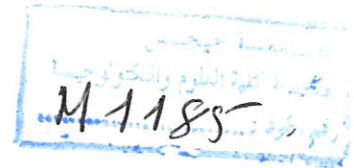


République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

Université de Jijel
Faculté des Sciences & de la Technologie
Département de Génie Mécanique

M/GM.ENE
2012/02

01/02



**Mémoire de fin d'étude en vue de l'obtention du
diplôme de Master en Génie Mécanique
Option : Energétique**

Thème



**CONTRIBUTION A L'ETUDE DE LA
COMBUSTION DANS LES MOTEURS
DIESEL**

Encadré par:

Mme Khallil Seloua

Réalisé par:

Souici Mohcen
Benbrika Khaled

Promotion 2012

Remerciements

Nous remercions Dieu le tout puissant qui nous a accordé l'aide, le courage et la volonté sans lesquels ce travail n'aurait pas même eu la chance de débiter.

En premier lieu, nous tenons à exprimer notre profonde gratitude à Mme KHALLIL Saloua, Maître assistante à l'université de Jijel, pour avoir dirigé notre travail et pour la confiance et l'intérêt qu'elle nous a témoignés tout au long de l'élaboration de ce mémoire. Nous lui sommes très reconnaissants pour le suivi régulier et formateur reçu durant ces mois de travail.

Nos vifs remerciements vont aux membres du jury qui ont accepté de prendre de leur temps pour examiner notre travail.

Nous voudrions aussi adresser nos remerciements à tous les professeurs de Département de Génie Mécanique de l'Université de Jijel qui nous ont donné des connaissances et des expériences efficaces pendant notre cursus universitaire.

Merci à celles et ceux qui auront à lire tout ou une partie de ce manuscrit et qui y trouveront un intérêt quelconque.

Dédicace

A ma chère mère.

A mon cher père.

A mes chers sœurs et frères.

A toute ma famille.

A tous mes amis.

Khaled

Dédicace

Je dédie ce travail à tous ceux qui m'ont suivi et m'ont apporté pendant les périodes de doutes.

Je remercie chaleureusement :

Mes très chers parents pour avoir donné l'impulsion, les encouragements, le soutien, les conversations, l'amitié, qui m'ont soutenu tout au long de mes études. J'espère qu'ils seront fiers de moi, que Dieu les garde.

Mon très cher frère Ala Eddine, mes très chères sœurs Ismahane, Widad et Sana que j'aime fortement.

Ma grande famille et surtout ma grand-mère Mama Aziza et ma tante, son époux et ses enfants Hmida, Mouha, Madina et Mira qui ont tant prié pour que je réussisse dans mes études.

Mes très chers amis de quotidien qui ont toujours été à mes cotés et proches de mon cœur : Fateh, Nadjib, Souad, Salima, Mouna...

Nounouss

Résumé

Pendant ces dernières décennies, les normes anti pollution destinées au secteur d'automobile posées à cause de la dégradation de la qualité de l'air et le réchauffement climatique ont imposé la recherche des technologies plus propres et plus économiques.

Dans ce présent mémoire, nous avons réalisé une simulation numérique des écoulements pendant les phases de fonctionnement d'un moteur Diesel à injection direct par un code KIVA II où on a un modèle de combustion turbulente diesel dont le mécanisme comprend des modèles de chimie d'équilibre et de cinétique en introduisant deux différentes formes géométriques de la chambre de combustion afin d'extraire et de comparer les concentrations des différentes espèces polluantes CO,CO₂ et NO et les contours des isothermes.

Mots clés: code KIVA II, moteur diesel, combustion turbulente, la chambre de combustion, gaz polluant.

Nomenclature

Lettres latines

a	quantité sans dimension utilisée conjointement avec la méthode <i>PGS</i> (<i>Pressure Gradient Scaling</i>).
A_{fr}, A_{br}	constantes du facteur préexponentiel respectivement pour les sens directes et inverse de la réaction chimique n°r
b	Facteur de décentrage entre deux gouttes entrant en collision
a_{mr}, b_{mr}	coefficients stoechiométriques de la réaction n°r
C_l	Chaleur spécifique du carburant liquide [$J.kg^{-1}.K^{-1}$]
C_p	Chaleur spécifique du mélange à pression constante [$J.kg^{-1}.K^{-1}$]
D	Diffusivité (loi de Fick) [$m^2.s^{-1}$]
E_{fr}, E_{br}	Températures d'activation pour les sens directes et inverse de la réaction n°r respectivement
\vec{F}^s	Terme source obtenu en sommant la quantité de mouvement de toutes les gouttelettes a la position x et au temps t [$N.m^{-3}.s^{-1}$]
g	Accélération due à la gravité [$m.s^{-2}$]
$(\Delta h_f^0)_m$	Enthalpie de formation de l'espèce m au zéro absolu [$J.mole^{-1}$]
h_m	Enthalpie spécifique de l'espèce m [$J.kg^{-1}$]
I	Energie interne spécifique du mélange [$J.kg^{-1}$]
$Id3$	Matrice identité
\vec{J}	Vecteur densité de flux de chaleur [$W.m^{-2}$]
k	Energie cinétique turbulente [$J.kg^{-1}$]
K	Conductivité [$W.m^{-1}.K^{-1}$]
P	Pression du mélange [$N.m^{-2}$]
\dot{Q}^c	Terme source qui représente l'énergie produite ou consommée par les réaction chimique [$J.m^{-3}.s^{-1}$]
\dot{Q}^s	Terme source qui représente l'énergie fournie ou absorbée par le spray [$J.m^{-3}.s^{-1}$]
R_0	Constante universelle des gaz parfaits [$J.mole^{-1}.K^{-1}$]
r_{32}	Rayon moyen de Sauter d'un nuage de goutte [cm]
t	Variable temps [s]

T	Température du mélange [K]
\vec{u}	Vecteur vitesse du mélange de composantes (u, v, w)
W_m	Masse molaire de l'espèce m [$kg.mole^{-1}$]
y	déformation de la sphéricité

Lettres grecques

δ_{m1}	Symbole de kronecker valant 1 si $m=1$ et 0 sinon
ε	Taux de dissipation de l'énergie cinétique turbulente [$m^2 .s^{-3}$]
σ	Tenseur des contraintes visqueuses [$N .m^{-2}$]
ρ	Masse volumique du mélange [$kg.m^{-3}$]
ρ_m	Masse volumique de l'espèce m [$kg.m^{-3}$]
$\dot{\rho}_m^c$	Termes sources d'origine chimique [$kg.m^{-3}$]
$\dot{\rho}^s$	terme source obtenu en sommant le taux de variation de la masse de toutes les gouttelettes a la position x et au temps t [$kg.m^{-3}.s^{-1}$]
λ, μ	Coefficients de viscosité [$kg.m^{-1}.s^{-1}$]

Nombres sans dimension

Nu_d	Nombre de Nusselt à la surface de la gouttelette d
Pr	Nombre de Prandtl du mélange gazeux
Pr_d	Nombre de Prandtl à la surface de la gouttelette d .
Re_d	Nombre de Reynolds basé sur la diamètre de la gouttelette
Sc	Nombre de Schmidt du mélange gazeux.
Sc_d	Nombre de Schmidt à la surface de la gouttelette d
Sh_d	Nombre de Sherwood pour le transfert de masse à la surface de la gouttelette
W_e	Nombre de Weber.

Liste des figures

Figure I.1. Chambre ouverte (moteur à quatre temps Stork).....	5
Figure I.2. Chambre fermée (moteur à quatre temps).....	6
Figure I.3. Résumé de quelques intearaction Spray/Combustion/Turbulence.....	7
Figure I.4. Schéma descriptif.....	8
Figure II.1. Organigramme du code KIVA-II, Amsden (1989).....	30
Figure III.1. Les 5 types du maillage valables au Code KIVA II.....	35
Figure III.2. Profile d'une 1ère chambre de combustion représentée par les points utilisés par le générateur de maillage du code KIVA II.....	36
Figure III.3. Profile de la 2 ^{ème} chambre de combustion représentée par les points utilisés par le générateur de maillage du code KIVA II.....	38
Figure III.4. Les maillages générés à différentes positions du piston pour les deux formes géométriques.....	41
Figure III.5. Les contours des fractions massiques de la consommation du carburant à la position (-2°) avant le PMH pour les différentes formes.....	44
Figure III.6. Isothermes aux PMH et (15°) après le PMH pour les différentes formes.....	45
Figure III.7. Les contours des fractions massiques du CO à la position (15°) après le PMH pour les différentes formes.....	46
Figure III.8. Les contours des fractions massiques du CO ₂ à la position (15°) après le PMH pour les différentes formes.....	47
Figure III.9. Les contours des fractions massiques du NO à la position (15°) avant le PMH pour les différentes formes.....	48

Liste des tableaux

Table I.1. Evolution des normes européennes concernant les émissions polluantes de moteurs Diesel	9
Table I.2. Propriétés des polluants.....	11
Table II.1. Constituants chimiques disponible dans le code KIVA II.....	22
Table II.2. Valeur des coefficients des constants d'équilibre de réaction d'équilibre.....	23
Table III.1. Caractéristiques du moteur.....	33
Table III.2. Paramètres physiques de carburant.....	33
Table III.3. ipo, kpo, rpo et zpo des différents points du profil de la 1 ^{ère} chambre de combustion.....	37
Table III.3. ipo, kpo, rpo et zpo des différents points du profil de la 2 ^{ème} chambre de combustion.....	39

Sommaire

Remerciements

Dédicaces

Résumé

Nomenclature

Liste des figures

Liste des tableaux

Sommaire

Introduction générale 1

Chapitre I

GENERALITES

I.1. Introduction.....	3
I.2. Classification des moteurs Diesel.....	3
I.3. Avantages et inconvénients du moteur Diesel.....	4
I.4. Chambre de combustion.....	5
I.4.1. Moteur à chambre ouverte.....	5
I.4.2. Moteur à chambre fermée.....	6
I.5. La combustion dans les moteurs Diesel.....	6
I.6. Les émissions polluantes du moteur Diesel.....	7
I.7. Formation et caractéristiques des gaz de combustion polluants.....	10
I.7.1. Caractères spécifiques de la combustion turbulente.....	10
I.7.2. Réactions de dissociation thermique.....	10
I.7.3. Formation du monoxyde de carbone.....	12
I.7.4. Formation d'oxydes d'azotes.....	12
I.7.5. Hydrocarbures.....	13
I.8. Solutions proposées pour la réduction des émissions polluantes.....	13
I.9. Etude bibliographique.....	14
I.10. Objectif du travail.....	15

Chapitre II

FORMULATION MATHÉMATIQUE

II.1. Introduction.....	16
II.2. Aperçu historique sur le code KIVA-II.....	16
II.3. Phase continue (phase gazeuse).....	17
II.3.1. Equation de continuité pour l'espèce m.....	17
II.3.2. Equation de continuité pour le mélange.....	18
II.3.3. Equation de conservation de quantité de mouvement.....	18
II.3.4. Equation de conservation de l'énergie interne.....	19
II.3.5. Equations de la turbulence.....	19
II.3.5.1. Equation de transport de l'énergie cinétique turbulente.....	19
II.3.5.2. Equation de transport du taux de dissipation de l'énergie cinétique turbulente.....	20
II.4. Réaction chimique.....	21
II.4.1. Réaction chimique globale.....	21
II.4.2. Réactions chimiques d'équilibre.....	22
II.4.3. Réactions chimiques cinétiques.....	23
II.5. Phase dispersée (phase liquide).....	24
II.5.1. Collision.....	25
II.5.2. break up (fragmentation).....	26
II.5.3. Evaporation de la goutte.....	27
II.6. Organigramme de calcul du code KIVA-II.....	29

Chapitre III

RESULTATS ET DISCUSSIONS

III.1. Introduction.....	32
III.2. Spécification du moteur.....	32
III.3. Paramètres physiques de carburant utilisé.....	33
III.4. Génération du maillage.....	34
III.5. Formes géométriques utilisées.....	36
III.6. Discussion des résultats.....	42
Conclusion	49
Références bibliographiques	

*Introduction
générale*

Introduction générale

Malgré une tendance générale au monde vers les énergies renouvelables, les ressources d'énergie fossile restent dominantes et donc les processus de combustion ont toujours le rôle important dans la vie quotidienne et dans les procédés industriels, mais ils ne sont pas encore complètement maîtrisés.

Le fonctionnement des moteurs diesel est basé sur une combustion turbulente d'un carburant qui est stocké sous forme liquide puis injecté dans la chambre de combustion sous la forme d'un nuage de gouttelettes (spray) tout en s'évaporant. La combustion aura lieu au sein de la vapeur de combustible en produisant des émissions polluantes (CO, NO_x, HC) en plus de la vapeur d'eau et de CO₂ qui provoque l'effet de serre.

Les carburants utilisés sont des ressources d'énergie épuisables, d'où la nécessité d'une combustion plus économique. D'autre part les polluants sortant des échappements présentent un problème de première importance pour l'humanité actuellement. Dans ce sens, il est nécessaire d'optimiser les paramètres des modes opératoires et géométriques des processus de combustion, afin de minimiser les émissions polluantes et la consommation en carburant tout en répondant aux demandes des consommateurs en ce qui concerne les performances des moteurs.

Depuis un demi-siècle, des réglementations anti-pollution de plus en plus sévères imposent une réduction de toutes les émissions polluantes. Ces motivations législatives et économiques ont poussées les constructeurs à développer les recherches afin de comprendre, de prédire et de contrôler l'ensemble des phénomènes de combustion (délai d'auto-inflammation, formation du mélange...). Pour cela, deux voies principales sont explorées: la mesure expérimentale et la modélisation numérique, et comme la voie expérimentale pour l'étude des systèmes complexes de la combustion est difficile et coûteuse, la simulation numérique est devenue la meilleure voie pour l'investigation et le développement de ces systèmes.

Dans ce sens et pour les moteurs Diesel, plusieurs solutions techniques sont appliquées qui ont contribué à améliorer leurs performances et à réduire leurs émissions polluantes. Parmi ces solutions, on peut citer :

- Forte tendance vers la combustion en injection directe qui assure une consommation plus faible;
- Evolution de la configuration des chambres de combustion et des injecteurs afin de diminuer les émissions surtout d'oxydes d'azote (élevées en cas de la combustion en injection direct).

En effet, la compréhension, la modélisation et éventuellement le contrôle des phénomènes physiques interagissant au sein d'une chambre de combustion permettent non seulement l'amélioration des systèmes actuels mais aussi le développement de nouvelles technologies performantes et propres [1].

Ainsi et Hormis cette introduction et la conclusion générale qui reprend les travaux de l'ensemble des chapitres, le manuscrit est divisé en trois chapitres.

Dans le premier chapitre nous avons présenté des généralités sur les moteurs Diesel, la combustion, les émissions polluantes et les réglementations anti pollution. En fin, nous avons cité l'objectif de ce travail.

Le deuxième chapitre est une présentation générale du code KIVA II et sa formulation mathématique.

Le dernier chapitre comporte les résultats obtenus ainsi que leurs discussions.

Chapitre I



Généralités

Chapitre 1

Généralités

1.1. Introduction

Les moteurs Diesel font partie des moteurs à combustion interne, ils transforment l'énergie calorifique latente du combustible en énergie mécanique. Ils diffèrent des moteurs à explosion selon la manière dont le mélange air combustible est réalisé. Le combustible est injecté, à un instant donné, dans le cylindre. La chaleur nécessaire à l'inflammation est obtenue par compression de l'air.

Historiquement, le moteur Diesel prendra le nom de son inventeur, l'ingénieur allemand RUDOLF DIESEL qui en 1892 a obtenu le brevet d'un moteur à combustion interne utilisant le cycle 4 temps, mais fonctionnant en auto-allumage par injection de combustible en fin de compression d'air pur. En 1895 DIESEL a présenté pour la première fois au public son invention fonctionnant sous le principe décrit ci-dessus. Le combustible employé est alors du charbon pulvérisé. La production des premiers moteurs Diesel a débuté En 1897 par la société MAN puis la société DEUTZ en 1912. Dès ce moment, le moteur Diesel se répand et est utilisé dans les domaines du transport et l'industrie.

1.2. Classification des moteurs Diesel

Suivant le cycle adopté, on trouve deux types: le moteur Diesel à deux temps et à quatre temps. Aussi, on trouve deux grandes familles de moteurs Diesel selon l'injection:

Les moteurs à injection indirecte; où les procédés de la combustion se déroulent dans une chambre divisée. Ils sont largement majoritaires pour les applications aux véhicules de tourisme, du fait d'une puissance massique plus élevée, d'un système d'injection moins coûteux et de bonnes performances sur une large plage de régimes. La consommation plus

élevée les a progressivement fait disparaître pour les applications industrielles et les poids lourds [2].

Les moteurs à injection directe; où l'injection et la combustion se déroulent dans un volume unique situé directement au-dessus du piston. Ce type est caractérisé par des consommations plus faibles, des émissions d'oxydes d'azote plus élevées. Ils sont de loin les plus répandus pour les applications stationnaires, de propulsion navale et pour les moteurs de véhicules poids lourds et utilitaires. Leur utilisation dans les véhicules de tourisme est récente du fait de difficultés à les faire fonctionner sur une très large plage de régimes [2].

I.3. Avantages et inconvénients du moteur Diesel

Le moteur Diesel fournit de l'énergie mécanique meilleur marché pour les raisons suivantes :

- Le rendement est élevé. La consommation moyenne en combustible est voisine de 190 g/kW/h;
- Le combustible employé par les moteurs Diesel est relativement bon marché.
- Les gaz d'échappement sont moins toxiques puisque la teneur en oxyde de carbone est de 0,1% à 2%;
- Les dangers d'incendie sont réduits;
- L'admission est toujours maximale.

En effet, le gasoil ne produit des vapeurs inflammables que chauffé aux environs de 80°C, soit à une température nettement supérieure à celle de l'été. Cependant le moteur Diesel présente les inconvénients suivants :

- Les organes du moteur sont soumis à des pressions élevées donc à des efforts considérables, si bien que la construction de ces moteurs pose des problèmes mécaniques plus complexes;
- Les hautes températures sont indispensables pour enflammer spontanément le combustible injecté, ce qui nécessite des matériaux ayant une bonne tenue aux températures élevées;
- Les pressions en cours de combustion normales sont voisines de 50 à 80 bars mais ces valeurs sont dépassées s'il se produit des « ratés d'inflammation »;

En effet, le combustible non brûlé à la sortie de l'injecteur, s'ajoute le combustible injecter au cycle suivant, l'inflammation s'accompagne alors d'une élévation de pression considérable, qui peut atteindre 150 à 200 bars. En conséquence :

- Les pièces doivent être largement calculées ;
- La construction est donc lourde ;
- L'étanchéité entre piston et cylindre est difficile à réaliser, d'où obligation de disposer sur les pistons cinq à six segments.

Une température constante assez élevée est indispensable pour obtenir une bonne combustion. Il faut donc prévoir un refroidissement correct du moteur.

- L'entretien d'organes de précision tels que les injecteurs et la pompe d'injection nécessite l'intervention des spécialistes qualifiés ;
- le graissage est délicat en raison des pressions élevées transmises par le piston à tout l'équipage mobile [3].

I.4. Chambre de combustion [2]

Dans la famille des moteurs diesel à injection direct, on distingue les moteurs à chambre ouverte et les moteurs à chambre fermée.

I.4.1. moteurs à chambre ouverte (Figure I.1.)

Les chambres ouvertes sont peu creusées et ont un diamètre proche de l'alésage du moteur. Ce type de chambre se rencontre sur les plus gros moteurs Diesel, avec les alésages variant entre 1 m et 200 mm environ avec des régimes nominaux de rotation compris entre 50 et 1500 tr/min.

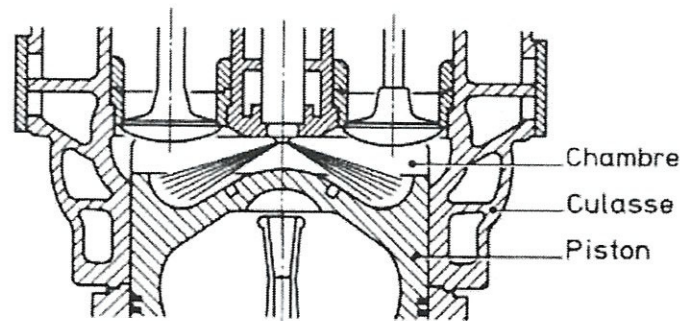


Figure I.1. Chambre ouverte (moteur 4 temps Stork).

I.4.2. Moteurs à chambre fermée (Figure I.2)

Les chambres fermées sont plus profondes que les chambres ouvertes et ont un diamètre qui est environ la moitié de l'alésage du moteur. Ce type de chambre s'emploie sur les moteurs dont l'alésage est inférieur à 300 mm. C'est en particulier le type de solution généralement retenu pour les moteurs de poids lourds, dans des gammes d'alésage de 100 à 150 mm environ.

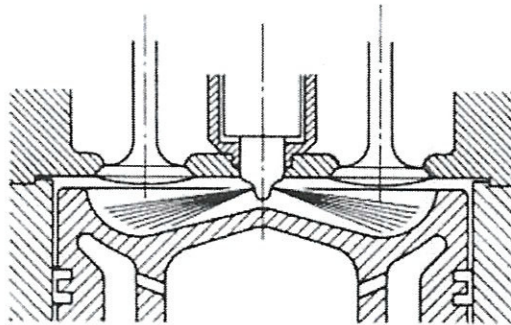


Figure I.2. Chambre fermée (moteur à 4 temps)

I.5. La combustion dans les moteurs diesel

Dans les moteurs diesel à injection directe, la formation du mélange de l'air dans la chambre de combustion avec le combustible injecté, de quoi dépend la qualité de la combustion, peut paraître à première vue un phénomène simple. Ce qui le rend en réalité complexe est difficile à réaliser dans de bonnes conditions, c'est la brièveté du temps disponible pour la pulvérisation du gazole, son évaporation et son mélange avec l'air, et l'obstacle opposé par la pression régnant dans la chambre.

Chaque particule injectée doit se trouver en présence d'une quantité d'air suffisante pour réaliser par son oxydation le phénomène de combustion. A cet effet, les particules liquides doivent être divisées aussi finement que possible et l'air doit être en quantité excédentaire et en état de turbulence, grâce à une forme appropriée de la chambre et de soupapes d'admission.

La figure I.3. représente les différents phénomènes supposés existés dans la chambre de combustion avant, lors et après la combustion.

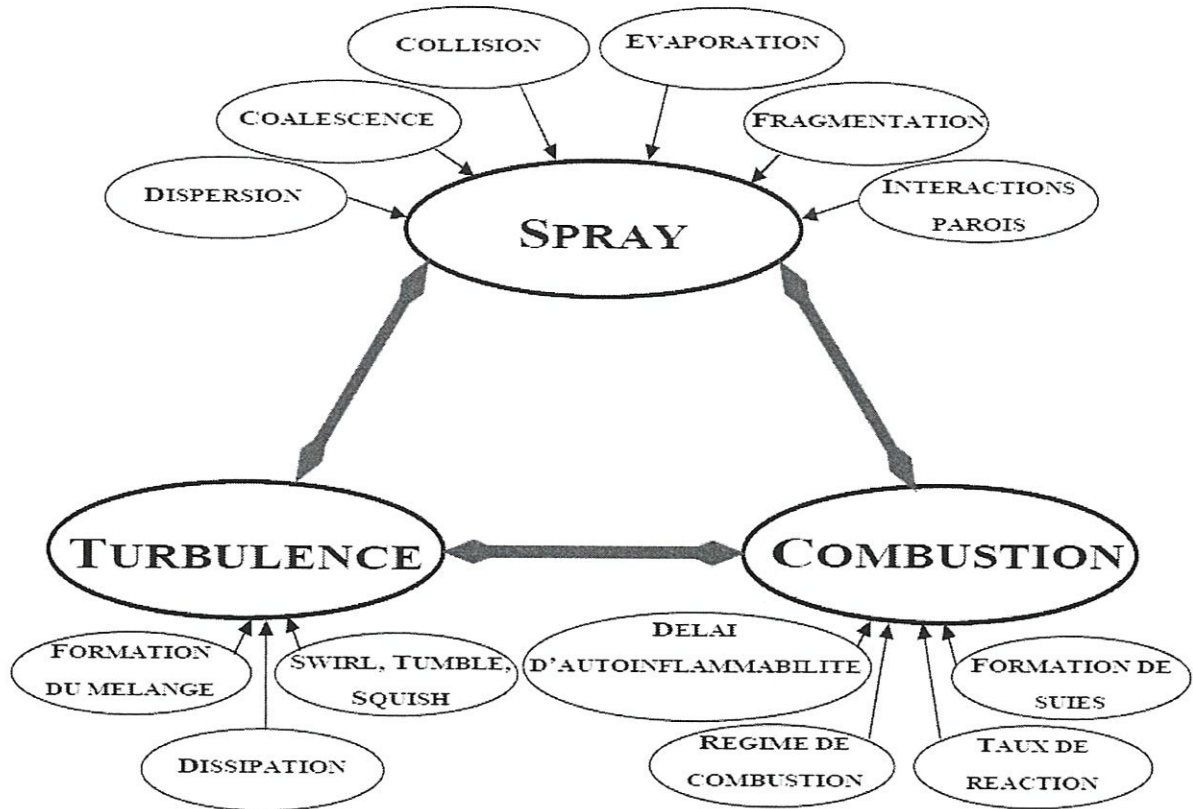


Figure I.3. Résumé de quelques interactions spray / combustion / turbulence [1].

I.6. Les émissions polluantes du moteur diesel

La combustion du gazole dans un moteur Diesel génère un certain nombre de résidus. Ceux-ci découlent des réactions chimiques complexes de la combustion dépendent essentiellement:

- Du carburant utilisé;
- De la température de fonctionnement du moteur;
- De la conception de la chambre de combustion;
- Du système d'injection;
- Des conditions d'utilisation.

La réalisation d'une combustion la plus complète possible contribue à une production minimum de résidus. Une adéquation parfaite entre la quantité maximum de

carburant et l'air contenu dans la chambre de combustion, ainsi qu'un brassage optimal, limitent la production de polluants.

Une combustion correcte engendre une production d'eau (H_2O) et de dioxyde de carbone (CO_2), produits considérés comme non polluants.

Il se forme aussi dans de faibles proportions une série de composés indésirables:

- Monoxyde de carbone (CO).
- Hydrocarbure imbrulés (HC).
- Oxydes d'azote (NO_x).
- Particules de suie [4].

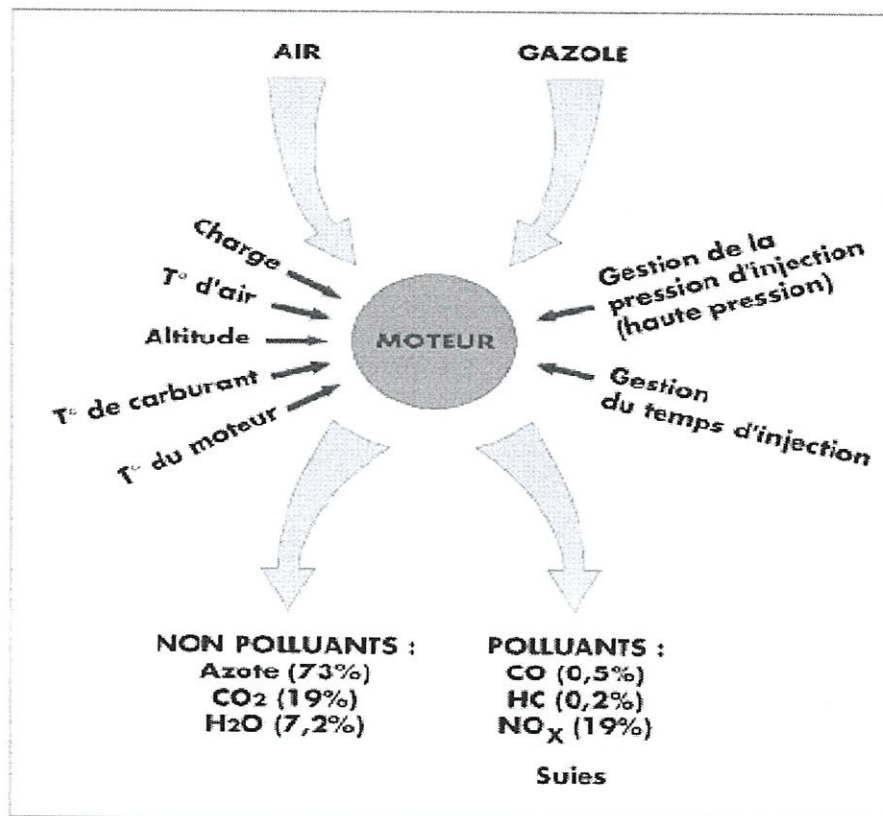


Figure I.4. Schéma descriptif [4]

En effet, les normes réglementant la pollution des véhicules automobiles sont de plus en plus contraignantes (monoxyde de carbone, hydrocarbures imbrulés, oxydes d'azotes et particules, table I-1). En Europe, les normes d'émissions « Euro » se succèdent. La mise en œuvre se fait à des dates décalées pour les automobiles, les véhicules utilitaires légers, les

motos et les poids-lourds. Les normes diffèrent entre les différents types de moteurs (moteurs à allumage commandé (essence, GPL...) ou moteurs Diesel) et de véhicules, jusque dans les unités choisies, rapportées à la distance parcourue (par exemple g/km), sauf pour les véhicules lourds où elles sont rapportées à l'énergie développée (par exemple g/kWh).

Pour les automobiles particulières, les dates d'entrée en vigueur sont les suivantes:

- Euro 1 : automobiles mises en service après 1993 (nouveaux types dès juillet 1992);
- Euro 2 : automobiles mises en service après 1997 (nouveaux types dès janvier 1996);
- Euro 3 : automobiles mises en service après 2001 (nouveaux types dès janvier 2000);
- Euro 4 : automobiles mises en service après 2006 (nouveaux types dès janvier 2005);
- Euro 5 : automobiles mises en service après 2011 (nouveaux types dès septembre 2009);
- Euro 6 : automobiles mises en service après 2015 (nouveaux types dès septembre 2014);

Pour les poids lourds, les dates d'entrée en vigueur sont les suivantes:

- Euro 0 : Octobre 1990;
- Euro 1 : Octobre 1993;
- Euro 2 : Octobre 1996;
- Euro 3 : Octobre 2001;
- Euro 4 : Octobre 2006;
- Euro 5 : Octobre 2009;
- Euro 6 : Janvier 2014;

	Monoxyde de carbone (mg CO/Km)	Hydrocarbures (mg HC/Km)	Oxyde d'azote (mg NO_x/Km)	Particules mg/Km
EURO I	2720	-	-	140
EURO II	1000	-	-	100
EURO III	640	-	500	50
EURO IV	500	-	250	25
EURO V	500	-	180	5
EURO VI	500	-	80	5

Table I.1. Evolution des normes européennes concernant les émissions polluantes de moteurs Diesel [5].

I.7. Formation et caractéristiques des gaz de combustion polluants

I.7.1. Caractères spécifiques de la combustion turbulente

Le mécanisme de mélange turbulent entre le combustible et l'air, utilisé sur les moteurs Diesel, se traduit par des concentrations d'espèces chimiques et par des températures très variables d'un point à l'autre du jet.

À cette variation déterministe des concentrations moyennées en fonction du temps se superposent des fluctuations locales et rapides résultant de la nature turbulente des jets.

Tous les phénomènes chimiques mis en œuvre lors de la combustion relèvent en fait de réactions à échelle moléculaire. Les lois d'équilibre et de cinétique étant hautement non linéaires, il apparaît donc impossible de décrire précisément les mécanismes chimiques en s'appuyant uniquement sur les valeurs moyennes de concentration et de température.

Les analyses détaillées d'échantillons prélevés localement dans une flamme de diffusion et moyennés sur le temps montrent un « non-mélange » local qui se traduit par la coexistence de commun brûlé et d'oxygène dans la flamme.

I.7.2. Réactions de dissociation thermique

Dans les conditions usuelles de fonctionnement des moteurs Diesel, les températures maximales de flamme dépassent souvent 2 000 K. Des températures aussi élevées provoquent de nombreuses réactions partielles de dissociation moléculaire, parmi lesquelles :



L'ensemble de ces réactions partielles a été décrit en détail par Zeldovitch. Le mécanisme complet fait appel à 13 réactions chimiques, décrites par leurs équations d'équilibre et par leurs lois de cinétique, toutes dépendantes des températures et des quantités de produits présentes à échelle locale.

Les polluants	Caractéristique principale	Principales sources	Principaux effets sur la santé
Monoxyde de carbone (CO)	Gaz sans couleur et inodore avec l'affinité forte à l'hémoglobine dans le sang	Combustion incomplète des carburants et d'autre matériaux carbonés	Absorbé par des poumons; altère des capacités physiques et mentales ; affecte le développement de fœtus
Hydrocarbures (HC)	Composés organiques sous la forme gazeuse ou particulaire (telle que le méthane, l'éthylène, l'acétylène) ; composant en formant le brouillard enfumé photochimique SMOG.	Combustion incomplète des carburants et de tout autre carbone contenant des substances	L'exposition aiguë cause l'irritation de gorge, l'œil et le nez; exposition chronique suspectée pour causer le cancer
Les oxydes d'azotes (NO _x)	Mélange des gaz rangement de sans couleur à brun-rougeâtre	Combustion stationnaire (centrales), sources mobiles et réactions atmosphériques	Rôle principal comme composant en créant le SMOG ; problèmes respiratoires et maladies cardio-vasculaires

Table I.2. Propriétés des polluants [6].

I.7.3. Formation du monoxyde de carbone

Le monoxyde de carbone intervient à deux titres : comme gaz polluant au travers de sa réaction avec l'hémoglobine du sang qui bloque le mécanisme de transfert de l'oxygène dans l'organisme et comme élément perturbateur des réactions chimiques de combustion, tant sur l'aspect libération d'énergie que sur l'utilisation de l'oxygène.

La réaction partielle entre le mono- et le dioxyde de carbone est donnée par :



L'énergie libérée par l'oxydation du carbone en CO étant beaucoup moins élevée que celle dégagée lors d'une oxydation complète, la dissociation thermique de CO₂ en CO a donc comme conséquences :

- un effet d'autolimitation des températures de flamme, qui tend à réduire la production d'oxydes d'azote;
- une utilisation partielle de l'oxygène disponible qui tend au contraire à favoriser la formation des oxydes d'azote;
- un retard sur la libération de l'énergie chimique du combustible qui réduit le rendement du moteur.

I.7.4. Formation d'oxydes d'azotes

Les oxydes d'azotes sont: NO, NO₂, N₂O, N₂O₄, N₂O₃, globalement désignés par le symbole NO_x. Les deux plus dangereux pour les voies respiratoires sont NO et NO₂. Le premier est toxique dès lors que la teneur dépasse 25 ppm. Le second est pire: il suffit de 5. En outre, NO₂ joue un rôle majeur dans le mécanisme conduisant à des composés comme le nitrate de peroxyacétyle (PAN), CH₃COO₂NO₂, qui peut irriter gravement les yeux et les voies respiratoires. NO₂, quant à lui, joue un rôle dans le phénomène du trou d'ozone. NO et NO₂ peuvent réagir avec l'eau et donner ainsi des solutions acides contenant les acides nitreux, surtout, nitrique; ce processus peut contribuer au phénomène des pluies acides.

La formation d'oxyde d'azote, essentiellement sous forme d'oxyde nitrique NO est dû à l'oxydation d'azote de l'air ou de l'azote contenu dans le carburant ; dans les mélanges pauvres et aux températures et pressions élevées atteintes au moment de la combustion :



Les teneurs en NO produits dans la chambre de combustion sont toujours inférieures à celles correspondant à l'équilibre thermodynamique à hautes températures car le temps nécessaire à cet équilibre est grand devant le temps de séjour dans le cylindre. Les deux premières réactions correspondent surtout au mélange pauvre ou proche de la stœchiométrie. Au voisinage de la stœchiométrie ainsi que dans les mélanges riches peut se produire aussi la réaction suivante:



A basses températures et avec des mélanges pauvres, la teneur en NO se fige par un mécanisme passant par N_2O et devient supérieure à celle de l'équilibre à la sortie des gaz d'échappement:



I.7.5. Hydrocarbures

Les hydrocarbures apportent aux gaz d'échappement une odeur désagréable et des propriétés irritantes. Les produits de réaction photochimique des hydrocarbures associés à ceux des oxydes d'azote créent le SMOG.

Les hydrocarbures rejetés dans les gaz d'échappement résultent:

- Des phénomènes d'extinction de la flamme à proximité des parois où sa température est plus faible et dans les espaces morts.
- De la propagation incomplète de la flamme à proximité en mélange pauvre ou à faible charge (basse pression et température) qui se traduit par son extinction.
- En mélange riche, du non combustion du carburant en excès, l'oxygène étant en quantité insuffisante.

I.8. Solutions proposées pour la réduction des émissions polluantes

Les efforts pour diminuer la consommation en carburant et les émissions de gaz polluants s'orientent aujourd'hui dans les directions suivantes :

- L'amélioration de la combustion proprement dite par la combustion de nouveaux moteurs plus performants, en utilisant les méthodes CFD (Computational Fluid

Dynamics) combinés à des essais expérimentaux et des modèles de cinétique chimique;

- L'amélioration des techniques de post-traitements des gaz émis à la sortie du moteur pot catalytique, filtres à particules;
- La reformulation des carburants en essayant par des programmes expérimentaux d'établir des corrélations empiriques entre la composition chimiques du carburant et les émissions.
- Un certain nombre de constructeurs proposent des formes particulières de chambres destinées à réduire les émissions d'imbrulés. L'idée est de refermer la chambre dans sa partie supérieur ce qui permet d'accroitre les vitesses de chasse par rapport à une chambre à bords droits.

I.9. Etude bibliographique

Sous l'effet de la dégradation de la qualité de l'air en premier degré, des changements au marché mondial de l'énergie et afin d'améliorer les performances des moteurs, un grand nombre de travaux ont été présentés ces dernières décennies visant les processus de la combustion dans les moteurs Diesel.

Béard et al. (1998) ont déterminé le champ d'écoulement d'un moteur diesel DI commercial par des expériences en utilisant la technique LDV (*laser Doppler Velocimetry*) avec rétrodiffusion et par des simulations de CFD. Seulement un cylindre est en marche avec une tubulure d'admission spécifique pour générer le swirl. Différentes formes géométriques de bol du piston ont été étudiées. L'influence de la vitesse de rotation du moteur est également étudiée. Les champs moyen et turbulent de la vitesse ont été mesurés à travers un accès optique dans un piston prolongé. La simulation a été effectuée en utilisant le code KMB (*KIVA Multi-Block*), une version modifiée du code KIVA-II. La comparaison des résultats expérimentaux et numériques s'avère satisfaisante. Les effets de la géométrie et de la vitesse de rotation du moteur sur les profils spatiaux et l'évolution temporelle des vitesses moyennes et turbulentes sont correctement reproduits. Cette recherche a permis une meilleure compréhension des effets de forme de bol du piston sur l'écoulement dans la chambre de combustion. Parmi ces effets, le rôle du bol en forme W d'augmenter le taux du swirl et l'intensité de la turbulence au voisinage du PMH est clairement montrée.

Watkins et Khaleghi (1990) ont présenté les améliorations apportées aux schémas numériques du code Engine-PISO (code de calcul pour la simulation des chambres de combustion des moteurs à combustion interne), deux différentes géométries ont été utilisées pour valider le code.

A. Benhamou, S.M. Medjdoub, P. Maspeyrot et A.H. Bounif (2009) ont apprécié le degré d'influence du profil de la cavité aménagée dans la tête du piston d'un moteur Diesel à injection direct sur les contraintes thermomécanique. Cette étude a été appliqué sur le piston du moteur DEUTZ de type F8L413 dont la forme de la cavité est cylindro-sphérique, à titre de comparaison un autre piston de cavité différente qui a la forme cylindro-torique a été choisi. La méthode des éléments finis a été utilisé dont la résolution a été faite numériquement à l'aide du logiciel ABAQUS. Une analyse des contraintes de Von Mises a été faite aussi. Les températures caractéristiques dans le piston ainsi que la température maximale ont été déterminé avec les valeurs maximales des contraintes de Von Mises. La comparaison des contraintes de Von Mises des différents profils des chambres de combustion a permis de voir le piston le moins sollicité et par conséquent le plus performant. La déformation maximale dans le plan de poussée maximale se trouve au niveau de la tête du piston.

I.10. Objectif du travail

Le code de calcul KIVA II est utilisé dans le présent travail pour étudier numériquement les émissions des gaz polluants CO, CO₂, HC (les hydrocarbures imbrûlés) et NO émanant d'un moteur Diesel pour différents formes géométriques de la chambre de combustion. Une comparaison a été faite pour les fractions massiques des gaz polluants entre les formes utilisées.

Chapitre II

*Formulation
mathématique*

Chapitre II

Formulation mathématique

II.1. Introduction

Dans ce chapitre, la formulation mathématique utilisée dans le code KIVA-II est présentée. Cette formulation représente les équations décrivant l'évolution de la phase continue (gaz) et de la phase dispersée (carburant liquide sous forme de gouttelettes), en utilisant l'approche ALE (Arbitrary Lagrangian Eulerian) pour la phase gazeuse et la description Lagrangienne pour la phase liquide. En fin, les méthodes numériques utilisées pour la discrétisation et la résolution des équations régissantes sont brièvement décrites.

II.2. Aperçu historique sur le code KIVA-II

Le phénomène de la combustion est l'un des plus complexes du domaine physique car il met en jeu de nombreuses interactions entre les transferts, en régime turbulent, de la quantité de mouvement, de l'énergie et de la masse due à des multitudes de réactions chimiques donnant lieu à ce processus. La simulation numérique des écoulements se produisant à l'intérieur des cylindres des moteurs à combustion interne constitue une préoccupation majeure aussi bien pour les scientifiques que pour les industriels. Différents codes ont été conçu pour étudier et essayer de résoudre ce problème particulier. D'après Amsden (1989), Bracco et al. ont développé un code de calcul dénommé "RICE" pour simuler numériquement le problème en question. Ce code utilise un maillage rectangulaire bidimensionnel, les équations sont discrétisées suivant une approche eulérienne avec, comme modèle de turbulence, la diffusion tourbillonnaire. La cinétique chimique d'un nombre arbitraire de réactions et d'espèces est basée sur le modèle d'Arrhenius. Cette version a été modifiée par la suite pour tenir compte du mouvement du piston à l'intérieur du cylindre.

Un autre code a été conçu sur la base du code "RICE", dénommé "APACHE", qui tient compte d'une forme arbitraire des cellules du maillage. Le code "CONCHAS" inaugure la deuxième génération qui considère des géométries de formes arbitraires, une approche ALE

(Arbitrary Lagrangian Eulerian) pour la discrétisation des équations et une modélisation sous mailles (Sub-Grid-Scale) pour étudier les effets de la turbulence. Cette dernière version a été améliorée (CONCHAS-SPRAY) pour inclure un modèle de la dynamique du spray utilisant une représentation statistique du spectre et de l'effet de l'évaporation des gouttelettes liquides du spray. La formulation chimique est généralisée pour considérer l'aspect de l'équilibre chimique et l'aspect cinétique des réactions.

Le code appelé KIVA, conçu dans laboratoire de Los Alamos (USA) et surtout la version dénommée KIVA-II et développée à partir de 1989, inaugure la troisième génération en considérant des écoulements laminaires ou turbulents; subsoniques ou supersoniques; bi et tridimensionnels; mono ou bi-phasiques, réactifs ou non, avec un nombre arbitraire d'espèces chimiques.

II.3. Phase continue (phase gazeuse)

Le calcul d'un phénomène impliquant la combustion exige de considérer au minimum trois composants (carburant, comburant, produits). Donc, les équations de transport des différentes espèces dans le mélange doivent être utilisées, ainsi que les équations de conservation de masse globale, de quantité de mouvement et d'énergie d'une particule macroscopique, et enfin les équations de transport de l'énergie cinétique turbulente et de son taux de dissipation.

II.3.1. Equation de continuité pour l'espèce m

$$\frac{\partial \rho_m}{\partial t} + \text{div}(\rho_m \vec{u}) = \text{div} \left[\rho D \nabla \left(\frac{\rho_m}{\rho} \right) \right] + \dot{\rho}_m^c + \dot{\rho}^c \delta_{m1} \quad (\text{II.1})$$

Où

ρ_m est la masse volumique de l'espèce m ,

ρ est la masse volumique du mélange $\rho = \sum_m \rho_m$,

D le coefficient de diffusion (loi de Fick) où il est assumé que toutes les espèces ont le même coefficient de diffusivité,

$\dot{\rho}_m^c$ regroupe les termes sources d'origine chimique,

$\dot{\rho}^s$ regroupe les termes sources provenant du spray .le terme source n'est appliqué que pour le carburant (isp=1 dans le code KIVA),

δ_{m1} vaut 1 si $m = 1$ et 0 sinon. L'espèce 1 correspond au carburant.

\bar{u} est la vitesse du mélange.

II.3.2. Equation de continuité pour le mélange

L'équation de continuité pour le mélange (équation II.2) est déduite en sommant l'équation (II.1) sur toutes les espèces et en tenant compte du fait que la masse est conservée au cours des réactions chimiques.

La masse ne peut pas être déduite ou produite dans les réactions chimiques, seulement le terme source dû à la somme des masses injectées.

$$\frac{\partial(\rho\bar{u})}{\partial t} + \text{div}(\rho\bar{u}) = \dot{\rho}^s \quad (\text{II.2})$$

II.3.3. Equation de conservation de quantité de mouvement

$$\frac{\partial(\rho\bar{u})}{\partial t} + \text{div}(\rho\bar{u}\bar{u}) = -\frac{1}{a^2} \nabla p - A_0 \nabla \left(\frac{2}{3} \rho k \right) + \text{div}\sigma + \bar{F}^s + \rho \cdot \bar{g} \quad (\text{II.3})$$

Avec

$$A_0 = 0 \quad \text{régime laminaire} \quad (\text{II.4})$$

1 régime turbulent

Le tenseur des contraintes visqueuses est newtonien et est donné par la formule suivante :

$$\sigma = \mu \left[\nabla \bar{u} + (\nabla \bar{u})^T \right] + \lambda \text{div} \bar{u} Id_3 \quad (\text{II.5})$$

Dans ces équations :

P est la pression du mélange.

a est une quantité sans dimension utilisée conjointement avec la méthode PGS (Pressure Gradient Scaling). Cette dernière permet d'améliorer la précision du calcul dans le cas des écoulements à faible nombre de Mach.

k est l'énergie cinétique turbulente.

σ est le tenseur newtonien des contraintes visqueuses.

μ est la viscosité dynamique.

Id_3 représente la matrice d'identité.

\bar{g} est l'accélération due à la gravité.

\bar{F}^s représente le taux de gain ou de perte de quantité de mouvement du au spray par unité de Volume.

II.3.4. Equation de conservation de l'énergie interne

$$\frac{\partial(\rho I)}{\partial t} + \text{div}(\rho \bar{u} I) = -P \text{div} \bar{u} + \rho \varepsilon - \text{div} \bar{J} + \dot{Q}^C + \dot{Q}^S \quad (\text{II-6})$$

Avec :

$$\bar{J} = -K \nabla T - \rho D \sum_m h_m \nabla \left(\frac{\rho_m}{\rho} \right) \quad (\text{II-7})$$

Où

I est l'énergie interne spécifique du mélange.

\bar{J} est le vecteur flux de chaleur dû à la conduction et à la diffusion d'enthalpie

ε est le taux de dissipation de l'énergie cinétique turbulente.

T est la température du mélange.

K est le coefficient de transfert de la chaleur par conduction dans le mélange.

h_m est l'enthalpie spécifique de l'espèce m

\dot{Q}^C représente l'énergie produite ou consommée par les réactions chimiques.

\dot{Q}^S représente l'énergie fournie ou absorbée par le spray.

II.3.5. Equations de la turbulence

La turbulence est traitée en utilisant le modèle k-ε. Deux équations de transport additives sont résolues, l'une pour l'énergie cinétique turbulente k et l'autre pour son taux de dissipation ε . À l'origine, le modèle a été développé pour des écoulements stationnaires incompressibles.

Il a été modifié pour inclure les effets de compressibilité $(-\frac{2}{3} \rho k \text{div} \bar{u})$ et de l'interaction gaz/spray (\dot{W}^s)

II.3.5.1. Equation de transport de l'énergie cinétique turbulente

Le modèle de turbulence implémenté dans KIVA-II est le modèle $k - \varepsilon$.

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \text{div}(\rho u k) = -\frac{2}{3} \rho k \text{div} \bar{u} + \sigma : \nabla \bar{u} + \text{div} \left(\frac{\mu}{\text{Pr}_k} \nabla k \right) - \rho \varepsilon + \dot{W}^s \quad (\text{II-8})$$

Où

\dot{W}^s : représente le taux de dispersion des gouttelettes du spray dû au travail des tourbillons.

II.3.5.2. Equation de transport du taux de dissipation de l'énergie cinétique turbulente

$$\frac{\partial(\rho\varepsilon)}{\partial t} + \text{div}(\rho\bar{u}\varepsilon) = -\left(\frac{2}{3}C_{\varepsilon 1} - C_{\varepsilon 3}\right)\rho\varepsilon\text{div}\bar{u} + \text{div}\left(\frac{\mu}{\text{Pr}_\varepsilon}\nabla\varepsilon\right) + \frac{\varepsilon}{k}\left(C_{\varepsilon 1}\sigma:\nabla\bar{u} - C_{\varepsilon 2}\rho\varepsilon + C_s\dot{W}^s\right)$$

(II-9)

Le terme source \dot{W}^s apparu dans les deux équations de transport (II-8),(II-9) représente l'effet de la turbulence sur les gouttes.

$C_{\varepsilon 1}, C_{\varepsilon 2}, C_{\varepsilon 3}, C_s, \text{Pr}_K, \text{Pr}_\varepsilon$: sont les constantes usuelles du modèle. Elles sont déterminées expérimentalement avec quelques considérations théoriques :

$$C_{\varepsilon 1} = 1.44 \quad C_{\varepsilon 2} = 1.92 \quad C_{\varepsilon 3} = -1.0 \quad C_s = 1.5 \quad \text{Pr}_K = 1.0 \quad \text{Pr}_\varepsilon = 1.3$$

Quand le modèle de turbulence SGS est utilisé, la valeur de ε doit satisfaire la condition :

$$\varepsilon \geq \left[\frac{C_\mu}{\text{Pr}_\varepsilon(C_{\varepsilon 2} - C_{\varepsilon 1})} \right]^{1/2} \frac{k^{3/2}}{L_{SGS}} \quad (\text{II-10})$$

Où L_{SGS} est une échelle de longueur donnée par le SGS et sa valeur est égale à $4\delta X$.

δX est une dimension numérique représentative de la cellule.

Les coefficients de transport sont donnés par :

$$\mu = \mu_{air} + \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}$$

$$K = \frac{\mu C_p}{\text{Pr}} \quad (\text{II-11})$$

$$D = \frac{\mu}{\rho Sc}$$

$$\lambda = A_3 \mu$$

C_μ est une constante empirique qui a valeur standard égale à 0.09.

μ_{air} est donnée par la formule de Sutherland :

$$\mu_{air} = \frac{A_1 T^{3/2}}{T + A_2} \quad (\text{II-12})$$

Où A_1 et A_2 sont des constante valant respectivement 1.457×10^{-5} et 110, et la constante A_3 est pris égale à (-2/3).

Les nombres de Prandtl et de Schmidt (Pr et Sc) sont des constantes données.

II.4. Réaction chimique

Les réactions chimiques ayant lieu au cœur de l'écoulement sont symbolisées par les relations :

$$\sum_{m=1}^{nsp} a_{mr} x_m \leftrightarrow \sum_{m=1}^{nsp} b_{mr} x_m \quad (\text{II.13})$$

Où

x_m représente une mole de l'espèce m .

a_{mr}, b_{mr} représentent les coefficients stœchiométriques de l'espèce m dans la $r^{\text{ème}}$ réaction.

nsp représente le nombre total de constituants dans le mélange gazeux.

Les coefficients stœchiométriques doivent respecter la condition de conservation de la masse :

$$\sum_{m=1}^{nsp} (a_{mr} - b_{mr}) W_m = 0 \quad (\text{II.14})$$

Avec W_m est la masse molaire de l'espèce m .

Les termes sources d'origine chimique dans les équations (II.1) et (II.6) sont exprimés par :

$$\dot{\rho}_m^c = W_m \sum_r (b_{mr} - a_{mr}) \quad (\text{II.15})$$

$$\dot{Q}^c = \sum Q_r \dot{w}_r \quad (\text{II.16})$$

Où Q_r est la chaleur produite (avec le signe (-)) par la $r^{\text{ème}}$ réaction au zéro absolu. Celle-ci s'exprime par :

$$Q_r = \sum (a_{mr} - b_{mr}) (\Delta h_f^0)_m \quad (\text{II.17})$$

$(\Delta h_f^0)_m$ étant l'enthalpie de formation de l'espèce m au zéro absolu.

II.4.1. Réaction chimique globale

Le mécanisme de la réaction globale nous simplifier le mécanisme chimique qui contient quelques étapes non-élémentaires, qui peut être représenté par un seul taux de combustion selon la loi d'Arrhenius. En pratique le processus de combustion est représenté par la réaction suivante :



Dans le code KIVA-II une palette des constituants chimiques disponibles est représentée dans le tableau (II-1)

Hydrocarbures	Autres constituants
CH ₄ méthane	O ₂ oxygène
C ₃ H propane	N ₂ azote
C ₇ H ₁₆ heptane	CO ₂ dioxyde de carbone
C ₈ H ₁₈ iso-octane	H ₂ O eau
C ₁₂ H ₂₆ dodécane	CO monoxyde de carbone
C ₁₃ H ₂₈ tridécane	H ₂ hydrogène
C ₁₄ H ₃₀ tétradécane	NO monoxyde d'azote
C ₁₆ H ₃₄ hexadécane	H radical libre d'hydrogène
C ₂ H ₂ acétylène	O radical libre d'oxygène
C ₂ H ₄ éthylène	N radical libre d'azote
C ₆ H ₆ benzène	OH radical libre
Df2 diesel 2	R radical libre d'hydrocarbure

Tableau II.1. Constituants chimiques disponibles dans le code KIVA II.

Dans la présente étude, un carburant a été choisi : le Df2 diesel#2

II.4.2. Réactions chimiques d'équilibre

Pour ce type de réactions, on suppose que l'équilibre est atteint instantanément, sans tenir compte d'une cinétique. Dans ce cas, la masse volumique de chaque constituant obéit à la loi d'action de masse :

$$\prod_{m=1}^{nsp} \left(\frac{\rho_m}{W_m} \right)^{b_{mr} - a_{mr}} = K_r(T) \quad (\text{II-19})$$

Où $K_r(T)$ est la constante d'équilibre de la $r^{\text{ème}}$ réaction, supposée ne dépendre que de la température:

$$K_r = \exp \left(A_r \ln T_A + \frac{B_r}{T_A} + C_r + D_r T_A + E_r T_A^2 \right) \quad (\text{II-20})$$

Avec A_r, B_r, C_r et D_r sont des constantes, et $T_A = T/1000$

On considéré les réactions d'équilibre entrant dans la formation des polluants A_r, B_r, C_r, D_r et E_r correspondant respectivement aux variables $as, bs, cs, ds,$ et es du fichier ITAPE

Réaction	A_r	B_r	C_r	D_r	E_r
$H_2 \leftrightarrow 2H^0$	0,990207	-51.7916	0.993074	-0.343428	0.0111668
$O_2 \leftrightarrow 2 O^0$	0.431310	-59.6554	3.503350	-0.340016	0.0158715
$N_2 \leftrightarrow 2N^0$	0.7947009	-113.2080	3.168370	-0.4438814	0.0269699
$O_2 + H_2 \leftrightarrow 2OH^0$	-0.652939	-9.8232	3.930330	0.163490	-0.0142865
$O_2 + 2H_2 O \leftrightarrow 4OH^0$	1.158882	-76.8472	8.532155	-0.868320	0.0463471
$O_2 + 2H_2 O \leftrightarrow 2CO_2$	0.9808875	68.4453	-10.5938	0.574260	-0.0414570
$O_2 + N_2 \leftrightarrow 2NO$	0.000000	-10802	0.14	$7.2 \cdot 10^{-5}$	0.0000000

Tableau II.2. Valeur des coefficients des constantes d'équilibre de réaction d'équilibre.

II.4.3. Réactions chimiques cinétiques

Pour ce type de réaction, la cinétique de la réaction vers l'équilibre est considérée en introduisant un taux de réaction \dot{w}_r qui est donné par la loi d'Arrhenius (cinétique chimique pure) :

$$\dot{w} = k_{fr} \prod_{m=1}^{nsp} \left(\frac{\rho_m}{W_m} \right)^{a'_{mr}} - k_{br} \prod_{m=1}^{nsp} \left(\frac{\rho_m}{W_m} \right)^{b'_{mr}} \quad (\text{II-21})$$

Avec

$$k_{fr} = A_{FR} T^{\xi_{FR}} \exp\left(-\frac{E_{fr}}{T}\right) \quad (\text{II-22})$$

$$k_{br} = A_{br} T^{\xi_{FR}} \exp\left(-\frac{E_{br}}{T}\right) \quad (\text{II-23})$$

k_{fr} et k_{br} sont les constantes de vitesse pour les sens directe (*forward*) de la $r^{\text{ème}}$ réaction et inverse (*backward*) respectivement.

E_{fr} et E_{br} sont les températures d'activation pour les sens directe (*forward*) de la $r^{\text{ème}}$ réaction et inverse (*backward*) respectivement.

A_{fr} et A_{rf} sont les constantes du facteur pré exponentiels pour les sens direct et inverse de la $r^{\text{ème}}$ réaction chimique respectivement.

ξ_{fr} et ξ_{br} sont les exposants du facteur pré exponentiels pour les sens direct et inverse de la $r^{\text{ème}}$ réaction chimique respectivement.

II.5. Phase dispersée (phase liquide)

En utilisant la fonction de densité de probabilité (PDF). Chaque goutte discrétisée représente un groupe de gouttes.

Cette fonction f dépend des variables suivantes :

- des trois coordonnées spatiales, \vec{x}
- des trois composants de vitesse, \vec{v}
- du rayon (c'est le rayon que doit avoir la goutte si elle est sphérique), r
- de température, T_d
- de la déformation de la sphéricité de la goutte, y
- du taux de variation de y , \dot{y}

La fonction de densité de probabilité est définie comme suit :

$$f(\vec{x}, \vec{v}, r, T_d, y, \dot{y}, t) d\vec{v} dr dT_d dy d\dot{y} \quad (\text{II-24})$$

Elle représente le nombre probable de gouttelettes par unité de volume à la position \vec{x} et au temps t tel que :

- leur vitesse comprise entre \vec{v} et $\vec{v} + d\vec{v}$
- leur rayon est compris entre r et $r + dr$
- leur température est comprise entre T_d et $T_d + dT_d$
- la déformation de la sphéricité entre y et $y + dy$
- le taux de variation de y entre \dot{y} et $\dot{y} + d\dot{y}$

L'évolution de la fonction f dans le temps est obtenue en résolvant l'équation du jet :

$$\frac{\partial f}{\partial t} + \nabla_{\vec{x}} \cdot (f\vec{v}) + \nabla_{\vec{v}} \cdot (f\vec{F}) + \frac{\partial}{\partial r} (fR) + \frac{\partial}{\partial T_d} (f\dot{T}_d) + \frac{\partial}{\partial y} (fy) + \frac{\partial}{\partial \dot{y}} (f\dot{y}) = \dot{f}_{coll} + \dot{f}_{bu} \quad (\text{II-25})$$

\vec{F} , R , \dot{T}_d , et \dot{y} représentent les taux de la variation par rapport au temps de la vitesse, du rayon, de la température, et de la vitesse d'oscillation \dot{y} de chaque gouttelette.

\dot{f}_{coll} et \dot{f}_{bu} sont des termes source dus aux collisions et aux fractionnements des gouttelettes.

II.5.1. Collision

Il peut avoir une collision seulement entre deux gouttes (d'indice 1 et 2) qui ont le même numéro de cellule il y'a deux sortes de collision :

- Les deux gouttes peuvent coalescer pour donner une goutte. la température et la vitesse peuvent être calculées par la masse moyenne et la taille de la goutte par son volume.
- Pas de masse ni d'énergie transférées entre les deux gouttes. elles gardent leurs tailles dans le but de savoir quelle collision a lieu, le paramètre b d'impact de collision est comparé au paramètre d'impact de collision critique b_{cr} qui est donné par la formule :

$$b_{cr} = (r_1 + r_2)^2 \min(1.0, 2.4 f(\gamma) / W_{el}) \quad (\text{II-26})$$

Avec :

$$f(\gamma) = \gamma^3 - 2.4\gamma^2 + 2.7\gamma \quad (\text{II-27})$$

$$\text{Et} \quad \gamma = \frac{r_2}{r_1} \quad \text{ou} \quad r_1 \leq r_2 \quad (\text{II-28})$$

Où le nombre Weber W_e est donné par :

$$W_{el} = \rho_d |v_1 - v_2| r_1 / \alpha_d (\bar{T}_d) \quad (\text{II-29})$$

$$\text{Avec :} \quad \bar{T}_d = \frac{r_1^3 T_{d1} + r_2^3 T_{d2}}{r_1^3 + r_2^3} \quad (\text{II-30})$$

Tel que ρ_d est la densité liquide et α_d est le coefficient de la tension superficielle liquide .si le paramètre b d'impact de collision est inférieur à la valeur critique b_{cr} les gouttelettes coalescent et si b est supérieure au b_{cr} , les gouttelettes maintient leurs tailles et températures mais elles subissent des changements de vitesses.

Donc, la fonction de densité de probabilité de collision σ donne le nombre probable de gouttes qui résultent d'une collision entre une gouttelette avec des propriétés de l'indice 1 et une autre avec des propriétés de l'indice 2.

II.5.2. break up (fragmentation)

L'injection du carburant s'effectue à travers un pulvérisateur en forme de cône. Ce qui provoque l'atomisation du liquide en gouttelettes beaucoup plus petites que le diamètre du bec d'injecteur. La fragmentation est provoquée par l'instabilité des surfaces vaguées par le mouvement relatif entre la gouttelette et l'air qui l'entoure.

La fonction de probabilité de transition de fragmentation B est définie de sorte que $BdvdrdT_d dy dy$ soit le nombre probable de gouttelettes qui sont produites par la fragmentation d'une goutte avec des propriétés de l'indice 1. Quand la distorsion y d'une goutte excède, elle se casse en une distribution de plusieurs petites gouttes par la fonction B .

Les vitesses de gouttelettes produites diffèrent également de celle de la gouttelette parente par une vitesse avec la grandeur ω et avec direction aléatoirement distribuée dans un plan normale au vecteur de la vitesse relative entre la goutte et le gaz. La valeur de ω est donnée par :

$$\omega = \frac{1}{2} r_1 \dot{y}_1 \quad (\text{II-31})$$

La forme précise de B est :

$$B = g(r) \delta(T_d - T_{d_1}) \delta(y) \delta(\dot{y}) \frac{1}{2\pi} \int \delta[v - (v_1 + \omega n)] dn \quad (\text{II-32})$$

L'équation qui régit le phénomène de distorsion de gouttelettes est :

$$\ddot{y} = \frac{2}{3} \frac{\rho}{\rho_d} \frac{(u + u' - v)^2}{r^2} - \frac{8a(T_d)}{\rho_d r^3} y - \frac{5\mu_1(T_d)}{\rho_d r^2} \dot{y} \quad (\text{II-33})$$

Où $\mu_1(T_d)$ est la viscosité liquide

Le rayon moyenne de Sauter

$$r_{32} = 3\bar{r} = \frac{r_1}{\frac{7}{3} + \frac{1}{8} \frac{\rho_d r_1^3}{a(T_{d_1})} \dot{y}_1^2} \quad (\text{II-34})$$



La distribution des tailles des gouttes autour de leur taille moyenne est généralement modélisée par des fonctions mathématiques statistiques la distribution initiale de tailles dans KIVA est représentée par une lois statistique en x^2 centrée sur le rayon moyen de Sauter. La probabilité pour qu'une particule ait un rayon compris r et $r+d_r$, est $g(r)d_r$, où g est la densité de probabilité exprimée par :

$$g(r) = \frac{r^3}{6\bar{r}^4} e^{-\frac{r}{\bar{r}}} \quad (\text{II-35})$$

On définit maintenant la fonction de l'accélération \vec{F} des gouttelettes due à la traînée et la force de gravité. Elle est définie comme suit :

$$\vec{F} = \frac{3}{8} \left(\frac{\rho}{\rho_d} \right) \frac{|\vec{u} + \vec{u}'|}{r} (\vec{u} + \vec{u}' - \vec{v}) C_D + \vec{g} \quad (\text{II-36})$$

Avec :

ρ_d est la masse volumique de la gouttelettes.

C_D est le coefficient de traînée .Celui-ci s'exprime par une corrélation en fonction du nombre de Reynolds de la gouttelette :

$$\text{Re}_d = \frac{2\rho r |\vec{u} + \vec{u}' - \vec{v}|}{\mu} \quad (\text{II-37})$$

où

μ est la viscosité dynamique du gaz entourant la gouttelette.

\vec{u}' est la fluctuation turbulent de la vitesse de gaz.

\vec{v} est la vitesse de gouttelette.

Dans l'approche retenue par KIVA II, le coefficient de traînée est déterminé par la formulation suivante :

$$C_D = \begin{cases} \frac{24}{\text{Re}_d} \left(1 + \frac{1}{6} \text{Re}_d^{3/2} \right) & \text{si } \text{Re}_d < 1000 \end{cases} \quad (\text{II-38})$$

$$C_D = 0.24 \quad \text{si } \text{Re}_d \geq 1000$$

II.5.3. Evaporation de la goutte [5], [6]

La gouttelette liquide reçoit son énergie thermique du gaz. Cette énergie est employée pour augmenter la température du liquide et pour surmonter la chaleur latente de l'évaporation à fin d'évaporer le carburant. A moins que le gaz soit saturé en vapeur de carburant, l'évaporation a toujours lieu et le rayon de la gouttelette est réduit. Si la chaleur transférée fournie par le gaz est insuffisante, la température de gouttelette diminuera.

Le taux du changement de rayon R de gouttelette est donné par la corrélation de Frosseling (G.M faeth 1977) :

$$R = -\frac{(\rho D)_{air}(\hat{T})}{2\rho_d r} \frac{y_1^* - y_1}{1 - y_1^*} Sh_d \quad (\text{II-39})$$

Où $(\rho D)_{air}(\hat{T})$ dénote la diffusivité de la vapeur de carburant dans le gaz à la température de film.

$$\hat{T} = \frac{T + 2T_d}{3} \quad (\text{II-40})$$

T_d est la température de la gouttelette.

ρ_d est la densité de la gouttelette.

Le nombre de Sherwood pour le transfert de masse est donné par la corrélation suivant :

$$Sh_d = \left(2.2 + 0.6 Re_d^{1/2} Sc_d^{1/3} \right) \frac{\ln(1 + B_d)}{B_d} \quad (\text{II-41})$$

Où le nombre de transfert de masse est :

$$B_d = \frac{y_1^* - y_1}{1 - y_1^*} \quad (\text{II-42})$$

$$y_1^*(T_d) = \frac{w_1}{w_1 + w_0 \left(\frac{p}{p_v(T_d)} - 1 \right)} \quad (\text{II-43})$$

y_1^* est la fraction massique de la vapeur du combustible à la surface de la gouttelette.

y_1 est la fraction massique du combustible loin de la gouttelette.

w_1 est la masse molaire du carburant.

w_0 est la masse molaire moyenne locale de toutes les espèces sauf la vapeur de carburant.

$p(T_d)$ est la pression de vapeur saturante du carburant.

On a supposé que la température est uniforme et que la pression partielle de la vapeur de carburant à la surface de la gouttelette égale à la pression de vapeur saturant.

Le nombre de Schmidt est :

$$Sc_d = \frac{\mu_{air}(\hat{T})}{\rho D_{air}(\hat{T})} \quad (\text{II-44})$$

II.6. Organigramme de calcul du code KIVA-II

Le code KIVA-II est constitué d'un ensemble des sous-programmes contrôlés par un petit programme principal appelé KIVA. On présente ci-après l'organigramme du code KIVA-II figure III-6. On trouvera dans l'ordre de gauche à droite : les différentes tâches effectuées, les sous-programmes qui se chargent de ces tâches et la liste des sous-programmes ou fonctions auxiliaires utilisées.

Les commentaires au début de chaque sous-programme donnent une description du calcul, les sous-programmes qui l'appellent et les sous-programmes et fonctions appelés par celui-ci [1].

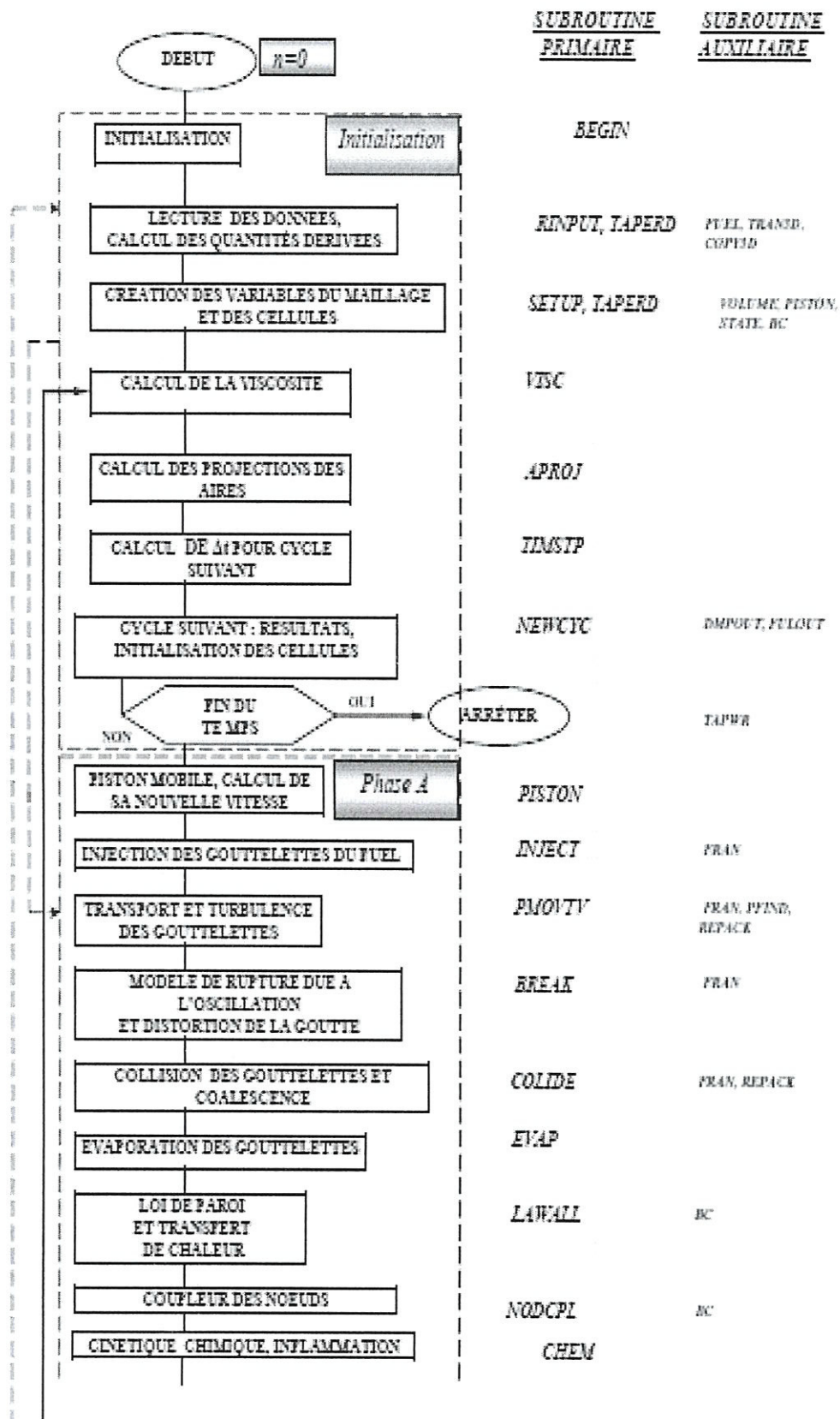


Figure II.1. Organigramme du code KIVA-II [1].

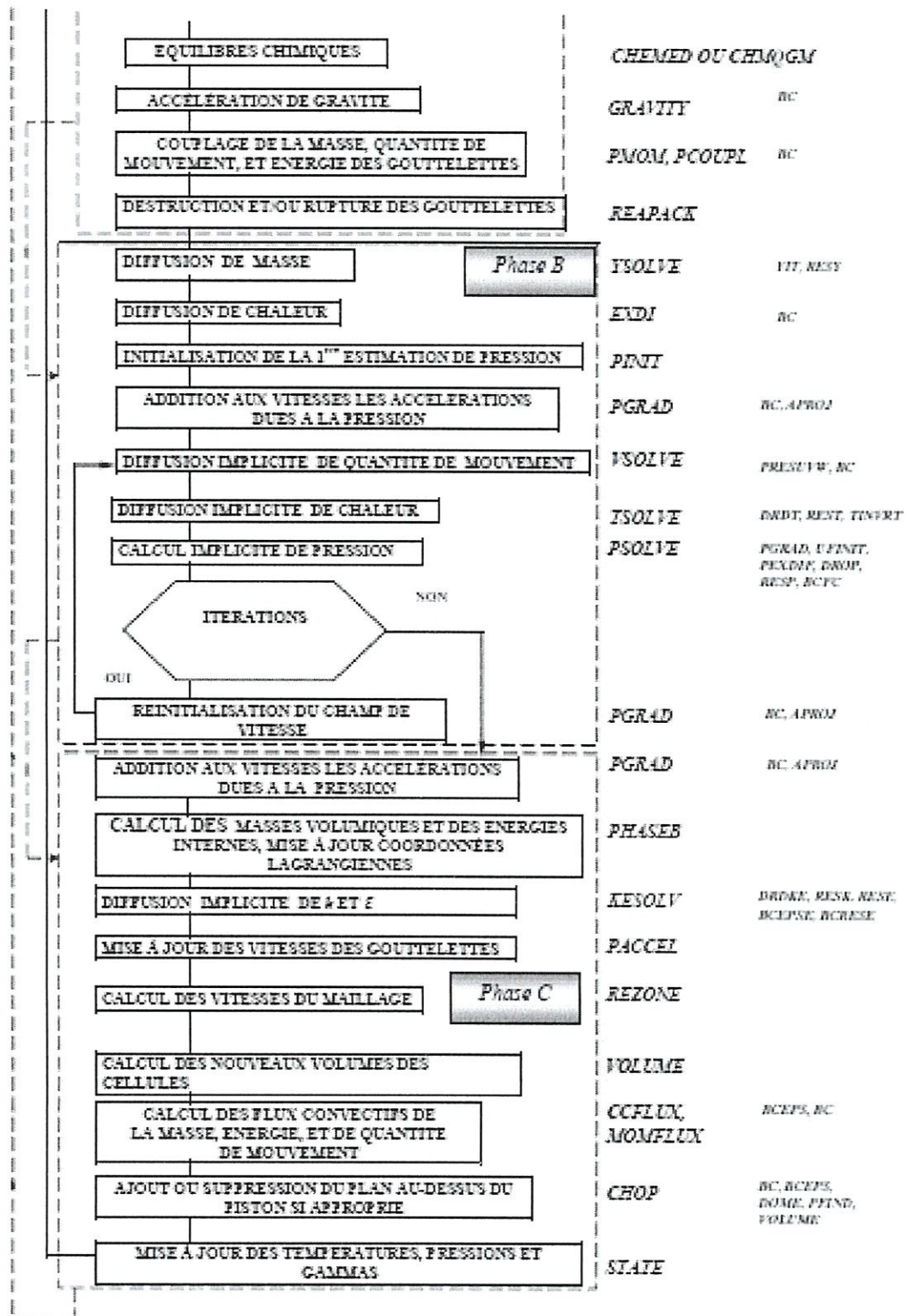


Figure II.1. (Suite).

Chapitre III



Résultats et discussions

Chapitre III

Résultats et discussions

III.1. Introduction

La simulation numérique des phénomènes de combustion dans un moteur Diesel a été faite en utilisant le code Kiva II, les paramètres du moteur ainsi que les conditions de fonctionnement ont été introduites dans le code. Les fractions des gaz polluants CO₂, CO, NO et HC pour différentes formes géométriques de la chambre de combustion ont été simulés.

III.2. Spécification du moteur

La simulation a été appliquée sur la chambre de combustion du moteur Diesel de marque CMT type FL912 qui est monté sur le tracteur CIRTA C6807.

- ✓ La puissance est de 68 KW atteinte à une vitesse de rotation de 2300 tr/min.
- ✓ Le régime du moteur qui est de 1600 tr/min où le couple est maximum.
- ✓ Les parois sont maintenues à des températures constantes $T = 400\text{k}$.
- ✓ le pas de temps initial $\mathbf{dti} = 10^{-7}\text{s}$.
- ✓ les tolérances pour la convergence de la méthode des résidus conjugués pour les termes implicites diffusion de gradient de pression $\mathbf{epsp} = 10^{-4}$.
- ✓ espaces chimiques \mathbf{epsy} , la quantité de mouvement \mathbf{epsv} , la chaleur \mathbf{epst} et l'énergie cinétique \mathbf{epsk} sont toutes égales à 10^{-3} .

diamètre du cylindre	100 mm
Course de piston	120 mm
Espace entre la culasse et le plat du piston au PMH (squich)	1.8 mm
Longueur de la bielle	216mm
Diamètre de l'injecteur	0.285 mm
Régime du moteur	1600tr/min
Dure de l'injection	12°
Mode d'injection	Injection suivant une demi sinusoïdale
Débit d'injection	50 cm ³ /s
Pression d'injection	400 bars
Température d'injection	313°K(40°C)
Température d'aire	400 k
Nombre total des particules injectées	2000
Angle d'épaississement du jet du combustible	10°
Température des parois du cylindre	400k
Température des parois du piston	400k
Température de la culasse	400k
Masse volumique initiale de l'oxygène	2.4257x10 ⁻⁴ g/cm ³
Masse volumique initiale de l'azote	7.9851x10 ⁻⁴ g/cm ³

Tableau III.1. Caractéristiques du moteur

III.3. Paramètres physiques de carburant utilisé

Carburant	ρ _{hop} : Masse volumique (g/cm ³) à P=400bars et T=40°C	tspmas : masse totale injectée (g)	Cal inj : Avance à l'injection (degrés)
Df2 diesel #2	0.770618	0.048163625	-20

Tableau III.2. Paramètres physiques de carburant [7]

III.4. Génération du maillage

Le code KIVA est basé sur une formulation cartésienne des équations (repère (O, i, j, k)) et est applicable à des géométries cylindriques (paramètre **CYL** = 1) ou cartésiennes (**CYL** = 0) en bidimensionnel ou tridimensionnel **Figure IV-2** grâce au sous programme **SETUP**.

Le maillage est composé de blocs de cellules de dimensions suivantes : **NX** cellules dans la direction i, **NY** dans la direction j et **NZ** dans la direction k. Grâce à ce formalisme, on peut dégager cinq types de traitement des symétries (voir **Figure III.1**) :

- domaine de calcul bidimensionnel cartésien (**NY** = 1, **CYL** = 0).
- domaine de calcul tridimensionnel cartésien (**NY** > 1, **CYL** = 0).
- domaine de calcul bidimensionnel cylindrique (**NY** = 1, **CYL** = 1, **JSECTR** = 1).
- domaine de calcul tridimensionnel cylindrique à symétrie de révolution (**NY** > 1, **CYL**=1, **JSECTR** = 1).
- domaine de calcul tridimensionnel cylindrique (**NY** > 1, **CYL** = 1, **JSECTR** = 0) [7], [8].

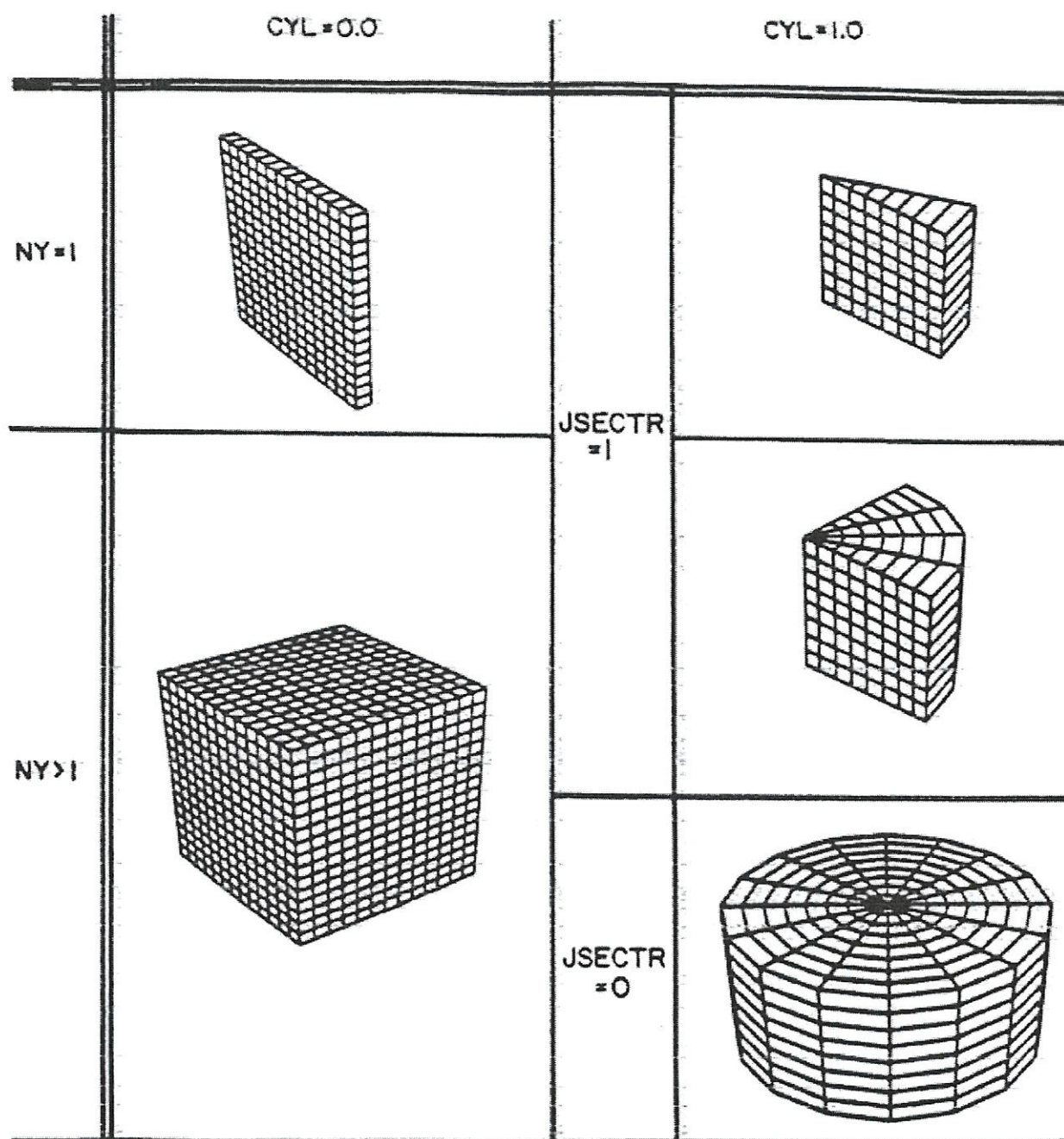


Figure III.1. Les 5 types du maillage valables au Code KIVA II

Dans la présente étude, l'axe de la chambre de combustion et l'axe du piston sont supposés concentrique **OFFSET=0** et le profil de la culasse est supposé plat **nho=0**. Les profils de la chambre de combustion (**Figures III.2 et III.3**) sont dessinés en introduisant les coordonnées (r_{po}, z_{po}) correspondant au coordonnées (r, z) des points n_{po} , voir **tableaux III.3 et III.4**.

III.5. Formes géométriques utilisées

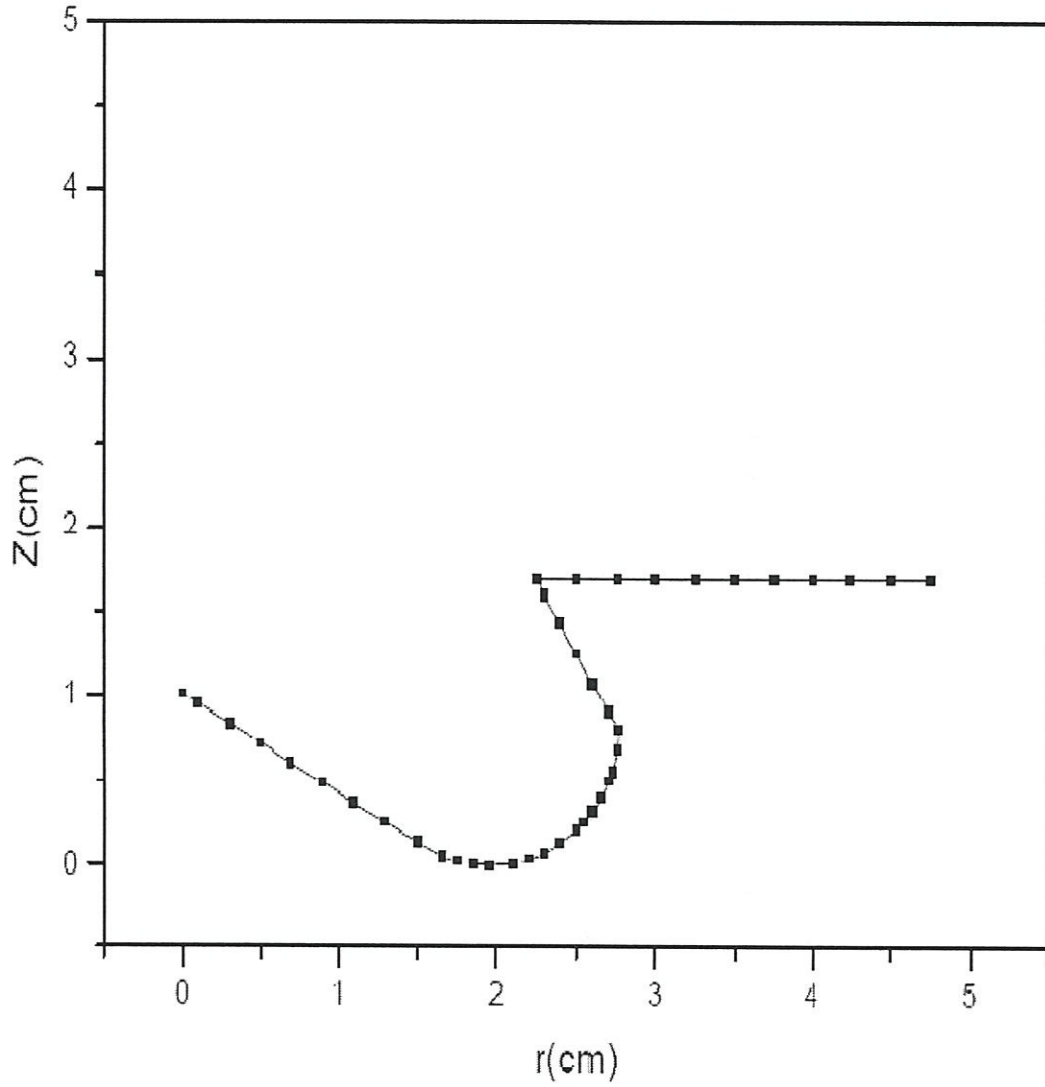


Figure III.2. Profile d'une 1^{ère} chambre de combustion représentée par les points utilisés par le générateur de maillage du code KIVA II

		npo	42
		nunif	0
1	1	0.0	1.007
2	1	0.100	0.94926
3	1	0.300	0.83379
4	1	0.500	0.71832
5	1	0.700	0.60285
6	1	0.900	0.48738
7	1	1.100	0.37191
8	1	1.300	0.25644
9	1	1.500	0.14097
10	1	1.659	0.05838
11	1	1.759	0.02540
12	1	1.859	0.00627
13	1	1.959	0.00000
14	1	2.100	0.00886
15	1	2.200	0.03716
15	2	2.300	0.07631
15	3	2.400	0.13252
15	4	2.500	0.21066
15	5	2.550	0.26081
15	6	2.600	0.32133
15	7	2.650	0.39686
15	8	2.700	0.49847
15	9	2.720	0.55326
15	10	2.750	0.68033
15	11	2.759	0.80000
15	12	2.700	0.90219
15	13	2.600	1.07539
15	14	2.500	1.24860
15	15	2.400	1.42180
15	16	2.300	1.59501
15	17	2.250	1.68161
16	17	2.500	1.68161
17	17	2.750	1.68161
18	17	3.000	1.68161
19	17	3.250	1.68161
20	17	3.500	1.68161
21	17	3.750	1.68161
22	17	4.000	1.68161
23	17	4.250	1.68161
24	17	4.500	1.68161
25	17	4.750	1.68161
26	17	5.000	1.68161

Tableau III.3. ipo, kpo, rpo et zpo des différents points
du profil de la 1^{ère} chambre de combustion.

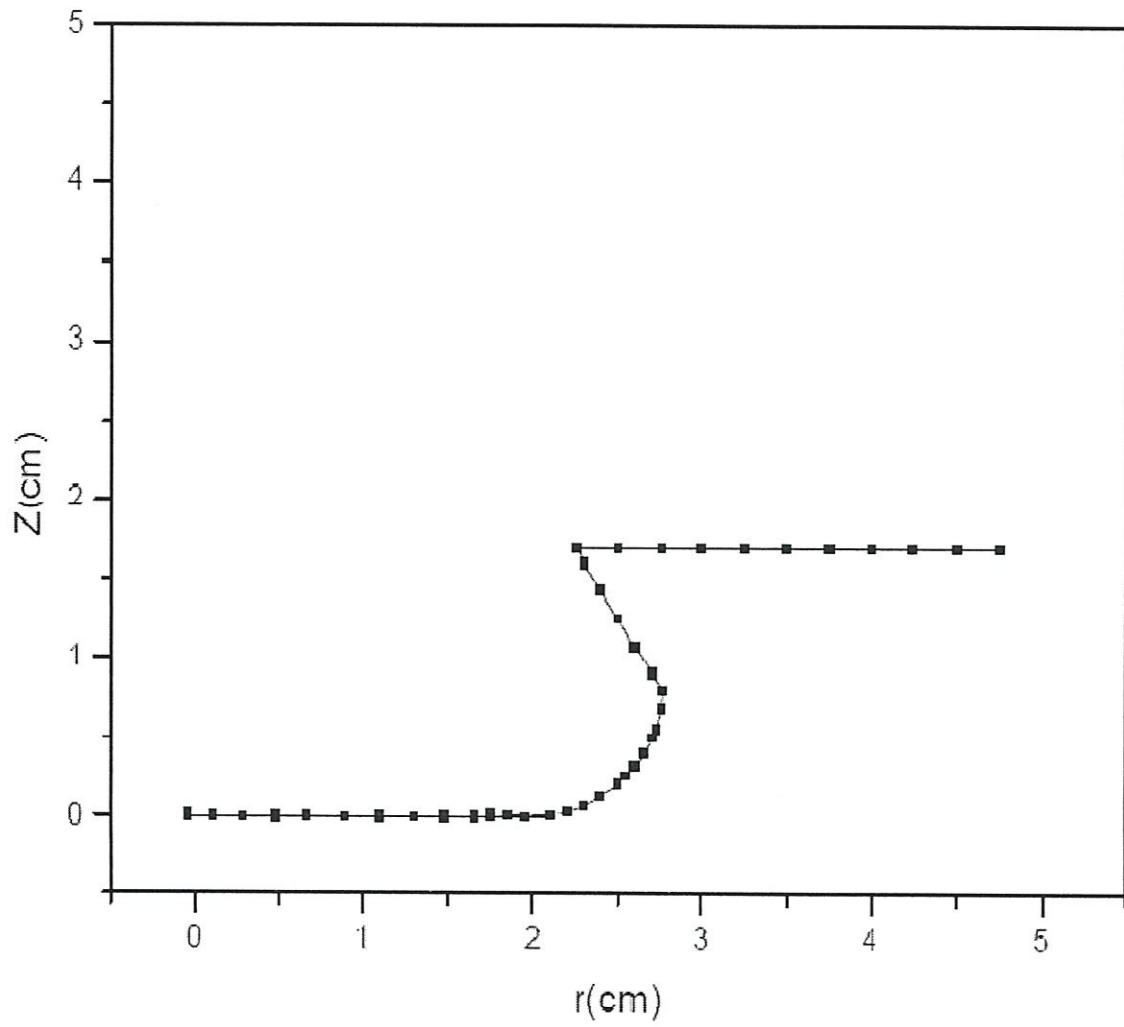


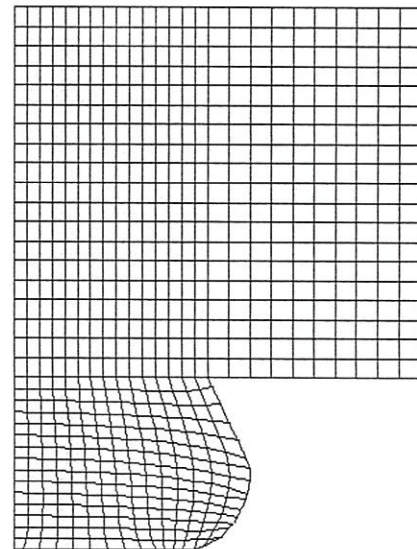
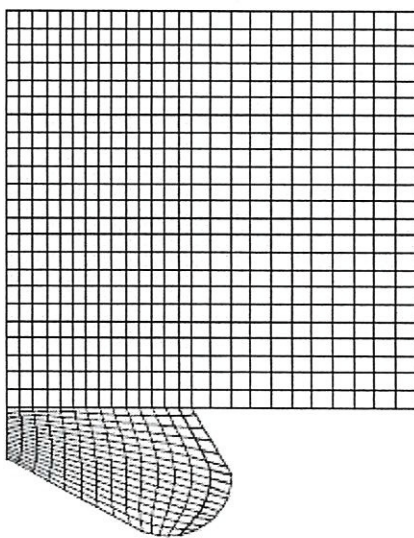
Figure III.3. Profile de la 2^{ème} chambre de combustion représentée par les points utilisés par le générateur de maillage du code KIVA II

		npo	42
		nunif	0
1	1	0.0	0.00000
2	1	0.100	0.00000
3	1	0.300	0.00000
4	1	0.500	0.00000
5	1	0.700	0.00000
6	1	0.900	0.00000
7	1	1.100	0.00000
8	1	1.300	0.00000
9	1	1.500	0.00000
10	1	1.659	0.00000
11	1	1.759	0.00000
12	1	1.859	0.00000
13	1	1.959	0.00000
14	1	2.100	0.00886
15	1	2.200	0.03716
16	1	2.300	0.07631
16	2	2.400	0.13252
16	3	2.500	0.21066
16	4	2.550	0.26081
16	5	2.600	0.32133
16	6	2.650	0.39686
16	7	2.700	0.49847
16	8	2.720	0.55326
16	9	2.750	0.68033
16	10	2.759	0.80000
16	11	2.700	0.90219
16	12	2.600	1.07539
16	13	2.500	1.24860
16	14	2.400	1.42180
16	15	2.300	1.59501
16	16	2.250	1.68161
17	16	2.500	1.68161
18	16	2.750	1.68161
19	16	3.000	1.68161
20	16	3.250	1.68161
21	16	3.500	1.68161
22	16	3.750	1.68161
23	16	4.000	1.68161
24	16	4.250	1.68161
25	16	4.500	1.68161
26	16	4.750	1.68161
27	16	5.000	1.68161

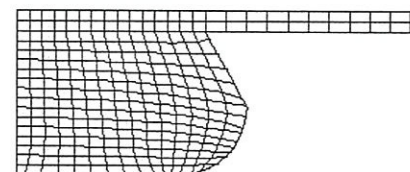
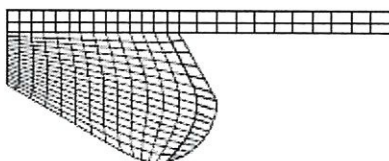
Tableau III.4. ipo, kpo, rpo et zpo des différents points
du profil de la 2^{ème} chambre de combustion.

Le maillage numérique de l'étude contient 25 cellules dans direction radiale ($NX=25$), 1 cellule dans la direction azimutale ($NY=1$) et 40 cellules dans la direction axiale ($NZ=40$). Au début du calcul (à -90°), le maillage démarre avec 40 cellules dans la direction axiale ($NZ=40$).

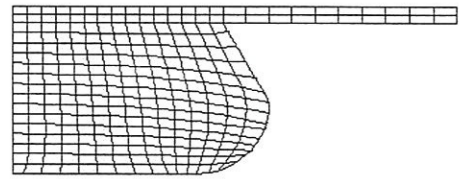
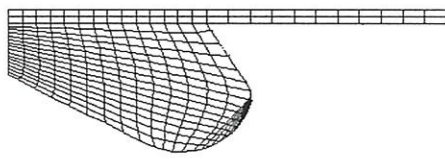
Lors de la phase de compression, les cellules sont comprimées au fur et à mesure que le piston s'approche du PMH. Jusqu'à un nombre minimal de cellules qui est de 2 entre la culasse et le plat du piston. Le mouvement du piston est assuré par le sous programme PISTON en mettant **rpe** égale au régime (**Figure III.4**).



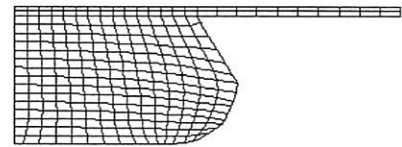
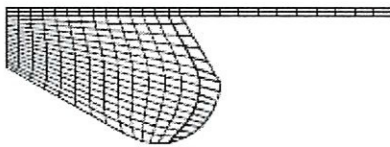
75 degré avant PMH



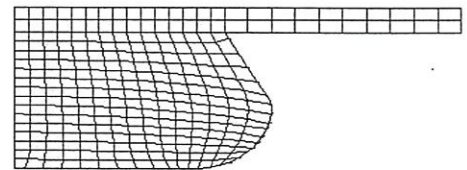
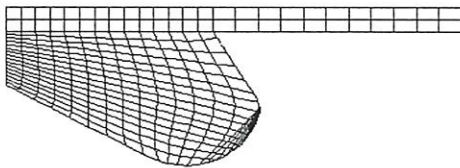
15 degré avant PMH



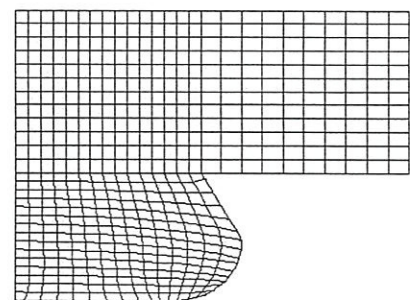
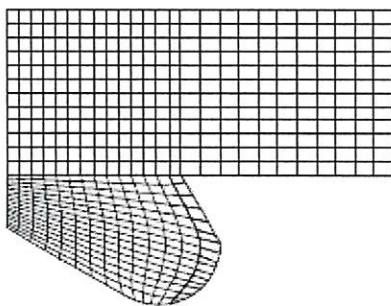
8 degré avant PMH



PMH



15 degré après PMH



45 degré après PMH

Figure III.4. Les maillages générés à différentes positions du piston pour les deux formes géométriques.

III.6. Discussion des résultats

La simulation numérique des espèces polluantes CO, CO₂, NO et HC pour différentes formes géométriques de la chambre de combustion a été effectuée en fonction du paramètre temps (angle de rotation du vilebrequin).

Le carburant

A 2° avant le PMH (figure III.7) les champs de contour de carburant sont caractérisés par une concentration de fuel près du foyer de l'injecteur est plus accentuée dans la deuxième géométrie par rapport à la première, donc la majorité du combustible injecté est brûlé avant PMH pour la première forme alors que pour la seconde forme une quantité des hydrocarbures imbrulés est présente d'un taux de combustion plus faible. Par contre Le carburant n'atteint pas les parois inférieures pour la deuxième géométrie, alors que pour la première le contact du carburant avec les parois inférieures permet au fluide d'avoir des mouvements tourbillonnaires grâce à sa forme spécifique et ainsi assurer un bon mélange air carburant pour avoir une bonne combustion.

La température

Près du PMH à 2° (figure III.8.A), les isotherme dans la première forme sont plus régulières et les températures plus élevées alors que dans la deuxième forme elles sont distordues et les températures moins élevées ce qui confirme une combustion mauvaise de ce fait la puissance déduite est plus faible que celle de la première géométrie. Après le PMH à 15° (figure III.8.B), les isothermes restent déformées pour le deuxième cas avec une perte de chaleur.

Dioxyde de carbone

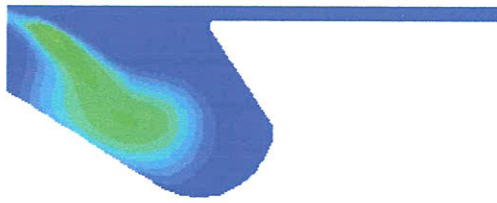
A 15° après le PMH (figure III.10), le CO₂ est présent avec des contours à haute concentration dans la deuxième forme à celui de la première vu les températures élevées de cette dernière une partie du CO₂ s'est transformé en CO. Les concentrations élevées se situent dans les champs de contour où les températures sont élevées. Donc la quantité en CO₂ est plus élevée dans la deuxième forme. Avec le mouvement du piston, la quantité de CO₂ continue à augmenter.

Monoxyde de carbone

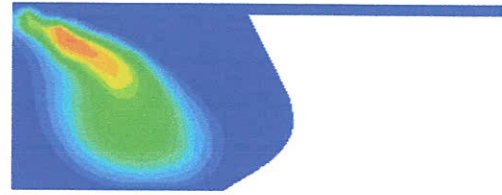
Les concentrations de CO sont plus élevées avec la température, elles sont peu importantes dans la première forme (figure III.9), qui avec le mouvement du piston atteignent le maximum à environ 20° après le PMH puis diminuent jusqu'à des valeurs négligeables puisque une bonne partie de CO formée se transforme en CO₂.

Monoxyde d'azote

Les contours dont les fractions massiques du NO sont importantes où les températures sont élevées. Par conséquent les concentrations en monoxyde d'azote dans la première forme sont supérieures à celle de la deuxième (figure III.11).



1^{ère} forme



2^{ème} forme

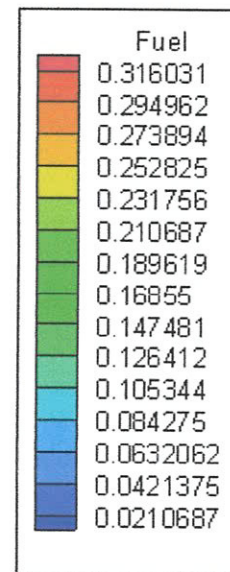
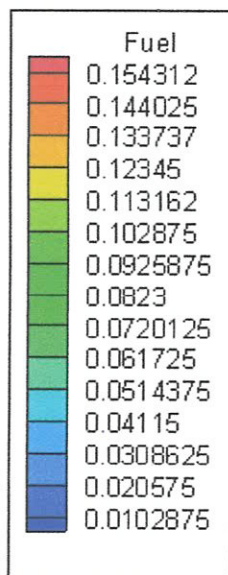


Figure III.7. Les contours des fractions massiques de la consommation du carburant à la position (-2°) avant le PMH pour les différentes formes.

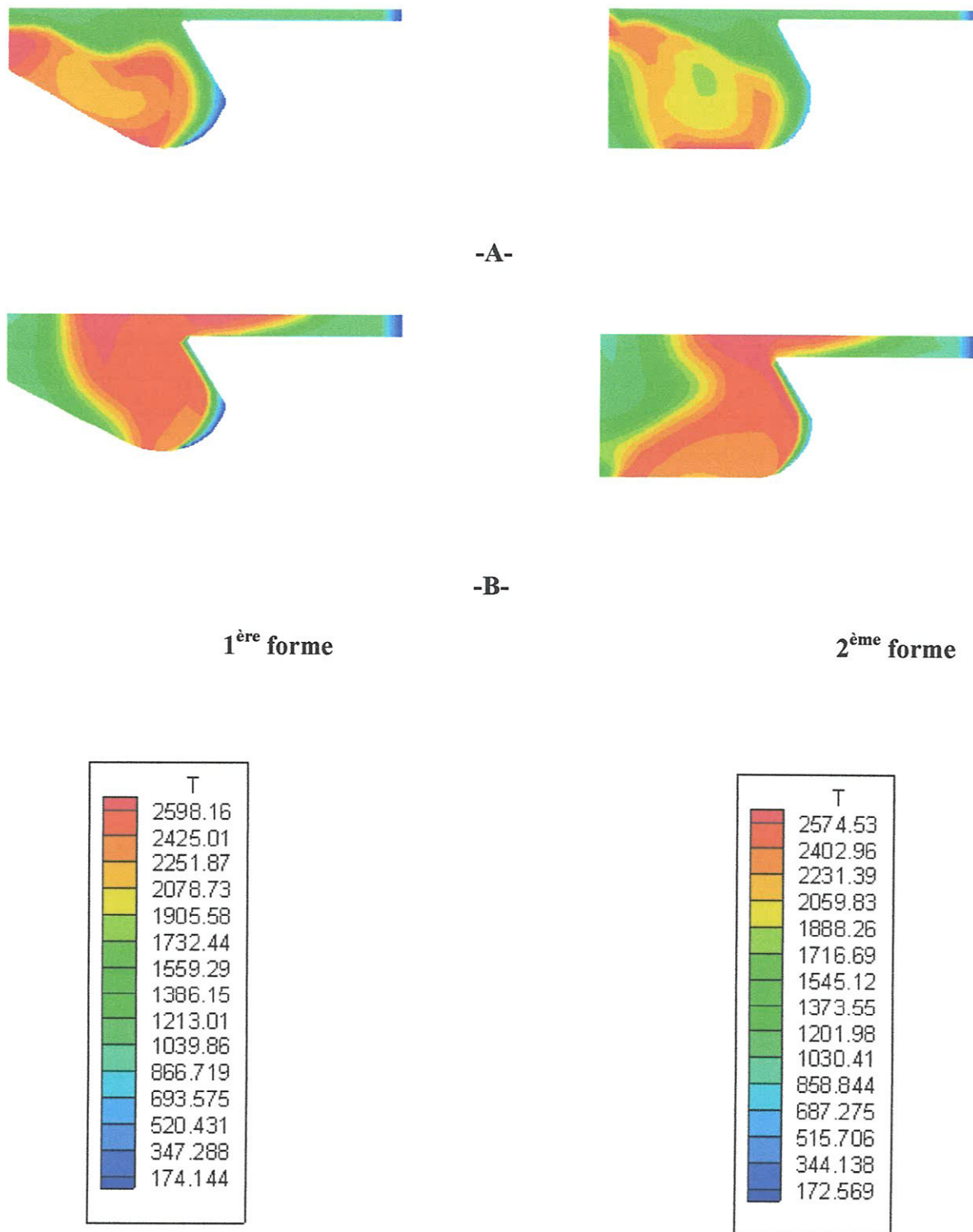
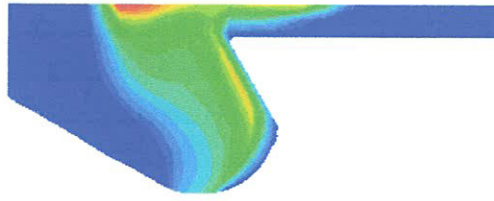
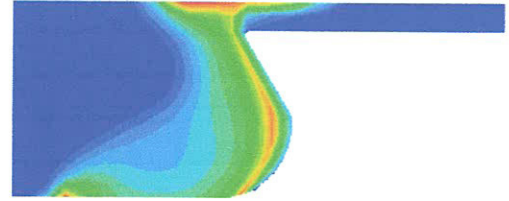


Figure III.8. Isothermes aux PMH et (15°) après le PMH pour les différentes formes.



1^{ère} forme



2^{ème} forme

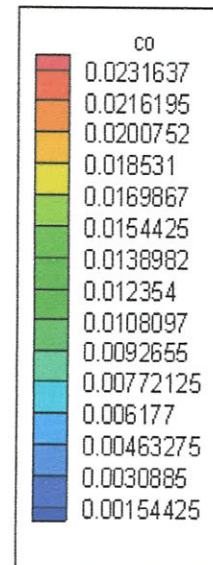
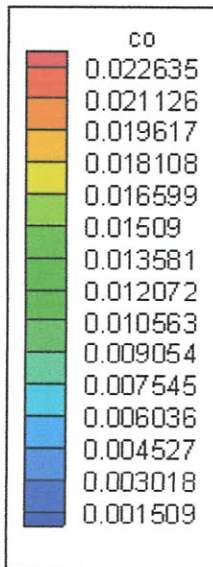


Figure III.9. Les contours des fractions massiques du CO à la position (15°) après le PMH pour les différentes formes.

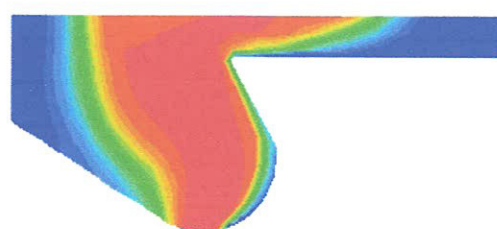
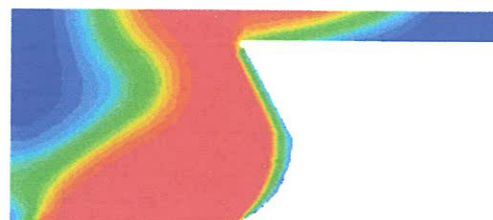
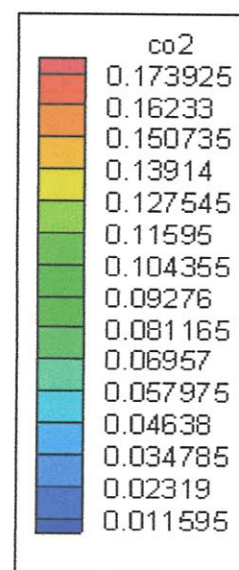
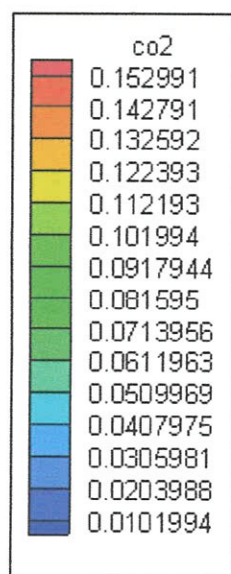
1^{ère} forme2^{ème} forme

Figure III.10. Les contours des fractions massiques du CO₂ à la position (15°) après le PMH pour les différentes formes.

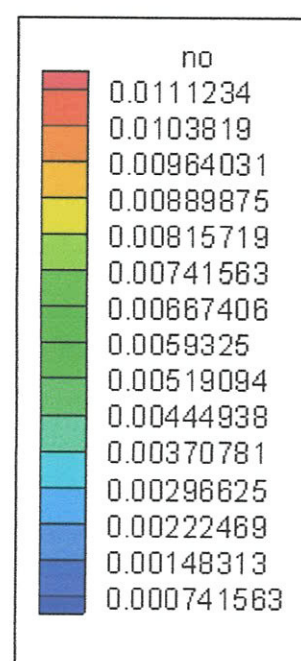
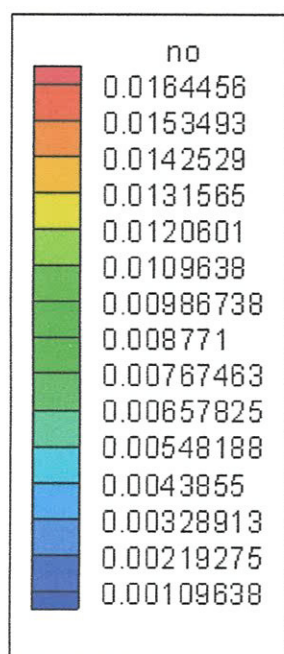
1^{ère} forme2^{ème} forme

Figure III.11. Les contours des fractions massiques du NO à la position (15°) avant le PMH pour les différentes formes.

Conclusion

Conclusion

Dans ce modeste travail, l'étude bidimensionnelle du fait de la forme géométrique de la chambre de combustion sur les émissions polluantes d'un moteur Diesel a été effectuée en utilisant le code KIVA II. Les mécanismes chimiques de la cinétique et de l'équilibre de la formation des différents polluants ont été implantés dans le code.

Cette étude constitue une contribution à la modélisation de la combustion dans les moteurs Diesel. Elle permet d'extraire les résultats suivants:

1. Les émissions en gaz carbonique pour la première forme géométrique de la chambre de combustion sont moins importantes que la deuxième.
2. Pour la première forme géométrique de la chambre de combustion, la masse des émissions en monoxyde de carbone est peu importante que la deuxième.
3. Les émissions en oxyde d'azote sont plus importantes pour la 1^{ère} forme.
4. La quantité des émissions en hydrocarbures imbrulées est plus grande pour la deuxième forme.

Références bibliographiques

- [1] A. D. Daddiou. «Etude de la combustion turbulente dans une chambre de combustion tridimensionnelle d'un moteur diesel », Mémoire de Magister, Université de Constantine, 2005.
- [2] A. Haupais. « Combustion dans les moteurs diesel », Technique de l'ingénieur.
- [3] I. Yahia & F. Lhouasnia. « Etude et la maintenance du moteur diesel ». Université de Boumerdès, 2008.
- [4] L'injection Diesel Haute pression à rampe commune.
www.Educauto.org/Document/Tech/ANFA-Diesel/hdi
- [5] www.wikipedia.com.
- [6] F. El-mahallawy & S. El-din habik. «Fundamentals and technology of combustion», El Sevier, 2002.
- [7] A. A. Amsden, P. J. O'Rourke & T. D. Butler. KIVA II: A computer program for chemically reactive flows with sprays. LA-11560-MS UC-96 Issued, may, 1989.
- [8] S. Khalil. « Etude numérique de l'effet du type de carburant sur les émissions polluantes dans un moteur *Diesel* », Mémoire de magister, Université de Constantine, 2006.
- [9] J. L. Froment. « Moteur diesel: injection et chambre de combustion», Technique de l'ingénieur.
- [10] A. Derghoum. « L'étude de l'effet de l'angle d'injection du carburant dans un moteur diesel », Mémoire de Master, Université de Jijel, 2010.
- [11] A. A. Amsden KIVA-III: A KIVA Program with Block-Structured Mesh for complex geometries, Los Alamos Laboratory, Report LA-12503-MS.
- [12] A. Benhamou, S. M. Medjdoub, P. Maspeyrot & A.H Bounif. « Analyse de l'influence de la forme de la tête du piston d'un moteur diesel à injection directe sur les contraintes thermomécaniques ». 19^{ème} congrès français de mécanique, Marseille, août 2009.

