

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

وزارة التعلیم العالی والبحث العلمی

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

جامعة أبي بكر بلقايد - تلمسان -

Université Aboubakr Belkaïd – Tlemcen –
Faculté de TECHNOLOGIE



MEMOIRE

Présenté pour l'obtention du **diplôme** de **MASTER**

En : Génie Mécanique

Spécialité : Génie Energétique

Par :

OURAIBA Abdessamad

Sujet

ETUDE DE LA COMBUSTION TURBULENTE DANS UN MOTEUR DUAL FUEL

Soutenu publiquement, le 13/06/2016, devant le jury composé de :

M. MIMOUN Okacha

Président

M. GUELLIL Houcine

Examinateur

M. BENMANSOUR Karim

Examinateur

M. BOUSBAA Hamza

Directeur

Année universitaire 2016- 2017

REMERCIEMENTS

Ce travail a été réalisé au sein du Laboratoire de Recherche en Technologie de l'Environnement LTE à l'ENP-ORAN.

J'adresse mes sincères remerciements à Monsieur A.CHIKH le doyen de la faculté de technologie ainsi qu'à Monsieur R.SAIM pour leurs efforts déployés pour la réussite de notre formation.

A Monsieur H.BOUSBAA, maitre de conférences à la faculté de technologie, qu'il trouve ici l'expression de mes sincères remerciements d'avoir bien voulu accepter d'encadrer ce mémoire, je lui exprime ma profonde gratitude pour tous ses conseils, ses aides, son dévouement pour le travail, sa sympathie et toutes les ressources qu'il a mis à ma disposition qui m'ont permis de réaliser ce mémoire dans les excellentes conditions de travail.

Je tiens à exprimer ma gratitude à M.Okacha MIMOUN, de me faire l'honneur de présider le jury de la soutenance, ainsi qu'à M.Houcine GUELLIL et M.Karim BENMANSOUR qui ont bien voulu assurer la tâche d'examineurs et de consacrer une partie de leur temps à l'examen de ce travail.

Enfin, j'exprime mes remerciements à tous ceux qui ont contribués de près ou de loin à l'élaboration de ce travail.

DEDICACES

A la mémoire de mon défunt PAPA et tante AMINA Que dieu vous gardent près de lui dans son vaste paradis.

*A ma très chère **maman** qui a toujours été là pour moi, et qui m'a donné un magnifique modèle de labeur et de persévérance. J'espère qu'elle trouvera dans ce travail toute ma Reconnaissance et tout mon amour.*

*A mon cher frère **Amine** et sa femme **Zeyneb** qui m'ont beaucoup aidé dans ce travail. Je souhaite faire part à grand-mère, à mon cher oncle **Nasreddine** et mes tantes **Esma** et **Wafaa** et tous les cousins et cousines qui m'ont aidé par leur bienveillance et amour.*

*Je tiens à exprimer ma gratitude à **mes professeurs**, qui m'ont encadré
Durant tout mon cursus.*

*Mes amis **Zaki**, **Mohammed**, **Abderrahmane**, **Souheyla** et **Nadjet**. Ainsi qu'à toute la promotion de génie énergétique.*

Et bien d'autres que je pourrais avoir oublié de citer par mégarde, pour leurs encouragements lors de l'élaboration de ce mémoire et je vous dis que pour moi c'est une chance inouïe de vous avoir connu.

Résumé

La pollution atmosphérique et le réchauffement climatique provoqués par les émissions de gaz sont devenus un enjeu majeur dans le monde entier. Le gaz naturel bénéficie d'un grand intérêt en tant que carburant alternatif propre. Le fonctionnement de moteur en mode dual-fuel est une technique intéressante d'utilisation de ce carburant dans les moteurs, tant sur le plan économique qu'environnemental. Le mécanisme réactionnel du n-heptane a été exploité avec une équation d'oxydation globale suivie par une série d'équations décrivant la cinétique des espèces chimiques. Les modèles SAGE et RNG ($k-\epsilon$) utilisés pour prédire la combustion et la turbulence, Le code peut donc prédire la distribution des grandeurs thermodynamiques et physiques régissant l'écoulement, ainsi que les grandeurs chimiques, correspondants à la combustion. Une investigation numérique a été réalisée, quelques mélanges entre diesel et GNV ont été proposés. Les résultats obtenus montrent que les modèles exploités donnent une bonne estimation des mélanges dans le moteur dual fuel. Le code de calcul CONVERGE a été validé par des résultats expérimentaux. Cet outil pourra servir comme premier moyen, afin d'étudier différentes techniques d'amélioration de ce type de moteur, en vue du développement de cette catégorie de motorisation au Diesel/GNV.

Mots clés : moteur Diesel, dual-fuel, GNV, simulation numérique, Code CONVERGE, émissions polluants, Combustion.

Abstract

Air pollution and global warming caused by emitted gases have become a concern and a major challenge worldwide. Natural gas has a great interest as a clean alternative fuel. Its use in engines and particularly for vehicles is investigated.

Dual-fuel operation is an interesting technique for using this fuel in engines. The n-heptanes mechanism based on a global reaction coupled with kinetic dissociation reactions of chemical species is used. Combustion and turbulence modeling was achieved with SAGE and RNG ($k-\epsilon$) models. Hence, the CONVERGE code can predict thermo dynamical, physical and chemical distribution fields during the combustion phase. A numerical investigation was realized. Some mixtures of diesel and CNG have been proposed. The obtained results show that the used models gives a good approximation of mixtures in dual fuel engine. The computer code CONVERGE CFD was validated by experimental results. This tool can serve as a primary mean to study various techniques for improving this type of engines, In view of the development of this category of diesel / CNG engine.

Keyword: Diesel engine, dual-fuel, GNV, numerical simulation, CONVERGE Code, pollutant emissions, Combustion.

ملخص

لقد بات تلوث الهواء وظاهرة الاحتباس الحراري الناجم عن انبعاث الغازات الملوثة مصدر قلق وتحد كبير في جميع أنحاء العالم. يحظى الغاز الطبيعي باهتمام كبير باعتباره وقود بديل نظيف. حيث أن التحقيق جارٍ لاسيما لاستخدامه في المحركات والمركبات. إن تقنية تشغيل المحركات بالوقود المزدوج تعتبر مثيرة للاهتمام، سواء في الجانب الاقتصادي أو البيئي. تم اكتشاف آلية تفاعل ن-هيبتان بمعادلة الأكسدة الكلية، متبعة بسلسلة من المعادلات التي تصف حركية الأنواع الكيميائية. بما أن النماذج SAGE، RNG ($k-\epsilon$) تستخدم للتنبؤ بالاحتراق والاضطراب، فإن الرمز يستطيع التنبؤ بتوزيع الاحجام الديناميكية الحرارية والفيزيائية التي تنظم التدفق، وكذا الاحجام الكيميائية الموافقة للاحتراق. تم تأكيد المحاكاة بنتائج تجريبية، اين تم عرض بعض العينات من diesel GNV. وضحت النتائج المتحصل عليها تقديرات جيدة للخليط في محركات الوقود المزدوج. تم المصادقة على رمز الحساب CONVERGE بالاستناد على نتائج تجريبية، حيث أنه من الممكن استخدام هذه الأداة كوسيلة أولية، بغرض دراسة تقنيات مختلفة لتحسين هذا النوع من المحركات، لتطوير هذه الفئة من محركات Diesel/GNV.

كلمات مفتاحية: محرك الديزل، مزدوج الوقود، GNV، المحركات العددية، رمز CONVERGE، الانبعاثات الملوثة، الاحتراق

Sommaire

Introduction générale.....	1
----------------------------	---

Chapitre I : Généralités sur les moteurs et le moteur dual-fuel

I.1. Introduction.....	4
I.2. Architecture d'un moteur Diesel	4
I.3. Classifications	6
I.3.1. Moteur à injection directe	7
I.3.2. Moteurs à injection indirecte.....	8
I.4. Principe de fonctionnement du moteur Diesel	10
I.4.1. Moteurs à cycle quatre temps.....	10
I.4.2. Diagramme indiqué.....	11
I.4.3. Particularités du moteur Diesel	12
I.5. Caractéristiques de la combustion diesel	13
I.5.1 Définitions.....	13
I.5.2 Théorie de base de la combustion	13
I.5.3. Applications industrielles de la combustion.....	14
I.5.4. Caractérisation du mélange carburé	15
I.5.4.1 Rapports air-carburant et carburant-air	15
I.5.4.2 Richesse du mélange carburé.....	15
I.6. Formation des polluants	16
I.6.1. Formation du monoxyde de carbone (CO).....	17
I.6.2. Formation des hydrocarbures imbrulés (HC).....	17
I.6.3. Formation des oxydes d'azote (NOX)	17
I.6.4. Formation des suies.....	18
I.6.5. Formation des hydrocarbures aromatiques polycycliques (HAP).....	18
I.7. Présentation des procédés de réduction des émissions polluantes	18
I.7.1. la conception de nouveaux moteurs	18
I.7.2. Recirculation des gaz d'échappement « EGR »	19
I.7.3. Filtres à particules	19
I.7.4. Catalyseurs	19
I.7.5. Utilisation des carburants alternatifs.....	20
I.8. Les moteurs dual-fuel.....	20

I.8.1. Historique.....	20
I.8.2. Principe de fonctionnement.....	21
I.8.3. Techniques de combustion dans un moteur dual fuel	21
I.8.4. Aperçu sur les moteurs dual-fuel et leurs développements.....	22
I.8.5. Modes d'injection dual-fuel	24
I.9. L'utilisation du gaz naturel	25
I.9.1. Alimentation en GNV	26
I.9.2. Mélange du gaz naturel avec d'autres combustibles.....	27
I.10. Conclusion	27

Chapitre II : Equations régissant les écoulements réactifs

II.1. Introduction.....	29
II.2. Equations de l'aérothermochimie turbulente	29
II.2.1. La phase fluide	29
II.3. Les sous modèles physiques	32
II.3.1. Modèle de Turbulence <i>RNG k-ε</i>	32
II.3.2. Modélisation du Jet	33
II.3.2.1. Formulation Mathématique.....	33
II.3.2.2. Modèles d'atomisation.....	34
II.3.2.3. Le modèle hybride KH-RT	34
II.3.2.4. Collision	37
II.3.2.5. Evaporation.....	38
II.3.2.6. Accélération de la gouttelette	39
II.3.2.7. Interaction Jet-Gaz.....	39
II.3.3. Modèle de dégagement de chaleur	39
II.3.4. Modèle de transfert thermique (Loi de paroi).....	40
II.4. Les Modèles chimiques	40
II.4.1. Aperçu sur les Modèles de combustion turbulente.....	40
II.4.2. Le modèle SAGE	41
II.4.3. Modèle d'Allumage	42
II.4.4. Formations des polluants	42
II.4.4.1. Le modèle de formation de <i>NOx</i>	42
II.4.4.2. Modèle de formation des suies	44
II.5. Conclusion	45

Chapitre III: le code de calcul CFD CONVERGE

III.1. Introduction	47
III.2. L’outil CFD	47
III.3. Description du code CFD CONVERGE	48
III.4. Structure standard de CONVERGEV 2.2.0	49
III.5. Les fichiers de sortie et d'entrée dans converge	51
III.5.1. Descriptions des fichiers d’entrée	51
III.5.1. Descriptions des fichiers de sortie.....	53
III.6. Conclusion.....	54

Chapitre IV: Résultats et discussions

IV.1. Introduction	56
IV.2. Présentation du Moteur MK-DIR620-145	56
IV.3. Préparation des calculs par CONVERGEV2.2.0	59
IV.3.1. Maillage du domaine de Calcul.....	59
IV.3.2. Conditions initiales.....	60
IV.3.3. Conditions aux limites.....	61
IV.3.4. Profil de la vitesse d’injection.....	61
IV.3.5. Choix des modèles de simulation pour le moteur diesel	61
IV.3.6. Description du Mécanisme réactionnel	62
IV.4 Temps de résolution	62
IV.5. Investigation de la combustion dans MCI en diesel.....	63
IV.5.1 Validation du code	63
IV.5.2 Evolution de taux de dégagement de chaleur et de température	63
IV.5.3 Les profils des gaz polluants	65
IV.5.3 Champs Scalaires	66
IV.6 Investigation de la combustion dans MCI en mode dual-fuel.....	68
IV.6.1. Comparaison des résultats d’un moteur diesel et un moteur dual-fuel	70
IV.7.Conclusion.....	76
Conclusion générale	79
Bibliographie	81

Liste des figures

Figure1. 1 : Moteur diesel injection direct à quatre cylindres en ligne	5
Figure1. 2 : Injection directe.....	7
Figure1. 3 : Injection directe avec chambre de tourbillon d'air	8
Figure1. 4 : Injection indirecte	8
Figure1. 5 : Chambre de turbulence	9
Figure1. 6 : Cycle à 4 temps	11
Figure1. 7 : Exemple des diagrammes (p, °V) et (p, v)	12
Figure1. 8 : Les quatre temps d'un moteur dual-fuel	22
Figure1. 9 : Variation du rendement thermique pour différentes valeurs d'avance à l'injection	24
Figure1. 10 : Variation des émissions de THC pour différentes valeurs d'avance à l'injection	24
Figure2. 1 : Schéma de principe du modèle KH-RT.....	34
Figure2. 2 : Schéma de principe du modèle de Reitz	35
Figure3. 1 : Représentation synthétique des liens entre la Réalité et les résultats de simulation	48
Figure3. 2 : La structure standard de CONVERGE	50
Figure3. 3 : Schéma des fichiers de CONVERGE	51
Figure4. 1 : Image de banc d'essai MKDIR-ECL-Lyon	57
Figure4. 2 : Vue 3D du moteur MKDIR620-145 au PMH	57
Figure4. 3 : Maillage du moteur MKDIR 620-145	60
Figure4. 4 : Courbe de validation de la pression cylindre durant un cycle moteur	63
Figure4. 5 : Taux de chaleur dégagé en fonction de l'angle de vilebrequin	64
Figure4. 6 : Evolution de la température en fonction du degré du vilebrequin	64
Figure4. 7 : Prédiction des NOx en fonction de l'angle du vilebrequin	65
Figure4. 8 : Prédiction des suies en fonction de l'angle du vilebrequin.....	66
Figure4. 9 : Contours iso-volume du jet et de la température pour MOD100	68
Figure4. 10 : Evolution des pressions en fonction du degré de vilebrequin	70

Figure4. 11 : Taux de chaleur dégagé en fonction de l'angle de vilebrequin	71
Figure4. 12 : Prédiction des suies en fonction de l'angle du vilebrequin	72
Figure4. 13 : Prédiction des NOx en fonction de l'angle du vilebrequin	73
Figure4. 14 : Prediction des CO en fonction de l'angle du vilebrequin	73

Liste des Tableaux

Tableau3. 1 : Les fichiers d'entrées.....	52
Tableau3. 2 : Les fichiers de sortie.....	53
Tableau 4. 1 : Description des caractéristiques géométriques du moteur étudié.....	58
Tableau 4. 2 : Description des caractéristiques du système d'injection du moteur étudié	58
Tableau 4. 3 : Valeurs des conditions initiales	60
Tableau 4. 4 : Valeurs des conditions aux limites	61
Tableau 4. 5 : Choix des modèles.....	62
Tableau 4. 6 : Les différentes quantités de CH ₄ pour le MCI dual fuel.....	69
Tableau 4. 7 : Composition volumique du gaz naturel utilisé	69
Tableau 4. 8 : Description des caractéristiques du système d'injection du moteur dual fuel.	69

Nomenclature

r, a_b	Coefficient empiriques
B_{rd}	Nombre de transport de Spalding
b_{cr}	Paramètre d'impact critique de collision
a_m, b_m	Coefficients stœchiométriques intégrales pour la réaction r
C_p	Chaleur spécifique du fluide
C_{pm}	Chaleur spécifique du fluide de l'espèce m
$C_{\varepsilon 1}$	Constante des modèles k - ε et RNG k - ε
$C_{\varepsilon 2}$	Constante des modèles k - ε et RNG k - ε
D	Coefficient de transport
E_a	Energie d'activation
E_c	Energie cinétique
F	Le taux temporel de changement individuel d'une gouttelette
f	Fonction de distribution de probabilité des gouttelettes
\dot{f}_{bu}	Terme source de destruction
\dot{f}_{coll}	Terme source de collision
f_w	Taux de chaleur par unité de surface de la paroi
g	Force d'inertie
Δh_f°	Chaleur de formation de l'espèce m au zéro absolu
h_m	Enthalpie spécifique de l'espèce m
I	Matrice unité
I	Intensité de turbulence
I_m	Energie interne spécifique de l'espèce m
J	Vecteur du flux thermique
k	Energie cinétique
K	Coefficient de transport
$K_c^t(T)$	Constante d'équilibre
K_{fr}, K_{br}	Constante d'avancement
L	Chaleur latente
C	La course

$M_{m,r}$	Masse molaire
\dot{m}_a	Taux de l'entraînement de l'air
m_f	Masse du fuel dans la zone considérée
m_{fg}	Masse du fuel vaporisé
m_a	Masse d'air dans cette zone
N	Vitesse de rotation
n	Normale à la surface de la paroi
P	Pression du fluide
P_{ch}	Pression de la chambre
P_{inj}	Pression d'injection
P_{ox}	Pression partial de l'oxygène
\dot{Q}^s	Interactions de vaporisation
\dot{Q}^c	Chaleur chimique dégagée
R	Vitesse de la gouttelette
R_c	Nombre de Reynolds critique
R_0	Constante universelle des gaz
R	Radical
RH	Hydrocarbure
r	Rayon de gouttelette
S	Pénétration du jet
T	Température du fluide
\dot{T}	Température de la gouttelette
t	Temps
Δt	Pas de temps
T_{cu}	Température de culasse
T_{cy}	Température du cylindre
T_p	Température des parois
T_f	Température de fuel
u	Vitesse des gaz
u	La vitesse linéaire moyenne du piston
u^*	Vitesse de cisaillement

u''	Fluctuation de vitesse turbulente
u_i	Vitesse d'injection du carburant
u, v, w	Composante du vecteur vitesse
V	Volume de contrôle
W_m	Masse moléculaire de l'espèce m
W_{wall}	Vitesse des parois
X	Vecteur de position
x, y, z	Coordonnées cartésiennes
y''	Vitesse d'oscillation de la gouttelette
y'	Taux temporel de changement d'une gouttelette
$Y^* m$	Valeur de la fraction à équilibre thermodynamique
$Y m$	Fraction de masse de l'espèce m
$Y \cdot \bar{m}$	La moyenne du terme source
$i \rightarrow, j \rightarrow, k \rightarrow$	Vecteurs unitaires de la base cartésienne
∇	Laplacien

Notions Grecques

Γ_ϕ	Coefficient de diffusion de ϕ
σ	Tenseur des contraintes visqueuses
ε	Taux de dissipation de l'énergie cinétique turbulente
λ	Conductivité thermique
μ	Viscosité dynamique
μ_t	Viscosité dynamique turbulente
ν	Viscosité cinématique
ν_t	Viscosité cinématique turbulente
$V'_{m,r}, V''_{m,r}$	Coefficients stoechiométriques pour réactifs et produits
ρ	Masse volumique
ρ_m	Masse volumique de l'espèce
ρ_s	Masse volumique de suie
τ_c	Echelle de temps caractéristique de la réaction chimie
τ_l	Echelle de temps caractéristique laminaire
τ_1	

w_r	Echelle de temps caractéristique de la turbulence
\emptyset	Taux de réaction
$\tilde{\emptyset}$	Scalaire
α_d	Moyenne de Favre
ζ	Coefficient de tension superficielle de liquide
Ω_{KH}	Nombre de Reynolds basé sur la vitesse des gaz relative à la paroi
$\dot{\rho}^{\text{spray}}$	Taux d'accroissement
$\dot{\rho}^{\text{chem}}$	Terme source due jet
$\Delta\vartheta$	Terme source chimique
Λ	Durée d'injection

Nombre sans dimension

We	Longueur d'onde
Z	Nombre de Weber
Ta	Nombre d'Ohnesorge
WeL	Nombre de Taylor
ReL	Nombre de Weber liquide
Nu	Nombre de Reynolds
Pr	Nombre de Nusselt
Sc	Nombre de Prandtl
Sh	Nombre de Schmidt
	Nombre de Sherwood

Abréviations

Bu	Breakup
CAO	Courbe Assistée par Ordinateur
CFD	Computational Fluid Dynamic
CTC	éChelle de Temps Caractéristique
DI	Direct Injection
EGR	Exhaust Gas Recirculation
GMV	General Mesh Viewer
JANAF	Joint Army, Navy and Air Force

KH	Kelvin-Helmholtz
LTE	Laboratoire de recherché en Technologie de l'environnement
MCI	Moteur à Combustion Interne
PGS	Pressure Gradient Scaling
RNG	ReNormalization Group
RT	Rayleigh-Taylor
TAB	Taylor Analogy Breakup

Introduction Générale

Introduction générale

Au cours des premières années de développement du secteur de l'automobile, la puissance et la fiabilité du moteur étaient les préoccupations majeures des motoristes. Cependant, lors des dernières décennies, la réglementation sur les émissions et l'épuisement des ressources pétrolières ont suscité une attention particulière sur la nécessité du développement de conceptions propres et efficaces de moteurs. Il est très clair maintenant que les moteurs conventionnels soient sujets à quelques difficultés dans l'amélioration du rendement tout en réduisant les émissions.

Les efforts pour diminuer la consommation spécifique des véhicules et la quantité de polluants qu'ils émettent s'orientent aujourd'hui dans trois directions principales :

- Amélioration de la combustion proprement dite par la conception de nouveaux moteurs plus performants, en utilisant les méthodes CFD combinées à des essais expérimentaux et des modèles de cinétique chimique (turbo, système d'injection, nouveaux modes de combustion comme HCCI, dual fuel...);
- Amélioration des techniques de post-traitement des gaz émis à la sortie du moteur : post catalytique, filtres à particules (La catalyse trois voies, la réduction catalytique sélective (SCR) et le piège à NOx, filtre à particules).
- Utilisation des biocarburants.

Il y a quelques années, la technologie préférée pour convertir les moteurs diesel à l'alimentation en gaz naturel était de les équiper d'un système d'allumage pour un fonctionnement en cycle Beau de Rochas (Otto). Mais une technique alternative nommée « dual-fuel » permet aux diesels de tourner en majeure partie au gaz sans système d'allumage. Ce dernier est assuré par une mini injection de gazole.

Un grand nombre de travaux de recherche a été mené dans le but d'identifier des sources d'énergie de substitution plus écologiques que les produits pétroliers conventionnels. Le gaz naturel bénéficie d'un grand intérêt en tant que carburant alternatif. Peu de carburants alternatifs offrent les avantages distincts et indéniables du gaz naturel. Récemment, les défis environnementaux et économiques ont motivé plusieurs gouvernements à augmenter les infrastructures dédiées au gaz naturel en vue d'une meilleure utilisation par les véhicules aussi bien que par les moteurs stationnaires.

Depuis les années 2000, il y a eu un regain d'intérêt pour le gaz naturel en tant que carburant, et ce pour deux raisons. D'une part, il y a encore des inquiétudes à propos de la disponibilité et du coût des produits pétroliers, et d'autre part, le gaz naturel est connu pour être un combustible propre.

Le gaz naturel est un carburant alternatif prometteur pour satisfaire les normes sévères sur les émissions dans de nombreux pays ; Donc, le fonctionnement d'un moteur diesel avec le mode dual-fuel semble être une technique intéressante tant sur le plan économique qu'environnemental.

L'objectif à long terme des chercheurs se consiste à l'étude de la combustion diesel, de comprendre, de prédire et de contrôler l'ensemble de ce phénomène. Pour cela, deux voies principales peuvent être suivies : les investigations expérimentales et la modélisation numérique, toutes les deux associées à un calcul analytique.

La complexité et les niveaux expérimentaux élevés de technologie et de coût de dispositifs exigés pour de telles investigations nous ont orientés vers une numérisation. Dans ce contexte l'utilisation de l'outil numérique permet alors de réduire le nombre d'essais nécessaires à l'élaboration d'un nouveau procédé.

Ce travail a été réalisé au sein du Laboratoire de Recherche en Technologie de l'Environnement LTE à l'ENP-ORAN.

Notre travail a pour double objectifs :

- ✓ La maîtrise de code de calcul CONVERGE, qui est orienté vers la modélisation de combustion dans les moteurs à combustion interne.
- ✓ Simulation numérique de la combustion et la formation des polluants dans les moteurs à combustion interne dual fuel.

Ce travail est constitué de quatre chapitres. Le premier est une description générale sur les moteurs à combustion interne diesel et dual fuel, les différents polluants émis par les moteurs et les techniques de les réduire. Un deuxième chapitre comportera une formulation mathématique où on trouve les équations de l'aérothermochimie décrivant les écoulements réactifs. Puis, nous donnons les détails des modèles physiques et chimiques.

Dans le troisième chapitre nous avons présenté le code de simulation CONVERGE. Et dans le dernier chapitre, nous avons présenté et analysé les résultats obtenus par la simulation de moteurs dual fuel avec différentes quantités de GNV cotés combustion et émissions de polluants. Les résultats seront analysés, interprétés et discutés. A la fin, une conclusion finale résumera tous les résultats atteints dans ce travail

CHAPITRE I

Généralités sur les moteurs et le moteur
dual-fuel

I.1. Introduction

L'ingénieur allemand Rudolf Diesel a travaillé à la mise au point d'un moteur à combustion interne fonctionnant avec des combustibles lourds, aujourd'hui universellement connu sous le nom de moteur Diesel. Il déposa d'ailleurs un brevet intitulé « Théorie et construction du moteur thermique rationnel » en 1892 à l'office impérial des brevets de Berlin. Le moteur dans sa version définitive fût ensuite présenté au public en 1897. Son succès fût immédiat, et sa présentation, en 1900, à l'exposition universelle de Paris, ne fit que consacrer une renommée déjà universelle. En un peu plus d'un siècle, l'automobile a pris entre les deux guerres aux Etats-Unis et depuis la seconde guerre dans tous les pays industrialisés – une importance considérable dans la vie quotidienne de millions de personnes [1].

L'inventeur du moteur à allumage par compression, Rudolf Diesel était mû par la volonté de remplacer la machine à vapeur brûlant du charbon par un moteur avec un rendement plus élevé et aussi plus propre.

Les moteurs à combustion interne essence (allumage commandé par étincelle) et Diesel (allumage par compression) sont plus que centenaires. Ils ont été appliqués initialement à la propulsion automobile légère au début des années 1880 pour l'essence et dans les années 1930 pour le Diesel. Les progrès de ces modes de propulsions automobiles ont été continus et tous ont confirmé le caractère durable des concepts du fait, essentiellement, de la disponibilité en carburants liquides de très grande valeur énergétique.

Cette situation est appelée à se maintenir jusqu'à l'horizon 2015 et au-delà. L'évolution des technologies s'est faite autour de concepts fondamentaux inchangés qui ont bénéficié d'avancées en termes de matériaux et grâce également à une mécanique de plus en plus précise et élaborée ; L'ensemble s'est enrichi de fonctions utilisant des capteurs associés à une électronique qui progresse en puissance et rapidité et contribue au raffinement des technologies concernées. [2]

I.2. Architecture d'un moteur Diesel

Il semble utile avant d'aborder le fonctionnement du moteur Diesel de décrire les principaux organes qui le composent. Les parties essentielles du bloc moteur du moteur à allumage par compression sont les suivantes :

Le bloc-moteur et le carter-cylindres est la partie la plus massive, il contient les cylindres et reçoit l'ensemble des organes du moteur : Equipement d'injection, vilebrequin, distribution, auxiliaires Electriques,...etc. Le bloc moteur doit être étanche et robuste afin de résister aux pressions élevées qui règnent dans les cylindres pendant la combustion [3].

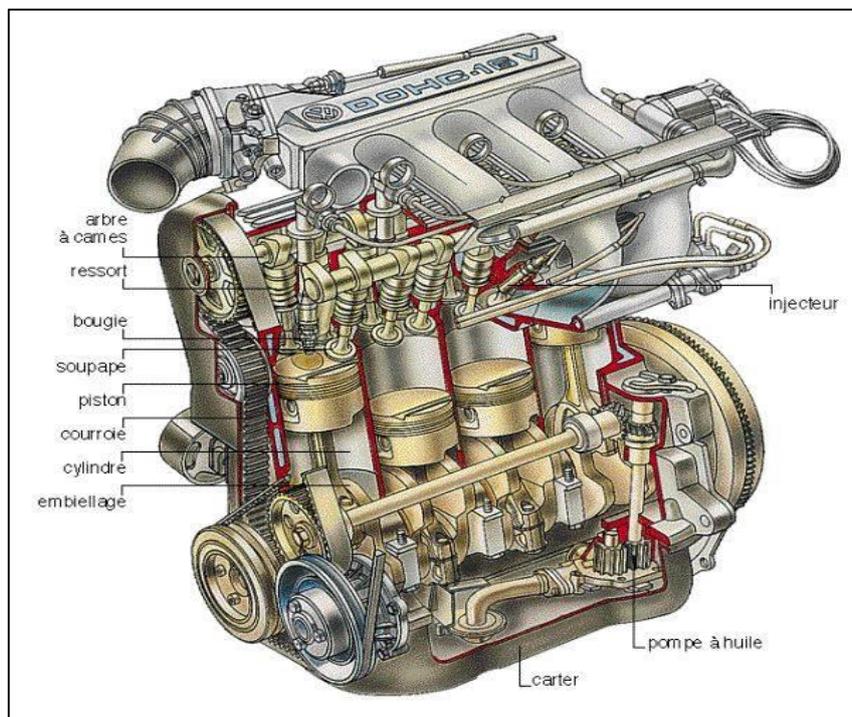


Figure1. 1: Moteur diesel injection direct à quatre cylindres en ligne

Le moteur Diesel fait partie des moteurs à combustion interne. Ces moteurs comportent une ou plusieurs chambres de combustion, chacune étant délimitée par la culasse (en haut), la chemise du cylindre (surface latérale) et la tête de piston (en bas). Le piston est mobile et son mouvement alternatif est contrôlé par les forces de combustion et d'inertie. La position du piston détermine le volume de la chambre ; ses positions extrêmes sont appelées point mort haut (PMH) et point mort bas (PMB). Le volume de la chambre est respectivement minimal et maximal aux PMH et PMB. La chambre présente des lumières prévues pour l'admission des gaz frais et l'échappement des gaz brûlés. Ces lumières sont équipées de soupapes permettant leur ouverture ou leur fermeture. Les soupapes sont généralement actionnées par un arbre à cames. La combustion du mélange air gasoil se produit aux alentours du PMH ; elle crée une forte surpression qui repousse le cylindre vers le PMB. Ce mouvement est transformé en mouvement rotatif et transmis au vilebrequin par la bielle.

Le fonctionnement d'un moteur à combustion interne se décompose en étapes élémentaires plus connues sous le nom de temps moteur. Un temps moteur correspond à un trajet du PMH vers le PMB, ou inversement (soit un demi-tour de vilebrequin). La succession de ces temps est équivalente au cycle moteur, c'est-à-dire à la période de fonctionnement du moteur. [2]

I.3. Classifications

Le moteur à combustion interne, dispositif qui fournit de l'énergie mécanique par transformation de l'énergie calorifique, libérée par calcination d'un combustible.

Il existe quatre types principaux de moteurs à combustion interne : le moteur à allumage commandé, ou moteur à explosion, le moteur Diesel, le moteur à piston rotatif et la turbine à gaz. De nombreux types de moteurs utilisent le principe de la propulsion à réaction, Voir fusée.

Le moteur à allumage commandé, inventé par le technicien allemand Nikolaus August Otto, est le moteur classique à essence, utilisé pour la propulsion des automobiles et des avions ; le moteur Diesel, conçu par Rudolf Christian Karl Diesel, fonctionne suivant un principe différent et utilise du gazole ou de l'huile lourde comme carburant. Ce moteur est utilisé dans les générateurs électriques, la propulsion des navires, des camions et des bus, ainsi que dans certaines automobiles. Le moteur à allumage commandé et le moteur Diesel existent en deux temps ou quatre temps.

Les moteurs diesel sont classés selon le type d'injection et de chambre de combustion qui les équipe. Deux grandes familles de types de combustion existent [4] :

- *L'injection directe*, désigne tous les procédés ne comportant pas de fractionnement de la chambre de combustion (l'injecteur pulvérise le combustible directement dans la chambre principale du cylindre).
- *L'injection indirecte*, regroupant les différentes solutions de chambres de combustion divisées : l'injecteur pulvérise le combustible dans une chambre auxiliaire où a lieu le début de combustion, puis les gaz rejoignant ensuite la chambre de combustion principale à travers un passage ou des canaux de liaison.

I.3.1. Moteur à injection directe

Deux techniques de combustion sont employées :

- **Par énergie des jets d'injecteur** : utilisée dans les gros moteurs lents, l'injecteur central comporte de 6 à 8 trous, pulvérise le combustible (tarage de 200 à 350 bars) à la circonférence de la chambre de combustion de grand diamètre et peu profonde du piston. Le système fonctionne sans tourbillon d'air (swirl), mais exige une grande précision du positionnement de l'injecteur (à proximité de la chambre) et un excès d'air très important.
- **Par mouvement tourbillonnant de l'air (swirl)** : c'est le procédé le plus utilisé sur tous les moteurs modernes, le mouvement tourbillonnant de l'air est amorcé par la forme du conduit d'admission la chambre de combustion dans le piston est plus réduite, et comporte une forme variable selon le constructeur, en perpétuelle évolution en fonction de la normalisation antipollution, afin d'améliorer sans cesse l'homogénéité du mélange air-combustible. L'injecteur utilisé est du type à trous multiples (3 à 6) [4].

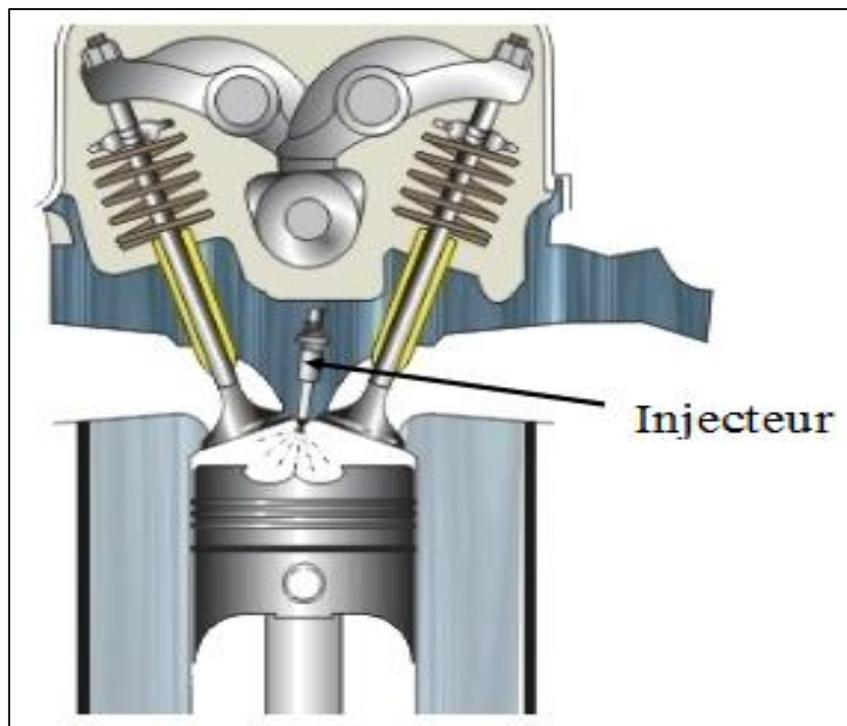


Figure1. 2 : Injection directe

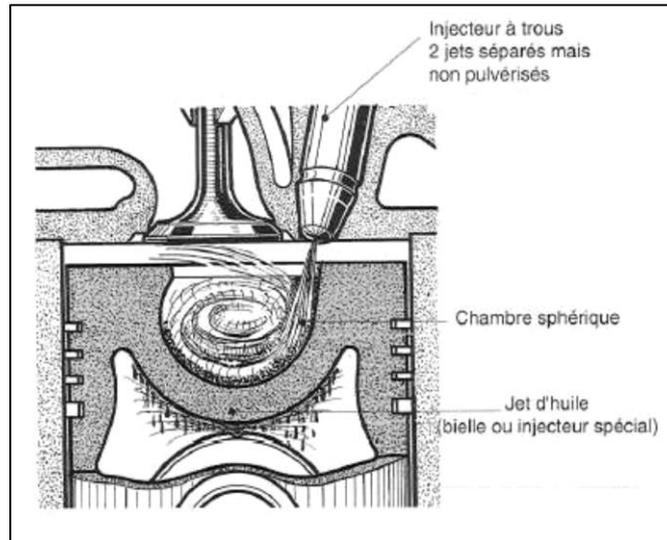


Figure1. 3 : Injection directe avec chambre de tourbillon d'air

I.3.2. Moteurs à injection indirecte

- **2.1 Moteurs à chambre de précombustion**

L'injecteur du type à téton est placé sur la culasse et dans une cavité non refroidie appelée "préchambre". Elle communique avec le haut du cylindre par un ou plusieurs orifices de passage restreint, et représente entre 20 et 30% du volume de compression [4].

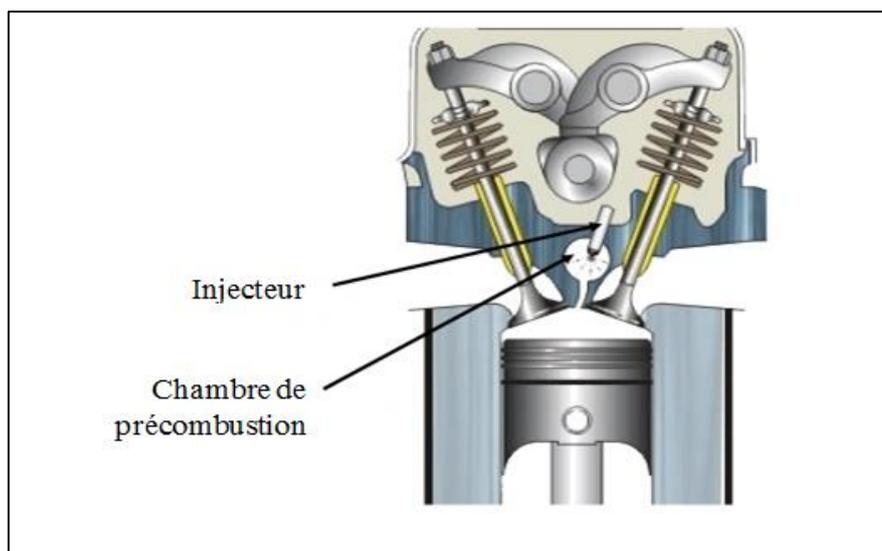


Figure1. 4: Injection indirecte

Le combustible injecté dans cette préchambre commence à brûler puisqu'elle contient de l'air préalablement comprimé et l'élévation de pression résultant de cette précombustion expulse le mélange vers le cylindre où la combustion se poursuit. Cette combustion étagée assure un fonctionnement moins bruyant car les pressions d'injection sont modérées (100 à 150 bars) et le rapport volumétrique varie de 12/1 à 15/1.

Le démarrage s'opère généralement à l'aide d'une bougie de préchauffage car le taux de compression adopté ne permet pas de porter l'air ambiant à une température suffisante lorsque la culasse est froide.

- **2.2 Moteurs à chambre de turbulence**

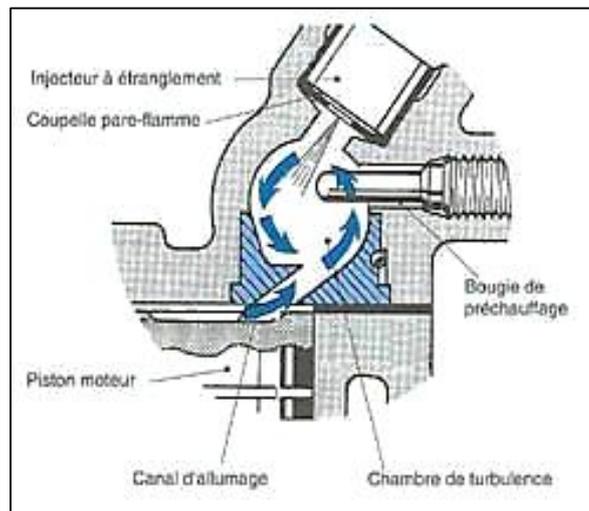


Figure1. 5: Chambre de turbulence

Ce dispositif est une variante du précédent : la chambre de turbulence représente presque la totalité du volume de la chambre de combustion. Cette préchambre communique avec le cylindre par un orifice de large section de forme tronconique ; comme dans le cas précédent, l'injecteur débouche dans la chambre [4]. Pour ces moteurs, le rapport volumétrique est compris entre 15/1 et 18/1, et la pression d'injection est de 110 à 130 bars.

I.4. Principe de fonctionnement du moteur Diesel

I.4.1. Moteurs à cycle quatre temps

Voici la description des quatre temps élémentaires dans le cas du moteur atmosphérique à allumage par compression [5] :

- **1^{er} temps : Admission**

Initialement, le piston se trouve au PMH, la soupape d'admission S_{adm} est ouverte et la soupape d'échappement S_{ech} est fermée. Durant sa première course du PMH vers le PMB, le piston crée une dépression. L'air frais est alors aspiré à la pression atmosphérique à travers la soupape S_{adm} . La phase d'aspiration ou d'admission s'achève par la fermeture de la soupape S_{adm} lorsque le piston atteint le PMB. Chaque temps du cycle a son importance : ici, la qualité de l'admission conditionne la puissance du moteur car la quantité de combustible qui peut être brûlée est intimement liée à la charge d'air dans les cylindres.

- **2^{eme} temps : Compression**

Tout au long de cette étape, les deux soupapes sont fermées. Le volume de la chambre de combustion diminue à mesure que le piston se déplace du PMB vers le PMH. L'air admis est alors comprimé, sa pression et sa température augmentent considérablement. L'élévation de la pression dans le cylindre dépend du rapport volumétrique : en général, à l'issue de cette phase, la pression de l'air atteint de 10 à 25 fois sa valeur initiale.

- **3^{eme} temps : Détente**

Le combustible liquide est injecté sous forme de très fines gouttelettes lorsque le piston atteint le PMH (le carburant est parfois injecté avant le PMH, ainsi la combustion s'effectue "à cheval" entre la fin de la compression et le début de la détente). Au contact de l'air chaud comprimé, ce carburant commence à s'évaporer puis s'enflamme spontanément. La combustion libère l'énergie du carburant. Il en résulte une augmentation de la pression des gaz dans le cylindre. Le piston, sous l'effet de cette pression, est repoussé jusqu'au PMB. C'est pendant cette phase que l'énergie mécanique est transmise à l'arbre moteur via le piston et le système bielle-manivelle. Le troisième temps s'achève lorsque le piston atteint le PMB.

- **4^{eme} temps : Echappement**

Au PMB, la soupape d'échappement s'ouvre laissant s'échapper les gaz brûlés sous l'effet de leur pression et du déplacement du piston. Lorsque le piston se retrouve au PMH, un nouveau cycle peut alors commencer. Cette étape joue un rôle primordial ; En effet, si l'expulsion des

gaz brûlés est incomplète, la quantité d'air frais admissible au cycle suivant sera moindre et le mélange n'aura pas la même composition. La variation de la richesse du mélange d'un cycle à l'autre est l'une des causes de la dispersion cyclique et, par conséquent, de bruits et de vibrations indésirables.

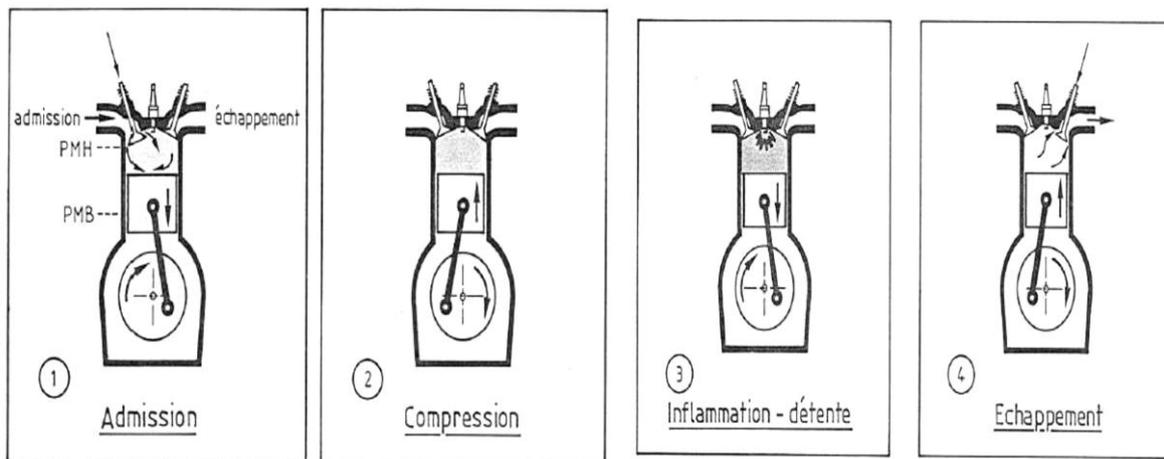


Figure1. 6: Cycle à 4 temps

I.4.2. Diagramme indiqué

Habituellement, le cycle semi-réel représenté sous forme d'un diagramme appelé diagramme indiqué, par la variation de la pression dans le cylindre en fonction, soit de l'angle de rotation de vilebrequin $^{\circ}V$, soit en fonction du volume v dans le cylindre, soit encore en fonction de la course du piston C . un exemple de diagramme indiqué d'un moteur Diesel est montré dans les coordonnées $(p, ^{\circ}V)$ et (p, v) sur la figure.[6]

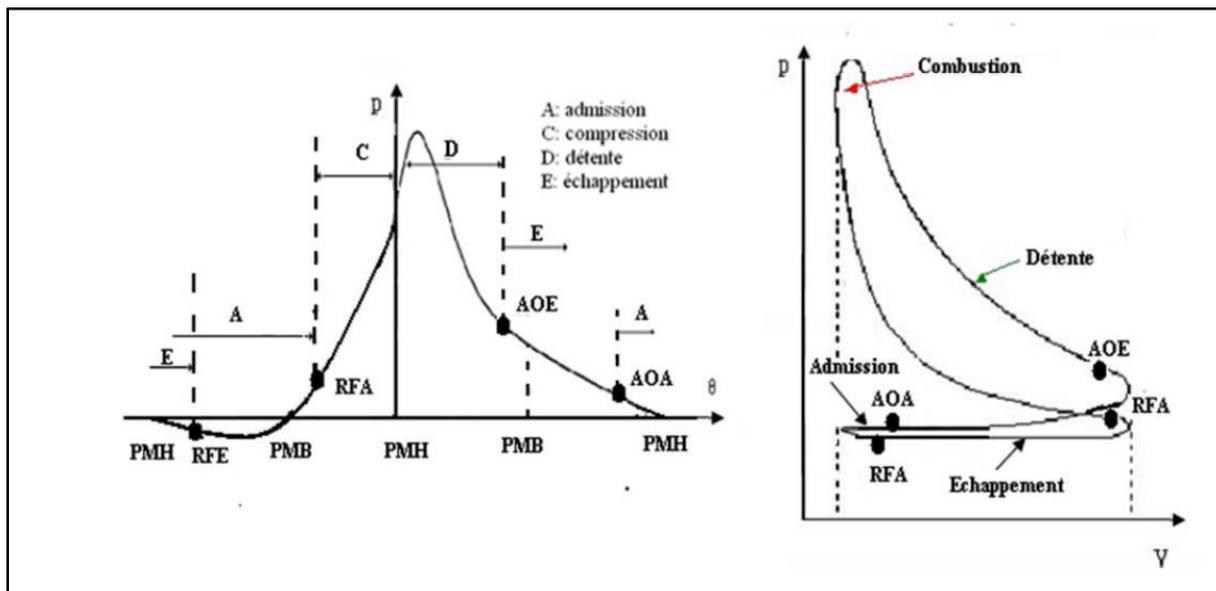


Figure1. 7: Exemple des diagrammes (p, °V) et (p, v)

I.4.3. Particularités du moteur Diesel

La particularité du moteur Diesel se situe au niveau de l'allumage du mélange air carburant. Le mélange est comprimé jusqu'à ce qu'il dépasse sa température d'auto inflammation.

Le moteur Diesel nécessite un rapport volumétrique élevé, de l'ordre de 1/15 à 1/25, pour que cette auto-inflammation puisse se produire. A titre de comparaison, le rapport volumétrique d'un moteur à essence est de l'ordre de 1/5 à 1/10. Ce type de moteur ne nécessite pas d'atteindre des pressions aussi élevées puisque la combustion est initiée par un arc électrique ; on parle donc de moteur à allumage commandé. L'allumage se produit toujours au même endroit, là où la bougie produit l'arc électrique, et le front de flamme se propage progressivement dans la chambre. Les pressions atteintes sont beaucoup plus élevées, et l'inflammation est beaucoup plus brutale dans les moteurs Diesel ; ces moteurs doivent donc posséder une structure massive capable de résister à des forces colossales, ce qui entraîne un coût de production élevé. [2]

I.5. Caractéristiques de la combustion diesel

I.5.1 Définitions

La combustion est à l'origine de la force motrice d'un moteur, c'est à travers elle que l'énergie contenue dans le carburant se libère. Les performances d'un moteur à combustion interne dépendent intrinsèquement de la capacité que génère cette réaction au bon moment et dans les meilleures conditions ; puis de canaliser la puissance qui en dérive. La caractéristique principale de la combustion dans un moteur à allumage par compression, réside en l'introduction du carburant à l'état liquide dans le cylindre rempli d'air chaud fortement comprimé. Selon ce mode opératoire, la combustion revêt un caractère assez complexe. Pour extraire les principaux mécanismes qui la contrôlent, la définition phénoménologique proposée selon [7] est un point de départ adéquat.

On peut définir la combustion comme étant un ensemble de réactions chimiques, généralement de type bien spécifique, constituant globalement une oxydation et donc (fortement) exothermique pouvant entrer en interaction avec certains phénomènes physiques, se manifestant ainsi comme des phénomènes mixtes ou régimes de combustion.

I.5.2 Théorie de base de la combustion

La Combustion est une science pluridisciplinaire (chimie, mécanique des fluides, thermodynamique, modélisation informatique, physique des systèmes dynamiques...). C'est aussi la réaction entre un combustible et l'oxygène pur, l'oxygène dilué (air) ou une espèce chimique riche en oxygène (ozone, peroxyde d'hydrogène, acide nitrique). Réaction chimique globalement et généralement fortement exothermique, autonome, susceptible de s'accélérer brutalement et d'être accompagnée d'émission de rayonnements (visible, procheUV et proche IR).

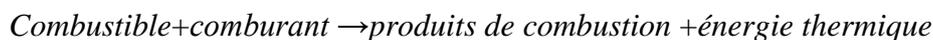
Le dégagement de chaleur de la réaction de combustion est une expansion rapide du milieu réactionnel ou forte augmentation de pression (jusqu'à l'explosion), Combustion lente (phase du processus qui précède l'éventuelle accélération brutale de la réaction) ou vive (phase du processus débutant avec l'accélération brutale et caractérisée par une vitesse réactionnelle élevée, formation d'une flamme).

I.5.3. Applications industrielles de la combustion

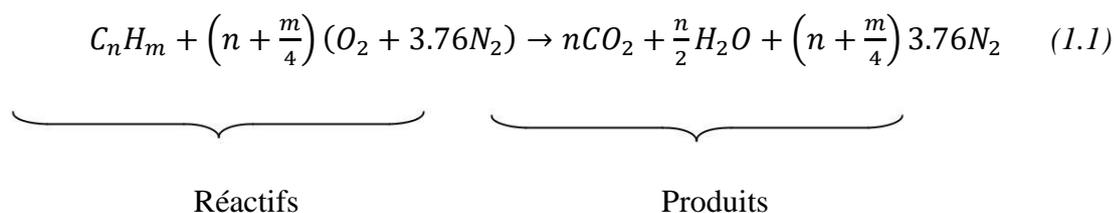
- Moteurs à combustion interne (essence, Diesel)
- Turbine à gaz
- Chaudières industrielles et domestiques
- Statoréacteur, turboréacteur

La conversion d'énergie chimique potentielle en énergie thermique, mécanique, rayonnante, électrique. Utilisée, directement ou indirectement, pour le chauffage, la propulsion et la production d'électricité.

La combustion est aujourd'hui un des principaux moyens de conversion de l'énergie. Elle est utilisée dans de nombreux systèmes pratiques aussi bien pour produire de l'énergie thermique (chaudières ou fours domestiques et industriels) ou de l'électricité (centrales thermiques), que pour le transport (moteurs automobiles et aéronautiques, moteurs fusée, ...) ou encore la destruction de déchets (incinérateurs). La combustion peut être définie comme une (ou des) réaction(s) irréversible(s) fortement exothermique(s) entre un combustible (ou réducteur) et un comburant (ou oxydant) selon le schéma global :



Une réaction complète de combustion est représentée par une équation chimique ou équation de combustion. Celle-ci traduit la relation entre la composition des réactifs présents dans le cylindre et celle des produits formés à l'issue de la combustion. L'équation chimique comporte deux membres, les réactifs sont placés dans le membre de gauche et les produits dans le membre de droite, elle respecte le principe de conservation de la masse de chaque molécule. Par exemple, la réaction globale de combustion d'un hydrocarbure C_nH_m avec une quantité stœchiométrique d'air obéit à l'équation [7] :



La relation (1.1) ne reflète pas exactement la combustion d'un carburant dans l'air. Premièrement, tous les gaz qui composent l'air atmosphérique ne sont pas pris en compte (H_2O , CO_2 , gaz rares). Deuxièmement, le combustible est représenté par une formule unique alors que sa formule réelle est plus complexe. A l'issue de cette réaction, l'hydrogène s'est combiné à l'oxygène pour former de l'eau (sous forme de vapeur) et l'oxydation du carbone a produit du dioxyde de carbone ; en revanche, l'azote n'a pas subi de transformations.

Le rapport stœchiométrique Φ , correspondant au rapport massique air-carburant dans les conditions d'équilibre chimique, est calculé à partir des masses molaires de chaque élément :

$$M_{O_2}=38 \text{ g / mol}, M_{N_2}=28.16 \text{ g / mol}, M_H=1.008 \text{ g / mol}, M_C=12.011 \text{ g / mol}$$

Il dépend uniquement de la composition du carburant (c'est à dire de la teneur massique en carbone et en hydrogène) [29] :

$$\phi_s = \frac{\left(n + \frac{m}{4}\right) \times (32 + 3.76 \times 28.16)}{12.001 \times n + 1.008 \times m} \quad (1.2)$$

I.5.4. Caractérisation du mélange carburé

I.5.4.1 Rapports air-carburant et carburant-air

Considérons un mélange carburé de masse $m = m_f + m_{air}$ ou m_f et m_{air} correspondent respectivement aux masses de carburant et d'air. La caractéristique la plus basique de ce mélange est le rapport air-carburant ou son inverse [29], le rapport carburant-air ; on note :

$$\text{rapport air - carburant} \left(\frac{m_{air}}{m_f} \right) = \frac{(\text{masse d'air})}{(\text{masse de combustible})} \quad (1.3)$$

et

$$\text{rapport carburant - air} \left(\frac{m_f}{m_{air}} \right) = \frac{(\text{masse de combustible})}{(\text{masse d'air})} \quad (1.4)$$

I.5.4.2 Richesse du mélange carburé

Les relations (1.3) et (1.4) sont valables pour tous types de combustible mais elles ne tiennent pas compte de la composition de ceux-ci.

Or la relation (1.2) indique clairement l'importance de la nature du combustible sur le rapport carburant-comburant à la stœchiométrie. Pour une meilleure caractérisation du mélange carburé, on introduit une variable sans dimension : la richesse qui est définie par le rapport carburant-comburant réel relatif au rapport stœchiométrique Φ_s . Ainsi, la richesse ϕ quantifie l'écart entre le mélange contenu dans le cylindre et celui qui mènerait à une oxydation complète. La richesse est donnée par la relation [7] :

$$\phi = \frac{\left(\frac{m_f}{m_{air}}\right)_{réel}}{\left(\frac{m_f}{m_{air}}\right)_{stœchiométrie}} = \frac{1}{\phi_s} \left(\frac{m_f}{m_{air}}\right)_{réel} \quad (1.5)$$

On rencontre parfois dans la littérature l'inverse de la richesse ϕ ; c'est le coefficient d'excès d'air λ :

$$\lambda = \phi^{-1} = \frac{\left(\frac{m_{air}}{m_f}\right)_{réel}}{\left(\frac{m_{air}}{m_f}\right)_{stœchiométrie}} \quad (1.6)$$

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

- mélange pauvre $\phi < 1$ et $\lambda > 1$
- mélange riche $\phi > 1$ et $\lambda < 1$

Pour un moteur à allumage commandé la richesse idéale avoisine généralement la valeur stœchiométrique, dans le cas des moteurs à allumage par compression, le mélange est toujours excédentaire en air (mélange pauvre).

I.6. Formation des polluants

La réaction globale de combustion se décrit sous forme d'une équation chimique tenant 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 polluants majeurs émis lors de la combustion Diesel sont le Monoxyde de carbone(CO), les hydrocarbures (HC) imbrulés, les oxydes d'azote (NO_x), les hydrocarbures aromatiques polycycliques (HAP), et les Particules de suies. [2]

I.6.1. Formation du monoxyde de carbone (CO)

La formation du CO intervient comme une étape intermédiaire essentielle du processus d'oxydation des hydrocarbures conduisant au produit final CO₂. En effet, la vitesse d'oxydation du combustible dépend de la concentration disponible en oxygène, de la température des gaz et du temps disponible laissé aux réactions pour s'accomplir (c'est-à-dire le régime moteur).

Le paramètre principal gouvernant les émissions de CO est la richesse du mélange carburé. En mélange riche, les concentrations en CO augmentent régulièrement avec la richesse ; le défaut d'oxygène entraîne une combustion incomplète.

Comme les moteurs Diesel fonctionnent toujours en mélange globalement pauvre (excès d'O₂), les émissions de CO y sont nettement plus faibles que celle du moteur à essence. Toutefois des conditions de charge très élevées peuvent conduire à des émissions significatives de CO, dans la mesure où le mélange avec l'air ne s'effectue pas complètement. Par ailleurs, des blocages de combustion peuvent également conduire à la formation de CO ainsi que d'autres imbrulés.

I.6.2. Formation des hydrocarbures imbrulés (HC)

L'émission d'hydrocarbures imbrulés, ou généralement de produits organiques, provient de la combustion incomplète des hydrocarbures. Contrairement au CO et aux NO_x qui se forment en phase homogène à haute température au sein du fluide, les HC imbrulés proviennent plutôt d'effets hétérogènes dans le mélange au voisinage des parois, donc à température plus basse.

I.6.3. Formation des oxydes d'azote (NOX)

Les oxydes d'azote qui présentent l'ensemble des molécules NO, NO₂ et N₂O sont produits lors de la combustion dans le moteur.

Contrairement à l'allumage commandé, la combustion en Diesel est hétérogène. Par conséquent, même si le mélange est globalement très pauvre en carburant, il y a toujours des

zones de la charge gazeuse où le mélange est au voisinage de la stœchiométrie. La formation de NO se produit dans ces zones par simple effet d'augmentation de la température de l'air, qui contient les ingrédients clés : l'azote et l'oxygène. Donc, la combustion pré-mélangée ne contribue pas considérablement aux émissions de NOx puisque les températures sont basses et le mélange est bien effectué.

I.6.4. Formation des suies

Les émissions de suie sont formées dans les régions riches en combustible dans le cœur liquide du jet de carburant gazole. La température de la région de flamme varie entre 1000°K et 2800°K d'où la pyrolyse du combustible par les gaz brûlés chauds qui polluent l'environnement.

I.6.5. Formation des hydrocarbures aromatiques polycycliques (HAP)

Les HAP sont des composés aromatiques comportant plus de deux et jusqu'à six noyaux benzéniques condensés.

L'étape cinétiquement déterminante du mécanisme de formation des HAP est la formation du premier noyau aromatique : le benzène (C₆H₆). Les structures saturées présentes dans les carburants peuvent, aux hautes températures régnant dans les flammes, donner lieu à des réactions de déshydrogénation conduisant à la formation de radicaux vinyles qui eux-mêmes pourront se transformer en acétylène, après déshydrogénation.

I.7. Présentation des procédés de réduction des émissions polluantes

I.7.1. la conception de nouveaux moteurs

Amélioration de la combustion proprement dite par la conception de nouveaux moteurs plus performants, en utilisant les méthodes CFD combinées à des essais expérimentaux et des modèles de cinétique chimique (downsizing, système d'injection, les moteurs HCCI, le moteur dual fuel ...).

I.7.2. Recirculation des gaz d'échappement « EGR »

Le principe est tout simplement de réinjecter une partie des gaz d'échappement vers la chambre de combustion. La conséquence est le refroidissement de la combustion dans les cylindres par la réduction du taux d'oxygène, ce qui réduit de manière mécanique les Nox. . La proportion des gaz réinjectés varie de 5 à 40% selon l'utilisation moteur. En effet, selon le régime moteur la vanne dirige les gaz par le biais d'un petit volet / clapet mobile contrôlé par le calculateur.

I.7.3. Filtres à particules

Les particules sont un polluant spécifique aux moteurs diesel. Le filtre à particules agit lors du parcours des gaz rejetés lors du circuit d'échappement.

C'est un filtre fin qui retient les particules mais laisse passer les gaz d'échappement. Il est constitué de carbure de silicium et possède une structure en nid d'abeille. Néanmoins, le filtre nécessite d'être nettoyé afin d'éviter son encrassement, c'est le principe de régénération. Cette régénération est commandée par le calculateur du rail commun, qui déclenche une élévation de la température suffisante pour brûler les particules du filtre. Le filtre à particules agit en complément du rail commun : il réduit fortement les émissions d'hydrocarbures imbrûlés et de suies, appelées fumées noires.

I.7.4. Catalyseurs

Le catalyseur est placé en amont du filtre à particules et permet l'oxydation du monoxyde de carbone (CO), et des hydrocarbures imbrûlés (HC) en produits moins toxiques tels que le dioxyde de carbone (CO₂) et l'eau (H₂O).

Un catalyseur est constitué d'un support céramique ou en acier recouvert d'alumine poreuse (washcoat) pour augmenter la surface de traitement des gaz, dans les cellules du bloc, sont parsemés des microcristaux de métaux précieux (platine, palladium, rhodium) grâce à la présence de ces métaux, les gaz d'échappement subissent une réaction chimique les rendant inoffensifs.

I.7.5. Utilisation des carburants alternatifs

- *Biocarburants*

La méthanisation est une technologie de dépollution et une voie de conversion de la biomasse en énergie. Elle peut s'appliquer à la plupart des cultures agricoles, au traitement des déjections d'élevage, aux boues de stations d'épuration ou encore aux déchets ménagers organiques. Le biogaz ainsi produit contient de 55 à 75 % de méthane, soit environ 500 m³ par tonne de matière organique dégradée. Après épuration aux normes du gaz naturel, ce biogaz est utilisable comme carburant : il est alors identique au GNV.

- *Le gaz de pétrole liquéfié GPL*

C'est un mélange de butane et de propane à indice d'octane élevé. Sans soufre, ni benzène. Les émissions d'hydrocarbures et de NO₂ sont réduites de 30 à 65 %, de CO de 40 à 75 %, de CO₂ de 13 % et les particules sont éliminées.

- *Gaz naturel véhicule GNV*

Le gaz naturel est essentiellement constitué de méthane d'origine fossile. Son impact sur l'environnement est réduit par rapport aux carburants liquides : la plupart des nuisances directement sensibles, odeurs, fumées noires, particules, salissures, pertes par évaporation, sont supprimées, et les gaz de combustion sont moins nocifs : émissions de CO réduites de 90 %, celles de NO_x de 60 %, pas de HAP, ni d'aldéhydes.

Le GNV présente un fort potentiel de développement en tant que carburant alternatif pour véhicules lourds assurant des services urbains (bus, bennes à ordures ménagères). C'est pourquoi la plupart des constructeurs européens produisent aujourd'hui des bus roulant au GNV, rendant possible l'équipement de lignes complètes.

I.8. Les moteurs dual-fuel

I.8.1. Historique

En 1930 Helmore et Sokes ont utilisé pour la première fois de l'hydrogène comme combustible primaire dans un moteur diesel, le résultat fut prometteur : une réduction de 20%

de consommation du gazole est obtenue. Ce moteur n'a pas été utilisé à grande échelle à cause de sa conception compliquée et du cliquetis.

Dix ans plus tard le premier moteur dual-fuel utilisé à grande échelle a été conçu par National Gas and Oil Engine Co en grande Bretagne. Le moteur fonctionnait avec du gaz de ville ou d'autres combustibles gazeux. Il a été utilisé pour la production de l'électricité pour un prix modéré. [8]

Pendant la deuxième guerre mondiale la pénurie de combustibles pétroliers a un effort de développement particulier pour la combustion dual-fuel, après les moteurs dual-fuel ont continués à être développés pour des raisons économiques et environnementales et ont été utilisés pour des applications embarquées (marine mobile...) et stationnaires (production de l'électricité) [9], [10].

I.8.2. Principe de fonctionnement

Un moteur dual-fuel au gaz naturel utilise à la fois, un mélange de gaz naturel et de gazole. Le mélange gaz-air est allumé par un combustible pilote (diesel). Celui-ci est injecté directement dans la chambre de combustion, tandis que le gaz est introduit dans le conduit d'admission par carburation ou par injection [11]. Une injection directe du gaz dans le cylindre est aussi utilisée dans certains moteurs.

Dans ce type de moteurs, le gaz est utilisé comme combustible principal, tandis que le gazole, combustible pilote, sert de source d'allumage dans un mode d'allumage par compression [12]. Les moteurs dual-fuel ont l'avantage de fournir la même puissance qu'un moteur diesel conventionnel, puisqu'il conserve le même taux élevé de compression et produit de plus faibles quantités concernant certaines émissions notamment les particules [13].

Les moteurs dual-fuel sont généralement le résultat d'une conversion d'un moteur existant et ont l'avantage de ne pas dépendre totalement du gaz naturel pour l'approvisionnement en carburant. Ainsi, en cas de panne en gaz, il peut rouler avec le deuxième carburant.

I.8.3. Techniques de combustion dans un moteur dual fuel

- **Temps1** : Le mélange air-combustible primaire est réalisé et est ensuite aspiré et comprimé dans le cylindre (Les deux carburants sont injectés dans des proportions différentes en fonction de la puissance demandée au moteur)

- **Temps2** : Vers la fin de la compression : Le gazole est utilisé pour initier la combustion comme dans un moteur Diesel classique, par auto-inflammation du mélange d'air et d'une petite quantité injectée de gazole.
- **Temps3** : La combustion se propage ensuite au mélange air/gaz selon le couplage.
- **Temps4** : La phase de détente et d'échappement.

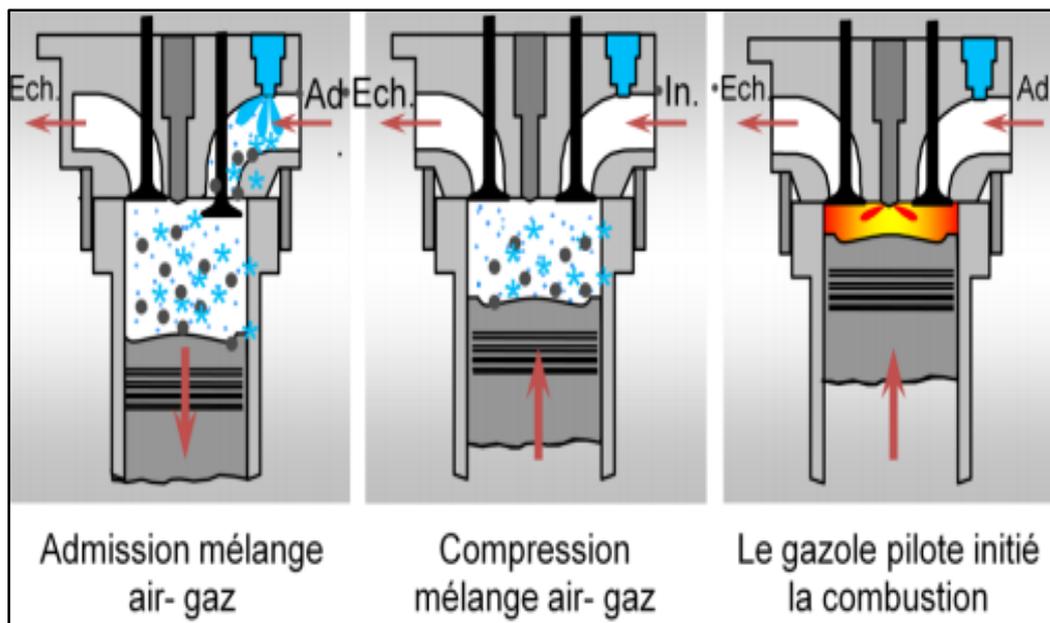


Figure1. 8: Les quatre temps d'un moteur dual-fuel

I.8.4. Aperçu sur les moteurs dual-fuel et leurs développements

Les moteurs dual-fuel ont été utilisés dans un certain nombre d'applications utilisant divers combustibles gazeux en raison de la nature plus propre de leur combustion comparée aux combustibles liquides conventionnels. Le gaz naturel semble être un excellent candidat pour plusieurs raisons. Il a un indice d'octane élevé, et donc, il convient aux moteurs avec des rapports de compression relativement élevés. Il se mélange uniformément à l'air, ayant pour résultat une bonne combustion et une réduction substantielle de certaines émissions polluantes [14-15].

De plus, il est possible d'appliquer cette technologie sur des moteurs diesel conventionnels existants sans avoir à faire de grandes modifications [16].

Des études expérimentales comparant le fonctionnement dual-fuel avec celui en diesel, ont démontré les avantages de cette technique à la fois du point de vue performances qu'émissions. De nombreuses études révèlent que le concept de dual-fuel est une technique prometteuse pour contrôler les émissions de NOx et de suie même sur des moteurs diesel existants. Mais, les émissions de HC et CO ainsi que la consommation sont plus élevés en dual-fuel pour les faibles charges [17].

Cependant, comme certains paramètres de fonctionnement et de conception du moteur, à savoir la charge, la vitesse, le taux de compression, l'avance à l'injection et le débit du pilote, les conditions d'admission, la composition du combustible gazeux varient, les performances du moteur dual-fuel sont affectées. De nombreuses études [18-19] ont été réalisées par différents chercheurs afin d'étudier l'effet de ces paramètres sur les émissions, le rendement et les caractéristiques de combustion des moteurs dual-fuel. Ces investigations sont effectuées sur différents bancs d'essai, utilisant divers carburants gazeux et différents combustibles pilote. Ils ont montré que ces paramètres jouent un rôle important concernant les performances des moteurs dual-fuel. Sahoo [17] fournit une comparaison des résultats obtenus par différents chercheurs sur les performances des moteurs dual-fuel. Il ressort notamment que le rendement thermique de ces moteurs s'améliore soit en augmentant la vitesse de rotation, l'avance à l'injection, ou encore la quantité de combustible pilote. Il est également montré (Figures 1.9 et 1.10) que les faibles rendements et les mauvaises émissions aux faibles charges peuvent être considérablement améliorés par l'avancement de l'injection du combustible pilote [8].

Aussi, la quantité de combustible pilote est l'une des variables les plus importantes qui ont une influence déterminante sur les performances des moteurs dual-fuel [17].

Cependant, comme mentionné par Sahoo [17], les caractéristiques de combustion des carburants gazeux en dual-fuel nécessitent plus de recherches pour un meilleur usage. Le fonctionnement dual-fuel aux faibles charges nécessite un intérêt particulier. Aussi, et en raison du risque d'apparition du cliquetis dans ce type de moteur, le fonctionnement aux charges élevées doit bénéficier de plus d'investigations. Nous pensons que le cliquetis dans ce type de moteur n'a pas bénéficié d'un nombre important d'études.

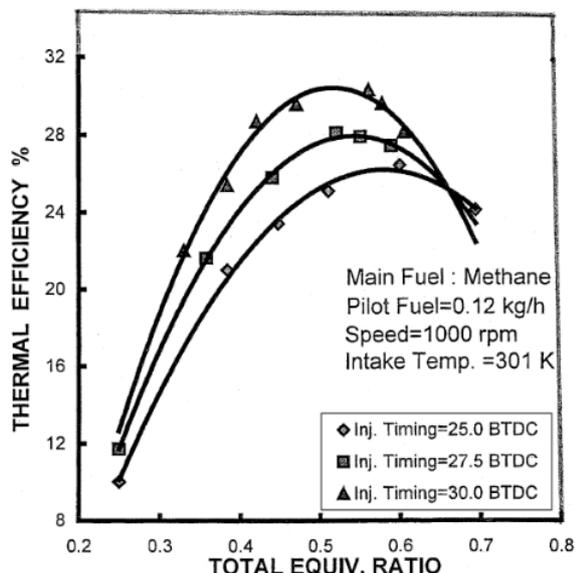


Figure1. 9 : Variation du rendement thermique pour différentes valeurs d'avance à l'injection [8]

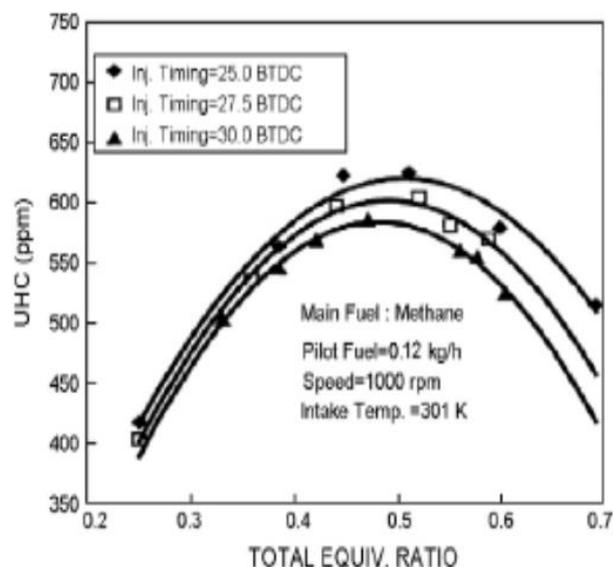


Figure1. 10 : Variation des émissions de THC pour différentes valeurs d'avance à l'injection [8]

I.8.5. Modes d'injection dual-fuel

Le processus de combustion dans les moteurs diesel, dépend fortement de l'injection du combustible dans le cylindre. Comme la distribution de richesses dans la chambre de combustion n'est pas uniforme, la combustion se fait d'une manière très hétérogène avec des zones soit très pauvres en carburant, soit très riches. Par conséquent, une volonté générale est d'homogénéiser la distribution des combustibles et ainsi, de limiter les écarts de richesse dans le cylindre. Dans ce but, l'injection du combustible pilote s'avère un processus essentiel pour l'optimisation de la combustion.

Le combustible est injecté vers la fin de la compression dans un mélange d'air, de combustible primaire et de gaz résiduels. La différence entre le PMH et l'angle précis auquel l'injection commence, est appelée avance à l'injection. Les valeurs habituelles sont de l'ordre de 10-20°V, mais elles peuvent varier en fonction des conditions opératoires.

L'injection peut être de deux types selon l'endroit où elle se réalise : injection directe ou injection indirecte. Usuellement les moteurs dual-fuel sont à injection directe, c'est-à-dire que le combustible pilote est introduit directement dans le cylindre. Pour obtenir une meilleure dispersion du combustible pilote dans la chambre de combustion et pour réaliser un mélange charge gazeuse-combustible pilote plus uniforme, les injecteurs sont prévus avec plusieurs orifices d'injections [20], [15]. Mais il existe dans la littérature des moteurs dual-fuel à injection

indirecte [21], [22], [23], [24] et où le combustible est introduit préalablement dans une préchambre de combustion.

Au moment de l'injection, la pression dans la chambre de combustion peut atteindre 5-10 MPa et la température est de l'ordre de 1000K. Ces valeurs dépendent notamment du taux de compression du moteur et de la pression de suralimentation, pour les moteurs avec turbocompresseurs. En conséquence, la masse volumique du milieu gazeux peut atteindre des valeurs d'environ 15-20 fois la valeur en conditions atmosphériques [15].

Donc, le carburant primaire (gaz) est mélangé avec de l'air dans les cylindres du moteur, soit par mélange direct dans le collecteur d'admission d'air ou par injection directement dans le cylindre. Le système d'injection dual-fuel permet de maximiser l'injection du gaz sans dégrader les performances d'origine.

I.9. L'utilisation du gaz naturel

Le gaz naturel a été utilisé comme carburant pour les moteurs à combustion interne depuis le début des années 1900. La majorité de ces applications ont été dans les moteurs stationnaires.

L'utilisation du gaz naturel pour des applications automobiles a été en général limitée à des périodes de pénurie en essence. Au cours de la seconde guerre mondiale, les britanniques, les italiens et les allemands avaient des véhicules qui roulaient au «gaz de ville», un gaz synthétique produit à partir du charbon.

Lorsque l'essence était à nouveau disponible, l'utilisation du gaz naturel dans les véhicules a considérablement diminué et son application a été de nouveau reléguée aux moteurs stationnaires.

Plusieurs projets de recherche ont été entrepris partout dans le monde pour convertir les véhicules légers, les poids lourds et les autobus, ainsi que les moteurs de locomotive à l'utilisation du gaz naturel. Beaucoup des véhicules diesel et essence sont convertis pour rouler avec ce carburant dans de nombreux pays.

Le gaz naturel est favorable parce qu'il contient les impuretés minimales telles que le soufre et une fois utilisé avec le diesel, tend à réduire les particules comparé aux moteurs diesel purs.

Dans le dual fuel les transitions entre les modes diesel et dual fuel peuvent être réalisés tandis que le moteur tourne sans n'importe quelle interruption à

la charge requise de moteur. Si le gaz naturel n'est pas disponible, la soupape de commande sera coupée et le moteur continue sur le gazole comme moteur diesel conventionnel.

L'utilisation du moteur dual fuel s'est propagée dans les applications telles que des locomotives de chemin de fer, des navires marins, des camions de mine, et des systèmes diesel de production d'électricité.

I.9.1. Alimentation en GNV

Les défis environnementaux et économiques ont motivé plusieurs gouvernements à augmenter les infrastructures pour le gaz naturel en vue d'une meilleure utilisation par les véhicules aussi bien que par les moteurs stationnaires [12]. En garantissant le respect des normes antipollution les plus sévères, le gaz naturel pour véhicules (GNV ou GNC) se positionne donc comme l'un des carburants routier de substitution aux dérivés directs du pétrole les mieux adaptés, surtout pour les applications urbaines [25]. Plusieurs projets de recherche ont été entrepris partout dans le monde pour convertir les véhicules légers, les poids lourds et les autobus, ainsi que les moteurs de locomotive à l'utilisation du gaz naturel [21]. Beaucoup de véhicules diesel et essence sont convertis pour rouler avec ce carburant dans de nombreux pays.

Le GNC (gaz naturel comprimé) est principalement utilisé comme carburant pour les autobus, les taxis, les poids lourds et d'autres flottes de véhicules publics. La consommation élevée de carburant par ces véhicules rend la conversion au GNC plus économique et diminue la durée d'amortissement [21]

Le GNV est stocké à une pression de 200 bars dans les réservoirs. Le gaz est pressurisé afin d'être moins volumineux. Les réservoirs peuvent donc contenir plus de GNV que s'il était soumis à une pression normale. Lorsque le véhicule se met à rouler, le GNV est libéré de façon contrôlée par un élément situé sur les bouteilles de gaz : L'électrovanne (également appelé électrovalve). Dans le moteur dual fuel il y a un mélange de GNV et de gazole. Le gazole est injecté directement dans la chambre de combustion, et le GNV injecté dans le collecteur d'admission soit par carburation ou par injection.

I.9.2. Mélange du gaz naturel avec d'autres combustibles

L'hydrogène (pur) peut être brûlé dans les moteurs à combustion interne en mélange pauvre avec des émissions pratiquement nulles. L'hydrogène non brûlé n'est ni toxique ni photochimiquement réactif. Cependant, les seules émissions significatives d'un moteur en hydrogène, dans de bonnes conditions de marche, sont les oxydes d'azote (NOx).

Etant donné les avantages précédemment cités du GNC et les émissions réduites qui résultent de l'ajout de l'hydrogène, il devient évident de s'intéresser à l'enrichissement du GNC avec de l'hydrogène, communément connu sous le nom de « l'hythane », puisque les deux combustibles sont gazeux et peuvent facilement être mélangés en utilisant un mélangeur simple.

I.10. Conclusion

Le moteur d'allumage par compression est actuellement le moteur à combustion interne le plus performant et, grâce aux techniques de dépollution, l'un des plus propres. Dans l'attente de la généralisation de motorisations encore moins polluantes (véhicule électrique, pile à combustible), il représente une alternative intéressante au moteur à allumage commandé. Les moteurs Diesel modernes sont équipés d'actionneurs contrôlables tels que les systèmes d'injection "Common-Rail", le turbo compresseur à géométrie Variable, la vanne de recirculation des gaz d'échappement et les moteurs dual-fuel.

Les moteurs dual-fuel ont l'avantage de fournir la même puissance qu'un moteur diesel conventionnel, puisque il conserve le même taux élevé de compression et produit de plus faibles quantités concernant certaines émissions notamment les particules.

En outre, d'après Hybrid Fuel Systems Inc. (2004) [11], les moteurs dual-fuel au GNV ont une meilleure économie de carburant et de moindre coût de maintenance comparés aux moteurs dédiés.

CHAPITRE II

Equations régissant les écoulements
réactifs

II.1. Introduction

Les contraintes actuelles, tant écologiques qu'économiques, forcent les constructeurs automobiles à effectuer des travaux de recherche liés à la combustion turbulente et ses applications. De ce fait il est nécessaire de comprendre les processus physiques et chimiques prépondérants au sein d'une chambre de combustion permettent non seulement l'amélioration des systèmes actuels mais aussi le développement de nouvelles technologies.

Dans ce contexte l'utilisation de l'outil numérique permet de réduire les coûts et les temps d'études. Il est très simple de modifier numériquement la géométrie ou les conditions d'utilisation (pression, température...). Les investigations réalisées avec les codes CFD (en anglais : Computational Fluid Dynamics) par exemple CONVERGE, KIVA, StarCD, Fluent, et CFX... permettent alors de tester un grand nombre de solutions pour ne retenir que les plus pertinentes pour des tests expérimentaux.

Dans le cadre de la modélisation de la combustion turbulente, l'utilisation d'un code de calcul comme KIVA ou CONVERGE représente une bonne démarche de compréhension et de prédiction des phénomènes qui se manifestent à l'intérieur du cylindre d'un moteur à combustion interne. Dans le cadre de ce travail on a utilisé le code de CONVERGEV2.2.0.

II.2. Equations de l'aérothermochimie turbulente [27]

La modélisation numérique d'un problème de combustion vise la résolution des équations de l'aérothermochimie. On appelle « équations de l'aérothermochimie » le système composé des équations de conservation de la masse, de la quantité de mouvement, des espèces et de l'énergie.

Dans ce qui suit on expose les équations gouvernantes de la phase fluide, suivies par les modèles physiques « Turbulence, Jet et dégagement de chaleur », les modèles chimiques « combustion, allumage, et formations des polluants ».

II.2.1. La phase fluide [28,29]

La modélisation mathématique d'un écoulement turbulent avec ou sans réaction chimique est classiquement menée à l'aide de la résolution des équations aux dérivées partielles non

linéaires et couplées. Ces équations expriment les principes de conservation de masse, de quantité de mouvement et des espèces chimiques dans un volume élémentaire de fluide.

Le système d'équations à résoudre peut s'écrire maintenant sous forme générale pour une variable ϕ contenant des termes dus à la convection, à la diffusion, et les termes sources, il est donné par :

$$\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{u} \phi) = \nabla \cdot (\Gamma_\phi \nabla \phi) + S_\phi \dots\dots\dots (2.1)$$

Accumulation convection diffusion source

ρ est la densité, \vec{u} est le vecteur de vitesse, Γ_ϕ est le coefficient de diffusion, et S_ϕ est le terme source.

• **L'équation de continuité de l'espèce chimique m**

La détermination de la fraction massique pour chaque espèce, m, se fait par la solution de l'équation de transport de l'ième espèce, qui a la forme suivante : ρ_m

$$\frac{\partial \rho_m}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho_m \vec{u}) = \nabla \cdot \left[\rho D \nabla \left(\frac{\rho_m}{\rho} \right) \right] + \dot{\rho} c_m + \dot{\rho}^s \delta_{m1} \dots\dots\dots (2.2)$$

Où ρ_m est la masse volumique de l'espèce, ρ est la masse volumique totale, et u est la vitesse du fluide avec $\dot{\rho} c_m$ et $\dot{\rho}^s$ les termes sources dus à la chimie et le spray respectivement.

On suppose que toutes les espèces ont des diffusivités égales, données par $D = \frac{\mu}{\rho Sc}$

μ est la viscosité dynamique et Sc est le nombre de Schmidt (le nombre de Schmidt compare les effets de viscosité et de la diffusion du fluide), $Sc = \frac{u}{D}$

• **L'équation de conservation de la masse totale**

Par sommation de l'équation (2.2) pour toutes les espèces on obtient l'équation de la masse volumique totale du fluide

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{u}) = \dot{\rho}^s \dots\dots\dots (2.3)$$

Donc la masse est conservée dans les réactions chimiques.

• **L'équation de quantité de mouvement**

L'équation de conservation de la quantité de mouvement du mélange est donné par:

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u \cdot u) = -\frac{1}{\alpha^2} + \nabla p - A_0 \nabla \left(\frac{2}{3} \rho k \right) + \nabla \sigma + F^S + \rho g \dots (2.4)$$

Où ρ est la pression du fluide. La quantité α est utilisée en conjonction avec la méthode de l'échelle de gradient de pression PGS (Pressure Gradient Scaling).

Dans l'équation (2.4) la quantité A_0 est égale à zéro pour les écoulements laminaires et à l'unité si un modèle de turbulence est utilisé. Le tenseur des contraintes visqueuses est de forme newtonienne

$$\sigma = \mu[\nabla u + (\nabla u)^T] + \lambda \nabla \cdot u I \dots\dots\dots (2.5)$$

Les deux coefficients de viscosité μ et λ , seront définis dans ce qui suit. L'exposant T indique la transposée d'une matrice et I représente la matrice unité. F^s est le gain du taux de quantité de mouvement par unité de volume dû à la vaporisation. La force d'inertie g est considérée constante.

- **Equation de conservation de l'énergie**

L'équation de l'énergie interne I est, exclusive à l'énergie chimique.

$$\frac{\partial \rho I}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u I) = -p \nabla \cdot u + (1 - A_0) \sigma : \nabla J + A_0 \rho \varepsilon + \dot{Q}^c + \dot{Q}^s \dots\dots\dots (2.6)$$

Le vecteur du flux thermique J est la somme des contributions dues à la conduction thermique et à la diffusion de l'enthalpie :

$$J = -K \nabla T - \rho D \sum_m h_m \nabla (\rho_m / \rho) \dots\dots (2.7)$$

Où T est la température du fluide et h_m l'enthalpie spécifique de l'espèce m , K est la conductivité thermique. K est calculé à partir du nombre de Prandtl et la chaleur spécifique à pression constant C_p .

- **Equation d'état**

On suppose que le fluide est un mélange homogène de gaz parfaits. Ainsi on peut écrire les relations suivantes :

$$p = R_0 T \sum_m (\rho / W_m) \dots\dots\dots (2.8)$$

$$I(T) = \sum_m (\rho_m / \rho) I_m(T) \dots\dots\dots (2.9)$$

$$C_p(T) = \sum_m (\rho_m / \rho) c_{pm}(T) \dots\dots\dots (2.10)$$

$$h_m(T) = I_m(T) + R_0 T W_m \dots\dots\dots (2.11)$$

Ou R_0 est la constante universelle des gaz, w_m est la masse moléculaire de l'espèce m , $I_m(T)$ est son énergie interne spécifique. La chaleur spécifique des espèces est fournie par la table des données thermodynamiques JANAF.

II.3. Les sous modèles physiques

Les termes qui apparaissent dans les équations moyennées présentent l'interaction du mouvement moyen et de la turbulente. Ce sont des termes supplémentaires qui posent un problème de fermeture du système d'équations. Le nombre d'inconnues devenant plus grand que le nombre d'équations, nous avons donc besoin de modèles de turbulence qui permettent d'estimer les contraintes de Reynolds afin de fermer le système d'équations à résoudre.

II.3.1. Modèle de Turbulence RNG $k-\epsilon$ [28,29]

Un nouveau modèle, fondé sur les méthodes utilisant le groupe de re-normalisation est apparu ces dernières années. Appelé modèle RNG $k-\epsilon$ (Yakhot et Orszag 1986), il utilise une théorie différente des techniques statistiques classiques. La taille des échelles turbulentes est prise en compte pour déterminer la part de l'énergie qui sera transportée et celle qui sera dissipée. Les petites échelles de turbulence qui dissipent toute leur énergie sont modélisées alors que les grandes échelles de turbulence sont étudiées précisément. Cette modélisation aboutit à des équations très proches de celles du modèle $k-\epsilon$ standard. La principale différence vient des constantes qui ne sont plus déterminées expérimentalement mais calculées théoriquement.

$$\frac{\partial \bar{\rho} \tilde{\epsilon}}{\partial t} + \nabla \cdot (\bar{\rho} \tilde{u} \tilde{\epsilon}) = - \left(\frac{2}{3} c_{\epsilon 2} - c_{\epsilon 3} - \frac{2}{3} c_{\mu} c_{\eta} \frac{\tilde{k}}{\tilde{\epsilon}} \nabla \tilde{u} \right) \bar{\rho} \tilde{\epsilon} \cdot \nabla \cdot \tilde{u} + \nabla \cdot \left[\left(\frac{\mu_{eff}}{Pr_{\epsilon}} \right) \nabla \tilde{\epsilon} \right] + \frac{\tilde{\epsilon}}{\tilde{k}} \left[(c_{\epsilon 1} - c_{\eta}) \sigma : \nabla \tilde{u} - c_{32} \bar{\rho} \tilde{\epsilon} + c_s \overline{W^s} \right] \dots \dots \dots (2.12)$$

Avec :

$$C_{\eta} = \frac{\eta(1-\eta/\eta_0)}{1+\beta\eta^3} \dots \dots \dots (2.13)$$

$$\eta = \frac{Sk}{\epsilon} \dots \dots \dots (2.14)$$

$$S = (2S_{jj}S_{jj})^{1/2} \dots \dots \dots (2.15)$$

$$S_{jj} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \frac{\partial u_j}{\partial x_j} \right) \dots \dots \dots (2.1)$$

Dans le cas des écoulements de fluide avec importante variation de la densité, Favre a proposé d'utiliser une moyenne pondérée par la masse:

$$\tilde{\phi} = \frac{\rho\phi}{\rho} \dots\dots\dots(2.16)$$

Avec $\phi = \tilde{\phi} + \phi'$, $\rho\tilde{\phi} = \rho\phi + \overline{\phi'\rho'}$

La décomposition de Favre appliquée aux équations (2.2), (2.3), (2.4) et (2.6) donne un nouveau système d'équations. Semblable au système initial (avec la densité des espèces

$$\rho_i = \rho + Y_i)$$

Y_i est la fraction massique de l'espèce i .

II.3.2. Modélisation du Jet [28,29]

Dans les moteurs à injection directe, le carburant est introduit dans la chambre de combustion par l'injecteur. Le jet liquide issu de l'orifice de l'injecteur doit ensuite être réduit-en de fines gouttelettes, qui vont s'évaporer facilement et ainsi favoriser la combustion. Transformer le jet liquide en " spray" (nuage de gouttelettes) c'est l'atomiser. Cette transformation s'effectue en deux étapes. Le fractionnement primaire du jet produit des gouttes directement à partir de la colonne liquide. Le fractionnement secondaire divise ces gouttes issues du fractionnement primaire en gouttes encore plus petites. Les gouttelettes injectées dans le cylindre peuvent subir un ou plusieurs processus à savoir, l'atomisation, la collision et l'évaporation. Par conséquent, on exige des modèles qui décrivent ces processus (atomisation, collision, et évaporation).

II.3.2.1. Formulation Mathématique

L'évolution du jet à travers le temps est obtenue par la résolution de l'équation de la forme :

$$\frac{\partial f}{\partial t} + div_{\vec{x}}.(f\vec{F}) + div_{\vec{v}}.(f\vec{F}) + \frac{\partial}{\partial r}(fR) + \frac{\partial}{\partial T_d}(f\dot{T}_d) + \frac{\partial}{\partial \dot{y}}(f\dot{y}) + \frac{\partial}{\partial \dot{y}}(f\dot{y}) = f_{coll} + f_{bu} \dots\dots\dots(2.17)$$

Dans cette dernière équation, f c'est la fonction de probabilité et les quantités, F , R , \dot{T}_d et \dot{y} sont le taux temporel de changement individuel d'une gouttelette, de sa vitesse, de son rayon, de sa température et de sa vitesse d'oscillation respectivement. Les termes f_{coll} et f_{bu} sont des termes sources dus aux collisions et au fractionnement de la gouttelette.

II.3.2.2. Modèles d'atomisation

Dans le code CONVERGE V1.3 il existe plusieurs modèles pour l'atomisation du jet. On cite : les modèles basés sur la croissance d'ondes de perturbation initiée en sortie d'injecteur (KH et RT) et ceux basés sur l'amplification de l'oscillation ou de la déformation d'une goutte (TAB), expliquées par les effets aérodynamiques. Même si ce modèle traite principalement le fractionnement secondaire des gouttes, il a été utilisé dans CONVERGE pour l'atomisation primaire du jet [5]. D'autres modèles comme KH/RT (Kelvin-Helmholtz/Rayleigh-Taylor) [5, 10-14] ont été implémentés dans CONVERGE.

Ce modèle donne les conditions initiales d'un modèle d'atomisation prenant en compte les instabilités de Kelvin-Helmholtz (KH) et Rayleigh-Taylor (RT).

Dans le cadre de notre étude, le modèle KH-RT est utilisé, à cause de grand nombre de Weber, de plus il offre la possibilité de simuler les deux processus de fractionnement indépendamment. De même habituellement, les gens utilisent beaucoup le modèle KH-RT pour modéliser la pulvérisation de spray comme le gazole.

II.3.2.3. Le modèle hybride KH-RT

Le modèle KH-RT suggère que la perturbation du liquide est due à deux types d'instabilités : la première instabilité est de type Kelvin-Helmholtz (modèle Wave pour les grand nombre de Weber) et la seconde de type Rayleigh-Taylor. Ces deux instabilités sont mises en concurrence et celle qui donnera l'onde produisant la déstabilisation la plus rapide sera utilisée pour le fractionnement.

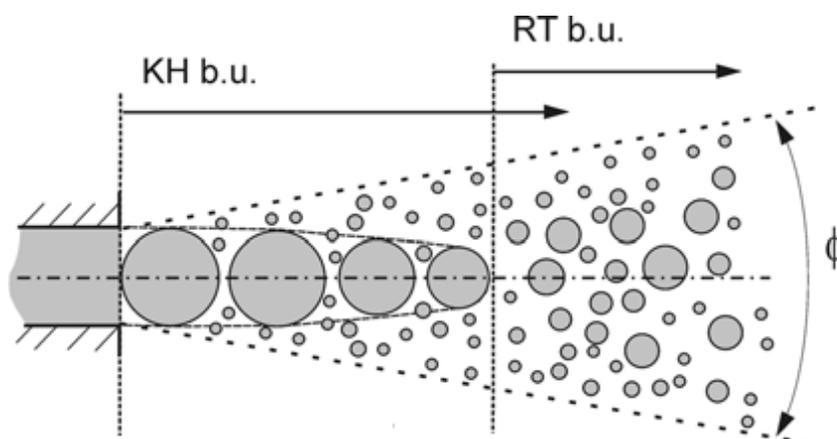


Figure2. 1 : Schéma de principe du modèle KH-RT [34]

La physique de l'atomisation à grand nombre de Weber est très complexe. *Reitz et Bracco*(1986), dans leur modèle Wave, considère une approche différente en prenant la croissance des instabilités de Kelvin-Helmholtz à la surface d'un jet de diamètre a et de vitesse relative gaz-liquide ur .

Ce modèle de fractionnement primaire suppose que l'atomisation se produit du fait du développement d'instabilités de surface de type Kelvin Helmutz à la sortie de l'injecteur. En s'appuyant sur la théorie linéaire des instabilités, *Reitz* obtient la longueur d'onde Λ_{KH} et le taux d'accroissement Ω_{KH} de l'onde qui croît le plus rapidement. En fonction des nombres adimensionnels du problème, *Reitz* obtient les corrélations suivantes [27, 30]:

$$\Lambda_{KH} = \frac{9.02r_0(1+0.45\sqrt{Z})(1+0.4T_a^{0.7})}{(1+0.865We^{1.67})^{0.7}} \dots\dots\dots(2.18)$$

$$\Omega_{KH} = \frac{0.34+0.38We^{1.5}}{(1+Z)(1+1.4T_a^{0.6})} \sqrt{\frac{\sigma}{\rho_1 r^3}} \dots\dots\dots(2.19)$$

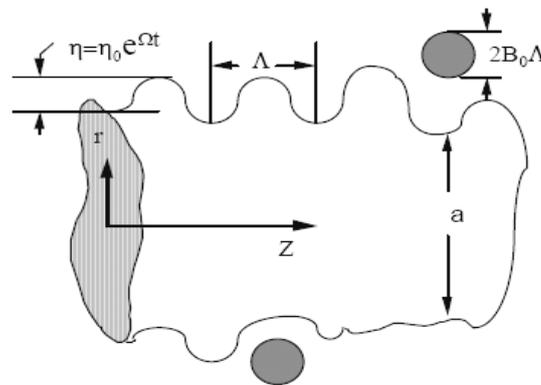


Figure2. 2 : Schéma de principe du modèle de Reitz

Où We et Z sont définis avec le rayon du jet et $T_a = Z We^{0,5}$

Avec :

$$We = \frac{\rho_s u_r^2 r}{\sigma} \quad \text{Nombre de Weber}$$

$$Z = \frac{\sqrt{We_L}}{Re_L} \quad \text{Nombre d'Ohnesorge}$$

$$Ta = Z\sqrt{We} \quad \text{Nombre de Taylor}$$

$$We_L = \frac{\rho_L u_r^2 r}{\sigma} \quad \text{Nombre de Weber liquide}$$

$$Re_L = \frac{u_r r \rho_L}{\mu_L} \quad \text{Nombre de Reynolds}$$

Dans le modèle *KH*, le rayon des gouttes filles r , obtenu après un temps de rupture τ_{KH} , est donné par :

$$r = B_0 \Lambda_{KH} \dots\dots\dots(2.20)$$

$$\tau_{KH} = \frac{.72 B_1 r_0}{\Lambda_{KH} \Omega_{KH}} \dots\dots\dots(2.21)$$

Où B_0 est une constante prise égale à 0.61, la constante B_1 dépend du niveau des perturbations initiales dans le jet liquide et varie d'un injecteur à un autre. *Reitz* fixe cette constante, qui dépend de la géométrie de l'injecteur, à 10, la valeur typique dans *CONVERGE* varie entre 5 et 100.

Durant le processus de fractionnement, le rayon (initialement égal au rayon de la colonne liquide r_0) décroît pour atteindre le rayon de stabilité r_l , suivant la loi :

$$\frac{dr_0}{dt} = -\frac{(r_0 - r)}{\tau_{KH}}, \quad r \leq r_0 \dots\dots\dots(2.22)$$

Le modèle *RT* fonctionne d'une manière légèrement différente. La longueur d'onde Λ_{RT} et le taux d'accroissement Ω_{RT} de l'onde en fonction des nombres adimensionnels sont données comme suivant :

$$\Lambda_{RT} = 2\pi \sqrt{\frac{3\sigma}{g_{RT}(\rho_l - \rho_g)}} \dots\dots\dots(2.23)$$

$$\Omega_{RT} = \sqrt{\frac{2}{27\sigma} \frac{|g_{RT}(\rho_l - \rho_g)|}{\rho_l + \rho_g}} \dots\dots\dots(2.24)$$

Avec g_{RT} est la décélération de gouttelette donnée par la relation suivante :

$$g_{RT} = \left(g + \frac{du_d}{dt}\right) \cdot \frac{u_d}{|u_d|} \dots\dots\dots(2.25)$$

$$\tau_{RT} = \frac{1}{\Omega_{RT}} \dots\dots\dots(2.26)$$

Le terme source de destruction bu prend la forme suivante :

$$\dot{f}_{bu} = \int f(\vec{x}, \vec{v}_l, r_1, T_{d1}, \dot{y}_l, t) \dot{y}_l B(\vec{v}_l, r, T_d, \dot{y}_1, \vec{x}, t) d\vec{v}_1 d r_1 d T_{d1} d \dot{y}_1 \dots\dots\dots(2.27)$$

II.3.2.4. Collision [28,29]

Dans le modèle standard de collision de la gouttelette deux parties peuvent entrer en collision quand elles occupent la même cellule de calcul et la collision est basée sur une fonction de probabilité. Le modèle de la collision est un des modèles les plus faibles pour les sous modèles de spray.

On distingue deux types de collisions :

- Pour donner une gouttelette simple. Dans ce cas-ci, la température et la vitesse de la nouvelle gouttelette sont calculées en utilisant un procédé faisant la moyenne de masse. La nouvelle taille de gouttelette peut être calculée à partir du volume de gouttelette.
- Les deux gouttelettes peuvent entrer en collision, mais sans aucun transfert de masse et d'énergie entre les deux gouttelettes. Elles maintiennent leurs tailles et leurs températures, mais subissent des changements de vitesse.

Afin de décider quel type de collision, un paramètre d'impact de collision, b est comparé au paramètre critique d'impact, b_{cr} , qui est donné par:

$$b_{cr} = \frac{1}{W_e} \left[\left(\frac{r_2}{r_1}\right)^3 - 2.4 \left(\frac{r_2}{r_1}\right)^2 + 2.7 \left(\frac{r_2}{r_1}\right) \right] \dots\dots\dots(2.28)$$

Le nombre de Weber s'écrit de la manière suivante :

$$W_e = \frac{\rho_c |\vec{v}_1 - \vec{v}_2| r_1}{\alpha_d (\bar{T}_d)} \dots\dots\dots(2.29)$$

Avec :

$$\bar{T}_d = \frac{r_1^3 T_{d1} + r_2^3 T_{d2}}{r_1^3 + r_2^3} \dots\dots\dots(2.30)$$

Où ρ_d est la densité, α_d coefficient de tension superficielle de liquide.

Si $b < b_{cr}$, alors la collision existe.

Le terme source de collision \dot{f}_{coll} est donné par la relation :

$$\begin{aligned} \dot{f}_{coll} = & \frac{1}{2} \iint f(\vec{x}, \vec{v}_1, r_1, T_{d1}, \dot{y}_1, t) f(\vec{x}, \vec{v}_2, T_{d2}, \dot{y}_2, t) \pi(r_1 - r_2)^2 |\vec{v}_1 \\ & - \vec{v}_2| [(\sigma(\vec{v}, r, T_d, y, \dot{y}, \vec{v}_1, r_1, T_{d1}, y_1, \dot{y}_1, \vec{v}_2, r_2, T_{d2}, y_2, \dot{y}_2)) (-\delta(\vec{v} - \vec{v}_1)(\vec{r} \\ & - \vec{r}_1) \delta(T_d - T_{d1}) \delta(y - y_1) \delta(\dot{y} - \dot{y}_1))] - \delta(\vec{v} - \vec{v}_1) \delta(r - r_2) \delta(T_d \\ & - T_{d2}) \delta(y - y_2) \delta(\dot{y} - \dot{y}_2) \times (d\vec{v}_1 dr_1 dT_{d1} d_{y_1} d_{\dot{y}_1} d_{\vec{v}_2} dr_2 dT_{d2} d_{y_2} d_{\dot{y}_2} \\ & \dots\dots\dots (2.31) \end{aligned}$$

II.3.2.5. Evaporation

Comme on a pu le voir en introduction de la modélisation de jet, le combustible liquide injecté issu de l’orifice de l’injecteur doit ensuite être réduit en de fines gouttelettes, qui vont s’évaporer facilement et ainsi favoriser la combustion.

Le flux d’énergie sur la surface de la gouttelette avec la température de la gouttelette comme variable peut être écrit comme suit :

$$4\pi r^2 \dot{Q}_d = \rho_d \frac{4}{3} \pi r^3 C_{p,l} \dot{T}_d - \rho_d 4\pi r^2 RL(T_d) \dots \dots \dots (2.32)$$

Q_d : Le taux de conduction de la chaleur est donné par la corrélation de Ranz-Marshell

$$\dot{Q}_d = \frac{K_{air}(\hat{T})(T-T_d)}{2r} Nu_d \dots \dots \dots (2.33)$$

$$\hat{T} = \frac{2}{3} T_d + \frac{1}{3} T \dots \dots \dots (2.34)$$

Le transfert convectif de la gouttelette est donné par le nombre de Nusselt :

$$Nu_d = (2 + 0.6 Re_d^{\frac{1}{2}} Pr_d^{\frac{1}{3}}) \frac{\ln(1+B_d)}{B_d} \dots \dots \dots (2.35)$$

Le nombre de Reynolds et le nombre de Prandtl est calculé de la manière suivante :

$$Re_d = \frac{2\rho|\vec{u}-\vec{u}^{\infty}-\vec{v}|r}{\mu_{air}(\hat{T})} \dots \dots \dots (2.36)$$

$$\mu_{air}(\hat{T}) = \frac{A_1 \hat{T}^{3/2}}{\hat{T}+A_2} \dots \dots \dots (2.37)$$

$$A_1 = 1.457 \times 10^{-5}$$

$$A_2 = 110$$

$$Pr_d = \frac{\mu_{air}(\hat{T})Cp(\hat{T})}{K_{air}(\hat{T})} \dots \dots \dots (2.38)$$

$$K_{air}(\hat{T}) = \frac{K_1 \hat{T}^{3/2}}{\hat{T}+K_2} \dots \dots \dots (2.39)$$

$$K_1 = 252$$

$$K_2 = 200$$

Et le nombre de transfert de Spalding est défini comme suit :

$$Br_d = \frac{Y_1^* - Y_1}{1 - Y_1^*} \dots \dots \dots (2.40)$$

Le nombre de Spalding représente les gradients sur la surface de la gouttelette. Y_l est la fraction de masse du carburant dans la phase gazeuse, Y^* la fraction de masse sur la surface.

La chaleur latente L dans l'équation (2.38) est donnée par :

$$L(T_d) = E_1(T_d) + \frac{RT_d}{M_1} - E_1(T_d) - \frac{P_v(T_d)}{\rho_v} \dots \dots \dots (2.41)$$

II.3.2.6. Accélération de la gouttelette

Le terme d'accélération de la gouttelette F a des contributions dues à la charge aérodynamique et à la force de la gravité :

$$F = \frac{3}{8} \frac{\rho}{\rho_d} \frac{|\vec{u} - \vec{u}'' - \vec{v}|}{r} (\vec{u} - \vec{u}'' - \vec{v}) C_D + \vec{g} \dots \dots \dots (2.42)$$

C_D : le coefficient de résistance.

\vec{u}'' : Vitesse turbulente de gaz.

II.3.2.7. Interaction Jet-Gaz

Une fois que f a été déterminé, les sources dues au jet sont données en rapprochant les intégrales suivantes :

$$\rho \vec{Y}_m^s = - \int f \rho_d 4\pi r^2 R d\vec{v} dr dT_d dy d\dot{y} \dots \dots \dots (2.43)$$

$$\vec{F}^s = - \int f \rho_d (4/3 \pi r^3 \vec{F} + 4\pi r^2 R \vec{v}) d\vec{v} dr dT_d dy d\dot{y} \dots \dots \dots (2.44)$$

$$\vec{Q}^s = - \int f \rho_d \left(4\pi r^2 R \left[E_1(T_d) + \frac{1}{2} (\vec{v} - \vec{u})^2 + \frac{4}{3} \pi R^3 [C_{p1} \dot{T}_d + \vec{F} (\vec{v} - \vec{u} - \vec{u}'')] \right] \right) d\vec{v} dr dT_d dy d\dot{y} \dots \dots \dots (2.45)$$

$$\vec{W}^s = - \int f \rho_d \frac{4}{3} \pi r^3 \vec{F} \vec{u}'' d\vec{v} dr dT_d dy d\dot{y} \dots \dots \dots (2.46)$$

II.3.3. Modèle de dégagement de chaleur [31,32]

Un modèle de dégagement de chaleur décrit dans la référence [23], donne la vitesse de dégagement de chaleur à partir de la relation:

$$\frac{dQ_n}{dt} = \frac{\gamma}{\gamma-1} P \frac{dV}{dt} + \frac{1}{\gamma-1} V \frac{dP}{dt} \dots\dots\dots (2.47)$$

- Q_n le dégagement de chaleur.
- V le volume de la chambre de combustion.
- P la pression cylindre.

γ : Rapport des chaleurs spécifiques, calculé par une corrélation relativement simple :

$$\gamma = 1.338 - 6.0 \times 10^{-5} T + 1.0 \times 10^{-8} T^2 \dots\dots\dots (2.48)$$

II.3.4. Modèle de transfert thermique (Loi de paroi)

Une manière traditionnelle pour traiter le transfert de chaleur à travers la paroi est basée sur l'analogie de Reynolds. Une mise à jour a été implantée dans CONVERGE, conforme étroitement à l'expression d'origine proposée par *Launder et Spalding*, est donnée dans la section suivante :

$$Q_w = \frac{\rho v_l c_p}{Pr_l} \frac{u^*}{y} (T - T_w) \dots\dots\dots (2.49)$$

Avec :

$$u^* = \begin{cases} \frac{y^* Pr_l^* RPR}{1/K \ln y^* + B + 11.05(Pr_l^* RPR - 1)} y^* > 1.22 \\ 1.0 & y^* < 1.22 \end{cases} \dots\dots\dots (2.50)$$

$$y^* = \frac{C_\mu^{1/4} K^{1/2} y}{v_l} \dots\dots\dots (2.51)$$

Dans les écoulements réactifs, le dégagement de chaleur génère un bruit intense. On peut noter le claquement caractéristique des moteurs diesel provenant de l'auto inflammation du mélange carburant/air.

Un modèle de dégagement de chaleur décrit dans la référence [203], donne la vitesse de dégagement de chaleur à partir de la relation :

II.4. Les Modèles chimiques

II.4.1. Aperçu sur les Modèles de combustion turbulente

Des modèles de combustion turbulente ont été proposés pour exprimer les taux de réaction moyens en fonction des variables connues, c'est-à-dire des valeurs moyennes elles-mêmes, et probablement aussi en fonction des caractéristiques de la turbulence, puisque celle-ci joue un rôle important pour les modèles basés sur la solution de l'équation de transport des fractions massiques des espèces, donc il ne peut pas prendre en compte les effets de la turbulence.

Pour la modélisation des écoulements réactifs, CONVERGE V1.3 propose divers modèles, parmi lesquels on distingue :

- Le modèle du temps caractéristique de la combustion (taux de progression CTC).
- Le modèle d'équilibre chimique (Chemical Equilibrium-CEQ).
- Modèle de chimie cinétique détaillée (Detailed Chemical Kinetics Model-SAGE).
- Modèle G-équation (prévu dans la version CONVERGEV1.4.1).

II.4.2. Le modèle SAGE [27]

Afin de comprendre les effets de la chimie détaillée dans les applications de combustion, le modèle SAGE (Senecal et al. 2003) [30] a été implémenté dans CONVERGE. Cette approche permet à l'utilisateur d'introduire un mécanisme de cinétique chimique dans la simulation avec un ensemble de fichiers d'entrée CHEMKIN qui sont devenus la norme pour les mécanismes chimiques.

Comme le montre Turns (1996) [31], et peut être écrit dans un mécanisme de réaction chimique en plusieurs étapes sous la forme de:

$$\sum_m^M = 1 v'_{m,r} x_m \Leftrightarrow \sum_m^M = 1 v''_{m,r} x_m \quad \text{for } r = 1, 2, \dots, R \dots\dots\dots (2.52)$$

Avec $v'_{m,r}$ et $v''_{m,r}$ sont les coefficients stœchiométriques des réactifs et des produits, pour les espèces m et réaction r , et représente le symbole chimique pour les espèces m . Le taux de production des espèces m est donnée par :

$$\dot{\omega}_m = \sum_r^R = 1 v_{m,r} q_r \quad \text{form } = 1, 2, \dots, M \dots\dots\dots (2.53)$$

Avec :

$$v_{m,r} = v''_{m,r} - v'_{m,r} \dots\dots\dots (2.54)$$

Et le variable du taux de progrès q_r est :

$$q_r = K_{fr} \prod_m^M = 1[X_m]^{v'_{m,r}} - K_{rr} \prod_m^M = 1[X_m]^{v''_{m,r}} \dots\dots\dots (2.55)$$

[X_m] Est la concentration molaire de l'espèce m, et K_{fr}, K_{rr} sont l'avant et l'arrière coefficient de vitesse de réaction r. Dans SAGE, le coefficient de taux à terme est exprimée par la forme :

$$K_{fr} = A_r T^{b_r} e^{(-E_r/R_u T)} \dots\dots\dots (2.56)$$

Avec A_r c'est le facteur pré-exponentiel, b_r l'exposant de température, E_r l'énergie d'activation, R_u est la constante de gaz universelle.

En outre, le coefficient de vitesse inverse peut être soit spécifié d'une manière analogue à celle de l'équation (2.58), ou calculée à partir du coefficient d'équilibre K_{cr}

$$K_{rr} = K_{fr}/K_{cr} \dots\dots\dots (2.57)$$

II.4.3. Modèle d'Allumage [36,37]

La cinétique de l'allumage est un processus à basse température de réactions en chaîne. Nous avons choisi un modèle global, le modèle Shell, puisque ce modèle représente bien les étapes de base du phénomène d'allumage.

Le modèle d'allumage Shell a été développé par *Halstead* [29]. C'est un modèle thermocinétique basé sur un mécanisme réduit pour l'oxydation d'un hydrocarbure. Il a été testé qualitativement en confrontation à des résultats expérimentaux pour des flammes froides et un allumage à deux étapes obtenu dans une bombe fermée. Ce modèle est basé sur un schéma général à huit étapes.

Cependant il est à noter qu'il existe un facteur influent sur la valeur de l'énergie d'activation de l'inflammation c'est l'indice de cétane (CN). Dans la littérature on trouve plusieurs suggestions estimant l'influence de ce dernier. *Heywood* [23] par exemple suggère la relation suivante :

$$E_A = \frac{618840}{CN+25} \dots\dots\dots (2.58)$$

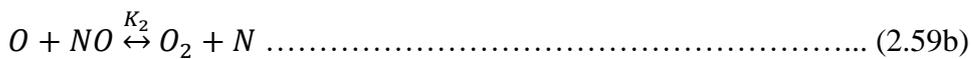
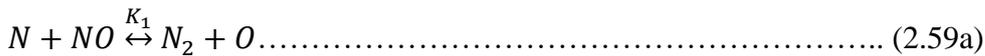
II.4.4. Formations des polluants [35,38]

II.4.4.1. Le modèle de formation de NOx

Les oxydes d'azote qui représentent l'ensemble des molécules NO, NO₂ et N₂O, sont produits lors de la combustion dans le moteur.

La combustion dans les moteurs Diesel est hétérogène. Donc, il y a toujours des zones de la charge gazeuse où le mélange est au voisinage de la stœchiométrie. La formation de *NO* se produit dans ces zones par simple effet d'augmentation de la température de l'air, qui contient les ingrédients clés : l'azote et l'oxygène.

Le mécanisme de formation du *NO* a été étudié par de nombreux chercheurs. *Zelzdovitch et al* [5, 32, 33] ont cependant montré le rôle particulier des réactions suivantes dans la formation de *NO* :



Les valeurs des constantes k_1 , k_2 et k_3 sont données par les relations :

$$k_{1f} = 7.6 \cdot 10^{13} \exp [-38000/T] \dots\dots\dots (2.60a1)$$

$$k_{1b} = 1.6 \cdot 10^{13} \dots\dots\dots (2.60a2)$$

$$k_{1f} = 6.4 \cdot 10^9 T \cdot \exp [-3150/T] \dots\dots\dots (2.60b1)$$

$$k_{1b} = 1.5 \cdot 10^9 T \cdot \exp [-19500/T] \dots\dots\dots (2.60b2)$$

$$k_{1f} = 4.1 \cdot 10^{13} \dots\dots\dots (2.60c1)$$

$$k_{1b} = 2.0 \cdot 10^{14} \cdot \exp [-23560/T] \dots\dots\dots (2.60c2)$$

La concentration en *NO* est calculée de manière découplée par rapport au phénomène de combustion, c'est à dire par une procédure de post-traitement, par la relation (2.61), établie à partir des réactions réversibles du mécanisme de *Zeldovich*:

$$\frac{d[NO]}{dt} = \frac{2R\{1 - ([NO]/[NO]_e)^2\}}{1 + ([NO]/[NO]_e)R_1/(R_2 + R_3)} \dots\dots\dots (2.61)$$

Où les notations suivantes ont été introduites, en désignant par $[]_e$ les concentrations à l'équilibre. La concentration de *NO* dans l'équation (2.62) peut être convertie en fraction

massique comme:

$$\frac{dX_{NO}}{dt} = \frac{2(M_{NO}/\rho_{c,v})R_1\{1-([NO]/[NO]_e)^2\}}{1+([NO]/[NO]_e)R_1/(R_1+R_3)} \dots\dots\dots (2.62)$$

Où X_{NO} est la fraction de masse de NO ; M_{NO} est la masse moléculaire de NO ; et $\rho_{c,v}$ est la masse du volume de contrôle.

En conséquence, la fraction de masse de NO de chaque zone ne peut pas être calculée en sollicitant le mécanisme de *Zeldovich* étendu simplement, équation (2.62). L'effet d'entraînement de l'air devrait être considéré. La dérivée de la fraction de masse du NO dans une zone par rapport au temps est:

$$\frac{DX_{NO}}{Dt} = \frac{D}{Dt} \left(\frac{m_{NO}}{m_{tot}} \right) = \frac{dX_{NO}}{dt} - \frac{X_{NO}}{m_{tot}} \cdot \frac{dm_{tot}}{dt} \dots\dots\dots (2.63)$$

II.4.4.2. Modèle de formation des suies

Le mode de combustion par diffusion utilisé dans les moteurs Diesel est naturellement générateur de suies. Si le mélange carburant/air n'étant pas homogène, il existe des zones plus riches en carburant. Ces zones sont plus favorables à la formation de suies.

La concentration des suies à l'échappement est gouvernée par la quantité des suies formées et celles oxydées, comme le montre la formule suivante :

$$\frac{dm_s}{dt} = \frac{dm_{sf}}{dt} - \frac{dm_{so}}{dt} \dots\dots\dots (2.64)$$

Les indices s , sf , so , dénotent les suies émises, formées, et oxydées respectivement. La détermination des taux de formation des deux derniers types de suies a été l'objet de plusieurs modélisations. Le modèle de *Hiroyasu* [34, 35] est utilisé dans plusieurs modèles multi-zones, il exprime les deux taux précités sous la forme :

$$\frac{dm_{sf}}{dt} = A_f m_{fg} P^{0.5} \exp\left(\frac{-E_{sf}}{RT}\right) \dots\dots\dots (2.65)$$

$$\frac{dm_{so}}{dt} = A_o m_s \frac{P_{ox}}{P} P^{1.8} \exp\left(\frac{-E_{so}}{RT}\right) \dots\dots\dots (2.66)$$

$E_{sf}=1.25 \cdot 10^4 \text{ Kcal /Kmol}$, $E_{so}=1.40 \cdot 10^4 \text{ Kcal/Kmol}$ sont des énergies d'activation.

Avec A_f et A_o des constantes déterminées par l'expérience, m_{fg} et m_s représentent respectivement la masse du carburant vaporisé et les suies émises à l'échappement.

II.5. Conclusion

La combustion turbulente est un domaine très vaste, d'une grande complexité à cause des couplages et de la forme non-linéaire des équations régissantes. Les différents modèles proposés dans la littérature pour la résolution des équations de conservation ont été décrits dans ce chapitre. Lors du traitement d'un phénomène de combustion turbulente, on se rend compte qu'on a, en effet, affaire à deux phénomènes combinés (turbulence-combustion): la turbulence est un problème cinétique, où il faudrait relever la fermeture par l'un des modèles de la turbulence ($k-\varepsilon$, $RNG\ k-\varepsilon$, ...) ainsi que les tensions de Reynolds par l'hypothèse de *Boussinesq*. La combustion est un phénomène thermochimique. Il faut donc choisir un modèle pour représenter le phénomène. Il doit respecter le genre de la combustion (pré mélange ou non pré mélange) car chaque type doit être modélisé par ses propres modèles.

CHAPITRE III

Le code de calcul CFD CONVERGE

III.1. Introduction

Les équations décrites au deuxième chapitre sont des équations différentielles aux dérivées partielles non linéaires, elliptiques et couplées. En raison de leur complexité, ces équations sont résolues à l'aide d'une méthode numérique. Plusieurs de celles ci sont disponibles dans la littérature. On peut distinguer les méthodes suivantes:

- Méthodes des différences finies (MDF).
- Méthodes des éléments finis (MEF).
- Méthodes des volumes finis (MVF).

La méthode des volumes finis consiste à intégrer les équations aux dérivées partielles sur des volumes entourant chaque point du maillage. Cette méthode, même si elle ne fournit qu'une précision du premier ordre, possède des qualités qui en font l'une des plus adaptées à l'étude des écoulements turbulents. En effet, celle-ci est très robuste et permet de traiter des équations comportant des termes sources complexes et non-linéaires. De plus, elle a l'avantage de satisfaire la conservation de la masse sur chaque volume de contrôle. Enfin, elle peut être utilisée avec des maillages relativement grossiers, ce qui permet la mise en œuvre de code pour un coût raisonnable.

III.2. L'outil CFD

CFD est l'acronyme anglais de «Computational Fluid Dynamics». Il désigne conventionnellement le large domaine des outils numériques, résolvant les équations décrivant le mouvement d'un fluide (équations de Navier-Stokes, de continuité ainsi que de toutes les autres équations de conservation).

La CFD (Computational Fluid Dynamics) est simplement le calcul numérique appliqué à la mécanique des fluides. Cela consiste à résoudre dans une géométrie donnée les équations fondamentales de la mécanique des fluides, que l'on peut éventuellement coupler aux équations de transfert thermique ou de réaction chimique. Historiquement, la CFD a commencé à se développer en génie mécanique, pour étudier les écoulements autour d'un objet afin de mieux le profiler (ailes d'avions, automobiles) [39]).

Dans la simulation des moteurs diesel, les problèmes sont, en général, beaucoup plus complexes de part, en particulier, le caractère multiphasique des écoulements, les réactions chimiques et le comportement turbulent des fluides.

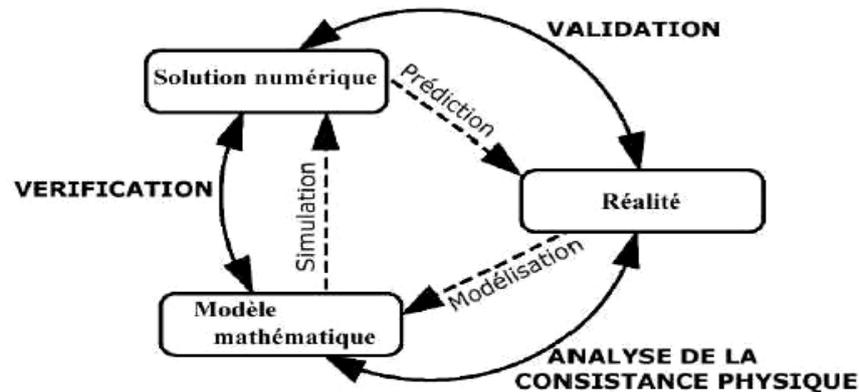


Figure3. 1: Représentation synthétique des liens entre la Réalité et les résultats de simulation [39]

Les codes de champ, ou codes CFD (Computational Fluid Dynamics), résolvent les équations régissant les mouvements d'un fluide. Ces équations traduisent la conservation de la masse et de la quantité de mouvement du fluide (équations de Navier-Stokes), ainsi que la conservation de son enthalpie. Certains codes sont aussi en mesure de décrire le transport de polluant ou les réactions chimiques au sein d'un fluide. Il existe un grand nombre de codes CFD disponibles (plus d'une centaine), qu'ils soient commerciaux, du domaine public ou encore propre à certaines institutions.

III.3. Description du code CFD CONVERGE

Le laboratoire CONVERGENT science basé à Middleton, Wisconsin a développé un code de simulation 3D appelé «CONVERGE». En effet, ce code est bien connu par le monde industriel et universitaire aux USA. Il est structuré en modules permettant une prise en main rapide. Bien qu'il soit spécifiquement conçu pour exécuter des calculs sur des moteurs à combustion interne, la modularité du code permet des modifications faciles pour résoudre une variété de problèmes hydrodynamiques impliquant des réactions chimiques.

Les équations de conservation de masse, d'espèces chimiques, de quantité de mouvement, d'énergie interne spécifique, d'énergie cinétique turbulente et du taux de dissipation sont résolues par l'approche des volumes finis. Pour plus d'informations sur le code converge, le lecteur peut consulter les références originales de *Richards, K. J. et al* [27].

En Algérie, suite à une convention de coopération, CONVERGE a été doté dans le laboratoire de recherche LTE de ENP d'Oran pour effectuer des simulations de la combustion dans les moteurs et pour faire des développements de sous-modèles physiques. De nouvelles versions se développent disant chaque année pour intégrer davantage dans les sous-modèles physiques relatifs à la turbulence ou à la combustion.

III.4. Structure standard de CONVERGEV 2.2.0

CONVERGE V2.2.0 simule des écoulements très variés avec des configurations plus ou moins complexes. Il est composé comme tout code de type CFD de trois modules qui sont :

- le pré-processeur « pre-processing ».
- le solveur "CONVERGE".
- le post-processeur "post-processing ".

Pré-processeur (Génération de maillage) CONVERGE V2.2.0 est un logiciel de construction de modèles physiques et de maillages. Il permet de créer la géométrie ou de l'importer à partir d'un autre logiciel de CAO (Solid Works, Solid Concept, etc.) sous format de fichier "STL". Il dispose d'une boîte à outils complète pour réaliser ou importer une géométrie, effectuer des modifications géométriques, générer des maillages plus ou moins complexes conformément à la géométrie, de contrôler leur qualité ainsi que définir les conditions aux limites du domaine de calcul. Ensuite, CONVERGE V2.2.0 importe un fichier sous format '.dat' noté (surface.dat) ce dernier s'exporte vers le code de calcul afin d'effectuer les simulations numériques

- **L'exécution du code:**

Converge peut être exécuté en série (un processeur) ou en parallèle (plus d'un processeur). Le procédé d'exécution dépend du fait que la tâche est en série ou en parallèle.

Post-processing Ce module produit les fichiers des résultats. Le Post-processeur permet de visualiser les différents résultats des champs dynamiques (champs de vitesse, lignes de

courant, champs de turbulence, contours de la surface, etc.) et scalaires (contours de température, contours des concentrations d'espèces chimiques, etc.). De même, ce module permet d'exporter les résultats sous des différentes formes (GMV, Tecplot, Ensight...), pour représenter des graphes par d'autres logiciels.

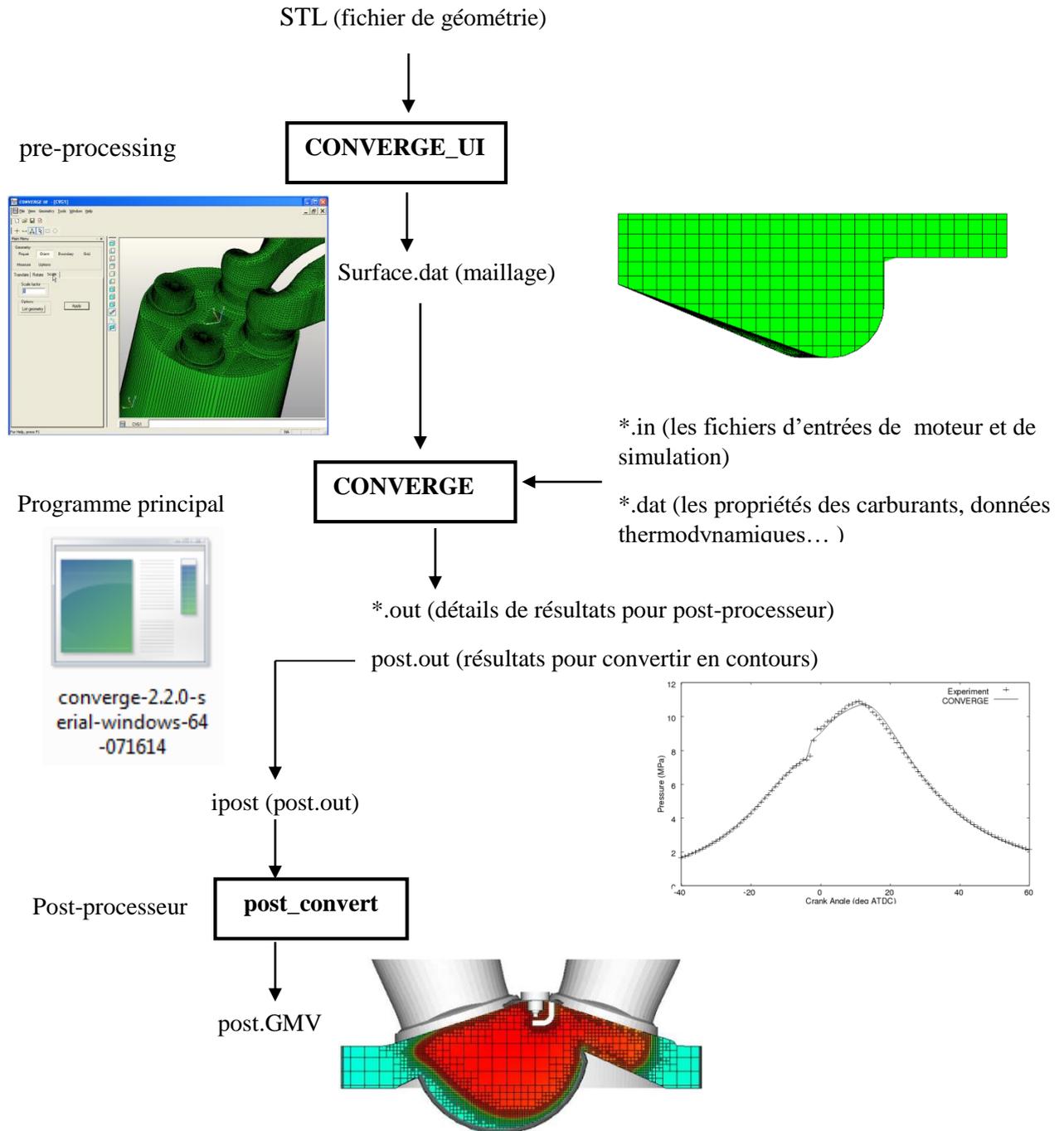


Figure3. 2: La structure standard de CONVERGE

III.5. Les fichiers de sortie et d'entrée dans converge

Les fichiers d'entrée (*.in) contiennent des données géométriques, de conditions aux limites, et tandis que les entrées numériques des fichiers de données (*.dat) contiennent des propriétés thermodynamiques et des données de réaction chimique. Au début de la simulation, le (*.in) et (*.dat) sont lus par converge. Pendant la simulation, output, post, et les fichiers de restart sont présents. Un schéma du fichier interaction avec converge est montré dans la figure 3.3 Ci-dessous.

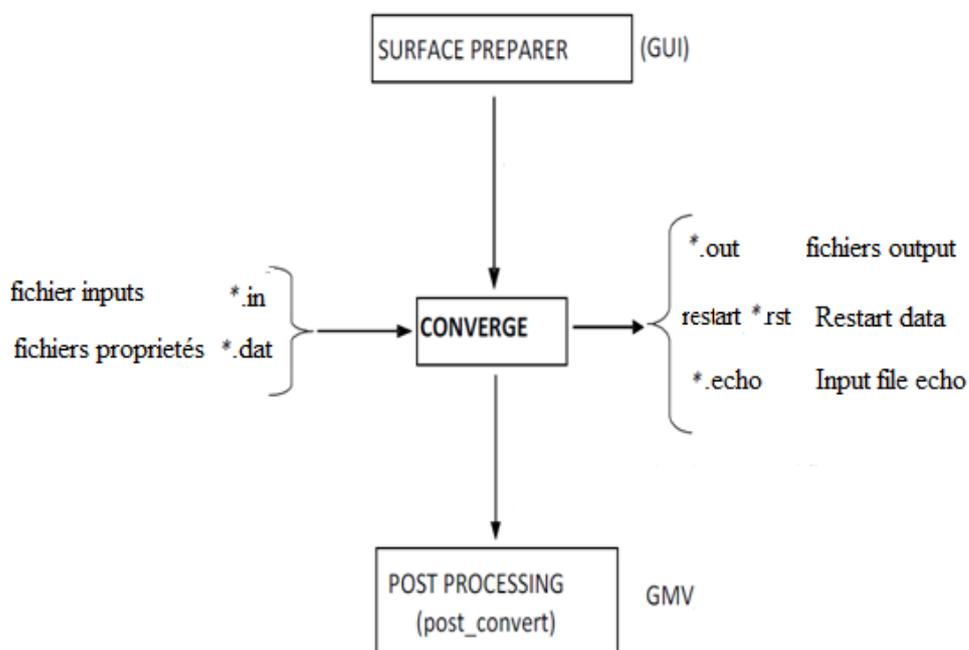


Figure3. 3: Schéma des fichiers de CONVERGE [40]

III.5.1. Descriptions des fichiers d'entrée

Converge est conçu pour être exécuté à partir de la ligne de commande. Toutes les entrées sont alimentées à l'aide du code par une série de fichiers d'entrée qui sont toutes au format texte ASCII lisible par l'utilisateur. Les fichiers d'entrée peuvent être créés ou modifiés par n'importe quel éditeur de texte simple.

Il existe deux types différents de fichiers d'entrée nécessaires qui se différencient par leur suffixe: *.in et *.dat. Tous les fichiers d'entrée doivent résider dans le répertoire à partir duquel Converge est exécuté. Si tous les fichiers nécessaires ne sont pas trouvés, le code sera

annulé. Un résumé des fichiers d'entrée peut être trouvé dans le tableau 3.1 ci-dessous. Notons que seule l'entrée des fichiers `inputs.in`, `boundary.in`, `surface.dat`, `initialize.in`, `mech.dat` et `therm.dat` sont nécessaires pour une simulation, les fichiers d'entrée restants ne sont requis que quand un modèle ou caractéristique particulière est activé.

Nom du fichier	Descriptions
<code>inputs.in</code>	Ce fichier contient les conditions numériques de simulations, par exemple, les critères de convergence, le pas de temps, etc. l'activation des sous-modèles comme spray, la combustion, la turbulence....
<code>boundary.in</code>	Déclarations des conditions aux limites
<code>initialize.in</code>	Specifications des conditions initiales.
<code>combust.in</code>	Modèle de combustion et des émissions
<code>turbulence.in</code>	Le choix de modèle de turbulence.
<code>surface.dat</code>	Spécification de surface géométrie
<code>engine.in</code>	Spécification géométrique de moteur.
<code>source.in</code>	Entrées pour les sources d'allumage.
<code>amr.in</code>	contrôle de raffinement de maillage.
<code>post.in</code>	Ce fichier contient les noms des variables de sortie. Les fichiers de <code>post.in</code> peuvent être convertis en GMV, ou Ensight (des contours).
<code>therm.dat</code>	Ce fichier contient les propriétés thermodynamiques des espèces.
<code>mech.dat</code>	Le mécanisme réactionnel.

Tableau3. 1 : Les fichiers d'entrées [26]

III.5.1. Descriptions des fichiers de sortie

- **Fichiers Echo (*.echo) :**

Les fichiers (*.echo) sont placés dans le répertoire à partir duquel converge est exécuté. Les règles d'écriture sur ce répertoire doivent être fixées de telle sorte que ces fichiers puissent être créés. Lorsque converge est réexécuté dans le même répertoire, les fichiers (*.echo) seront écrasés sans demander à l'utilisateur.

- **Fichiers out (*.out) :**

Les fichiers (*.out) sont placés dans le même répertoire que l'entrée et les fichiers d'écho à partir de l'exécution de converge. Il est important de noter que lorsque converge est ré exécuté, les fichiers (*.out) seront écrasés dans le même répertoire sans demander à l'utilisateur. Un résumé des différents types des fichiers de sortie est indiqué au tableau.3.2ci-dessous.

Nom du fichier	Descriptions
thermo.out	Données thermodynamiques et de dégagement de chaleur (pression, température, taux de chaleur).
emissions.out	Information sur les émissions polluantes.
spray.out	Evolution du jet.
species.out	La masse des espèces.
turbulence.out	intensité de turbulence dans le domaine (swirl, ...).

Tableau3. 2 : Les fichiers de sortie [26]

III.6. Conclusion

Donc on doit définir sur le fichier input.in tous les paramètres nécessaires. Le fichier spray.in, qui définit le carburant et le système d'injection, surface.dat, le fichier du maillage, et ensuite exécuter le programme. Dans cette dernière étape l'ensemble des équations sont discrétisées et résolues. La dernière étape est le post processeur qui permet de visualiser les différents résultats (champs de vitesse, lignes de courant, contours de la surface...).

Finalement, le but de cette partie est de mettre en évidence les paramètres nécessaires pour obtenir de bons résultats ; par le biais la mise en application du code de calcul converge V2.2.0.

CHAPITRE IV

Résultats et discussions

IV.1. Introduction

Dans ce chapitre nous examinons, l'effet du fonctionnement dual-fuel utilisant le GNV comme carburant primaire et le gasoil comme combustible pilote sur la combustion, les performances ainsi les émissions polluantes d'un moteur diesel à injection directe converti en mode dual-fuel.

Sur la base des modèles thermodynamiques proposés, un programme converge a été élaboré pour permettre de calculer et d'exposer une série de résultats issue de la simulation numérique de la combustion dans le moteur MK-DIR 620-145. Pour valider les résultats numériques on se réfère au calage de la courbe de pression cylindre, tout en considérant le moteur à moyenne charge. Les résultats seront comparés avec les données expérimentales réalisées par *M^r A. LIAZID* au Laboratoire de Recherche LMT de l'école centrale de Lyon.

IV.2. Présentation du Moteur MK-DIR620-145

Le moteur de série MK DIR 620-145 est un moteur diesel à injection directe avec six cylindres en ligne, suralimenté par un turbocompresseur à géométrie variable. La simulation numérique a été accomplie pour une charge moyenne à 1400 tr/min.

Le moteur est relié à un frein pour assurer le réglage de charge moteur. Les signaux émanant des capteurs de la pression cylindre et de la pression d'injection sont prélevés à l'aide d'un système d'acquisition rapide (à hautes fréquences) et acheminés vers un ordinateur.

Pour valider les résultats de notre étude numérique, on a choisi le moteur expérimental MK-DIR 620-145 (voir la figure 4.1) qui est un moteur diesel à injection directe avec bowl cylindrique, une vue en 3D est montrée dans la figure (4.2).



Figure 4. 1 : Image de banc d'essai MKDIR-ECL-Lyon

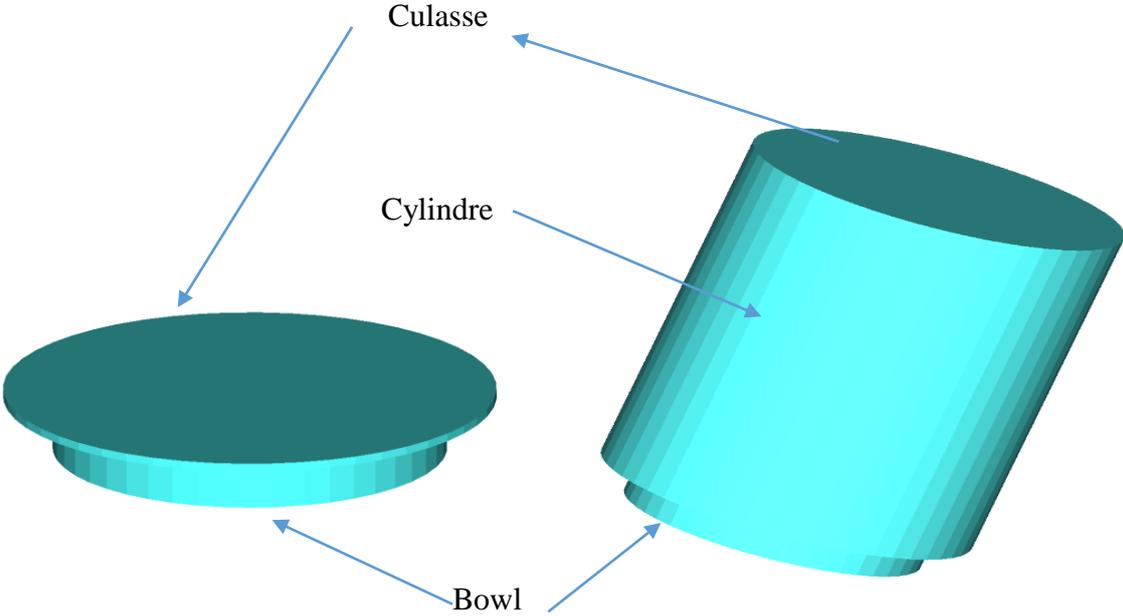


Figure 4. 2 : Vue 3D du moteur MKDIR620-145 au PMH

Les spécifications de fonctionnement et d'injection du moteur utilisé sont présentées ci-dessous dans le tableau (4.1) et (4.2).

Géométrie de base	
Type de moteur	RENAULT 620-145
Type de chamber	Vertical Valve
Nombre de cylinder	6
Diamètre de cylindre	12 cm
Course	14.5 cm
Longueur de bielle	22.7 cm
Squish	0.17 cm
Taux de compression	17
Vitesse de moteur	1400 tr/min
Turbocompresseur	Schwitzer type S2BV
EGR	0%

Tableau 4. 1 : Description des caractéristiques géométriques du moteur étudié

Système d'injection du carburant	
Fuel	Df2 'C7H16'
Pompe d'injection	Bosch type P.7100
Mode d'injection	Profil
Température de fuel	344K
Angle entre les jets	125 deg
Débuts d'injection	8 deg Avant PMH
Durée d'injection	23 deg
Diamètre du trou d'injection	2.59E-01 mm
Nombre de bec	2

Tableau 4. 2 : Description des caractéristiques du système d'injection du moteur étudié

IV.3. Préparation des calculs par CONVERGE V2.2.0

La simulation numérique par le code CONVERGE V2.2.0 nécessite que toutes les variables soient initialisées avant le démarrage du calcul.

- Préparation de maillage
- Conditions d'affichage dans le fichier input.in.
- Spécifications de moteur (diamètre, course, squish, vitesse,...).
- Conditions aux limites (température).
- Conditions initiales (pression, température).
- Spécification de carburant (type, quantité, profil, mécanisme...).
- Choix des modèles de simulation (combustion, turbulence, spray, ...).

IV.3.1. Maillage du domaine de Calcul

La génération du maillage est une phase très importante dans une analyse CFD, vu son influence sur la solution calculée, en terme de précision et de temps de calcul. La figure (4.3) contient un maillage créé par le préprocesseur de CONVERGE, il contient environ 68034 cellules à 156°V pour le moteur MKDIR 620-145 sous différents plans de coupe et des vues perspectives.

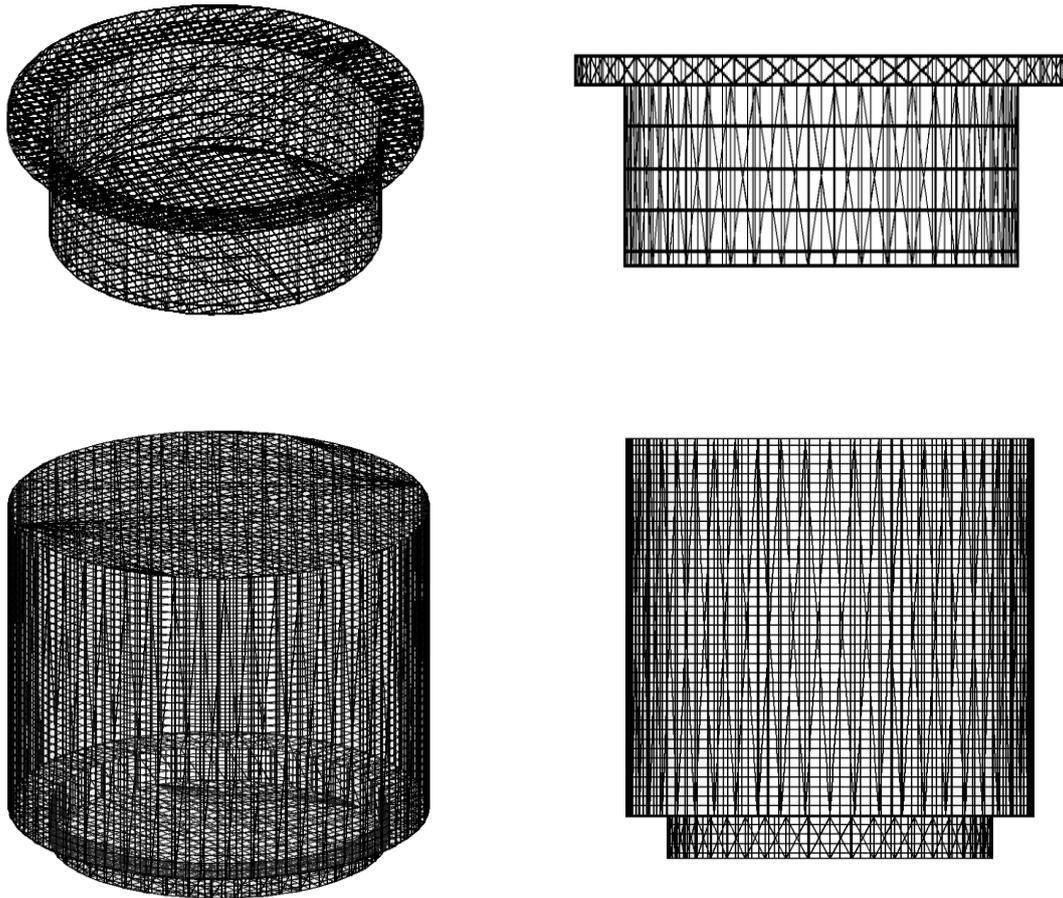


Figure 4. 3 : Maillage du moteur MKDIR 620-145

IV.3.2. Conditions initiales

Les valeurs initiales de la pression 'Pch' et de la température 'Tch' sont directement prises de la mesure expérimentale.

Charge Moyenne	
Régime=1400tr/min	
Pch[bar]	1.765
Tch[K]	355

Tableau 4. 3 : Valeurs des conditions initiales

IV.3.3. Conditions aux limites

Les conditions aux limites sont :

- La température de la culasse 'T_{cu}'
- La température du cylindre 'T_{cy}'.
- La température du piston 'T_p'.

Charge Moyenne	
Régime=1400 tr/min	
T _{cy} [K]	433
T _{cu} [K]	523
T _p [K]	553

Tableau 4. 4 : Valeurs des conditions aux limites

IV.3.4. Profil de la vitesse d'injection

Le profil de vitesse d'injection est obtenu en utilisant la pression d'injection, la pression de combustion cylindre et la masse volumique de carburant.

Ce profil de la vitesse d'injection V_{inj} sont générés à partir de la loi de *Torricelli* comme suit :

$$V_{inj} = \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho_f}}$$

P_{inj} : Pression d'injection, P_{ch} : Pression de la chambre ; $\Delta P = P_{inj} - P_{ch} \approx P_{inj}$

ρ_f : Densité de carburant $\rho_f = 0.840 \text{ g/cm}^3$

IV.3.5. Choix des modèles de simulation pour le moteur diesel

Lors de ce travail, nous nous sommes basés sur les modèles présentés dans le tableau (4.5) afin de simuler la combustion au sein de la chambre de combustion d'un moteur diesel.

Processus	Modèle
Combustion (chimie détaillé)	SAGE
Turbulence	RNG $k-\varepsilon$
Allumage	Shell (Halstead)
Atomisation	KH-RT
Transfert de la chaleur	Loi de paroi
NOx	Zeldovich
Suies	Hiroyasu

Tableau 4. 5 : Choix des modèles

IV.3.6. Description du Mécanisme réactionnel

Dans ce travail le mécanisme réactionnel considère le n-heptane (nC_7H_{16}) au lieu du diesel df2, car son indice de cétane est de l'ordre de 56 ce qui est similaire au nombre de cétane des diesel conventionnels. Le mécanisme réactionnel réduit du n-heptane est utilisé pour la simulation de la phase de combustion.

Le mécanisme se compose d'une équation globale désignant l'oxydation du n-heptane avec de l'Oxygène et produisant du dioxyde de carbone et de l'eau, suivie de 51 équations de dissociation décrivant la cinétique de 29 espèces, pour plus de détails consulter le site web de Engine Research Center de université de Wisconsin-Madison [42].

IV.4 Temps de résolution

La modélisation multidimensionnelle de la combustion, la tubulure ...etc. nécessite un temps de calcul important et des ordinateurs très puissants. Cependant, le présent travail est effectué dans le laboratoire LTE (Laboratoire de recherche en Technologie de l'environnement) sur une machine HP Z400, 64 bits à haute précision de calcul avec une plateforme WINDOWS 7 (un CPU W3565 de 3.2GHz/3.19GHz, une RAM de 8Go et une carte graphique GeForce T430 d'une capacité de 1Go). Le temps de calcul est estimé à huit heures/cycle. Toutefois un

tel maillage exige une performance particulière de la machine en fonction du CPU et de la RAM requis.

IV.5. Investigation de la combustion dans MCI en diesel

IV.5.1 Validation du code

Pour les raisons de validation, nous avons exploité la courbe expérimentale de la pression cylindre mesurée sur banc d'essais moteur, en considérant le moteur Diesel MKDIR 620-145 à injection directe à 1400 tr/min à moyenne charge.

La figure (4.4) représente une comparaison entre la pression cylindre mesurée et celle obtenue par simulation pour la vitesse $N=1400$ tr/min à moyenne charge. On remarque que la pression obtenue par simulation en utilisant le modèle SAGE coïncide bien à celle mesurée. Le taux d'erreur ne dépassant pas les 3% est acceptable.

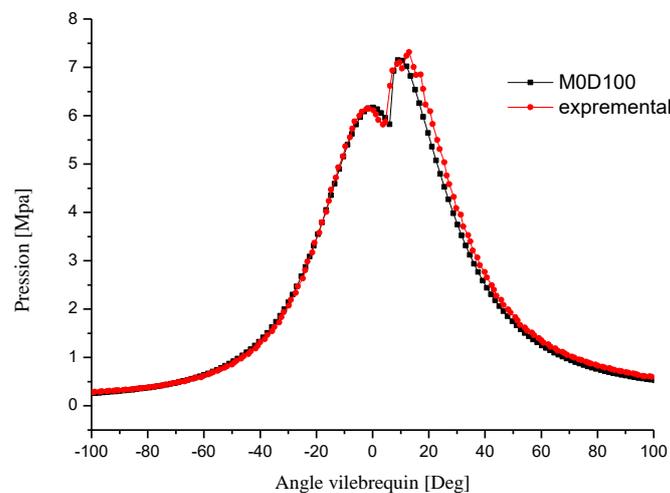


Figure 4. 4 : Courbe de validation de la pression cylindre durant un cycle moteur

IV.5.2 Evolution de taux de dégagement de chaleur et de température

Les figures (4.5) et (4.6) représentent respectivement le taux de chaleur dégagée ainsi que l'évolution de la température.

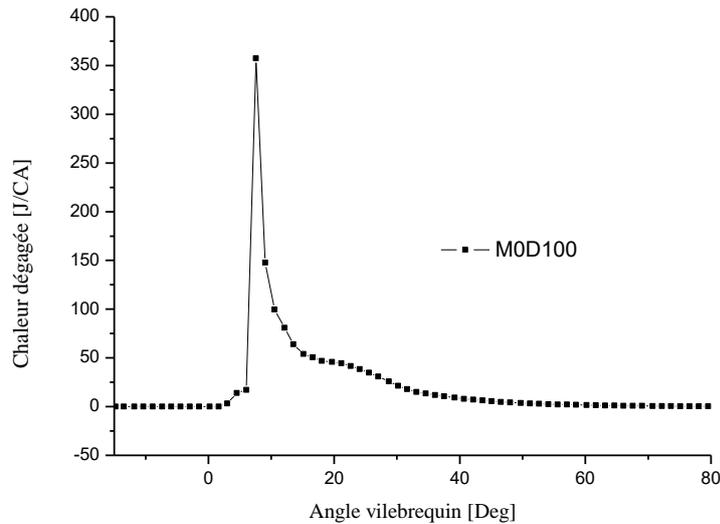


Figure 4. 5 : Taux de chaleur dégagé en fonction de l'angle de vilebrequin

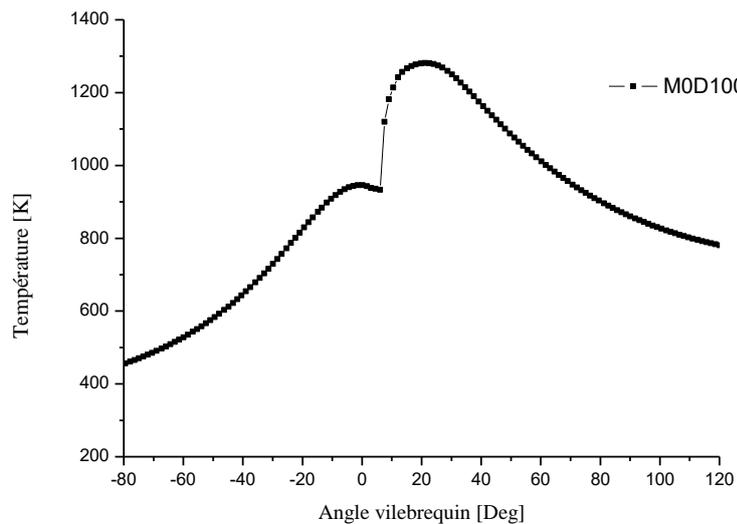


Figure 4. 6 : Evolution de la température en fonction du degré du vilebrequin

Une augmentation très rapide de taux de chaleur qui signifie le démarrage de combustion. Le taux de chaleur moyen maximal atteint une valeur de l'ordre de 355 J/CA. Pour le profil de température on remarque une augmentation de la température pendant la phase de compression jusqu'à atteindre un seuil d'environ 950 K et cela au moment de l'injection, suivie directement par une augmentation très rapide et considérable dans la zone de réaction (combustion rapide). La température moyenne maximale atteinte est de l'ordre de plus de 1300K.

IV.5.3 Les profils des gaz polluants

Les variations des émissions de NOx et de suie en fonction de l'angle de vilebrequin pour la combustion de df2 sont représentées sur les figures (4.7 et 4.8). L'élévation de la concentration en NOx se manifeste d'une manière rapide après le début de la combustion. Après le pic de la pression, les températures des gaz brûlés diminuent en raison de leurs détente et à cause des transferts de chaleur à travers les parois du cylindre. Cette baisse de température amorti la chimie des NOx et leurs concentration devient relativement constante. Les émissions des suies atteignent le niveau maximum environ 20°V après le PMH ensuite elles deviennent inférieures dans la phase de détente grâce à la diminution de masse injectée et la diminution d'O₂.

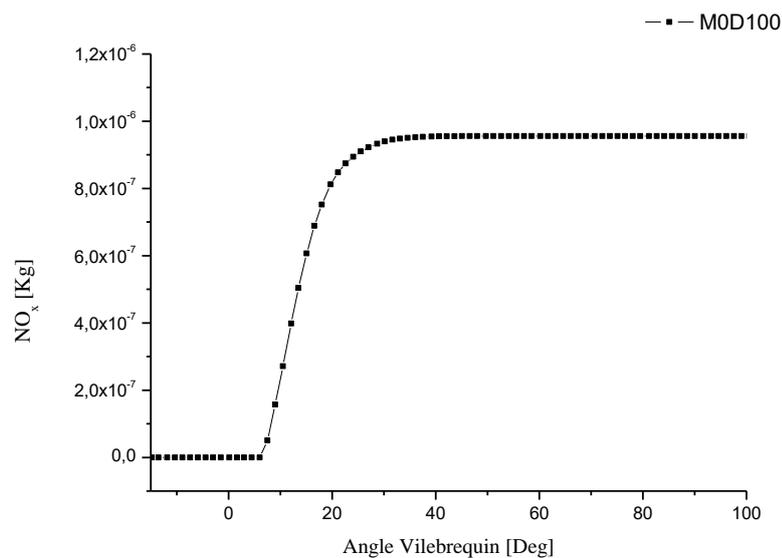


Figure 4. 7 : Prédiction des NOx en fonction de l'angle du vilebrequin

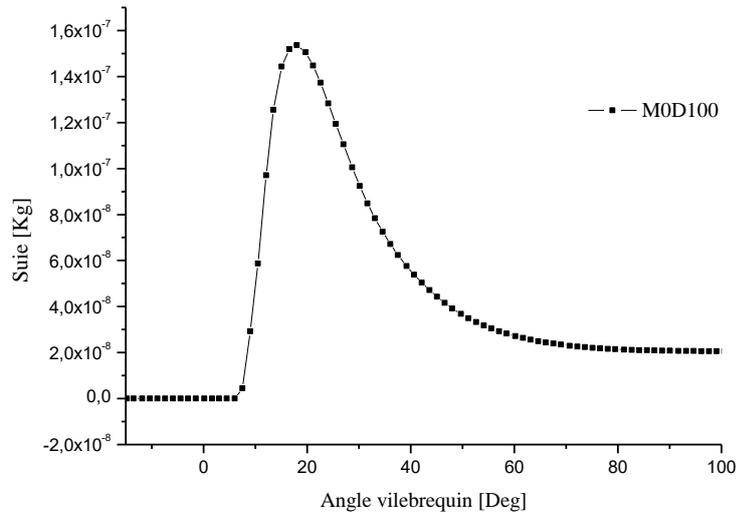
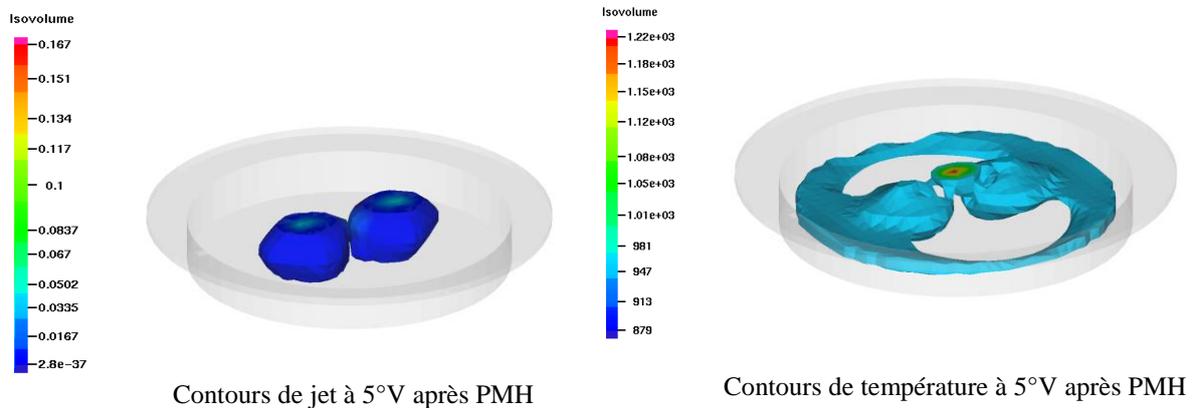


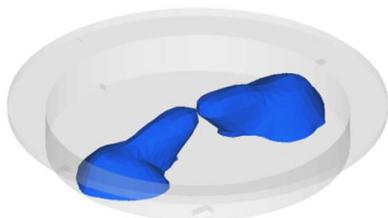
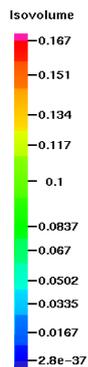
Figure 4. 8 : Prédiction des suies en fonction de l’angle du vilebrequin

IV.5.3 Champs Scalaires

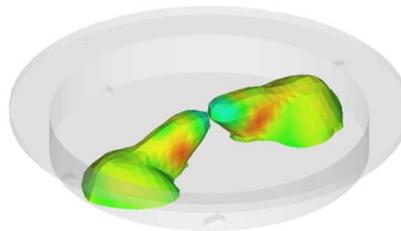
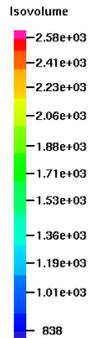
Pour une plus profonde investigation on présente ici des contours de la chambre de combustion, pour caractériser le comportement du jet et de température au cours du cycle et pour voir de près ce qui se passe dans la chambre de combustion.

Ces contours (figure 4.9) montrent que le cœur du jet froid est trop riche en carburant, tandis que la flamme (la combustion) se produit entre le jet et l’air.

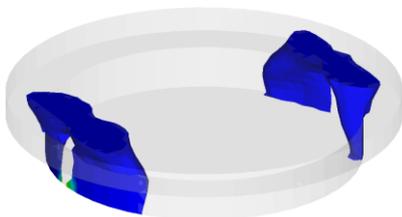
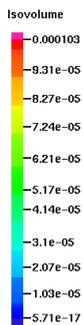




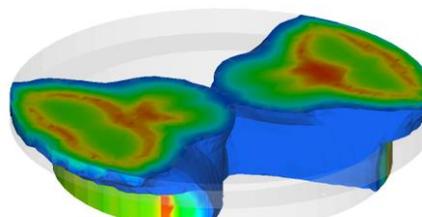
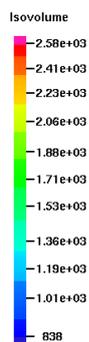
Contours de jet à 10°V après PMH



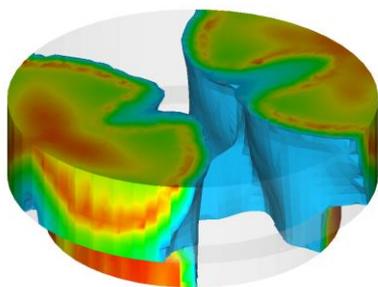
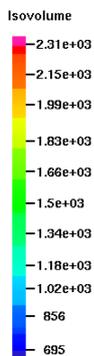
Contours de température à 10°V après PMH



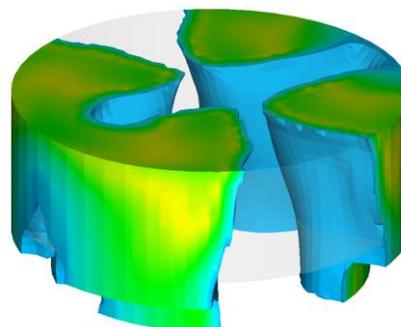
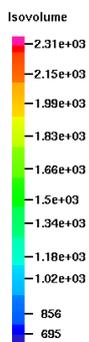
Contours de jet à 20°V après PMH



Contours de température à 20°V après PMH



Contours de température à 40°V après PMH



Contours de température à 60°V après PMH

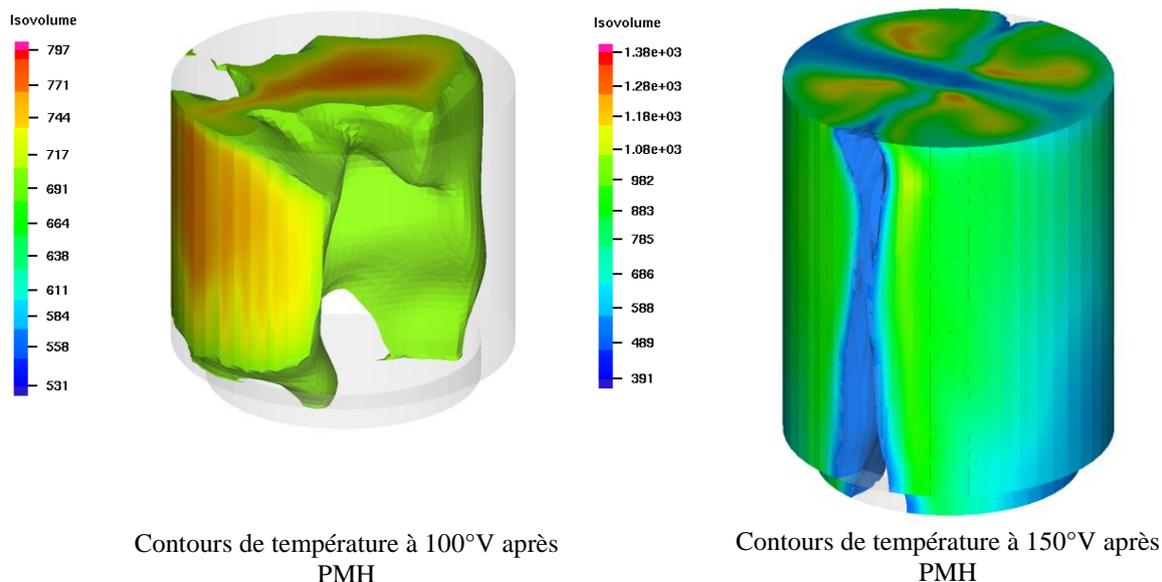


Figure 4. 9 : Contours iso-volume du jet et de la température pour MOD100

IV.6 Investigation de la combustion dans MCI en mode dual-fuel

Les moteurs dual-fuel sont une voie intéressante pour la valorisation des biogaz. Ces moteurs utilisent à la fois un mélange de GNV et de gazole. Le mélange gaz-air est allumé par un combustible pilote (gazole). Celui-ci est injecté directement dans la chambre de combustion, tandis que le gaz est introduit dans le conduit d'admission.

Cette partie est consacrée à l'étude de l'influence de l'injection de différentes quantités de CH_4 sur la combustion et l'évolution de la formation des gaz polluants dans un moteur dual fuel en utilisant le code CONVERGE.

A propos ces quantités de CH_4 (M0D100, M50D50, M55D100, M60D40, M65D35, M70D30, M75D25, M80D20, M85D15, M90D10) présentées dans le tableau (4.6), on étudie l'influence de GNV à partir des profils des pressions, taux de chaleur, température et des émissions de gaz polluants (Suies, NO_x).

Le GNV, qui est principalement constitué de méthane, offre de nombreux avantages économiques et environnementaux. La composition du gaz naturel est donnée dans le tableau (4.7).

	Diesel [g/cycle]	Méthane [g/cycle]
M0D100	$4,4 \cdot 10^{-2}$	0
M5050	$2,2 \cdot 10^{-2}$	$2,2 \cdot 10^{-2}$
M55D45	$1,98 \cdot 10^{-2}$	$2,42 \cdot 10^{-2}$
M60D40	$1,76 \cdot 10^{-2}$	$2,64 \cdot 10^{-2}$
M65D35	$1,54 \cdot 10^{-2}$	$2,86 \cdot 10^{-2}$
M70D30	$1,32 \cdot 10^{-2}$	$3,08 \cdot 10^{-2}$
M75D25	$1,1 \cdot 10^{-2}$	$3,3 \cdot 10^{-2}$
M80D20	$0,88 \cdot 10^{-2}$	$3,52 \cdot 10^{-2}$
M85D15	$0,66 \cdot 10^{-2}$	$3,74 \cdot 10^{-2}$
M90D10	$0,44 \cdot 10^{-2}$	$3,96 \cdot 10^{-2}$

Tableau 4. 6 : Les différentes quantités de CH₄ pour le MCI dual fuel

Hydrocarbure	Pourcentage [%]
CH ₄	91,066
C ₂ H ₆	6,633
C ₃ H ₈	1,985
C ₄ H ₁₀	0,405
C ₅ H ₁₂	0,005
N ₂	0,100
CO ₂	0,092
O ₂	0,01

Tableau 4. 7 : Composition volumique du gaz naturel utilisé

- *Spécifications d'injections d'un moteur dual fuel :*

Système d'injection du carburant		
Fuel	Df2 'C7H16'	GNV 'CH4'
Pompe d'injection	Bosch type P.7100	-
Mode d'injection	Profil	par carburation
Température de fuel	344K	355K
Angle entre les jets	125 deg	-
Débuts d'injection	8 deg Avant PMH	255 deg Avant PMH
Durée d'injection	23 deg	100 deg
Diamètre des becs	2.59E-01 mm	-
Nombre de bec	2	-

Tableau 4. 8 : Description des caractéristiques du système d'injection du moteur dual fuel

IV.6.1. Comparaison des résultats d'un moteur diesel et un moteur dual-fuel

- **Comparaison de pression**

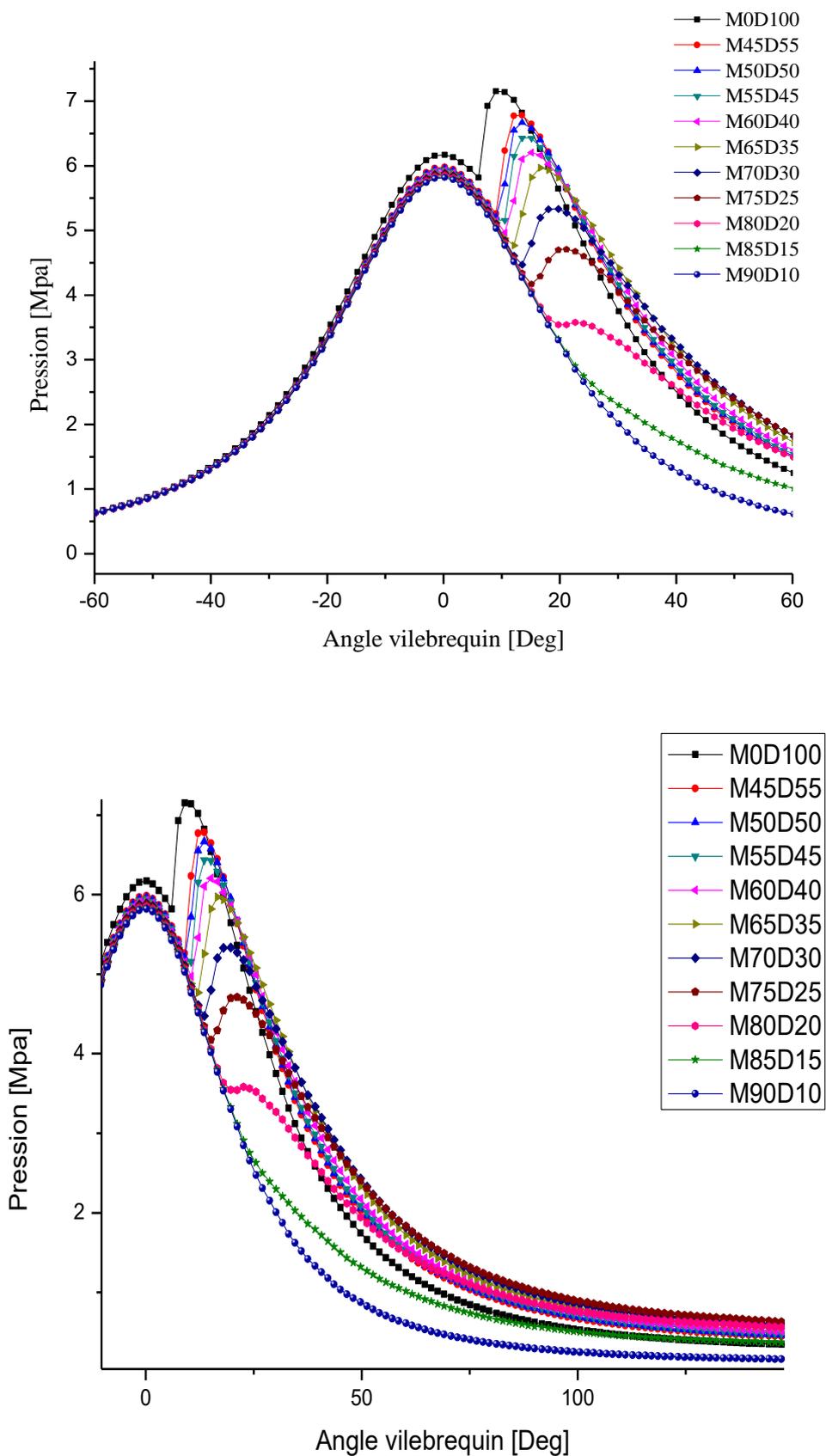


Figure 4. 10 : Evolution des pressions en fonction du degré de vilebrequin

La figure (4.10) représente l'évolution de la pression en fonction du degré d'angle vilebrequin pour les différents cas. On remarque que la pression la plus élevée est celle du diesel pur, et diminue progressivement en diminuant la quantité du gazole et en ajoutant la quantité de CH_4 jusqu'au cas M85D15 et M90D10 où on n'a pas de combustion à cause de la faible quantité de diesel. Dans le cas M80D20 on a une mauvaise qualité de la combustion.

- **Comparaison de taux de chaleur dégagée**

La figure (4.11) représente l'évolution des taux de chaleur dégagée par degré de vilebrequin pour les différents cas. On observe une augmentation rapide de taux de la chaleur pour la plupart des carburants testés qui signifie la combustion. Par contre on observe que la chaleur dégagée par la combustion de M80D20 et M85D15 est faible en comparaison aux autres carburants testés, ceci signifie la mauvaise qualité de la combustion qui provoque ensuite le problème du cliquetis. Notez que le cliquetis est un phénomène néfaste, voire fatal dans certains cas, qui crée des vibrations pour les moteurs et notamment ceux en fonctionnement dual-fuel. Des informations plus détaillées sur ce problème peuvent être trouvées dans la référence [41].

Finalement on observe que la chaleur dégagée par la combustion de M90D10 est très faible ce qui signifie qu'on n'a pas de combustion. Notez que d'après l'analyse de la figure (4.11) on observe que la chaleur dégagée par la combustion est plus importante dans le cas M45D55. De plus, il est clair que les mélanges des carburants M/D affichent un délai d'auto inflammation plus long par rapport au diesel pur.

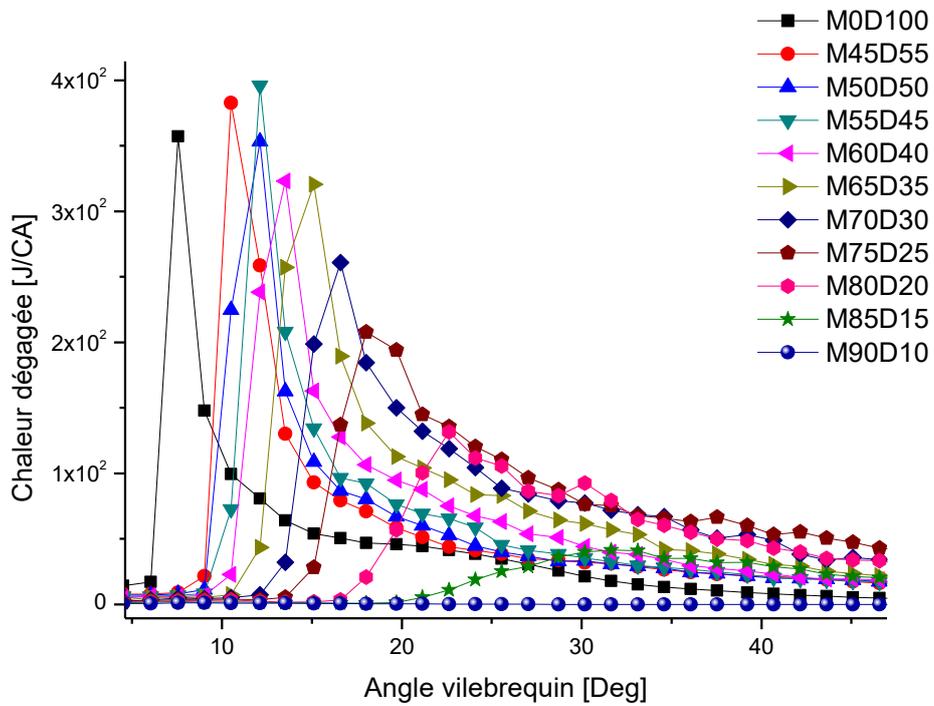
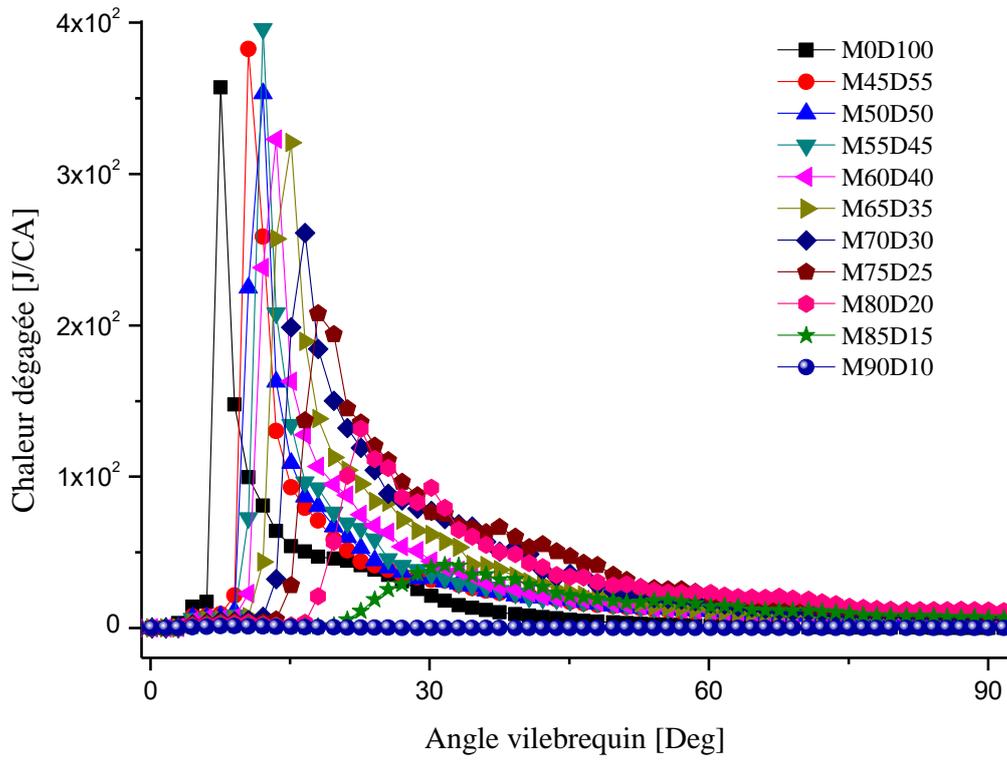


Figure 4. 11 : Taux de chaleur dégagé en fonction de l'angle de vilebrequin

- **Comparaison des suies**

La figure (4.12) représente l'évolution des suies en fonction de l'angle de vilebrequin pour les différents fuels. On remarque que la quantité des suies produites par les carburants augmente jusqu'à sa valeur maximale au tour de PMH, puis elle diminue à la fin de la phase de diffusion. Nous observons que les émissions des suies dans le cas où le moteur est alimenté en mode dual-fuel (avec un mélange M/D) sont nettement réduites par rapport aux autres cas testés à cause de la teneur de CH_4 qui favorise la combustion.

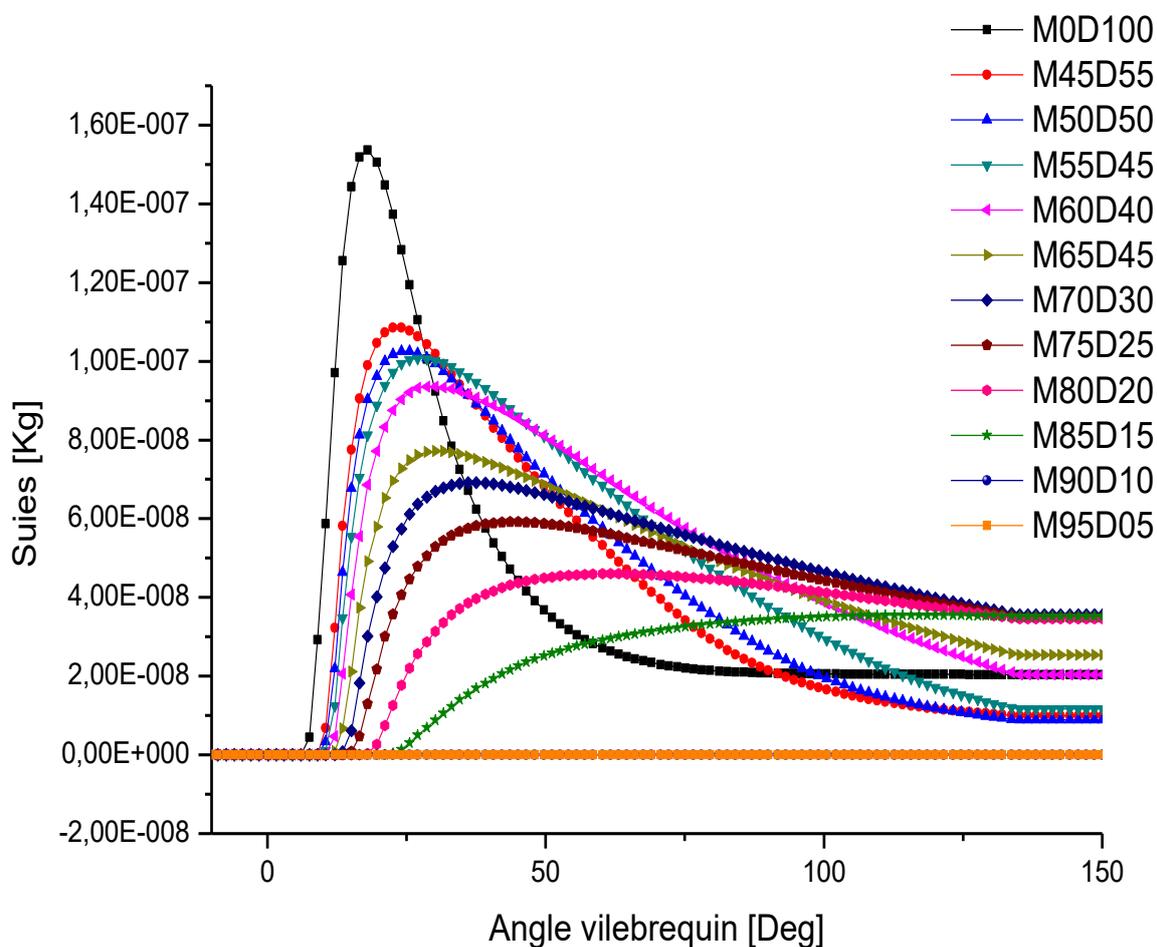


Figure 4. 12 : Prédiction des suies en fonction de l'angle du vilebrequin

- **Comparaison de NOx**

La figure (4.13) représente l'évolution des oxydes d'azote en fonction de l'angle de vilebrequin pour les différents fuels. On remarque que la combustion aux charges élevées (M80D20 et M85D15) émis une masse des NOx moins par rapport aux autres carburants, mais risque

d'entrer dans un régime cliquetant dangereux pour le moteur. Par contre les autres mélanges M/D émis des NO_x plus importants par rapport au diesel (M0D100). Ceci est probablement dû à la température élevée dans la chambre de combustion.

- **Comparaison de CO**

L'évolution des oxydes de carbone CO en fonction de l'angle de vilebrequin pour les carburants testés est illustrée sur la figure (4.14). On remarque sur cette figure que pendant le délai d'auto inflammation, la fraction massique de CO reste presque constante et juste avant l'allumage, le taux de réaction monte rapidement et on aura une augmentation rapide de la masse qui traduit la combustion. Cette masse tend à se stabiliser à la fin de la phase de combustion de diffusion. Ainsi, cette figure montre que les émissions de CO sont aussi plus faibles en dual-fuel pour tous les mélanges M/D que pour le diesel (M0D100)

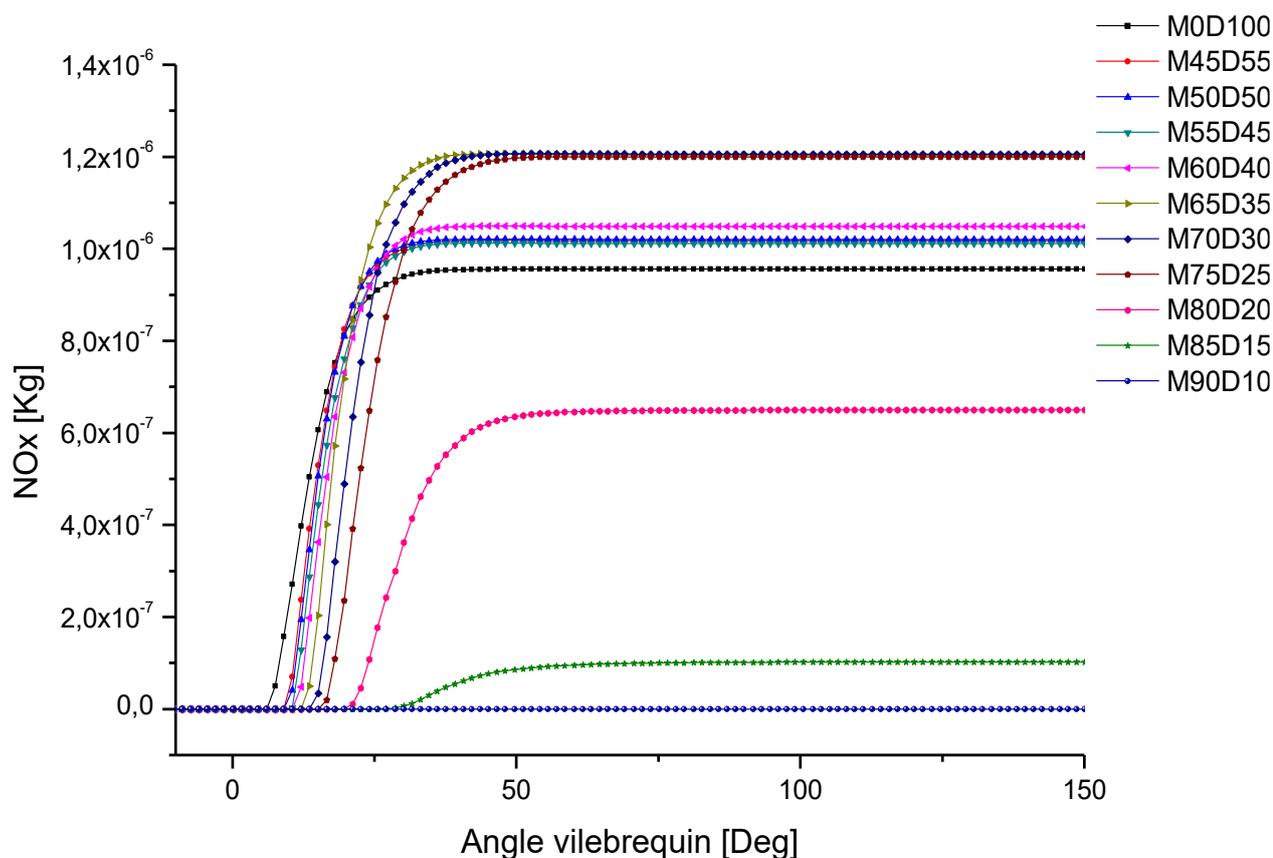


Figure 4. 13 : Prédiction des NO_x en fonction de l'angle du vilebrequin

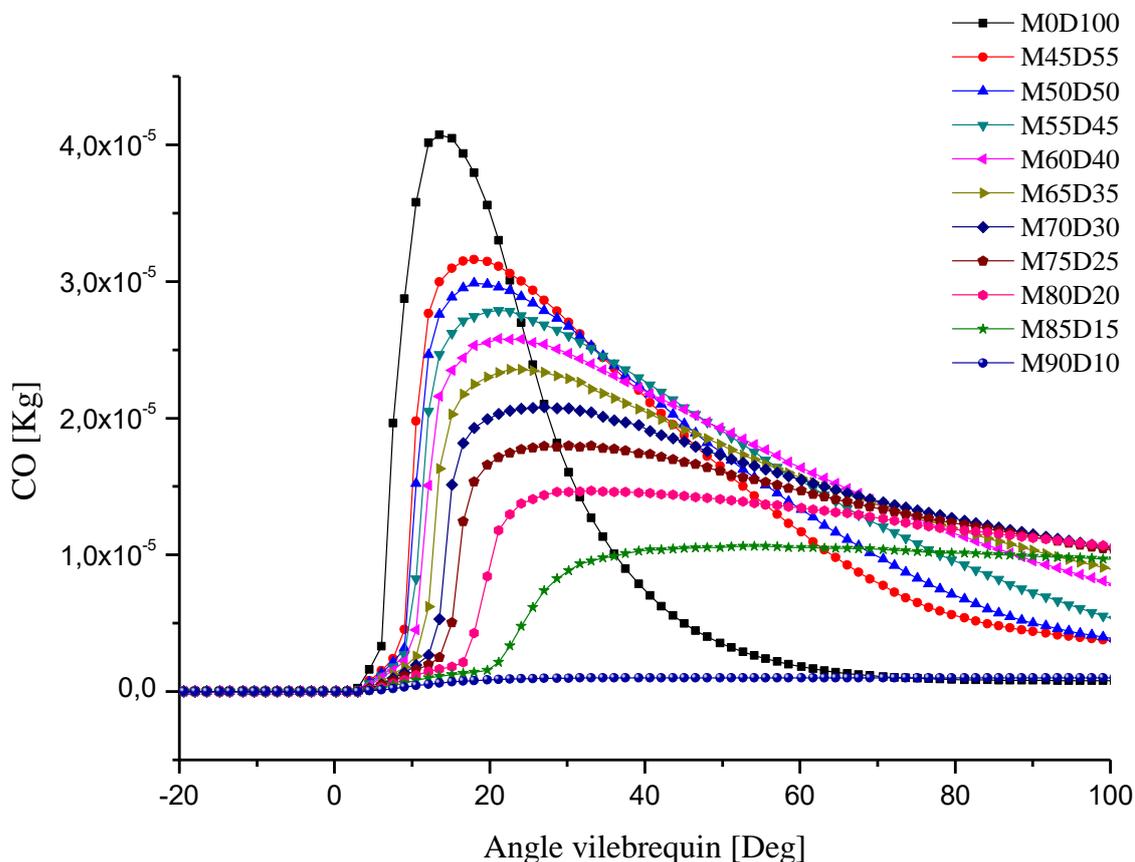


Figure 4. 14 : Prédiction des CO en fonction de l'angle du vilebrequin

IV.7.Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons commencé par une description de moteur MK-DIR 620-145. Ensuite on a décrit le choix des différents paramètres de calcul numérique et le domaine de calcul de code CONVERGE V2.2.0. On a ajusté et validé les résultats numériques de la combustion pour un moteur diesel à injection directe et ensuite pour un moteur dual fuel. Les résultats obtenus pour les différents mélanges des carburants M/D nous donnent l'analyse comparative suivante :

- Le résultat de pression était en bon accord avec la pression mesuré.
- Le modèle SAGE est fort capable de prédire le phénomène de combustion au sein de la chambre de combustion pour les deux modes d'injection.
- Concernant les émissions polluantes, nos résultats appuient le fait que l'utilisation du gaz naturel en fonctionnement dual-fuel est une technique très efficace pour réduire les émissions de suie particulièrement aux charges élevées où elles sont importantes en fonctionnement diesel.
- Aux charges très élevées des mélanges M/D, le moteur entre dans un régime cliquetant qui peut bien l'endommager.

On conclue que le meilleur cas dans ce travail c'est M55D45. Ces résultats ont été confirmés par d'autres recherches [42,43]

Conclusion Générale

Conclusion générale

La pollution atmosphérique et le réchauffement climatique provoqués par les émissions de gaz à effet de serre sont devenus un des sujets de première importance dans le monde entier. La contribution des moteurs à ce fléau est importante ; Un grand nombre de travaux de recherche a été mené dans le but d'améliorer la combustion et de réduire les gaz polluants.

Le mode de combustion dual-fuel au gaz naturel est une technique intéressante dans les moteurs, tant sur le plan économique qu'environnemental. Cependant, pour être plus attrayant, quelques aspects doivent être améliorés ; donc, les défis environnementaux et économiques ont motivé plusieurs gouvernements à augmenter les infrastructures pour le gaz naturel en vue d'une meilleure utilisation par les véhicules aussi bien que par les moteurs stationnaires.

En garantissant le respect des normes antipollution les plus sévères, le gaz naturel pour véhicules (GNV) se positionne donc comme l'un des carburants routiers de substitution aux dérivés directs du pétrole les mieux adaptés, surtout pour les applications urbaines.

Une investigation numérique de combustion turbulente dans un moteur dual-fuel au gaz naturel (CH₄) a été réalisée afin de caractériser la combustion ainsi que les émissions polluantes d'un moteur diesel conventionnel à injection direct.

Le code de calcul CONVERGE V2.2.0 a été validé par des résultats expérimentaux. Cet outil pourra servir comme premier moyen, afin d'étudier différentes techniques d'amélioration de ce type de moteur, en vue du développement de cette catégorie de motorisation au mode dual fuel. Les résultats expérimentaux relevés sur banc d'essai moteur MK DIR 620-145 de l'Ecole Centrale de Lyon (France) sont exploités afin de valider ceux obtenus par la simulation.

Ce travail nous a permis de développer les calculs au point de vue performances et écologiques du moteur diesel et de franchir le domaine de la simulation numérique à l'aide du code de calcul CONVERGE qui traite les écoulements turbulents réactifs. Il nous a également permis d'atteindre les objectifs suivants :

- la connaissance approfondie des phénomènes intra-cycle dans un moteur dual fuel, l'évolution de combustion et les mécanismes de formation des émissions des gaz polluants. De même, ses illustrations de contours scalaires (jet, température) ont été présentées et discutées

- Les gaz naturels et les GNV (CH_4) peuvent être considérés comme des carburants alternatifs pour un moteur dual fuel. L'utilisation de ces carburants permet de réduire les émissions polluantes.
- La simulation numérique est un outil très important pour le développement des moteurs. Elle est généralement préférée pour évaluer des conceptions initiales et elle permet d'essayer plusieurs conceptions avec un coût minimal.
- La fonction de moteur diesel en mode dual fuel qui consiste à doser et à injecter le carburant GNV dans la chambre de combustion occupe une place centrale dans les moteurs Diesel, du fait que la puissance délivrée par le moteur et ses émissions sont liées directement à la masse de GNV injectée. Donc la quantité de carburant injectée joue le rôle principal dans toute procédure concernant l'optimisation des performances de ces moteurs.
- Prise en main du code de calcul : Maîtriser le paramétrage des fichiers d'entrée du code de calcul, l'exploitation des fichiers de résultats à l'aide du post-processeur qui permet la valorisation des différents résultats à travers l'analyse des champs scalaires (spray-température) dans le but d'une meilleure compréhension des phénomènes liés à la combustion turbulente dans des géométries complexes telle que le moteur Diesel. La caractéristique importante de converge est qu'il soit un code « avec sources ouvertes » ce qui permet l'accès aux divers modules existants, ces derniers peuvent être modifiés selon les demandes de l'utilisateur.

Perspectives

Les recherches futures pourraient être orientées vers l'optimisation du processus de combustion et formation des polluants dans le moteur dual fuel en optimisant les mélanges D/M/Air (optimisation d'injection, swirl, turbulence, EGR). Aussi, sur le plan des coûts, l'utilisation d'un dispositif industriel fiable permettant de produire des mélanges stœchiométrique. Par ailleurs, il serait également intéressant de réduire les gaz polluants à travers les codes de calcul comme CONVERGE qui permettent de mieux comprendre le phénomène combustion au sein de la chambre de combustion d'un moteur à combustion interne.

Bibliographie

- [1] Laurie PESANT. Elaboration d'un nouveau système catalytique à base de carbure de Silicium (β -SiC) pour la combustion des suies issues des automobiles à moteur Diesel, Thèse de Doctorat à l'Université de Louis Pasteur, 2005.
- [2] Karima BOUSSOUARA. ETUDE DES EMISSIONS POLLUANTES ET DES MOYENS DE DEPOLLUTION DANS LES MOTEURS A COMBUSTION INTERNE, thèse de doctorat à l'université de constantine, 2010.
- [3] Olivier GRONDIN. Modélisation du moteur à allumage par compression dans la perspective du contrôle et du diagnostic. Thèse de Doctorat à l'Université de Rouen, 2004.
- [4] P. Sovanna. Moteurs thermiques : particularités du moteur diesel, 2004.
- [5] P. Sovanna. Moteurs thermiques : fonctionnement du moteur, 2004.
- [6] H. Bousbaa, Moteur à combustion interne, **2016**.
- [7] A. Haupais. Combustion dans les moteurs Diesel, Techniques de l'Ingénieur, pp. 1-33, 1994.
- [8] G. H. Abd Alla, A. Solimane, O. A. Badr and M. F. Abd Rabbo. Effect of pilot fuel quantity on the performance of a dual fuel engine. Energy conversion & management 41:559-572, 2000.
- [9] N. J. Beck, W. P. Johnson, A. F. George, P. W. Peterson, B. van der Lee, and G. Klopp. Electronic fuel injection for dual fuel diesel methane. SAE Paper no. 891652, 1989.
- [10] R. R. Raine, A performance model of dual fuel (diesel/natural gas) engine. SAE Paper no.900387, 1990.
- [11] A. Bilcan, Contribution à l'étude du cycle thermodynamique de moteur fonctionnant en dual fuel. Thèse de doctorat, ENSTIM de Nantes, 2003.
- [12] A. Ibrahim, S. bari, Optimization of a natural gas SI engine employing EGR strategy using two-zone combustion model, Fuel, Vol. 87, p. 1824-1834, 2008.
- [13] <http://www.iangv.org> : Sustainable Transport: NGVs Sourcebook for Policy-makers in Developing Cities, Report - GTZ Division 44, 2008.
- [14] GA. Karim, MO. Khan. Examination of effective rates of combustion heat release in a dual-fuel engine. JSME, Vol.10, 1968.
- [15] GA. Karim, A review of combustion processes in the dual fuel engine-the gas diesel engine. Progr Energy Combust Sci, Vol. 6, p. 277-85, 1980.

- [16] R.G. Papagiannakis, C.D. Rakopoulos, D.T. Hountalas, D.C. Rakopoulos, Emission characteristics of high speed, dual fuel, compression ignition engine operating in a wide range of natural gas/diesel fuel proportions, *Fuel*, Volume 89, Issue 7, p. 1397-1406, July 2010.
- [17] B.B. Sahoo a, N. Sahoo b, U.K. Saha b, Effect of engine parameters and type of gaseous fuel on the performance of dual-fuel gas diesel engines-A critical review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 13, p. 1151–1184, 2009.
- [18] OMI. Nwafor. Effect of choice of pilot fuel on the performance of natural gas in diesel engines. *Renewable Energy*, Vol. 21(3/4), p. 495–504, 2000.
- [19] S. Bari. Effect of carbon dioxide on the performance of biogas/diesel dual-fuel engine. *Renewable Energy*, Vol. 9 (1-4):1007–10, 1996.
- [20] H.J. Schollmeyer, R. Wegener, Effect of gas properties on the operation of natural gas vehicles. 2001 International Gas Research Conference, Amsterdam, 2001.
- [21] H. M. Cho, B.Q. He, Spark ignition natural gas engines-A review. *Energy Conversion and Management*, Vol. 48, p. 608-618, 2007.
- [22] M. Barth, T. Younglove, G. Scora, Development of a Heavy-Duty Diesel Modal Emissions and Fuel Consumption Model, University of California, Riverside, California PATH Research Report, UCB-ITS-PRR-2005-1.
- [23] U. Spicher, H.P Kollmeier, Detection of flame propagation during knocking combustion by optical fiber diagnostics. *SAE Technical Paper*, (861532), 1986.
- [24] J.C. Guibert, *Carburant et moteurs*. Technip, 1987.
- [25] P. Lino, B. Maione, C. Amorese, Modelling and predictive control of a new injection system for compressed natural gas engines. *Engineering Practice*, Vol. 16, p. 1216-1230, 2008.
- [26] Jia, M. and Xie, M., “A Chemical Kinetics Model of Iso-Octane” Oxidation for HCCI Engines”, *Fuel*, Vol. 85, pp. 2293-2604, 2006.
- [27] K.J. Richards, P.K. Senecal, and E. Pomraning, «A Three-Dimensional Computational Fluid Dynamics Program for Transient or Steady State Flows with Complex Geometries »,
- [28] R. Aglave, « CFD simulation of combustion Using Automatically Reduced Reaction Mechanisms: A Case for Diesel Engine », these de doctorat, University of Heidelberg 2007.
- [29] C. Correa, « Combustion Simulations in Diesel Engines using Reduced Reaction Mechanism », thèse de doctorat, University of heidelberg 2000.
- [30] R.D. Reitz, «Computer Modeling of Sprays, Mechanical Engineering Department », University of Wisconsin Madison, WI 53706, 1996.
- [31] D. Jung and D. N. Assanis, « Multi-zone Diesel spray combustion model for cycle

- simulation studies of engine performance and emissions », SAE paper 2001-01-1246, 2001.
- [32] J.B. Heywood, «Internal combustion engine fundamentals», Ed: Mc Graw Hill, 930 p, 1988.
- [33] N.S. Ayoyb, and Rolf D. Rritz, «Multidimensional Modeling of Fuel Composition Effects on Combustion and Cold starting in Diesel Engines». SAE Technical paper 952425, 1995.
- [34] C. Baumgarten, « Mixture Formation in Internal Combustion Engines », ISBN-10-3-540-30835-Springer-Verlag Berlin Heidelberg New York, 2006.
- [35] P. Belardini and C. Bertoli, «Multi-Dimensional Modeling of Combustion and Polluants Formation of New Technology Light Duty Diesel Engines », Rev. IFP, Vol.54, 1999.
- [36] F. Pischinger, H. Schutle, J. Hansen, «The Diesel engine's future », VDI-Congress, Wolfsburg, 1988.
- [37] H. Hiroyasu, «Diesel Engine Combustion and Its Modeling », International Symposium Comodia 94, Japan 1994.
- [38] V. Karel, M. Jan, B. Konstantinos, « Simulation of combustion in a heavy duty diesel engine with focus on soot formation »
- [39] N. L. Johnson, The Legacy and Future of CFD at Los Alamos, proceedings of the 1996 Canadian CFD Conference Invited talk. Ottawa, Canada June 3-4, 1996
- [40] C. M. Rhine and W. L., « numerical study of the turbulent flow past an airfoil with trailing edge separation», Vol.21, N. 11, 1983.
- [41] Lounici mohand said, «Contribution à la réduction de la pollution urbaine en Algérie par recours à l'utilisation de carburants alternatifs » Thèse de doctorat à l'université M'hamed Bougara, 2011
- [42] www.erc.wisc.edu/chemicalreaction.php
- [43] CONVERGE™ 2.2.0, Quick setup guide: dual fuel-combustion modeling, Published on 2014.
- [44] Apoorv P. Talekar, Ming-Chia Lai, Ke Zeng, Bo Yang, Marcis Jansons, Simulation of Dual-Fuel-CI and Single-Fuel-SI Engine Combustion Fueled with CNGSAE Technical Paper 2016-01-0789, 2016, doi:10.4271/2016-01-078