doi:10.4271/2011-01-2400.
196. Raslavičius, L.; Keršys, A.; Mockus, S.; Keršiene, N.; Starevičius, M. Liquefied Petroleum Gas (LPG) as a Medium-Term Option in the Transition to Sustainable Fuels and Transport. *Renew. Sustain. Energy Rev.* **2014**, *32*, 513–525, doi:10.1016/j.rser.2014.01.052.
197. Kim, Y.J.; Kim, K.B.; Lee, K.H. The Spray Characteristics of a Liquid Phase LPG Port Injection Type Injector for a Remodeled Diesel Engine. *SAE Tech. Pap.* **2009**, doi:10.4271/2009-01-1879.
198. Tira, H.S.; Herreros, J.M.; Tsolakis, A.; Wyszynski, M.L. Characteristics of LPG-Diesel Dual Fuelled Engine Operated with Rapeseed Methyl Ester and Gas-to-Liquid Diesel Fuels. *Energy* **2012**, *47*, 620–629, doi:10.1016/j.energy.2012.09.046.
199. Oguma, M.; Goto, S.; Sugiyama, K.; Masataka, K.; Mori, M.; Kono, M.; Tomohisa, Y. Spray Characteristics of LPG Direct Injection Diesel Engine. *SAE Tech. Pap. Ser.* **2003**, 3–11.
200. Negurescu, N.; Constantin, P.; Alexandru, C. Theoretical and Experimental Investigations on the LPG Fuelled Diesel Engine. In Proceedings of the Proceedings of FISITA 2012 World Automotive Congress; 2013; pp. 595–613.
201. Arapatsakos, C.; Karkanis, A.; Katirtzoglou, G.; Street, V.S. *Liquid Petroleum Gas (LPG) and Natural Gas (NG) as Fuels on Diesel Engine–Dual Fuel Engine. Recent Advances in*

- Fluid Mechanics and Heat & Mass Transfer*; Recent Advances in Fluid Mechanics and Heat & Mass Transfer, 2008; ISBN 9781618041838.
202. Singh, A.K.; Sharma, A.; Kumar, N. Performance and Emission Analysis of a CI Engine in Dual Mode with CNG and Karanja Oil Methyl Ester. *SAE Tech. Pap.* **2014**, *2013*, doi:10.4271/2014-01-2327.
203. Luft, S. The Influence of Regulating Parameters of Dual Fuel Compression Ignition Engine Fuelled with LPG on Its Maximum Torque, Overall Efficiency and Emission. *SAE Tech. Pap.* **2001**, doi:10.4271/2001-01-3264.
204. Luft, S.; Michalczewski, A. Analysis of Chosen Parameters of Dual Fuel Ci Engine Fuelled with Propane-Butane Gas as a Main Fuel. *SAE Tech. Pap.* **2002**, doi:10.4271/2002-01-2234.
205. Thomson, R.; Kwong, P.; Ahmad, E.; Nigam, K.D.P. Clean Syngas from Small Commercial Biomass Gasifiers; a Review of Gasifier Development, Recent Advances and Performance Evaluation. *Int. J. Hydrogen Energy* **2020**, *45*, 21087–21111, doi:10.1016/j.ijhydene.2020.05.160.
206. Wagemakers, A.M.L.M.; Leermakers, C.A.J. Review on the Effects of Dual-Fuel Operation, Using Diesel and Gaseous Fuels, on Emissions and Performance. *SAE Tech. Pap.* **2012**, doi:10.4271/2012-01-0869.
207. Katrašnik, T.; Trenc, F.; Oprešnik, S.R. A New Criterion to Determine the Start of Combustion in Diesel Engines. *J. Eng. Gas Turbines Power* **2006**, *128*, 928–933, doi:10.1115/1.2179471.
208. Dec, J.E.; Espey, C. Chemiluminescence Imaging of Autoignition in a Di Diesel Engine. *SAE Tech. Pap.* **1998**, doi:10.4271/982685.
209. Lida, N.; Nakamura, M.; Ohashi, H. Study of Diesel Spray Combustion in an Ambient Gas Containing Hydrocarbon Using a Rapid Compression Machine. *SAE Tech. Pap.* **1997**, doi:10.4271/970899.
210. Karim, G.A.; Ito, K.; Abraham, M.; Jensen, L. An Examination of the Role of

- Formaldehyde in the Ignition Processes of a Dual Fuel Engine. *SAE Tech. Pap.* **1991**, doi:10.4271/912367.
211. Nielsen, O.B.; Ovale, B.; Sorenson, S. Ignition Delay in the Dual Fuel Engine. *SAE Tech. Pap. Ser. no 870589* **1987**.
212. Richard, S. *Introduction to Internal Combustion Engines*; Ltd, M.P., Ed.; 3rd ed.; London, 1999;
213. Assanis, D.N.; Filipi, Z.S.; Fiveland, S.B.; Syrimis, M. A Predictive Ignition Delay Correlation under Steady-State and Transient Operation of a Direct Injection Diesel Engine. *J. Eng. Gas Turbines Power* **2003**, *125*, 450–457, doi:10.1115/1.1563238.
214. Rothamer, D.A.; Murphy, L. Systematic Study of Ignition Delay for Jet Fuels and Diesel Fuel in a Heavy-Duty Diesel Engine. *Proc. Combust. Inst.* **2013**, *34*, 3021–3029, doi:10.1016/j.proci.2012.06.085.
215. Rousseau, S. Contribution à l'étude Du Cycle Thermodynamique de Moteurs de Cogénération Fonctionnant Au Gaz Naturel En Mélange Pauvre, Université de Nantes, 1999.
216. Prakash, G.; Ramesh, A.; Shaik, A.B. An Approach for Estimation of Ignition Delay in a Dual Fuel Engine. *SAE Tech. Pap.* **1999**, *108*, 399–405, doi:10.4271/1999-01-0232.
217. Kavtaradze, R.Z.; Zeilinger, K.; Zitzler, G. Ignition Delay in a Diesel Engine Utilizing Different Fuels. *High Temp.* **2005**, *43*, 951–960, doi:10.1007/s10740-005-0143-z.
218. Liu, Z.; Karim, G.A. The Ignition Delay Period in Dual Fuel Engines. *SAE Tech. Pap.* **1995**, doi:10.4271/950466.
219. Karim, G.A. Combustion in Gas Fueled Compression: Ignition Engines of the Dual Fuel Type. *J. Eng. Gas Turbines Power* **2003**, *125*, 827–836, doi:10.1115/1.1581894.
220. Wei, L.; Yao, C.; Wang, Q.; Pan, W.; Han, G. Combustion and Emission Characteristics of a Turbocharged Diesel Engine Using High Premixed Ratio of Methanol and Diesel Fuel. *Fuel* **2015**, *140*, 156–163, doi:10.1016/j.fuel.2014.09.070.

221. Zang, R.; Yao, C. Numerical Study of Combustion and Emission Characteristics of a Diesel/Methanol Dual Fuel (DMDF) Engine. *Energy and Fuels* **2015**, *29*, 3963–3971, doi:10.1021/acs.energyfuels.5b00644.
222. Nwafor, O.M.I. Knock Characteristics of Dual-Fuel Combustion in Diesel Engines Using Natural Gas as Primary Fuel. *Sadhana - Acad. Proc. Eng. Sci.* **2002**, *27*, 375–382, doi:10.1007/BF02703658.
223. Zhang, C.; Zhou, A.; Shen, Y.; Li, Y.; Shi, Q. Effects of Combustion Duration Characteristic on the Brake Thermal Efficiency and NO_x Emission of a Turbocharged Diesel Engine Fueled with Diesel-LNG Dual-Fuel. *Appl. Therm. Eng.* **2017**, *127*, doi:10.1016/j.applthermaleng.2017.08.034.
224. Bhaduri, S.S. Experimental Studies on HCCI Combustion of Biomass Syngas Towards Tar Tolerant Operation, 2015.
225. W. Yomi, G. Analyse et Modélisation Des Cycles Thermodynamiques d ' Un Moteur Diesel Fonctionnant Aux Huiles Végétales Intégrant Plusieurs Solutions d ' Optimisation, Université Joseph KI-ZERBO, 2020.
226. How, H.G.; Masjuki, H.H.; Kalam, M.A.; Teoh, Y.H. Influence of Injection Timing and Split Injection Strategies on Performance, Emissions, and Combustion Characteristics of Diesel Engine Fueled with Biodiesel Blended Fuels. *Fuel* **2018**, *213*, 106–114, doi:10.1016/j.fuel.2017.10.102.
227. Sharma, M.; Kaushal, R. Performance and Exhaust Emission Analysis of a Variable Compression Ratio (VCR) Dual Fuel CI Engine Fuelled with Producer Gas Generated from Pistachio Shells. *Fuel* **2021**, *283*, 118924, doi:10.1016/j.fuel.2020.118924.
228. Aksu, C.; Kawahara, N.; Tsuboi, K.; Kondo, M.; Tomita, E. Extension of PREMIER Combustion Operation Range Using Split Micro Pilot Fuel Injection in a Dual Fuel Natural Gas Compression Ignition Engine: A Performance-Based and Visual Investigation. *Fuel* **2016**, *185*, 243–253, doi:10.1016/j.fuel.2016.07.120.
229. Talekar, A.; Lai, M.C.; Tomita, E.; Kawahara, N.; Zeng, K.; Yang, B. Numerical

- Investigation of Natural Gas-Diesel Dual Fuel Engine with End Gas Ignition. *SAE Tech. Pap.* **2018**, 2018-April, 1–11, doi:10.4271/2018-01-0199.
230. Mohon Roy, M.; Tomita, E.; Kawahara, N.; Harada, Y.; Sakane, A. Performance and Emission Comparison of a Supercharged Dual-Fuel Engine Fueled by Producer Gases with Varying Hydrogen Content. *Int. J. Hydrogen Energy* **2009**, *34*, 7811–7822, doi:10.1016/j.ijhydene.2009.07.056.
231. Azimov, U.; Tomita, E.; Kawahara, N.; Harada, Y. Premixed Mixture Ignition in the End-Gas Region (PREMIER) Combustion in a Natural Gas Dual-Fuel Engine: Operating Range and Exhaust Emissions. *Int. J. Engine Res.* **2011**, *12*, 484–497, doi:10.1177/1468087411409664.
232. Poonia, M.P.; Ramesh, A.; Gaur, R.R. Effect of Intake Air Temperature and Pilot Fuel Quantity on the Combustion Characteristics of a Lpg Diesel Dual Fuel Engine. *SAE Tech. Pap.* **1998**, doi:10.4271/982455.
233. Abd-Alla, G.H.; Soliman, H.A.; Badr, O.A.; Abd-Rabbo, M.F. The Effects of Diluent Admissions and Intake Air Temperature in Exhaust Gas Recirculation on the Emissions of an Indirect Injection Dual Fuel Engine. *Am. Soc. Mech. Eng. Intern. Combust. Engine Div. ICE* **2000**, *33*, 111–114, doi:10.1016/s0140-6701(02)85460-1.
234. Kumar, K.S.; Raj, R.T.K. Effect of Fuel Injection Timing and Elevated Intake Air Temperature on the Combustion and Emission Characteristics of Dual Fuel Operated Diesel Engine. *Procedia Eng.* **2013**, *64*, 1191–1198, doi:10.1016/j.proeng.2013.09.198.
235. Park, S.H.; Kim, H.J.; Lee, C.S. Comparison of Experimental and Predicted Atomization Characteristics of High-Pressure Diesel Spray under Various Fuel and Ambient Temperature. *J. Mech. Sci. Technol.* **2010**, *24*, 1491–1499, doi:10.1007/s12206-010-0417-1.
236. Pan, W.; Yao, C.; Han, G.; Wei, H.; Wang, Q. The Impact of Intake Air Temperature on Performance and Exhaust Emissions of a Diesel Methanol Dual Fuel Engine. *Fuel* **2015**, *162*, 101–110, doi:10.1016/j.fuel.2015.08.073.

-
237. Selim, M.Y.E. Effect of Engine Parameters and Gaseous Fuel Type on the Cyclic Variability of Dual Fuel Engines. *Fuel* **2005**, *84*, 961–971, doi:10.1016/j.fuel.2004.11.023.
238. Poonia, M.P.; Ramesh, A.; Gaur, R.R. Experimental Investigation of the Factors Affecting the Performance of a LPG - Diesel Dual Fuel Engine. *SAE Tech. Pap.* **1999**, doi:10.4271/1999-01-1123.
239. Kusaka, J.; Okamoto, T.; Daisho, Y.; Kihara, R.; Saito, T. Combustion and Exhaust Gas Emission Characteristics of a Diesel Engine Dual-Fueled with Natural Gas. *JSAE Rev.* **2000**, *21*, 489–496, doi:10.1016/S0389-4304(00)00071-0.
240. 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 Convers. Manag.* **2013**, *68*, 40–53, doi:10.1016/j.enconman.2012.12.019.
241. Smith, J.A.; Bartley, G.J.J. Stoichiometric Operation of Gas Engine Utilizing Synthesis Gas and EGR for NO_x Control. *J. Eng. Gas Turbines Power* **2000**, *122*, 617–623, doi:10.1115/1.1289386.
242. Vien, K. Experiments on the Effect of Exhaust Gas Recirculation Diluent on the Laminar Burning Speed and Stability of Syngas/Air Flames, Northeastern University Boston, Massachusetts, 2016.
243. Bhaduri, S.; Jeanmart, H.; Contino, F. Tar Tolerant HCCI Engine Fuelled with Biomass Syngas: Combustion Control Through EGR. *Energy Procedia* **2017**, *105*, 1764–1770, doi:10.1016/j.egypro.2017.03.507.
244. Bhaduri, S.; Jeanmart, H.; Contino, F. EGR Control on Operation of a Tar Tolerant HCCI Engine with Simulated Syngas from Biomass. *Appl. Energy* **2018**, *227*, 159–167, doi:10.1016/j.apenergy.2017.08.233.
245. 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. *SAE Tech. Pap.* **1999**, doi:10.4271/1999-01-3597.
246. Ahmad, Z.; Kaario, O.; Qiang, C.; Larmi, M. Effect of Pilot Fuel Properties on Lean Dual-

- Fuel Combustion and Emission Characteristics in a Heavy-Duty Engine. *Appl. Energy* **2021**, 282, 116134, doi:10.1016/j.apenergy.2020.116134.
247. Kumar, K.S.; Raj, R.T.K. Influence of Dual Fuel Twin Injection on Diesel Engine Combustion and Emission Characteristics. *Adv. Mater. Res.* **2013**, 768, 206–212, doi:10.4028/www.scientific.net/AMR.768.206.
248. Ansari, E.; Menucci, T.; Shahbakhti, M.; Naber, J. Experimental Investigation into Effects of High Reactive Fuel on Combustion and Emission Characteristics of the Diesel - Natural Gas Reactivity Controlled Compression Ignition Engine. *Appl. Energy* **2019**, 239, 948–956, doi:10.1016/j.apenergy.2019.01.256.
249. Schweitzer, D.; Gredinger, A.; Schmid, M.; Waizmann, G.; Beirow, M.; Spörl, R.; Scheffknecht, G. Steam Gasification of Wood Pellets, Sewage Sludge and Manure: Gasification Performance and Concentration of Impurities. *Biomass and Bioenergy* **2018**, 111, 308–319, doi:10.1016/j.biombioe.2017.02.002.
250. Kobayashi, H.; Hagiwara, H.; Kaneko, H.; Ogami, Y. Effects of CO₂ Dilution on Turbulent Premixed Flames at High Pressure and High Temperature. *Proc. Combust. Inst.* **2007**, 31 I, 1451–1458, doi:10.1016/j.proci.2006.07.159.
251. Tsolakis, A.; Megaritis, A.; Yap, D.; Abu-Jrai, A. Combustion Characteristics and Exhaust Gas Emissions of a Diesel Engine Supplied with Reformed EGR. *SAE Tech. Pap.* **2005**, doi:10.4271/2005-01-2087.
252. Le, T.A.; Nguyen, T.T. Experimental Study on Performance, Emissions and Combustion Characteristics of a Single Cylinder Dual Fuel LPG/Diesel Engine. *SAE Tech. Pap.* **2011**, doi:10.4271/2011-32-0562.
253. Selim, M.Y.E. Combustion Noise Measurements and Control from Small Diesel and Dual Fuel Engines. *SAE Tech. Pap.* **2004**, 2004-Septe, doi:10.4271/2004-32-0072.
254. Anant, J.; Poonia, M.P.; Jethoo, A.S. Mathematical Modeling of the Dual Fuel Engine Cycle. *Int. J. Eng. Innov. Technol.* **2012**, 2, 19–25.
255. Ayhan, V.; Parlak, A.; Cesur, I.; Boru, B.; Kolip, A. Performance and Exhaust Emission

- Characteristics of a Diesel Engine Running with LPG. *Int. J. Phys. Sci.* **2011**, 6, 1905–1914, doi:10.5897/IJPS11.288.
256. Ramos, J.I. Internal Combustion Engine Modelling. **1989**, 425.
257. Li, Y.; Li, H.; Guo, H.; Li, Y.; Yao, M. A Numerical Investigation on Methane Combustion and Emissions from a Natural Gas-Diesel Dual Fuel Engine Using CFD Model. *Appl. Energy* **2017**, 205, 153–162, doi:10.1016/j.apenergy.2017.07.071.
258. Soyulu, S. Examination of Combustion Characteristics and Phasing Strategies of a Natural Gas HCCI Engine. *Energy Convers. Manag.* **2005**, 46, 101–119, doi:10.1016/j.enconman.2004.02.013.
259. Scott B, F.; Dennis N, A. Development and Validation of a Quasi-Dimensional Model for HCCI Engine Performance and Emissions Studies under Turbocharged Conditions. *SAE Tech. Pap.* **2002**, doi:10.4271/2002-01-1757.
260. Komninos, N.P.; Hountalas, D.T.; Kouremenos, D.A. Development of a New Multi-Zone Model for the Description of Physical Processes in HCCI Engines. *SAE Tech. Pap.* **2004**, 2004, doi:10.4271/2004-01-0562.
261. Maroteaux, F.; Saad, C.; Aubertin, F. Development and Validation of Double and Single Wiebe Function for Multi-Injection Mode Diesel Engine Combustion Modelling for Hardware-in-the-Loop Applications. *Energy Convers. Manag.* **2015**, 105, 630–641, doi:10.1016/j.enconman.2015.08.024.
262. Hu, D.; Wang, H.; Wang, B.; Shi, M.; Duan, B.; Wang, Y.; Yang, C. Calibration of 0-D Combustion Model Applied to Dual-Fuel Engine. *Energy* **2022**, 261, 125251, doi:10.1016/j.energy.2022.125251.
263. Mattson, J.M.S.; Depcik, C. Emissions-Calibrated Equilibrium Heat Release Model for Direct Injection Compression Ignition Engines. *Fuel* **2014**, 117, 1096–1110, doi:10.1016/j.fuel.2013.10.026.
264. Catania, A.E.; Finesso, R.; Spessa, E. Predictive Zero-Dimensional Combustion Model for Di Diesel Engine Feed-Forward Control. *Energy Convers. Manag.* **2011**, 52, 3159–3175,

- doi:10.1016/j.enconman.2011.05.003.
265. Yeliana, Y.; Cooney, C.; Worm, J.; Michalek, D.J.; Naber, J.D. Estimation of Double-Wiebe Function Parameters Using Least Square Method for Burn Durations of Ethanol-Gasoline Blends in Spark Ignition Engine over Variable Compression Ratios and EGR Levels. *Appl. Therm. Eng.* **2011**, *31*, 2213–2220, doi:10.1016/j.applthermaleng.2011.01.040.
 266. Zhao, J.; Wang, J. Control-Oriented Multi-Phase Combustion Model for Biodiesel Fueled Engines. *Appl. Energy* **2013**, *108*, 92–99, doi:10.1016/j.apenergy.2013.03.001.
 267. Caligiuri, C.; Renzi, M. Combustion Modelling of a Dual Fuel Diesel-Producer Gas Compression Ignition Engine. *Energy Procedia* **2017**, *142*, 1395–1400, doi:10.1016/j.egypro.2017.12.525.
 268. Bhaduri, S.; Contino, F.; Jeanmart, H.; Breuer, E. The Effects of Biomass Syngas Composition, Moisture, Tar Loading and Operating Conditions on the Combustion of a Tar-Tolerant HCCI (Homogeneous Charge Compression Ignition) Engine. *Energy* **2015**, *87*, 289–302, doi:10.1016/j.energy.2015.04.076.
 269. Ferguson, C.; Kirkpatrick, A. *Internal Combustion Engines Applied Thermosciences*; John, W. & sons, Ed.; Third Edit.; 2016, 2016; ISBN 978-1-118-53331-4.
 270. Pochet, M. Investigation of Multi-Electrofuel Use in Homogeneous-Charge Compression-Ignition Engines : An Experimental Focus On, 2019.
 271. Aklouche, F.Z. Combustion Des Moteurs Diesel En Mode Dual-Fuel : Optimisation de l' Injection Du Combustible Pilote To Cite This Version :, Université Bretagne Loire, 2018.
 272. Olikara, C.; Borman, G.L. A Computer Program for Calculating Properties of Equilibrium Combustion Products with Some Applications to I.C. Engines. *SAE Tech. Pap.* **1975**, doi:10.4271/750468.
 273. Verhelst, S.; Sheppard, C.G.W. Multi-Zone Thermodynamic Modelling of Spark-Ignition Engine Combustion - An Overview. *Energy Convers. Manag.* **2009**, *50*, 1326–1335, doi:10.1016/j.enconman.2009.01.002.

274. Christian, C. Influence de La Composition Du Gaz Naturel Carburant Sur La Combustion Turbulente En Limite Pauvre Dans Les Moteurs à Allumage Commandé, Université de Provence, 2003.
275. Dhar, A.; Agarwal, A.K. Experimental Investigations of the Effect of Pilot Injection on Performance, Emissions and Combustion Characteristics of Karanja Biodiesel Fuelled CRDI Engine. *Energy Convers. Manag.* **2015**, *93*, 357–366, doi:10.1016/j.enconman.2014.12.090.
276. Can, Ö. Combustion Characteristics, Performance and Exhaust Emissions of a Diesel Engine Fueled with a Waste Cooking Oil Biodiesel Mixture. *Energy Convers. Manag.* **2014**, *87*, 676–686, doi:10.1016/j.enconman.2014.07.066.
277. Carlucci, A.P.; Chiara, F.F.; Laforgia, D. Analysis of the Relation between Injection Parameter Variation and Block Vibration of an Internal Combustion Diesel Engine. *J. Sound Vib.* **2006**, *295*, 141–164, doi:10.1016/j.jsv.2005.12.054.
278. Griffiths, W.J.; Skorecki, J. Some Aspects of Vibration of a Single Cylinder Diesel Engine. *J. Sound Vib.* **1964**, *1*, 345–364, doi:10.1016/0022-460x(64)90052-5.
279. Selim, M.Y.E. Pressure-Time Characteristics in Diesel Engine Fueled with Natural Gas. *Renew. energy* **2001**, *22*, 473–489, doi:10.1016/S0960-1481(00)00115-4.
280. Das, S.; Kashyap, D.; Kalita, P.; Kulkarni, V.; Itaya, Y. Clean Gaseous Fuel Application in Diesel Engine: A Sustainable Option for Rural Electrification in India. *Renew. Sustain. Energy Rev.* **2020**, *117*, 109485, doi:10.1016/j.rser.2019.109485.
281. Bilcan, A.; Le Corre, O.; Tazerout, M.; Ramesh, A.; Ganesan, S. Characterization of the LPG - Diesel Dual Fuel Combustion. *SAE Tech. Pap.* **2001**, *2001-Novem*, 249–258, doi:10.4271/2001-28-0036.
282. Saleh, H.E. Effect of Variation in LPG Composition on Emissions and Performance in a Dual Fuel Diesel Engine. *Fuel* **2008**, *87*, 3031–3039, doi:10.1016/j.fuel.2008.04.007.
283. Surawski, N.C.; Miljevic, B.; Bodisco, T.A.; Situ, R.; Brown, R.J.; Ristovski, Z.D. Performance and Gaseous and Particle Emissions from a Liquefied Petroleum Gas (LPG)

- Fumigated Compression Ignition Engine. *Fuel* **2014**, *133*, 17–25, doi:10.1016/j.fuel.2014.04.093.
284. Mustafi, N.N.; Raine, R.R.; Verhelst, S. Combustion and Emissions Characteristics of a Dual Fuel Engine Operated on Alternative Gaseous Fuels. *Fuel* **2013**, *109*, 669–678, doi:10.1016/j.fuel.2013.03.007.
285. Dhole, A.E.; Yarasu, R.B.; Lata, D.B. Investigations on the Combustion Duration and Ignition Delay Period of a Dual Fuel Diesel Engine with Hydrogen and Producer Gas as Secondary Fuels. *Appl. Therm. Eng.* **2016**, *107*, 524–532, doi:10.1016/j.applthermaleng.2016.06.151.
286. Lata, D.B.; Misra, A.; Medhekar, S. Investigations on the Combustion Parameters of a Dual Fuel Diesel Engine with Hydrogen and LPG as Secondary Fuels. *Int. J. Hydrogen Energy* **2011**, *36*, 13808–13819, doi:10.1016/j.ijhydene.2011.07.142.
287. Sadig, H.; Sulaiman, S.A.; Said, M.A. Effect of Producer Gas Staged Combustion on the Performance and Emissions of a Single Shaft Micro-Gas Turbine Running in a Dual Fuel Mode. *J. Energy Inst.* **2017**, *90*, 132–144, doi:10.1016/j.joei.2015.09.003.
288. Guan, C.; Cheung, C.S.; Ning, Z.; Wong, P.K.; Huang, Z. Comparison on the Effect of Using Diesel Fuel and Waste Cooking Oil Biodiesel as Pilot Fuels on the Combustion, Performance and Emissions of a LPG-Fumigated Compression-Ignition Engine. *Appl. Therm. Eng.* **2017**, *125*, 1260–1271, doi:10.1016/j.applthermaleng.2017.07.117.
289. 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 Convers. Manag.* **2004**, *45*, 2971–2987, doi:10.1016/j.enconman.2004.01.013.
290. Bridgwater, A. V.; Toft, A.J.; Brammer, J.G. *A Techno-Economic Comparison of Power Production by Biomass Fast Pyrolysis with Gasification and Combustion*; 2002; Vol. 6; ISBN 4401213593611.
291. Mohammadi, A.; Shioji, M.; Ishiyama, T.; Kitazaki, M. Utilization of Low-Calorific

- Gaseous Fuel in a Direct-Injection Diesel Engine. *J. Eng. Gas Turbines Power* **2006**, *128*, 915–920, doi:10.1115/1.2179464.
292. Ramadhas, A.S.; Jayaraj, S.; Muraleedharan, C. Power Generation Using Coir-Pith and Wood Derived Producer Gas in Diesel Engines. *Fuel Process. Technol.* **2006**, *87*, 849–853, doi:10.1016/j.fuproc.2005.06.003.
293. Senthil Kumar, M.; Ramesh, A.; Nagalingam, B. Use of Hydrogen to Enhance the Performance of a Vegetable Oil Fuelled Compression Ignition Engine. *Int. J. Hydrogen Energy* **2003**, *28*, 1143–1154, doi:10.1016/S0360-3199(02)00234-3.
294. Banapurmath, N.R.; Tewari, P.G.; Hosmath, R.S. Experimental Investigations of a Four-Stroke Single Cylinder Direct Injection Diesel Engine Operated on Dual Fuel Mode with Producer Gas as Inducted Fuel and Honge Oil and Its Methyl Ester (HOME) as Injected Fuels. *Renew. Energy* **2008**, *33*, 2007–2018, doi:10.1016/j.renene.2007.11.017.
295. Biswas, S.; Kakati, D.; Chakraborti, P.; Banerjee, R. Assessing the Potential of Ethanol in the Transition of Biodiesel Combustion to RCCI Regimes under Varying Injection Phasing Strategies: A Performance-Emission-Stability and Tribological Perspective. *Fuel* **2021**, *304*, 121346, doi:10.1016/j.fuel.2021.121346.
296. Liu, J.; Wu, P.; Ji, Q.; Sun, P.; Wang, P.; Meng, Z.; Ma, H. Experimental Study on Effects of Pilot Injection Strategy on Combustion and Emission Characteristics of Diesel/Methanol Dual-Fuel Engine under Low Load. *Energy* **2022**, *247*, 123464, doi:10.1016/j.energy.2022.123464.
297. Goto, S.; Lee, D.; Shakal, J.; Harayama, N.; Honjyo, F.; Ueno, H. Performance and Emissions of an LPG Lean-Burn Engine for Heavy Duty Vehicles. *SAE Tech. Pap.* **1999**, *108*, 1055–1065, doi:10.4271/1999-01-1513.
298. Santoso, W.B.; Bakar, R.A.; Ariyono, S.; Cholis, N. Study of Cyclic Variability in Diesel-Hydrogen Dual Fuel Engine Combustion. *Int. J. Mech. Mechatronics Eng.* **2012**, *12*, 52–56.
299. Wang, Q.; Wang, B.; Yao, C.; Liu, M.; Wu, T.; Wei, H.; Dou, Z. Study on Cyclic

- Variability of Dual Fuel Combustion in a Methanol Fumigated Diesel Engine. *Fuel* **2016**, *164*, 99–109, doi:10.1016/j.fuel.2015.10.003.
300. Peng, H.; Cui, Y.; Shi, L.; Deng, K. Effects of Exhaust Gas Recirculation (EGR) on Combustion and Emissions during Cold Start of Direct Injection (DI) Diesel Engine. *Energy* **2008**, *33*, 471–479, doi:10.1016/j.energy.2007.10.014.
301. Qi, D.H.; Bian, Y.Z.; Ma, Z.Y.; Zhang, C.H.; Liu, S.Q. Combustion and Exhaust Emission Characteristics of a Compression Ignition Engine Using Liquefied Petroleum Gas-Diesel Blended Fuel. *Energy Convers. Manag.* **2007**, *48*, 500–509, doi:10.1016/j.enconman.2006.06.013.
302. Elnajjar, E.; Hamdan, M.O.; Selim, M.Y.E. Experimental Investigation of Dual Engine Performance Using Variable LPG Composition Fuel. *Renew. Energy* **2013**, *56*, 110–116, doi:10.1016/j.renene.2012.09.048.
303. Sohan, L.; Mohapatra, S.K. The Effect of Compression Ratio on the Performance and Emission Characteristics of a Dual Fuel Diesel Engine Using Biomass Derived Producer Gas. *Appl. Therm. Eng.* **2017**, *119*, 63–72, doi:10.1016/j.applthermaleng.2017.03.038.
304. Singh, D.; Nishiie, T.; Tanvir, S.; Qiao, L. An Experimental and Kinetic Study of Syngas/Air Combustion at Elevated Temperatures and the Effect of Water Addition. *Fuel* **2012**, *94*, 448–456, doi:10.1016/j.fuel.2011.11.058.
305. Malik, A.; Mohapatra, S.K. Biomass-Based Gasifiers for Internal Combustion (IC) Engines-A Review. *Sadhana - Acad. Proc. Eng. Sci.* **2013**, *38*, 461–476, doi:10.1007/s12046-013-0145-1.
306. Sharma, M.; Kaushal, R. Performance and Emission Analysis of a Dual Fuel Variable Compression Ratio (VCR) CI Engine Utilizing Producer Gas Derived from Walnut Shells. *Energy* **2020**, *192*, 116725, doi:10.1016/j.energy.2019.116725.
307. Aklouche, F.Z.; Loubar, K.; Bentebbiche, A.; Awad, S.; Tazerout, M. 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 Convers. Manag.* **2017**, *152*, 291–299, doi:10.1016/j.enconman.2017.09.050.
308. Piotr, G.; Marcin, W.; Wioletta, B.-G.; Piotr, G.; Magdalena, G.; Agnieszka, S.; Barbara, G.; Arkadiusz, G. Sources of Greenhouse Gas Emissions in Agriculture, with Particular Emphasis on Emissions from Energy Used. *Energies* **2021**, *127*, 479–488, doi:10.1016/j.energy.2017.03.156.
309. MEEA, B.F. *Premier Rapport Biennal de Transparence et Quatrième Communication Nationale Du Burkina Faso*; 2024;
310. Kouremenos, D.A.; Rakopoulos, C.D.; Hountalas, D.T. Experimental Investigation of the Performance and Exhaust Emissions of a Swirl Chamber Diesel Engine Using JP-8 Aviation Fuel. *Int. J. Energy Res.* **1997**, *21*, 1173–1185, doi:10.1002/(sici)1099-114x(19971010)21:12<1173::aid-er312>3.0.co;2-%23.
311. Maurya, R.K.; Agarwal, A.K. Experimental Investigation of Cyclic Variations in HCCI Combustion Parameters for Gasoline like Fuels Using Statistical Methods. *Appl. Energy* **2013**, *111*, 310–323, doi:10.1016/j.apenergy.2013.05.004.
312. Zhang, Y.; Huang, Z.; Wei, L.; Zhang, J.; Law, C.K. Experimental and Modeling Study on Ignition Delays of Lean Mixtures of Methane , Hydrogen , Oxygen , and Argon at Elevated Pressures. *Combust. Flame* **2012**, *159*, 918–931, doi:10.1016/j.combustflame.2011.09.010.
313. Sayin, C.; Canakci, M. Effects of Injection Timing on the Engine Performance and Exhaust Emissions of a Dual-Fuel Diesel Engine. *Energy Convers. Manag.* **2009**, *50*, 203–213, doi:10.1016/j.enconman.2008.06.007.
314. Zheng, M.; Reader, G.T.; Hawley, J.G. Diesel Engine Exhaust Gas Recirculation - A Review on Advanced and Novel Concepts. *Energy Convers. Manag.* **2004**, *45*, 883–900, doi:10.1016/S0196-8904(03)00194-8.
315. Taylor, P.; Lavoie, G.A.; Heywood, J.B.; Keck, J.C.; Lavole, G.A.; Heywood, J.B.; Keck, J.C. Combustion Science and Technology Experimental and Theoretical Study of Nitric Oxide Formation in Internal Combustion Engines Experimental and Theoretical Study of

- Nitric Oxide Formation in Internal Combustion Engines. **2007**, 37–41, doi:10.1080/00102206908952211.
316. Kaprielian, L. Modélisation 0D Pour La Combustion Dans Les Moteurs à Allumage Commandé : Développements En Proche Paroi et Dans Le Front de Flamme, Institut des Sciences et Technologies ParisTech, 2015.
 317. Mauro, S.; Şener, R.; Gül, M.Z.; Lanzafame, R.; Messina, M.; Brusca, S. Internal Combustion Engine Heat Release Calculation Using Single-Zone and CFD 3D Numerical Models. *Int. J. Energy Environ. Eng.* **2018**, 9, 215–226, doi:10.1007/s40095-018-0265-9.
 318. Gautam, P.S.; Vishnoi, P.K.; Gupta, V.K. A Single Zone Thermodynamic Simulation Model for Predicting the Combustion and Performance Characteristics of a CI Engine and Its Validation Using Statistical Analysis. *Fuel* **2022**, 315, 123285, doi:10.1016/j.fuel.2022.123285.
 319. Gautam, P.S.; Vishnoi, P.K.; Maheshwari, P.; Samant, T.S.; Gupta, V.K. Experimental Analysis and Theoretical Validation of C.I. Engine Performance and Combustion Parameters Using Zero-Dimensional Mathematical Model Fuelled with Biodiesel and Diesel Blends. *IOP Conf. Ser. Mater. Sci. Eng.* **2021**, 1168, 012018, doi:10.1088/1757-899x/1168/1/012018.
 320. Ngayihi, A.C.V. Contribution à La Modélisation 0D de La Combustion Diesel : Application Au Biodiesel, UNIVERSITE DE YAOUNDE I, 2016.
 321. Mansour, C.; Bounif, A.; Aris, A.; Gaillard, F. Gas – Diesel (Dual-Fuel) Modeling in Diesel Engine. **2001**, 0729, 409–424.
 322. Govil, G.P.; Poonia, M.P.; Gaur, R.R. Computer Simulation of Biogas-Diesel Dual Fuel Engine Using a Simple Semi Empirical Combustion Model. *I.C. Engines Combust.* **2000**.
 323. Aklouche, F.Z.; Loubar, K.; Bentebiche, A.; Awad, S.; Tazerout, M. Predictive Model of the Diesel Engine Operating in Dual-Fuel Mode Fuelled with Different Gaseous Fuels. *Fuel* **2018**, 220, 599–606, doi:10.1016/j.fuel.2018.02.053.
 324. Caligiuri, C.; Renzi, M.; Baratieri, M. Development of a 0D Thermodynamics Combustion

- Simulation Tool for a Dual Fuel Diesel – Producer Gas Engine. *Digit. Proc. 8th Eur. Combust. Meet.* **2017**, 18–21.
325. Chen, L.; Xu, Z.; Liu, S.; Liu, L. Dynamic Modeling of a Free-Piston Engine Based on Combustion Parameters Prediction. *Energy* **2022**, *249*, 123792, doi:10.1016/j.energy.2022.123792.
 326. Caligiuri, C.; Antolini, D.; Patuzzi, F.; Renzi, M.; Baratieri, M. Modelling of a Small Scale Energy Conversion System Based on an Open Top Gasifier Coupled with a Dual Fuel Diesel Engine. *Eur. Biomass Conf. Exhib. Proc.* **2017**, *2017*, 788–793.
 327. Cheng, M.; Song, E.Z.; Yao, C.; Long, Y.; Ding, S.L.; Xu, D. Analysis of PPCI Mode and Multi-Objective Comprehensive Optimization for a Dual-Fuel Engine. *Fuel* **2021**, *303*, 121296, doi:10.1016/j.fuel.2021.121296.
 328. Cheng, M.; Yao, C.; Song, E.Z.; Ding, S.L. Prediction and Optimization of Dual-Fuel Marine Engine Emissions and Performance Using Combined ANN with PSO Algorithms. *Int. J. Engine Res.* **2022**, *23*, 560–576, doi:10.1177/1468087421990476.
 329. Hu, D.; Wang, H.; Yang, C.; Wang, B.; Yang, Q.; Wang, Y. Construction and Verification of Dual-Fuel Engine Combustion Model. *J. Energy Inst.* **2024**, *112*.
 330. Watson, N.; Janota, M.S. *Turbocharging the Internal Combustion Engine*; The Macmil.; New York, 1982;
 331. Woschni, G. A Universally Applicable Equation for the Instantaneous Heat Transfer Coefficient in the Internal Combustion Engine. **1967**.
 332. Sihling, K.; Woschni, G. Experimental Investigation of the Instantaneous Heat Transfer in the Cylinder of a High Speed Diesel Engine. *SAE Tech. Pap.* **1979**, doi:10.4271/790833.
 333. Huber, K.; Woschni, G.; Zeilinger, K. Investigations on Heat Transfert in Internal Combustion Engines under Low Load and Motoring Conditions. In Proceedings of the Investigations on heat transfert in internal combustion engines under low load and motoring conditions; Turin, 1990.
 334. Han, S. Bin; Chung, Y.J.; Lee, S. Empirical Formula for Instantaneous Heat Transfer

- Coefficient in Spark Ignition Engine. *SAE Tech. Pap. Ser.* **1997**.
335. Chang, J.; Güralp, O.; Filipi, Z.; Assanis, D.; Kuo, T.W.; Najt, P.; Rask, R. New Heat Transfer Correlation for an HCCI Engine Derived from Measurements of Instantaneous Surface Heat Flux. *SAE Tech. Pap.* **2004**, doi:10.4271/2004-01-2996.
336. Sharief, A.; Chandrashekar, T.K.; Antony, A.J.; Samaga, B.S. Study on Heat Transfer Correlation in IC Engines. *SAE Tech. Pap.* **2008**, doi:10.4271/2008-01-1816.
337. Hohenberg, G.F. Advanced Approaches for Heat Transfer Calculations. **1979**, 2788–2806.
338. Soyhan, H.S.; Yasar, H.; Walmsley, H.; Head, B.; Kalghatgi, G.T.; Sorousbay, C. Evaluation of Heat Transfer Correlations for HCCI Engine Modeling. *Appl. Therm. Eng.* **2009**, 29, 541–549, doi:10.1016/j.applthermaleng.2008.03.014.
339. Payri, F.; Olmeda, P.; Martín, J.; García, A. A Complete 0D Thermodynamic Predictive Model for Direct Injection Diesel Engines. *Appl. Energy* **2011**, 88, 4632–4641, doi:10.1016/j.apenergy.2011.06.005.
340. Chmela, F.G.; Orthaber, G.C. SAE TECHNICAL Rate of Heat Release Prediction for Direct Injection Diesel Engines Based on Purely Mixing Controlled Combustion. **2018**.
341. Andriatoavina, D.A.S.; Fakra, D.A.H.; Razafindralambo, N.A.M.N.; Praene, J.P.; Andriamampianina, J.M.M. Potential of Fueling Spark-Ignition Engines with Syngas or Syngas Blends for Power Generation in Rural Electrification: A Short Review and S.W.O.T. Analysis. *Sustain. Energy Technol. Assessments* **2021**, 47, doi:10.1016/j.seta.2021.101510.

Annexes

Annexe A : Bibliographie de l'auteur

I. Publications dans les revues

1. **A. Diané**, G.W. Yomi, S. Zongo, T. Daho, H. Jeanmart. Characterization, at Partial Loads, of the Combustion and Emissions of a Dual-Fuel Engine Burning Diesel and a Lean Gas Surrogate. *Energies* 2023, 16, 5587. <https://doi.org/10.3390/en16155587>

II. Conférences / communications orales

1. **A. Diané**, T. Daho, H. Jeanmart, G. Y. Woro, S. Igo, A. Béré. Performances globales d'un moteur diesel Lister Petter fonctionnant en mode dual fuel diesel-GPL, 1er Congrès de la Société Ouest Africaine de Physique, SOAPHYS Ouagadougou 2019
2. **A. Diané**, T. Daho, H. Jeanmart, G. Y. Woro, S. Igo, A. Béré. Characterization of a Lister Petter engine using diesel and LPG in a dual-fuel mode, Colloque Régional de Physique et Applications (CRéPAs) 2020
3. **A. Diané**, T. Daho, H. Jeanmart, G. Y. Woro, S. Igo, A. Béré. Performances globales d'un moteur Lister Petter utilisant du diesel et un mélange gazeux (Gaz de Pétrole Liquéfié GPL +azote N₂) en mode dual-fuel, 9^{ème} Atelier d'échanges scientifiques BUF01 / ISP 2021

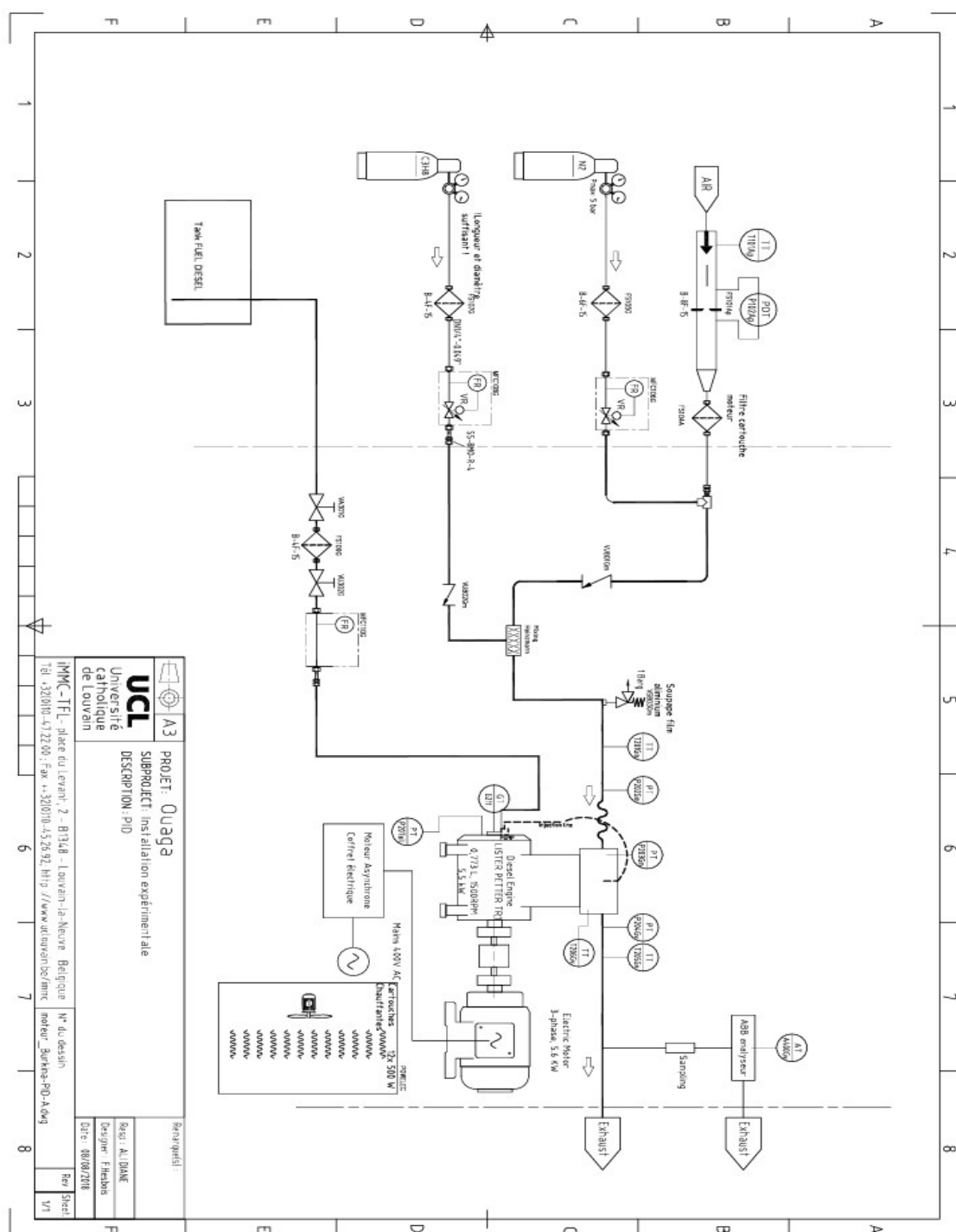
4. **A. Diané**, T. Daho, H. Jeanmart, G. Y. Woro, S. Igo, A. Béré. Characterization of a Lister Petter engine using diesel and a mixture of LPG-nitrogen in a dual-fuel mode. 3^{ème} Congrès de la Société Ouest Africaine de Physique, SOAPHYS Abidjan 2021

5. **A. Diané**, G.W. Yomi, S. Zongo, T. Daho, H. Jeanmart. Performances globales d'un moteur dual fuel avec un surrogate de syngas. Colloque international en hommage au Professeur Jean Koulidiati, Ouagadougou, 2023.

III. Conférences / Posters

1. **A. Diané**, T. Daho, H. Jeanmart, G.Y. Woro, S. K. Ouiminga, S. Igo, A. Béré. Gestion optimale de l'alimentation d'un moteur dual-fuel couplé à une installation de gazéification de type batch, ANSOLE Scientific Meeting in Côte d'Ivoire (ASMCI 2018)

2. **A. Diané**, T. Daho, H. Jeanmart, G.Y. Woro, S. K. Ouiminga, S. Igo, A. Béré. Etude des conditions d'inflammabilité du syngas et réduction de la quantité de carburant pilote en mode dual fuel dans un moteur diesel, 1er Congrès de la Société Ouest Africaine de Physique, SOAPHYS Ouagadougou 2019



Annexe C : Calcul d'incertitudes

Les incertitudes, de sources diverses, sont réparties en deux types : les incertitudes de type A et les incertitudes de type B. Les incertitudes liées aux conditions expérimentales, à la répétabilité des essais qui sont classées dans les causes d'incertitudes de type A. L'évaluation de ce type d'incertitude se résume à une analyse statistique (moyenne, écart-type...) des valeurs mesurées dans les conditions expérimentales. Les sources d'incertitudes provenant des instruments, à la classe d'exactitude des instruments de mesures utilisés, à la calibration des instruments et à la résolution des indicateurs numériques sont regroupés dans les incertitudes de type B.

Les incertitudes dites de types B sont obtenues à partir des données des fiches techniques des fabricants qui sont consignées dans le tableau 1.

Tableau.1 : Incertitudes relatives sur les capteurs

Capteur	Incertitude relative (%)
Cylindre AVL GH15D	± 1
Ampli pression cylindre AVL FI PIEZO	± 3
Codeur Heidenhain ROD 426	$2^\circ\text{V}/720^\circ\text{V}$ 0,278%
Régulateur de débit massique Bronkhorst N2	0,1
Régulateur de débit massique Bronkhorst GPL	$\pm 0,3$
Thermocouple	2,2%

Le tableau 2 donne la précision et la résolution de l'analyseur de gaz Testo 350 utilisé pour les mesures.

Tableau.2 : Précision et résolution de l'analyseur de gaz Testo 350

Gaz	Plage	Précision	Résolution
CO	0 – 10000 ppm	±5% de la lecture (200...2000ppm) ±10% de la lecture (reste de la plage)	1 ppm
NO	0 – 4000 ppm	±5% de la lecture (100...1999.9ppm)	1 ppm
NO ₂	0 – 500 ppm	±5ppm (0...99.9ppm) ±5% de la lecture (reste de la plage)	0,1 ppm
CO ₂	0 – 50%Vol.%	(0...25Vol.%) ±0.5Vol.%	0.01Vol.%

Incertitudes des mesures

- Sur le débit volumique

L'erreur sur le débit volumique est donnée par la relation $\Delta\dot{V} = \frac{\Delta V}{V} + \frac{\Delta t}{t}$

On mesure un volume de V avec une précision de ±0,1ml et le temps t avec une précision de ±0,2s.

Alors l'incertitude relative sur le volume est donnée par la relation :

$\Delta\dot{V} = \frac{0,2}{V} + \frac{0,2}{t}$. Cette formule permet de calculer l'incertitude relative sur la consommation volumique

- Sur le débit massique

L'erreur sur le débit massique est donnée par la relation $\Delta\dot{m} = \frac{\Delta\rho}{\rho} + \frac{\Delta\dot{V}}{V}$ avec ρ la masse volumique

- La Consommation spécifique

$\Delta C_s = \frac{\Delta\dot{m}}{m} + \frac{\Delta P}{P}$ Avec P la puissance mécanique fournie par le moteur.

- Le rendement

$\eta = \frac{3600}{C_s * PCI}$ Alors $\Delta\eta = \Delta C_s$

- Le volume du cylindre

$$V(\theta) = \frac{V_c}{R_c - 1} + \frac{V_c}{2} \left(1 + L/r - \cos\left(\frac{\pi}{180}\theta\right) - \sqrt{(L/r)^2 - \sin^2\left(\frac{\pi}{180}\theta\right)} \right)$$

La dérivée du volume par rapport à l'angle θ est :

$$\frac{\partial V}{\partial \theta} = V_c \cdot \frac{\sin(\theta)}{2} \cdot \left(1 + \frac{\cos(\theta)}{\sqrt{(L/r)^2 - \sin^2(\theta)}} \right)$$

L'erreur sur le volume du cylindre est donnée par la relation :

$$\Delta V = \left[V_c \cdot \frac{\sin(\theta)}{2} \cdot \left(1 + \frac{\cos(\theta)}{\sqrt{(L/r)^2 - \sin^2(\theta)}} \right) \right] \times \Delta \theta$$

- L'IMEP

$$IMEP = \sum_{\theta=-180}^{180} \frac{P(\theta) \Delta V(\theta)}{V_c}$$

- Le dégagement de chaleur

$$\frac{dQ}{d\theta} = \frac{\gamma}{\gamma-1} P \frac{dV}{d\theta} + \frac{1}{\gamma-1} V \frac{dP}{d\theta}$$

$$\frac{dQ_\theta}{d\theta} = \frac{1}{\gamma-1} \frac{d(P_\theta V_\theta)}{d\theta} + P_\theta \frac{dV_\theta}{d\theta}$$

L'erreur sur le dégagement de chaleur est alors

$$\Delta Q_\theta = \frac{1}{\gamma-1} \Delta(P_\theta V_\theta) + P_\theta \Delta V_\theta$$

Incertitudes liées au modèle

- L'erreur relative quadratique du taux de dégagement de chaleur

$$\epsilon = \frac{\int_{\theta_0}^{\theta_0 + \Delta \theta_b} \left(\frac{dQ_{data}}{d\theta}(\theta) - \frac{dQ_{théo}}{d\theta}(\theta) \right)^2 d\theta}{\int_{\theta_0}^{\theta_0 + \Delta \theta} \left(\frac{dQ_{data}}{d\theta}(\theta) \right)^2 d\theta}$$

Annexe D : Banc d'essai moteur

