



République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la
Recherche Scientifique



Université Djilali Bounaâma de Khemis Miliana

Faculté des Sciences et de la technologie

Département de la technologie

+++++

Mémoire de projet de fin d'études présenté en vue de l'obtention du Diplôme de

Master

Spécialité : Génie Mécanique

Option : Energétique

Thème

***Etude de la combustion dans le
moteur F8L413 en utilisant le
logiciel Diesel-RK***

Réalisé par :

ADELAHINE Imène

Encadré par :

Mr. B. KHELIDJ

UDB Khemis-Miliana

Co- Encadré par :

M^{me} S. MOHAMMED BELKEBIR

UHB Chlef

Année Universitaire 2019/2020

Résumé

Ce mémoire est rédigé dans le cadre du projet de fin d'études concernant la combustion dans un moteur diesel. Aujourd'hui, même s'il est très utilisé dans le transport terrestre, le moteur diesel est montré du doigt quant à la pollution qu'il génère dans l'atmosphère. Les normes anti-pollution étant de plus en plus sévères, il y a donc une vraie problématique de réduction des NO_x et des particules générés par la combustion dans un moteur diesel. Vu l'importance de cette problématique, nombreux sont les scientifiques qui travaillent sur la réduction des NO_x dans les moteurs à allumage par compression. De nouveaux modes de combustion ont été étudiés et en particulier le mode HCCI qui représente la voie la plus prometteuse. Afin de contribuer à la compréhension et à l'amélioration de la combustion en mode HCCI, nous nous sommes intéressés à l'étude de l'effet de différents paramètres sur les processus de combustion en mode HCCI pour atteindre une réduction des niveaux de NO_x d'un moteur diesel à huit cylindres, à quatre temps. Des simulations ont été réalisées avec différents carburants, comme, le cétane et le biodiesel à l'aide du logiciel de simulation Diesel-RK. Pour étudier l'influence de la forme de la tête du piston, cinq types de bol de piston différents ont été utilisés dans les tests. Les résultats de simulation avec le logiciel Diesel-RK ont montré qu'on peut atteindre une réduction de 80 % des émissions de NO_x par rapport au fonctionnement de la ligne de base avec l'utilisation du carburant biodiesel entre autres. Ces résultats sont en bon accord avec les résultats trouvés dans la littérature.

Mots-clés : Modélisation de la combustion ; Diesel-RK ; Bol de piston, Performance, Emission de polluants.

Abstract

This memory is written as part of the final project concerning combustion in a diesel engine. Today, even though it is widely used in ground transportation, the diesel engine is singled out for the pollution it generates in the atmosphere. As anti-pollution standards are more and more stringent, there is a real problem of reducing NO_x and particles generated by combustion in a diesel engine. Given the importance of this issue, many scientists are working on reducing NO_x in compression ignition engines. New combustion modes have been studied and in particular the HCCI mode which represents the most promising route. In order to contribute to the understanding and improvement of combustion in HCCI mode, we were interested in studying the effect of various parameters on combustion processes in HCCI mode to achieve a reduction in NO_x levels d 'an eight-cylinder, four-stroke diesel engine. Simulations were carried out with different fuels, such as cetane and biodiesel using Diesel-RK simulation software. To study the influence of the shape of the piston head, five different types of piston bowl were used in the tests. The simulation

results with the Diesel-RK software showed that a 80 % reduction in NO_x emissions compared to baseline operation could be achieved with the use of biodiesel fuel among others. These results are in good agreement with the results found in the literature.

Keywords: Modeling of combustion; Diesel-RK; Piston bowl; Performance; Emission of pollutants.

ملخص

تمت كتابة هذه المذكرة في إطار المشروع النهائي المتعلق بالاحتراق في محرك ديزل. اليوم، على الرغم من استخدامه على نطاق واسع في النقل البري، إلا أن محرك الديزل مخصص للتلوث الذي يولده في الغلاف الجوي. نظرًا لأن معايير مكافحة التلوث تزداد صرامة، فهناك مشكلة حقيقية تتمثل في تقليل أكاسيد النيتروجين والجزيئات الناتجة عن الاحتراق في محرك الديزل. نظرًا لأهمية هذه المشكلة، يعمل العديد من العلماء على تقليل أكاسيد النيتروجين في محركات الاشتعال بالضغط. تمت دراسة أنماط الاحتراق الجديدة وخاصة وضع HCCI الذي يمثل أكثر الطرق الواعدة. من أجل المساهمة في فهم وتحسين الاحتراق في وضع HCCI، نحن مهتمون بدراسة تأثير المعلمات المختلفة على عمليات الاحتراق في وضع HCCI لتحقيق خفض في مستويات أكاسيد النيتروجين في محرك ديزل ثنائي الأسطوانة رباعي الأشواط. تم إجراء عمليات المحاكاة باستخدام أنواع مختلفة من الوقود، مثل السيتان والديزل الحيوي باستخدام برنامج محاكاة Diesel-RK. لدراسة تأثير شكل رأس المكبس، تم استخدام خمسة أنواع مختلفة من وعاء المكبس في الاختبارات. أظهرت نتائج المحاكاة باستخدام برنامج Diesel-RK أنه يمكن تحقيق انخفاض بنسبة 80% في انبعاثات أكاسيد النيتروجين مقارنة بالتشغيل الأساسي باستخدام وقود الديزل الحيوي من بين أشياء أخرى. تتوافق هذه النتائج جيدًا مع النتائج الموجودة في الأدبيات.

كلمات البحث: نمذجة الاحتراق، Diesel-RK، وعاء المكبس، الأداء، انبعاث الملوثات.

Dédicaces

Je tiens à dédier ce mémoire :

À mes très chers parents, tout mon respect et affection en témoignage de leur soutien, sacrifice, patience, ainsi que pour leurs conseils et orientations dans ma vie ;

À ma sœur, mes frères ;

À mes grands-parents, mes tantes et oncles ;

À tous mes enseignants ;

A mes amies pour leurs soutiens et leurs encouragements.

ADELAHINE Imène

Remerciements

Tout d'abord, je remercie Dieu, le tout puissant, de m'avoir donné la force et le courage pour mener à bien la rédaction de ce modeste mémoire.

J'adresse mes sincères remerciements à mon directeur, de mémoire de Projet de Fin d'Etudes, le docteur B. KHELIDJ ainsi que ma co-directrice de mémoire Madame Saliha MOHAMMED BELKEBIR, qui ont accepté d'être les promoteurs de mon projet.

Je tiens aussi à leur exprimer toute ma gratitude pour la confiance, les encouragements et la liberté qu'ils m'ont accordé durant tout le temps de réalisation de mon mémoire et pour les idées et les critiques très constructives qu'ils m'ont fournies ainsi que pour leur disponibilité.

Je remercie également tous mes professeurs des années précédentes et en particulier ceux du département de la technologie.

Enfin, mes remerciements vont à tous ceux qui de près ou de loin m'ont apporté leur soutien et leur aide.

Résumé

Dédicaces

Remerciements

Table des matières

Listes des figures et des tableaux

Nomenclature

Introduction générale 02

Chapitre I : Etude bibliographique sur les moteurs thermiques

I.1 Introduction 04

I.2 Moteur à compression 04

I.3. Paramètres de performance d'un moteur 05

I.3.1. Géométrie du moteur 05

I.3.2. Puissance et couple 06

I.3.3. Pression effective moyenne 06

I.3.4. Consommation spécifique de carburant 07

I.4. Comburant et carburant 08

I.4.1. Le comburant 08

I.4.2. Le carburant 08

I.4.3. Classification des carburants 08

I.4.4. Caractéristiques d'un carburant 09

I.5. Produits de combustion et polluants 10

I.6. Formation des polluants 11

I.6.1. Monoxyde de carbone (CO) 11

I.6.2. Oxydes d'azote (NO_x) 11

I.6.3. Hydrocarbures (HC) imbrûlés 12

I.7. Moteur HCCI 12

I.8. Travaux antérieurs sur la technologie HCCI 13

I.9. Contrôle de la combustion 16

Table des matières

I.10. Facteurs influençant l’auto-inflammation	16
I.10. 1. Facteurs physico-thermochimiques	16
I.10.2. Température initiale	17
I.10.3. Température des parois	17
I.10.4. Pression initiale	18
I.10.5. Taux de compression	18
I.10.6. Régime du moteur	19
I.10.7. Taux d’EGR	19
I.10.8. Richesse du mélange	20
I.11. Avantages du moteur HCCI	21
I.11.1. Rendement élevé	21
I.11.2. Faible émission de NOx et de suies	21
Chapitre II : Modélisation et simulation – Diesel-RK	
II.1. Introduction	26
II.2. Spécification du moteur F8L413.	26
II.3. Simulation sous le logiciel Diesel-RK	27
II.3.1. Logiciel Diesel-RK	27
II.3.2. Bref historique sur le Diesel-RK	28
II.3.3. Les clients utilisant le Diesel-RK	29
II.3.4. Revue bibliographique sur le Diesel-RK	30
II.3.5. Modèle Diesel-RK	31
II.3.6. Équations du modèle	31
II.3.7. Processus de simulation avec Diesel-RK	35
Chapitre III : Résultats et discussion	49
III .1. Introduction	50
III .2. Chambre de combustion du moteur F8L413	50
III .3. Résultats de simulations à l’aide du software Diesel-RK	51
III .4. Paramètres de performances du moteur	51
III .4.1. Efficacité thermique du moteur	51
III .4.2. Consommation spécifique du carburant	53
III .4.3. Le couple moteur	54
III .4.4. Le délai d’allumage	55

Table des matières

III .5. Paramètres de combustion du moteur	57
III .5.1. Pression des gaz dans les cylindres	57
III .5.2. Température des gaz dans les cylindres	61
III .5.3. Taux de dégagement de chaleur	65
III .6. Paramètres d'émission du moteur	69
III .6.1. Émissions du dioxyde de carbone (CO ₂)	69
III .6.2. Émissions des oxydes d'azote (NO _x)	71
III .7. Etude comparative	75
III .7.1. Evolution de la pression	75
III .7.2. Evolution de la température	75
<u>Conclusion générale</u>	81
<u>Références bibliographiques</u>	83
<u>Annexes</u>	87

Listes des figures et des tableaux

Liste des figures

N° de figure	Titre	Page
Figure I.1.	Schéma du mécanisme d'un moteur thermique	05
Figure I.2.	Cycle quatre temps combustion HCCI	13
Figure I.3.	Trois modes de combustion	13
Figure I.4.	Différents facteurs influents sur le déroulement de la combustion HCCI	16
Figure II.1.	Photo d'un moteur diesel F8L413	26
Figure II.2.	Création d'un nouveau projet	35
Figure II.3.	Choix du cycle de travail, du carburant et de la méthode d'allumage	36
Figure II.4.	Choix de la conception de base du moteur et du système de refroidissement	36
Figure II.5.	Paramètres de base d'entrés du moteur	37
Figure II.6.	Pression d'entrée, température ambiante et type d'application	37
Figure II.7.	Rapport de pression d'entrée du compresseur, nombre de vannes et pression d'injection	38
Figure II.8.	Paramètres utilisés dans le calcul de l'échange de chaleur entre le gaz et les parois du cylindre	38
Figure II.9.	Calcul de la température moyenne de la paroi du piston	39
Figure II.10.	Conception du bol du piston (géométrie 1)	39
Figure II.11.	Conception du bol du piston (pan)	40
Figure II.12.	Géométries de bol de piston utilisées	40
Figure II.13.	Conception de l'injecteur, de l'orientation et du diamètre des trous.	41
Figure II.14.	Profil d'injection	42
Figure II.15.	Les paramètres du collecteur d'admission	42
Figure II.16.	Les paramètres d'ouverture des soupapes d'échappement	43
Figure II.17.	Type et propriétés du carburant (SME B100)	43
Figure II.18.	Type et propriétés du carburant (cétane)	44
Figure II.19.	Mode de fonctionnement	45
Figure. III.1.	Coupe d'un piston de F8L413 et forme du bol	50
Figure III.2.	Variation de l'efficacité en fonction de richesse	52
Figure III.3.	Variation de l'efficacité en fonction de régime	52
Figure III.4.	Variation de l'efficacité en fonction de carburant	52
Figure III.5.	Variation de l'efficacité en fonction de moment d'injection	52
Figure III.6.	Variation de la consommation spécifique en fonction de la richesse	53
Figure III.7.	Variation de la consommation spécifique en fonction du régime	53
Figure III.8.	Variation de la consommation spécifique en fonction du carburant	54
Figure III.9.	Variation de la consommation spécifique en fonction du moment d'injection.	54
Figure III.10.	Variation du couple en fonction de la richesse	54
Figure III.11.	Variation du couple en fonction du régime	54
Figure III.12.	Variation du couple en fonction du carburant	55
Figure III.13.	Variation du couple en fonction du moment d'injection	55

Listes des figures et des tableaux

Figure III.14.	Variation du délai d'allumage en fonction de la richesse	56
Figure III.15.	Variation du délai d'allumage en fonction du régime	56
Figure III.16.	Variation du délai d'allumage en fonction du carburant	56
Figure III.17.	Variation du délai d'allumage en fonction du moment d'injection	56
Figure III.18.	Variation de la pression en fonction du carburant	57
Figure III.19.	Variation de la pression en fonction du moment d'injection	58
Figure III.20.	Variation de la pression en fonction de la richesse	58
Figure III.21.	Variation de la pression en fonction du régime.	59
Figure III.22.	Variation de la pression en fonction de la géométrie	60
Figure III.23.	Variation de la pression en fonction de l'angle d'injection	60
Figure III.24.	Variation de la pression en fonction du taux de compression	61
Figure III.25.	Variation de la température en fonction de moment d'injection	62
Figure III.26.	Variation de la température en fonction de richesse	62
Figure III.27.	Variation de la température en fonction de carburant	63
Figure III.28.	Variation de la température en fonction de régime	63
Figure III.29.	Variation de la température en fonction de richesse	64
Figure III.30.	Variation de la température en fonction de l'angle d'injection	64
Figure III.31.	Variation de la température en fonction du taux de compression	65
Figure III.32.	Variation du taux de dégagement de chaleur en fonction du moment d'injection	66
Figure III.33.	Variation de taux de dégagement de chaleur en fonction du carburant	66
Figure III.34.	Variation du taux de dégagement de chaleur en fonction du taux de compression	67
Figure III.35.	Variation du taux de dégagement de chaleur en fonction de la géométrie	67
Figure III.36.	Variation du taux de dégagement de chaleur en fonction de la richesse	68
Figure III.37.	Variation du taux de dégagement de chaleur en fonction de l'angle d'injection	68
Figure III.38.	Variation des émissions de (CO ₂) en fonction du carburant	69
Figure III.39.	Variation des émissions de (CO ₂) en fonction du régime	69
Figure III.40.	Variation des émissions de (CO ₂) en fonction du moment d'injection.	70
Figure III.41.	Variation des émissions de (CO ₂) en fonction de la richesse	70
Figure III.42.	Variation des émissions de (CO ₂) en fonction de l'angle d'injection	70
Figure III.43.	Variation des émissions de (CO ₂) en fonction de de géométrie	70
Figure III.44.	Variation des émissions de (CO ₂) en fonction du taux de compression.	71
Figure III.45.	Variation des émissions de (NO _x) en fonction du carburant	72
Figure III.46.	Variation des émissions de (NO _x) en fonction de la richesse	72
Figure III.47.	Variation des émissions de (NO _x) en fonction du taux de compression.	73
Figure III.48.	Variation des émissions de (NO _x) en fonction du régime	73
Figure III.49.	Variation des émissions de (NO _x) en fonction du moment d'injection	74
Figure III.50.	Variation des émissions de (NO _x) en fonction de l'angle d'injection	74

Listes des figures et des tableaux

Figure III.51.	Comparaison de la pression des gaz dans notre moteur diesel F8L413 avec celle trouvée dans la littérature	75
Figure III.52.	Comparaison de la température des gaz dans notre moteur diesel F8L413 en fonction de l'angle du vilebrequin avec celle trouvée dans la littérature	76

Liste des tableaux

N° de Tableau	Titre	Page
Tableau I.1	Propriétés nuisibles des gaz polluants	10
Tableau II.1.	Caractéristiques du moteur F8L413	27
Tableau II.2	Les clients utilisant le Diesel-RK	29
Tableau II.3.	Paramètres de conception du bol de piston	41
Tableau II.4.	Carburants et leurs caractéristiques	44
Tableau III.1.	Paramètres de l'essai de référence	51

Nomenclature

Symbole	Désignation	Unité
b	Alésage	mm
l	Longueur de bielle	mm
a	Rayon de manivelle	mm
s	La course	mm
θ	L'angle de vilebrequin	deg
r	Taux de compression	/
V_1	Le volume du cylindre au point mort bas	m ³
V_C	Volume de jeu	m ³
\dot{w}_b	La puissance de freinage,	Watt
τ	Le couple moteur	N.m
τ_{EGR}	Le taux d'EGR	/
m_{EGR}	La masse des gaz recirculés	Kg
m_t	Masse totale	Kg
Φ	Richesse	/
\dot{S}_g	Le taux de production	/
Y_i^r, Y_i^p	Les coefficients stœchiométriques	/
Ω_i	Taux de production molaire	/
ρ	La densité	Kg/m ³
Q_{ht}	Transfert de chaleur	J
P	Pression	Bar
T	Température	K
C_m	Vitesse moyenne du piston,	m/s
\dot{m}_f	Débit massique de carburant dans le moteur	Kg/s
P_b	Puissance de freinage	Watt
E_a	Énergie d'activation apparente pour le processus d'auto-allumage	J/mol
η	Le rendement thermique du frein	
φ	Fonction de description de l'achèvement de la combustion	/
σ_{ud}	Fraction de vapeur formée pendant la période d'allumage	/
m_f	Masse de combustible du cycle	Kg
α	Rapport d'équivalence A/F	/
x	Fraction de dégagement de chaleur	/
K_T	Constante d'évaporation.	/
ξ_b	Efficacité de l'air utilisé	/
R	Constante de gaz	J/(mole K)
h_l	L'enthalpie	J
U	L'énergie interne	J
Q	Le transfert de chaleur	J
u	Énergie interne spécifique	J/kg
v	Volume spécifique	m ³ /kg
PCI	Pouvoir calorifique inférieur	MJ/kg
CP	Chaleur spécifique à pression constante	J/(kg. K)
Cv	Chaleur spécifique à volume constant	J/(kg. K)

Nomenclature

RPM	Vitesse de rotation du moteur	tr/min
ω	La vitesse angulaire de rotation du vilebrequin	tr/s

Abréviation	Désignation
PMB	Point Mort Bas
PMH	Point Mort Haut
NO _x	Oxydes nitriques
CO	Monoxyde de carbone
HC	Les hydrocarbures
CO ₂	Dioxyde de carbone
NO ₂	Dioxyde d'azote
NO	Oxyde d'azote
HCCI	Allumage par compression d'une charge homogène
EGR	Recirculation des gaz d'échappement
PMEI	Pression Moyenne Indiquée
FMEP	Pression effective moyenne de frottement
BSFC	La consommation de carburant spécifique aux freins
PMEF	La pression moyenne effective du frein
CN	Indice de cétane

Introduction générale

Les effets du réchauffement climatique, que nous observons fréquemment, deviennent de plus en plus perceptible. A l'échelle mondiale, ils entraînent des perturbations considérables entre autres sur le plan économique et social. C'est la raison pour laquelle, aujourd'hui la question de la réduction des émissions de polluants et celle de la lutte contre le réchauffement climatique dû principalement à l'utilisation massive des énergies fossiles sont devenues problématiques.

Les carburants conventionnels tels que l'essence, le diesel, le gaz naturel et le gaz du pétrole liquéfié utilisés dans le secteur du transport routier sont les principaux responsables des émissions et sont actuellement surexploités avec une demande énergétique mondiale qui ne cesse de croître.

Les moteurs thermiques consomment une quantité importante de combustible fossile par combustion pour développer leur puissance et émettent des gaz d'échappement nocifs tels que les HC non brûlés, le CO, le CO₂, les NO_x et les particules fines. La formation de polluants comme les oxydes d'azote, dans une chambre de combustion, est liée entre autres à l'existence de températures élevées dans la flamme et en arrière du front de flamme.

Les normes pour lutter contre la pollution sont de plus en plus strictes afin de faire face au problème du changement climatique inhabituel. Les constructeurs automobiles sont donc obligés de chercher des solutions technologiques pour réduire les émissions polluantes, soit au niveau de l'échappement, soit au niveau de la combustion. Parmi les stratégies envisagées, on trouve le développement de nouveaux modes de combustion tel que le mode HCCI et l'utilisation de carburants alternatifs de substitution comme le biodiesel. Ce dernier peut être utilisé dans n'importe quel moteur à injection directe sans modification majeure.

Pour étudier le comportement d'un moteur diesel travaillant en mode HCCI sous divers carburants de substitution, des simulations numériques doivent être réalisées. Ces dernières présentent l'avantage de réduire le temps et les coûts liés à la fabrication et aux tests de prototypes. La simulation numérique du fonctionnement d'un moteur est basée sur l'application de modèles mathématiques décrivant les différents processus physicochimiques qui se produisent tout au long du cycle moteur.

Introduction générale

Afin d'apporter notre contribution à l'étude de la combustion en mode HCCI et à l'évaluation dans ce cas de la quantité de polluants émis par le moteur diesel F8L413 des véhicules TB230 de la société nationale de construction en Algérie, nous nous sommes intéressés dans ce travail à la simulation des processus de combustion dans une chambre du moteur diesel permettant la possibilité d'exécuter des procédures d'optimisation multiples qui permettent de prédire le comportement du moteur dans diverses conditions.

Pour réaliser ce travail, on s'est basé sur de nombreux travaux dans le domaine du secteur automobile, principalement la combustion. Ainsi, le choix de la simulation numérique comme outil d'étude a été motivé par les résultats présentés dans les différentes études. Les simulations ont été réalisées avec le software Diesel-RK pour déterminer le phasage de la combustion, les performances et les émissions du moteur.

Le présent document est subdivisé en trois chapitres :

Dans le premier chapitre nous présentons une revue sur le moteur diésel et les paramètres influençant sur la performance de ce dernier, ainsi que des généralités sur la combustion et les polluants résultants de cette dernière. Ce chapitre est aussi consacré à une recherche bibliographique concernant la technologie (HCCI) appliquée aux moteurs à combustion interne.

Dans le deuxième chapitre, nous exposons la modélisation et la simulation numérique à l'aide du code Diesel-RK. Nous nous intéressons à étudier l'effet de la forme de la chambre de combustion, le taux d'équivalence, le régime et autres paramètres sur le fonctionnement d'un moteur à combustion interne.

Dans le troisième chapitre nous présentons l'essentiel des résultats de simulation obtenus avec le logiciel Diesel-RK.

Enfin, nous terminons la rédaction de ce mémoire par une conclusion générale en reprenant les principaux résultats de notre étude et les éventuelles recommandations.

Chapitre I:

Etude bibliographique sur les moteurs thermiques

I.1 Introduction

Les moteurs thermiques ou moteurs à combustion interne sont en général définis comme des machines qui transforment l'énergie thermique en énergie mécanique. L'énergie thermique est obtenue par combustion d'un mélange d'air et de carburant.

Dans ce chapitre, nous abordons d'une part les paramètres techniques utilisés pour caractériser les performances globales de ces moteurs. D'autre part nous nous penchons sur les phénomènes de combustion et en particulier le mode HCCI. Ce dernier a été identifié comme phénomène distinct depuis quelques années. Les moteurs à allumage par compression à charge homogène sont comme une future alternative du moteur diesel. Ils ont un potentiel de rendement élevé, un faible taux d'émission d'oxydes d'azote (NOx) et de particules.

I.2 Moteur à compression

C'est l'Allemand Rudolf Diesel, qui a conçu en 1893 le premier prototype du moteur qui porte son nom jusqu'à nos jours. Il s'agissait d'un moteur à 4-temps dont le combustible est injecté, par le biais d'un système d'injection, [1] Il existe deux types de systèmes de combustion diesel, l'injection directe (DI) dans le cylindre principal et l'injection indirecte (IDI) dans une préchambre reliée au cylindre principal. Avec l'injection indirecte, l'air est comprimé dans une préchambre pendant la course de compression, produisant un champ d'écoulement fortement turbulent, et donc des taux de mélange élevés lorsque le carburant diesel est pulvérisé dans la préchambre vers la fin de la course de compression [2] . Dans les moteurs à compression, au contraire des moteurs à allumage commandés, la combustion s'effectue par auto-inflammation du carburant injecté dans le cylindre et non par le biais d'une étincelle.

Comme principales caractéristiques des moteurs à compression, on peut citer [3] :

- Rapport de compression élevé ($r = 14$ à 22) ;
- Auto-inflammation du carburant due à la température élevée de l'air comprimé dans le cylindre ;
- Leur consommation en carburant est moindre que celle des moteurs à allumage commandé ceci étant dû à un meilleur rendement thermique et un rapport de compression plus élevé ;

- La durée de vie d'un moteur diesel est généralement d'environ deux fois plus longue que celle d'un moteur à essence en raison d'une plus grande résistance des pièces le constituant.

I.3. Paramètres de performance d'un moteur

I.3.1. Géométrie du moteur

Pour un cylindre quelconque, le vilebrequin, la bielle, le piston et la tête peuvent être représentés par le mécanisme illustré à la figure (I.1). Les paramètres géométriques suivants sont particulièrement intéressants : l'alésage « b » ; la longueur de bielle « l » ; le rayon de manivelle « a » ; la course « s » ; l'angle de vilebrequin « θ » ; le point mort haut (PMH) et le point mort bas (PMB) d'un moteur.

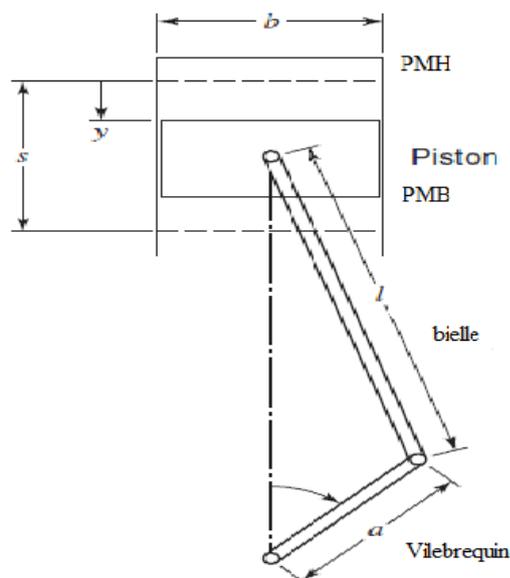


Figure I.1. Schéma du mécanisme d'un moteur thermique [2]

Le taux de compression « r », est défini comme le rapport du volume maximum au volume minimum [2].

$$r = \frac{V_1}{V_c} \quad (\text{I.1})$$

Avec :

r : Taux de compression ;

V_1 : Volume maximum (m^3) ;

V_c : Volume minimum (m^3).

I.3.2. Puissance et couple

La puissance de freinage, « \dot{W}_b », est la vitesse à laquelle le travail est effectué ; et le couple moteur, « τ », est une mesure du travail effectué par unité de rotation (radians) de la manivelle. La puissance de freinage est la puissance de sortie du moteur, et mesurée par un dynamomètre. Les premiers dynamomètres étaient de simples mécanismes de freinage. La puissance de freinage est inférieure au taux limite de travail effectué par le gaz, appelée puissance indiquée, en partie à cause du frottement. La puissance de freinage et le couple sont liés par la relation (I.2) [2]:

$$\dot{W}_b = 2\pi\tau N \quad (\text{I.2})$$

\dot{W}_b : Puissance de freinage (watt) ;

τ : Le couple (N.m) ;

N : Régime moteur (rpm).

I.3.3. Pression moyenne effective

La pression moyenne effective PME est le travail effectué par unité de volume de déplacement et comprend des unités de force/surface. C'est la pression moyenne qui entraîne la même quantité de travail effectivement produite par le moteur. La pression moyenne effective est un paramètre très utile car il adapte l'effet de la taille du moteur, permettant une comparaison des performances des moteurs de cylindrée différente. Il existe trois paramètres de pression effective moyenne utiles : PME, PMEI et PMEF [2].

- La pression moyenne effective indiquée (PMEI) est le travail net par unité de volume de déplacement effectué par le gaz pendant la compression et la détente.
- La pression moyenne effective du frein (PMEF) est le travail de l'arbre externe par unité de volume effectué par le moteur. Le nom provient du dynamomètre « frein » utilisé pour mesurer le couple produit par l'arbre rotatif.

$$\text{PMEF} = \frac{4\pi\tau}{V_d} \quad \text{Pour un moteur à 4 temps} \quad (\text{I.3})$$

$$\text{PMEF} = \frac{2\pi\tau}{V_d} \quad \text{Pour un moteur à 2 temps} \quad (\text{I.4})$$

La pression moyenne effective de frottement (PMF) comprend le frottement mécanique du moteur, les pertes de pompage pendant les courses d'admission et d'échappement, et le travail pour faire

fonctionner les composants auxiliaires tels que les pompes à huile et à eau. En conséquence, la pression moyenne effective de friction (PMF) est la différence entre la PMEI et la PMEF :

$$PMF = PMEI - PMEF \quad (I.5)$$

I.3.4. Consommation spécifique de carburant

La consommation spécifique de carburant est une mesure comparative de l'efficacité de conversion de l'énergie chimique du carburant en travail produit par le moteur. Comme pour la pression moyenne effective, il existe deux paramètres de consommation de carburant spécifiques, le frein et l'indication. La consommation spécifique de carburant au frein (*CSF*) est le débit de carburant " \dot{m}_f " divisé par la puissance de freinage « \dot{W}_b ». Il comporte trois termes qui sont des mesures standard dans un test moteur : le débit de carburant, le couple et le régime moteur [2] :

$$CSF = \frac{\dot{m}_f}{\dot{W}_b} = \frac{\dot{m}_f}{2\pi\tau N} \quad (I.6)$$

\dot{m}_f : Débit de carburant (m^2/s)

La consommation spécifique de carburant indiquée (CSI) est le rapport de la masse de carburant injecté pendant un cycle au travail de cylindre indiqué, et est utilisée pour comparer les performances du moteur dans des simulations de calcul qui n'incluent pas le frottement du moteur.

$$CSI = \frac{m_f}{W_i} \quad (I.7)$$

W_i : Travail indiqué (J)

La consommation de carburant spécifique et le rendement du moteur sont inversement liés, de sorte que plus la consommation de carburant spécifique est faible, plus l'efficacité du moteur est élevée. Les ingénieurs utilisent le *CSF* plutôt que l'efficacité thermique principalement parce qu'il n'existe pas de définition plus ou moins universellement acceptée de l'efficacité thermique. Le rendement thermique du frein est alors [2] :

$$\eta = \frac{\dot{W}_b}{\dot{m}_f} = \frac{1}{CSF \cdot q_c} \quad (I.8)$$

Avec, q_c : Chaleur de combustion.

η : Rendement thermique du frein

I.4. Comburant et carburant

I.4.1. Le comburant

Le comburant est une substance chimique (liquide, solide, gazeuse) qui associée à un combustible, permet d'initier une réaction de combustion, aussi grâce à un apport initial d'énergie. Cependant le dioxygène (O_2) que nous respirons est le comburant le plus utilisé. On peut aussi citer d'autre comburant comme l'ozone(O_3), le peroxyde d'azote (N_2O_4) utilisé dans les fusées, le nitrate de potassium et l'oxyde métallique [4].

I.4.2. Le carburant

Le combustible est une matière qui en brûlant dégage une quantité de chaleur, qui peut être utilisée comme source d'Énergie dans des applications industrielles (production de l'électricité par exemple) ou domestique (chauffage, chauffe-eau). Il faut aussi noter que malgré leur diversité, ils ont tous un point commun, celui de contenir principalement de l'hydrocarbure (combinaison multiple de carbone et de l'hydrogène).

I.4.3. Classification des carburants

I.4.3.1. Les combustibles d'origine fossiles

De nos jours, la plupart des combustibles utilisés dans les dispositifs d'échange thermique sont classés en trois groupes [4] :

Les combustibles liquides : tels que les huiles minérales lourdes (fioul, gasoil), le goudron de houille.

Les combustibles gazeux : tels que le gaz naturel, le propane, le butane.

Les combustibles solides : tels que le charbon des bois.

I.4.3.2. Les biocarburants

C'est l'ensemble des combustibles d'origines végétales ou animales, obtenus par une réaction chimique appelée transestérification. Ils sont utilisés dans la plupart des cas pour la production de la chaleur ou l'électricité, mais aussi comme carburant. Ils peuvent être utilisés dans les moteurs à combustion interne en remplacement ou comme complément de l'essence ou du diesel. On peut citer comme exemple le biodiesel qui est utilisé en tant que substitut ou additif au diesel [4].

I.4.3.3. Les huiles végétales

Les composants principaux des graisses et huiles animales et végétales sont des triglycérides. Chimiquement, les triglycérides sont des esters d'acides gras avec du glycérol (glycérine). Les triglycérides des graisses et huiles animales et végétales contiennent typiquement plusieurs types d'acides gras. Les caractéristiques et propriétés des acides constituent les paramètres les plus importants influençant les propriétés correspondantes d'une graisse d'huile animale ou végétale [3].

I.4.4. Caractéristiques d'un carburant

I.4.4.1 *Pouvoir calorifique*

Le pouvoir calorifique d'un carburant est la quantité d'énergie qui peut être libérée lors de la combustion, exprimée en joules par kilogramme unité S.I (J / kg) ou en kilojoules par kilogramme (kJ/kg) (unité pratique), pour les carburants liquides ou solides. Pour les carburants gazeux, le pouvoir calorifique s'exprime en joules par mètre cube (unité S.I) (J / m^3) ou en kilojoules par mètre cube (kJ/m^3) (unité pratique) [5].

a. **Pouvoir calorifique supérieur (PCS)**

C'est la quantité de chaleur exprimée en kWh ou MJ, qui serait dégagée par la combustion complète d'un mètre cube normal de gaz, l'eau formée pendant la combustion étant ramenée à l'état liquide et les autres produits étant à l'état gazeux [5].

b. **Pouvoir calorifique inférieur (PCI)**

Le pouvoir calorifique inférieur se calcule en déduisant par convention, du PCS la chaleur de condensation ($2511 kJ/kg$) de l'eau formée au cours de la combustion et éventuellement de l'eau contenue dans le combustible [5].

I.4.4.2. **Masse volumique**

La masse volumique d'un carburant liquide est la masse de l'unité de volume de ce carburant. Cette notion est très importante quand on cesse d'utiliser de l'essence pour utiliser un carburant différent : alcool ou carburants spéciaux. Dans le système S.I la masse volumique est exprimée en (kg/m^3). Pour les carburants gazeux, on obtient la masse volumique en divisant la masse molaire par le volume molaire 22.4 litres /mol [5].

I.4.4.3. Densité

La densité d'un corps est le rapport de sa masse volumique à la masse volumique d'un corps pris comme référence à la même température. Pour les liquides et les solides, le corps de référence est l'eau pure, et dans le cas de gaz ou de vapeur, le corps de référence gazeux est l'air [5].

I.4.4.4. Indice de cétane

C'est une mesure qui représente le délai d'allumage du gas-oil, c'est à dire le temps que met le combustible à s'enflammer à partir du moment où il est injecté. Dans un moteur diesel, contrairement à celui à explosion, il est nécessaire que le carburant présente une structure chimique favorable à l'auto-inflammation. Cette qualité s'exprime par l'indice de cétane.

I.5. Produits de combustion et polluants

La réaction globale de combustion se décrit sous la forme d'une équation chimique qui tient compte de la composition initiale du mélange de réactifs. Le processus de réaction fait intervenir une succession d'un nombre très élevé de réactions élémentaires en chaîne dont chacune ne met en jeu que deux ou au maximum trois espèces qui sont soit des molécules stables, soit plus généralement des radicaux libres.

Les principales émissions des moteurs à combustion interne comprennent les oxydes d'azote (NO_x), le monoxyde de carbone (CO), les hydrocarbures (HC), les particules (PM) et les aldéhydes [6]. Dans le tableau (I.1), sont dressés les propriétés nuisibles des gaz polluants.

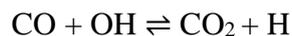
Constituants	Propriétés nuisibles
Oxyde d'azote, de carbone, de soufre, hydrocarbures, aldéhydes	Toxiques
Oxyde de carbone (manque d'oxygène)	Asphyxiant
Acroléine, formaldéhyde, oxyde de soufre, hydrocarbures.	Irritation des muqueuses (nez, yeux, gorge)
Hydrocarbures polycycliques aromatiques	Effet cancérogène
Suie, goudron, vapeur de combustible et huile, élément minéraux	Fumées

Tableau I.1. Propriétés nuisibles des gaz polluants [5]

I.6. Formation des polluants

I.6.1. Monoxyde de carbone (CO)

Le monoxyde de carbone (CO) apparaît dans l'échappement des moteurs riches en fonctionnement, car il n'y a pas assez d'oxygène pour convertir tout le carbone du carburant en dioxyde de carbone. Une autre source de CO est la dissociation du CO₂ à des températures de combustion élevées. La formation et la destruction du CO est une voie de réaction principale dans la combustion des hydrocarbures, qui consiste essentiellement en une décomposition du carburant hydrocarboné en monoxyde de carbone, puis en oxydation du monoxyde de carbone en dioxyde de carbone. La majorité du dégagement de chaleur pour le processus de combustion se produit pendant l'oxydation du CO, donnée par la réaction suivante [2]:



Le monoxyde de carbone (CO) est le polluant que l'on trouve en proportion la plus importante dans l'atmosphère urbaine. C'est un gaz asphyxiant parce qu'il réagit avec l'hémoglobine du sang, en compétition avec l'oxygène pour former un composé relativement stable, la carboxyhémoglobine qui altère le transport de l'oxygène vers les différents organes. Le sang des habitants d'une grande ville renferme 1 à 2 % de carboxyhémoglobine du fait de la respiration d'un air pollué par les véhicules automobile, celui des fumeurs en renferme plus de 4 à 5 % [5].

I.6.2. Oxydes d'azote (NO_x)

Les oxydes d'azote (typiquement rassemblés sur le signe NO_x), qui représentent l'ensemble des molécules NO, NO₂ et N₂O, se forment dans toute la chambre de combustion pendant le processus de combustion en raison de la dissociation du N₂ et de l'O₂ dans leurs états atomiques et des réactions ultérieures avec l'oxygène moléculaire et l'azote. L'effet des paramètres de fonctionnement du moteur, y compris le rapport d'équivalence, le moment de l'allumage, le régime du moteur et la pression d'admission sur la concentration d'oxyde d'azote, a fait l'objet de nombreuses recherches [2].

Les oxydes d'azote (NO_x) sont composés de NO et NO₂. De nombreuses voies de réaction complexes pour la création et la désintégration de NO_x ont été formulées, et les paramètres de

vitesse correspondants pour les réactions ont été établis. Dans les gaz d'échappement des moteurs à allumage commandé, le composant dominant du NO_x est l'oxyde nitrique, NO , avec des concentrations de l'ordre de 1000 ppm, et la concentration en dioxyde d'azote, NO_2 , est de l'ordre de 10 ppm, soit environ 1%. Dans les moteurs à allumage par compression, la concentration de NO_2 peut être plus élevée, se rapprochant de 10 à 30% du NO_x total. Dans l'atmosphère, l'oxyde nitrique s'oxyde en dioxyde d'azote et réagit avec les hydrocarbures non brûlés en présence de la lumière du soleil [2].

I.6.3. Hydrocarbures (HC) imbrûlés

Les émissions d'hydrocarbures résultent de la présence de carburant imbrûlé dans l'échappement d'un moteur. Les émissions d'hydrocarbures sont les plus importantes au démarrage et au réchauffement du moteur, en raison de la diminution de la vaporisation et de l'oxydation du carburant [2].

La formation des hydrocarbures imbrûlés est consécutive à une combustion incomplète ou, tout simplement, à l'absence de combustion. La majeure partie des (HC) rejetés correspond à la partie du carburant qui n'a pas participé à la combustion. Les (HC) imbrûlés proviennent plutôt d'effets hétérogènes dans le mélange au voisinage des parois, donc à température plus basse [5].

Les produits de combustion sont une source importante de pollution atmosphérique, car les moteurs à combustion interne sont la source d'environ la moitié des polluants NO_x , CO et HC présents dans l'atmosphère. Les émissions des moteurs ont un certain nombre d'effets néfastes sur la santé et l'environnement, car de nombreuses études ont montré une forte corrélation entre les niveaux de pollution atmosphérique et les effets sur la santé humaine.

I.7. Moteur HCCI

Depuis plusieurs années, les recherches sont orientées vers ce type de moteur qui paraît intéressant pour répondre à la problématique environnementale. En effet, l'idée de base de ce moteur est de combiner les avantages du moteur à allumage commandé et les moteurs diesel.

Les moteurs HCCI fonctionnent selon le même cycle 4-temps des moteurs conventionnels c'est-à-dire à allumage commandé et à allumage par compression. Le temps d'admission est utilisé pour introduire de l'air frais et du carburant dans le cylindre pour obtenir un mélange homogène. Le temps de compression amorce la phase fermée du cycle. Le mélange commence sa compression par la montée du piston, ce qui augmente la température et la pression du mélange. Le mélange atteint les conditions d'auto-allumage quand le piston s'approche du point mort haut. Aux

conditions d'auto-allumage, le carburant s'enflamme pour libérer son énergie chimique. L'inflammation du mélange augmente davantage la température et la pression dans le cylindre. Lorsque l'auto-allumage a lieu trop tôt ou dégage trop d'énergie, la combustion est trop rapide ; dans ce cas, les pics de pressions dans le cylindre peuvent mener à la destruction du moteur. Pour cette raison, les moteurs HCCI fonctionnent généralement en mélange pauvre. Au cours de la détente, un travail est appliqué au piston pour produire un couple sur le vilebrequin. Le cycle se termine par une remontée du piston pour chasser les produits de combustion du cylindre, c'est le temps d'échappement [7]. Un cycle quatre temps d'un moteur HCCI est représenté sur la figure (I.2).

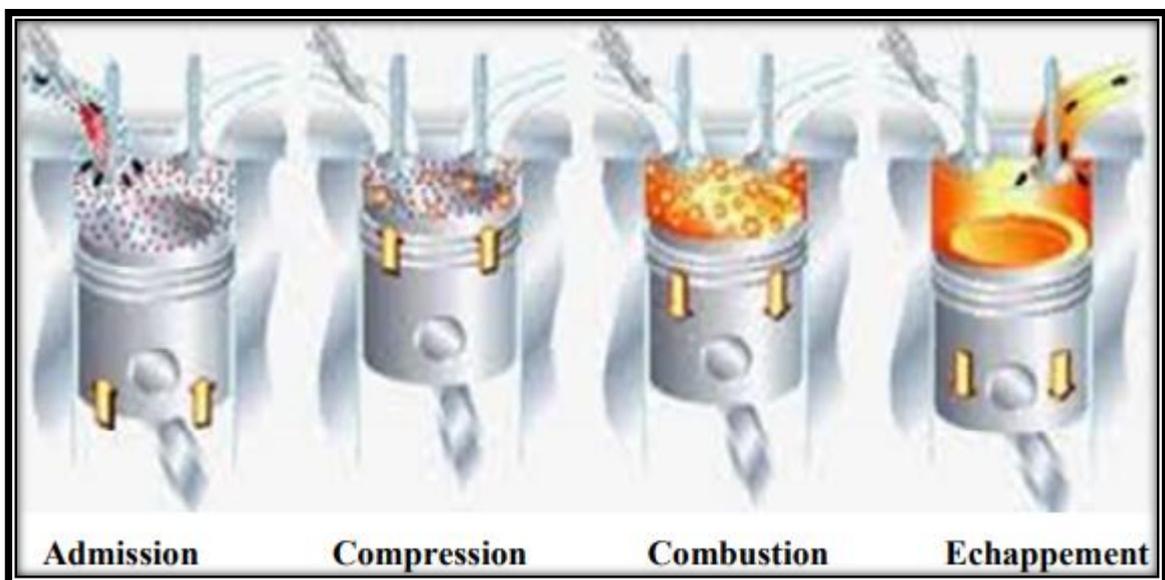


Figure I.2. Cycle quatre temps d'un moteur HCCI [7].

I.8. Travaux antérieurs sur la technologie HCCI

Dans le moteur HCCI, le carburant est mélangé de manière homogène avec l'air, comme dans la plupart des moteurs à essence d'aujourd'hui; l'inflammation se fait cependant par compression, comme dans un moteur diesel, mais à une température bien moins élevée. Cette température de combustion moins élevée et la proportion plus importante d'air élimine quasiment les émissions de NO_x et abaisse les pertes par pompage. Par conséquent, le gain sur les consommations est significatif. La figure (I.3) montre trois modes de combustion dont celle du HCCI.

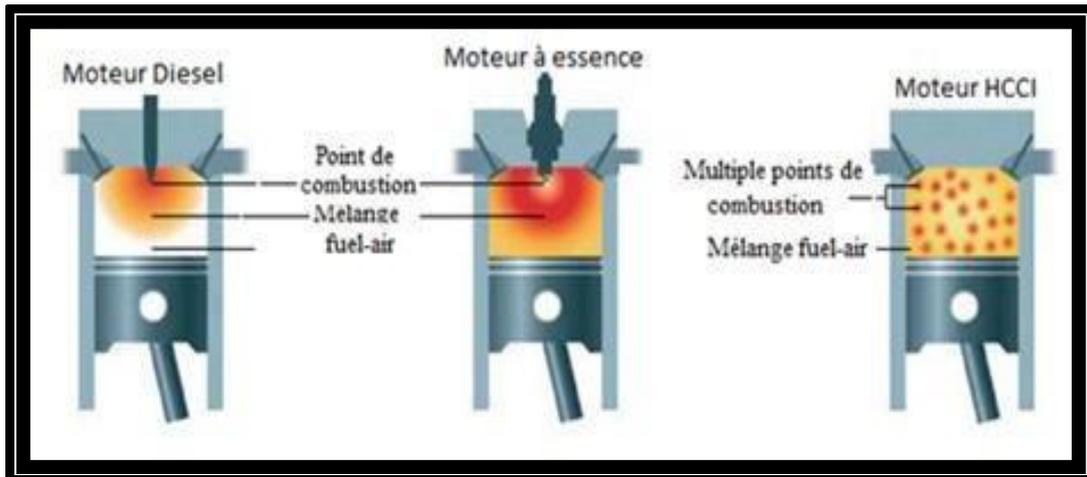


Figure I.3. Trois modes de combustion [50].

T. Oukssel et *al.* [8] ont travaillé sur l'effet de l'ajout de l'hydrogène H_2 au GN à base de méthane CH_4 sur les performances thermodynamiques de la combustion HCCI. L'ajout d'hydrogène est dans les limites de 0 % à 40 %. Ils ont utilisé le code de simulation CHEMKIN-Pro pour suivre les évolutions de la température, de la pression et des émissions polluantes pour différentes quantités d'hydrogène ajouté. Les résultats montrent que l'ajout d'hydrogène au GN est une alternative assez intéressante. Elle conduit à une diminution des délais d'auto-inflammation, c'est-à-dire une augmentation de la réactivité et une diminution des émissions polluantes. Cette augmentation d'hydrogène provoque une élévation de la pression, température qu'augmente la puissance du moteur.

SHAHANGIAN et *al.* [9] ont étudié les performances et les caractéristiques de la combustion dans un moteur HCCI de 4 cylindres. Un modèle zéro-dimensionnel, mono-zone et thermocinétique a été développé à l'aide du logiciel MATLAB dans le but de pouvoir étudier l'effet de la température, la pression d'admission, la richesse et l'utilisation de la technique de récupération des gaz d'échappement (EGR) sur l'auto-inflammation, le taux de libération (dégagement) de la chaleur et les performances du moteur HCCI.

Lu et *al.* [10] ont étudié les paramètres de combustion de base, y compris le début de l'allumage, la durée de combustion et les émissions de monoxyde de carbone (CO), les hydrocarbures imbrûlés (UHC) et l'oxyde nitrique (NO_x) dans le moteur HCCI. Ils ont trouvé que les émissions de NO_x de la combustion HCCI augmentent lorsque le rapport d'équivalence dépasse une valeur critique.

Une expérience d'un moteur à combustion homogène HCCI a été effectuée par PENG et *al.* [11] afin d'étudier les caractéristiques de combustion. Ils ont utilisé le n-heptane comme carburant avec des taux de compression variable. Ils ont aussi réalisé une enquête sur l'effet du taux d'EGR, le taux de compression variable et de différentes températures d'admission sur les performances et les émissions du moteur. Ils ont constaté que les émissions de NO_x à la sortie du moteur sont proches du niveau zéro (moins de 5 ppm). Les émissions élevées d'UHC et de CO de la combustion HCCI pourraient être réduites en augmentant la température de charge d'admission ou le taux de compression. Cependant, la température de charge plus élevée avait tendance à augmenter la consommation du carburant.

Un modèle mono-zone zéro-dimensionnel a été développé et utilisé par Hasan et *al.* [12]. La simulation numérique a été réalisée pour étudier la combustion HCCI et les caractéristiques de performance sur une large gamme de conditions de fonctionnement dans un moteur alimenté au n-heptane. Les résultats ont été trouvés en termes de performances tout en augmentant la température de l'air d'admission et le taux de compression. Cela signifie que les performances diminuent avec l'augmentation de la température de l'air d'admission et augmente avec l'augmentation du taux de compression. La charge maximale a été augmentée avec succès en augmentant la pression de l'air d'admission.

Kohtaro Hashimoto [13] a utilisé le bioéthanol qui est l'une des alternatives les plus prometteuses de carburants pour véhicules dans leur étude qui a pour but d'obtenir des informations sur l'effet de l'éthanol sur la combustion HCCI afin de pouvoir contrôler cette combustion en utilisant de l'éthanol. Les effets inhibiteurs de l'éthanol sur la combustion HCCI de l'heptane étaient étudiés dans cette étude en utilisant une machine de compression rapide (RCM). Les résultats montrent que l'éthanol a effectivement retardé l'allumage à chaud de la combustion HCCI non seulement en raison de son effet réducteur sur le dégagement de chaleur de la flamme froide, mais également en raison de son effet retardateur sur la période de la flamme froide.

Ali Yousefzadi Nobakht et *al.* [14] ont présenté une étude paramétrique sur la combustion HCCI d'un moteur alimenté au gaz naturel à l'aide d'un modèle de combustion multizone développée afin d'identifier l'effet de la température, de la pression d'entrée, du taux de compression, du taux d'équivalence et de la vitesse sur la combustion et les paramètres de performance du moteur.

Les programmes FORTRAN qui pourraient être utilisés dans la simulation des moteurs à combustion interne ont été publiés dans l'édition originale des travaux de Ferguson MATLAB

[15]. La conversion des programmes FORTRAN [15] originaux de Ferguson a été mis à la disposition de la communauté internationale en 2002 et depuis lors, un certain nombre de chercheurs ont accédé et utilisé la version MATLAB [2].

I.9. Contrôle de la combustion

La combustion dans les moteurs conventionnels peut être contrôlée précisément dans le temps. Dans les moteurs à essence, une étincelle enflamme le mélange air-carburant avec une bougie d'allumage. Dans un moteur diesel l'air admis dans le cylindre est comprimé, peu avant le point mort haut, un injecteur introduit le carburant dans le cylindre, et la combustion commence.

Au contraire, dans un moteur HCCI la combustion initiée par l'auto-inflammation d'un mélange parfaitement homogène, débute lorsque les conditions de densité et de température du mélange sont atteintes et qu'il n'y a pas d'événement de démarrage précisément contrôlé.

I.10. Facteurs influençant sur l'auto-inflammation

I.10. 1. Facteurs physico-thermochimiques

L'auto-inflammation du mélange et le déroulement de la combustion sont contrôlés par plusieurs facteurs. Ces facteurs peuvent être associés en trois groupes comme, le montre la figure (I.4) [16].

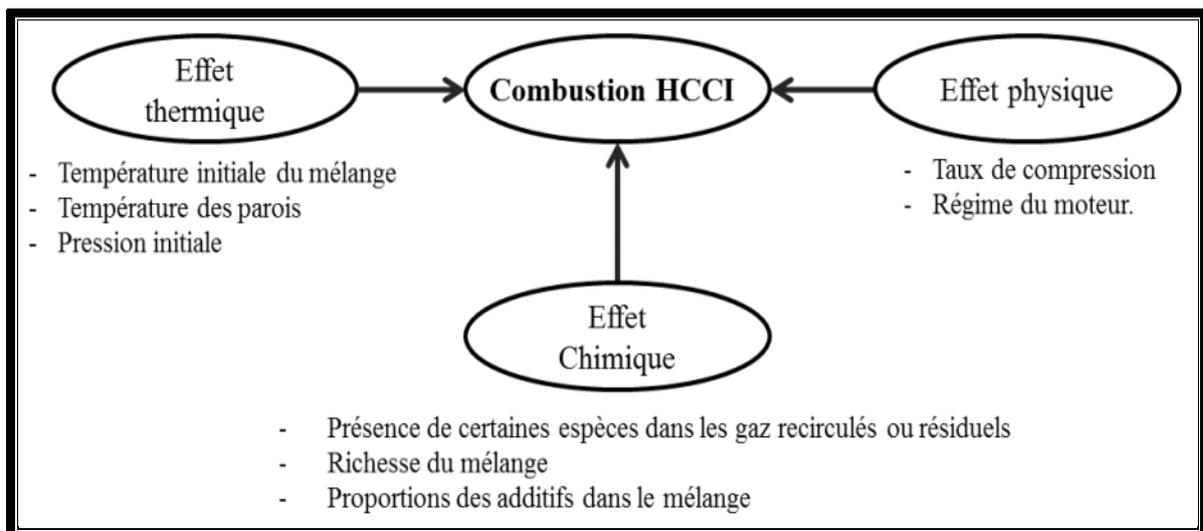


Figure I.4. Différents facteurs influents sur le déroulement de la combustion HCCI [16]

I.10.2. Température initiale

La principale grandeur physique qui déclenche la combustion dans les moteurs HCCI est la température à l'intérieur de la chambre de combustion. Cette température est dépendante de la température initiale du mélange. L'augmentation de la température initiale favorise directement l'auto-inflammation du mélange durant la phase de compression. W. Pan *et al.* [17] ont étudié l'influence de la température initiale du mélange de méthanol-diesel sur le phasage de l'auto-inflammation. Les résultats montrent que le passage de la température de 20°C à 80°C permet d'avancer l'auto-inflammation de 8 degrés ainsi le pic de pression sera élevé. De plus, dans le cas où la température initiale est de 80°C, la durée de combustion est plus importante.

Une autre étude réalisée par Cinar *et al.* [18] sur un carburant composé de 20% n-heptane et 80% d'isooctane avec une richesse constante égale à 0.6 et un régime de 1500 tr/min, montre que la température initiale a un rôle important sur la durée de la combustion. Plus la température est élevée, plus la durée de combustion est faible.

Zhang *et al.* [19] ont remarqué que l'auto-inflammation du n-heptane est plus sensible à la température initiale qu'à la richesse. La température initiale favorise donc le déclenchement de la combustion à l'intérieur de la chambre. Elle a un impact important sur le phasage de la flamme principale. L'augmentation de la température initiale permet de prolonger la durée de la combustion (cas du méthanol) ou de la diminuer (cas du n-heptane) [16].

I.10.3. Température des parois

Les pertes aux parois constituent 25-34% de l'énergie totale produite au cours de la combustion. La plupart des pertes s'effectuent au niveau des parois du cylindre. Le mélange échange de la chaleur principalement avec les parois de la chemise où sa température est maintenue normalement à 90°C. Durant la phase d'admission ou de compression, lorsque la température moyenne du mélange est inférieure à 90°C, le mélange reçoit de la chaleur des parois. Une fois que la température est supérieure à 90°C, le mélange perd de la chaleur à travers les parois. Donc la température de paroi a un effet durant un cycle moteur [16].

La phase de combustion et la durée de la combustion dépendent fortement de la température de la paroi de la chambre de combustion [21]. KOMNINOS [20] a présenté une étude sur l'importance du transfert de masse sur la formation des émissions les plus importantes, à l'aide d'un modèle multizone. Ce modèle comprend des sous-modèles pour le transfert de chaleur entre les zones et la paroi du cylindre et pour le transfert de masse entre les régions les plus chaudes et

les plus froides de la chambre de combustion. Les résultats indiquent que le transfert de masse pendant la combustion et la détente joue un rôle important sur la formation à la fois des HC imbrûlés et des émissions de CO. La formation de ces émissions se situe principalement au niveau de la crevasse et des régions proches de la paroi et est déterminée par le champ de température et le transfert de masse.

I.10.4. Pression initiale

La durée de combustion dans un moteur HCCI est courte (environ 20 deg). La pression acceptable maximale est de 80-95 bar. Au-dessus de cette valeur, le risque d'endommager le moteur apparaît lors de l'auto-inflammation du mélange.

Par ailleurs, une augmentation de la pression affecte directement l'augmentation de la température de fin de combustion ; ce qui peut favoriser la formation des NO_x thermique. Par contre, l'augmentation de la pression initiale permet d'augmenter la pression moyenne indiquée du cylindre. Donc, la maîtrise de la pression initiale est l'une des principales conditions pour assurer une combustion optimale et efficace [16].

Olsson et *al.* [22] ont utilisé un moteur HCCI de camion de 6 cylindres suralimenté, en utilisant un mélange de n-heptane et éthanol pour atteindre 20.4 bar en IMEP (pression effective moyenne indiquée). Aussi, Christensen et *al* [23] ont montré qu'il est possible de monter la IMEP jusqu'à 14 bar en mode HCCI avec du gaz naturel.

HYVONEN et *al* [24] ont utilisé un turbocompresseur pour élargir la gamme de fonctionnement du moteur HCCI. Aussi, l'utilisation d'une turbine à géométrie variable permet d'augmenter la IMEP jusqu'à 6 bar et avoir un rendement thermodynamique de 50 % [25].

I.10.5. Taux de compression

Parmi les paramètres qui influencent l'auto-inflammation dans le moteur HCCI c'est la pression qui contrôle le début de la combustion. La pression est une image de la température à l'intérieur de la chambre de combustion.

Le taux de compression dans les moteurs HCCI est l'un des facteurs ayant le plus d'influence sur le délai d'auto-inflammation. Le choix de ce taux doit être optimal et spécifique, dans le cas où il est trop élevé, il provoque une combustion brutale, et dans le cas contraire il y a risque que la combustion n'ait pas lieu.

Pour comprendre mieux le moteur HCCI, MACHRAFI et *al* [26] ont effectué une étude sur la sensibilité d'un moteur au changement de paramètres comme le taux de compression. Ils ont fait varier le taux de compression de 6 à 13.5. Les résultats montrent que l'augmentation du taux de compression diminue le délai d'auto-inflammation sans affecter la durée de la combustion.

De même, HYVONEN et *al.* [27] ont exploré l'utilisation d'un moteur HCCI avec un taux de compression variable (Variable Compression Ratio VCR) sur une plage de fonctionnement allant de 0 à 3.6 bar de PMEF et un régime de 1000 à 5000 tr/min. Les résultats montrent qu'une faible charge et un taux de compression élevé favorisent l'auto-inflammation. À charge élevée, il permet d'atteindre un IMEP élevé. Tandis qu'à charge moyenne et un taux de compression de (16 à 18) est suffisant pour obtenir les conditions nécessaires à l'auto inflammation du mélange [16].

I.10.6. Régime du moteur

L'accroissement du régime moteur favorise la turbulence et le degré d'homogénéisation donc il favorise éventuellement l'échange de chaleur avec les parois et par conséquent retarde l'auto-inflammation.

Lu et *al.* [28] ont investigué l'influence du régime sur l'auto-inflammation. Le carburant utilisé est composé de 25% de n-heptane et 75% d'isooctane. Les résultats montrent que le délai d'auto-inflammation et la durée de la combustion augmentent avec l'augmentation du régime [16].

Des résultats similaires sont obtenus par EBRAHIMI et *al.* [29]. Les essais sont effectués à différentes richesses et deux régimes (600 et 900 tr/min). Les résultats montrent aussi qu'en augmentant la richesse, le phasage de l'auto-inflammation ne peut pas être maintenu. Il n'est pas possible de garder ce délai constant en augmentant la richesse car d'autres phénomènes physiques sont prépondérants sur ce délai comme la turbulence, l'échange de chaleur avec les parois.

Aussi, GHAFOURI et *al.* [30] ont trouvé des résultats similaires tout en balayant le régime de 800 à 2000 tr/min. Par ailleurs, les résultats montrent qu'avec l'augmentation de la pression initiale, il est possible de déclencher la combustion et d'avancer l'auto-inflammation [16].

I.10.7. Taux d'EGR

Le taux d'EGR est défini comme le rapport entre la masse des gaz recirculés (m_{EGR}) et la masse totale (m_t) à l'admission :

$$\tau_{EGR} = \frac{m_{EGR}}{m_t} \quad (I.9)$$

La recirculation des gaz d'échappement est une méthode fiable et efficace utilisée dans les moteurs à combustion interne pour la réduction des émissions de polluants. Grâce à l'apport de ce taux d'EGR, la présence des gaz inertes dans la chambre empêche le carburant de trouver facilement les molécules d'oxygène. Par la suite, le phasage de la combustion est décalé [16] [31].

Peng *et al.* [32] ont travaillé sur le développement des cartographies des IMEP, du phasage de l'auto-inflammation dans un moteur. Le n-heptane est utilisé comme carburant avec différents taux d'EGR et de richesse. La IMEP se dégrade avec l'augmentation du taux d'EGR. Par exemple, elle est de l'ordre 1.3 bar pour un taux d'EGR de 40% et de l'ordre de 0.9 bar pour un taux d'EGR de 60%, donc elle se dégrade à 30%.

I.10.8. Richesse du mélange

La richesse est une grandeur adimensionnée permettant de décrire l'état du mélange (riche, stœchiométrique ou pauvre). La richesse est définie comme le rapport de la masse de carburant sur la masse de l'air réellement utilisé sur le rapport stœchiométrique

$$\Phi = \frac{\left(\frac{m_{carb}}{m_{air}}\right)_{reel}}{\left(\frac{m_{carb}}{m_{air}}\right)_{st}} \quad (I.10)$$

On rencontre parfois dans la littérature l'inverse de la richesse ϕ qui est le coefficient d'excès d'air λ .

Les moteurs à combustion interne ne fonctionnent pas toujours dans les conditions de la stœchiométrie ($\lambda = \phi = 1$). Le mélange est alors qualifié de :

- Mélange pauvre pour une carence en carburant ($\phi < 1$ et $\lambda > 1$)
- Mélange riche en cas d'excès de carburant ($\phi > 1$ et $\lambda < 1$).

La combustion en mode HCCI est une combustion homogène en richesse donc cette dernière doit être choisie rigoureusement. Zhang *et al.* [19] ont examiné l'influence de la richesse sur le déroulement de la combustion en mode HCCI. Les essais ont été effectués pour différentes richesses à un régime de 1500 tr/min avec une température d'admission constante (30°C). Les résultats montrent que l'augmentation de richesse avance le phasage (la phase) de la combustion et favorise l'apparition de la flamme.

Lu et *al.* [18] ont également étudié l'influence de la richesse sur l'apparition des NO_x en utilisant le RON50 (50 % n-heptane ; 50 % iso-octane). L'apparition des NO_x thermique est liée directement à la température élevée dans la chambre de combustion. Au-delà de 1800 K, la production de NO_x thermique aura lieu dans la chambre de combustion. L'augmentation de la richesse, surtout au-dessus de 0.324, favorise l'apparition de NO_x et le phénomène de détonation. Par contre, une richesse au-dessous de 0.253 favorise les ratés de combustion [16].

I.11. Avantages du moteur HCCI

Les principaux avantages du moteur HCCI par rapport aux moteurs actuels sont présentés ci-dessous :

I.11.1. Rendement élevé

Dans des conditions optimales de fonctionnement, un moteur automobile offre aujourd'hui un rendement maximal de l'ordre de 36 % pour un moteur à essence et de 42% pour un moteur diesel [16]. UYUMAZ [33] a examiné le rendement thermodynamique du moteur HCCI en utilisant différents types de carburants à différentes températures d'admission. Ces essais sont réalisés avec un taux de compression égal à 13 et avec une température d'admission de 313 K, le rendement thermodynamique est de l'ordre de 46 %, ce qui est supérieur à celui d'un moteur diesel. Olsson et *al.* [34] ont étudié les performances d'un moteur HCCI suralimenté avec un taux de compression égal à 18. Les résultats montrent qu'à forte charge, le rendement thermodynamique est de l'ordre de 51%. Le moteur HCCI présente donc une amélioration des performances, notamment en ce qui concerne le rendement thermodynamique, par rapport aux moteurs conventionnels.

I.11.2. Faible émission de NO_x et de suies

La combustion en mode HCCI se classe parmi les modes de combustion à basse température (LTC), c'est-à-dire une température de fin de combustion moins élevée que celle des diesels. Pour cela, un taux d'EGR sur une plage de [50-60] % est utilisé dans ce type de combustion et une richesse comprise entre [0.3 - 1] [16].

Puisque, la richesse ne dépasse pas 1.5 alors il n'y aura pas de production de suies. De plus, puisque le mélange est fortement dilué, la température de fin de combustion est inférieure à 2200 K et donc la production de NO_x thermique est relativement négligeable en comparaison avec les moteurs actuels.

Allen et *al.* [35] ont reproduit la cartographie du moteur modifié en mode HCCI avec un rapport d'air carburant stœchiométrique dans la plage de régime [1000 tr/min - 4000 tr/min]. En comparant avec le moteur à allumage commandé, les émissions de NOx sont réduites de 97 % et celles de suies de 45 % (les émissions des NOx et de suies sont réduites de 97 % et 45 %, respectivement).

Das et *al.* [36] ont étudié l'influence du degré d'homogénéité sur les émissions polluantes. Un banc d'essai fonctionnant en bi-mode (HCCI-DI) a été utilisé. Les résultats montrent qu'avec 80% du mode HCCI et 30 % d'EGR, les suies sont réduites de 40 % tandis que les NOx sont réduits de 76 %.

Chapitre II :

Modélisation et simulation - Logiciel Diesel-RK

II.1. Introduction

Ce chapitre s'inscrit dans la suite de l'étude théorique réalisée dans le cadre de ce travail. L'objectif est de présenter le moteur sur lequel porte l'étude, le logiciel et les modèles utilisés. Après une brève présentation des caractéristiques de notre moteur, nous présentons le logiciel Diesel-RK et les modèles utilisés pour simuler la combustion dans le moteur et pour calculer les émissions ainsi que les différentes étapes de simulation.

II.2. Spécification du moteur F8L413

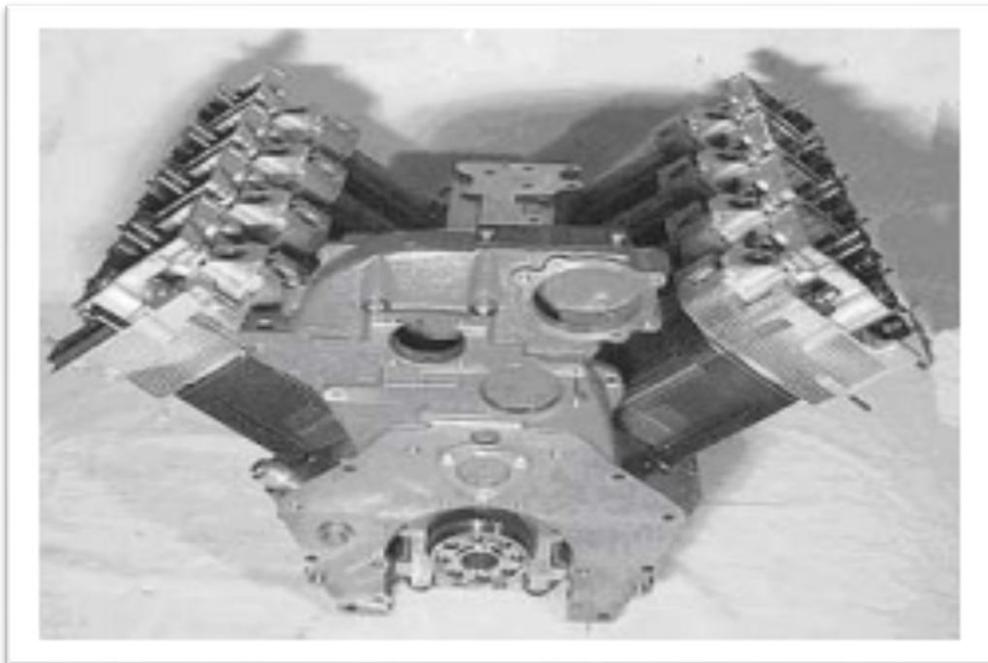


Fig. II.1. Photo d'un moteur diesel F8L41[46].

La modélisation est faite sur une chambre du moteur diesel F8L413. Ce dernier est monté actuellement sur les camions TB230 de la SONACOME ou la SNVI de ROUIBA (Algérie). C'est un moteur V-8 diesel à injection directe connu par sa technique de refroidissement par air.

Dans cette étude le software Diesel-RK a été utilisé pour la simulation de l'évolution de différents paramètres du moteur F8L413 avec entre autres les caractéristiques données dans le tableau (II.1).

Caractéristiques du moteur	Spécification
Type du moteur 4 temps	Allumage par compression
Principe de combustion	Injection directe
Type de carburant	Diesel-C16H34
Modèle de refroidissement	Refroidi à l'air
Régime max nominal	2500 tr/min
Alésage (mm)	125
Course (mm)	120
Nombre de cylindre	08
Cylindrée totale (cm ³)	11310
Taux de compression	18.0
Diamètre de piston (mm)	119.89
Longueur de la bielle (mm)	238
Début d'injection du combustible	32° Avant le PMH
AOE (Avance ouverture soupape d'échappement)	67° Avant le PMB
RFE (Retard fermeture soupape d'échappement)	27° Après le PMH
AOA (Avance ouverture soupape d'admission)	22° Avant le PMH

Tableau II.1. Caractéristiques du moteur F8L413

II.3. Simulation sous le logiciel Diesel-RK

II.3.1. Logiciel Diesel-RK

Le logiciel Diesel-RK est principalement conçu pour la simulation des conditions réelles de fonctionnement d'un moteur diesel. C'est aussi l'un des meilleurs logiciels d'optimisation des paramètres d'un moteur. Ensuite, les principales applications de ce logiciel sont la prédiction des performances, la combustion et les caractéristiques d'émission d'un moteur diesel fonctionnant au diesel ou avec-diverses matières premières comme le biodiesel.

C'est aussi un excellent outil pour optimiser la forme du bol de piston selon la conception spécifiée. En outre, il permet de visualiser les projections de carburant avec les parois de la chambre de combustion, le mouvement de tourbillon d'air et les pulvérisations voisines au format visuel d'animation. Les caractéristiques du moteur diesel telles que, l'efficacité thermique, la consommation spécifique de carburant, la pression et la température dans le cylindre, le taux de dégagement de chaleur, le retard à l'allumage, le monoxyde de carbone, les hydrocarbures, les oxydes d'azote et les concentrations de suie peuvent être analysées de manière critique lorsqu'ils

sont utilisés avec différents carburants et également validés avec éventuellement des données de tests expérimentaux pour tirer des conclusions valables.

Les noyaux des modèles de simulation de moteurs d'autres programmes se concentrent fondamentalement sur les phénomènes dynamiques de gaz 1D non stationnaires [37]. Le logiciel Diesel-RK se concentre sur la simulation avancée de la combustion diesel et la simulation de la formation des émissions. Il possède de nouvelles fonctionnalités avancées aux capacités conventionnelles [38]:

- ✓ Outil de visualisation de pulvérisation de carburant (3D simple et avancé).
- ✓ Procédures de recherches paramétriques 1D et 2D.
- ✓ Optimisation multiparamétrique et multidimensionnelle des paramètres moteurs.
- ✓ Détail du mécanisme cinétique de la formation de NO (199 réactions, 33 espèces) est mis en œuvre pour le mode PCCI, injection et analyse EGR élevée.
- ✓ Diesel-RK prend en charge la simulation de l'injection d'eau et tient compte de la condensation et de l'évaporation de H₂O dans le collecteur d'admission, l'orifice et le cylindre.

II.3.2. Bref historique sur le Diesel-RK

Le développement du noyau du logiciel Diesel-RK a commencé en 1981-1982 au département des moteurs à combustion interne (moteurs à pistons) de l'Université technique d'État BAUMAN de Moscou.

Le premier logiciel Diesel était utilisé par les principaux fabricants de moteurs en Russie en raison de son interface pratique et de son noyau doté de modèle de combustion pour le moteur à allumage par compression.

En 1993-1994, basé sur le nouveau code de calcul de la formation et de la combustion des mélanges dans les moteurs diesel, développé par N. RAZLEYTSEV, une nouvelle génération de logiciels a été développée et publiée : le logiciel Diesel-4T et sa modification Diesel-2T pour moteurs à deux temps. Étant une application DOS, les programmes étaient équipés d'une interface de fenêtre rappelant une application de fenêtre par son apparence. Pour la visualisation du processus de formation du mélange et de la combustion dans un jet de carburant diesel, le code de visualisation a été inclus dans le cadre du logiciel Diesel-4T. À la fin des années 90, un accès à distance au logiciel via Internet a été organisé. Le logiciel a été intensivement utilisé non seulement

dans les entreprises industrielles, mais également dans le processus éducatif du département ICE (Piston Engines) de l'Université BAUMAN.

L'année 2002 a marqué le début du développement du nouveau logiciel Diesel-RK orienté Windows NT. Le cœur du logiciel a été considérablement amélioré et comprenait la procédure à jour pour le calcul des émissions toxiques en tenant compte du système EGR, la recherche par injection multiphasique, ce qui fournit et élargit les potentialités du calcul des performances du diesel. La première version du logiciel Diesel-RK a été publiée en 2004 [38]:

III.3.3. Les clients utilisant le Diesel-RK

De nombreux projets de recherche ont été réalisés avec le code Diesel-RK dans le cadre de contrats avec de nombreuses entreprises et fabricants de moteurs en Russie et dans l'Union européenne [38]:

Les clients qui utilisent ou qui ont utilisé le logiciel Diesel-RK sont regroupés dans le tableau (II.2).

Pays	Les clients
ALLEMAGNE	Robert Bosch GmbH HEINZMANN GmbH
ITALIE	LOMBARDINI srl Istituto Motori-CNR
KOREA	Hyundai / KIA Motor Company
UK	Sir Joseph Swan Centre for Energy Research Newcastle University PTL Powertrain Technology
USA	General Motors
SUISSE	WARTSILA
RUSSIE	JSC "ZIL" (Moscow) JSC "Liulka-Saturn" (Moscow)

Tableau II.2. Les clients utilisant le Diesel-RK

III.3.4. Revue bibliographique sur le Diesel-RK

La simulation numérique est un outil d'optimisation et d'amélioration des performances du moteur à combustion interne qui évite de fabriquer de nouveaux prototypes et de les tester à chaque fois. Le logiciel Diesel-RK est considéré comme un très bon logiciel open source pour les jeunes chercheurs, car il est gratuit et capable de très bien simuler la combustion et la thermodynamique des moteurs diesel.

Dans ce qui suit, nous présentons quelques études trouvées dans la littérature et réalisées à l'aide du logiciel Diesel-RK:

SIDDIQUE, SK et *al* [39] ont utilisé le Diesel-RK pour analyser les caractéristiques de combustion y compris la consommation spécifique de carburant, le taux d'élévation de pression, le taux de dégagement de chaleur, l'efficacité mécanique, le rendement volumétrique et les émissions d'échappement d'un moteur diesel à injection directe. Ils ont sélectionné des géométries disponibles sur logiciel pour effectuer cette étude.

Les émissions de NO_x ont fait l'objet de plusieurs recherches à l'aide du logiciel Diesel-RK. Parmi ces études, on cite l'étude réalisée par AL-DAWODY et BHATTI [40] sur les paramètres de combustion, de performance et d'émission d'un moteur diesel monocylindre, quatre temps et à vitesse constante fonctionnant au diesel et à différents mélanges biodiesel d'ester méthylique de soja (SME).

MATER, Ahmed Ebaid Mohamed [41] a réalisé une étude à l'aide du logiciel Diesel-RK pour rechercher des solutions afin de réduire la consommation de carburant et les concentrations d'émissions de NO_x dans les produits de combustion. Cette recherche comprend le mécanisme de formation des NO_x et les techniques de leur réduction.

Dans l'étude théorique réalisé par BURGAC, ALPER, OZCANLI, M., YASAR, E., et al [42], les effets de différents angles d'injection sur les performances et les émissions du moteur ont été étudiés en utilisant deux carburants différents qui sont le diesel standard (D2) et le SME (ester méthylique de soja). Des simulations ont été réalisées avec le logiciel Diesel-RK pour calculer la puissance du moteur, le couple, la consommation spécifique de carburant et les émissions de CO_2 et NO_x .

À l'aide du logiciel Diesel-RK, HAMDAN, M. A. et KHALIL, Runa Haj [43] ont réalisé une recherche théorique concernant les performances d'un moteur à quatre temps, qui est alimenté par des carburants alternatifs sous forme de mélanges diesel-éthanol et diesel-éther. Plusieurs

paramètres ont été calculés à savoir : le couple moteur, la pression moyenne effective, la puissance, la consommation spécifique de carburant et le rendement thermique.

II.3.5. Modèle Diesel-RK

Les paramètres du gaz dans les cylindres et les collecteurs d'un moteur sont définis par une solution étape par étape du système d'équations de conservation de la masse, de l'énergie, et également une équation d'état écrite pour les systèmes thermodynamiques ouverts. Le taux de dégagement de chaleur est calculé par le modèle de Wiebe.

Le modèle Diesel-RK prend en compte [38]:

- La forme du profil d'injection, y compris l'injection multiple ;
- La taille des gouttelettes ;
- La direction des pulvérisations dans la chambre de combustion ;
- La dynamique d'évolution des pulvérisations du carburant ;
- La dynamique et le profil du tourbillon (Swirl) ;
- L'interaction de sprays avec un tourbillon d'air et les parois.

Le modèle RK permet de déterminer l'émission de suie et l'émission de NO en fonction de la formation du mélange et des conditions de combustion. Le logiciel permet de trouver la forme optimale du bol de piston, les directions de pulvérisation du carburant, les diamètres et le nombre de buses, l'intensité du tourbillon d'air et la forme du profil d'injection.

II.3.6. Équations du modèle

Les principales équations du modèle sont comme suit ([40], [44], [45]) :

II.3.6.1. Conservation de la masse

Le taux de changement de masse dans tout système ouvert est le flux net de masse à travers les limites du système et peut être exprimé mathématiquement comme suit :

$$\frac{dm}{dt} = \sum_j \dot{m}_j \quad (\text{II.1})$$

Avec, « m » désigne la masse totale dans le cylindre.

II.3.6.2. Conservation des espèces

Les équations de l'évolution des espèces dans la chambre de combustion seront développées sur la base de la fraction massique.

$$\dot{Y}_i = \sum_j \left(\frac{\dot{m}_j}{m} \right) (Y_i^r - Y_i^p) + \frac{\Omega_i W_{mw}}{\rho} \quad (\text{II.2})$$

Avec :

Y_i^r, Y_i^p : Représentent les coefficients stœchiométriques ;

Ω_i : Vitesse de production ;

ρ : Densité.

II.3.6.3. Conservation de l'énergie

L'équation d'énergie généralisée pour un système thermodynamique ouvert peut s'écrire :

$$\frac{d(mu)}{dt} = -P \frac{dv}{dt} + \frac{dQ_{ht}}{dt} + \sum_j \dot{m}_j h_j \quad (\text{II.3})$$

Avec, Q_{ht} représente le transfert de chaleur

II.3.6.4. Frottement et consommation spécifique de carburant

Une formule simplifiée qui tient compte de la plupart des pertes en termes de pression effective moyenne de frottement (FMEP) est fourni comme suit [38] :

$$\text{FMEP} = A C_m + B P_{\text{max}} \quad (\text{II.4})$$

Avec :

A, B : Coefficients empiriques ;

P_{max} : Pression maximale du cylindre, en bar ;

C_m : Vitesse moyenne du piston, en m/s.

La consommation spécifique de carburant au freinage est donnée par l'équation (II.5) [38]. Elle correspond à la quantité de carburant consommée par unité de puissance de freinage produite par le moteur, et mathématiquement, elle peut s'écrire :

$$\text{BSFC} = \frac{\dot{m}_f}{P_b} \quad (\text{II.5})$$

\dot{m}_f : Débit massique de carburant dans le moteur ;

P_b : Puissance de freinage.

II.3.6.5. Modèle de dégagement de chaleur

Le taux de dégagement de chaleur dans le cylindre est divisé en quatre phases différentes : la période de retard, la période de combustion prémélangée, la période de combustion contrôlée et le modèle de période de combustion.

a- Délai d'allumage

La période de retard d'allumage est la première phase du dégagement de chaleur, et elle est calculée en utilisant l'équation de Tolstov modifiée comme suit :

$$\tau = 3.810^{-6} (1 - 1.610^{-4} n) \sqrt{\frac{T}{P}} \exp\left(\frac{E_a}{8.12 T} - \frac{70}{CN + 25}\right) \quad (\text{II. 6})$$

Avec :

CN : Indice de cétane ;

E_a : Énergie d'activation apparente pour le processus d'auto-allumage en (kJ/kmol).

b- Phase de combustion de prémélange

Pendant la phase de combustion de prémélange, le taux de dégagement de chaleur est donné par :

$$\frac{dx}{d\tau} = \varphi_0 \left(A_0 \left(\frac{m_f}{v_i} \right) (\sigma_{ud} - x_0)(0.1\sigma_{ud} - x_0) + \varphi_1 \left(\frac{d\sigma_u}{d\tau} \right) \right) \quad (\text{II. 7})$$

Avec :

$\frac{dx}{d\tau}$: Taux de dégagement de chaleur ;

φ_0, φ_1 : Fonctions de description de l'achèvement de la combustion ;

σ_{ud} : Fraction de vapeur formée pendant la période d'allumage ;

m_f : Masse de combustible du cycle ;

A_0 : Facteur empirique.

c- Mélange de la phase de combustion contrôlée

Dans la période de combustion contrôlée par mélange, le taux de dégagement de chaleur peut être déterminé comme suit :

$$\frac{dx}{d\tau} = \Phi_1 \left(\frac{d\sigma_u}{dt} \right) + \Phi_2 \left(A_2 \left(\frac{m_f}{V_c} \right) (\sigma_u - x)(\alpha - x) \right) \quad (\text{II.8})$$

Avec :

Φ : Rapport d'équivalence ;

α : Rapport d'équivalence A/F ;

x : Fraction de dégagement de chaleur.

d- Phase de combustion tardive

Dans cette phase, le taux de dégagement de chaleur est donné par la relation suivante :

$$\frac{dx}{d\tau} = \Phi_3 A_3 K_T (1 - x)(\xi_b \alpha - x) \quad (\text{II.9})$$

Avec :

K_T : Constante d'évaporation ;

ξ_b : Efficacité de l'air utilisé.

II.3.6.6. Formation de NO_x

L'oxyde nitrique (NO) et le dioxyde d'azote (NO₂) sont généralement regroupés en émissions (NO_x). La formation des NO_x se produit dans la phase prémélangée de la chambre de combustion en raison de la température élevée de la flamme. Le mécanisme basé sur la chaîne de Zeldovich calcule l'émission de NO_x [38].



La concentration volumique de NO dans les produits de combustion formés lors de l'étape de calcul précédente est définie par l'équation suivante :

$$\frac{d[NO]}{d\theta} = \frac{2.33310^7 P e^{\frac{-38020}{T_Z}} [N_2]_e [O]_e \left(1 - \left(\frac{[NO]}{[NO]_e}\right)^2\right) \frac{1}{\omega}}{RT_Z \left(1 + \left(\frac{2365}{T_Z}\right) e^{\frac{3365}{T_Z}} \left(\frac{[NO]}{[NO]_e}\right)\right)} \quad (II.13)$$

Avec :

P : Pression dans le cylindre, Pa ;

T_z : Température dans une zone de gaz brûlés, K ;

R : Constante des gaz parfaits, J/ (mole K) ;

$[NO]_e$, $[N_2]_e$ et $[O]_e$: Concentrations d'équilibre de l'oxyde d'azote, de l'azote moléculaire et de l'oxygène atomique et moléculaire, en conséquence.

II.3.7. Processus de simulation avec Diesel-RK

II.3.7.1. Création d'un nouveau projet

A l'ouverture du logiciel Diesel-RK, un assistant de création d'un nouveau projet s'affiche pour aider à créer un modèle et un fichier de données pour l'analyse et l'optimisation du moteur considéré comme le montre la figure (II.2).

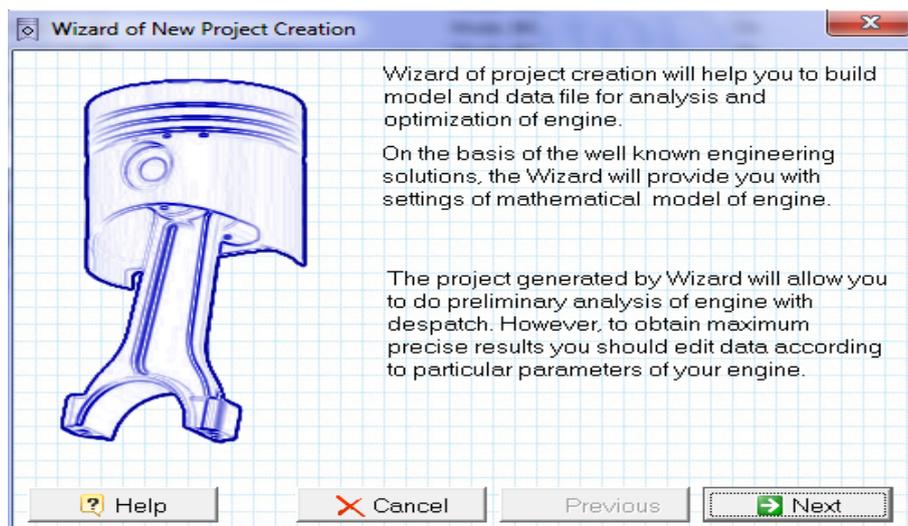


Figure II.2 : Création d'un nouveau projet

En sélectionnant « SUIVANT », il apparaît la fenêtre de la figure (II.3). Nous choisissons le nom d'un moteur (un nom de projet), puis nous déterminons le type de cycle de travail à choisir

Chapitre II : Modélisation et simulation - Logiciel Diesel-RK

(Cycle à quatre temps). Après quoi nous choisissons le carburant et la méthode d'allumage (DI Diesel) puis nous validons en appuyant sur « SUIVANT ».

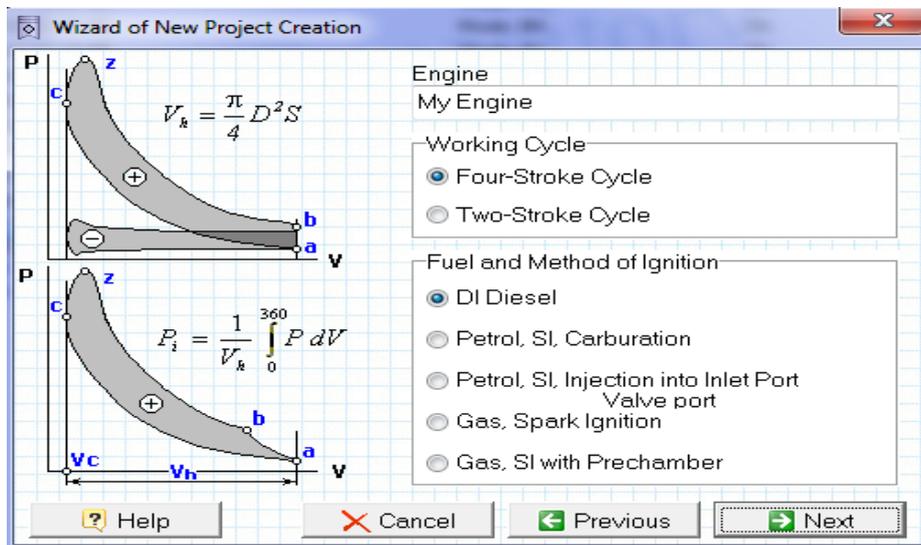


Figure II.3. Choix du cycle de travail, du carburant et de la méthode d'allumage

Dans la nouvelle fenêtre, nous définissons le type de conception de base du moteur que nous voulons (V ligne), puis nous déterminons le nombre de cylindres (8) et le système de refroidissement (refroidissement par air) puis on valide en appuyant sur « SUIVANT » comme le montre la figure (II.4).

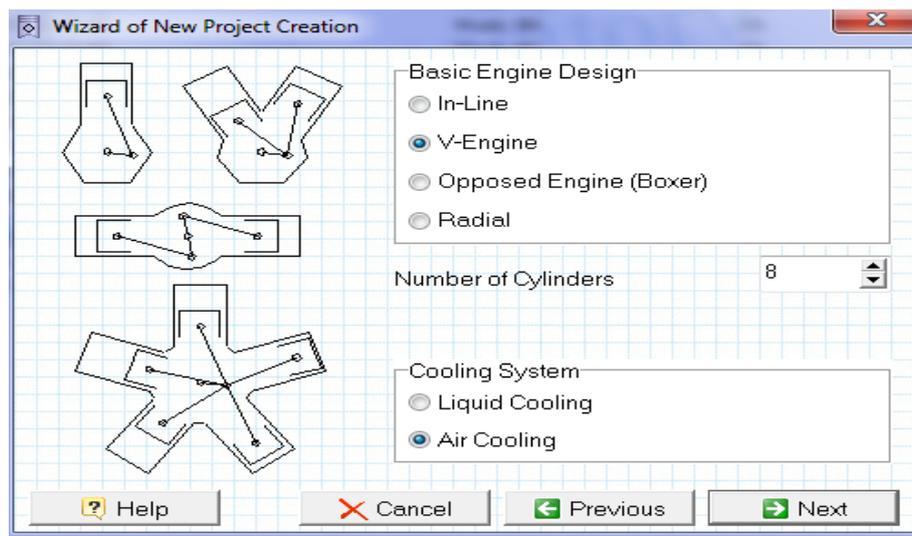


Figure II.4 : Choix de la conception de base du moteur et du système de refroidissement

Dans la fenêtre de la figure (II.5), nous fixons l'alésage du cylindre (120 mm), la course du piston (125mm), le régime du moteur nominal (2500 tr/min), le taux de compression (18) et le nombre de cylindres puis nous validons en appuyant sur « SUIVANT ».

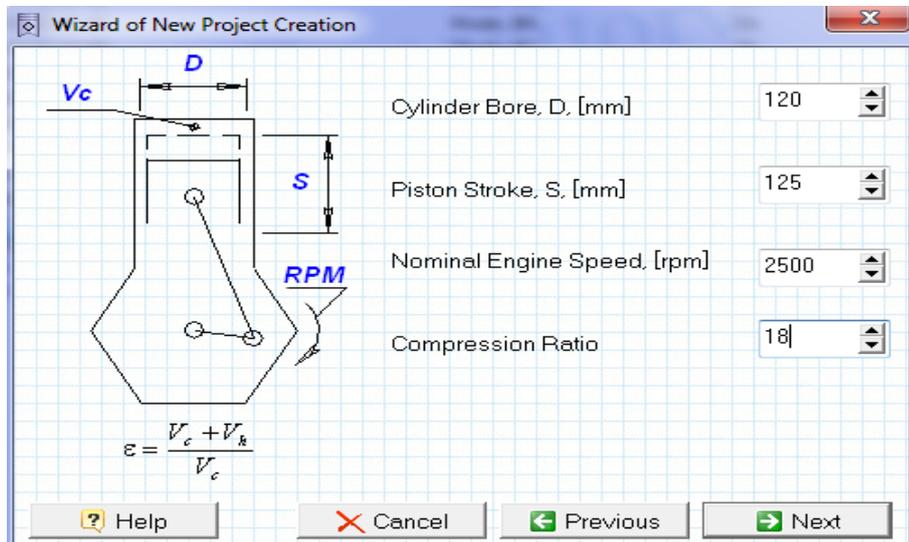


Figure II.5. Paramètres de base d'entrées du moteur

La figure (II.6.) montre la fenêtre où on choisit la valeur de la pression (1 bar) et celle de la température ambiante (288 K). On sélectionne ensuite le type d'application que nous choisissons (terre et mer), puis on valide en appuyant sur « SUIVANT ».

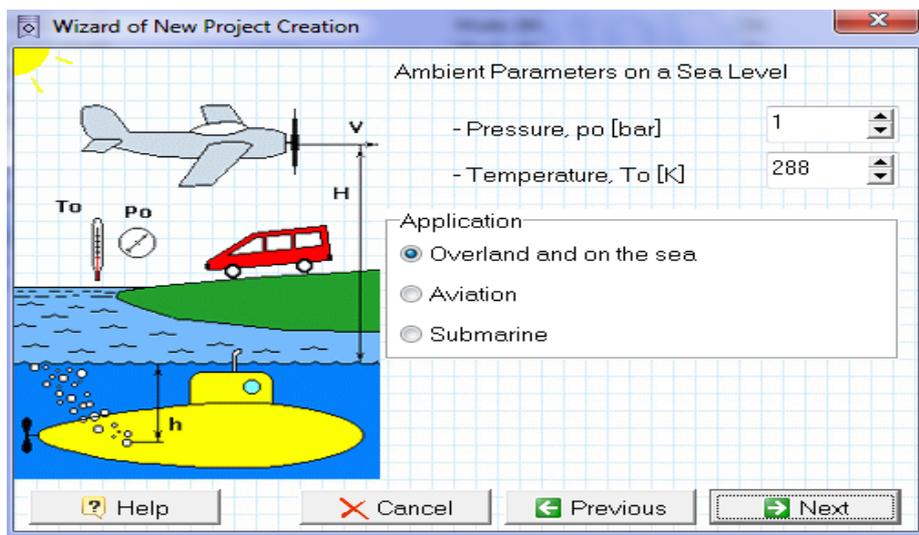


Figure II.6. Pression d'entrée, température ambiante et type d'application

Dans cette nouvelle fenêtre de la figure (II.7), nous choisissons un moteur turbocompressé par exemple, avec refroidissement en fonction de la conception de la culasse. Nous fixons le

nombre de soupapes (2 soupapes), et enfin nous choisissons la plage de pression d'injection (moins de 500 bar).

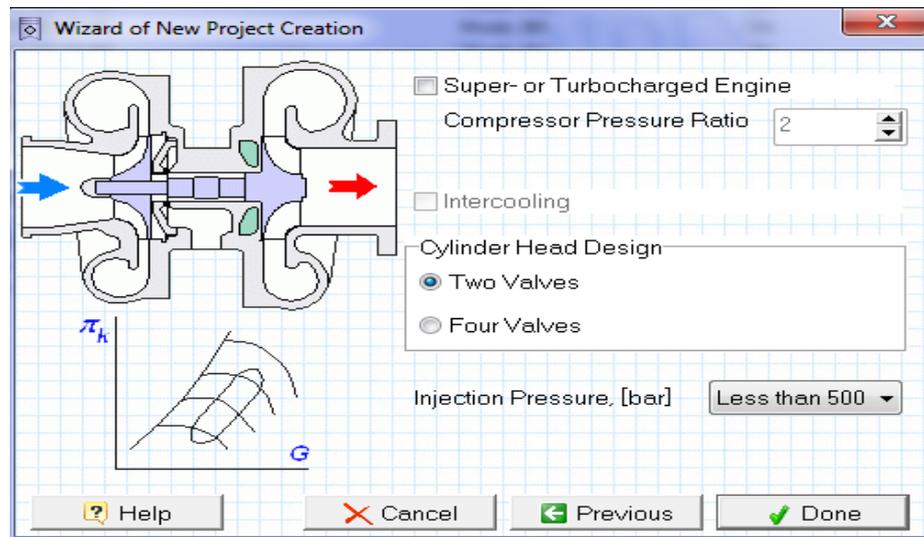


Figure II.7. Rapport de pression d'entrée du compresseur, nombre de soupapes et pression d'injection

II.3.7.2 Paramètres généraux

Dans cette fenêtre les paramètres généraux du moteur sont décrits : l'alésage, la course, le taux de compression, le régime nominal, les paramètres du système de refroidissement, les données nécessaires au calcul des pertes par frottement, etc... L'interface qui définit les paramètres généraux du moteur est représentée sur la figure (II.8).

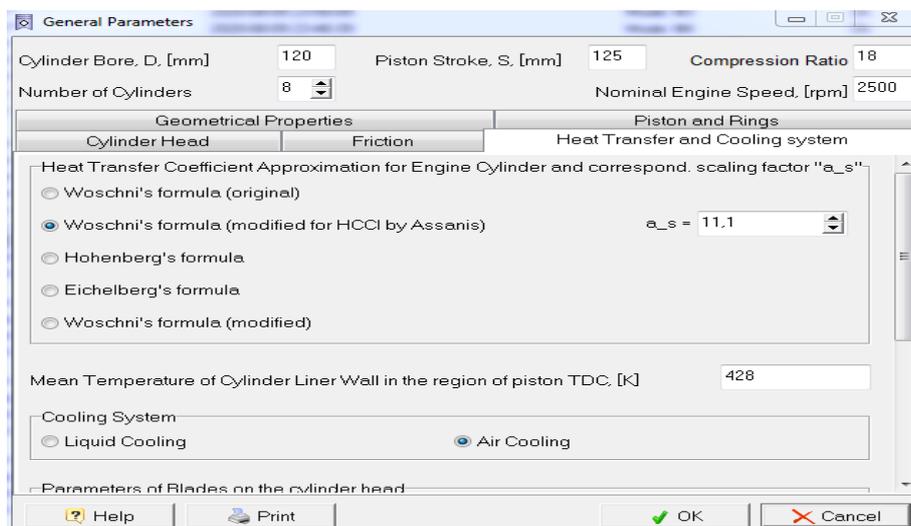


Figure II.8 : Paramètres utilisés dans le calcul de l'échange de chaleur entre le gaz et les parois du cylindre

Dans la fenêtre de la figure (II.9.) nous choisissons le mode de calcul de la température moyenne de la paroi et du matériau de la tête du piston puis nous sélectionnons « SUIVANT ».

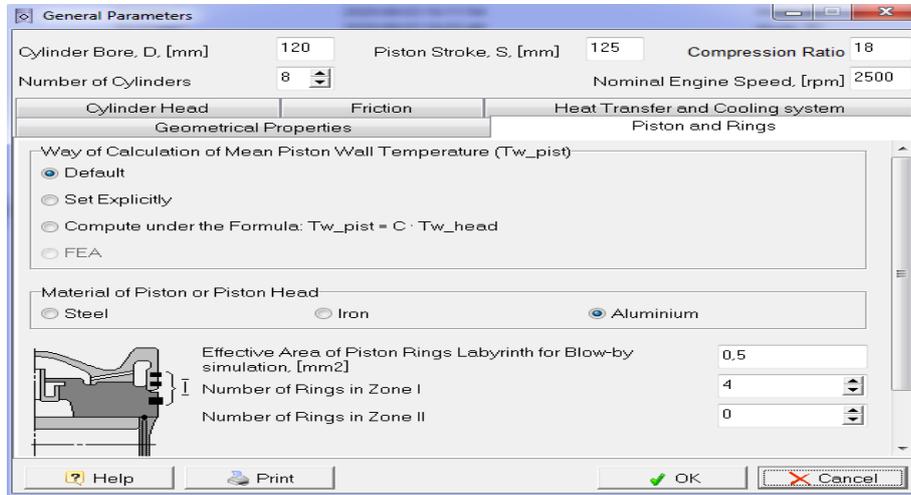


Figure II.9. Calcul de la température moyenne de la paroi et du matériau de la tête de piston

II.3.7.3 Système d'injection de carburant, chambre de combustion

La fenêtre de la figure (II.10.), montre l'interface de déclaration des paramètres structurels du piston pour la conception du bol (géométrie 1).

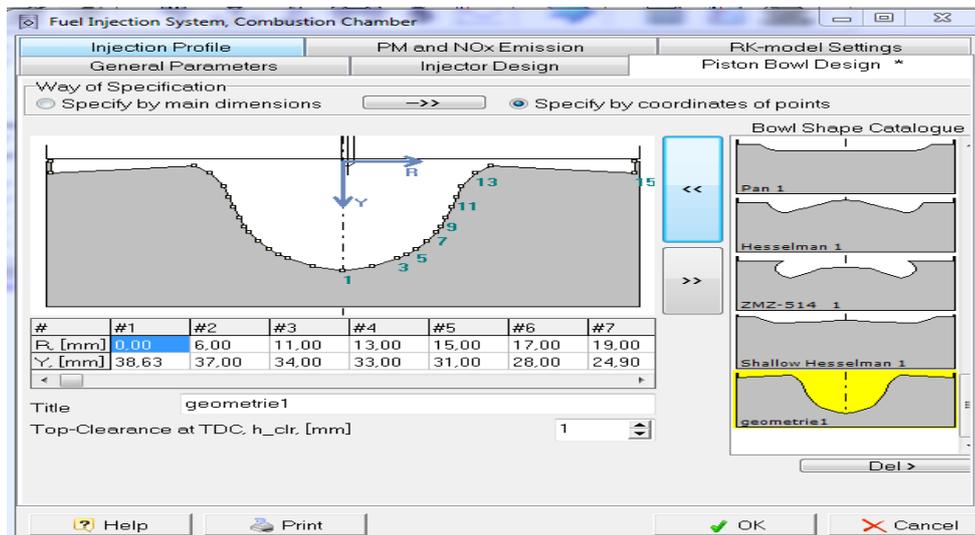


Figure II.10. Conception du bol du piston (géométrie 1)

De même, la fenêtre de la figure (II.11.) montre l'interface de déclaration des paramètres structurels d'un piston pour la conception du bol (pan).

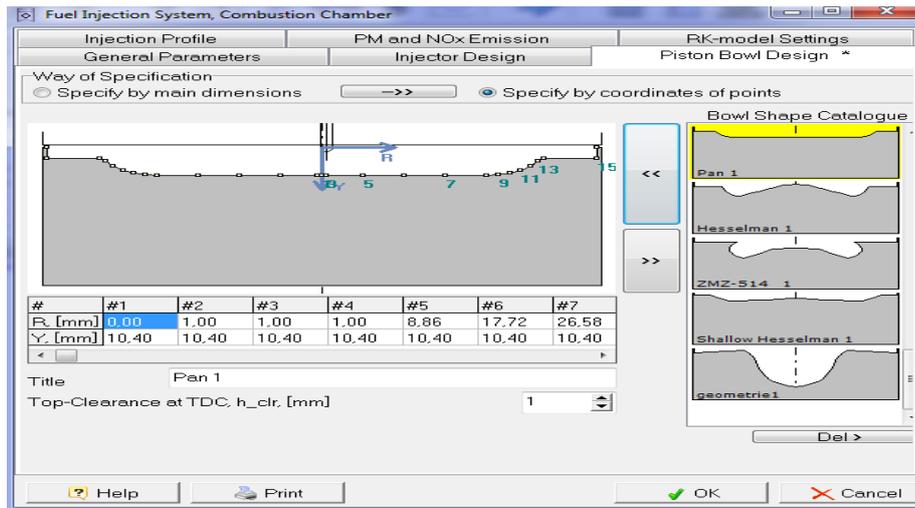


Figure II.11. Conception du bol du piston (pan)

II.3.7.4 Différentes géométries

Sur la figure (II.12.), nous présentons les différentes géométries de bol de piston que nous avons utilisé dans cette étude.

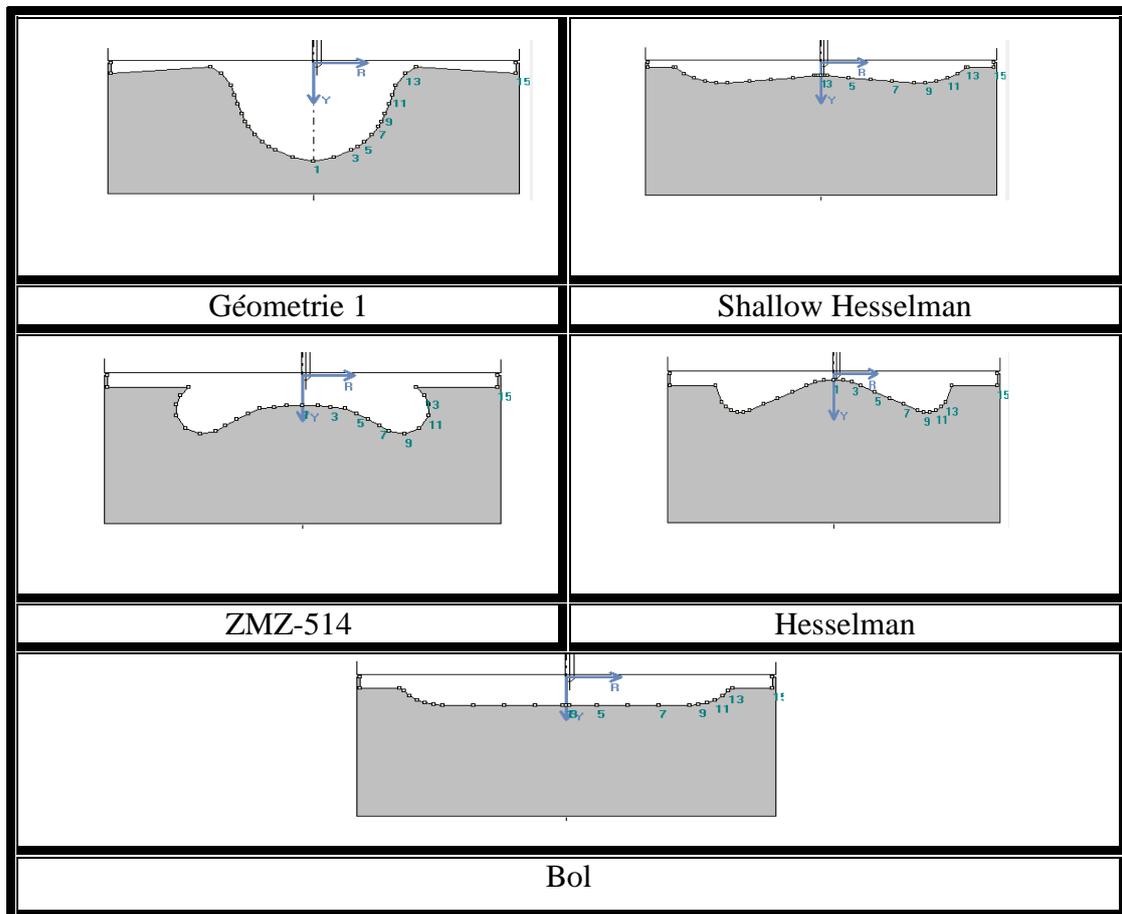


Figure II.12. Géométries de bol de piston utilisées

Type	Diamètre (mm)	Profondeur du bol (mm)
Géometrie 1	120	38.63
Shallow Hesselman	120	8.01
ZMZ-514	120	20.21
Hesselman	120	13.32
Pan	120	10.40

Tableau II.3. Paramètres de conception du bol de piston

II.3.7.5 Paramètres de l'injecteur

La fenêtre de la figure (II.13), montre l'interface de déclaration des paramètres de conception de l'injecteur, de l'orientation et du diamètre des trous.

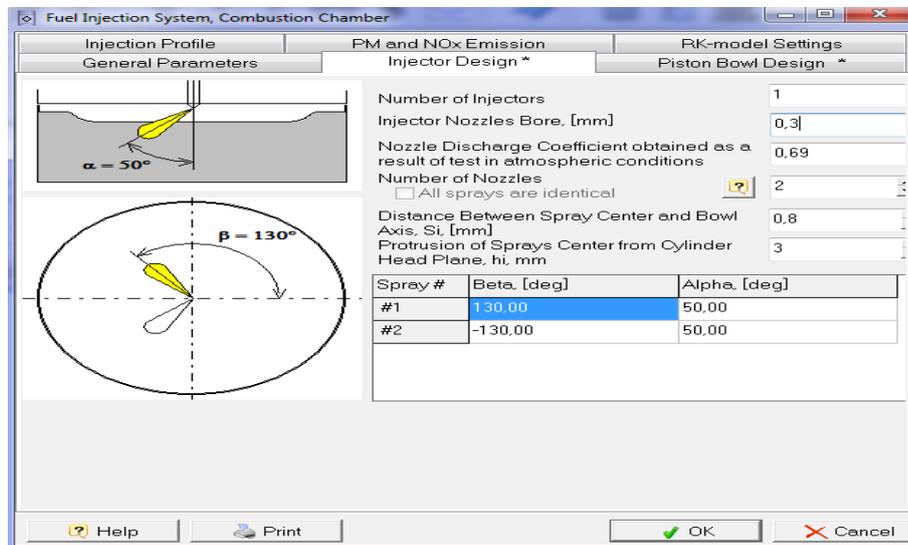


Figure II.13. Conception de l'injecteur, de l'orientation et du diamètre des trous

La fenêtre de la figure (II.14), montre le mode de spécification du profil d'injection dans la chambre de combustion.

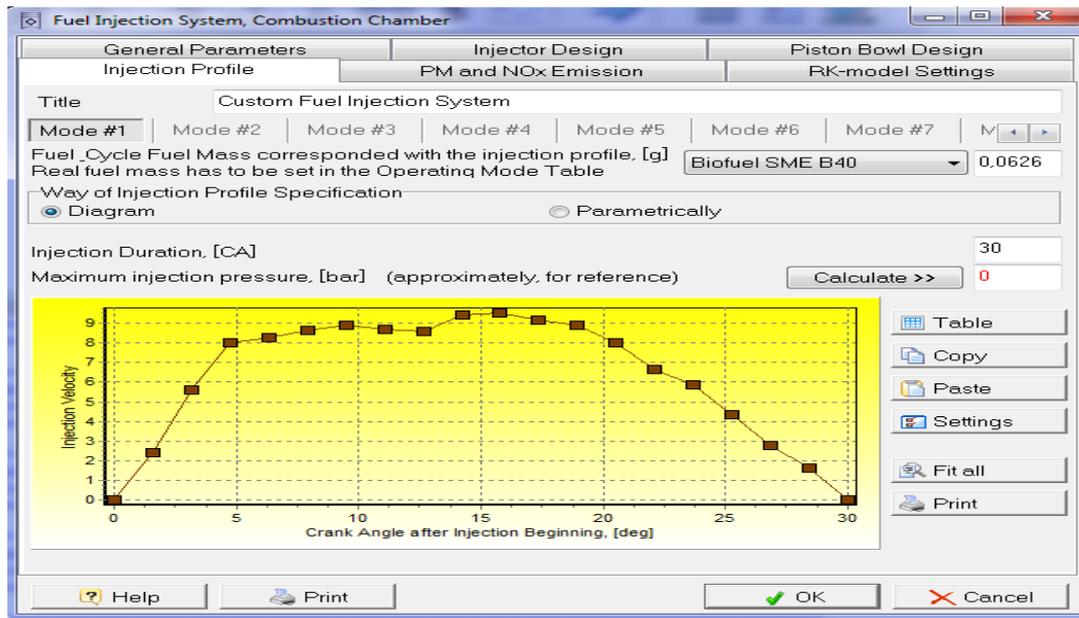


Figure II.14. Profil d'injection

II.3.7.6 Système d'échange de gaz

Dans la fenêtre de la figure (II.15) on définit les paramètres du collecteur d'admission et d'échappement des gaz.

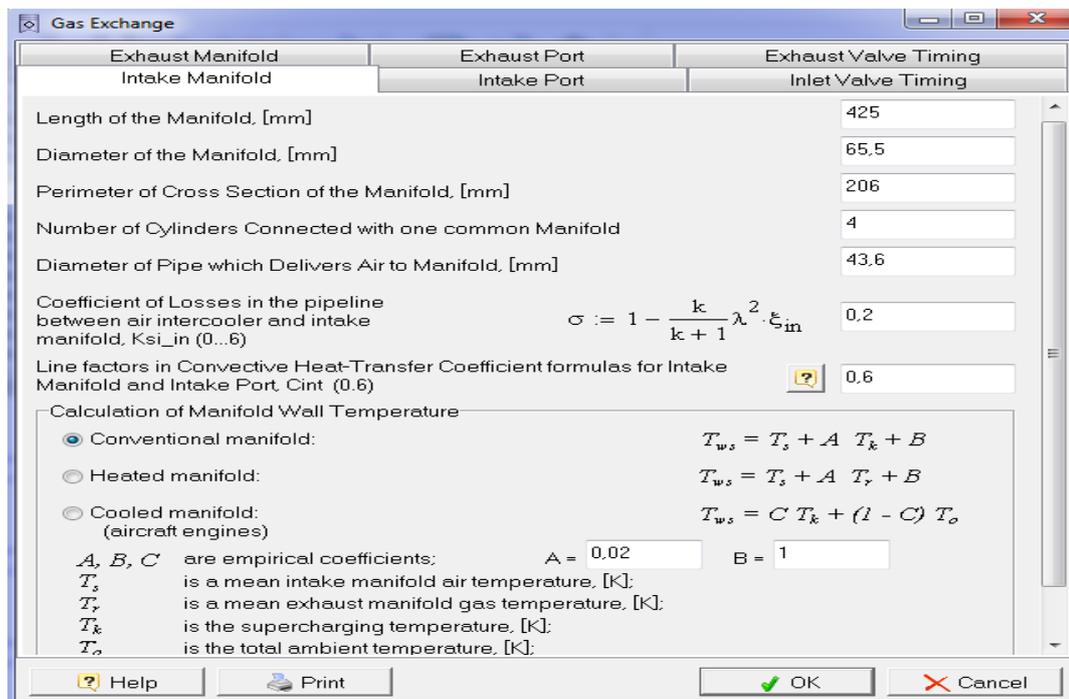


Figure II.15. Les paramètres du collecteur d'admission et d'échappement des gaz

Dans la fenêtre de la figure (II.16), nous définissons les paramètres de base du système de charge /décharge : l'heure d'ouverture et de fermeture des soupapes.

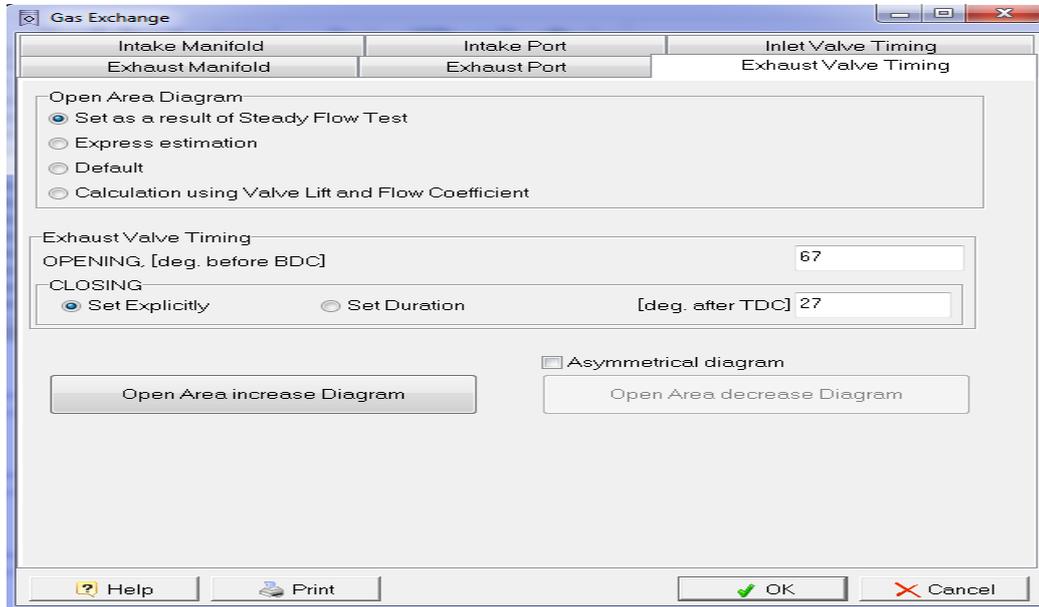


Figure II.16. Les paramètres d'ouverture des soupapes d'échappement

II.3.7.7 Le carburant

La fenêtre de la figure (II.17) renferme un ensemble de paramètres de carburant permettant de choisir le type de carburant et de saisir les propriétés de ce dernier.

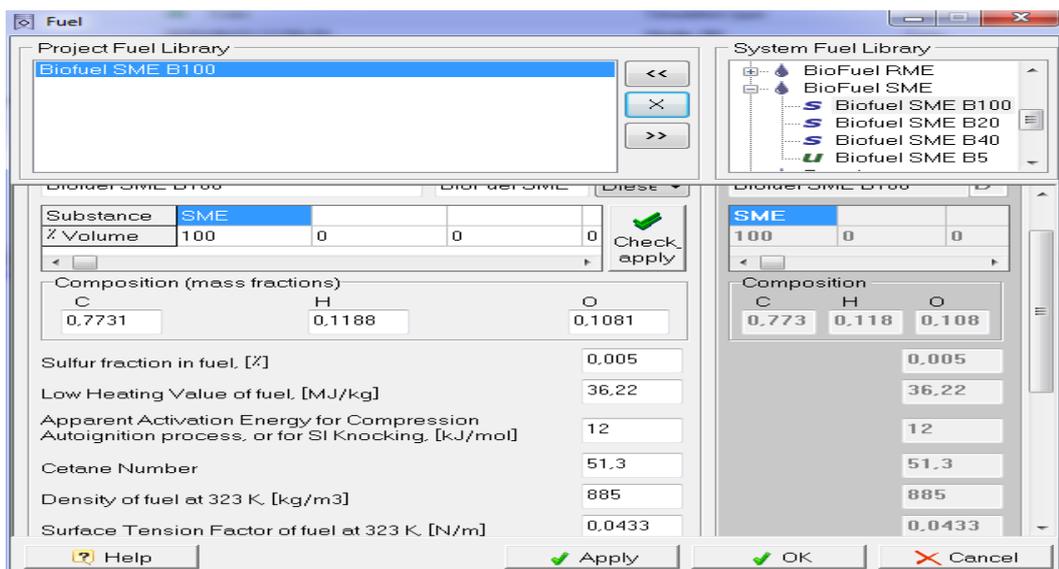


Figure II.17. Type et propriétés du carburant (SME B100)

Dans la fenêtre de la figure (II.18), nous définissons le type et les propriétés du carburant cétane.

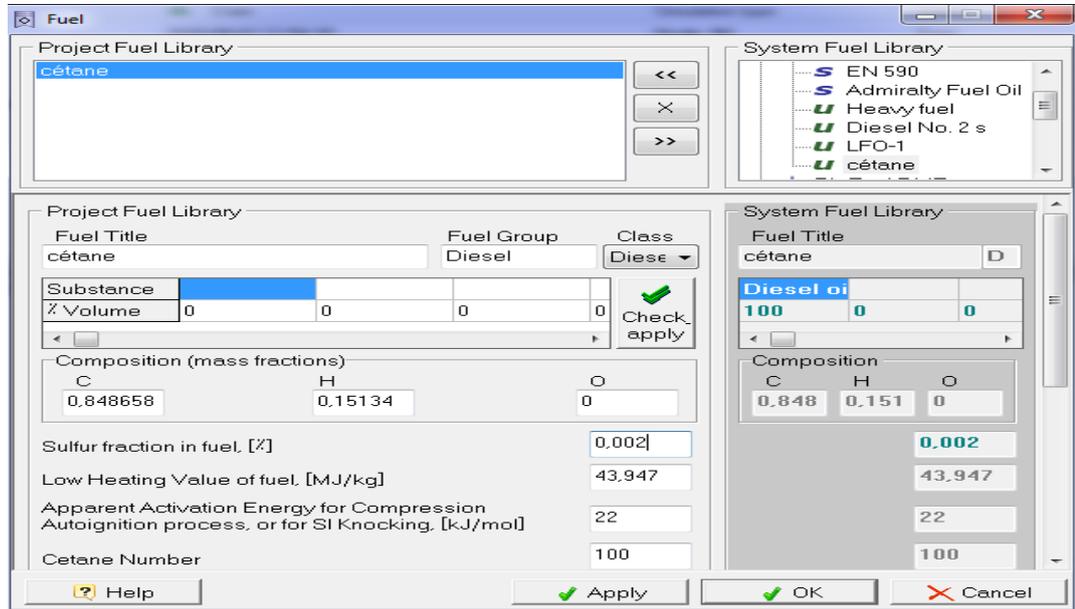


Figure II.18. Type et propriétés du carburant cétane

Les carburants et leurs caractéristiques utilisés dans cette étude sont donnés dans le tableau (II.4).

Carburant \ Propriétés	Cétane	SME B100	SME B40	SME B05
Composition massique du carburant				
C	0.848658	0,7731	0,8297	0,8297
H	0.15134	0,1188	0,123	0,123
O	0	0,1081	0,0473	0,0473
Pouvoir calorifique inférieur (MJ/kg)	43.947	36,22	39,89	39,89
Indice de cétane	100	51,3	49,37	49,37
Densité du carburant (kg/m ³)	770	885	852	852
Masse molaire (kg / kmol)	226.44	292,2	232,5	232,5

Tableau II.4. Carburants et leurs caractéristiques

II.3.7.8 Le mode de fonctionnement

La fenêtre de la figure (II.19) montre l'interface du module qui permet de déclarer les paramètres du mode de fonctionnement tels que le régime, rapport d'équivalence air-carburant, moment d'injection, la pression et la température ambiante.

The screenshot shows the 'Operating Mode' window with the following sections:

- Way of In-Cylinder Process Simulation:**
 - Specify Cycle Fuel Mass, [g]
 - Specify A/F equivalence Ratio in Cylinder
- Environment parameters:**
 - Set explicitly
 - Calculate using vehicle velocity and altitude above sea level
- Losses of pressure before compressor:**
 - Set explicitly
 - Calculate on pressure ratio in inlet device
- Losses of pressure after turbine:**
 - Set explicitly
 - Calculate on pressure ratio in exhaust device (silencer, etc.)

Below these sections are input fields for modes #1 through #10. A table at the bottom summarizes the performance parameters for each mode:

Mode of Performance (#1 = Full Load)	<input checked="" type="checkbox"/> #1	<input type="checkbox"/> #2	<input type="checkbox"/> #3	<input type="checkbox"/> #4	<input type="checkbox"/> #5	<input type="checkbox"/> #6	<input type="checkbox"/> #7	<input type="checkbox"/> #8	<input type="checkbox"/> #9	<input type="checkbox"/> #10
Engine Speed, [rpm]	2500	2500	2500	2500	2500	2500	2500	2500	2500	2500
Air Fuel Equivalence Ratio in the Cylinder	2	2	2	2	2	1,75	1,75	1,75	1,75	1,75
Injection / Ignition Timing, [deg B.TDC]	22	22	22	22	22	20	20	20	20	20
Ambient Pressure, [bar]	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
Ambient Temperature, [K]	288	288	288	288	288	288	288	288	288	288
Inlet Pressure Losses (before compressor), [bar]	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02
Differential Pressure in exhaust (tail) system, [bar]	0,04	0,04	0,04	0,04	0,04	0,04	0,04	0,04	0,04	0,04

Figure II.19. Mode de fonctionnement

Chapitres III:

Résultats et discussion

III.1. Introduction

Dans ce chapitre, nous présentons l'essentiel des résultats de simulations numériques obtenus, sur le moteur Diesel F8L413, à l'aide du logiciel Diesel-RK que nous avons utilisé dans le cadre de ce projet de fin d'études. Ces résultats sont relatifs d'une part à la variation de différents paramètres de performances du moteur en fonction de la richesse, le régime, le carburant, le moment d'injection, la géométrie du piston, l'angle d'injection et le taux de compression, d'autre part à l'évolution du taux de dégagement de chaleur, de la pression et de la température des gaz dans les cylindres en fonction de l'angle du vilebrequin et d'autres variables. Les évolutions des paramètres d'émission de polluants du moteur, comme les NOx, ont également été relevées.

III.2. Chambre de combustion du moteur F8L413

Les chambres de combustion du moteur Diesel F8L413 sont en grande partie intégrées dans les pistons comme le montre la figure (III.1). Cette dernière montre également la forme du bol que nous avons appelé « géométrie 1 » et qui est prise comme référence dans la suite de notre étude.

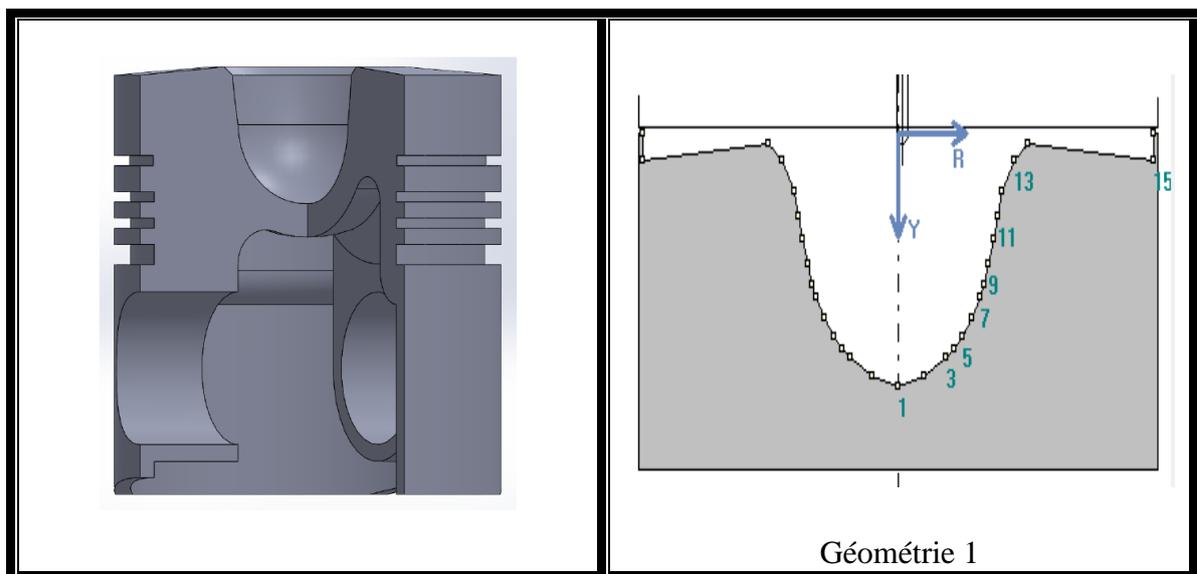


Figure III.1. Coupe d'un piston de F8L413 et forme du bol

III.3. Résultats de simulations à l'aide du software Diesel-RK

Le moteur utilisé dans la présente étude est le moteur diesel F8L413, huit cylindres, à injection directe, refroidi par air et avec les spécifications données dans le chapitre précédent.

Les simulations sont réalisées à l'aide du logiciel DIESEL-RK, qui est un logiciel de simulation de moteur thermodynamique à cycle complet.

Le logiciel DIESEL-RK peut calculer les performances d'un moteur comme, l'efficacité, le couple, la consommation spécifique de carburant et également les émissions de CO₂ et de NO_x, ce qui est le cas dans notre étude. Le logiciel a été utilisé également pour calculer l'effet de plusieurs paramètres sur les performances et les caractéristiques d'émissions du moteur diesel F8L413 dans cette étude.

III.4. Paramètres de performances du moteur

III.4.1. Efficacité thermique du moteur

Pour étudier l'influence de la richesse, du régime, du carburant et du moment d'injection sur l'efficacité thermique du moteur, nous avons pris comme essai de référence celui dont les caractéristiques sont présentées dans le tableau (III.1.).

Richesse	Régime	Carburant	Moment d'injection	Géométrie	L'angle d'injection	Taux de compression
0.5	2500 rpm	Cétane	22° avant PMH	Géométrie 1	50°	18

Tableau III.1. Paramètres de l'essai de référence

Dans ce qui suit, les simulations ont été réalisées pour étudier l'efficacité thermique du moteur en fixant tout d'abord le taux de compression égal à 18, l'angle d'injection égal à 50 deg, le diamètre du trou de l'injecteur égal à 0.3 et la géométrie 1. Les histogrammes de la variation de l'efficacité en fonction de la richesse ont été obtenus en prenant trois valeurs de richesse différentes (0.5 ; 0.6 ; 0.7) comme le montre la figure (III.2). Ceux de la variation de l'efficacité en fonction du régime ont été obtenus en prenant quatre régimes différents (1800 rpm ; 2000 rpm ; 2300 rpm ; 2500 rpm), comme le montre la figure (III.3). Ces figures montrent que l'efficacité thermique diminue quand la richesse augmente et qu'elle augmente lorsque la vitesse du moteur augmente.

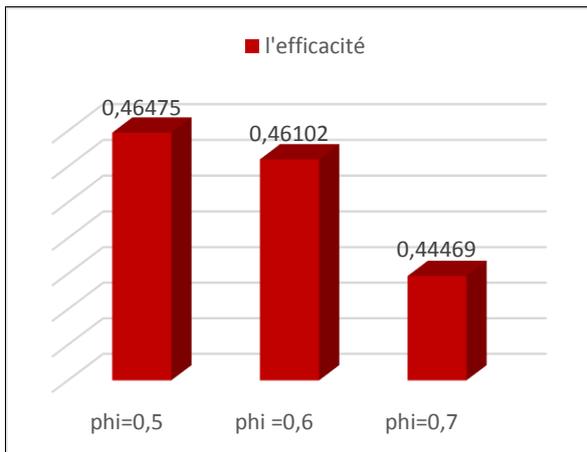


Figure III.2. Variation de l'efficacité thermique en fonction de la richesse

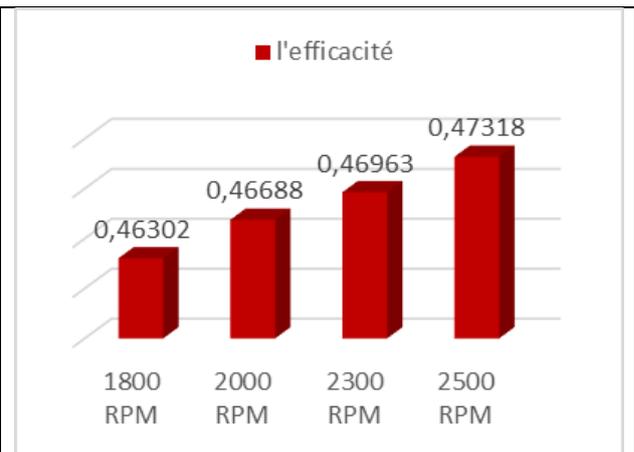


Figure III.3. Variation de l'efficacité thermique en fonction du régime

Les histogrammes de la variation de l'efficacité en fonction du carburant ont été obtenus en prenant quatre carburants différents (Cétane ; SME B100 ; SME B40 ; SME B5) comme le montre la figure (III.4) et enfin ceux de la variation de l'efficacité en fonction du moment d'injection ont été obtenus en prenant quatre moments d'injection différents (22 deg avant PMH ; 30 deg avant PMH ; 40 deg avant PMH ; 50 deg avant PMH) comme le montre la figure (III.5).

Ces figures montrent que l'efficacité thermique change avec le carburant et qu'elle diminue lorsque le moment d'injection augmente.

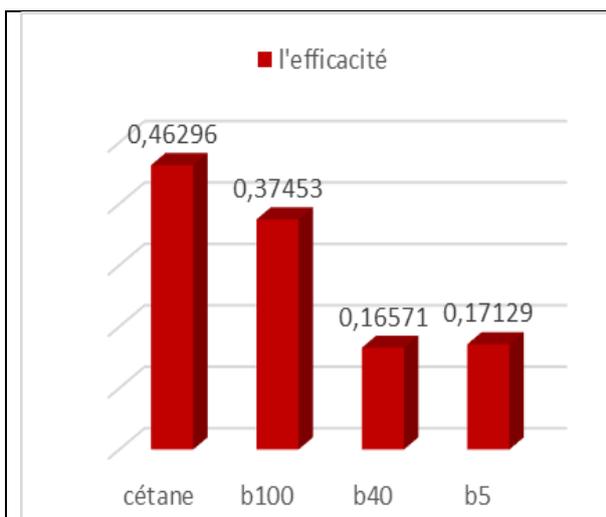


Figure III.4 Variation de l'efficacité thermique en fonction du carburant

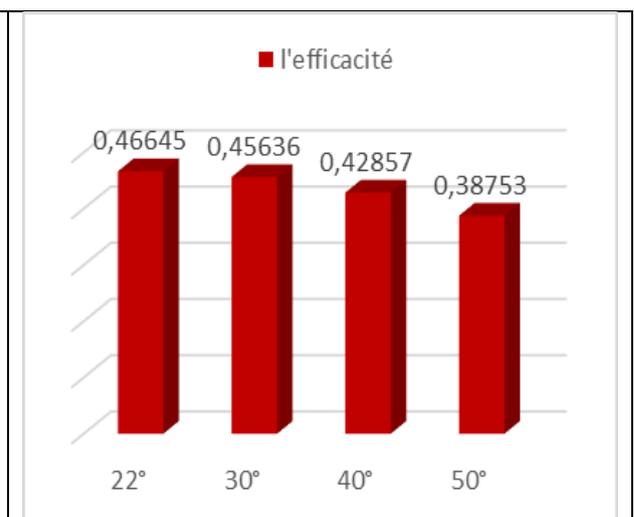
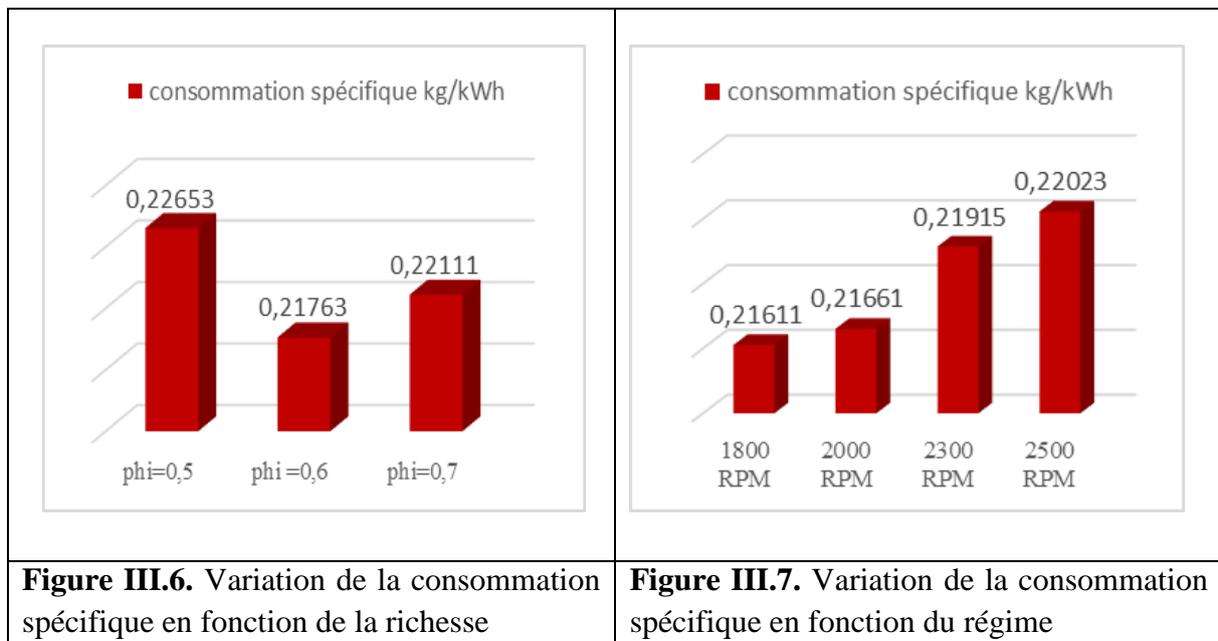


Figure III.5. Variation de l'efficacité thermique en fonction du moment d'injection

III.4.2. Consommation spécifique du carburant

Pour étudier l'influence de différents paramètres sur la consommation spécifique du carburant, nous avons fixé le taux de compression égal à 18, l'angle d'injection égal à 50 deg, et nous avons choisi la géométrie 1. Les histogrammes de la variation de la consommation spécifique du carburant en fonction de la richesse ont été obtenus en prenant trois valeurs de richesse différentes (0.5 ; 0.6 ; 0.7) comme le montre la figure (III.6). Ceux de la variation de la consommation spécifique du carburant en fonction du régime ont été obtenus en prenant quatre régimes différents (1800 rpm ; 2000 rpm ; 2300 rpm ; 2500 rpm), comme le montre la figure (III.7).

Ces figures montrent que la consommation spécifique du carburant varie avec la richesse et qu'elle augmente lorsque la vitesse du moteur augmente.



Les histogrammes de la variation de la consommation spécifique du carburant en fonction du carburant ont été obtenus en prenant quatre carburants différents (Cétane ; SME B100 ; SME B40 ; SME B5) comme le montre la figure (III.8) et enfin ceux de la variation de la consommation spécifique du carburant en fonction du moment d'injection ont été obtenus en prenant quatre moments d'injection différents (22 deg avant PMH ; 30 deg avant PMH ; 40 deg avant PMH; 50 deg avant PMH) comme le montre la figure (III.9). Ces figures montrent que la consommation spécifique du carburant change avec le carburant et qu'elle augmente lorsque le moment d'injection est avancé. La valeur de la consommation spécifique du carburant minimale est de 0.225 kg / kWh à un angle d'injection de 22 deg pour le cétane.

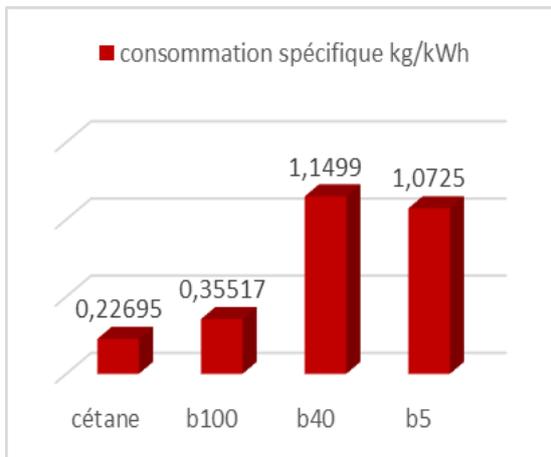


Figure III.8. Variation de la consommation spécifique en fonction du carburant

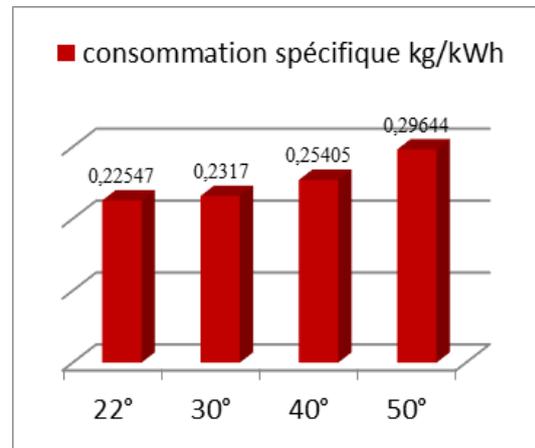


Figure III.9. Variation de la consommation spécifique en fonction du moment d'injection

III.4.3. Le couple moteur

L'influence de différents paramètres sur le couple moteur a été étudiée, en fixant le taux de compression égal à 18, l'angle d'injection égal à 50 deg, et en choisissant la géométrie 1. Les histogrammes de la variation du couple moteur en fonction de la richesse ont été obtenus en prenant trois valeurs de richesse différentes (0.5 ; 0.6 ; 0.7) comme le montre la figure (III.10). Ceux de la variation du couple moteur en fonction du régime ont été obtenus en prenant quatre régimes différents (1800 rpm ; 2000 rpm ; 2300 rpm ; 2500 rpm), comme le montre la figure (III.11). Ces figures montrent aussi que le couple moteur augmente avec la richesse et qu'il augmente puis diminue lorsque la vitesse du moteur augmente.

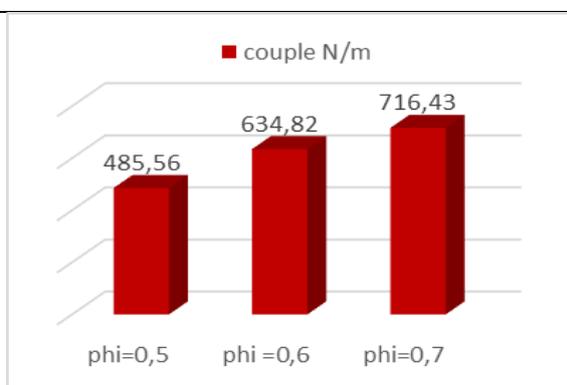


Figure III.10. Variation du couple en fonction de la richesse

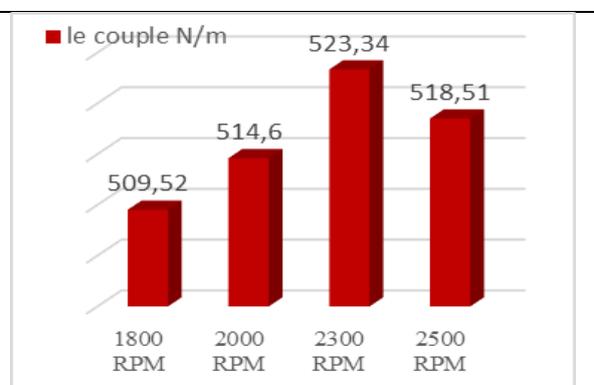
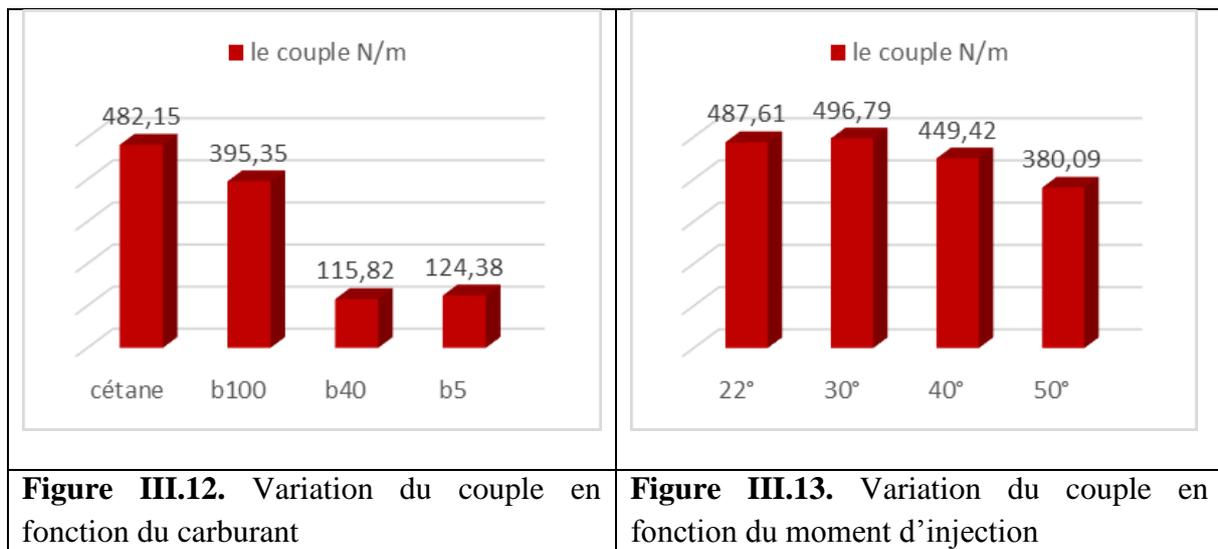


Figure III.11. Variation du couple en fonction du régime

Les histogrammes de la variation du couple moteur en fonction du carburant ont été obtenus en prenant quatre carburants différents (Cétane ; SME B100 ; SME B40 ; SME B5) comme le montre la figure (III.12) et enfin ceux de la variation du couple moteur en fonction du moment d'injection ont été obtenus en prenant quatre moments d'injection différents (22 deg avant PMH ; 30 deg avant PMH ; 40 deg avant PMH ; 50 deg avant PMH) comme le montre la figure (III.13).

Ces figures montrent que le couple moteur change avec le carburant et qu'il augmente puis diminue lorsque le moment d'injection est avancé.



III.4.4. Le délai d'allumage

Pour étudier l'influence de différents paramètres sur le délai d'allumage, nous avons fixé le taux de compression égal à 18, l'angle d'injection égal à 50 deg, et nous avons choisi la géométrie 1. Les histogrammes de la variation du délai d'allumage en fonction de la richesse ont été obtenus en prenant trois valeurs de richesse différentes (0.5 ; 0.6 ; 0.7) comme le montre la figure (III.14). Ceux de la variation du délai d'allumage en fonction du régime ont été obtenus en prenant quatre régimes différents (1800 rpm ; 2000 rpm ; 2300 rpm ; 2500 rpm), comme le montre la figure (III.15).

Ces figures montrent que le délai d'allumage diminue en fonction de la richesse et qu'il augmente lorsque la vitesse du moteur augmente.

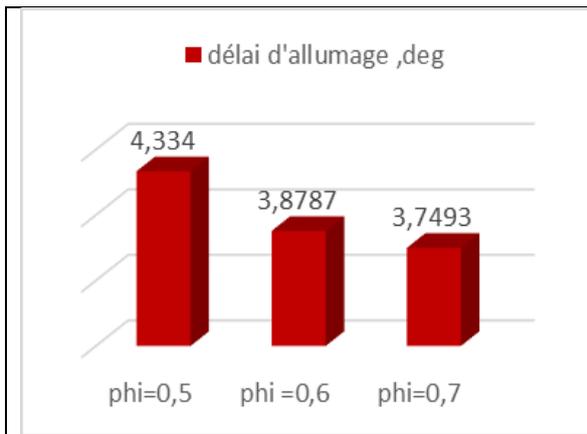


Figure III.14. Variation du délai d'allumage en fonction de la richesse

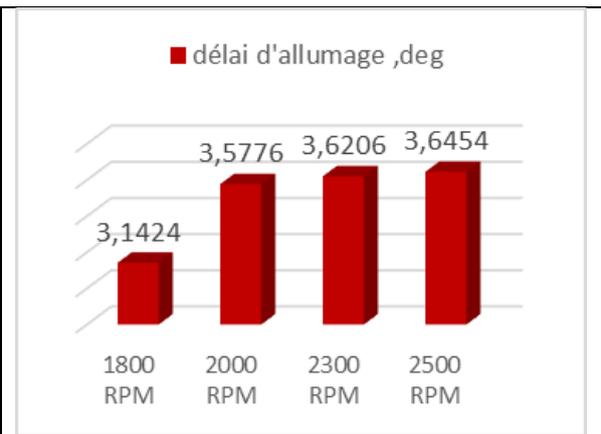


Figure III.15. Variation du délai d'allumage en fonction du régime

Les histogrammes de la variation du délai d'allumage en fonction du carburant ont été obtenus en prenant quatre carburants différents (Cétane ; SME B100 ; SME B40 ; SME B5) comme le montre la figure (III.16) et enfin ceux de la variation du délai d'allumage en fonction du moment d'injection ont été obtenus en prenant quatre moments d'injection différents (22 deg avant PMH ; 30 deg avant PMH ; 40 deg avant PMH ; 50 deg avant PMH) comme le montre la figure (III.17).

Ces figures montrent que le délai d'allumage change avec le carburant et qu'il augmente lorsque le moment d'injection est avancé.

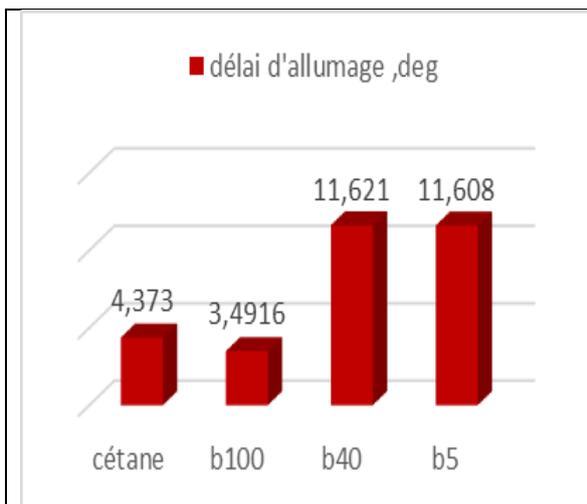


Figure III.16. Variation du délai d'allumage en fonction du carburant

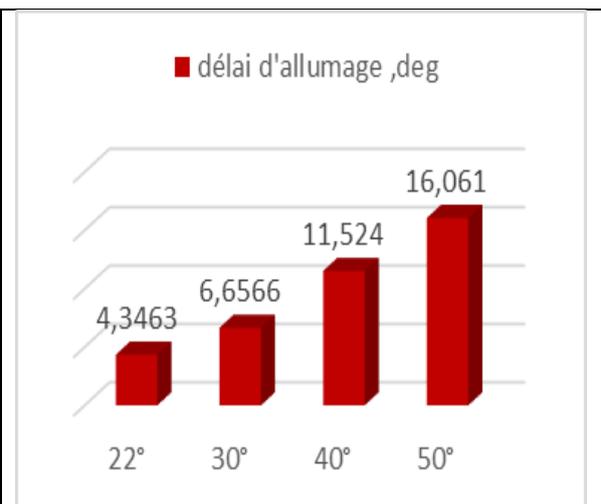


Figure III.17. Variation du délai d'allumage en fonction du moment d'injection

III.5. Paramètres de combustion du moteur

III.5.1. Pression des gaz dans les cylindres

Sur la figure (III.18) nous avons représenté l'évolution de la pression des gaz dans les cylindres du moteur diesel F8L413 pour différents carburants. Nous remarquons que la pression des gaz dans la phase de combustion augmente avec le mouvement du piston de la position PMB jusqu'à la position PMH. Au cours de cette phase, le phénomène d'auto-inflammation lié à la pression et aux températures élevées dans la chambre de combustion conduit à un allumage spontané du carburant injecté. La valeur de la pression maximale (89 bar) pour le cétane est atteinte lorsque le piston est en position PMH.

La pression des gaz dans la chambre de combustion commence à baisser lorsque le piston entame son mouvement descendant jusqu'à la position PMB, où la soupape d'échappement s'ouvre pour permettre l'évacuation des gaz brûlés.

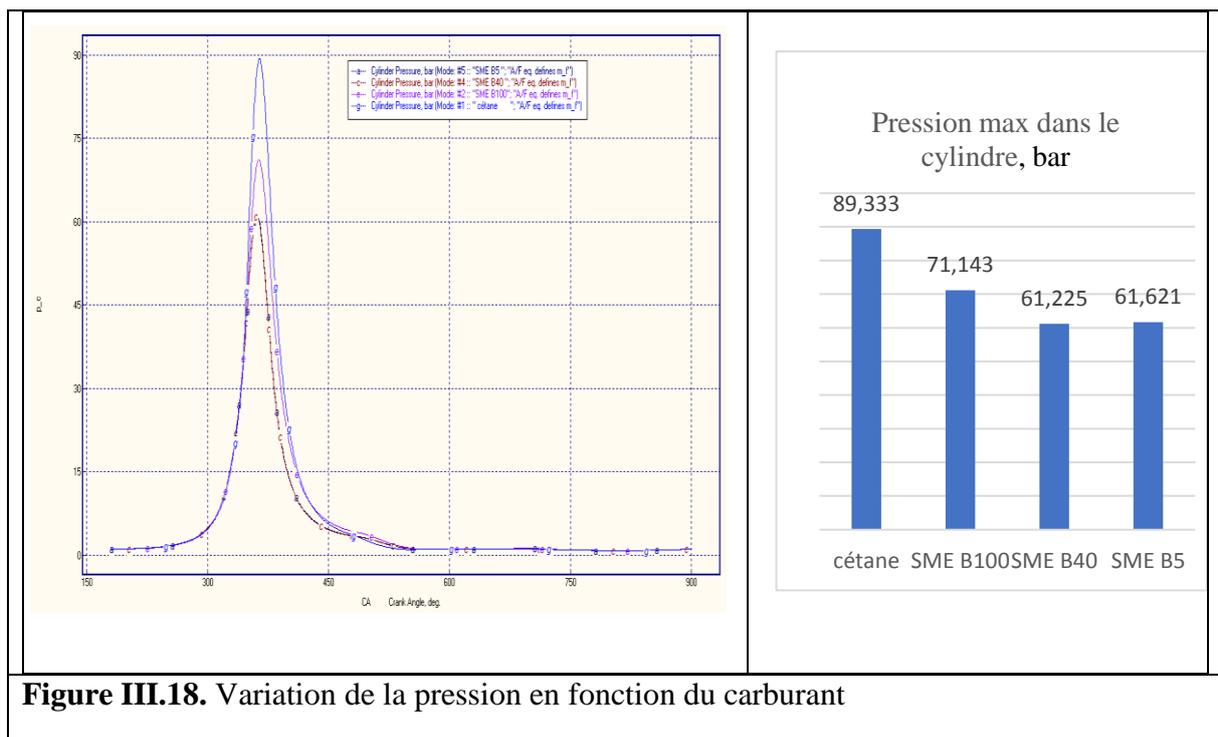


Figure III.18. Variation de la pression en fonction du carburant

Sur la figure (III.19) nous avons représenté l'évolution de la pression des gaz dans les cylindres du moteur diesel F8L413 pour différents moments d'injection tout en gardant les paramètres de l'essai de référence. Nous remarquons que la pression des gaz dans la chambre de combustion augmente lorsque le moment d'injection est avancé.

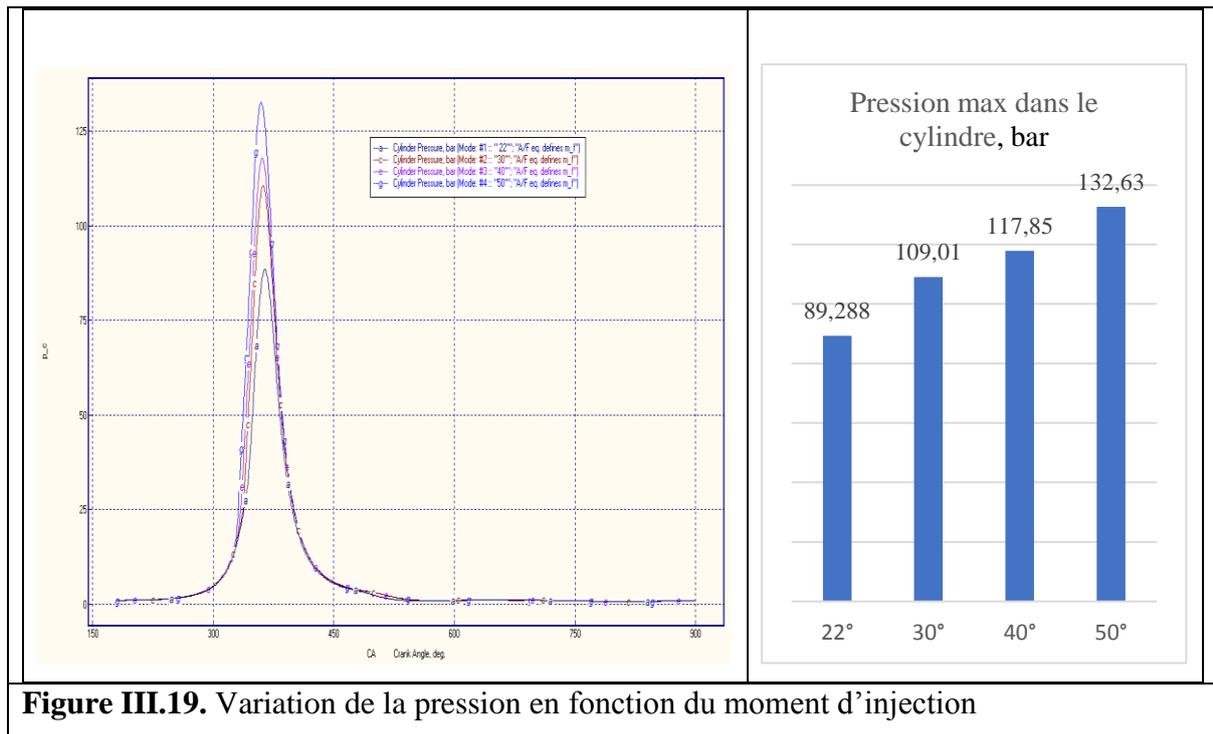


Figure III.19. Variation de la pression en fonction du moment d'injection

Sur la figure (III.20) nous avons représenté l'évolution de la pression des gaz dans les cylindres du moteur diesel F8L413 en fonction de la richesse et tout en gardant les autres paramètres de l'essai de référence fixes. Nous remarquons que la pression des gaz dans la chambre de combustion augmente avec la richesse.

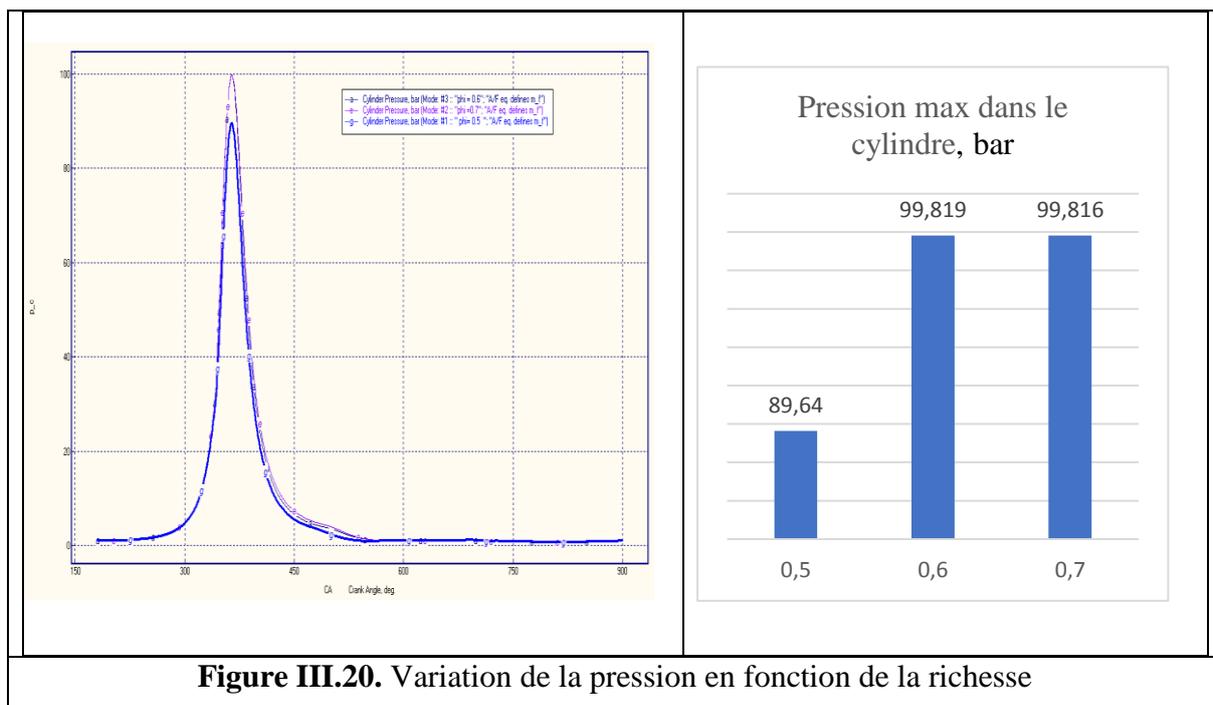
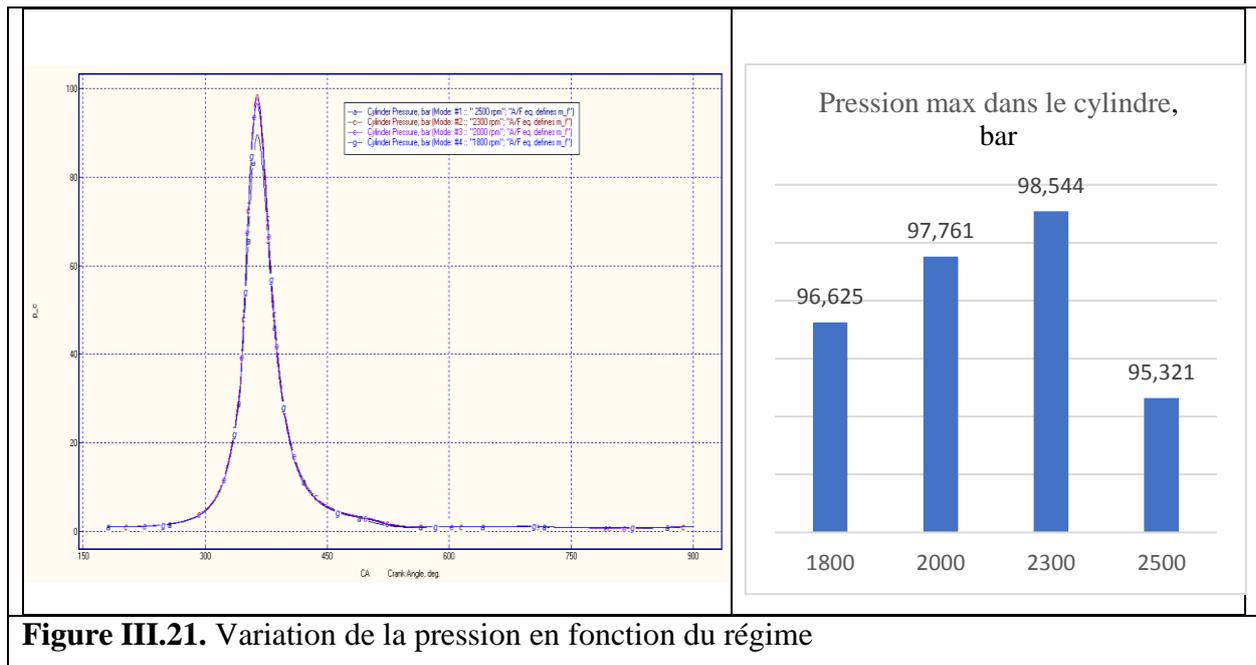


Figure III.20. Variation de la pression en fonction de la richesse

Sur la figure (III.21) nous avons représenté l'évolution de la pression des gaz dans les cylindres du moteur diesel F8L413 en fonction du régime du moteur, tout en gardant les autres paramètres de l'essai de référence fixes. Nous remarquons que la pression maximale des gaz dans la chambre de combustion est atteinte pour une vitesse de rotation du moteur de 2300 tr /mn.



Sur la figure (III.22) nous avons représenté l'évolution de la pression des gaz dans les cylindres du moteur diesel F8L413 en fonction de la géométrie, tout en gardant les autres paramètres de l'essai de référence fixes. Nous remarquons que la pression maximale des gaz dans la chambre de combustion est atteinte pour la géométrie du piston appelée « Shallow Hesselman » c'est-à-dire pour un bol peu profond.

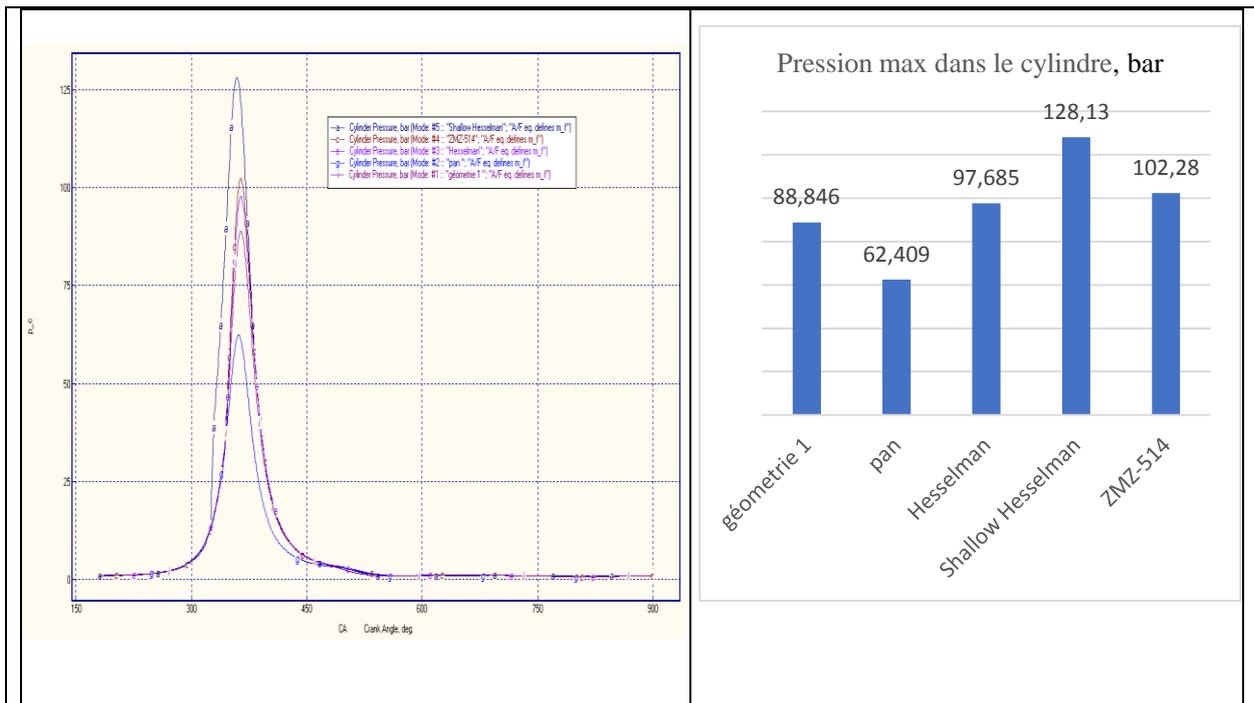


Figure III.22. Variation de la pression en fonction de la géométrie

Sur la figure (III.23) nous avons représenté l'évolution de la pression des gaz dans les cylindres du moteur diesel F8L413 en fonction de l'angle d'injection, tout en gardant les autres paramètres de l'essai de référence fixes. Nous remarquons que la pression maximale des gaz dans la chambre de combustion est atteinte pour un angle d'injection de 70 deg.

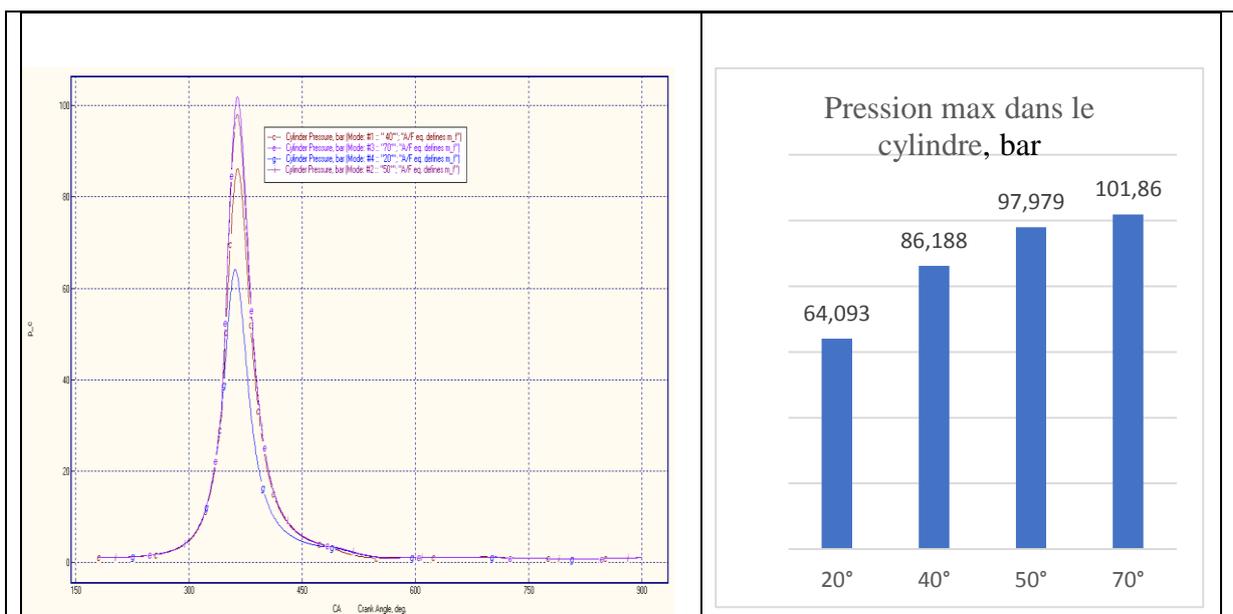


Figure III.23. Variation de la pression en fonction de l'angle d'injection

Sur la figure (III.24) nous avons représenté l'évolution de la pression des gaz dans les cylindres du moteur diesel F8L413 en fonction du taux de compression, tout en gardant les autres paramètres de l'essai de référence fixes. Nous remarquons que la pression maximale des gaz dans la chambre de combustion augmente avec le taux de compression.

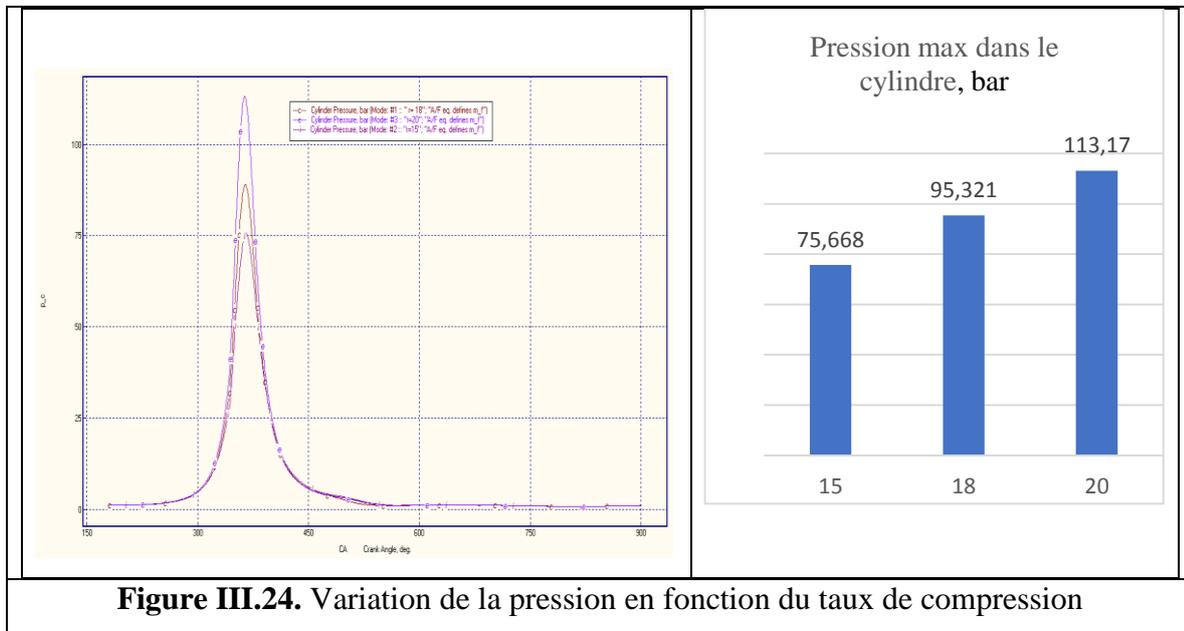


Figure III.24. Variation de la pression en fonction du taux de compression

En résumé, nous pouvons constater que la pression maximale dans la chambre de combustion a tendance à être plus élevée pour les carburants à haute teneur en biodiesel. La raison en est que la teneur en oxygène du carburant est directement proportionnelle à la concentration du mélange de biodiesel, de sorte que la qualité de la combustion des carburants avec des niveaux de biodiesel plus élevés est meilleure. Les résultats de la simulation montrent également que la pression augmente avec l'augmentation de la richesse. Pour les autres résultats, on voit clairement que la pression augmente avec l'augmentation du régime du moteur, du moment d'injection, du taux de compression et de l'angle d'injection. En ce qui concerne la géométrie du piston, nous remarquons que la plus faible valeur du pic de pression est obtenue par l'utilisation de la géométrie « pan » qui est la géométrie plate et qui produit le moins de turbulence.

III.5.2. Température des gaz dans les cylindres

Sur la figure (III.25) nous avons représenté l'évolution de la température des gaz dans un cylindre de moteur diesel F8L413 pour différents moments d'injection. Nous remarquons que la température des gaz dans la phase de combustion augmente avec le mouvement du piston de la position PMB jusqu'à la position PMH. Au cours de cette phase, le phénomène d'auto-

inflammation lié à la pression et aux températures élevées dans la chambre de combustion conduit à un allumage spontané du carburant injecté. La valeur de la température maximale est atteinte lorsque le piston est en position PMH. Cette valeur augmente avec le moment d'injection.

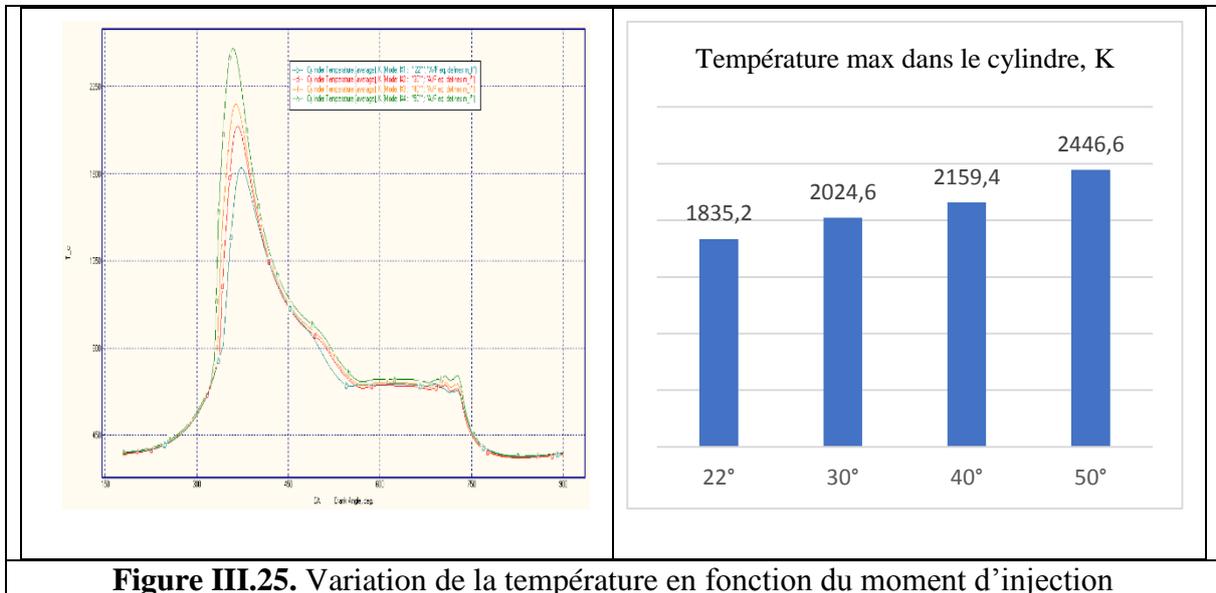


Figure III.25. Variation de la température en fonction du moment d'injection

Sur la figure (III.26) nous avons représenté l'évolution de la température des gaz dans les cylindres du moteur diesel F8L413 en fonction de la richesse et tout en gardant les autres paramètres de l'essai de référence fixes. Nous remarquons que la température des gaz dans la chambre de combustion augmente avec la richesse.

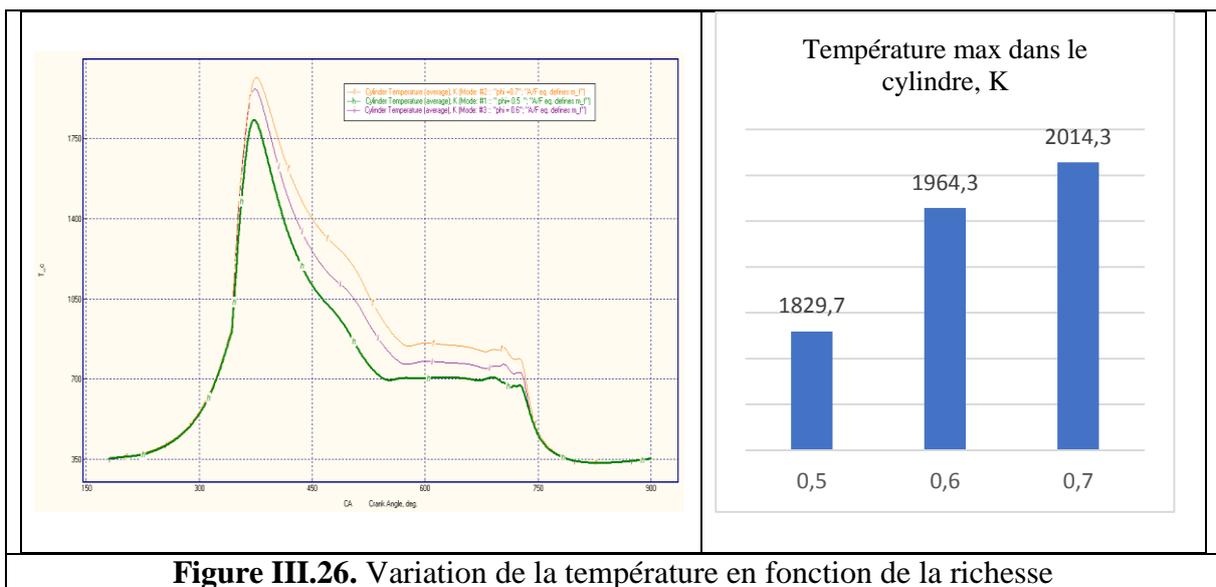


Figure III.26. Variation de la température en fonction de la richesse

Sur la figure (III.27) nous avons représenté l'évolution de la température des gaz dans les cylindres du moteur diesel F8L413 pour différents carburants. Nous remarquons que la

température des gaz de combustion change en fonction du combustible utilisé et que la valeur maximale de la température pour le cétane est de l'ordre de 1830 K.

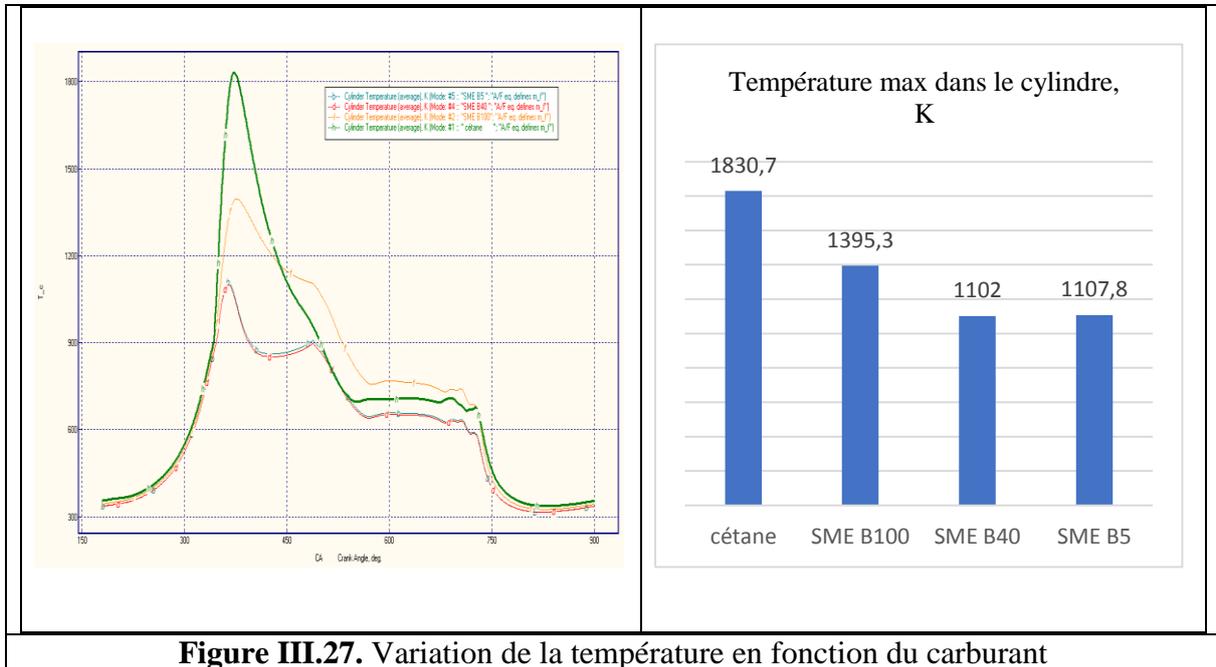


Figure III.27. Variation de la température en fonction du carburant

Sur la figure (III.28) nous avons représenté l'évolution de la température des gaz dans les cylindres du moteur diesel F8L413 en fonction du régime du moteur, tout en gardant les autres paramètres de l'essai de référence fixes. Nous remarquons que la température maximale des gaz dans la chambre de combustion change avec le régime et qu'elle atteint sa valeur maximale à une vitesse de rotation du moteur égal à 1800 tr/mn.

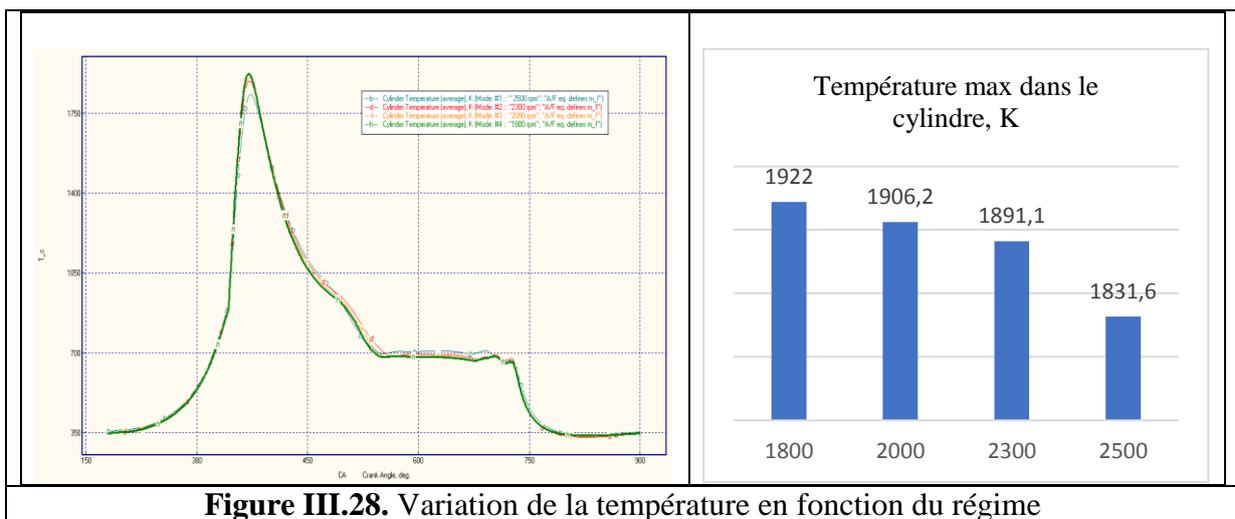


Figure III.28. Variation de la température en fonction du régime

Sur la figure (III.29) nous avons représenté l'évolution de la température des gaz dans les cylindres du moteur diesel F8L413 en fonction de la géométrie, tout en gardant les autres

paramètres de l'essai de référence fixes. Nous remarquons que la température maximale, la plus élevée, des gaz dans la chambre de combustion est atteinte pour la géométrie du piston appelée « Shallow Hesselman » c'est-à-dire pour un bol peu profond.

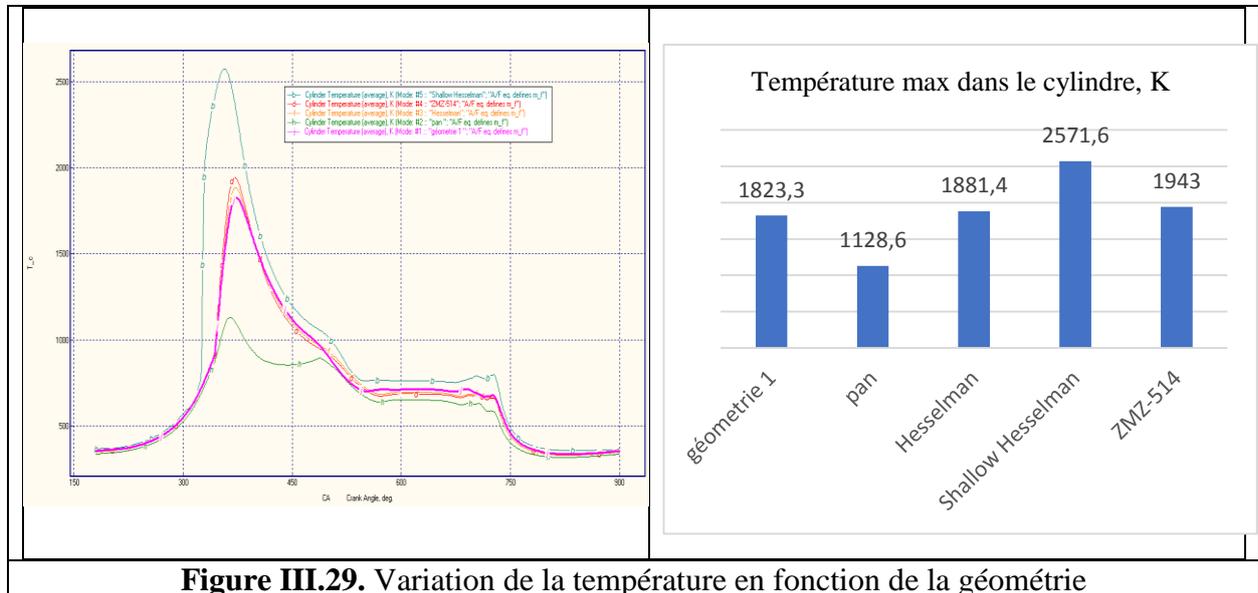


Figure III.29. Variation de la température en fonction de la géométrie

Sur la figure (III.30) nous avons représenté l'évolution de la température des gaz dans les cylindres du moteur diesel F8L413 pour différents angles d'injection tout en gardant les paramètres de l'essai de référence. Nous remarquons que la température des gaz dans la chambre de combustion augmente avec l'angle d'injection.

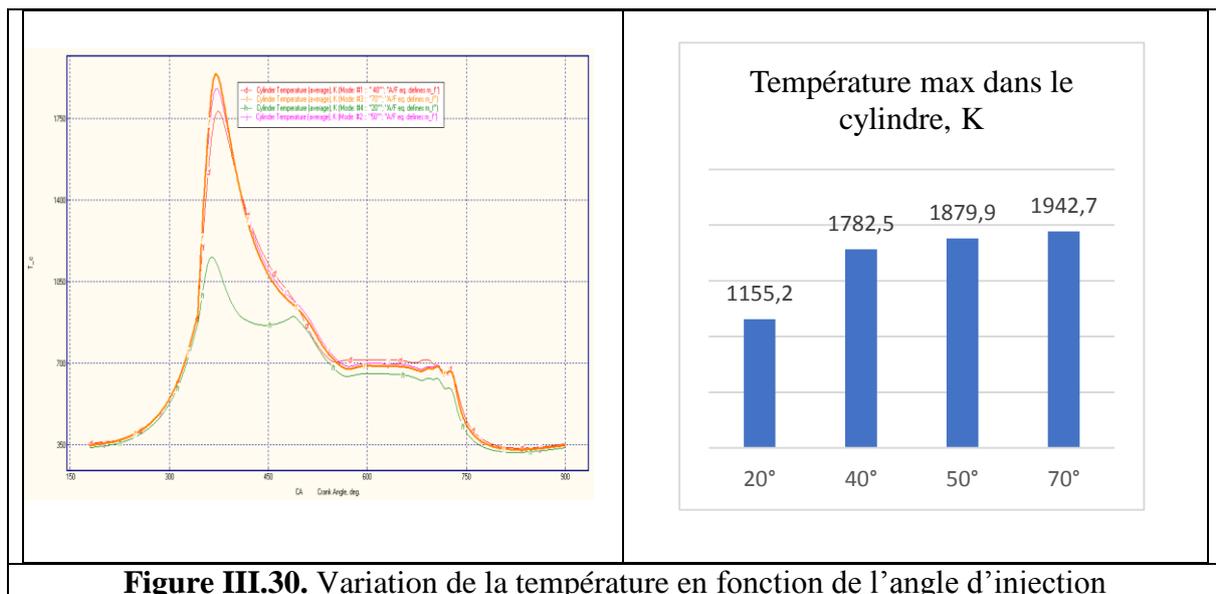


Figure III.30. Variation de la température en fonction de l'angle d'injection

Sur la figure (III.31) nous avons représenté l'évolution de la température des gaz dans les cylindres du moteur diesel F8L413 en fonction du taux de compression, tout en gardant les autres paramètres de l'essai de référence fixes. Nous remarquons que la température maximale des gaz dans la chambre de combustion augmente avec le taux de compression.

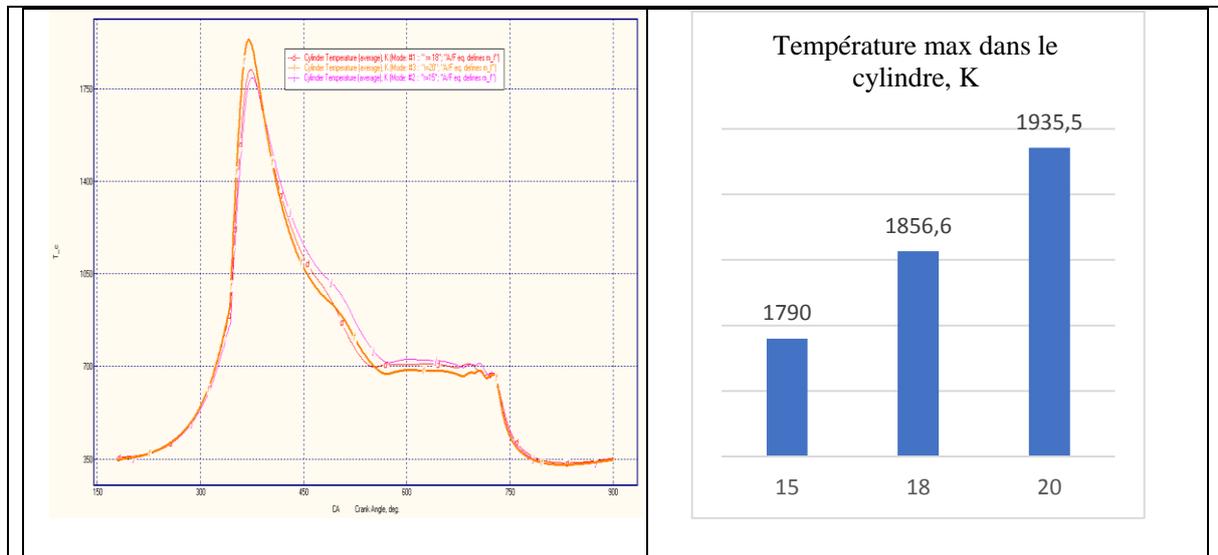


Figure III.31. Variation de la température en fonction du taux de compression

En résumé, les températures les plus élevées des gaz de combustion dans les cylindres du moteur ont été observées pour le carburant cétane et le biodiesel SME B100 avec des valeurs, respectivement, de l'ordre de 1830 et 1400 K. Les valeurs les plus basses ont été obtenues avec l'utilisation de SME B40 et SME B5 en raison des valeurs de leurs pouvoirs calorifiques inférieurs et de la mauvaise atomisation du biodiesel. Les résultats montrent aussi que l'augmentation du taux de compression et de la richesse influent positivement sur la température des gaz de combustion.

III.5.3. Taux de dégagement de chaleur

Sur la figure (III.32) nous avons représenté l'évolution du taux de dégagement de chaleur des gaz dans un cylindre de moteur diesel F8L413 pour différents moments d'injection. Nous remarquons que la valeur maximale du taux de dégagement de chaleur des gaz de combustion augmente lorsque le moment d'injection est avancé.

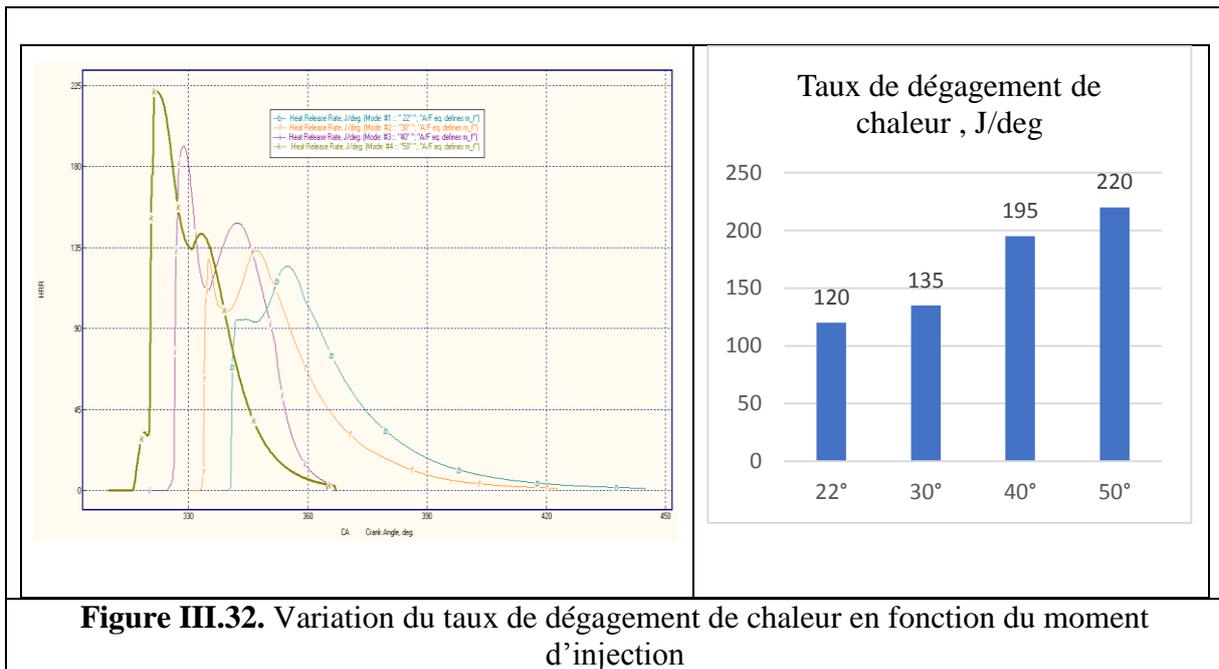


Figure III.32. Variation du taux de dégagement de chaleur en fonction du moment d'injection

Sur la figure (III.33) nous avons représenté l'évolution du taux de dégagement de chaleur des gaz dans les cylindres du moteur diesel F8L413 pour différents carburants. Nous remarquons que la valeur maximale du taux de dégagement de chaleur des gaz de combustion change en fonction du combustible utilisé et qu'elle est la plus élevée pour le cétane.

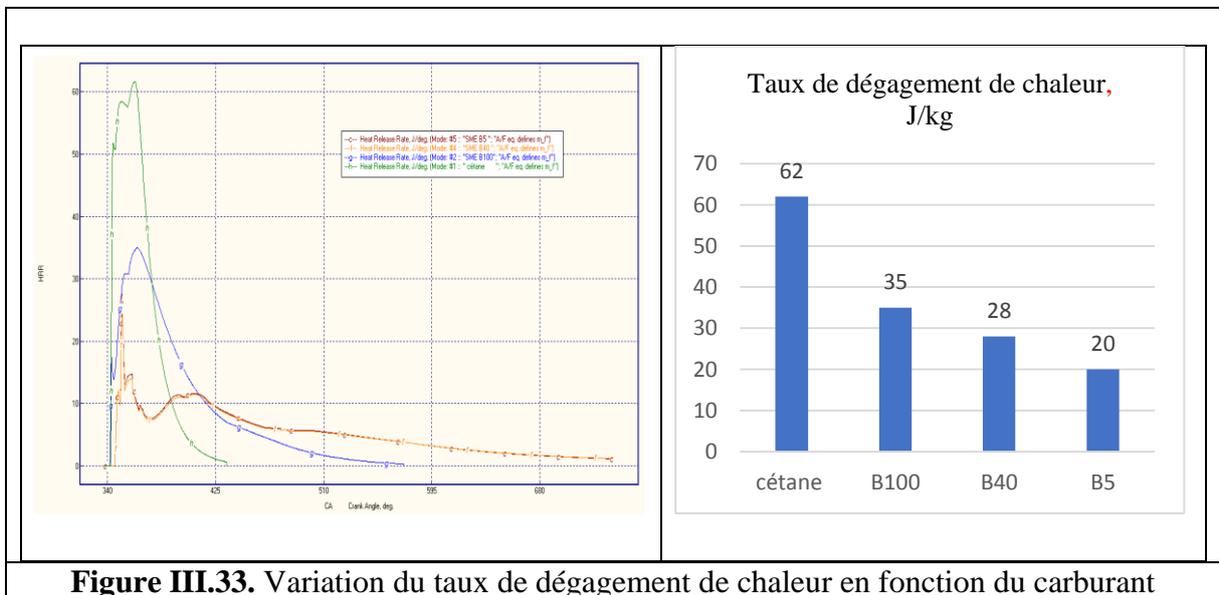


Figure III.33. Variation du taux de dégagement de chaleur en fonction du carburant

Sur la figure (III.34) nous avons représenté l'évolution du taux de dégagement de chaleur des gaz dans les cylindres du moteur diesel F8L413 en fonction du taux de compression, tout en gardant les autres paramètres de l'essai de référence fixes. Nous remarquons que la valeur

maximale du taux de dégagement de chaleur des gaz dans la chambre de combustion diminue lorsque le taux de compression augmente.

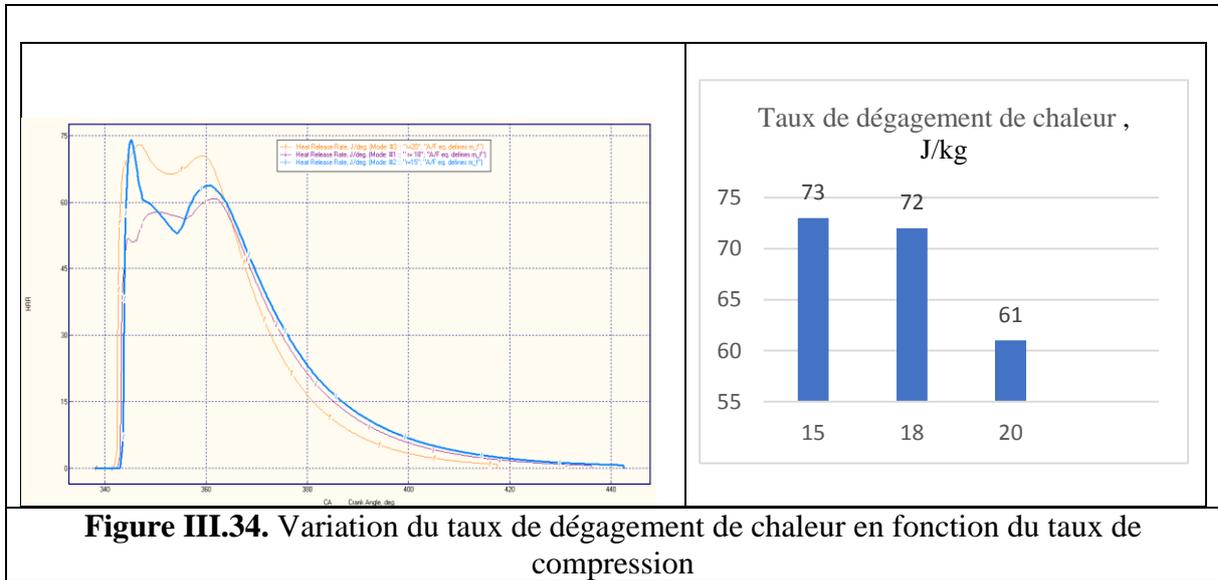


Figure III.34. Variation du taux de dégagement de chaleur en fonction du taux de compression

Sur la figure (III.35) nous avons représenté l'évolution du taux de dégagement de chaleur des gaz dans les cylindres du moteur diesel F8L413 en fonction du régime du moteur, tout en gardant les autres paramètres de l'essai de référence fixes. Nous remarquons que la valeur maximale du taux de dégagement de chaleur des gaz dans la chambre de combustion diminue lorsque le régime du moteur augmente.

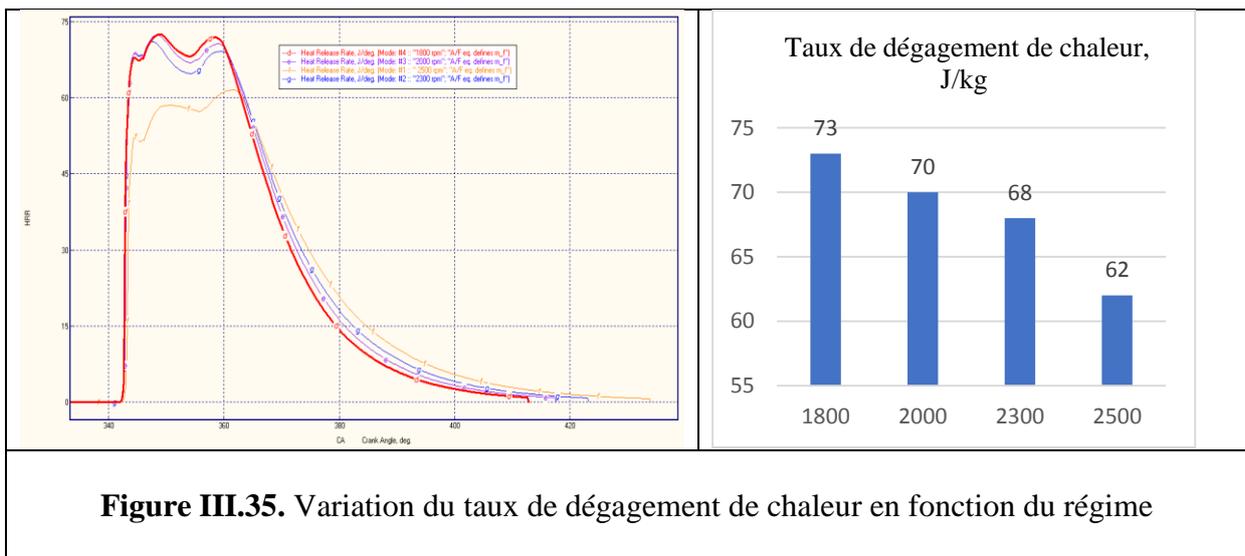


Figure III.35. Variation du taux de dégagement de chaleur en fonction du régime

Sur la figure (III.36) nous avons représenté l'évolution du taux de dégagement de chaleur des gaz dans les cylindres du moteur diesel F8L413 en fonction de la richesse, tout en gardant les

autres paramètres de l'essai de référence fixes. Nous remarquons que la valeur maximale du taux de dégagement de chaleur des gaz dans la chambre de combustion augmente avec la richesse.

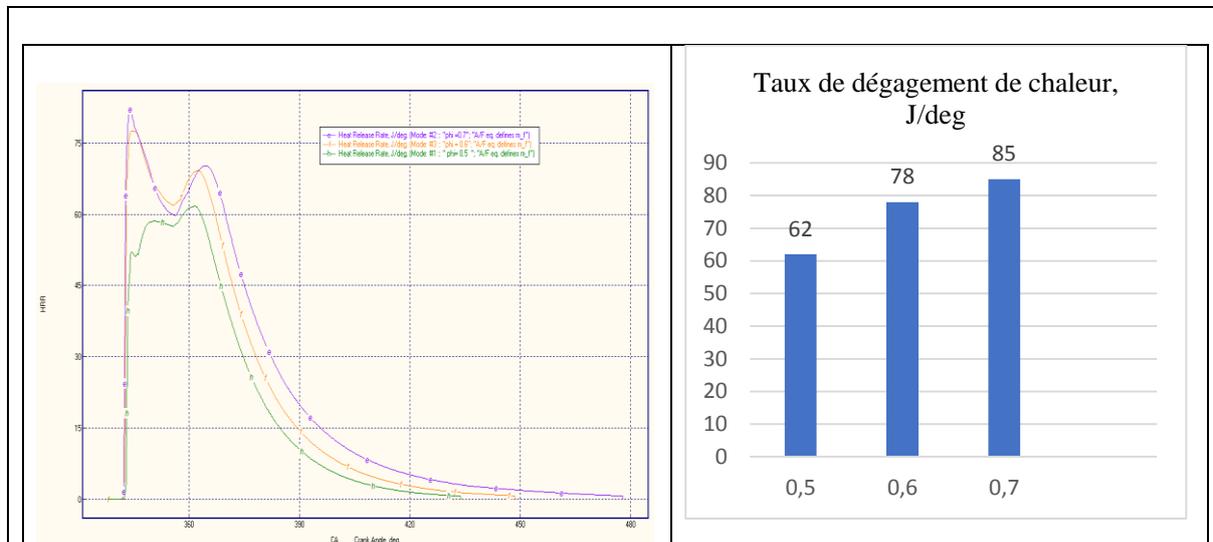


Figure III.36. Variation du taux de dégagement de chaleur en fonction de la richesse

Sur la figure (III.37) nous avons représenté l'évolution du taux de dégagement de chaleur des gaz dans les cylindres du moteur diesel F8L413 pour différents angles d'injection tout en gardant les paramètres de l'essai de référence fixes. Nous remarquons que la valeur maximale du taux de dégagement de chaleur des gaz dans la chambre de combustion augmente avec l'angle d'injection.

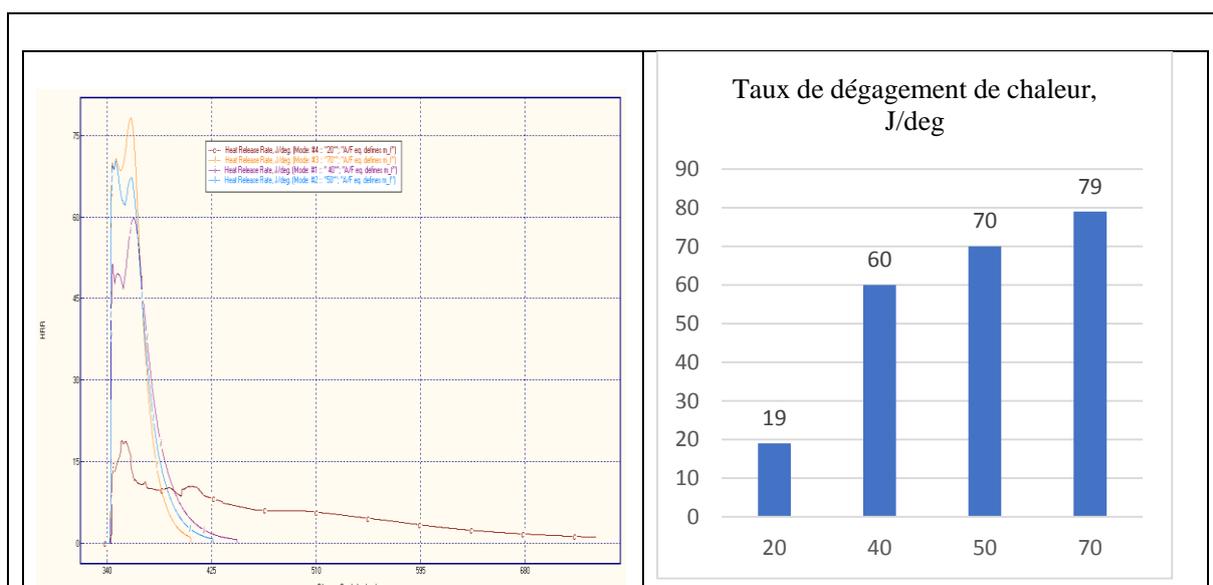


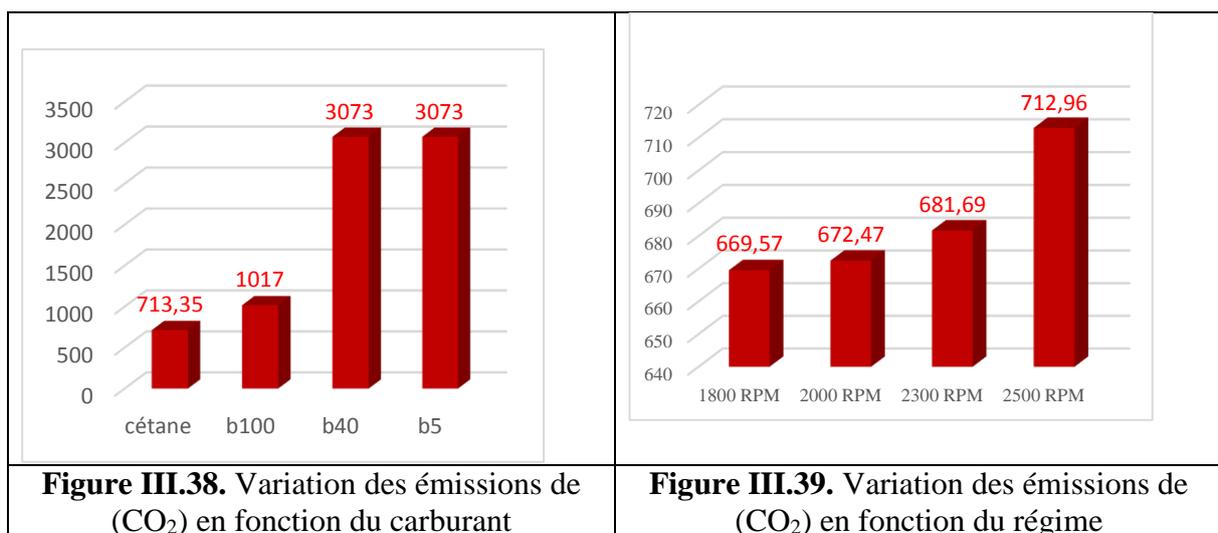
Figure III.37. Variation du taux de dégagement de chaleur en fonction de l'angle d'injection

En résumé, il ressort clairement des évolutions que nous avons représentées ci-dessus sur le taux de dégagement de chaleur que tous les mélanges de biodiesel avaient un début de combustion plus précoce, mais un taux de dégagement de chaleur plus lent. Le démarrage plus précoce de la combustion a été causé par l'avancement du moment d'injection et le taux de combustion de prémélange plus lent en raison de la faible quantité d'énergie libérée dans la phase de prémélange. Dans la phase de combustion par diffusion, le biodiesel SME a une combustion rapide car dans cette phase la grande partie du carburant est vaporisée et brûlée. On observe que le pic du taux de dégagement de chaleur augmente lorsque la richesse passe de 0.5 à 0.7 et il est le moins élevé pour le carburant B5 et B40. Enfin, le pic a lieu à une valeur plus élevée pour le cétane. En outre, l'utilisation des carburants B5 et B40 a provoqué le démarrage de la combustion plus tard, ce qui a abaissé la température et la pression dans le cylindre.

III.6. Paramètres d'émission du moteur

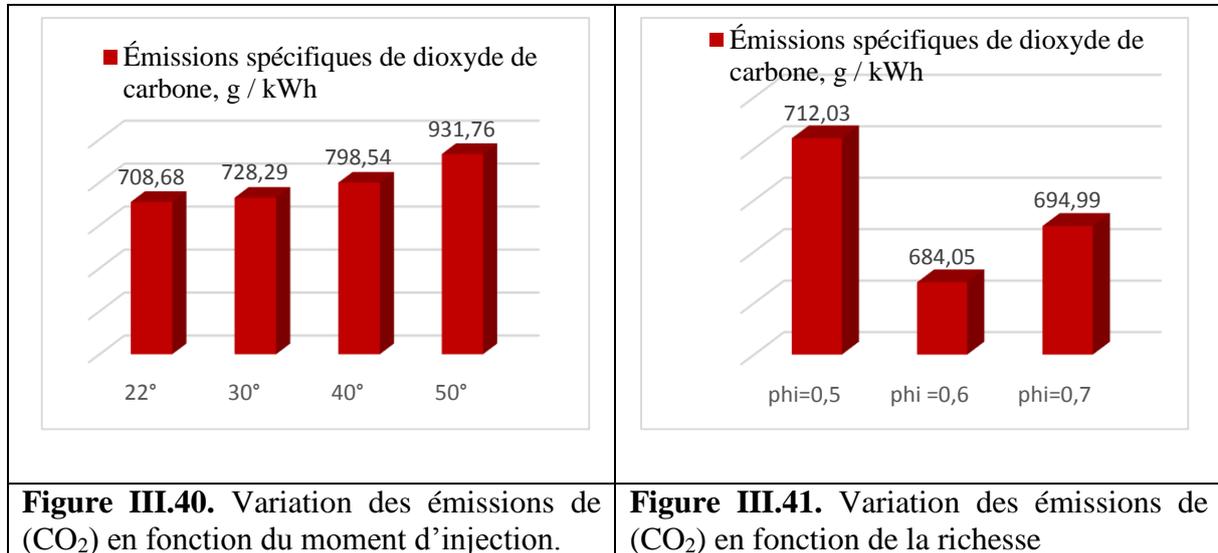
III.6.1. Émissions du dioxyde de carbone (CO₂)

Sur les figures (III.38) et (III.39) nous avons représenté la valeur maximale de la variation des émissions de (CO₂) en fonction respectivement du carburant et du régime sous forme d'histogrammes. Nous remarquons que cette valeur maximale change en fonction du carburant utilisé et qu'elle augmente avec le régime.

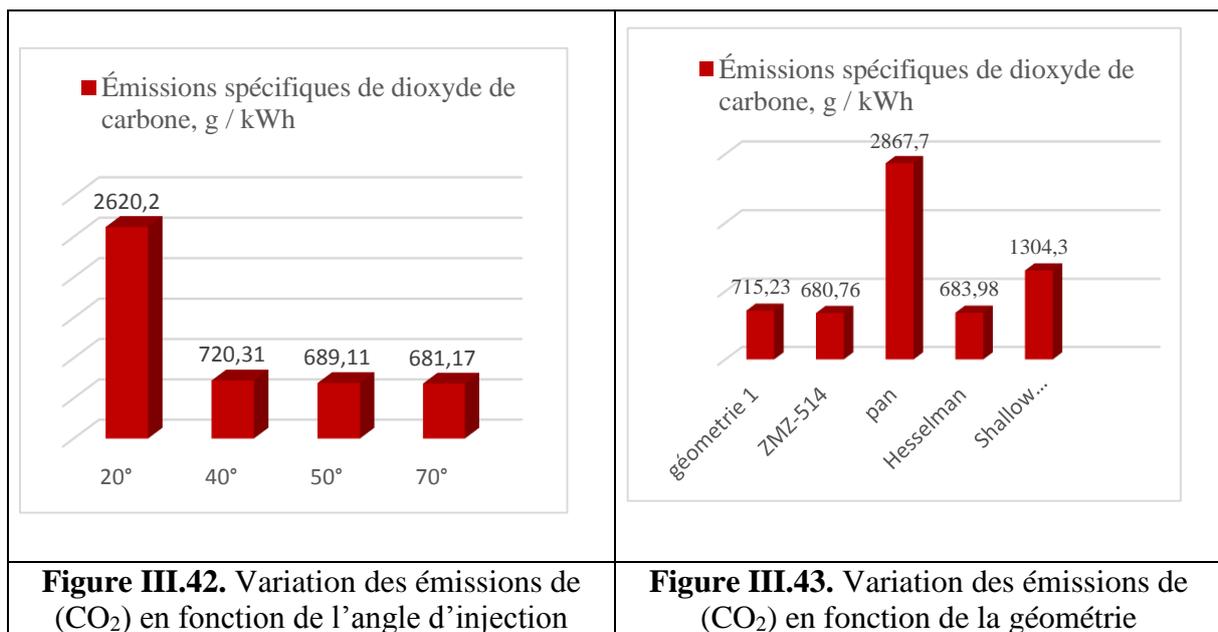


Sur les figures (III.40) et (III.41) nous avons représenté la valeur maximale de la variation des émissions de (CO₂) en fonction respectivement du moment d'injection et de la richesse sous

forme d’histogrammes. Nous remarquons que cette valeur maximale augmente lorsque le moment d’injection est plus précoce (au PMH) et qu’elle passe par un minimum pour la richesse.



Sur les figures (III.42) et (III.43) nous avons représenté la valeur maximale de la variation des émissions de (CO₂) en fonction respectivement de l’angle d’injection et de la géométrie sous forme d’histogrammes. Nous remarquons que cette valeur maximale diminue avec l’angle d’injection et qu’elle est la plus élevée pour la géométrie « pan ».



Sur la figure (III.44) nous avons représenté la valeur maximale de la variation des émissions de (CO_2) en fonction du taux de compression sous forme d'histogrammes. Nous remarquons que cette valeur maximale diminue avec l'augmentation de taux de compression.

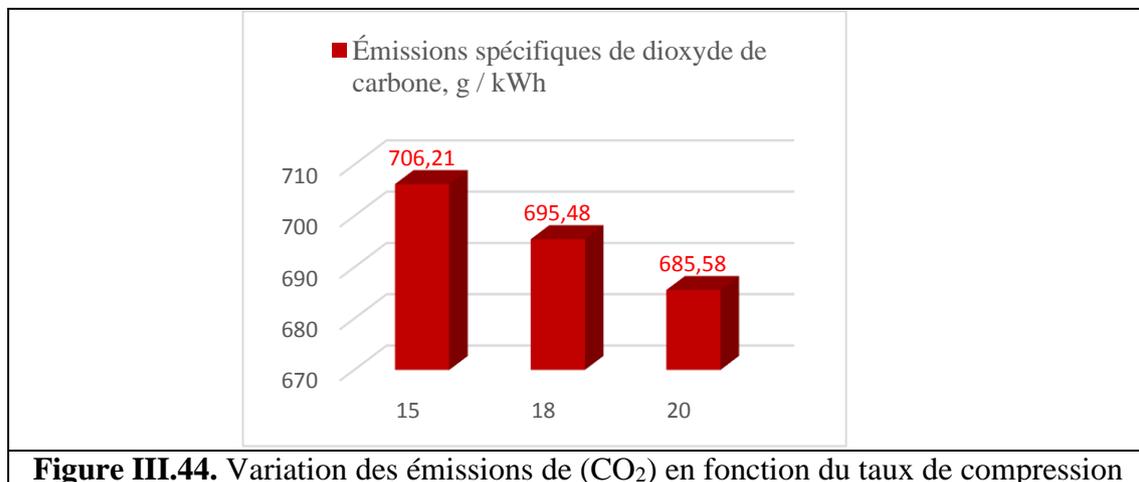


Figure III.44. Variation des émissions de (CO_2) en fonction du taux de compression

En résumé, une des problématiques de la combustion en combustion homogène est la forte émission de CO_2 . Nous remarquons sur les figures de la variation du CO_2 en fonction de différents paramètres, que l'augmentation du taux de compression, du régime et du retard du moment d'injection entraînent une diminution des émissions spécifiques de CO_2 . Par contre l'utilisation de biodiesel peut entraîner une augmentation des émissions de CO_2 .

III.6.2. Émissions des oxydes d'azote (NO_x)

Sur la figure (III.45) nous avons représenté l'évolution des émissions de (NO_x) en fonction du carburant dans le moteur diesel F8L413. Nous remarquons que les valeurs maximales des émissions de (NO_x) changent avec le carburant utilisé et que la valeur maximale la plus élevée (1000 ppm) est obtenue avec le cétane.

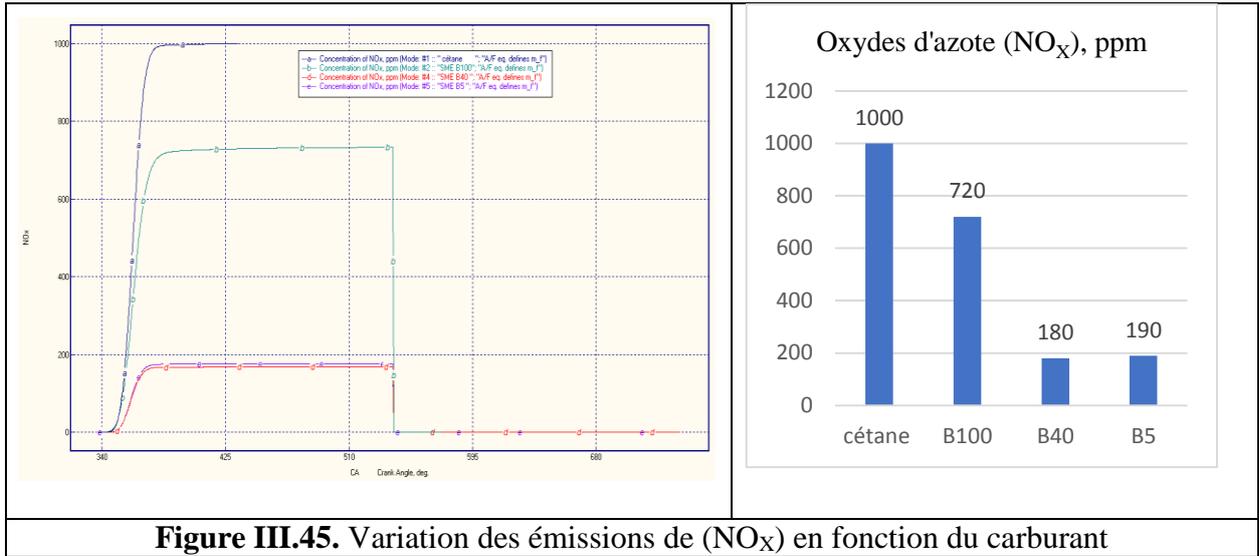


Figure III.45. Variation des émissions de (NO_x) en fonction du carburant

Sur la figure (III.46) nous avons représenté l'évolution des émissions de (NO_x) en fonction de la richesse dans le moteur diesel F8L413. Nous remarquons que les valeurs maximales des émissions de (NO_x) augmentent avec la richesse.

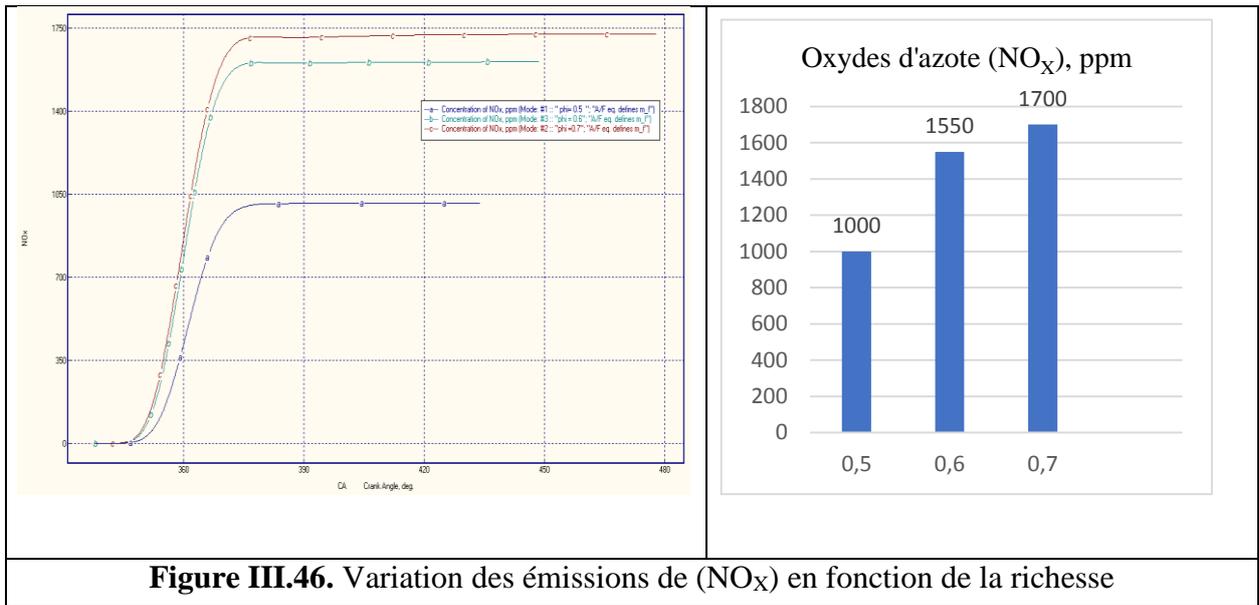
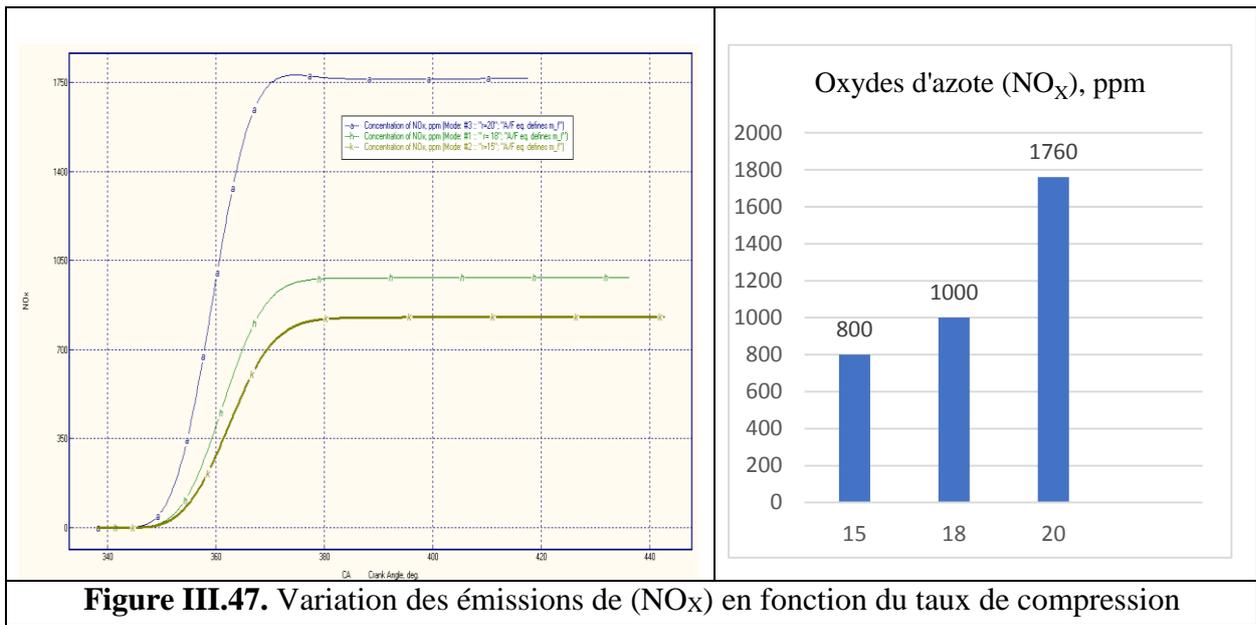
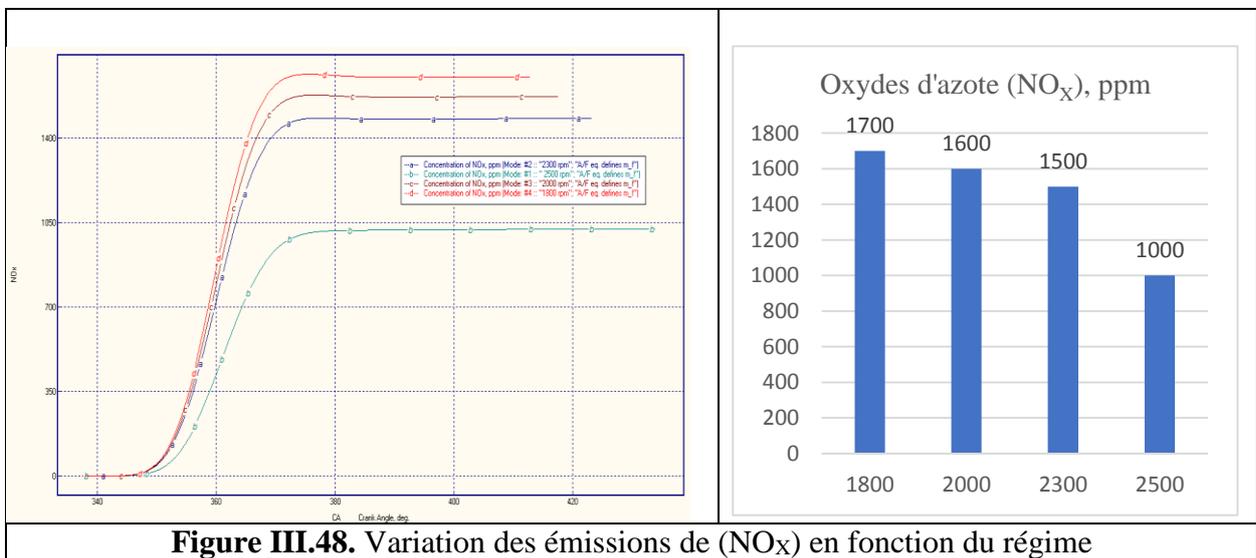


Figure III.46. Variation des émissions de (NO_x) en fonction de la richesse

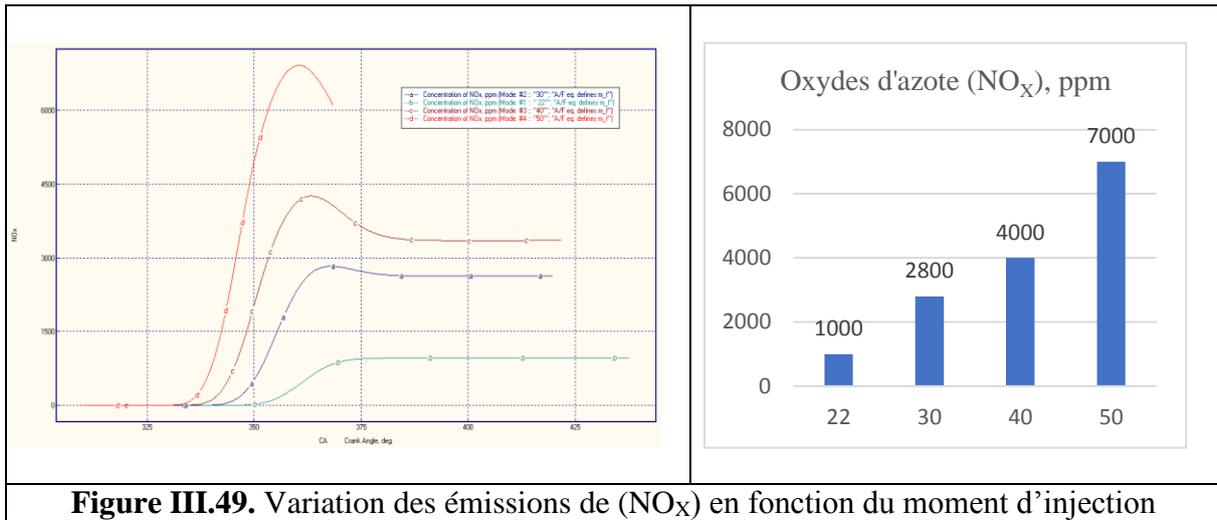
Sur la figure (III.47) nous avons représenté l'évolution des émissions de (NO_x) en fonction du taux de compression dans le moteur diesel F8L413. Nous remarquons que les valeurs maximales des émissions de (NO_x) augmentent avec le taux de compression.



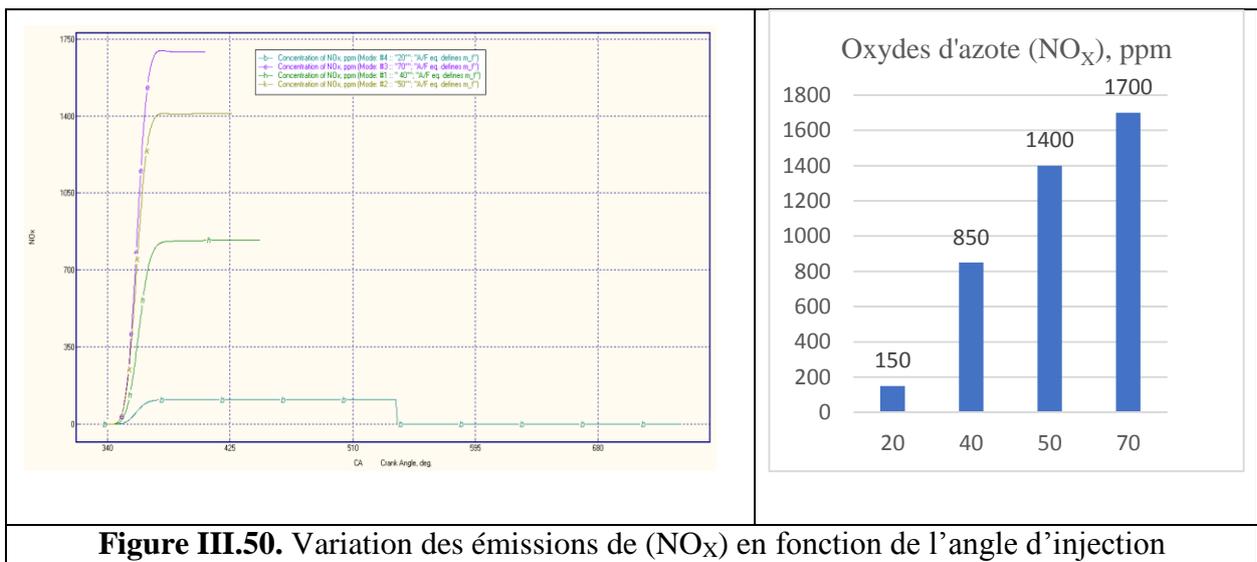
Sur la figure (III.48) nous avons représenté l'évolution des émissions de (NO_x) en fonction du régime du moteur diesel F8L413. Nous remarquons que les valeurs maximales des émissions de (NO_x) diminuent avec le régime du moteur.



Sur la figure (III.49) nous avons représenté l'évolution des émissions de (NO_x) en fonction du moment d'injection dans le moteur diesel F8L413. Nous remarquons que les valeurs maximales des émissions de (NO_x) augmentent avec l'avancement du moment d'injection dans le moteur.



Sur la figure (III.50) nous avons représenté l'évolution des émissions de (NO_x) en fonction de l'angle d'injection dans le moteur diesel F8L413. Nous remarquons que les valeurs maximales des émissions de (NO_x) augmentent avec l'angle d'injection.

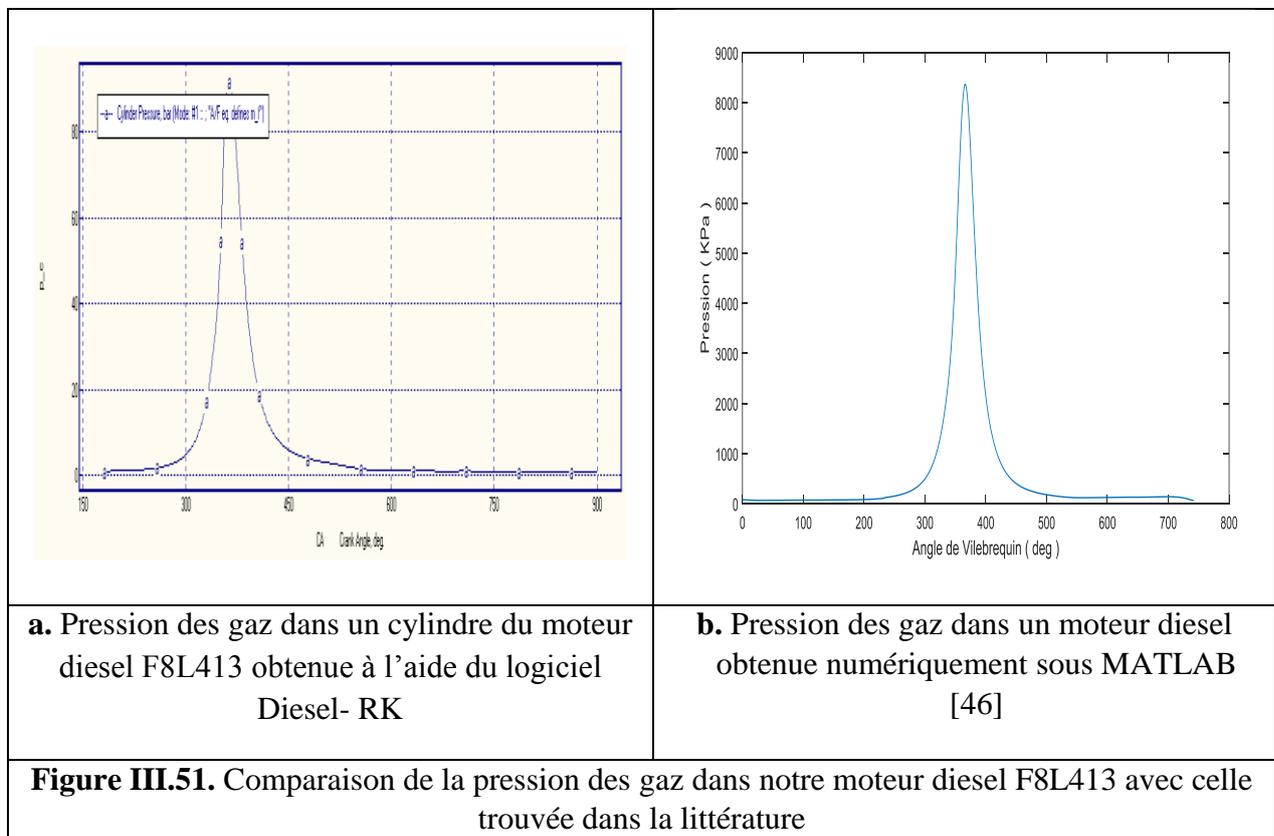


En résumé, les effets de différents paramètres sur la quantité de NO_x émise sont présentés sur les figures ci-dessus. Elles montrent que l'utilisation du biodiesel au lieu du cétane baisse les émissions de (NO_x) de plus que 80 % pour le SME B40 et le SME B5 par rapport au cétane. La diminution de la richesse du carburant diminue aussi les émissions de (NO_x) ce qui motive l'utilisation de mélange pauvre dans la combustion homogène. A noter aussi que, les quantités de (NO_x) émises diminuent avec l'augmentation du régime, et augmentent avec l'augmentation du taux de compression. Ceci est dû à l'augmentation de la température de réaction du mélange à l'intérieur de la chambre de combustion.

III.7. Etude comparative

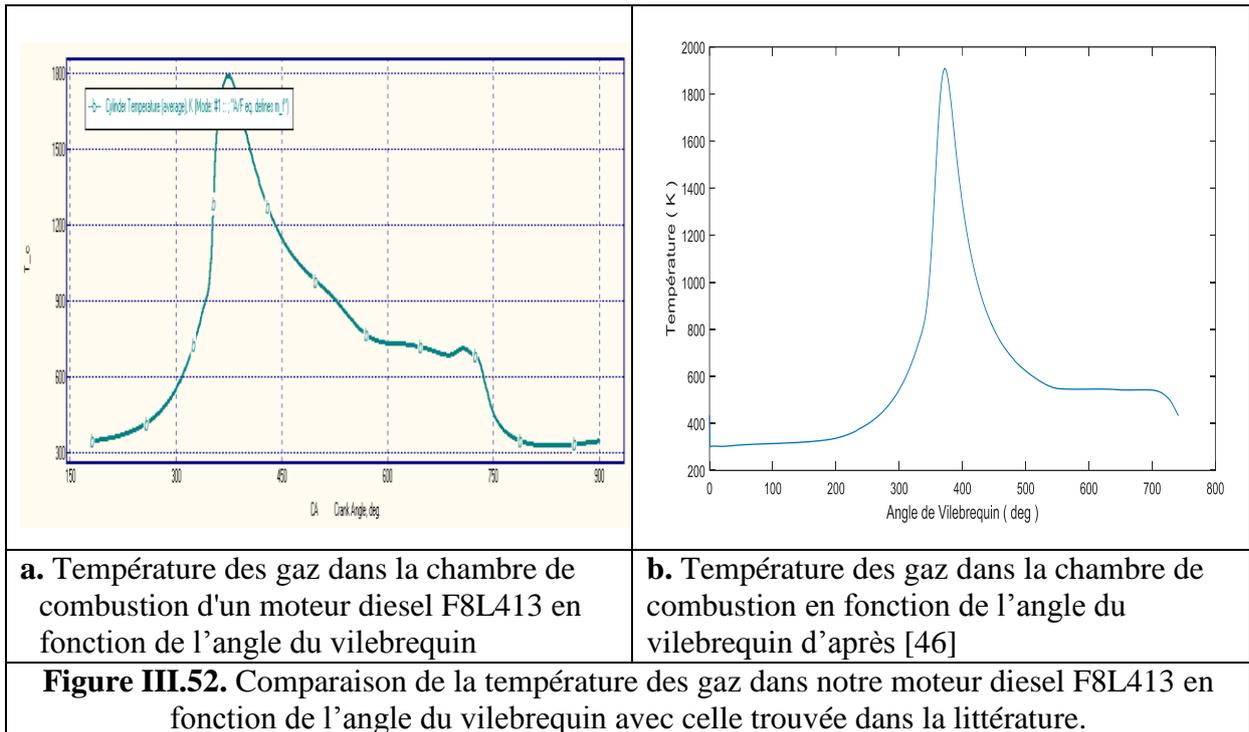
III.7.1. Evolution de la pression

Pour comparer la pression des gaz obtenue dans notre moteur avec celle trouvée dans la littérature, nous avons représenté sur la figure (III.51-a) l'évolution de la pression des gaz dans un cylindre du moteur diesel F8L413, obtenue à l'aide du logiciel Diesel-RK. Cette pression est du même ordre de grandeur que la pression obtenue, numériquement sous MATLAB dans le moteur diesel F8L314, par N. RIBOUH [46] comme le montre la figure (III.51-b).



III.7.2. Evolution de la température

Pour comparer la température des gaz brûlés que nous avons obtenue dans le cadre de notre étude avec celle trouvée dans la littérature, nous avons représenté sur la figure (III.52-a) l'évolution de la température des gaz dans un cylindre de notre moteur diesel F8L413 obtenue à l'aide du logiciel Diesel-RK. Cette température évolue pratiquement de la même manière que celle obtenue numériquement sous MATLAB dans le même moteur diesel F8L314, par N. RIBOUH [46] comme le montre la figure (III.52-b).



A noter que les évolutions de pression et de température ne correspondent pas exactement en valeur car ces dernières dépendent de plusieurs paramètres tels que le préchauffage, la richesse et la pression du foyer où elle est une fonction croissante, pour un mélange donné.

Conclusion

Conclusion

Dans le but de renforcer et d'approfondir mes connaissances sur les moteurs thermiques, j'ai choisi ce sujet concernant l'étude de la combustion dans le moteur F8L413 qui est monté sur les véhicules TB230 en Algérie, en utilisant le logiciel Diesel-RK.

Au cours de l'élaboration de ce projet et après mes recherches bibliographiques sur la combustion en mode homogène, je me suis tout d'abord initiée, à travers mes recherches sur internet, au logiciel Diesel-RK et ce malgré l'épidémie de COVID-19 qui ne m'a pas facilité la tâche. Diesel-RK est un logiciel de calcul et de simulation en ligne de moteur à compression. Cette première ébauche m'a permis d'établir avec mon directeur de projet la suite du développement de mon travail.

Parmi les questions que nous avons traitées, la simulation du fonctionnement du moteur diesel F8L413 a été réalisée, à l'aide du logiciel Diesel-RK, afin de déterminer l'évolution de différents paramètres en fonction de l'angle du vilebrequin. Les résultats de cette simulation montrent très peu d'écarts avec les résultats trouvés dans la littérature.

D'autre part, la simulation a été réalisée afin de prédire les teneurs de polluants comme les NO_x émises par notre moteur diesel qui est monté sur les véhicules de la société nationale de construction mécanique en Algérie.

L'étude de l'effet de la forme de la chambre de combustion, du taux d'équivalence, du régime et d'autres paramètres sur le fonctionnement du moteur diesel F8L413 a été réalisée par simulation numérique à l'aide du code Diesel-RK.

Les résultats obtenus sur le moteur F8L413 sont résumés comme suit :

- L'utilisation des biodiesels SME B100, SME B40 et SME B5 à la place du cétane montrent que ce dernier donne des résultats en valeur plus importants pour l'efficacité, le couple, la pression, la température et les émissions de NO_x , mais des valeurs moins importantes pour la consommation spécifique, le délai d'allumage et les émissions de CO_2 .

- Le changement de richesse du mélange entraîne aussi des variations dans les performances. D'une part l'augmentation de la richesse augmente le couple, l'efficacité, la température et la pression dans le cylindre et d'autre part cette augmentation de richesse baisse les émissions de NO_x .

Conclusion

- Dans le cas de la diminution du régime, l'efficacité et la consommation spécifique diminuent, et la température dans le cylindre ainsi que les émissions de NO_x augmentent.

- Comme les autres paramètres le taux de compression a des effets sur les performances. Le moteur F8L413 utilise un taux de compression de 18 et l'augmentation de cette valeur augmente la pression, la température et les émissions de NO_x. La diminution de la valeur du taux de compression diminue les performances et augmente les émissions de CO₂.

- Le changement du moment d'injection de 22° à 50° avant le PMH, augmente la pression, la température et notamment les émissions de NO_x, mais il diminue l'efficacité et le couple.

- Enfin l'augmentation de l'angle d'injection augmente la pression, la température et les émissions de NO_x.

Pour finir, ce projet très intéressant nécessite une étude expérimentale afin qu'on puisse comparer les résultats expérimentaux avec ceux trouvés par simulation.

Références

bibliographiques

Références bibliographiques

- [1] R. MAAMRI, « Modélisation et expérimentation des moteurs à combustion fonctionnant avec différents carburants de substitution et mélanges » Université du Québec à Trois-Rivières., 2014.
- [2] C. R. Ferguson et A. T. Kirkpatrick, « Internal Combustion Engines: Applied Thermosciences », John Wiley & Sons, 2015.
- [3] C. V. NGAYIHI ABBE, « Contribution à la modélisation 0D de la combustion Diesel », UNIVERSITE DE YAOUNDE I, 2016.
- [4] M. ISSOUFOU KASSO et T. NGAMPIKA NGUISSALIKI, « Etude de la combustion des hydrocarbures » Université Abdelhamid Ibn Badis Mostaganem, 2019.
- [5] Z. BENAYAD, « Simulation numérique de l'effet du type de carburant sur la combustion et les émissions polluants dans un Moteur (MCI) », Université Abou Baker Belkaid TLEMCEM, 2015.
- [6] A. OURAIBA, « Etude de la combustion turbulente », Université Abou Bekr Belkaïd, Tlemcen., 2016.
- [7] M. M. DJERMOUNI, « Evaluation Thermodynamique de l'Utilisation du Gaz Naturel dans les Moteurs Diesel Marins », Université des Sciences et de la Technologie Mohamed BOUDIAF d'Oran.
- [8] T. OUKSEL, A. CHELGHOUM et A. MAMERI, « Etude de la combustion HCCI du GNC enrichi à l'hydrogène à l'aide de Chemkin-Pro. » Revue des Energies Renouvelables, vol. 20, n° %13, pp. 423-431., 2017.
- [9] S. SHAHANGIAN, M. KESHAVARZ, G. JAVADIRAD et e. al., « A theoretical study on performance and combustion characteristics of HCCI engine operation with diesel surrogate fuels: n-heptane, dimethyl ether » Internal Combustion Engine Division Spring Technical Conference., vol. 48132., pp. 63-73, 2008.
- [10] X. LÜ, W. CHEN et Z. et HUANG, « A fundamental study on the control of the HCCI combustion and emissions by fuel design concept combined with controllable EGR. Part 1. The basic characteristics of HCCI combustion » Fuel, vol. 84, n° %19, pp. 1074-1083, 2005,
- [11] Z. PENG, H. ZHAO, T. MA et e. al., « Characteristics of homogeneous charge compression ignition (HCCI) combustion and emissions of n-heptane, » Combustion science and technology, vol. 177, n° %111, pp. 2113-2150, 2005.
- [12] M. M. HASAN, M. M. RAHMAN, K. KADIRGAMA et e. al, « Numerical study of engine parameters on combustion and performance characteristics in an n-heptane fueled HCCI engine » Applied Thermal Engineering, vol. 128, pp. 1464-1475, 2018.
- [13] K. HASHIMOTO, « Effect of Ethanol on the HCCI Combustion » SAE Technical Paper, 2007.
- [14] A. Y. NOBAKHT, R. K. SARAY et A. RAHIMI, « A parametric study on natural gas fueled HCCI combustion engine using a multi-zone combustion model » Fuel, vol. 90, n° %14, pp. 1508-1514., 2011.

Références bibliographiques

- [15] C. R. FERGUSON, « Internal Combustion Engines » Applied Thermosciences, USA: John Willy & Sons., 1986.
- [16] S. SAYSSOUK, « Contrôle du phasage de la combustion dans un moteur HCCI par ajout d’ozone : Modélisation et Contrôle » UNIVERSITÉ D’ORLÉANS, 2017.
- [17] W. PAN, C. YAO, G. HAN et e. al., « The impact of intake air temperature on performance and exhaust emissions of a diesel methanol dual fuel engine » Fuel, vol. 162, pp. 101-110., 2015.
- [18] C. CINAR, A. UYUMAZ, H. SOLMAZ et e. al., « Effects of intake air temperature on combustion, performance and emission characteristics of a HCCI engine fueled with the blends of 20% n-heptane and 80% isooctane fuels » Fuel Processing Technology, vol. 130, pp. 275-281., 2015.
- [19] C. H. ZHANG, L. XUE et J. WANG, « Experimental study of the influence of λ and intake temperature on combustion characteristics in an HCCI engine fueled with n-heptane » Journal of the Energy Institute, vol. 87, n° %1 2, pp. 175-182., 2014.
- [20] N. P. KOMNINOS, « Investigating the importance of mass transfer on the formation of HCCI engine emissions using a multi-zone model » Applied energy, vol. 86, n° %17-8, pp. 1335-1343., 2009.
- [21] C. WILHELMSSON, A. VRESSNER, P. TUNESTÅL et e. al., « Combustion chamber wall temperature measurement and modeling during transient HCCI operation » SAE Technical Paper, 2005.
- [22] J.-O. OLSSON, P. TUNESTÅL et e. al., « A turbocharged dual-fuel » SAE Spec. Publ., vol. 2001, n° %11627, 2001.
- [23] M. CHRISTENSEN et B. JOHANSSON, « Supercharged homogeneous charge compression ignition (HCCI) with exhaust gas recirculation and pilot fuel » SAE Technical Paper, n° %1724, 2000.
- [24] G. HARALDSSON, P. TUNESTÅL, B. JOHANSSON et e. al., « HCCI combustion phasing with closed-loop combustion control using variable compression ratio in a multi cylinder engine » SAE transactions, pp. 1233-1245, 2003.
- [25] J. HYVÖNEN, C. WILHELMSSON et B. JOHANSSON, « The effect of displacement on air-diluted multi-cylinder HCCI engine performance » SAE Technical Paper, 2006.
- [26] MACHRAFI, H ; CAVADIASA, S ., « An experimental and numerical analysis of the influence of the inlet temperature, equivalence ratio and compression ratio on the HCCI auto-ignition process of Primary Reference Fuels in an engine ». Fuel processing technology, vol. 89, n° %11, p. 1218-1226., 2008,
- [27] J. HYVÖNEN, G. HARALDSSON et B. et JOHANSSON, « Operating range in a multi cylinder HCCI engine using variable compression ratio » SAE transactions, pp. 1222-1232., 2003.
- [28] X.-c. LÜ, W. CHEN et Z. et HUANG, « A fundamental study on the control of the HCCI combustion and emissions by fuel design concept combined with controllable EGR. Part 1. The basic characteristics of HCCI combustion » Fuel, vol. 84, n° %19, pp. 1074-1083., 2005.

Références bibliographiques

- [29] R. EBRAHIMI et B. DESMET, « An experimental investigation on engine speed and cyclic dispersion in an HCCI engine » Fuel, vol. 89, n° %108, pp. 2149-2156., 2010.
- [30] J. GHAFOURI, S. SHAFEE et A. MAGHBOULI, « Investigation on effect of equivalence ratio and engine speed on homogeneous charge compression ignition combustion using chemistry based CFD code » vol. 18, n° %11, pp. 89-96., 2014.
- [31] W. HARDY et R. REITZ, « A study of the effects of high EGR, high equivalence ratio, and mixing time on emissions levels in a heavy-duty diesel engine for PCCI combustion » SAE Technical Paper, n° %1724, 2006.
- [32] Z. PENG, H. ZHAO et N. LADOMMATOS, « Effects of air/fuel ratios and EGR rates on HCCI combustion of n-heptane, a diesel type fuel » SAE Technical Paper, 2003.
- [33] A. UYUMAZ, « An experimental investigation into combustion and performance characteristics of an HCCI gasoline engine fueled with n-heptane, isopropanol and n-butanol fuel blends at different inlet air temperatures » Energy Conversion and Management, vol. 98, pp. 199-207., 2015.
- [34] J.-O. OLSSON, P. TUNESTÅL, G. HARALDSSON et e. al., « A turbo charged dual fuel HCCI engine » SAE technical paper, 2001.
- [35] J. ALLEN et D. LAW, « Advanced Combustion Using a LOTUS Active Valve Train, Internal Exhaust Gas Recirculation Promoted Auto-Ingition, » Proceedings of the IFP international congress, pp. 85-100, 2001.
- [36] DAS, P; SUBBARAO, P. M. V ; SUBRAHMANYAM, J. P., « Control of combustion process in an HCCI-DI combustion engine using dual injection strategy with EGR » Fuel, vol. 159, pp. 580-589., 2015.
- [37] A. Kuleshov, « Diesel-RK » <https://diesel-rk.bmstu.ru/Eng/index.php?page=Contacts>.
- [38] A. Kuleshov, « Diesel-rk / help » <https://diesel-rk.bmstu.ru/Eng/index.php?page=Contacts>
- [39] S. A. SIDDIQUE et K. V. REDDY, « Experimental validation and combustion » Journal Impact Factor, vol. 2, n° %16, pp. 92-98, 2015.
- [40] M. AL-DAWODY et S. K. BHATTI, « Optimization strategies to reduce the biodiesel NOx effect in diesel engine with experimental verification » Energy conversion and management, vol. 68, pp. 96-104, 2013.
- [41] A. E. M. MATER, « Prediction of NOx emission from turbocharged bio fuel engine » Sudan University of science and, 2017.
- [42] BURGAC, ALPER, OZCANLI, M, E. YASAR et e. al., « Injection angle effect on performance and emmissions of biodiesel fueled compression ignition engine » MacroTrends in Energy and Sustainability, 2013.
- [43] HAMDAN, M. A. et KHALIL, R. H, « Simulation of compression engine powered by Biofuels, » Energy Conversion and Management, vol. 51, n° %18, pp. 1714-1718, 2010.

Références bibliographiques

- [44] A. DATTA et B. MANDAL, « Impact of alcohol addition to diesel on the performance combustion and emissions of a compression ignition engine » Applied thermal engineering, vol. 98, pp. 670-682, 2016.
- [45] U. RAJAK, P. NASHINE et T. e. a. VERMA, « Performance, combustion and emission analysis of microalgae Spirulina in a common rail direct injection diesel engine » Fuel, vol. 255, p. 115855., 2019.
- [46] N. RIBOUH, « Etude de la combustion dans le moteur diesel F8L413 monté sur des véhicules SONACOME », 2018.
- [47] N. Mahfoudi et M. Kadja, «Thermodynamic modelling of a pistons engine: Calculation of the Nox Emissions » Journal of Fundamental and Applied Sciences, vol. 5, n° %11, pp. 96-109, 2013.
- [48] K. Yum, « Modeling and simulation of transient performance and emission of diesel engine, » Master's thesis, Department of Marine Technology, Norwegian University of Science and Technology, 2012.
- [49] M. MASHKOUR, « Investigation of Spark Ignition Engine Mathematical Model Using MATLAB (GUI) » Advances in naturalND LIED CIENCES, vol. 11, n° %111, pp. 36-50, 2017.
- [50] B. MOUNA, Simulation d'un moteur à combustion interne HCCI avec méthane comme carburant, UNIVERSITE BADJI MOKHTAR ANNABA, 2007.

ANNEXES

ANNEXE A : Simulation sous MATLAB

A.1. Modèle de combustion à deux zones

Le travail dans cette partie se focalise surtout sur la modélisation 0D de la combustion pour un moteur HCCI. Dans cette partie on va étudier le cycle homogène air-carburant dans lequel l'air et le carburant sont mélangés avant le déclenchement de la combustion. Pour cette étude on va diviser la chambre de combustion en deux zones, zone brûlée (b) et zone non brûlée (u). Dans la simulation de combustion à deux zones des expressions d'énergie, de conservation de masse, équation d'état et fraction massique brûlée ont été utilisées pour former le modèle mathématique.

Cette étude vise à mieux comprendre le phénomène de la combustion dans les moteurs ainsi que le mécanisme de formation des (NO_x). La modélisation a servi de plate-forme pour déterminer les propriétés thermodynamiques instantanées (température, pression et travail indiqué) au cours des différentes phases du cycle du moteur, ce qui est essentiel pour la détermination des concentrations de (NO), à partir de l'équation appliquée de la cinétique chimique, tout en se basant sur le mécanisme thermique de Zeldovich [47].

Des hypothèses doivent être formulées dans le cadre de la modélisation thermodynamique du moteur (HCCI). Ces hypothèses sont comme suit :

- La pression est uniforme pour les deux zones ;
- Le carburant est mélangé et brûle instantanément avec la charge dans le cylindre et produit des gaz de combustion à taux équivalent constant [48];
- Dans un cycle homogène, le carburant est injecté dans la chambre de combustion avant la course de compression et le mélange carburant-air est supposé être mélangé de manière homogène à la combustion ;
- Le carburant, l'air et le gaz résiduel sont bien mélangés ;
- Les gaz sont idéaux ;
- On suppose que chaque zone est en équilibre thermodynamique et chimique
- Les espèces dans les produits de combustion sont O_2 , H_2 , H_2O , OH , CO_2 , CO , NO , N_2 et O .

La chambre de combustion des cylindres utilisée dans le modèle mathématique de simulation est indiquée dans la figure.A.1. La masse du carburant (m_f) injecté dans la chambre de combustion, réagit avec l'air dans la zone non brûlée et pénètre dans la zone de gaz brûlé. Certains des gaz (m_{bb}) dans le cylindre s'échappent de la jupe piston.

La simulation commence au point mort bas (PMB) au début de la course de compression et se termine à la fin de la course d'expansion à (PMB).

Les équations de base du modèle de combustion à deux zones ont été extraites et la fonction de Wiebe a été utilisée pour représenter la fraction massique brûlée du mélange.

Les équations du modèle présentées ci-dessous, ont été résolues numériquement à l'aide du programme établi par Ferguson [2]. Les conditions de fonctionnement de notre moteur et la fonction de Wiebe ont été utilisées pour décrire l'évolution de la fraction de la masse brûlée.

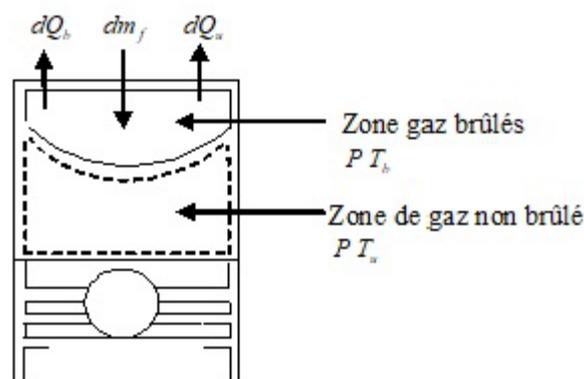


Figure A.1. Modèle de combustion à deux zones

A.2. Formulation du modèle

En appliquant la première loi de la thermodynamique dans un système ouvert, l'équation de l'énergie prend la forme suivante :

$$\frac{dU}{d\theta} = \frac{dQ}{d\theta} + \frac{dW}{d\theta} + \frac{dm_f}{d\theta} h_f - \frac{dm_l}{d\theta} h_l \quad (A.1)$$

Où \dot{m}_l est le débit massique, h_l l'enthalpie des masses soufflées, U l'énergie interne, Q le transfert de chaleur. Pendant la période de compression, les propriétés du mélange de carburant, d'air et de gaz résiduel sont déterminées par un sous-programme FARG, qui a été décrit et publié par Ferguson [15].

Procédure de solution : Le rappel de l'équation (9) et la combinaison de toutes les dérivées permettront d'exprimer la pression et la température en fonction de l'angle de vilebrequin, de la pression, de la température des gaz non brûlés et de la température des gaz brûlés.

$$\frac{dP}{d\theta}, \frac{dT_b}{d\theta}, \frac{dT_u}{d\theta} = f_1(q, P, T_b, T_u) \quad (\text{A.2})$$

La résolution des équations ci-dessus avec des données d'entrées appropriées permet de déterminer le travail indiqué, l'enthalpie et la perte de chaleur dans tout le système, car le travail, l'enthalpie et la perte de chaleur indiqués peuvent également être exprimés en fonction de la pression et de la température.

$$\frac{dW}{d\theta} = f_4(q, P) \quad (\text{A.3})$$

$$\frac{dQ_1}{d\theta} = f_5(q, P, T_b, T_u) \quad (\text{A.4})$$

$$\frac{dH_{u1}}{d\theta} = f_6(q, P, T_b, T_u) \quad (\text{A.5})$$

Les dérivées des différentes équations avec la combinaison des équations des propriétés thermodynamiques sont [2] :

$$\frac{dP}{d\theta} = \frac{A + B + C}{D + E} \quad (\text{A.6})$$

$$\frac{dT_b}{d\theta} = \frac{-hA_c(T_b - T_w)}{\omega mc_{pb}x^{1/2}} + \frac{T_b}{c_{pb}} \frac{\partial v_b}{\partial T_b} \frac{A + B + C}{D + E} + \frac{h_u - h_b}{xc_{pb}} \left[\frac{dx}{d\theta} - (x - x^2) \frac{C}{\omega} \right] \quad (\text{A.7})$$

$$\frac{dT_u}{d\theta} = \frac{-hA_c(1 - x^{1/2})(T_u - T_w)}{\omega mc_{pu}(1 - x)} + \frac{T_u}{c_{pu}} \frac{\partial v_u}{\partial T_u} \frac{A + B + C}{D + E} \quad (\text{A.8})$$

$$\frac{dW}{d\theta} = P \frac{dV}{d\theta} \quad (\text{A.9})$$

$$\frac{dQ_1}{d\theta} = \frac{hA_c}{\omega} [x^{1/2} (T_b - T_u) + (1 - x^{1/2}) (T_u - T_w)] \quad (\text{A.10})$$

$$\frac{dH_1}{d\theta} = \frac{Cm}{\omega} [(1 - x^2) h_u + x^2 h_b] \quad (\text{A.11})$$

Où :

$$A = \frac{1}{m} \left(\frac{dV}{d\theta} + \frac{VC}{m\omega} \right) \quad (\text{A.12})$$

$$B = \frac{-hA_c}{\omega m} \left[\frac{1}{c_{pb}} \frac{\partial v_b}{\partial T_b} x_{1/2} (T_b - T_w) + \frac{1}{c_{pu}} \frac{\partial v_u}{\partial T_u} \left(1 - \frac{x_1}{2} \right) (T_u - T_w) \right] \quad (\text{A.13})$$

$$C = -(v_b - v_u) \frac{dx}{d\theta} - \frac{\partial v_b}{\partial T_b} \frac{h_u - h_b}{C_{pb}} \left[\frac{dx}{d\theta} - \frac{(x - x^2)C}{\omega} \right] \quad (\text{A.14})$$

$$D = x \left[\frac{T_b}{c_{pb}} \left(\frac{\partial v_b}{\partial T_b} \right)^2 + \frac{\partial v_b}{\partial P} \right] \quad (\text{A.15})$$

$$E = (1 - x) \left[\frac{T_u}{c_{pu}} \left(\frac{\partial v_u}{\partial T_u} \right)^2 + \frac{\partial v_u}{\partial P} \right] \quad (\text{A.16})$$

- Fonction de Wiebe :

L'approche de Wiebe consiste à écrire l'évolution de la fraction de carburant brûlé et sa dérivée en fonction de l'angle vilebrequin à l'aide d'une fonction de type exponentielle et l'appliquer au calcul des performances du moteur [3].

$$x_b(\theta) = 1 - \exp \left[-a_w \left(\frac{\theta - \theta_s}{\theta_d} \right)^{m_w + 1} \right] \quad (\text{A.17})$$

θ_s : Le début de la combustion (déterminé à partir de l'angle de début d'injection et du calcul du délai d'ignition),

θ_d : La durée de combustion.

a_w : Le paramètre d'efficacité (habituellement égal à 6.908 pour obtenir une fraction brûlée égale à 99.9% en fin de combustion) et

m_w : Le facteur de forme

ANNEXE B : Les résultats de validation du Modèle à l'aide du code MATLAB

B.1. L'effet de la richesse

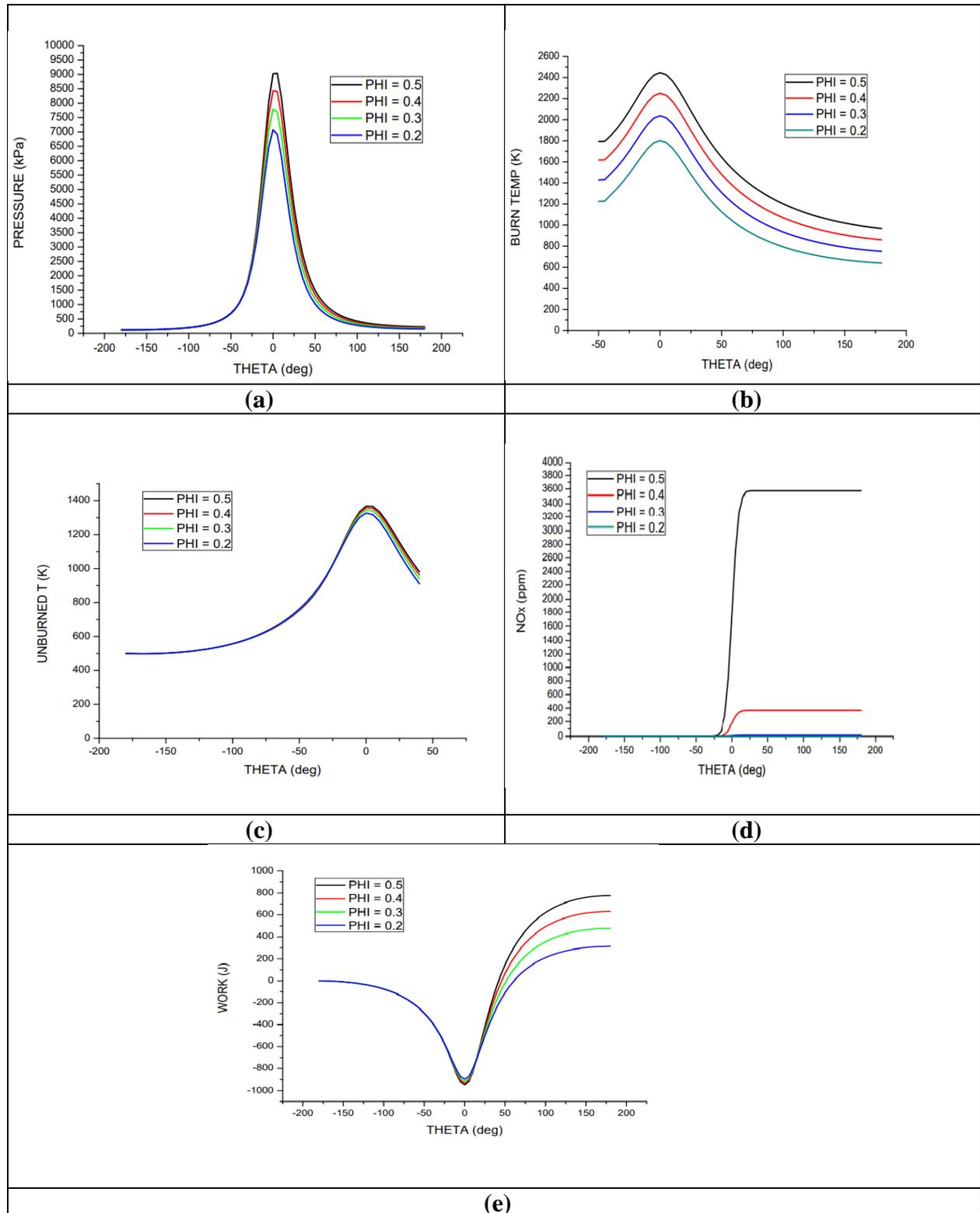


Figure A.2. Variation de (a) la pression de cylindre; (b) température du cylindre brûlé; (c) température du cylindre non brûlé; (d) les émissions de NOX et; (e) travail indiqué avec angle de vilebrequin selon les rapports d'équivalence. Conditions d'admission (PIVC = 1,8 bar, TIVC = 500 K, r= 18, régime moteur = 2500, méthane)

B.2. L'effet du type de Fuel

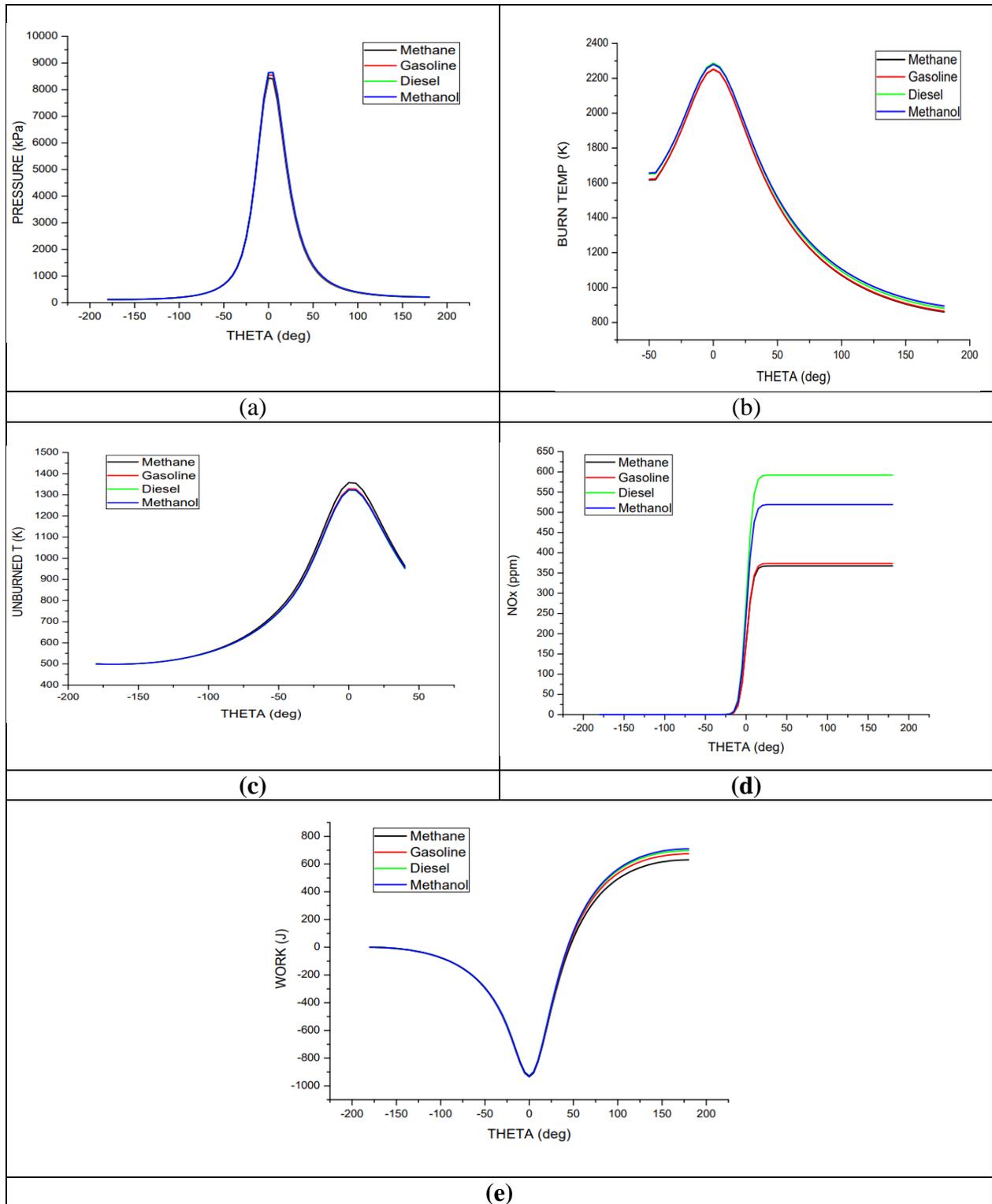


Figure A.3. Variation de (a) la pression de cylindre ; (b) température du cylindre brûlé; (c) température du cylindre non brûlé; (d) les émissions de NOX et; (e) travail indiqué avec angle de vilebrequin en fonction du carburant testé. Conditions d'admission (PIVC = 1,8 bar, TIVC = 500 K, $r = 18$, régime moteur = 2500, $\phi = 0,4$)

B.3. L'effet de la température d'admission

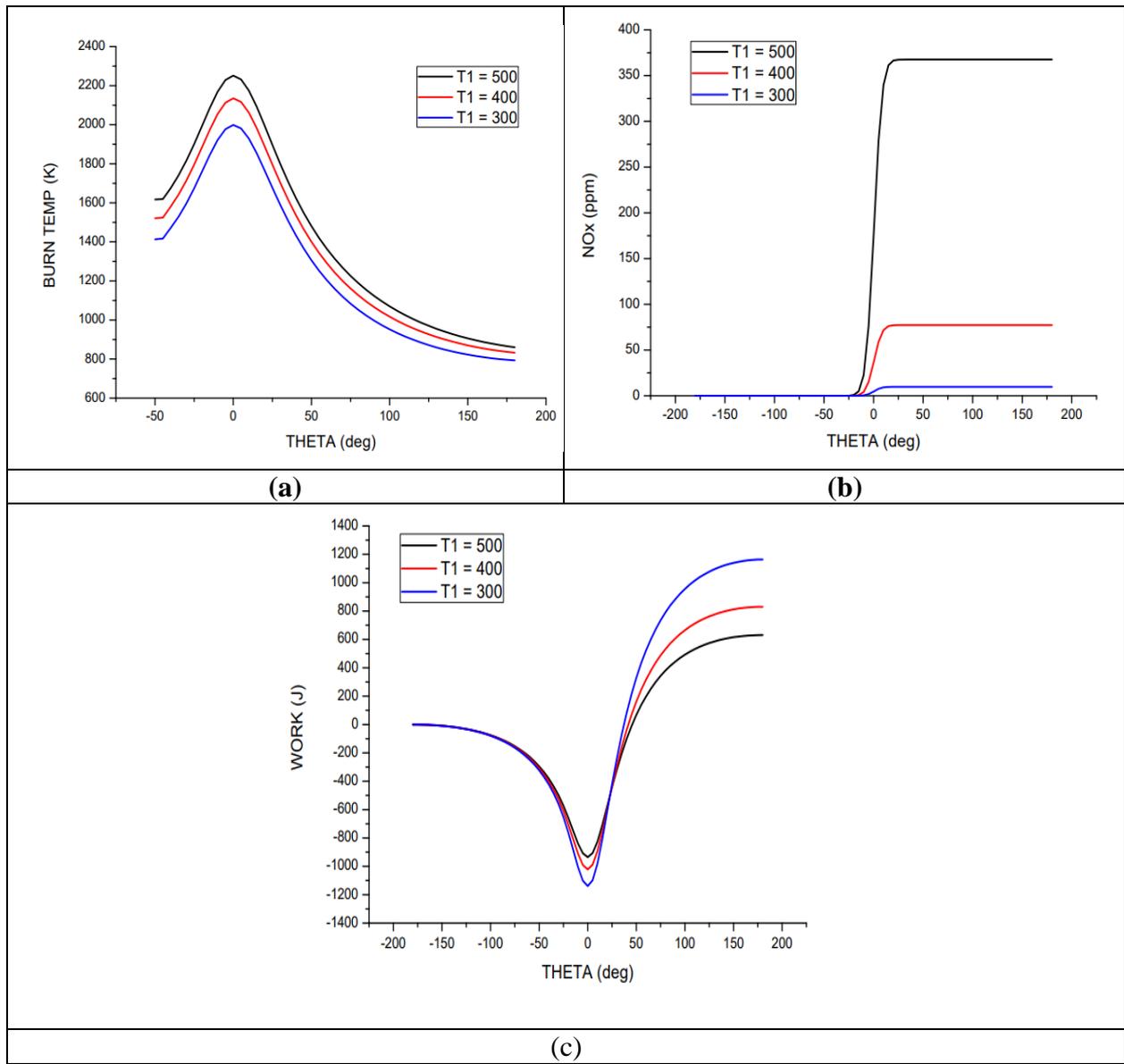


Figure A.4. Variation de (a) température du cylindre brûlé ; (b) les émissions de NOX et; (c) travail indiqué avec angle de vilebrequin en fonction de la température d'admission. Conditions d'admission (PIVC = 1,8 bar, r= 18, régime moteur = 2500, = 0,4, methane)

ANNEXE C : Résultats de simulation à l'aide du logiciel Diesel-RK

- Pour une richesse de $(\phi)= 0.5$

2020-08-01 22-50-20 "8V12/12.5"

Mode: #1 :: " phi= 0.5 ";

Title: "A/F eq. defines m_f"

www.diesel-rk.bmstu.ru

Fuel: cétane

----- PARAMETERS OF EFFICIENCY AND POWER -----

2500.0 - RPM - Engine Speed, rev/min
 127.11 - P_eng - Piston Engine Power, kW
 5.3948 - BMEP - Brake Mean Effective Pressure, bar
 485.56 - Torque - Brake Torque, N m
 0.04799 - m_f - Mass of Fuel Supplied per cycle, g
 0.22653 - SFC - Specific Fuel Consumption, kg/kWh
 0.23484 - SFC_ISO - Specific Fuel Consumption in ISO, kg/kWh
 0.36162 - Eta_f - Efficiency of piston engine
 6.9334 - IMEP - Indicated Mean Effective Pressure, bar
 0.46475 - Eta_i - Indicated Efficiency
 10.417 - Sp - Mean Piston Speed, m/s
 1.2731 - FMEP - Friction Mean Effective Pressure, bar (Intern.Exp)
 0.80907 - Eta_m - Mechanical Efficiency of Piston Engine

----- ENVIRONMENTAL PARAMETERS -----

1.0000 - po_amb - Total Ambient Pressure, bar
 288.00 - To_amb - Total Ambient Temperature, K
 1.0000 - p_Te - Exhaust Back Pressure, bar (after turbine)
 0.98000 - po_afltr - Total Pressure after Induction Air Filter, bar

----- TURBOCHARGING AND GAS EXCHANGE -----

0.98000 - p_C - Pressure before Inlet Manifold, bar
 288.00 - T_C - Temperature before Inlet Manifold, K
 0.23494 - m_air - Total Mass Airflow (+EGR) of Piston Engine, kg/s
 0.0000 - Eta_TC - Turbocharger Efficiency
 1.0527 - po_T - Average Total Turbine Inlet Pressure, bar
 753.08 - To_T - Average Total Turbine Inlet Temperature, K
 0.24030 - m_gas - Mass Exhaust Gasflow of Pison Engine, kg/s
 1.9393 - A/F_eq.t - Total Air Fuel Equivalence Ratio (Lambda)
 0.51565 - F/A_eq.t - Total Fuel Air Equivalence Ratio
 -0.26546 - PMEP - Pumping Mean Effective Pressure, bar
 0.86774 - Eta_v - Volumetric Efficiency
 0.85038 - Eta_vo - Volumetric Efficiency defined by Ambient Parameters
 0.05995 - x_r - Residual Gas Mass Fraction
 0.96938 - Phi - Coeff. of Scavenging (Delivery Ratio / Eta_v)
 2.5638 - BF_int - Burnt Gas Fraction Backflowed into the Intake, %
 0.62940 - %Blow-by - % of Blow-by through piston rings

----- INTAKE SYSTEM -----

0.95516 - p_int - Average Intake Manifold Pressure, bar
 303.45 - T_int - Average Intake Manifold Temperature, K
 31.765 - v_int - Average Gas Velocity in intake manifold, m/s
 310.21 - Tw_int - Average Intake Manifold Wall Temperature, K

Annexes

92.561 - hc_int - Heat Transfer Coeff. in Intake Manifold, W/(m²*K)
 73.393 - hc_int.p - Heat Transfer Coeff. in Intake Port, W/(m²*K)
 106.44 - v_int.p - Max Velocity in a Middle Section of Int. Port, m/s
 10.583 - A_v.thrt - Total Effective Valve Port Throat Area, cm²
 Valve Dim. Estim.: Num=1 Dv= 55.0 Dt= 45.0 Ds=10.0 Lv= 10.7 Lv_max= 13.8 mm

----- EXHAUST SYSTEM -----

1.0405 - p_exh - Average Exhaust Manifold Gas Pressure, bar
 750.83 - T_exh - Average Exhaust Manifold Gas Temperature, K
 79.759 - v_exh - Average Gas Velocity in exhaust manifold, m/s
 23.010 - Sh - Strouhal number: $Sh=a*\tau/L$ (has to be: $Sh > 8$)
 695.59 - Tw_exh - Average Exhaust Manifold Wall Temperature, K
 275.10 - hc_exh - Heat Transfer Coeff. in Exhaust Manifold, W/(m²*K)
 709.54 - hc_exh.p - Heat Transfer Coeff. in Exhaust Port, W/(m²*K)
 271.58 - v_exh.p - Max Velocity in a Middle Section of Exh. Port, m/s
 10.583 - A_v.thrt - Total Effective Valve Port Throat Area, cm²
 Valve Dim. Estim.: Num=1 Dv= 48.0 Dt= 45.0 Ds=10.0 Lv= 10.0 Lv_max= 12.0 mm

----- COMBUSTION -----

2.0000 - A/F_eq - Air Fiel Equival. Ratio (Lambda) in the Cylinder
 0.50000 - F/A_eq - Fuel Air Equivalence Ratio in the Cylinder
 89.640 - p_max - Maximum Cylinder Pressure, bar
 1829.7 - T_max - Maximum Cylinder Temperature, K
 4.0000 - CA_p.max - Angle of Max. Cylinder Pressure, deg. A.TDC
 13.000 - CA_t.max - Angle of Max. Cylinder Temperature, deg. A.TDC
 3.3171 - dp/dTheta- Max. Rate of Pressure Rise, bar/deg.
 2.1371 - Ring_Intn- Ringing / Knock Intensity, MW/m²
 10270. - F_max - Max. Gas Force acting on the piston, kg
 System: Custom Fuel Injection System
 1177.4 - p_inj.max- Max. Sac Injection Pres. (before nozzles), bar
 681.89 - p_inj.avr- Mean Sac Press. for Total Fuel Portion, bar
 21.620 - d_32 - Sauter Mean Diameter of Drops, microns
 22.000 - SOI - Start Of Injection or Ignition Timing, deg. B.TDC
 25.099 - Phi_inj - Duration of Injection, CA deg.
 4.3340 - Phi_ign - Ignition Delay Period, deg.
 - ... - calculated by modified Tolstov method : 4.3
 17.666 - SOC - Start of Combustion, deg. B.TDC
 0.01096 - x_e.id - Fuel Mass Fraction Evaporated during Ignit. Delay
 96.000 - Phi_z - Combustion duration, deg.
 Phi_z 5%= 3.2; Phi_z 50%= 19.6; Phi_z 95%= 54.6
 1.4193 - Rs_tdc - Swirl Ratio in the Combustion Chamber at TDC
 1.5000 - Rs_ivc - Swirl Ratio in the Cylinder at IVC
 37.055 - W_swirl - Max. Air Swirl Velocity, m/s at cylinder R= 59

----- ECOLOGICAL PARAMETERS -----

12.878 - Hartridge- Hartridge Smoke Level
 1.3783 - Bosch - Bosch Smoke Number
 0.32203 - K,m-1 - Factor of Absolute Light Absorption, 1/m
 0.35440 - PM - Specific Particulate Matter emission, g/kWh
 712.03 - CO2 - Specific Carbon dioxide emission, g/kWh
 941.78 - NOx.w,ppm- Fraction of wet NOx in exh. gas, ppm
 7.1488 - NO - Specif. NOx emiss. reduc. to NO, g/kWh (Zeldovich)
 2.2026 - SE - Summary emission of PM and NOx
 0.0000 - SO2 - Specific SO2 emission, g/kWh

Annexes

----- CYLINDER PARAMETERS -----

1.2710 - p_ivc - Pressure at IVC, bar
 378.68 - T_ivc - Temperature at IVC, K
 52.647 - p_tdc - Compression Pressure (at TDC), bar
 1019.0 - T_tdc - Compression Temperature (at TDC), K
 3.9362 - p_evo - Pressure at EVO, bar
 1016.6 - T_evo - Temperature at EVO, K

----- HEAT EXCHANGE IN THE CYLINDER -----

1023.3 - T_eq - Average Equivalent Temperature of Cycle, K
 409.30 - hc_c - Aver. Factor of Heat Transfer in Cyl., W/m²/K
 559.09 - Tw_pist - Average Piston Crown Temperature, K
 428.00 - Tw_liner - Average Cylinder Liner Temperature, K
 673.65 - Tw_head - Average Head Wall Temperature, K
 625.58 - Tw_cool - Average Temperature of Cooled Surface
 head of Cylinder Head, K
 223.09 - hc_cool - Average Factor of Heat Transfer, W/(m²*K)
 from head cooled surface to coolant
 1618.3 - q_head - Heat Flow in a Cylinder Head, J/s
 2148.6 - q_pist - Heat Flow in a Piston Crown, J/s
 1310.0 - q_liner - Heat Flow in a Cylinder Liner, J/s

----- MAIN ENGINE CONSTRUCTION PARAMETERS -----

18.000 - CR - Compression Ratio
 2.0000 - n_inj - Number of Injector Nozzles
 0.30000 - d_inj - Injector Nozzles Bore, mm
 30.000 - Phi_inj - Injection Duration for specif. Inj. Profile, deg.
 0.0000 - m_f_ip - Fuel Mass for specified Injection Profile, g
 67.000 - EVO - Exhaust Valve Opening, deg. before BDC
 27.000 - EVC - Exhaust Valve Closing, deg. after DC
 45.000 - EV_Lift - Exhaust Valve Lift, mm
 22.000 - IVO - Intake Valve Opening, deg. before DC
 52.000 - IVC - Intake Valve Closing, deg. after BDC
 45.000 - IV_Lift - Intake Valve Lift, mm

THE ALLOCATION OF FUEL IN THE ZONES AT THE END OF INJECTION

 N|In plan| Spray|Impingment|_____Fractions of fuel in the zones % _____
 s| Angle | Angle| Surface | Dilut. S.Core Piston Inters. Head Liner

 1| 130.0 | 50.0 |pist. bowl| 33.97 0.00 16.03 4.01 0.00 0.00
 2| 130.0 | 50.0 |pist. bowl| 33.96 0.00 16.04 4.01 0.00 0.00

 Sum of all sprays % 100. | 53.61 13.15 21.38 11.42 0.00 0.00

 Evaporation constants bi | 4839 539 1099 928 2518 18

 The note: "Inters." is column with fraction of fuel in a zone of
 intersection of Near-Wall Flows formed by adjacents sprays.
 Rs:Swirl| (Piston clearance,mm 1.00) |Optimal|-Geometric formula: 7.17
 Ratio| Rs of piston bowl 1.42 | Rs |-by Razleytsev : 1.05

 Versions: Kernel 04.01.13; RK-model 06.01.13; NOx-model 22.02.13

Annexes

- Pour un régime de 2300 rpm

2020-08-02 01-13-38 "8V12/12.5"

Mode: #2 :: "2300 rpm";

Title: "A/F eq. defines m_f"

www.diesel-rk.bmstu.ru

Fuel: cétane

----- PARAMETERS OF EFFICIENCY AND POWER -----

2300.0 - RPM - Engine Speed, rev/min
128.53 - P_eng - Piston Engine Power, kW
5.9294 - BMEP - Brake Mean Effective Pressure, bar
533.69 - Torque - Brake Torque, N m
0.05050 - m_f - Mass of Fuel Supplied per cycle, g
0.21688 - SFC - Specific Fuel Consumption, kg/kWh
0.22481 - SFC_ISO - Specific Fuel Consumption in ISO, kg/kWh
0.37771 - Eta_f - Efficiency of piston engine
7.4117 - IMEP - Indicated Mean Effective Pressure, bar
0.47213 - Eta_i - Indicated Efficiency
9.5833 - Sp - Mean Piston Speed, m/s
1.2432 - FMEP - Friction Mean Effective Pressure, bar (Intern.Exp)
0.82667 - Eta_m - Mechanical Efficiency of Piston Engine

----- ENVIRONMENTAL PARAMETERS -----

1.0000 - po_amb - Total Ambient Pressure, bar
288.00 - To_amb - Total Ambient Temperature, K
1.0000 - p_Te - Exhaust Back Pressure, bar (after turbine)
0.98000 - po_afiltr - Total Pressure after Induction Air Filter, bar

----- TURBOCHARGING AND GAS EXCHANGE -----

0.98000 - p_C - Pressure before Inlet Manifold, bar
288.00 - T_C - Temperature before Inlet Manifold, K
0.22894 - m_air - Total Mass Airflow (+EGR) of Piston Engine, kg/s
0.0000 - Eta_TC - Turbocharger Efficiency
1.0511 - po_T - Average Total Turbine Inlet Pressure, bar
739.11 - To_T - Average Total Turbine Inlet Temperature, K
0.23435 - m_gas - Mass Exhaust Gasflow of Pison Engine, kg/s
1.9520 - A/F_eq.t - Total Air Fuel Equivalence Ratio (Lambda)
0.51229 - F/A_eq.t - Total Fuel Air Equivalence Ratio
-0.23903 - PMEP - Pumping Mean Effective Pressure, bar
0.91298 - Eta_v - Volumetric Efficiency
0.89472 - Eta_vo - Volumetric Efficiency defined by Ambient Parameters
0.04647 - x_r - Residual Gas Mass Fraction
0.97608 - Phi - Coeff. of Scavenging (Delivery Ratio / Eta_v)
1.5378 - BF_int - Burnt Gas Fraction Backflowed into the Intake, %
0.68617 - %Blow-by - % of Blow-by through piston rings

----- INTAKE SYSTEM -----

0.95686 - p_int - Average Intake Manifold Pressure, bar
296.75 - T_int - Average Intake Manifold Temperature, K
30.262 - v_int - Average Gas Velocity in intake manifold, m/s
303.50 - Tw_int - Average Intake Manifold Wall Temperature, K
98.350 - hc_int - Heat Transfer Coeff. in Intake Manifold, W/(m2*K)
71.936 - hc_int.p - Heat Transfer Coeff. in Intake Port, W/(m2*K)

Annexes

102.04 - v_int.p - Max Velocity in a Middle Section of Int. Port, m/s
 10.583 - A_v.thrt - Total Effective Valve Port Throat Area, cm²
 Valve Dim. Estim.: Num=1 Dv= 55.0 Dt= 45.0 Ds=10.0 Lv= 10.7 Lv_max= 13.8 mm

----- EXHAUST SYSTEM -----

1.0398 - p_exh - Average Exhaust Manifold Gas Pressure, bar
 737.05 - T_exh - Average Exhaust Manifold Gas Temperature, K
 76.305 - v_exh - Average Gas Velocity in exhaust manifold, m/s
 22.338 - Sh - Strouhal number: $Sh=a*\tau/L$ (has to be: $Sh > 8$)
 682.86 - Tw_exh - Average Exhaust Manifold Wall Temperature, K
 268.15 - hc_exh - Heat Transfer Coeff. in Exhaust Manifold, W/(m²*K)
 691.61 - hc_exh.p - Heat Transfer Coeff. in Exhaust Port, W/(m²*K)
 267.22 - v_exh.p - Max Velocity in a Middle Section of Exh. Port, m/s
 10.583 - A_v.thrt - Total Effective Valve Port Throat Area, cm²
 Valve Dim. Estim.: Num=1 Dv= 48.0 Dt= 45.0 Ds=10.0 Lv= 10.0 Lv_max= 12.0 mm

----- COMBUSTION -----

2.0000 - A/F_eq - Air Fiel Equival. Ratio (Lambda) in the Cylinder
 0.50000 - F/A_eq - Fuel Air Equivalence Ratio in the Cylinder
 98.544 - p_max - Maximum Cylinder Pressure, bar
 1891.1 - T_max - Maximum Cylinder Temperature, K
 4.0000 - CA_p.max - Angle of Max. Cylinder Pressure, deg. A.TDC
 11.000 - CA_t.max - Angle of Max. Cylinder Temperature, deg. A.TDC
 3.7440 - dp/dTheta- Max. Rate of Pressure Rise, bar/deg.
 2.1311 - Ring_Intn- Ringing / Knock Intensity, MW/m²
 11290. - F_max - Max. Gas Force acting on the piston, kg
 System: Custom Fuel Injection System
 1257.0 - p_inj.max- Max. Sac Injection Pres. (before nozzles), bar
 729.03 - p_inj.avr- Mean Sac Press. for Total Fuel Portion, bar
 21.092 - d_32 - Sauter Mean Diameter of Drops, microns
 22.000 - SOI - Start Of Injection or Ignition Timing, deg. B.TDC
 23.527 - Phi_inj - Duration of Injection, CA deg.
 4.0618 - Phi_ign - Ignition Delay Period, deg.
 - ... - calculated by modified Tolstov method : 4.1
 17.938 - SOC - Start of Combustion, deg. B.TDC
 0.01217 - x_e.id - Fuel Mass Fraction Evaporated during Ignit. Delay
 85.200 - Phi_z - Combustion duration, deg.
 Phi_z 5%= 2.6; Phi_z 50%= 17.4; Phi_z 95%= 48.6
 1.4838 - Rs_tdc - Swirl Ratio in the Combustion Chamber at TDC
 1.5473 - Rs_ivc - Swirl Ratio in the Cylinder at IVC
 35.641 - W_swirl - Max. Air Swirl Velocity, m/s at cylinder R= 59

----- ECOLOGICAL PARAMETERS -----

9.6608 - Hartridge- Hartridge Smoke Level
 1.0536 - Bosch - Bosch Smoke Number
 0.23746 - K,m-1 - Factor of Absolute Light Absorption, 1/m
 0.24188 - PM - Specific Particulate Matter emission, g/kWh
 681.69 - CO2 - Specific Carbon dioxide emission, g/kWh
 1374.1 - NOx.w.ppm- Fraction of wet NOx in exh. gas, ppm
 9.9126 - NO - Specif. NOx emiss. reduc. to NO, g/kWh (Zeldovich)
 2.2224 - SE - Summary emission of PM and NOx
 0.0000 - SO2 - Specific SO2 emission, g/kWh

----- CYLINDER PARAMETERS -----

Annexes

1.2134 - p_ivc - Pressure at IVC, bar
 366.09 - T_ivc - Temperature at IVC, K
 54.711 - p_tdc - Compression Pressure (at TDC), bar
 1014.1 - T_tdc - Compression Temperature (at TDC), K
 3.4847 - p_evo - Pressure at EVO, bar
 964.44 - T_evo - Temperature at EVO, K

----- HEAT EXCHANGE IN THE CYLINDER -----

1054.4 - T_eq - Average Equivalent Temperature of Cycle, K
 395.75 - hc_c - Aver. Factor of Heat Transfer in Cyl., W/m2/K
 574.17 - Tw_pist - Average Piston Crown Temperature, K
 428.00 - Tw_liner - Average Cylinder Liner Temperature, K
 691.75 - Tw_head - Average Head Wall Temperature, K
 643.52 - Tw_cool - Average Temperature of Cooled Surface
 head of Cylinder Head, K
 212.49 - hc_cool - Average Factor of Heat Transfer, W/(m2*K)
 from head cooled surface to coolant
 1623.4 - q_head - Heat Flow in a Cylinder Head, J/s
 2149.6 - q_pist - Heat Flow in a Piston Crown, J/s
 1241.3 - q_liner - Heat Flow in a Cylinder Liner, J/s

----- MAIN ENGINE CONSTRUCTION PARAMETERS -----

18.000 - CR - Compression Ratio
 2.0000 - n_inj - Number of Injector Nozzles
 0.30000 - d_inj - Injector Nozzles Bore, mm
 30.000 - Phi_inj - Injection Duration for specif. Inj. Profile, deg.
 0.0000 - m_f_ip - Fuel Mass for specified Injection Profile, g
 52.000 - EVO - Exhaust Valve Opening, deg. before BDC
 15.000 - EVC - Exhaust Valve Closing, deg. after DC
 45.000 - EV_Lift - Exhaust Valve Lift, mm
 15.000 - IVO - Intake Valve Opening, deg. before DC
 42.000 - IVC - Intake Valve Closing, deg. after BDC
 45.000 - IV_Lift - Intake Valve Lift, mm

THE ALLOCATION OF FUEL IN THE ZONES AT THE END OF INJECTION

=====

N:In plan: Spray:Impingent: _____ Fractions of fuel in the zones % _____
 s: Angle : Angle: Surface : Dilut. S.Core Piston Inters. Head Liner

1:	130.0	50.0	pist. bowl:	33.95	0.00	16.05	4.10	0.00	0.00
2:	130.0	50.0	pist. bowl:	33.95	0.00	16.05	4.11	0.00	0.00

Sum of all sprays % 100.: 54.05 12.99 20.55 11.97 0.00 0.00

=====

Evaporation constants bi : 5925 640 1514 1280 3820 22

=====

The note: "Inters." is column with fraction of fuel in a zone of
 intersection of Near-Wall Flows formed by adjacents sprays.
 Rs:Swirl: (Piston clearance,mm 1.00) :Optimal:-Geometric formula: 7.65
 Ratio: Rs of piston bowl 1.48 : Rs -by Razleytsev : 1.05

Versions: Kernel 04.01.13; RK-model 06.01.13; NOx-model 22.02.13