

## MODÉLISATION THERMODYNAMIQUE DE COMBUSTION MONO-ZONE DE BIODIESELS DANS UN MOTEUR DIESEL ET ESTIMATION THÉORIQUE DES ÉMISSIONS POTENTIELLES

Dabilgou Téré<sup>1,2,\*</sup>, Sanogo Oumar<sup>3</sup>, Zongo S. Augustin<sup>1</sup>, Daho Tizane<sup>1</sup>, Zeghmati Belkacem<sup>2</sup>, Chesneau Xavier<sup>2</sup>, Kouliadi Jean<sup>1</sup>, and Béré Antoine<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Laboratoire de Physique et de Chimie de l'Environnement, Université Joseph KI-ZERBO, Ouagadougou, Burkina Faso

<sup>2</sup>Laboratoire de Mathématiques et Physiques, Université de Perpignan Via Domitia, Perpignan, France

<sup>3</sup>Centre de Recherche National de la Recherche Scientifique et technologique, Institut de Recherche en Sciences Appliquées et Technologies, Ouagadougou, Burkina Faso

\* [teredabilgou@yahoo.fr](mailto:teredabilgou@yahoo.fr)

### INFOS SUR L'ARTICLE

#### Historique de l'article :

Reçu le : 24 novembre 2020

Reçu en format révisé le : 31 janvier 2021

Accepté le : 03 février 2021

**Mots-Clés :** modélisation mono-zone, biodiesel, moteur, pression, émissions, thermophysiques

**Keywords :** mono-zone, biodiesel, engine, pressure, emissions, thermophysics

### RÉSUMÉ

Dans le présent travail, un modèle thermodynamique de combustion à zone unique pour le carburant diesel et le biodiesel a été mis en œuvre pour prédire la pression du cylindre afin de mieux comprendre la combustion caractéristique des différents carburants testés dans un moteur diesel et d'analyser les performances caractéristiques d'un même moteur fonctionnant avec différents types de carburants. Il s'est agi également d'évaluer les émissions potentielles de ces carburants lors de leurs combustions dans le moteur diesel. L'évaluation du modèle est faite en fonction de la complexité temporelle, de la complexité spatiale et de la précision de la prédiction à l'aide du programme informatique développé sous MATLAB. Les résultats du présent modèle montrent que les évolutions de la pression du cylindre ainsi que la température du cylindre ont été reproduites avec une bonne précision. En outre, la comparaison entre les paramètres de performance simulés et expérimentaux du moteur a montré une bonne concordance. Les résultats montrent également des réductions des émissions polluantes avec l'utilisation des carburants alternatifs comparés au diesel.

### I. INTRODUCTION

Les moteurs à combustion interne, comme les principaux moteurs de l'industrie automobile, consomment une quantité très importante de combustible fossile par combustion pour développer leur puissance et émettent des gaz d'échappement tels que les hydrocarbures non brûlés, le monoxyde de carbone, le dioxyde de carbone, les oxydes d'azote et les particules fines. À cela s'ajoute la rareté des énergies fossiles et leurs coûts souvent élevés dont 55% sont produites en Moyen Orient depuis 2009 (Komninos et Rakopoulos 2012) et l'Europe à elle seule comme près de 60% (Tarabet 2012) la consommation mondiale des combustibles conventionnels. Le biodiesel dont les caractéristiques physico-chimiques sont proches du gasoil et pouvant être produit localement semble être une alternative intéressante au carburant conventionnel (Basha, Gopal, et Jebaraj 2009; Issariyakul, et Dalai 2014; Knothe et Razon 2017; Farrell et Cavanagh 2014; Hoekman et al. 2012; Al-Mashhadani et Fernando 2017). Dans le souci de

répondre aux défis économiques et les questions environnementales d'une part et d'autre part assurer la garantie de la disponibilité des ressources énergétiques de ces dernières années, chercheurs et constructeurs automobiles ont développés des moteurs à hauts rendements. Ces moteurs ont été mis au point dans le but de réduire la consommation, les émissions polluantes et les pertes de chaleur liées aux parois (Adham et Mabsate 2017; Hairuddin, Yusaf, et Wandel 2016; Kaprielian 2015).

Le biodiesel, peut être utilisé dans les moteurs à combustion interne (Higelin, 2092.; Mahmudul et al. 2017) et l'on peut également optimiser le processus de combustion d'un moteur pour avoir un rendement moteur élevé tout en réduisant les risques de pollutions (Kumar, Varun, et Chauhan 2013).

Cette étude a donc pour objectifs de simuler numériquement l'évolution de la température et de la pression du cylindre dans la chambre de combustion d'un moteur diesel par la méthode thermodynamique mono-zone et d'évaluer les émissions potentielles des

combustibles utilisés. L'évaluation des performances des moteurs diesel nécessite l'élaboration des modèles numériques : les modèles théoriques qui représentent la première approche numérique (Komninos et Rakopoulos 2012) et les modèles thermodynamiques appelés aussi modèles zéro-dimensionnels (0D). La base de la modélisation zéro-dimensionnelle repose sur les équations de conservation de masse et d'énergie, la première loi de la thermodynamique, les propriétés thermodynamiques des combustibles utilisés et les transferts thermiques avec les parois.

La modélisation des transferts thermiques et de la combustion dans une chambre d'un moteur diesel en suivant le modèle thermodynamique ou modèle 0D est une combinaison de plusieurs modèles qui sont généralement conçus, à partir d'approches empiriques ou semi empiriques.

Les modèles physiques se scindent en deux grandes catégories (modèles dimensionnels (1D-3D) et modèles thermodynamiques). Des études portant sur le modèle thermodynamique mono-zone ont été réalisées par de nombreux chercheurs (Hairuddin, Yusaf, et Wandel 2016; Klein et Eriksson, 2004; Yasar et al. 2007; Rida et al. 2016; Sekhar, Rama Rao, et Prasad 2017; Awad et al. 2013; Yıldız et Çeper 2017) (Pirotais 2004) avec des résultats mitigés et limités. Ces auteurs ont développé des systèmes qui utilisent des logiciels de simulation thermique, économisant ainsi des moyens expérimentaux onéreux. Le modèle de combustion fournit au logiciel de simulation une estimation des pertes thermiques aux parois du cylindre, de la température moyenne de surface interne des cylindres et des performances du moteur en fonction du régime, de la charge, et de nombreux autres paramètres tels que l'avance à l'injection, le taux de recirculation des gaz d'échappement (EGR), etc.

Un modèle zéro-dimensionnel combiné à un modèle de zone unique est utilisé dans ce travail, afin d'avoir une analyse rapide et précise de la température et de la pression du cylindre du moteur (Basbous et al. 2012) par la méthode thermodynamique mono-zone. La température, la pression et la masse sont déterminées à partir des équations de conservation de masse et d'énergie (Rida et al. 2016) et par l'équation des gaz idéaux. Le modèle est alors implémenté dans Matlab puis validé avec les résultats de la littérature. Les émissions polluantes potentielles comme le  $\text{SO}_2$  et le  $\text{CO}_2$  en fonction de la richesse sont également analysées.

## II. Modélisation thermodynamique

### 2.1. Description du modèle

La modélisation de la combustion des moteurs à combustion interne donne la compréhension de base de la physique et les phénomènes chimiques qui se produisent au cours des différentes phases du cycle moteur. Il existe principalement deux types de modèle : les modèles dit orientés commande qui décrivent le moteur sous la forme d'un système de type entrées ou sorties ; puis les modèles physiques qui caractérisent les phénomènes qui se produisent dans les moteurs du point de vue soit de la

mécanique des fluides (modèle multidimensionnel), soit de la thermodynamique (modèle thermodynamique ou zéro-dimension) (Labreche 2016; Sindhu, Rao, et Murthy 2015; MA 2013). Ce dernier est classé en deux sous-groupes : les modèles mono-zone et multizone. La figure 1 donne un aperçu global des différents modèles et leurs branches.

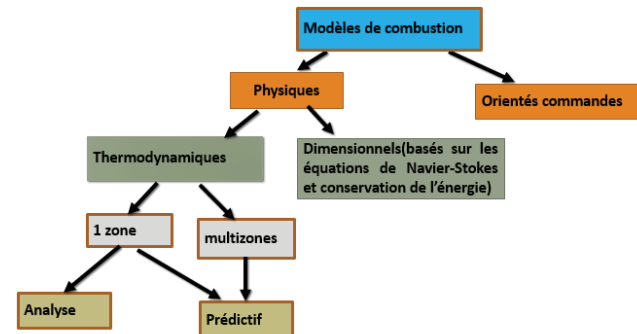


Fig.1 : Types de modèles physiques utilisés dans les moteurs

Les modèles thermodynamiques sont souvent basés par ordre de complexité allant du plus simple au plus compliqué (Komninos et Rakopoulos 2012). La majorité de ces modèles associent la cinétique chimique pour simuler le processus de combustion. En ce qui concerne le modèle multizone, la chambre de combustion est divisée en plusieurs régions ou zones, dans lesquelles les propriétés thermodynamiques sont uniformes dans l'espace. Caton (Caton 2012) a utilisé un modèle à trois zones, dont la zone non brûlée, la zone adiabatique et la zone brûlée de la couche limite, pour le processus de combustion pour examiner la phase de combustion optimale et déterminer les bases thermodynamiques fondamentales de l'efficacité des nouveaux modes de combustion. Le modèle à zone unique considère le cylindre entier comme un champ homogène, ce qui signifie que les compositions et la thermodynamique des propriétés telles que la température et la pression dans le cylindre entier sont uniformes dans l'espace et ne varient qu'avec le temps ou l'angle du vilebrequin. Le modèle de mono-zone ou zone unique est souvent utilisé en raison de la brièveté du temps de calculs nécessaire à la simulation (Komninos et Rakopoulos 2012). Pirotais (Pirotais 2004) a précédemment mis au point un programme de simulation de montée en température, utilisant un modèle de combustion « 1-zone » et a conclu que les résultats des performances du moteur étaient conformes aux résultats expérimentaux et ceux des résultats antérieurs.

Dans le modèle à zone unique (ou à dimension zéro), le cycle du moteur est modélisé en utilisant la première loi de la thermodynamique, en tenant compte du travail absorbé ou produit par le piston et dans certains cas, la chaleur échangée entre la charge et les parois de la chambre de combustion, comme le montre la figure 2.

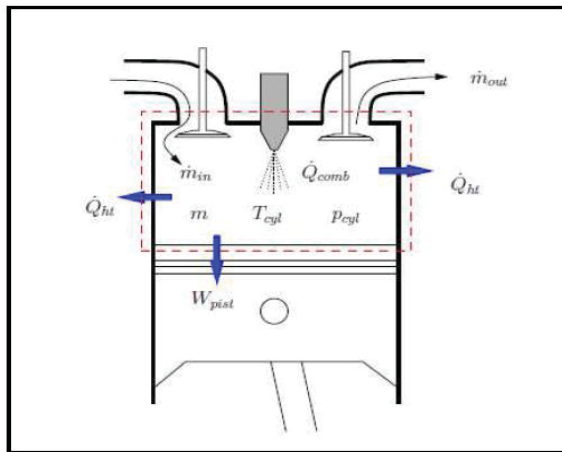


Fig. 2 : Bilan thermique du modèle à une zone de combustion (TARABET 2012)

Comme toute stratification de température dans la chambre de combustion est négligée (Kaprielian 2015; MA 2013; Sekhar, Rama Rao, et Prasad 2017; Caton 2012), les modèles à zone unique ont tendance à surestimer le taux de dégagement de chaleur global et par conséquent, le taux d'augmentation de la pression et la combustion maximale pression (Hairuddin, Yusaf, et Wandel 2016; Awad et al. 2013; Yıldız et çeper 2017). De plus, comme la composition du mélange est également considérée comme uniforme, le modèle à zone unique est incapable de décrire les processus de formation de HC et de CO, sauf s'ils sont dus à une combustion partielle globale du mélange. En dehors de ces limitations inhérentes, les modèles à zone unique peuvent être utilisés pour fournir une estimation du moment de l'allumage et de la formation d'émissions de NOx. Cela est dû au fait que ces phénomènes sont principalement contrôlés par la température des régions les plus chaudes de la chambre de combustion, qui est proche de la température moyenne du gaz du mélange.

Avant la mise au point du modèle de combustion, les hypothèses simplificatrices et approximations pour les calculs des différentes grandeurs physiques sont répertoriées dans le paragraphe suivant.

## 2.2. Hypothèses simplificatrices

Cette partie décrit les principales hypothèses concernant le modèle thermodynamique et les éléments nécessaires permettant les calculs.

Le modèle prend en compte les principaux processus qui se déroulent dans le cylindre, c'est à dire le mouvement de l'air, le développement de la pulvérisation de carburant et de son mélange, l'impact de la pulvérisation sur les parois du cylindre, le transfert de chaleur, la cinétique de la combustion et la formation de suies.

La première loi de la thermodynamique et l'équation d'état du gaz, assimilé à un gaz parfait, combinée aux différents sous-modèles sont applicables.

Le front de flamme est considéré comme une zone adiabatique en termes de transfert de chaleur, mais la chaleur s'écoule jusqu'aux pièces mécaniques.

Les gaz obéissent à la loi des gaz parfaits.

La pression totale est égale à la somme des pressions partielles des gaz composant le mélange.

Le mélange carburant/air est homogène.

Le dégagement de chaleur est nul en tout point de la chambre de combustion sauf dans la zone de réaction matérialisée par le front de flamme.

## 2.3. Équations bilans dans le cylindre

### 2.3.1. Équation relative à la loi des gaz parfaits

Les gaz sont considérés comme un mélange de gaz parfaits. Leurs propriétés thermodynamiques (enthalpies, énergies internes, masse molaire, ...) sont calculées suivant les lois de mélange de gaz parfaits. La masse totale de gaz dans le cylindre reste constante durant la phase de combustion. L'équation générale des gaz parfaits s'écrit :

$$PV = mrT \quad (1)$$

### 2.3.2. Volume et surface du cylindre

Le volume du cylindre d'un moteur à combustion interne est une fonction du temps ou de l'angle du vilebrequin. Ce volume est déterminé grâce aux paramètres géométriques du moteur.

L'équation du volume est donnée par l'équation (2) :

$$V(\theta) = V_m \cdot \left( \frac{1}{rc} + 0.5 \cdot \left( 1 - \frac{1}{rc} \right) \cdot (1 + \cos(\pi + \theta)) \right) \quad (2)$$

avec :

$$V_m = \frac{V_d}{n} + V_c \quad (3)$$

$$V_d = \frac{n \cdot \pi \cdot B^2 \cdot S}{4} \quad (4)$$

$$V_c = \frac{V_d}{rc - 1} \cdot n \quad (5)$$

B=0,0875 : alésage du cylindre en (m)

S=0,110 : course du piston

rc=17,5 : taux de compression

n=1 : nombre de cylindre

La surface du cylindre est donnée par la formule (6) :

$$A = \frac{\pi B^2}{2} + \pi B \cdot \left( l + a - \cos(\theta) + \sqrt{l^2 - a^2 \sin^2(\theta)} \right) \quad (6)$$

### 2.3.3. Équation d'énergie

L'équation de conservation d'énergie s'écrit sous la forme (Rida et al. 2016) :

$$\frac{dU}{dt} = \frac{dW}{dt} + \sum_i \frac{dQ_i}{dt} + \sum_j h_j \frac{dm_j}{dt} \quad (7)$$

Dans cette équation, les différentes grandeurs physiques sont réécrites de la manière suivante :

$$\frac{dU}{dt} = \frac{d(mu)}{dt} \quad (8)$$

$$\frac{dW}{dt} = -P \frac{dV}{dt} \quad (9)$$

$$\sum_i \frac{dQ_i}{dt} = \frac{dQ_{fuel}}{dt} + \frac{dQ_{wall}}{dt} \quad (10)$$

Où

$V$  : volume du cylindre  
 $P$  : pression du cylindre  
 $m$  : masse du gaz dans le cylindre  
 $dQ_{fuel}$  : l'énergie thermique libérée par la combustion de carburant  
 $dQ_{wall}$  : transfert d'énergie par les parois

En utilisant le membre de droite de l'équation (3) puis en procédant par un développement on obtient :

$$\frac{d(mu)}{dt} = m \frac{du}{dt} + u \frac{dm}{dt} \quad (11)$$

$$\text{or} \quad \frac{\partial u}{\partial t} = \frac{\partial u}{\partial T} \cdot \frac{\partial T}{\partial t} \quad (12) \quad \text{avec}$$

$$\frac{\partial u}{\partial T} = C_v \quad (13),$$

ce qui donne alors

$$\frac{d(mu)}{dt} = m C_v \frac{dT}{dt} + u \frac{dm}{dt} \quad (14).$$

Les expressions des équations (4), (5) et (8) dans l'équation de conservation d'énergie (2), on aboutit à l'équation :

$$m C_v \frac{dT}{dt} + u \frac{dm}{dt} = -P \frac{dV}{dt} + \frac{dQ_{fuel}}{dt} + \frac{dQ_{wall}}{dt} + \sum_j h_j \frac{dm_j}{dt} \quad (15)$$

Nous considérons que la masse est uniforme dans le cylindre et que l'ensemble des transferts d'énergie se résume à celle qui s'effectue avec les parois.

Dans ce cas l'équation (9) s'écrit alors :

$$m C_v \frac{dT}{dt} = -P \frac{dV}{dt} + \frac{dQ_{fuel}}{dt} + \frac{dQ_{wall}}{dt} + (h-u) \frac{dm}{dt} \quad (16)$$

$$\text{or on a } h = u + rT \quad (17)$$

$$\frac{dT}{dt} = \frac{1}{m C_v} \left[ -P \frac{dV}{dt} + \frac{dQ_{fuel}}{dt} + \frac{dQ_{wall}}{dt} + rT \frac{dm}{dt} \right] \quad (18)$$

En dérivant l'équation des gaz parfaits de l'équation (1) cela donne :

$$P \frac{dV}{dt} + V \frac{dP}{dt} = mr \frac{dT}{dt} + rT \frac{dm}{dt} + mT \frac{dr}{dt} \quad (19)$$

$r$  étant une constante on a  $\frac{dr}{dt} \approx 0$  et l'équation (20) dévient alors :

$$P \frac{dV}{dt} + V \frac{dP}{dt} = mr \frac{dT}{dt} + rT \frac{dm}{dt} \quad (20).$$

La combinaison de l'équation (18) et (20) donne l'équation

(21) :

$$\frac{dT}{dt} = \frac{1}{m C_v} \left[ V \frac{dP}{dt} + \frac{dQ_{fuel}}{dt} + \frac{dQ_{wall}}{dt} \right] \quad (21)$$

$$\text{avec } \frac{dQ_{wall}}{dt} = -hA(T - T_{wall}) \quad (22)$$

où  $T_{wall}$  désigne la température de la paroi,  $h$  et  $A$  respectivement le coefficient de convection et la surface de la chambre de combustion :

$$h = k_{hoh} P_{cyl}^{0.8} V_{cyl}^{-0.6} T_{cyl}^{-0.4} (\bar{v}_{pis} + 1.4)^{0.8} \quad (23)$$

où  $P_{cyl}$  et  $V_{cyl}$  sont respectivement la pression et le volume du cylindre,  $K_{hoh}$  est la constante de Hohenberg qui caractérise le moteur, ( $K_{hoh}=130$ ),  $\bar{v}_{pis} = 2CN$

Dans l'équation (23),  $h$  représente le coefficient de transfert thermique exprimé en  $W/(m^2 K)$ ,  $A$  la surface d'échange en  $m^2$  entre le mélange gazeux et son environnement,  $T$  et  $T_{wall}$  les températures en Kelvin du mélange et des parois respectivement. La surface d'échange est composée de trois surfaces, à savoir celle de la culasse, celle des parois du cylindre et celle du piston. Cette surface totale varie en fonction de la position angulaire et est connue grâce aux paramètres géométriques du moteur. Le profil de température du mélange dépend de la position angulaire tandis que la température des parois est assimilée à celle du liquide de refroidissement à la sortie du moteur. Cette approximation est moindre car l'écart de température entre les parois du cylindre et le liquide de refroidissement est très petit par rapport à la différence entre la température du gaz et celle des parois. Le paramètre manquant à l'estimation de ces pertes est le coefficient de transfert thermique  $h$ . Divers modèles de ce coefficient ont été développés pour les moteurs à combustion interne. Une étude de la validité de ces modèles pour les moteurs HCCI a été effectuée par Soyhan et al. (Soyhan et al. 2009). Il en résulte que celui qui représente le mieux les échanges thermiques aux parois dans un moteur HCCI (Homogeneous Charge Compression Ignition), un moteur à combustion interne, varie avec la géométrie du moteur, la température et aussi la richesse de l'air. Il est dès lors délicat d'affirmer avec certitude la valeur la plus adéquate de ce coefficient.

$$\frac{dQ_{fuel}}{dt} = m_{carb} * PCI * \frac{dX_b}{dt} \quad (24).$$

Les équations (15) et (16) donnent l'évolution temporelle de la température de la chambre de combustion qui est

$$\frac{dT}{dt} = \frac{1}{m C_v} \left[ V \frac{dP}{dt} + m_{carb} * PCI * \frac{dX_b}{dt} - hA(T - T_{wall}) \right] \quad (25)$$



La pression dans la chambre de combustion est déterminée à partir de la dérivée temporelle de l'équation des gaz parfaits combiné à l'équation de conservation de

$$\text{l'énergie. } \frac{dP}{dt} = \left[ \frac{V}{T} \frac{dT}{dt} - \frac{dV}{dt} \right] * \frac{P}{V} \quad (26).$$

### III. Modélisation des émissions potentielles

#### 3.1 Émissions potentielles

Il est clairement établi que les propriétés physico-chimiques des carburants influencent la qualité de la combustion et par conséquent les émissions polluantes de ces carburants (Madiwale et Bhojwani 2015; Zaharina, et al. 2017; Wakil et al. 2015; Hoekman et al. 2012). De ce fait, la connaissance de la composition chimique d'un combustible permet, en première approximation, de déterminer des ordres de grandeur des teneurs dans les fumées de certains gaz incondensables (DAHO, 2008). Cela peut s'effectuer en utilisant un mécanisme chimique global de combustion. En effet, la modélisation de la combustion peut faire intervenir différents types de mécanismes chimiques selon la précision recherchée. On distingue en général les mécanismes chimiques globaux, semi-globaux et détaillés.

Dans une certaine mesure, il ressort que les émissions polluantes et les paramètres prépondérants dans la formation des polluants lors de la combustion du biodiesel demeurent des sujets de points divergents (Kawashima, Matsubara, et Honda 2009). Des études antérieures soutiennent que les propriétés thermophysiques ainsi que les conditions de fonctionnement du moteur caractérisent les performances du moteur et les émissions polluantes du biodiesel issus des huiles végétales (Knothe et Razon 2017; Kawashima, Matsubara, et Honda 2009; Zongo 2015; Tamilselvan, Nallusamy, et Rajkumar 2017). Les mesures d'émissions polluantes permettent d'avoir des informations sur la qualité de la combustion, en particulier les émissions de CO, de CxHy, NOx, de O<sub>2</sub> et de CO<sub>2</sub>.

De façon générale, la réduction des émissions du biodiesel ou des huiles végétales est de l'ordre de 60 à 90% comparée au carburant pétrolier (Higelin, 2092; Vaitilingom, 2092; Basha, Gopal, et Jebaraj, 2009).

#### 3.2. Équation générale de combustion

Les différents combustibles sont utilisés dans les mêmes conditions de fonctionnement et à la même pression. Quand aux mesures liées aux émissions potentielles (N<sub>2</sub>, CO<sub>2</sub>, SO<sub>2</sub>, NOx, O<sub>2</sub>), elles sont effectuées pour un régime permanent établi.

La connaissance de la composition chimique des différents combustibles, en première approximation, de déterminer des ordres de grandeur des teneurs de certains gaz incondensables. Cela peut être fait par l'utilisation d'un mécanisme chimique global de combustion. En effet, la masse du combustible utilisé est de 100g et l'équation générale de combustion d'un combustible de

type C<sub>x</sub>H<sub>y</sub>O<sub>z</sub>S<sub>w</sub>N<sub>k</sub> est donnée par l'équation (27) ci-dessous :

$$C_xH_yO_zS_wN_k + tH_2O + \left(x + w + \frac{y}{4} - \frac{z}{2}\right)(1+e)(O_2 + 3,78N_2) \rightarrow xCO_2 + \left(t + \frac{y}{2}\right)H_2O + wSO_2 + e\left(x + w + \frac{y}{4} - \frac{z}{2}\right)O_2 + \left\{3,78 * (1+e)\left(x + w + \frac{y}{4} - \frac{z}{2}\right) + \frac{k}{2}\right\}N_2 \quad (27)$$

Pour la détermination des émissions des composés comme le CO, NO, etc un mécanisme chimique détaillé est indispensable ; cela n'est pas prévu dans le cadre de ce travail.

### IV. Méthode de résolution numérique

Les équations différentielles du système sont non linéaires et du premier ordre. Elles peuvent être écrites sous la forme :

$$\frac{dy}{dx} = f(x, y) \quad (28)$$

et a pour solution  $y_0$  en  $x_0$ . Parmi les différentes méthodes numériques existantes et qui permettent la résolution de ces types d'équation, nous avons la méthode d'Euler (Bellettre et al. 2005; Hareesh, Rohith Teja, et Konda Reddy 2014). Basée sur le développement de la fonction  $y_{k+1}$  au voisinage de  $y_k$  en série de Taylor, cette méthode permet d'établir

$$y_{k+1} = y_k + \frac{z}{1!} \cdot y'_k + \frac{z^2}{2!} \cdot y''_k + \frac{z^3}{3!} \cdot y'''_k \quad (29)$$

avec  $y_{k+1} = y(x_{k+1})$  et  $y_k = y(x_k)$

Pour les calculs et la simulation dans notre étude, nous avons utilisé le logiciel Matlab. C'est un logiciel qui présente un environnement complet et destiné au calcul scientifique. En outre, c'est un logiciel ouvert et programmable tout en apportant un système interactif intégrant calcul numérique et visualisation. Un programme Matlab est développé pour simuler le fonctionnement du moteur. Le programme permet l'utilisation d'un incrément variable pour permettre une précision acceptable avec un temps de calcul minimisé.

Si les valeurs calculées ne sont pas dans une tolérance acceptable par rapport aux suppositions initiales, la simulation est répétée en utilisant les valeurs finales calculées en tant que suppositions initiales. En outre, les données expérimentales et numériques issues de la littérature sont utilisées pour la validation du modèle.

### V. Résultats et discussion

#### 5.1. Variations de la pression et de la température

##### 5.1.1. Validation du modèle numérique

Le modèle est validé à partir de données expérimentales obtenues sur un moteur diesel à injection directe du laboratoire. Les caractéristiques du banc d'essai sont détaillées dans (Rida et al. 2016). Les caractéristiques suivantes : un alésage de 87,5 mm et de 110 mm de course

et avec un taux de compression de 17,5 est considéré pour la simulation de la maquette. Les résultats sont obtenus par simulation pour une vitesse de rotation égale à 1500 tr/min à charge partielle. Les courbes de pression et de la température expérimentale et numérique sont superposées comme l'indiquent les figures 3 et 4.

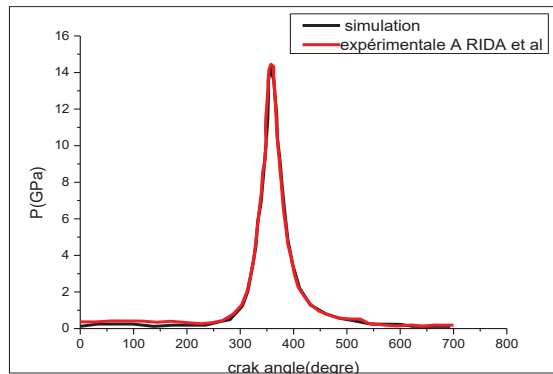


Fig.3 : Comparaison de la variation de la pression cylindre de A. RIDA et al. et notre simulation

Les variations de la température et de la pression montrent un bon accord qualitatif et quantitatif avec celles obtenues par A RIDA et al, 2016. Le modèle montre donc une bonne aptitude à prédire l'évolution de la pression cylindre. Les Pressions Moyennes Indiquées (PMI) sont comparées sur la figure 5. Une erreur de prédiction inférieure à 10% valide le comportement du modèle

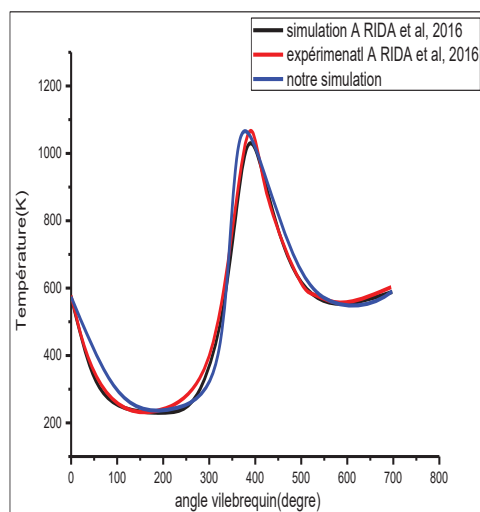


Fig.4 : Comparaison de la variation de la température du cylindre de A RIDA et al et notre simulation

### 5.1.1. Variation de la pression

Après avoir formulé le modèle mathématique utilisé dans l'élaboration du moteur diesel à injection directe (DI), les résultats simulés des pressions dans le cylindre pourraient être obtenus à partir du modèle. La figure 5 décrit l'évolution de la pression modélisée dans le cylindre du moteur.

D'après cette figure, nous constatons que les courbes ont la même allure quel que soit le carburant utilisé. La pression cylindre dépend de plusieurs paramètres et selon la littérature, elle est beaucoup influencée par le taux de

combustion à la phase de prémélange qui à son tour dépend du carburant injecté (nature du carburant) et les conditions de fonctionnement du moteur (Klein et Eriksson, 2004; Huang et al 2009; Shahangian, Keshavarz, et Jazayeri 2009).

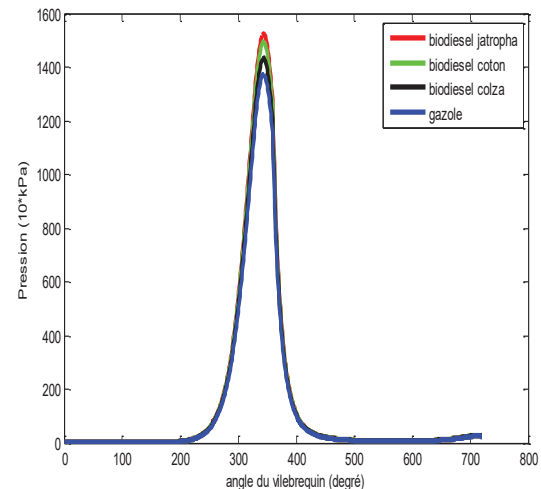


Fig.5 : Variation de la pression cylindre dans une chambre de combustion de différents types de biodiesels et du gazoil

La pression du cylindre permet de déterminer le rendement du moteur mais aussi donne des indications sur le déroulement de la combustion. Une élévation de pression cylindre a été notée avec le diesel conventionnel. Ceci est dû à la combustion à la phase de prémélange qui a tendance à être plus rapide avec le diesel mais aussi de ses propriétés thermophysiques plus élevée que celles des biodiesels. Les simulations sont effectuées en prenant les mêmes paramètres et dans les mêmes conditions. Cela montre que notre modèle est capable de prédire les phénomènes de combustion dans la chambre de combustion. En outre, on peut y remarquer que l'évolution des pressions des biodiesels est très proche à celle du gazoil et semble liée au fait que les caractéristiques physico-chimiques des biodiesels sont proches du gazoil conventionnel. Pendant la phase de combustion, la pression demeure uniforme dans la chambre de combustion puis atteint une valeur maximale avant de décroître continuellement jusqu'à la fin de la combustion détente. Cette diminution est liée à la transformation de l'énergie calorifique de combustion en énergie cinétique du mouvement descendant du piston. Durant tout le cycle thermodynamique, la pression de pointe est moins élevée chez le gazoil comparée aux biodiesels. Le pic élevé de la pression dans le cas du biodiesel par rapport à celle du gazoil est dû à l'amélioration de la combustion de ce carburant due à la rapidité de la combustion du biodiesel dans la phase de combustion prémélangée engendrée par la combustion lors de la phase de prémélange qui a tendance à être plus rapide que celle avec le Diesel mais aussi de ses propriétés thermophysiques plus élevée que celles des biodiesels (Feng et al. 2014). Pendant la phase d'expansion, le couple produit par le moteur est suffisant pour passer au cycle suivant avec plus de consommation de carburant. En outre, la valeur élevée de la pression du moteur lors de l'utilisation du biodiesel comparée à celle

obtenue avec du Diesel peut être dû à une quantité d'hydrocarbures plus faible dans le Diesel et à une augmentation de la pression plus faible. En outre, cela pourrait s'expliquer aussi par le court délai d'auto-inflammation et la combustion rapide du biodiesel lié par son indice de cétane élevé (Khiari 2016). Les atomes d'oxygène dans la molécule de biodiesel elle-même favorise la combustion complète du carburant biodiesel et donc plus d'énergie est libérée (Bencherif 2014; Wakil et al. 2015; Al-Mashhadani et Fernando 2017; Caton 2012).

### 5.1.2. Variations de la température

La figure 6 décrit l'évolution de la température à l'intérieur du cylindre d'une chambre de combustion.

On observe une diminution de la température due à l'influence élémentaire du mélange air-carburant et gaz frais et chaud jusqu'à atteindre une valeur minimale au point mort bas. Puis après cette phase on constate une augmentation progressive de la courbe de température en raison du processus de compression jusqu'à l'amorçage de la combustion où elle va s'amplifier d'une manière très rapide. Par la suite, en atteignant le point mort haut, on observera une chute de la température due à la descente du piston qui réduirait la température due à la détente des gaz. À cela s'ajoute aussi l'augmentation de la surface d'échange entre les gaz et les parois du cylindre qui devient très importante qu'au début de l'admission. Ces mêmes observations ont été faites par d'autres auteurs (Rida et al. 2016; Mohammed et al. 2020).

Après l'ouverture de la soupape d'échappement, l'évolution de la température change de courbure (l'ouverture de la soupape d'échappement est un point d'inflexion). En effet, les pertes de chaleur à travers les parois diminuent avec la diminution de la température et la chute de température devient de plus en plus lente. Après l'ouverture de la soupape d'échappement, le refoulement des gaz vers l'extérieur accélère la chute de température. Avec la diminution du débit d'échappement, la température se stabilise à une valeur constante.

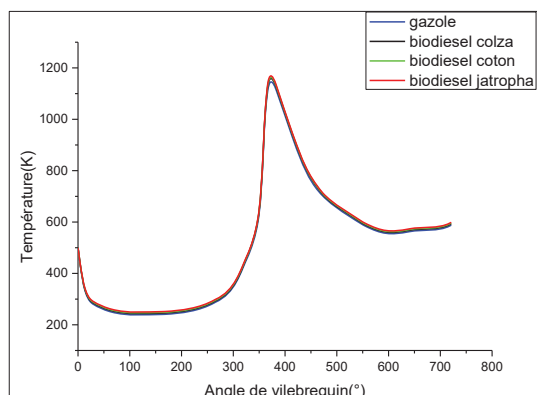


Fig.6: Variation de la température cylindre dans une chambre de combustion avec différents types de carburants

## 5.2. Résultats des émissions potentielles

### 5.2.1. Émissions de SO<sub>2</sub>

Les mesures des émissions de SO<sub>2</sub> pour les différents carburants testés sont représentées dans la figure 7.

On observe que les émissions de dioxyde de soufre (SO<sub>2</sub>) sont dans une moindre mesure faibles pour le gasoil et relativement absentes ou nulles pour les biodiesels de jatropa, colza et de coton. La moyenne est inférieure à 1 ppm pour l'ensemble des carburants. Ce résultat est lié au fait que la teneur en soufre du gas-oil utilisé est pratiquement faible (exigences des spécifications du gas-oil européen). De plus, les biodiesels tout comme la plupart des huiles végétales ne contiennent pas de soufre. Cela explique le résultat observé avec les biodiesels obtenus à partir des huiles végétales en termes d'émissions de SO<sub>2</sub>. Ce constat a été rapporté également par d'autres auteurs comme Daho, 2008 et Madiwale and al, 2016 (Kawashima, Matsubara, et Honda 2009; Madiwale et Bhojwani 2015). Ceci est dû à la quantité du combustible primaire introduite avec de l'air qui réduit la concentration d'oxygène aspirée dans le cylindre, ce qui a un effet positif sur la formation des émissions SO<sub>2</sub> et au fait que le biodiesel soit une énergie propre.

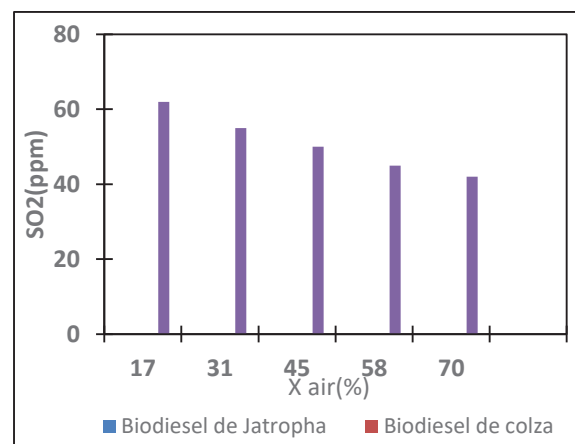


Fig.7: Émissions de SO<sub>2</sub>(ppm) en fonction de l'excès d'air

### 5.2.2 Émissions de O<sub>2</sub> et de N<sub>2</sub>

Les figures 8 et 9 illustrent respectivement les émissions de O<sub>2</sub> et de N<sub>2</sub> obtenues avec le carburant conventionnel et les biodiesels. Les émissions de O<sub>2</sub> sont quasiment identiques pour tous les combustibles utilisés mais augmentent en fonction de l'excès. On peut constater que pour des valeurs de richesses de plus en plus élevées, la concentration des émissions importantes aussi bien pour les carburants conventionnels et que ceux des biocarburants. L'on peut dire que l'excès d'air favorise les émissions de O<sub>2</sub>.

La figure 8 nous révèle que la concentration des émissions de N<sub>2</sub> est beaucoup plus importante avec le diesel conventionnel quel que soit l'excès d'air qu'avec les biodiesels utilisés. D'autre part, on peut observer que les émissions de N<sub>2</sub>, diminuent significativement avec l'augmentation de l'excès d'air. En effet, le passage de la richesse de 0,17 à 0,7, entraîne une diminution des émissions de N<sub>2</sub> d'environ 77%. Cette réduction s'explique particulièrement par le phénomène de dilution de l'air (DAHO, 2008). Les biodiesels présentent donc un avantage quant aux émissions de N<sub>2</sub> par rapport au gasoil. Des observations similaires ont été rapportées par certains auteurs (Madiwale et Bhojwani 2015; Suresh,

Jawahar, et Richard 2018; Vervisch Kljakic 2012; Kawashima, Matsubara, et Honda 2009).

À des températures élevées, comme celles qui se produisent dans la chambre de combustion d'un moteur diesel,  $N_2$  et  $O_2$  peuvent réagir par une série d'étapes chimiques connues sous le nom de mécanisme de Zeldovich. La formation de  $NO_x$  se produit à des températures supérieures à  $1500^\circ C$ , et le taux de formation augmente rapidement avec l'augmentation de la température. Dans la plupart des conditions de combustion des moteurs diesel, les  $NO_x$  thermiques sont considérés comme le principal contributeur au total des  $NO_x$  (Kaprielian 2015; Kumar, Varun, et Chauhan 2013; Al-Mashhadani et Fernando 2017).

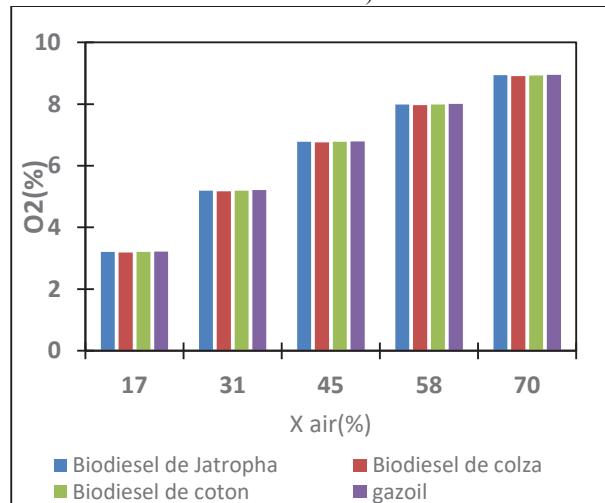


Fig.8: Émissions de O2 en fonction de l'excès d'air

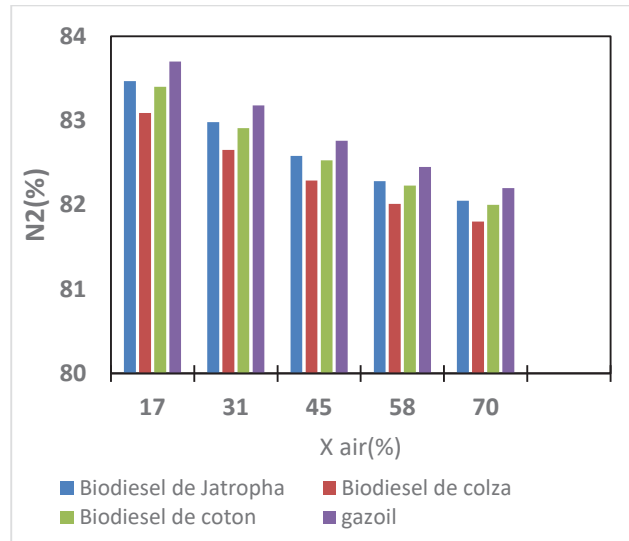


Fig.9 : Émissions de N2 en fonction de l'excès d'air

### 5.2.3. Émissions de CO<sub>2</sub>

Le dioxyde de carbone (CO<sub>2</sub>), est un produit de la combustion des hydrocarbures. Le carburant hydrocarboné est en premier lieu oxydé en CO, lors du processus de la combustion. En présence d'une température suffisamment élevée dans le cylindre, et avec la présence d'oxygène, le CO est oxydé pour former du CO<sub>2</sub>. Ainsi, la formation de CO<sub>2</sub> dépend fortement de la température, et de la concentration d'oxygène dans le cylindre. Concernant l'évolution des émissions de

dioxyde de carbone, elle est présentée dans la figure 10 illustrée ci-dessous.

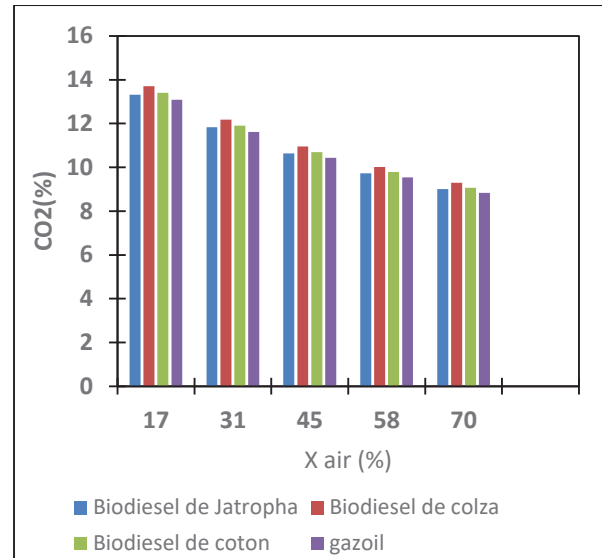


Fig.10 : Les émissions du CO2 en fonction de l'excès d'air

On constate que les courbes ont la même tendance, quel que soit le carburant étudié. En effet, on note une légère diminution des émissions de CO<sub>2</sub> en fonction de l'excès d'air et une sensible variation en fonction du type de carburant utilisé. La teneur en oxygène assure une température de combustion plus élevée dans le cylindre, ce qui favorise une combustion plus complète et donc une meilleure conversion du CO en CO<sub>2</sub> que pour le gazole (Vaitilingom 2092).

## VI. CONCLUSION

Dans ce travail, une modélisation thermodynamique à une seule zone est effectuée pour étudier le moteur diesel fonctionnant au biodiesel et au diesel. L'objectif était de développer un modèle d'analyse avec différents combustibles. Les résultats du présent modèle montrent que les évolutions de la pression du cylindre ainsi que la température du cylindre ont été reproduites avec une bonne précision. En outre, la comparaison entre les paramètres de performance simulés et expérimentaux du moteur a montré une bonne concordance. Nous avons noté des réductions des émissions polluantes avec l'utilisation des carburants alternatifs comparés au diesel. Les techniques développées peuvent être combinées dans le but d'améliorer le modèle. Toutefois, il serait intéressant de continuer le développement d'un modèle à deux zones, voire multizones, pour qu'on puisse apporter plus d'explications en prenant en considération la modélisation du processus d'injection du carburant ainsi que des émissions polluantes.

## RÉFÉRENCES

- Adham, Adam, et El Mostafa Mabsate. 2017. « comparison and optimization of combustion performance and emissions of a single-cylinder diesel engine fueled with soy biodiesel-diesel blends ». *ARP Journal of Engineering and Applied Sciences* 12 (22).



- Al-Mashhadani, Husam, et Sandun Fernando. 2017. « Properties, performance, and applications of biofuel blends: a review ». *AIMS Energy*, 5 (4): 735-67. <https://doi.org/10.3934/energy.2017.4.735>.
- Awad, Sary, Edwin Geo Varuvel, Khaled Loubar, et Mohand Tazerout. 2013. « Single zone combustion modeling of biodiesel from wastes in diesel engine ». *Fuel* 106: 558–568. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2012.11.051>.
- Basbous, Tamman, Rafic Younes, Adrian Ilinca, et Jean Perron. 2012. « A new hybrid pneumatic combustion engine to improve fuel consumption of wind–Diesel power system for non-interconnected areas ». *Applied Energy* 96 (août): 459-76. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2012.03.005>.
- Basha, Syed Ameer, K. Raja Gopal, et S. Jebaraj. 2009. « A review on biodiesel production, combustion, emissions and performance ». *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 13: 1628–1634. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2008.09.031>.
- Bellettre, J., C. Garnier, M. Tazerout, R. Haller, et B. Hamery. 2005. « Réduction d'un modèle de combustion et de transferts de chaleur dans un moteur diesel à injection directe ». *Congrès Français de Thermique, SFT 2005, Reims*, juin.
- Bencherif, Mohamed. 2014. « Contribution à l'étude des interactions combustion turbulence dans les moteurs à combustion interne ». Université des Sciences et de la Technologie d'Oran "Mohamed Boudiaf".
- Caton, Jerald A. 2012. « The thermodynamic characteristics of high efficiency, internal-combustion engines ». *Energy Conversion and Management* 58: 84-93. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2012.01.005>.
- Farrell, Stephanie, et Eduardo Cavanagh. 2014. « Biodiesel production, characterization, and performance: A hands-on project for first-year students ». *Education for Chemical Engineers* 9: e21–e31. <https://doi.org/10.1016/j.ece.2014.02.001>.
- Feng, H, C Zhang, M Wang, D Liu, X Yang, et L Chiafon. 2014. « Availability analysis of n-heptane/iso-octane blends during low-temperature engine combustion using a single-zone combustion model ». *Energy Conversion and Management*, 84: 613-22. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2014.04.061>.
- Hairuddin, A. Aziz, Talal Yusaf, et Andrew P. Wandel. 2016. « Single-zone zero-dimensional model study for diesel-fuelled homogeneous charge compression ignition (HCCI) engines using Cantera », septembre 2016, International Journal of Automotive and Mechanical Engineering (IJAME) édition.
- Hareesh, K., N. Rohith Teja, et B. Konda Reddy. 2014. « Computer simulation of compression ignition engine through MATLAB ». *International Journal for Research in Applied Science & Engineering Technology (IJRASET)*. ISBN N°: 378-26-1238420-8. pp 5
- Higelin, Pascal. 2002. « Huiles végétales-Biocombustible Diesel Incidence des aspects thermiques liés au type de moteur sur la combustion ». Université d'Orléans, France.
- Hoekman, S. Kent, Amber Broch, Curtis Robbins, Eric Cenicerros, et Mani Natarajan. 2012. « Review of biodiesel composition, properties, and specifications ». *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 16: 143–169. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2011.07.143>.
- Huang, J., et al. 2009. « Experimental investigation on the performance and emissions of a diesel engine fuelled with ethanol–diesel blends, Applied Thermal ». *Engineering* 29: 2484–2490. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2008.12.016>.
- Issariyakul, Titipong, et Ajay K. Dalai. 2014. « Biodiesel from vegetable oils ». *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 31: 446–471. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2013.11.001>.
- Kaprielian, Leslie. 2015. « Modélisation 0D pour la combustion dans les moteurs à allumage commandé : développements en proche paroi et dans le front de flamme ». , Thèse doctorat Paris Tech.
- Kawashima, A, K Matsubara, et K Honda. 2009. « Acceleration of catalytic activity of calcium oxide for biodiesel production ». *Bioresour Technol*, 100: 696-700. <https://doi.org/10.1016/j.biortech.2008.06.049>.
- Khiari, K. 2016. « Contribution à l'étude des propriétés thermo-physiques des biocarburants de seconde génération et leur influence sur le comportement des moteurs ». France : Ecole des Mines de Nantes.
- Klein, Marcus, et Lars Eriksson. 2004. « A Specific Heat Ratio Model for Single-Zone Heat Release Models ». Society of automotive engineers, Inc.
- Knothe, Gerhard, et Luis F. Razon. 2017. « Biodiesel fuels ». *Progress in Energy and Combustion Science* 58: 36–59. <https://doi.org/10.1016/j.peccs.2016.08.001>.
- Komninos, N.P., et C.D. Rakopoulos. 2012. « Modeling HCCI combustion of biofuels: A review ». *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Renewable and Sustainable Energy Reviews, 16: 1588-1610. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2011.11.026>.
- Kumar, Niraj, Varun, et Sant Ram Chauhan. 2013. « Performance and emission characteristics of biodiesel from different origins: A review ». *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 21: 633–658. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2013.01.006>.
- Labreche, Amine. 2016. « Potentiel de la combustion partiellement prémélangée pour les moteurs essence ».
- MA, Guanqin. 2013. « Modélisation 1D de la combustion Diesel application à un moteur automobile ».

- Madiwale, S., et V. Bhojwani. 2015. « An Overview on Production, Properties, Performance and Emission Analysis of blends of Biodiesel ». *Procedia Technology* 25: 963 – 973.  
<https://doi.org/10.1016/j.protcy.2016.08.189>.
- Mahmudul, H.M., F.Y. Hagos, R. Mamat, A. Abdul Adama, W.F.W. Ishak, et R. Alenezi. 2017. « Production, characterization and performance of biodiesel as an alternative fuel in diesel engines – A review ». *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 72 (janvier): 497–509.  
<https://doi.org/10.1016/j.rser.2017.01.001>.
- Mohammed, Salah E., Baharom M. B., A. Rashid A. Aziz, et Ezrann Z. Zainal A. 2020. « Modelling of Combustion Characteristics of a Single Curved-Cylinder Spark-Ignition Crank-Rocker Engine ». *Energies*, août. <https://doi.org/10.3390/en12173313>.
- Pirotais, Frédéric. 2004. « Contribution à la modélisation du flux thermique disponible pour le chauffage d'un habitacle d'automobile après un démarrage à froid ». In *Contribution à la modélisation du flux thermique disponible pour le chauffage d'un habitacle d'automobile après un démarrage à froid*. Nantes.
- Rida, Ali, Hassan Moussa Nahim, Rafic Younes, Hassan Shraim, et Mustapha Ouladsine. 2016. « Modeling and simulation of the thermodynamic cycle of the Diesel Engine using Neural Networks ». *ELSEVIER*, 2016.
- Sekhar, Gunnam, Mr. M.CH. Rama Rao, et D.Vijaya Prasad. 2017. « One zone thermodynamic model simulation of an ignition compression engine ». *AIJREAS*, août 2017.
- Shahangian, N., M. Keshavarz, et S.A. Jazayeri. 2009. « Performance and Combustion Characteristics Analysis of HCCI Engine Operation with Diesel Like Fuels ». *Oil & Gas Science and Technology* 64 (4): 521-32. <https://doi.org/10.2516/ogst/2009001>.
- Sindhu, Ravichettu, G. Amba Prasad Rao, et K. Madhu Murthy. 2015. « Thermodynamic Modeling of Single Cylinder Direct Injection Compression Ignition Engine in Simulink ». *Applied Mechanics and Materials* 813-814 (juillet): 866-73.  
<https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMM.813-814.866>.
- Soyhan, H.S., H. Yasar, H. Walmsley, B. Head, G.T. Kalghatgi, et C. Sorousbay. 2009. « Evaluation of heat transfer correlations for HCCI engine modeling ». *Applied Thermal Engineering, Applied Thermal Engineering*, 29: 541–549.  
<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2008.03.014>.
- Suresh, M., C.P. Jawahar, et Arun Richard. 2018. « A review on biodiesel production, combustion, performance, and emission characteristics of non-edible oils in variable compression ratio diesel engine using biodiesel and its blends ». *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 92 (avril): 38–49.  
<https://doi.org/10.1016/j.rser.2018.04.048>.
- Tamilselvan, P., N. Nallusamy, et S. Rajkumar. 2017. « A comprehensive review on performance, combustion and emission characteristics of biodiesel fuelled diesel engines ». *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 79 (mai): 1134–1159.  
<https://doi.org/10.1016/j.rser.2017.05.176>.
- TARABET, Lyes. 2012. Thèse, Université de Nantes.
- Vaitilingom, Gilles. 2002. « Huiles végétales-biocombustible Diesel Influence de la nature des huiles et en particulier de leur composition en acides gras sur la qualité-carburant ».
- Vervisch Kljakic, Pauline. 2012. *Modélisation des oxydes d'azote et des suies dans les moteurs Diesel*. IFP Energies Nouvelles, Division Techniques d'Applications énergétiques EM2C, Centrale Paris.
- Wakil, M.A., M.A. Kalam, H. H. Masjuki, A.E. Atabani, et I.M. Rizwanul Fattah. 2015. « Influence of biodiesel blending on physicochemical properties and importance of mathematical model for predicting the properties of biodiesel blend ». *Energy Conversion and Management* 94: 51–67.  
<https://doi.org/10.1016/j.enconman.2015.01.043>.
- Yasar, H., H.S. Soyhan, H. Walmsley, B. Head, et C. Sorousbay. 2007. « Double-Wiebe function: An approach for single-zone HCCI engine modeling », octobre, 1284–1290.  
<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2007.10.014>.
- Yıldız, Melih, et Bilge Albayrak çeper. 2017. « Zero-dimensional single zone engine modeling of an SI engine fuelled with methane and methane-hydrogen blend using single and double Wiebe Function: A comparative study », 3 juillet 2017.
- Zaharina, M.S.M., N.R. Abdullah, G. Najafi, H. Sharudin, et T. Yusaf. 2017. « Effects of physicochemical properties of biodiesel fuel blends with alcohol on diesel engine performance and exhaust emissions: A review ». *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 79: 475–493.  
<https://doi.org/10.1016/j.rser.2017.05.035>.
- Zongo, S.A. 2015. « Étude des processus physiques et chimiques mis en jeu lors de la combustion des huiles végétales pures dans les moteurs diesel : mécanismes de décomposition et de polymérisation. » Burkina Faso: Université de Ouagadougou.



Journal de Physique de la Soaphys  
Volume imprimé avec la contribution de :

