

**REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE**

**MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR  
ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE**

**UNIVERSITE MENTOURI -CONSTANTINE**

**FACULTE DES SCIENCES DE L'INGENIEUR  
DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE**

N° d'ordre :  
Série :

**MEMOIRE**

Présenté en vue d'obtenir le diplôme de  
MAGISTER en Génie Mécanique

Option : THERMO-FLUIDES

***ÉTUDE DE LA COMBUSTION TURBULENTE DANS UNE CHAMBRE DE  
COMBUSTION TRIDIMENSIONNELE D'UN MOTEUR DIESEL***

PAR

**DADDIOUAISSA DAOUD**

Soutenu le :  
Devant le jury:

Président	Mr S. BENISSAAD	M.C	Université de Constantine
Rapporteur	Mr Z. NEMOUCHI	Professeur	Université de Constantine
Examineur	Mr S. BOUDEBOUS	M.C	Université de Constantine
Examineur	Mr K.TALBI	M.C	Université de Constantine



Dédicace

*A ma chère Mère*

*A mon cher Père.*

*A notre ange Abd-Elmadjid.*

*A mes chers Sœurs et Frères.*

*A ma chère Femme.*

*A toute ma Famille.*

*A tous Ceux qui me sont chers.*

# *Remerciements*

Je présente sincèrement mes grands remerciements au grand **Mr Z. NEMOUCHI**, Professeur à l'Université Mentouri Constantine, pour avoir dirigé ce travail avec une si grande rigueur scientifique sans égale, pour l'attention et la patience qui m'accordées, pour tous les précieux conseils qui ma donnés et pour tous les encouragements qui m'ont permis de réaliser ce modeste travail. Je tiens à exprimer mes vifs remerciements à **Mr M. S. BOULAHLIB** Maître Assistant à l'Université Mentouri Constantine qui n'a jamais cessé de m'orienter et de me pousser vers des horizons fantastiques. Je le remercie encore une fois de m'aider en matière de documentation. Mes remerciements sont aussi adressés à **Mr S. BOUDEBOUS** Maître de Conférence à l'Université Mentouri Constantine, à qui je dois beaucoup. Je leur adresse ma plus profonde reconnaissance pour gentillesse et leur disponibilité et d'être source de motivation dans toutes les circonstances.

Je remercie aussi **Mr S. BENISSAAD**, Maître de Conférence à l'Université Mentouri Constantine qui m'a fait l'honneur d'en assurer la présidence du jury.

J'exprime mes remerciements les plus sincères à **Mr K. TALBI** Maître de Conférence à l'Université Mentouri Constantine qui a accepté à participer à mon jury.

Enfin je remercie toute personne ayant pu, de près ou de loin, apporter une aide ou une contribution pour la réalisation de ce travail.

# TABLE DES MATIERES

<b><u>NOMENCLATURE</u></b> .....	I
<b><u>CHAPITRE I : INTRODUCTION GENERALE</u></b>	
I.1. Introduction.....	2
I.2. Contenu du mémoire .....	5
<b><u>CHAPITRE II : ETUDE BIBLIOGRAPHIQUE</u></b>	
II.1. Introduction .....	6
II.2. Etude bibliographique .....	7
II.3. Conclusion sur l'étude bibliographique .....	18
II.4. Objectifs du travail.....	18
<b><u>CHAPITRE III : FORMULATION MATHEMATIQUE &amp; CODE KIVA-II</u></b>	
III.1. Introduction .....	20
III.2. Aperçu historique sur le code KIVA-II .....	21
III.3. Phase continue (phase gazeuse) .....	22
III.3.1. Equations d'état .....	22
III.3.2. Equation de continuité pour l'espèce m .....	23
III.3.3. Equation de continuité pour le mélange.....	23
III.3.4. Equation de conservation de quantité de mouvement.....	23
III.3.5. Equation de conservation de l'énergie interne .....	24
III.3.6. Equations de la turbulence .....	25
III.3.6.1. Equation de transport de l'énergie cinétique turbulente .....	25
III.3.6.2. Equation de transport du taux de dissipation de l'énergie cinétique turbulente.....	25
III.3.7. Termes sources dus aux réactions chimiques.....	26
III.3.7.1. Réactions chimiques d'équilibre .....	27
III.3.7.2. Réactions chimiques cinétiques .....	27
III.4. Phase dispersée (phase liquide).....	29
III.4.1. Approches pour la modélisation du spray.....	29
III.4.2. Couplage des deux phases gazeuse et liquide .....	29
III.4.3. Equation du mouvement de la gouttelette.....	30
III.4.4. Equation de l'énergie de la gouttelette.....	31
III.4.5. Equation de masse (évaporation) de la gouttelette .....	33
III.4.6. Atomisation .....	33
III.4.6.1. Modèle Taylor Analogy Breakup .....	34
III.4.6.1.1. Taille des gouttelettes produites (filles).....	36
III.4.6.1.2. Vitesse des gouttelettes produites (filles) .....	37
III.4.6.2. Collision .....	37
III.4.6.2.1. Résultats de la collision .....	40
III.4.7. Equation de l'évolution du spray : équation de Williams .....	41
III.5. Méthodes numériques utilisées dans le code KIVA-II.....	42
III.6. Organigramme de calcul du code KIVA-II.....	43

**CHAPITRE IV : RESULTATS & DISCUSSION**

IV.1. Introduction.....	53
<hr/> <b>Partie 1</b> <hr/>	
IV.2. Comparaison de deux modèles de collision de gouttelettes évoluant dans un domaine parallélépipédique .....	47
IV.2.1. Définition du problème .....	47
IV.2.2. Maillage du domaine d'étude .....	47
IV.2.3. Comparaison des modèles de collision de gouttelettes.....	48
IV.2.4. Conclusion.....	48
<hr/> <b>Partie 2</b> <hr/>	
IV.3. Étude de l'aérothermochimie dans une chambre de combustion tridimensionnelle d'un moteur Diesel.....	51
IV.3.1. Définition du problème .....	52
IV.3.2. Maillage du domaine d'étude.....	54
IV.3.3. Discussion des résultats .....	56
IV-3.3.1. Phase gazeuse (phase continue) .....	56
IV.3.3.1.1. Champs de vitesse et de pression.....	56
IV.3.3.1.2. Isothermes.....	58
IV.3.3.1.3. Fraction massique du combustible.....	59
IV.3.3.1.4. Fractions massiques de l'oxygène et du dioxyde de carbone .....	59
IV.3.3.1.5. Fraction massique de l'oxyde d'azote.....	60
IV.3.3.1.6. Évolution de la masse totale du combustible et le taux de dégagement de la chaleur.....	60
IV.3.3.1.7. Évolution des masses des espèces.....	60
IV.3.3.1.8. Évolution de la température et la pression dans le cylindre .....	61
IV.3.3.1.9. Évolution de la pression moyenne et le délai d'inflammation .....	62
IV.3.3.2. Phase liquide (phase dispersée) .....	62
IV.3.3.2.1. Évolution des positions des particules .....	62
IV.3.3.2.2. Pénétration du spray.....	63
IV.3.4. Conclusion.....	64
<b><u>CONCLUSION GENERALE &amp; PERSPECTIVES</u></b> .....	85
<b><u>REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES</u></b> .....	87

---

# *CHAPITRE I*

---

## *INTRODUCTION GENERALE*

---

### **I.1. Introduction**

### **I.2. Contenu du mémoire**

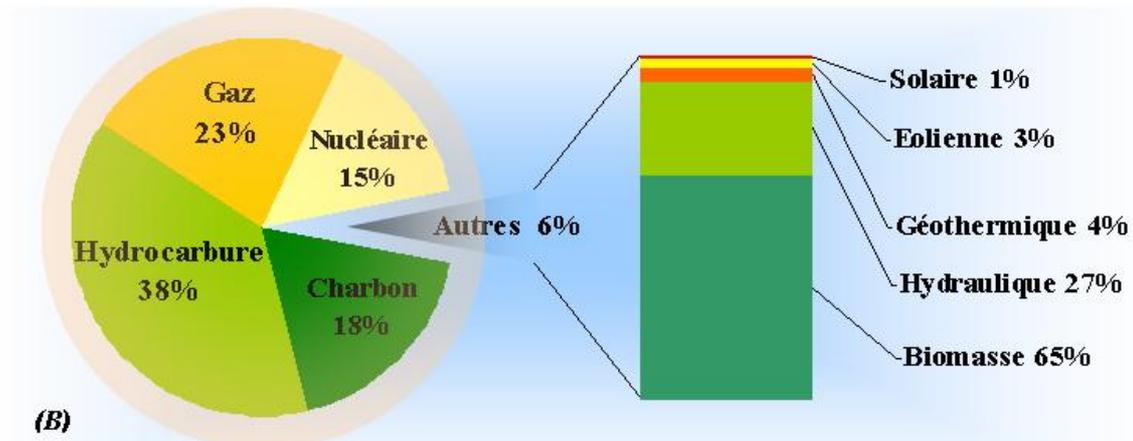
---

#### **I.1. Introduction :**

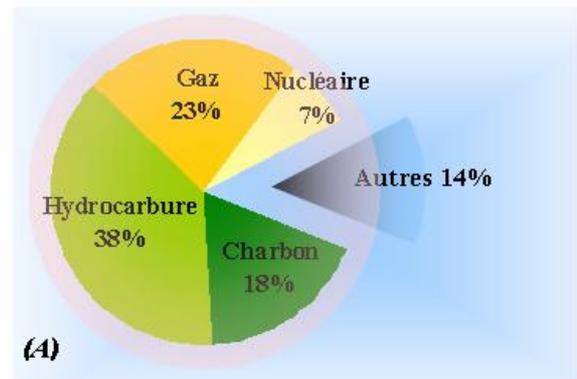
Les processus de combustion trouvent une importante étendue pratique dans la vie quotidienne et ainsi que dans les procédés industriels. D'après Chrys (2000) et European Commission (2005), Un pourcentage de 79 % des besoins mondiaux en énergie (par exemple fours, moteurs automobiles ou aéronautiques et turbines à gaz) proviennent de la combustion, voir figure I-1. Malgré cette importance, les principaux processus de la combustion et leurs interactions ne sont pas encore complètement maîtrisés. Les carburants généralement utilisés dans l'industrie sont les hydrocarbures et le charbon. Ces derniers sont des ressources épuisables, d'où la nécessité d'une combustion plus économique. D'autre part, les émissions polluantes posent une menace sérieuse sur le plan planétaire. Dans ce sens, il est nécessaire d'optimiser les paramètres des modes opératoires et géométriques des processus de combustion, afin de réduire au minimum les

risques environnementaux, tels que :

- l'émission de polluants nocifs à l'être humain (HC, NO<sub>x</sub> et CO).
- l'effet de serre provoqué par l'émission de CO<sub>2</sub>.



**Figure I-1 : Répartition des ressources d'énergie en 2002 selon la consommation mondiale (A) et de l'Union Européenne (U.E) (B), European Commission (2005). Les ressources d'énergie fossile restent toujours dominantes sur leurs consommations de l'U.E.**



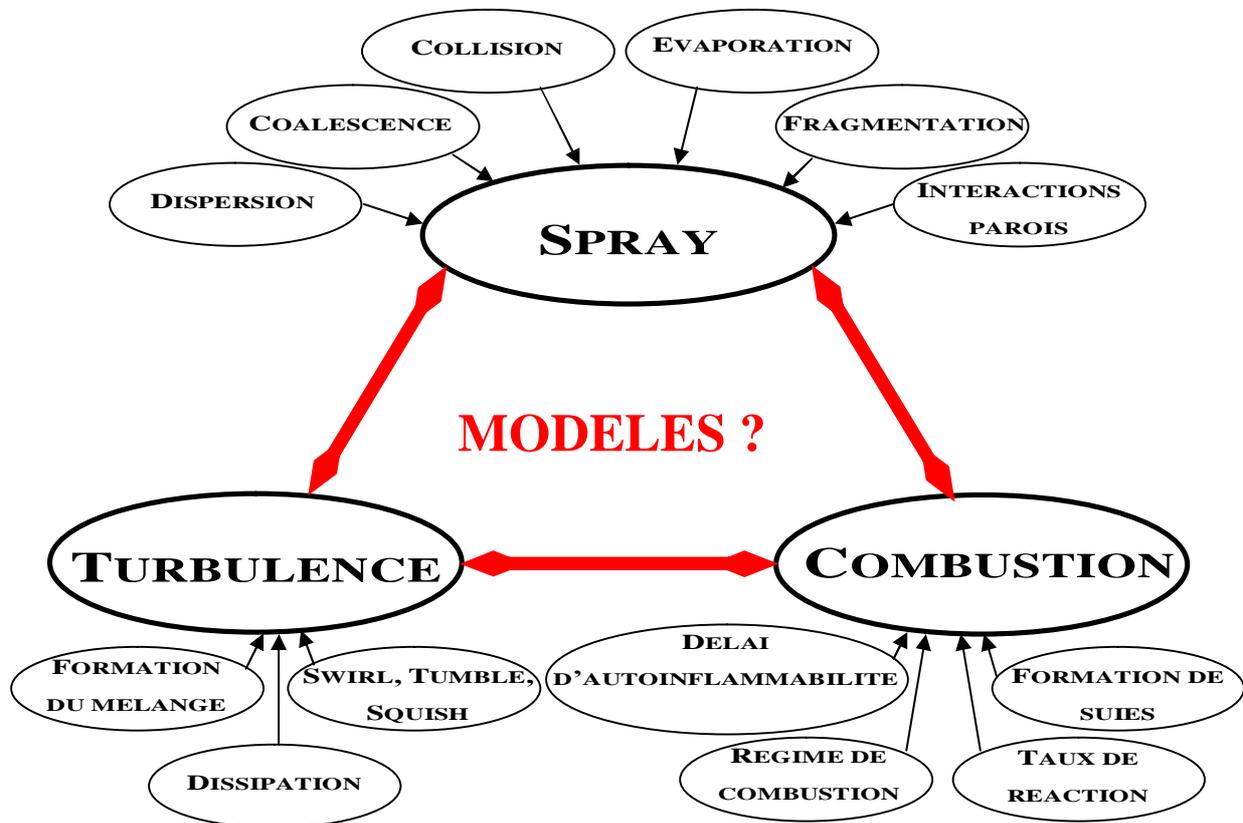
Dans la majeure partie des cas, les systèmes industriels, impliquant des phénomènes de combustion, sont basés sur la combustion turbulente d'un carburant qui est stocké sous forme liquide puis injecté soit dans une chambre de prévaporisation, soit directement dans la chambre de combustion. Le combustible liquide est alors dispersé sous la forme d'un nuage de gouttelettes (ou spray) tout en s'évaporant. En fonction des systèmes concernés, la combustion aura lieu soit au milieu du spray soit ultérieurement, au sein de la vapeur de combustible. Suivant les caractéristiques de l'injection (par exemple distribution et dispersion des gouttelettes et nature du combustible) et celles de la dispersion des gouttes et du mélange de la vapeur du fait de l'environnement turbulent, les propriétés cruciales des phénomènes de combustion (par exemple régimes, formation de mélange et délai d'auto inflammation) peuvent être très différentes.

L'objectif des chercheurs est de comprendre, de prédire et de contrôler l'ensemble de ces phénomènes. Pour cela, deux voies principales sont explorées : la mesure expérimentale et la modélisation numérique.

La conception des dispositifs expérimentaux pour l'étude des systèmes complexes de la combustion est difficile et coûteuse. Les simulations numériques offrent une alternative attrayante pour l'investigation et le développement de ces systèmes. De telles simulations fournissent des informations détaillées sur l'évolution des processus de la combustion, La limitation majeure est la précision des modèles mathématiques et des schémas numériques. Cette limitation est reliée principalement aux performances de l'outil informatique. La modélisation mathématique des écoulements réactifs a reçu une attention considérable durant les dernières décennies. Une grande variété de modèles décrivant les multiples processus se produisant dans la combustion (par exemple turbulence et chimie) ont été développées, ainsi qu'une variété de méthodes numériques nécessaires pour résoudre le système d'équations fondamentales. Les progrès de l'outil informatique ont également permis de simuler ces phénomènes complexes. Néanmoins, les modèles détaillés des processus physiques (par exemple mécanismes chimiques détaillés et le transport détaillé des différentes propriétés du milieu) sont possibles pour les flammes laminaires et les flammes turbulentes avec simples géométries. Dans les géométries complexes tridimensionnelles, des modèles très simplifiés sont utilisés afin de maintenir les conditions informatiques accessibles. Cependant, si les problèmes de modélisation de la combustion turbulente au sein d'un milieu purement gazeux commencent à être bien connus, et pour la majeure partie d'entre eux, maîtrisés, ce n'est plus du tout le cas lorsqu'une phase liquide évolue au sein de la chambre. En effet, les problèmes des écoulements diphasiques réactifs turbulents sont caractérisés par des couplages fortement non-linéaires : la turbulence influence le mouvement de la goutte, le mouvement de la goutte influence la turbulence, la turbulence influence le taux d'évaporation de la goutte, le taux d'évaporation de la goutte influence la structure de la flamme, la structure de la flamme influence la turbulence et le taux d'évaporation de la goutte, ainsi que les interactions goutte/goutte (par exemple collision et coalescence) et les interactions goutte/parois. Toutes ces interactions (spray, combustion et turbulence) peuvent jouer un rôle important, voir figure I-2. Par conséquent, il y a un besoin de nouveaux modèles simples et performants afin de capturer les phénomènes complexes.

En particulier pour les moteurs Diesel à injection directe récents, plusieurs solutions technologiques sont appliquées qui ont contribué à améliorer leur performance et à réduire leurs émissions polluantes. Parmi ces solutions, les systèmes d'injection dans les moteurs Diesel DI utilisent des injecteurs à plusieurs trous, généralement 4 à 6 trous, disposés symétriquement autour de l'extrémité. Cela implique une nature tridimensionnelle des phénomènes d'aérothermochimie et de l'évolution de la phase liquide dans la chambre de combustion.

L'ensemble de ces considérations motive de nombreux travaux de recherche liés à la combustion dans les moteurs diesels. 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.



**Figure I-2 : Résumé de quelques interactions spray / combustion / turbulence, Réveil-  
lon (2004).**

En effet, les normes réglementant la pollution des véhicules automobiles sont de plus en plus sévères (monoxyde de carbone, hydrocarbures inbrulés, oxydes d'azote et particules, table I-1). Le passage de la norme EURO III, (applicable à toute automobile neuve depuis le 01/01/2001) vers la norme EURO IV (nouveaux modèles à partir du 01/01/2005 et existants à partir du 01/01/2007) impose une réduction de toutes les émissions polluantes, à hauteur de plus de la moitié pour les moteurs à essence par exemple.

La consommation en carburant des véhicules est intimement liée aux émissions polluantes. Elle est aussi au coeur des préoccupations des constructeurs, motoristes et équipementiers. Ces motivations législatives et économiques sont les raisons pour lesquelles ces derniers cherchent à améliorer le rendement des moteurs et des dispositifs de traitement des polluants, Degobert (1997) et Delay (2005).

	<b>Monoxyde de carbone (g CO<sub>2</sub>/km)</b>	<b>Hydrocarbures (g HC/km)</b>	<b>Oxydes d'azote (g NO/km)</b>	<b>Particules (g/km)</b>
<b>EURO III essence</b>	2.30	0.20	0.15	-
<b>EURO IV essence</b>	1.00	0.10	0.08	-
<b>EURO III Diesel</b>	0.64	-	0.50	0.05
<b>EURO IV Diesel</b>	0.50	-	0.25	0.025

**Table I-1 : Evolution des normes européennes concernant les émission polluantes des moteurs essence et Diesel, Delay (2005).**

## **I.2. Contenu du mémoire :**

Le présent mémoire s'articule en quatre chapitres :

Le chapitre I, présenté ci-dessus, est une introduction générale sur l'importance des processus de la combustion, les différentes motivations sont citées qui poussent les équipes de recherche à s'intéresser à ce domaine, particulièrement la combustion dans les moteurs Diesel qui est l'une des applications les plus intéressantes.

Le chapitre II est consacré à une étude bibliographique étendue sur la combustion turbulente du spray dans les moteurs Diesel à injection directe. Les différents travaux de recherche expérimentaux et de modélisation sur ce sujet sont passés en revue. Enfin, les objectifs de ce travail sont cités.

Le chapitre III est une présentation générale du code KIVA-II et sa formulation mathématique des équations de l'aérothermochimie diphasique turbulente.

Le chapitre IV comporte deux parties : la première partie présente les résultats obtenus en utilisant les deux modèles de la collision des gouttelettes, le modèle de O'Rourke utilisé dans la version originale du code KIVA-II et le modèle de Nordin. Un maillage adéquat a été utilisé pour la comparaison de ces modèles. La deuxième partie présente les caractéristiques géométriques et les conditions de fonctionnement du moteur Diesel étudié, ainsi que les discussions des résultats obtenus.

Finalement, ce mémoire s'achève sur une conclusion et des suggestions pour les travaux futurs.

<b>I.1. Introduction :</b> .....	2
<b>I.2. Contenu du mémoire :</b> .....	5

### ***Références Bibliographiques:***

- [1] Chrys Correa, M.S. « **Combustion Simulations in Diesel Engines using Reduced Reaction Mechanisms** », Dissertation, Carola University of Heidelberg, Germany, 2000.
- [2] European Commission « **BIOMASS - Green energy for Europe** », Office for Official Publications of the European Communities EUR 21350, Luxembourg, 2005.
- [3] DELAY Guillaume « **Analyse des Ecoulements Transitoires dans les Système d'Injection Directe Essence, Effets sur l'Entraînement Instationnaire du Spray** », Thèse de Doctorat de L'INP de Toulouse, 23 mars 2005.
- [4] Tatschl Reinhard, Kûnserg Sarre Christopher V. and Berg Eberhard v. « **IC-Engine Spray Modeling – Status and Outlook** », International Multidimensional Engine Modeling User's Group Meeting at the SAE Congress 2002.
- [5] Degobert Paul « **Pollution atmosphérique: Réduction des émissions dues au moteur** », Techniques de l'Ingénieurs, **année**.
- [6] Froment Jean-Louis, « **Moteurs Diesel : injection et chambre de combustion** », Techniques de l'Ingénieurs, **année**.
- [7] **Le Grand Dictionnaire Terminologique**, office de la langue française, Québec, 2001.

**Figure I-2 : Résumé de quelques interactions spray / combustion / turbulence, Réveillon (2004).**

---

# *CHAPITRE II*

---

## *ETUDE BIBLIOGRAPHIQUE*

---

### **II.1. Introduction**

### **II.2. Etude bibliographique**

### **II.3. Conclusion sur l'étude bibliographique**

### **II.4. Objectifs du travail**

---

#### **II.1. Introduction :**

En raison des motivations, tant écologiques qu'économiques, énoncées dans l'introduction générale, les processus de la combustion dans les moteurs Diesel ont reçu une attention considérable de plusieurs équipes de recherche. Cela se traduit par un nombre important de travaux présentés ces dernières décennies, afin de comprendre et de contrôler l'ensemble des processus physiques se déroulant depuis l'injection du combustible liquide jusqu'aux phénomènes de combustion au sein de la chambre de combustion. Le schéma présenté par la figure II-1, résume la majeure partie des phénomènes en présence, grâce à quatre intitulés principaux: spray, évaporation, mélange et combustion.

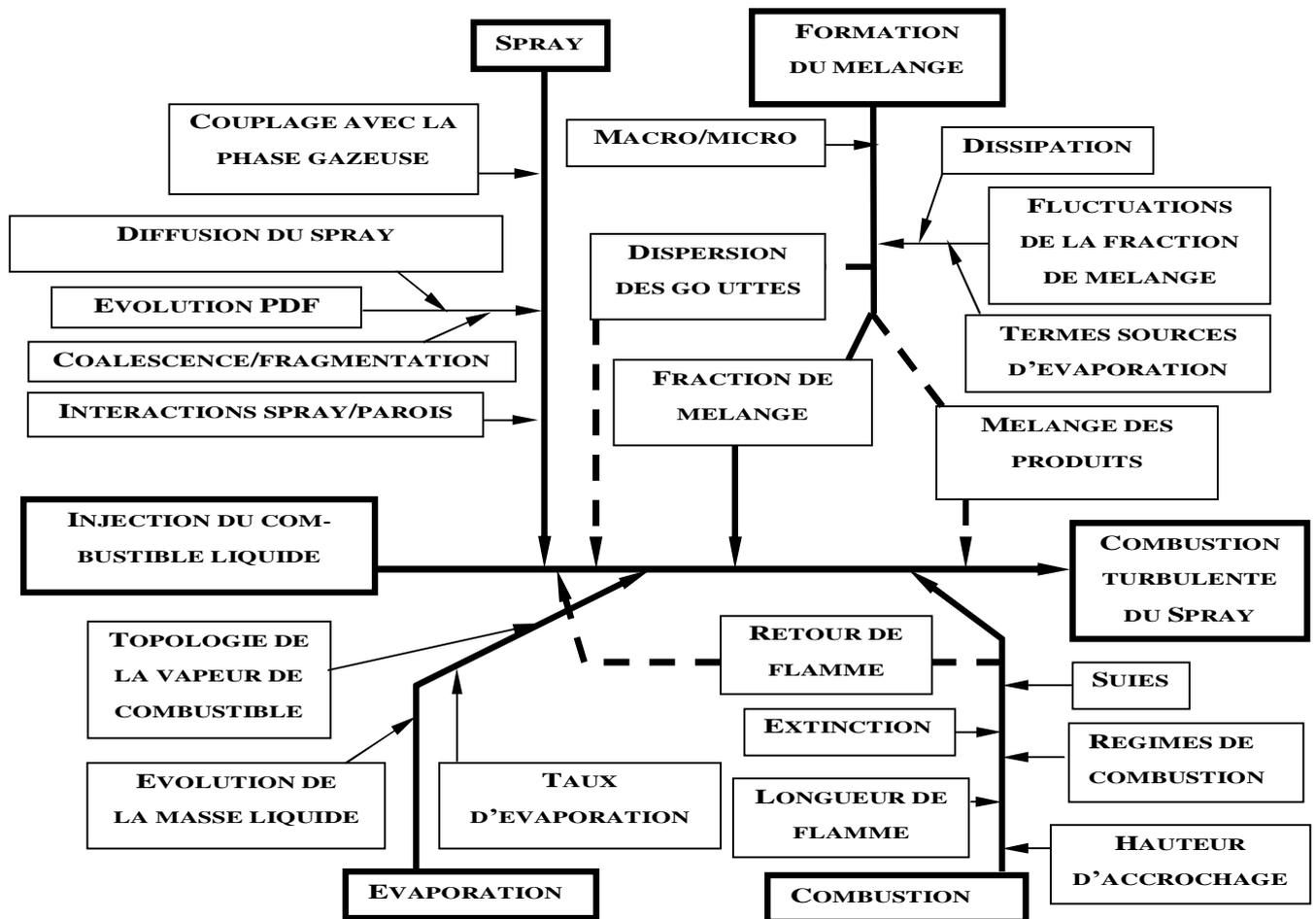


Figure II-1 : Schéma représentant les étapes d'injection, de dispersion, d'évaporation, de mélange et de combustion d'un spray dans une chambre de combustion, Réveillon (2004).

## II.2. Etude bibliographique :

D'après Kole (2002), La première approche de la modélisation du spray remonte à plus d'un siècle, avec Lord Rayleigh qui a analysé, pour la première fois en 1878, l'instabilité d'un cylindre liquide. Nils Bohr a prolongé l'analyse de Rayleigh pour inclure des effets visqueux sur l'évaluation de la tension superficielle en 1909. Constantin Weber a ensuite obtenu la longueur de fragmentation (*breakup length*) pour un jet visqueux en 1936. En utilisant la cinématographie rapide en 1936, Ohnesorge a classifié son observation expérimentale de la fragmentation du jet en quatre régimes différents. Ainsi, il a défini un nombre adimensionnel caractérisant le jet et décrivant avec succès les limites transitoires de deux jets. En outre des analyses précédentes, Weber en 1936 et Taylor un peu plus tard ont présenté l'influence du milieu ambiant sur la fragmentation du jet. Ce sont les travaux fondamentaux sur la théorie de la fragmentation du jet utilisée plus tard dans presque tous les travaux sur ce sujet.

Plusieurs mécanismes d'atomisation du jet liquide dans le champ proche de l'injecteur ont été développés. D'après Bracco (1985), différentes hypothèses ont été à la base du développement de ces mécanismes :

- a. Interaction aérodynamique liquide/gaz : *cette interaction donne naissance à des ondes instables qui se développent sur la surface liquide. De nombreux chercheurs ont analysé ce modèle, parmi lesquels il y a ceux qui ont considéré l'effets de la viscosité du liquide.*
- b. Turbulence du jet et à l'intérieur de l'injecteur: *l'une des hypothèses dans ce sens suppose que la composante radiale de la vitesse d'un écoulement turbulent dans une conduite peut causer une perturbation immédiatement à la sortie de l'orifice de l'injecteur. Une autre hypothèse admet que le processus d'atomisation du jet se produit à l'intérieur de l'injecteur et que l'effet de la turbulence du jet est important sur l'évolution de l'atomisation.*
- c. Cavitation à l'intérieur de l'injecteur : *ce phénomène crée des fluctuations de pression de large amplitude dans l'écoulement à l'intérieur de l'injecteur, ce qui a mené à supposer que la cavitation influence l'atomisation.*
- d. Réarrangement du profile de vitesses du jet : *l'observation expérimentale indique que le jet laminaire à grandes vitesses peut être plus instable que le jet turbulent complètement développé, en déduisant que cela est du au réarrangement dans le profil transversal de vitesses du jet laminaire, une fois que les contraintes aux parois disparaissent à la sortie de l'orifice de l'injecteur. Cette redistribution de l'énergie dans le jet fait augmenter la composante radiale de la vitesse, laquelle perturbe le jet.*
- e. Changement des contraintes tangentielles interfaciales : *l'une des supposition énonce que l'atomisation est due à l'accélération subit par le fluide à la couche limite sur les parois à la sortie de l'orifice provoquée par le changement brutal dans les conditions aux limites de l'écoulement. L'effet du changement des contraintes tangentielles interfaciales sur la stabilité de la couche limite a été étudié, en confirmant l'existence des courtes ondes de surface.*
- f. Oscillation de la pression d'injection (liquid supply pressure oscillation) : *Depuis qu'elle est observée fréquemment dans les systèmes d'injection, il a été supposé qu'elle joue un rôle important dans le mécanisme d'atomisation lui même.*

Bracco (1985) a discuté l'ensemble de ces mécanismes, en se basant sur les études expérimentales de Reitz et Bracco (1982) et de Wu et al. (1983) citées dans le même article. Dans ces dernières études, l'angle du spray a été mesuré au voisinage de l'orifice de l'injecteur sur une large

gamme de conditions et avec une variété de géométries d'orifices d'injecteurs. L'auteur a confirmé que l'interaction aérodynamique de l'interface liquide/gaz est le phénomène le plus important, mais non pas le seul, dans le mécanisme d'atomisation. L'auteur a indiqué l'incertitude des résultats expérimentaux pour fournir un support solide à la théorie aérodynamique de l'atomisation. L'auteur a noté le besoin à des techniques expérimentales plus sophistiquées pour avoir plus d'information sur la taille des gouttelettes, la taille et la forme du cône potentiel du jet, ainsi que la taille des gouttelettes formées par la fragmentation à l'intérieur du jet.

Nakayama et Araki (1985) ont développé une méthode utile pour la visualisation de la structure interne du spray libre résultant d'un injecteur pratiqué dans des moteurs Diesel. Les images obtenues ont été reconstituées en utilisant la tomodynamométrie. Cette méthode fournit une analyse qualitative de la distribution en taille des gouttelettes aux différents types d'injecteurs industriels. L'analyse peut s'étendre pour inclure l'estimation de la masse volumique des gouttelettes.

Nishida et al. (1985) ont utilisé l'interférométrie holographique avec simple et double pulsation du laser, dans le but de visualiser le spray libre dans une bombe d'essai à des températures et pressions respectivement supérieures à 773 K et 3 MPa. Les auteurs ont prouvé l'utilité de cette méthode pour visualiser les gouttelettes et la vapeur du combustible autour du spray à des températures élevées. Les auteurs ont constaté que la largeur du spray déduite par des mesures microscopiques a tendance à croître pour des températures élevées. Azetsu et al. (1990) ont remarqué l'existence de structures en forme de branche d'arbre (*branch-like structures*) dans la structure interne du spray libre. Ces structures sont régulièrement distantes. Elles sont quasiment constantes durant la période d'injection, La distance entre les branches décroît quand la pression ambiante croît. Fujimoto et al. (1990), Hiroyasu et al. (1990) et Chen et Wang (1990) ont étudié les caractéristiques de l'impact du spray sur une plaque plane. Koo et Martin (1990) ont étudié l'effet de la masse volumique du milieu ambiant sur la taille et la vitesse des gouttelettes. Yang et al. (1990) ont examiné expérimentalement la structure de la propagation d'une flamme à travers un spray. Obokata et al. (1990) ont rapporté une étude expérimentale sur l'interaction aérodynamique air/fioul dans des conditions atmosphériques. Huang et al. (1990) ont étudié expérimentalement les processus de l'atomisation du combustible en utilisant l'holographie laser.

Watkins et Wang (1990) ont développé deux modèles : un pour la collision gouttelette/gouttelette et l'autre pour prédire l'interaction gouttelette/parois. Kono et al. (1990) ont étudié, expérimentalement et numériquement (l'étude numérique basée sur le code KIVA), l'effet de l'interaction spray/swirl (en variant la direction d'injection) sur les performances d'un moteur Diesel DI. 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. Takagi et al. (1990) ont mené une étude expérimentale et numérique de l'interaction spray/parois. Enfin, ils ont proposé un nouveau modèle de l'interaction spray/parois qui tient en compte le rebondissement de la gouttelette sur les parois. De même, Chen et Wang (1990) ont développé un modèle de l'interaction spray/parois permettant de prédire la longueur de pénétration et la structure géométrique du spray. Allocca et al. (1990) ont simulé numériquement l'écoulement et la combustion d'un spray, la description des écoulements a été basée sur la formulation Eulérienne pour la phase gazeuse et sur la formulation lagrangienne pour la phase liquide. Ils ont comparé les résultats numériques et expérimentaux. Gao et Hu (1990) ont mesuré la taille et la distribution spatiale des gouttelettes du combustible dans la chambre de combustion d'un moteur Diesel DI, en appliquant la technique d'interférométrie holographique. Zhang et Shi (1990) ont développé un modèle pour prédire la pénétration et la trajectoire du spray résultant d'un injecteur à téton.

Les travaux de l'équipe de Reitz : Reitz (1991), Epstein et al. (1991), Gonzalez et al. (1991, 1992), Reitz et Rutland (1991, 1992, 1993), Gonzalez et Reitz (1991), Lian et Reitz (1991), Kong et al. (1992), Kuo et Reitz (1992), Rutland et al. (1993), Giangregorio et al. (1993), Liu et al. (1993), Reitz et al. (1992) et Kong et Reitz (1993) résument les résultats du développement et de validation des modèles numériques implémentés dans le code KIVA-II pour la simulation des écoulements et la combustion dans la chambre de combustion d'un moteur diesel y compris : l'atomisation du spray, fragmentation / coalescence des gouttelettes, vaporisation du carburant complexe, interactions spray/parois, inflammation et combustion, transfert de chaleur aux parois, formation des HC non-brûlées, des NOX et des suies, processus de rayonnement et de l'écoulement d'admission.

Aligrot et al. (1994) ont modélisés le délai de l'auto-inflammation des combustibles Diesel à partir de la loi de Wolfer. Lilleheie et al. (1994) ont étudié la formation des polluants NOx et CO dans un moteur Diesel DI, en utilisant le modèle de la combustion turbulente de Magnussen incorporé dans le code KIVA-II et le mécanisme de Zeld'ovich pour la production de NO.

Auriemma et al. (1995) ont évalué la performance du modèle k-ε (incorporé dans le code KIVA-II) dans la simulation des écoulements complexes turbulents instationnaires qui ont lieu dans un moteur à combustion interne. Ils en ont déduit que la valeur de la constante  $C_m$  (telle

que  $m_t = r C_m \frac{k^2}{e}$ ,  $m_t$  est la viscosité dynamique turbulente) pour laquelle les résultats numériques

et expérimentaux s'accordent est supérieure à la valeur standard du modèle de turbulence utilisée dans la version originale du code KIVA-II.

Johnson et al. (1995) ont mené une étude numérique tridimensionnelle de l'injection et de la combustion de l'hydrogène en utilisant le code KIVA-3. Le défi majeur est le rapport, de l'ordre de 4000, entre l'échelle de longueur caractéristique de l'orifice et celle de la chambre de combustion. La simplification du problème ramène le rapport de l'échelle de longueur dans la simulation à environ 400, avec une amélioration considérable en temps d'exécution. La comparaison des résultats numériques et expérimentaux montre un bon accord dans la pénétration du jet et l'évolution de la pression dans la chambre de combustion. Les auteurs indiquent, en comparant la modélisation de la combustion de l'hydrogène et du méthane, que l'hydrogène est plus difficile à modéliser et que les modèles utilisés ne sont pas aptes à prédire le délai de l'auto-inflammation dans ces conditions.

Catania et al. (1995) ont analysé expérimentalement les champs moyens et turbulents de l'écoulement des gaz dans la chambre de combustion d'un moteur diesel avec une tubulure d'admission d'air hélicoïdale et un bol de piston conique. Une nouvelle technique basée sur l'anémométrie à fil chaud, utilisant des sondes à simple et double fil, a permis l'obtention de nouveaux résultats sur le comportement de la structure turbulente dans la chambre.

Su et al. (1995) ont étudié l'effet de la pression d'injection et la géométrie de l'orifice de l'injecteur sur le diamètre moyen des gouttelettes (SMD : *Sauter Mean Diameter*), l'émission des NOx et des particules d'un moteur diesel DI. Les expériences sur le spray et les émissions du moteur ont été effectuées en parallèle en utilisant le même système d'injection de carburant et les mêmes conditions de fonctionnement. Avec la photographie ultra-rapide et l'analyse numérique d'image, une technique d'extinction de la lumière (*a light extinction technique*) a été employée pour obtenir les caractéristiques du jet : longueur de pénétration, angle d'injection et le SMD. Les NOx et les émissions des particules de suie ont été analysés à partir d'essais sur le moteur Diesel de poids lourd (Caterpillar 3406). Les résultats expérimentaux ont prouvé que pour des pressions plus élevées d'injection, le SMD est plus petit, c'est-à-dire un spray plus fin est obtenu. Dans ce cas, il résulte des émissions élevées de NOx et des émissions inférieures des particules. Pour différentes géométries de l'orifice d'injecteur, avec la même durée d'injection et la même quantité de fuel injectée, un orifice avec une sortie arrondie donne un SMD plus grand qu'un orifice à angle vif. L'écart entre les SMD donnés par les deux orifices devient plus petit à mesure que la pression d'injection augmente. Un orifice de faible diamètre génère des gouttelettes de très faible taille et produit peu de particules; mais la tendance de NOx dépend de la pression d'injec-

tion. Une stratégie à double injection a donné un faible SMD et une réduction des émissions des NOx et des particules en même temps.

Curtis et al. (1995) ont développé un modèle d'évaporation des gouttelettes pour la simulation du spray à des pressions ambiantes élevées. Le modèle consiste en une modification du modèle de vaporisation de Spalding en tenant compte de l'effet de la pression élevée sur l'équilibre des phases, le transport des propriétés et la tension superficielle. Le nouveau modèle tient compte de la non uniformité de la température dans le liquide en employant un modèle simple de deux zones pour la gouttelette. Différentes modifications ont été testées pour le cas de la vaporisation, dans un milieu à haute pression, d'une seule gouttelette dans un environnement tranquille et aussi d'un spray, en utilisant le code de KIVA II. Les comparaisons avec des résultats expérimentaux de la vaporisation du spray montrent des prévisions légèrement améliorées pour la pénétration du spray. En outre, la performance du modèle de la vaporisation sur des prévisions de la combustion diesel a été étudiée en appliquant les deux modèles pour simuler le processus de la combustion dans un moteur diesel de poids lourd. Dans ce cas-ci les modèles de la vaporisation standard et à haute pression ont donné des résultats semblables pour le dégagement de la chaleur et des émissions. Cependant, les résultats prouvent qu'une représentation plus réaliste du processus de la vaporisation est réalisée avec le nouveau modèle. En particulier, moins de carburant non brûlé a été prévu pour demeurer dans la chambre de combustion plus tard dans la course moteur (temps moteur).

Uludogan et al. (1996) ont mené une étude numérique (basée sur le code KIVA-II) de l'effet de la vitesse de rotation du vilebrequin d'un moteur Diesel DI sur le processus de la combustion et la formation des polluants. Les résultats indiquent que, pour des vitesses élevées de la rotation du moteur, le fioul est consommé dans une période de temps beaucoup plus courte avec un meilleur mélange d'air/fioul. De courtes durées de la combustion fournissent beaucoup moins de temps disponible pour la formation des suies et des NOx. En outre, l'amélioration du mélange air/fioul minimise la suie et les NOx en réduisant les régions riches en carburant. Une vitesse de rotation du moteur plus élevée est prévue donc pour diminuer sensiblement les suies et la formation de NOx. Les résultats indiquent que la synchronisation de l'injection du fioul et la vitesse de rotation du moteur peut être employée pour déterminer les conditions de fonctionnement optimales en terme de puissance et des émissions dans un moteur diesel à injection directe.

Pour valider le mécanisme étendu de Zel'dovich pour la production des NOx (*Extended Zel'dovich NO Mechanism*) implémenté dans le code KIVA-II, Gregory et al. (1996) ont jugé important d'éviter la modélisation des processus du spray (par exemple injection, évaporation,

formation de mélange, délais d'inflammation et interaction parois/spray) et d'étudier la formation de NO<sub>x</sub> dans une configuration à flamme prémélangée stoechiométrique à allumage commandé. Pour cela, ils ont modifié le moteur Diesel DI de poids lourd (Caterpillar 3406) pour le rendre fonctionnant au gaz (propane). Un bon accord a été obtenu entre les résultats expérimentaux et numériques de l'évolution de la pression dans le cylindre et l'émission des NO<sub>x</sub> pour une gamme des vitesses de rotation du moteur, différents calages de l'étincelle et des concentrations des gaz d'échappement recirculés (EGR : *Exhaust Gas Recirculation*). En outre, le mécanisme de Zel'dovich a pu reproduire d'une manière satisfaisante les émissions des NO<sub>x</sub> mesurées à l'échappement du moteur sur une gamme complète des conditions de fonctionnement.

AI-Roub et al. (1996) ont visualisés les interactions gouttelette/gouttelette et gouttelette/film liquide dans l'impact perpendiculaire d'un spray sur une plaque plane, en utilisant la photographie ultra-rapide. Les effets de ces interactions sur l'atomisation secondaire et la dispersion des gouttelettes ont été mis en évidence.

Ricart et Reitz (1996) ont utilisé un endoscope basé sur un système d'acquisition et de traitement d'image pour le diagnostic de la combustion dans un moteur Diesel à injection pilotée. Les cas expérimentaux ont été simulés en utilisant une version du code KIVA-II qui inclut des améliorations dans les modèles de turbulence, de transfert thermique aux parois, de spray, d'inflammation et de combustion. Des injections pilotées de trois quantités différentes (10, 15 et 20% du carburant injecté à 1600 t/mn) à différentes synchronisations de début d'injection ont été étudiées. Un bon accord a été obtenu pour la synchronisation d'injection et l'endroit de l'inflammation. La pénétration de la flamme observée dans les images de la luminosité de la flamme a été également capturée dans les prévisions.

Tanner (1998) a développé et testé des modèles concernant le processus d'atomisation d'un jet de combustible liquide et le fractionnement secondaire (*secondary breakup*) des gouttelettes pour le cas de non-évaporation. Il a utilisé le code KIVA-3 pour simuler un jet de combustible Diesel sous la forme d'un cône plein injecté dans une cellule cylindrique à volume constant. Il a calculé le fractionnement du combustible liquide en se basant sur le modèle amélioré de fractionnement de Taylor (ETAB : *Enhanced Taylor Analogy Breakup model*). Tanner a testé le modèle amélioré par des comparaisons avec des données de PDA (*Phase Doppler Anemometry*), spécifiquement, les distributions de rayon et de vitesse des gouttelettes. D'autres comparaisons ont été effectuées avec des résultats numériques en utilisant le modèle de fractionnement de Reitz (*Wave Breakup model*) et avec des résultats expérimentaux de Hiroyasu et Kadota. Les améliorations du modèle indiqué ont donné des résultats qui s'accordent bien à ces résultats numériques (Reitz) et

expérimentaux (Hiroyasu et Kadota) sur le comportement global du spray comme la pénétration, l'angle du cône et le champ de SMR (*Sauter Mean Radius*).

Habchi et al. (1997) ont implémenté le modèle de fragmentation de gouttelette FIPA (Fractionnement Induit Par Accélération) dans le code KMB (*KIVA Multi-Block*), une version modifiée du code KIVA-II. Ils ont validé le modèle en utilisant la technique *monodisperse drop breakup* de Liu et Reitz. Pour la modélisation de l'atomisation primaire et secondaire, ils ont couplé le modèle de fractionnement de Reitz (*Wave Breakup model*) avec ce nouveau modèle (FIPA). Pour valider ce modèle couplé (WAVE-FIPA), ils ont adapté le système d'injection à haute pression appelé *Common Rail System* à une cellule de volume constant. Des pénétrations de liquide et de vapeur dans la cellule sont bien reproduites, même pour le cas à hautes pressions d'injection, avec ou sans évaporation.

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. 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 montré.

Schmidt et al. (1999) ont présenté un nouveau modèle d'injection tourbillonnante (*Pressure-Swirl Atomization*). Ce modèle, connu comme le modèle de LISA (*Linearized Instability Sheet Atomization*), est basé sur l'analyse d'instabilité linéarisée d'une nappe libre. Le modèle a été incorporé dans le code KIVA-3V et utilisé pour la simulation de l'atomisation des sprays en cône creux de deux différents injecteurs.

Matsson et al. (2000) ont mené une étude expérimentale comparative des caractéristiques de la combustion et d'émissions de polluants d'un moteur Diesel en utilisant des formes géométriques circulaires et elliptiques d'orifice de l'injecteur. Les orifices elliptiques offrent des possibilités intéressantes pour augmenter l'entraînement d'air dans le jet, qui pourrait mener à une réduction

des émissions polluantes pour la combustion diesel.

Nishimura et Assanis (2000) ont formulé et validé avec des données expérimentales un modèle de fragmentation primaire basé sur le principe de conservation d'énergie. Le principe de ce modèle (nommé CEB pour *Cavitation bubble collapse Energy Breakup*) est de prendre en compte le collapse des bulles de cavitation dans le processus de la fragmentation (*breakup*).

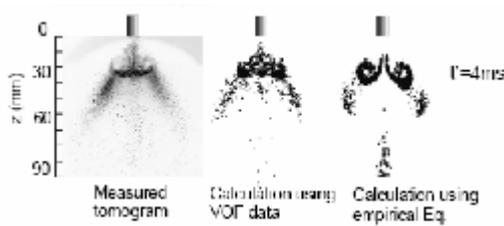
Schmidt et Rutland (2000) ont présenté un nouvel algorithme de collision des gouttelettes basé sur l'approche de Dukowicz. Cette dernière, généralement appelée *Direct Simulation Monte Carlo* (DSMC), est appliquée dans le calcul de la dynamique des gaz. Cet algorithme, nommé *No-Time-Counter* (NTC) *method*, est très efficace en terme du temps d'utilisation du processeur. L'algorithme NTC a été implémenté dans un code de calcul multidimensionnel. Les calculs de collision sont exécutés sur un maillage spécial de collision qui est optimisée pour la dimension de l'échantillonnage et la résolution spatiale. L'algorithme de calcul des collisions proposé est plus rapide et plus précis que l'algorithme standard courant d'O'Rourke.

Dumont et al. (2001) ont présenté un nouveau code de calcul, nommé CavIF (*Cavitating Internal Flow*) pour la simulation des écoulements cavitants instationnaires dans les injecteurs Diesel à haute pression. La formulation mathématique est basée sur le modèle de mélange homogène à l'équilibre. Ils ont validé le code pour une configuration typique d'écoulement cavitant. Ainsi, ils ont présenté des résultats numériques des écoulements cavitants dans les injecteurs diesel.

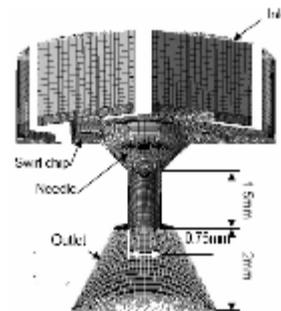
En raison du mouvement du piston et des processus d'injection et de combustion, les écoulements dans les moteurs Diesel DI sont transitoires de nature. Donc, l'hypothèse d'équilibre de la turbulence n'est pas satisfaite. En se basant sur les considérations de la turbulence dans un état de non-équilibre à partir de la théorie de distorsion rapide de la turbulence (*Non-equilibrium turbulence considerations from rapid distortion theory*), Tanner et al. (2001) ont apporté des corrections au taux de dissipation de l'énergie turbulente qui ont été implémentés, en combinaison avec le modèle RNG k- $\epsilon$ , dans une version améliorée du code KIVA. Ces corrections concernent essentiellement le délai entre les changements de l'énergie cinétique turbulente dus aux changements de l'écoulement moyen et les changements de son taux de dissipation. Ils ont démontré que ce délai est contrôlé par le nombre de Reynolds turbulent. Ces corrections du taux de dissipation ont été validées avec des mesures expérimentales de turbulence effectuées sur un moteur diesel.

Moriyoshi et al. (2002) ont étudié numériquement le processus de formation du spray de carburant à partir d'un injecteur à injection tourbillonnante, en utilisant le modèle de VOF (*Volume Of Fluid*) et la méthode DDM (*Discrete Droplet Model*). Le modèle de VOF est utilisé pour simu-

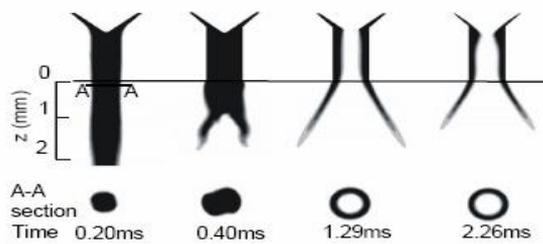
ler l'écoulement diphasique à l'intérieur de l'injecteur et également le processus de formation de film liquide à la sortie de l'orifice, alors que DDM est utilisé pour simuler un spray libre de carburant dans une chambre à volume constant en utilisant des conditions initiales déduites par des équations empiriques ou les résultats calculés à partir du modèle VOF (figure II-3). En conséquence, un accord assez bon a été obtenu des caractéristiques du spray, telles que la forme et la pénétration, entre l'expérience et le calcul (figure II-2, 4, 5). Cependant, des améliorations des modèles de la fragmentation des gouttelettes (*droplet breakup Models*) et de la méthode de calcul de l'écoulement diphasique sont nécessaire pour obtenir des résultats meilleurs.



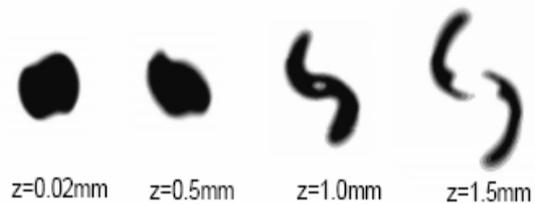
**Figure II-2 :** *Distribution, mesurée et calculée, des gouttelettes injectées dans le plan vertical placé sur l'axe de l'injecteur, Moriyoshi (2002).*



**Figure II-3 :** *Maillage utilisé pour simuler l'écoulement à l'intérieur de l'injecteur, Moriyoshi (2002).*



**Figure II-4 :** *Distribution spatiale du fioul liquide dans le plan vertical placé sur l'axe de l'injecteur, pression d'injection=3MPa, Moriyoshi (2002).*



**Figure II-5 :** *Distribution spatiale du fioul liquide pour différentes positions horizontales, pression injection=3MPa, temps=0.4ms, Moriyoshi (2002).*

Le régime de combustion *Modulated kinetics (MK) combustion* est basé sur la combustion pré-mélangée à basse température réalisée dans des moteurs à allumage par compression, si la synchronisation d'injection est retardée pour prolonger le délai d'inflammation jusqu'à la durée d'injection du carburant. Dans ces conditions, il a été confirmé expérimentalement que la combustion pré-mélangée à basse température conduit à réduire les émissions polluantes et la consommation de carburant. Pour simuler des régimes de combustion MK dans des moteurs à allumage par compression, Golovitchev (2003) a développé un nouveau modèle EDC (*Eddy Dissipation*

*Concept*) basé sur la procédure *operator-splitting* appliquée aux équations de conservation de la masse pour les espèces participant aux mécanismes des réactions chimiques complexes. Le modèle a été implémenté dans le code KIVA-3V.

Pawar et Jajoo (2004) ont développé des modèles pour la prévision de la combustion et de transfert de chaleur dans un moteur Diesel. Les modèles de transfert thermique de Annand et de Woshni ont été considérés pour le calcul du transfert thermique de gaz/parois. En utilisant ces modèles, les auteurs ont étudié l'effet de la synchronisation de l'injection et des températures des parois sur la combustion, le taux et le dégagement de chaleur cumulée, le délai d'auto-inflammation et les performances globales du moteur Diesel DI.

Gustavsson et Golovitchev (2004) ont mis en évidence l'impact de la collision des gouttelettes sur le taux de dégagement de la chaleur pendant l'injection pilote, en utilisant, les différents modèles de collision et de combustion turbulente et de chimie détaillée incorporés dans le code KIVA-3V (version 2).

Choi et al. (2004) ont mené une étude empirique paramétrique de la combustion dans un moteur Diesel DI, pour un régime à basse température, et un retard à l'injection. La pression d'injection a été variée de 600 à 1200 bars, le taux de swirl de 1.44 à 7.12, et la température d'aspiration de 30 à 110°C. L'injection à hautes pressions a pour effet de favoriser la formation tôt du mélange, ayant pour résultat d'augmenter le pic de la chaleur dégagée apparente, réduire la luminosité de suie et augmenter légèrement les taux d'oxydation de suie. Pour des faibles pressions d'injection, plus de luminosité de suie est observée dans le volume compris entre le plat de piston et la culasse. Cependant, la variation du taux de swirl a un impact sur la fin du processus de la combustion et affecte très peu la combustion au début. Comme résultat final, la suppression complète de la formation de suie a été jugée difficile avec les caractéristiques du système d'injection du carburant et de combustion utilisées.

Vinkovic et al. (2005) ont effectué à l'aide d'une Simulation des Grandes Echelles (SGE) une étude de la dispersion de scalaires passifs et de gouttelettes dans une couche limite turbulente. Les particules fluides contenant le scalaire et les gouttelettes sont suivies de manière lagrangienne. L'équation stochastique de Langevin est utilisée pour déterminer la composante sous-maille (petite échelle) de la vitesse des particules dans la SGE fournissant la composante grande échelle. Le modèle stochastique est reformulé en termes de grandeurs filtrées et il est exprimé uniquement en fonction des grandeurs obtenues par SGE. Un modèle de coalescence/fragmentation est utilisé pour tenir compte des interactions entre les gouttelettes. Les résultats de SGE sont comparés aux résultats expérimentaux de Fackrell et Robins. Le couplage du modèle stochasti-

que avec une SGE semble bien adapté à la modélisation du mouvement des particules fluides et des gouttelettes dans une maille.

Beau et al. (2005) ont couplé le modèle Euler-Lagrange pour l'Atomisation et les Sprays (ELSA) tridimensionnel avec un modèle de vaporisation. Ils ont développé une fermeture au second ordre pour décrire plus précisément le flux turbulent. Le modèle ELSA part du principe que dans la zone très dense, près du nez de l'injecteur, une approche Lagrangienne n'est pas appropriée vu la présence du coeur liquide et des fortes interactions liquide/liquide et gaz/liquide. Ainsi une approche Eulérienne qui considère les phases liquide et gazeuse comme un mélange complexe et qui les représente par un seul fluide à masse volumique fortement variable semble être plus appropriée pour représenter la zone dense du spray, en évitant le traitement des termes de transfert interfacial. Cette méthode permet aussi d'initier plus précisément des calculs Lagrangiens, quand le spray est considéré comme suffisamment dilué. En effet, une interface Euler/Lagrange est calculée de manière dynamique grâce à un critère de dilution : la fraction volumique de liquide. Le modèle ELSA permet de simuler des sprays de l'intérieur de l'injecteur jusqu'à leur vaporisation complète. Les résultats concernant les profils de vitesse dans la zone dense et la pénétration du liquide et celle de la vapeur ont été présentés. Ces résultats ont montré la capacité du modèle ELSA à prédire correctement les pénétrations liquide et vapeur sans changer au cas par cas les constantes de modélisation.

### **II.3. Conclusion sur l'étude bibliographique :**

L'ensemble de ces travaux montre l'utilité des modèles multidimensionnels dans la compréhension des processus de la combustion et pour orienter la recherche vers des nouvelles conceptions des moteurs.

Cependant, malgré tous ce qui a été développé comme techniques expérimentales pour l'investigation des phénomènes se déroulant au sein de la chambre de combustion des moteurs Diesel et avec le volume important d'informations disponible, il semble encore qu'il existe encore une insuffisance de données expérimentales notamment pour la validation des modèles mathématiques concernant l'écoulement à l'intérieur de l'injecteur et le spray au champ proche de l'orifice, ayant pour conséquence des zones d'ombre sur les principaux processus de la combustion et leurs interactions.

### **II.4. Objectifs du travail :**

L'objectif principal de ce travail a été de mener une étude numérique réaliste de la combustion

turbulente d'un spray dans une configuration tridimensionnelle de la chambre de combustion d'un moteur Diesel à injection directe. Pour cette étude, une version modifiée du code KIVA-II a été utilisée.

Le second objectif, qui a découlé de cet effort, a été d'appliquer un nouveau modèle de collision des gouttelettes indépendant du maillage. Ce dernier a été développé et implémenté dans le code KIVA-3V par Nordin. Les résultats obtenus en utilisant les deux modèles de la collision des gouttelettes, le modèle de O'Rourke utilisé dans la version originale du code KIVA-II et celui de Nordin, ont été comparés.

<b>II.1. Introduction :</b> .....	1
<b>II.2. Etude bibliographique :</b> .....	7
<b>II.3. Conclusion sur l'étude bibliographique :</b> .....	18
<b>II.4. Objectifs du travail :</b> .....	18

### ***Références Bibliographiques:***

- [1] Kolev Nikolay I. « Multiphase Flow Dynamics II: Mechanical and Thermal interactions » Springer, 2002.
- [2] Bracco F.V. « Modeling of Engine Spray », SAE paper 850394, 1985.
- [3] Nakayama M. and Araki T. « Visualization of Spray Structure by Means of Computed Tomography », International Symposium COMODIA 85: 131-139, 1985.
- [4] Nishida K., Murakami N. and Hiroyasu H. « A Pulsed-laser Holography Study of the Evaporating Diesel Spray in a High Pressure Bomb », International Symposium COMODIA 85: 141-148, 1985.
- [5] Fujimoto H., Nagae M., Hashimoto A., Katsura N., Saito M. and Senda J. « Characteristics of a Diesel Spray Impinging on a Flat Wall », International Symposium COMODIA 90: 193-198, 1990.
- [6] Azetsu A., Dodo S., Someya T. and Oikawa C. « **A Study on the Structure of Diesel Spray (2-D Visualization of the Non-Evaporating Spray)** », International Symposium COMODIA 90: 199-204, 1990.
- [7] Hiroyasu H., Nishida K., Min J.C., Arai M. and Yoshida H. « **Computed Tomographic Study on Internal Structure of a Diesel Spray Impinging on a Flat Wall** », International Symposium COMODIA 90: 205-210, 1990.
- [8] Yang X.M., Tsuruda T. and Hirano T. « **The Structure of Propagating Spray Flames** », International Symposium COMODIA 90: 211-215, 1990.
- [9] Chen B.X. and Wang R.S. « **An Experimental Study and Computer Analysis on Oblique Impingement of Diesel Type Spray upon a Plane Wall** », International Symposium COMODIA 90: 299-302, 1990.

- [10] Koo J.Y. and Martin J.K. « **Ambient Gas Density Effects on Droplet Diameter and Velocity in a Transient Diesel Fuel Spray** », International Symposium COMODIA 90: 225-230, 1990.
- [11] Watkins A.P. and Wang D.M. « **A New Model for Diesel Spray Impaction on Walls and Comparison with Experiment** », International Symposium COMODIA 90: 243-248, 1990.
- [12] Obokata T., Hashimoto T. and Takahashi H. « **LDA Analysis of Diesel Spray and Entrainment Air Flow** », International Symposium COMODIA 90: 231-236, 1990.
- [13] Kono S., Kudo H. and Terashita T. « **A Study of Spray Direction against Swirl in D.I. Engines** », International Symposium COMODIA 90: 269-274, 1990.
- [14] Watkins A.P. and Khaleghi H. « **Multi-Dimensional Modelling of Diesel Sprays Using a Fast Non-Iterative Implicit Solution Scheme - Recent Advances** », International Symposium COMODIA 90: 263-268, 1990.
- [15] Takagi T., Fang C.Y., Kamimoto T. and Okamoto T. « **Numerical Simulation of Flow and Combustion of Transient Sprays** », International Symposium COMODIA 90: 249-254, 1990.
- [16] Allocca L., Amato U., Bertoli C. and Corcione F.E. « **Comparison of Models and Experiments for Diesel Fuel Sprays** », International Symposium COMODIA 90: 255-261, 1990.
- [17] Gao X.Y. and Hu G.D. « **Measurement of Diameter and Volume Density Distribution in Diesel Fuel Sprays by Means of Holographic Technique** », International Symposium COMODIA 90: 255-261, 1990.
- [18] Zhang Y.S. and Shi S.X. « **Experimental and Numerical Study of the Diesel Fuel Spray from Pintle Nozzles** », International Symposium COMODIA 90: 287-292, 1990.
- [19] Chen B.X. and Wang R.S. « **An Experimental Study and Computer Analysis on Oblique Impingement of Diesel Type Spray upon a Plane Wall** », International Symposium COMODIA 90: 299-302, 1990.
- [20] Huang Z., Zhang L.F. and Li B.Z. « **The Laser Holographic Study on Fuel Atomization of Diesel Spray** », International Symposium COMODIA 90: 303-308, 1990.
- [21] Reitz R.D. « **Assessment of Wall Heat Transfer Models for Premixed Charge Engine Combustion Computations** », SAE paper 910267, 1991.
- [22] Epstein P., Reitz R.D. and Foster D. « **Computations of Two Stroke Engine Cylinder and port Scavenging Flows** », SAE paper 910672, 1991.
- [23] Gonzalez D.M.A, Borman G.L. and Reitz R.D. « **A Study of Diesel Cold Starting using both Cycle Analysis and Multidimensional Calculations** », SAE paper 910180, 1991.
- [24] Reitz R.D. and Rutland C.J. « **3-D Modeling of Diesel Engine Intake Flow Combustion and Emissions** », SAE paper 911789, 1991.
- [25] Gonzalez D.M.A. and Reitz R.D. « **Modeling Diesel Engine Spray Vaporization and Combustion** » Proceedings of ICLASS-91, NIST, Gaithersburg, MD., July 1991.
- [26] Lian Z.W. and Reitz R.D. « **Effect of Vaporization and Gas Compressibility on Liquid Jet Breakup** », Physics of Fluid, 1991.
- [27] Gonzalez D.M.A. Lian Z.W. and Reitz R.D. « **Modeling Diesel Engine Spray Vaporization and combustion** », *SAE Congress and Exposition, 1992.*
- [28] Kong S.C, Ayoub N. and Reitz R.D. « **Modeling Combustion in Compression Ignition Homogeneous Charge Engine** », *SAE Congress and Exposition, 1992.*
- [29] Kuo T.W. and Reitz R.D. « **Three-Dimensional Computations of Combustion in Premixed-Charge and Fuel-Injected Two-Stroke Engines** », *SAE Congress and Exposition, 1992.*
- [30] Rutland C.J., Pieper C.M. and Hessel R. « **Intake and Cylinder Flow Modeling with a Dual-Valve Port** », *SAE Congress and Exposition, 1993.*

- [31] Giangregorio R.P., Zhu Y and Reitz R.D. « Application of Schlieren Optical Techniques for the Measurement of Gas Temperature and Turbulent Diffusivity in a Diesel Engine », **SAE Congress and Exposition, 1993.**
- [32] Liu A.B., Mather D. and Reitz R.D. « Modeling the Effects of Drop Drag and Breakup on Fuel Sprays », **SAE Congress and Exposition, 1993.**
- [33] Reitz R.D., Ayoub N., Gonzalez D.M.A., Hessel R., Kong S.C., Lian Z.W., Pieper C.M., and Rutland C.J. « Improvements in 3-D Modeling of Diesel Engine Intake Flow and Combustion », SAE paper 921627, 1992.
- [34] Kong S.C. and Reitz R.D. « Multidimensional Modeling of Diesel Ignition and Combustion Using A Multistep Kinetics Model », ASME Internal Combustion Engine Symposium, Energy-sources Technology Conference and Exhibition, January 31- February 4, 1993, Houston, Texas.
- [35] Reitz R.D. and Rutland C.J. « Three-Dimensional Modeling of Diesel Engine Intake Flow, Combustion and Emissions – I », Diesel Group Meeting/NASA/1087-1, NASA CR-189126, March 1992.
- [35] Reitz R.D. and Rutland C.J. « Three-Dimensional Modeling of Diesel Engine Intake Flow, Combustion and Emissions – II », Diesel Group Meeting/NASA/1087-2, NASA CR-191189, September 1993.
- [36] Aligrot C., Champoussin J.C., Guerrassi N. and Claus G., « **Prediction of Self-Ignition Delay of Different Liquid Diesel Fuels** », in Proc. Int. Symposium COMODIA, pp. 331-336, Sept. 3-7, 1994.
- [37] Lilleheie N.I. and Pedersen E. « **Numerical Investigation of a Marine Tow-Stroke Diesel Engine Using the Dissipation concept with NO- and Auto-Ignition Model** », in Proc. Int. Symposium COMODIA, pp. 349-354, Sept. 3-7, 1994.
- [38] Auriemma M., Corcione F. E., Macchioni R., and Valentino G. « **Assessment of k-e, Turbulence Model in KIVA-II by In-Cylinder LDV Measurements** » SAE paper 952385, 1995.
- [39] Johnson N.L., Amesden A.A., Naber J.D., Seibers D.L. « **Three-Dimensional Computer Modeling of Hydrogen Injection and Combustion** », Los Alamos National Laboratory LA-UR-95-210, 1995.
- [40] Catania A. E., Dongiovanni C., Mittica A., Molina G., and Spessa E. « **A New Test Bench for HWA Fluid-Dynamic Characterization of a Two-Valved In-Piston-Bowl Production Engine** » SAE paper 952467, 1995.
- [41] Su T. F., Chang C. T., Reitz R. D., P. Farrell V., Pierpont A. D. and Tow T. C. « **Effects of Injection Pressure and Nozzle Geometry on Spray SMD and D.I. Emissions** », SAE paper 952360, 1995.
- [42] Curtis E. W., Uludogan A., and Reitz R. D. « **A New High Pressure Droplet Vaporization Model for Diesel Engine Modeling** », SAE paper 952431, 1995.
- [43] Uludogan A., Foster D. E., and Reitz R. D. « **Modeling the Effect of Engine Speed on the Combustion Process and Emissions in a DI Diesel Engine** », SAE paper 962056, 1996.
- [44] Gregory J. Hampson, Jun Xin, Yong Liu, Zhiyu Han, and Rolf D. Reitz « **Modeling of NOx Emissions with Comparison to Exhaust Measurements for a Gas Fuel Converted Heavy-Duty Diesel Engine** », SAE paper 961967, 1996.
- [45] Al-Roub Marwan, Farrell Patrick V. and Senda Jiro « **Near Wall Interaction in Spray Impingement** », SAE paper 960863, 1996.
- [46] Ricart Laura M. and Reitz Rolf D. « **Visualization and Modeling of Pilot Injection and Combustion in Diesel Engines** », SAE paper 960833, 1996.
- [47] Tanner F.X. « **Liquid Jet Atomization and Droplet Breakup Modeling of Non-Evaporating Diesel Fuel Sprays** », SAE paper 970050. 1997.

- [48] Habchi C., Verhooeven D., Huu C.Huynh, Lambert L., Vanhemelryck J.L. and Baritaud T. « Modeling Atomization and Breakup in High-Pressure Diesel Sprays », SAE paper 970881, 1997.
- [49] Béard P., Mokaddem K. and Baritaud T. « **Measurement and Modeling of the Flow-Field in a DI Diesel Engine: Effects of Piston Bowl Shape and Engine Speed** », SAE paper 982587, 1998.
- [50] Schmidt David P., Nouar Idriss, Senecal P. K., Hoffman Jeff, Rutland C. J., Martin Jay, Reitz R. D. « **Pressure-Swirl Atomization in the Near Field** », SAE paper 99????, 1999.
- [51] Matsson Andreas, Jacobsson Lisa and Andersson Sven « **The Effect of Elliptical Nozzle Holes on Combustion and Emission Formation in a Heavy Duty Diesel Engine** », SAE paper 2000-01-1251, 2000.
- [52] Nishimura A. and Assanis D. N. « **A Model for Primary Diesel Fuel Atomization Based on Cavitation Bubble Collapse Energy** », In Eight International Conference on Liquid Atomization and Spray systems ICLASS2000, Pasadena, CA, USA, 2000.
- [53] Schmidt David P. and Rutland C. J. « **A New Droplet Collision Algorithm** », Journal of Computational Physics 164, 62–80, 2000.
- [54] Dumont N., Simoniny O. and Habchi C. « **Numerical Simulation of Cavitating Flows in Diesel Injectors by A Homogeneous Equilibrium Modeling Approach** », CAV2001, 2001.
- [55] Tanner Franz X., Zhu Guang-Sheng and Reitz Roif D. « **A Turbulence Dissipation Correction to the k-epsilon Model and Its Effect on Turbulence Length Scales in Engine Flows** » International Multidimensional Engine Modeling User's Group Meeting at the SAE Congress, Detroit, March 4, 2001.
- [56] Moriyoshi Yasuo, Hu Xiao, and Takagi Masahide « **Experimentally Evaluated Spray Model for a Swirl-Type Injector** », SAE paper 2002-01-2696, 2002.
- [57] Golovitchev V.I. « **Modulated Kinetics Combustion in Compression Ignited Engines** », MCS 3, Marrakech 8-13, 2003.
- [58] Pawar A. N., Jajoo B. N., « **Investigation on Effect of Low Heat Rejection Diesel Engine Performance with Change in Injection Timing** », in Proc. Sixth Int. Symposium COMODIA, pp. 135-142, August 2-5, 2004.
- [59] Gustavsson J., Golovitchev V., « **3D Simulation of Multiple Injections in DI Diesel Engine** », in Proc. Sixth International Symposium COMODIA, pp. 167-174, August 2-5, 2004.
- [60] Choi D., Miles P.C., Yun H. and Reitz R.D., « **A Parametric Study of Low-Temperature, Late-Injection Combustion in an HSDI Diesel Engine** », in Proc. Sixth International Symposium COMODIA, pp. 127-134, August 2-5, 2004.
- [61] Vinkovic Ivana, Aguirre Cesar et Simöens Serge « **Simulation des grandes échelles avec dispersion de scalaires passifs et des gouttelettes dans une couche limite turbulente** », 17<sup>ème</sup> Congrès Français de Mécanique, Troyes, septembre 2005.
- [62] Beau P.A., Lebas R. et Demoulin F.X. « **Modèle Euler-Lagrange pour l'Atomisation et les Sprays (ELSA) : Modélisation de la Vitesse de Glissement et de l'Evaporation dans des Conditions de Moteur Diesel** », 17<sup>ème</sup> Congrès Français de Mécanique, Troyes, septembre 2005.
- [63] Réveillon Julien, « **Simulation et Modélisation de la Combustion Turbulente des Ecoulements Diphasiques** », Habilitation A Diriger des Recherches, CORIA, INSA, Université de Rouen, 14 Octobre, 2004.
- [64] Nordin N. « **Complex Chemistry Modeling of Diesel Spray Combustion** », Ph.D. Thesis, Department of Thermal and Fluid Dynamics, Chalmers University of Technology. 2001.

- [65] Amsden, A. A., O'Rourke, P. J. and Butler, T. D., « **KIVA-II-A Computer Program for Chemically Reactive Flows with Sprays** », Los Alamos National Labs., LA-11560- MS, 1989.

---

# ***CHAPITRE III***

---

## ***FORMULATION MATHÉMATIQUE & CODE KIVA-II***

- 
- III.1. Introduction**
  - III.2. Aperçu historique sur le code KIVA-II**
  - III.3. Phase continue (phase gazeuse)**
  - III.4. Phase dispersée (phase liquide)**
  - III.5. Méthodes numériques utilisées dans le code KI-VA-II**
  - III.6. Organigramme de calcul du code KIVA-II**
- 

### **III.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.

### III.2. Aperçu historique sur le code KIVA-II :

Le développement de la simulation des phénomènes physiques gouvernés par des équations différentielles a pris une ampleur considérable durant le siècle dernier et a coïncidé avec celui des ordinateurs. Les performances de ces machines sont améliorées de jour en jour, si bien qu'actuellement de simples P.C (*Personal Computer*) peuvent effectuer un nombre gigantesque d'opérations à la seconde. Ainsi de nombreux codes de calcul ont vu le jour dans presque tous les domaines scientifiques. Ces derniers sont constamment modifiés à fin d'améliorer leur performance.

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 conçus 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 le 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 biphasiques, réactifs ou non, avec un nombre arbitraire d'espèces chimiques. Nous

avons utilisé cette version, en considérant un nouveau modèle de collision des gouttelettes du spray, pour résoudre le problème faisant l'objet de ce mémoire.

### III.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.

#### III.3.1. Equations d'état :

Les équations d'état (équations III.1 à 4) sont décrites pour un mélange de gaz parfaits, où chaque espèce est dénotée par l'indice  $m$ .

$$p = R_0 T \sum_m \frac{\Gamma_m}{W_m} \quad (\text{III.1})$$

$$I = I(T) = \sum_m \frac{\Gamma_m}{\Gamma} C_{vm}(T) T = \sum_m \frac{\Gamma_m}{\Gamma} I_m(T) \quad (\text{III.2})$$

$$C_p = C_p(T) = \sum_m \frac{\Gamma_m}{\Gamma} C_{pm}(T) \quad (\text{III.3})$$

$$h_m = h_m(T) = I_m(T) + R_0 \frac{T}{W_m} = C_{pm}(T) T \quad (\text{III.4})$$

Où :

$R_0$  est la constante universelle des gaz parfaits.

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

$I_m$  est la partie sensible de l'énergie spécifique interne de l'espèce  $m$ .

$C_p$  est la chaleur spécifique du mélange à pression constante.

$C_{pm}$  est la chaleur spécifique de l'espèce  $m$  à pression constante.

$C_{vm}$  est la chaleur spécifique de l'espèce  $m$  à volume constant.

$h_m$  est la partie sensible de l'enthalpie spécifique à la température  $T$  du gaz.

**III.3.2. Equation de continuité pour l'espèce m:**

$$\frac{\partial r_m}{\partial t} + \underbrace{div(r_m \mathbf{u})}_{\substack{\text{transport} \\ \text{convectif}}} = div \left[ \underbrace{r D \nabla \left( \frac{r_m}{r} \right)}_{\substack{\text{transport} \\ \text{diffusif}}} \right] + \mathcal{R}_m^c + \mathcal{R}^s d_{m1} \tag{III.5}$$

Où

$r_m$  est la masse volumique de l'espèce m.

$r$  est la masse volumique du mélange,  $r = \sum_m r_m$ .

$\mathbf{u}$  est la vitesse du mélange.

$D$  est le coefficient de diffusion (loi de Fick).

$d_{m1}$  vaut 1 si  $m=1$ , et 0 sinon, l'espèce 1 correspond au carburant.

$\mathcal{R}_m^c$  est le taux de production et destruction de l'espèce m par les réactions chimiques (voir section III.3.7).

$\mathcal{R}^s$  est le taux d'évaporation total de l'espèce  $m=1$  (carburant) par unité de volume (voir section III.4.7).

**III.3.3. Equation de continuité pour le mélange:**

L'équation de continuité pour le mélange (équation III.6) est déduite en sommant l'équation (III.5) sur toutes les espèces et en tenant compte du fait que la masse est conservée au cours des réactions chimiques.

$$\frac{\partial r}{\partial t} + div(r \mathbf{u}) = \mathcal{R}^s \tag{III.6}$$

**III.3.4. Equation de conservation de quantité de mouvement:**

$$\frac{\partial(r \mathbf{u})}{\partial t} + \underbrace{div(r \mathbf{u} \mathbf{u})}_{\substack{\text{transport} \\ \text{convectif}}} = - \underbrace{\frac{1}{2} \nabla p}_{\substack{\text{forces dues au} \\ \text{pression}}} - A_0 \underbrace{\nabla \left( \frac{2}{3} r k \right)}_{\substack{\text{forces genérées} \\ \text{par la turbulence}} + \underbrace{div \mathcal{S}}_{\substack{\text{forces de viscosites}}} + \mathbf{F}^s + r \mathbf{g} \tag{III.7}$$

Avec

$$A_0 = \begin{cases} 0 & \text{régime laminaire.} \\ 1 & \text{régime turbulent.} \end{cases} \tag{III.8}$$

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

$$s = m \left[ \nabla \mathbf{u} + (\nabla \mathbf{u})^T \right] - \frac{2}{3} m \operatorname{div} \mathbf{u} Id_3 \quad \text{(III.9)}$$

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.

$\sigma$  est le tenseur newtonien des contraintes visqueuses.

$m$  est la viscosité dynamique.

$Id_3$  représente la matrice d'identité.

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

$\mathbf{F}^S$  représente le taux de gain ou de perte de quantité de mouvement du au spray par unité de volume, voir paragraphe III.4.7.

### III.3.5. Equation de conservation de l'énergie interne:

$$\frac{\partial rI}{\partial t} + \underbrace{\operatorname{div}(r\mathbf{u}I)}_{\text{transport convectif}} = \underbrace{-p \operatorname{div} \mathbf{u}}_{\text{effet de la pression}} + \underbrace{(1-A_v) s : \nabla \mathbf{u}}_{\text{taux de destruction par dissipation visqueuse}} + \underbrace{r e}_{\text{taux de production par dissipation visqueuse}} - \underbrace{\operatorname{div} \mathbf{J}}_{\text{transport diffusif}} + \mathcal{Q}^\varepsilon + \mathcal{Q}^\xi \quad \text{(III.10)}$$

Avec

$$\mathbf{J} = -K \nabla T - rD \sum_m h_m \nabla \left( \frac{r_m}{r} \right) \quad \text{(III.11)}$$

Où

$I$  est la partie sensible de l'énergie interne spécifique du mélange.

$\mathbf{J}$  est le vecteur densité de flux de chaleur du a la conduction et a la diffusion d'enthalpie.

$\varepsilon$  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.

$\mathcal{Q}^\xi$  représente l'énergie produite ou consommée par les réactions chimiques.

$\mathcal{Q}^s$  représente l'énergie fournie ou absorbée par le spray.

$\mathbf{s} : \nabla \mathbf{u}$  est la dissipation visqueuse.

### III.3.6. Equations de la turbulence :

La turbulence est traitée en utilisant le modèle  $k$ - $\epsilon$  standard. Deux équations de transport additives sont résolues, l'une pour l'énergie cinétique turbulente  $k$  et l'autre pour son taux de dissipation  $\epsilon$ . À l'origine, le modèle a été développé pour des écoulements stationnaires incompressibles. Il a été modifié pour inclure les effets de compressibilité ( $-\frac{2}{3} r k \operatorname{div} \mathbf{u}$ ) et de l'interaction gaz/spray ( $\mathcal{W}^s$ ).

#### III.3.6.1. Equation de transport de l'énergie cinétique turbulente:

$$\frac{\partial r k}{\partial t} + \underbrace{\operatorname{div}(r \mathbf{u} k)}_{\text{transport convectif}} = -\frac{2}{3} r k \operatorname{div} \mathbf{u} + \underbrace{\rho \nu \nabla^2 k}_{\text{taux.de production}} + \underbrace{\operatorname{div}\left(\frac{m}{Pr_k} \nabla k\right)}_{\text{transport diffusif}} - \underbrace{\rho \epsilon}_{\text{taux.de destruction}} + \mathcal{W}^s \quad (\text{III.12})$$

Où  $\mathcal{W}^s$  regroupe les termes sources provenant de l'interaction gaz/spray et représente travail des tourbillons fourni pour la dispersion des gouttelettes du spray.

#### III.3.6.2. Equation de transport du taux de dissipation de l'énergie cinétique turbulente:

$$\frac{\partial(r \epsilon)}{\partial t} + \operatorname{div}(r \mathbf{u} \epsilon) = -\left(\frac{2}{3} C_{\epsilon 1} - C_{\epsilon 3}\right) r \epsilon \operatorname{div} \mathbf{u} + \operatorname{div}\left(\frac{m}{Pr_e} \nabla \epsilon\right) + \frac{\epsilon}{k} (C_{\epsilon 1} \mathbf{s} : \nabla \mathbf{u} - C_{\epsilon 2} r \epsilon + C_s \mathcal{W}^s) \quad (\text{III.13})$$

Où  $C_{\epsilon 1}$ ,  $C_{\epsilon 2}$ ,  $C_{\epsilon 3}$ ,  $C_s$ ,  $Pr_k$ ,  $Pr_e$  sont les constantes usuelles du modèle. Elles sont déterminées expérimentalement avec quelques considérations théoriques :

$$C_{\epsilon 1} = 1.44 \quad C_{\epsilon 2} = 1.92 \quad C_{\epsilon 3} = -1.0 \quad C_s = 1.5 \quad Pr_k = 1.0 \quad Pr_e = 1.3$$

Quand le modèle SGS (*Sub Grid Scale*) est utilisé, la valeur de  $\epsilon$  doit satisfaire la condition :

$$\epsilon \geq \left[ \frac{C_m}{Pr_e (C_{\epsilon 2} - C_{\epsilon 1})} \right]^{1/2} \frac{k^{3/2}}{L_{SGS}} \quad (\text{III.14})$$

Où

$L_{SGS}$  est une échelle donnée par le modèle SGS et sa valeur est prise égale à  $4 d_x$ .

$d_x$  est une dimension numérique représentative de la cellule.

Si dans le domaine d'étude, la valeur de  $\epsilon$  descend en dessous de cette limite, elle est corrigée de sorte que l'échelle de longueur de la turbulence  $\left(\frac{k^{3/2}}{\epsilon}\right)$  soit toujours inférieure ou égale à  $L_{SGS}$ .

Il est à noter que le modèle de turbulence SGS se réduit au modèle  $k-\epsilon$  au niveau des parois ou toutes les échelles de longueur de la turbulence sont trop petites pour être résolues par le maillage.

Les coefficients du transport diffusif sont donnés par :

$$\begin{cases} m = m_{air} + r C_m \frac{k^2}{\epsilon} \\ K = \frac{m C_p}{Pr} \\ D = \frac{m}{r Sc} \end{cases} \quad (III.15)$$

Avec

$C_m$  est une constante empirique qui a une valeur standard égale à 0.09

$m_{air}$  est donnée par la formule de Sutherland :

$$m_{air} = \frac{A_1 T^{3/2}}{T + A_2} \quad (III.16)$$

Où  $A_1$  et  $A_2$  sont des constantes valant respectivement  $1.457 \times 10^{-5}$  et 110.

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

### III.3.7. Termes sources dus aux réactions chimiques :

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

$$\sum_{m=1}^{nsp} a_{mr} x_m \Leftrightarrow \sum_{m=1}^{nsp} b_{mr} x_m \quad (III.17)$$

Où

$x_m$  représente une mole de l'espèce  $m$ .

$a_{mr}$  et  $b_{mr}$  représentent les coefficients stoechiométriques de l'espèce  $m$  dans la  $r^{ème}$  réaction.

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

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

$$\sum_{m=1}^{nsp} (a_{mr} - b_{mr}) W_m = 0 \quad (\text{III.18})$$

Les termes sources d'origine chimique dans les équations (III.5) et (III.10) sont exprimés par :

$$\mathcal{R}_m = W_m \sum_m (b_{mr} - a_{mr}) \mathcal{W}_r \quad (\text{III.19})$$

$$\mathcal{Q}_r = \sum_r Q_r \mathcal{W}_r \quad (\text{III.20})$$

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

$$Q_r = \sum_{m=1}^{nsp} (a_{mr} - b_{mr}) (\Delta h_f^0)_m \quad (\text{III.21})$$

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

On distingue dans le code KIVA-II deux types de réactions chimiques : les réactions dites d'équilibre et les réaction dites *cinétiques*.

### III.3.7.1. 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 :

$$\prod_{m=1}^{nps} \left( \frac{\rho_m}{W_m} \right)^{b_{mr} - a_{mr}} = K_r(T) \quad (\text{III.22})$$

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

$$K_r = \exp \left( A_r \ln T_A + \frac{B_r}{T_A} + C_r + D_r T_A + E_r T_A^2 \right) \quad (\text{III.23})$$

Avec  $A_r, B_r, C_r$  et  $D_r$  sont des constantes, et  $T_A = T/1000.0$ .

### III.3.7.2. Réactions chimiques cinétiques:

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

$$r_r = k_{fr} \prod_{m=1}^{nsp} \left( \frac{r_m}{W_m} \right)^{a_{mr}} - k_{br} \prod_{m=1}^{nsp} \left( \frac{r_m}{W_m} \right)^{b_{mr}} \quad (\text{III.24})$$

Avec

$$k_{fr} = A_{fr} T^{\zeta_{fr}} \exp\left(-\frac{E_{fr}}{T}\right) \quad (\text{III.25})$$

$$k_{br} = A_{br} T^{\zeta_{br}} \exp\left(-\frac{E_{br}}{T}\right) \quad (\text{III.26})$$

$k_{fr}$  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.

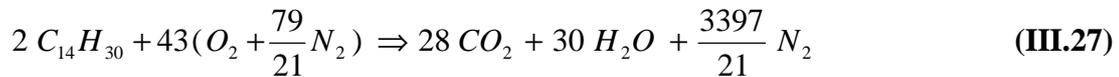
$A_{fr}$  et  $A_{br}$  sont les constantes du facteur préexponentiel pour les sens directe et inverse de la  $r^{\text{ème}}$  réaction chimique respectivement.

$\zeta_{fr}$  et  $\zeta_{br}$  sont les exposants du facteur préexponentiel pour les sens directe et inverse de la  $r^{\text{ème}}$  réaction respectivement.

Dans l'équation (III.24), les exposants  $a_{mr}$  et  $b_{mr}$  (ordres partiels de la réaction) ne sont pas forcément égaux aux coefficients stœchiométriques, de façons à pouvoir prendre en compte des ordres de réactions empiriques.

Pour le cas de notre étude, quatre réactions chimiques cinétiques globales sont considérées:

- Une réaction cinétique globale pour la combustion du n-tétradécane ( $C_{14}H_{30}$ ) qui est le carburant considéré. Pour une composition stœchiométrique, la réaction s'écrit comme suit :



- Trois réactions constituant le mécanisme de Zel'dovich modifié (*Extended Zel'dovich Mechanism*) proposé par Lavoie, Bikas (2001), sont utilisées pour la formation du NO thermique. Le mécanisme comprend les réactions cinétiques globales suivantes :



Les constantes du modèle d'Arrhenius pour ces quatre réactions (équations III.27 à 30) sont données dans la table III-1.

Réaction	Températures d'activation		Constantes du facteur préexponentiel		Exposants du facteur préexponentiel	
	$E_{fr}$	$E_{br}$	$A_{fr}$	$A_{br}$	$Z_{fr}$	$Z_{br}$
<b>III.27</b>	$1.5 \cdot 10^4$	0.0	$2.2 \cdot 10^{11}$	0.0	0.0	0.0
<b>III.28</b>	$3.8 \cdot 10^4$	0.0	$7.6 \cdot 10^{13}$	$1.6 \cdot 10^{13}$	0.0	0.0
<b>III.29</b>	$3.2 \cdot 10^4$	$2.0 \cdot 10^4$	$6.4 \cdot 10^{09}$	$1.5 \cdot 10^{09}$	1.0	1.0
<b>III.30</b>	0.0	$2.4 \cdot 10^4$	$4.1 \cdot 10^{13}$	$2.0 \cdot 10^{14}$	0.0	0.0

**Table III-1 :** Constantes du modèle d'Arrhenius pour les réactions cinétiques globales (IV.27 à 30), Zhiyu et al (1996).

### III.4. Phase dispersée (phase liquide) :

Dans cette section, la dynamique et l'énergétique des gouttelettes du spray sont considérées. La distorsion et la collision et éventuellement la fragmentation et la coalescence des gouttelettes sont prises en compte.

#### III.4.1. Approches pour la modélisation du spray :

Il y a principalement deux approches pour la modélisation du spray : les modèles d'écoulement localement homogène (LHF pour *Locally Homogeneous Flow models*) et les modèles d'écoulement diphasique ou écoulement séparé (SF pour *Separated-Flow*) qui sont considérés en détail dans les sections suivantes. Les modèles SF constituent l'approche la plus générale puisqu'ils tiennent compte des effets de transfert de masse, de quantité de mouvement et d'énergie entre la phase gazeuse et la phase liquide. Tous les termes exprimant ces échanges sont introduit dans les équations de conservation des deux phases liquide et gazeuse. En raison des limitations de mémoire de l'ordinateur et du temps d'exécution, il n'est pas possible de modéliser exactement les détails de l'écoulement autour de chaque gouttelette individuellement. Ainsi, les processus de transfert entre les phases sont modélisés en utilisant des corrélations semi-empiriques, Reitz (1996).

#### III.4.2. Couplage des deux phases gazeuse et liquide :

L'approche de suivi lagrangienne de particules permet à KIVA-II de traiter des sprays de gouttelettes de carburant selon le modèle SF, c'est-à-dire, suivre des particules (liquides) sous forme d'une phase discrète dans une phase continue (gazeuse), qui est décrite par l'approche ALE.

Le couplage entre les deux phases est réalisé de la façon suivante :

- Vu le nombre important de gouttelettes présentes en réalité dans le spray, il serait illusoire de vouloir suivre chacune d'entre elles dans le calcul. Aussi le suivi s'applique-t-il à des particules, considérées comme un ensemble de gouttelettes possédant toutes les mêmes caractéristiques (par exemple: position, vitesse, taille, température).  
Les caractéristiques propres de chaque particule sont déduites de modèles physiques en prenant en compte l'action locale de la phase gazeuse, comme la traînée dynamique, la turbulence, les transferts de chaleur et de masse, le fractionnement et la coalescence.
- Pour la phase continue, la présence des particules est modélisée par la prise en compte de divers termes sources dans les équations de transport. Cette démarche suppose que localement le volume du liquide reste petit devant celui de la phase gazeuse, ce qui est en pratique bien respecté dans la simulation des moteurs sauf tout près de la sortie des injecteurs ou les taux de présence du liquide peuvent être élevés.

### III.4.3. Equation du mouvement de la gouttelette :

Bien que l'équation de la quantité de mouvement (2<sup>ème</sup> loi de Newton) pour une particule discrète est très simple (équation III.31), ils existent, comme il sera montré plus loin, des problèmes complexes.

$$m_d \frac{d\mathbf{v}}{dt} = \mathbf{F} \quad (\text{III.31})$$

La force  $\mathbf{F}$  inclut seulement la force de traînée et la force de gravité (bien que la force gravitationnelle peut être négligée dans les moteurs Diesel, elle est prise en compte à cause de sa simplicité). La force  $\mathbf{F}$  appliquée sur la gouttelette est donc :

$$\mathbf{F} = \frac{\rho}{2} r^2 C_D |\mathbf{u} + \mathbf{u}' - \mathbf{v}| (\mathbf{u} + \mathbf{u}' - \mathbf{v}) + m_d \mathbf{g} \quad (\text{III.32})$$

$C_D$  est le coefficient de traînée. Il s'exprime par une corrélation en fonction du nombre de Reynolds ( $Re_d$ ) basé sur le diamètre de la gouttelette. Il existe plusieurs approches pour l'expression du coefficient de traînée, Nordin (2001). Dans l'approche retenue par KIVA-II, le coefficient de traînée est déterminé par la formulation suivante :

$$C_D = \begin{cases} \frac{24}{\text{Re}_d} \left( 1 + \frac{1}{6} \text{Re}_d^{3/2} \right) & \text{si : } \text{Re}_d < 1000.0 \\ 0.424 & \text{si : } \text{Re}_d \geq 1000.0 \end{cases} \quad (\text{III.33})$$

Avec

$$\text{Re}_d = \frac{2 r r \left| \dot{\mathbf{u}} + \dot{\mathbf{u}}' - \dot{\mathbf{v}} \right|}{m} \quad (\text{III.34})$$

Où

$\mu$  est la viscosité dynamique du gaz entourant la gouttelette.

$\dot{\mathbf{u}}$  est la vitesse moyenne du gaz.

$\dot{\mathbf{u}}'$  est la fluctuation turbulente de la vitesse du gaz.

$\dot{\mathbf{v}}$  est la vitesse de la gouttelette.

$r$  est le rayon de la gouttelette.

$m_d$  est la masse de la gouttelette.

La forme usuelle pour la résolution de l'équation du mouvement est déduite en combinant l'équation (III.31) et (III.32) :

$$\frac{d \dot{\mathbf{v}}}{d t} = \frac{\dot{\mathbf{u}} + \dot{\mathbf{u}}' - \dot{\mathbf{v}}}{t_r} + \mathbf{g} \quad (\text{III.35})$$

Où  $t_r$  est le temps de relaxation de la quantité de mouvement (*momentum relaxation time*) et est donné par la relation suivante :

$$t_r = \frac{2 m_d}{\rho C_D r r \left| \dot{\mathbf{u}} + \dot{\mathbf{u}}' - \dot{\mathbf{v}} \right|} = \frac{8}{3} \frac{r_d r}{C_D r \left| \dot{\mathbf{u}} + \dot{\mathbf{u}}' - \dot{\mathbf{v}} \right|} \quad (\text{III.36})$$

#### III.4.4. Equation de l'énergie de la gouttelette :

La gouttelette liquide reçoit l'énergie thermique du gaz. Cette énergie est utilisée pour augmenter la température du liquide et pour surmonter la chaleur latente d'évaporation afin d'évaporer le carburant. L'équation du bilan énergétique pour la gouttelette liquide est donnée par :

$$m_d \frac{d h_d}{d t} = \dot{m}_d h_v (T_d) + 2 p r K Nu_d (T - T_d) \quad (\text{III.37})$$

Où

$h_d$  est l'enthalpie de la gouttelette  $d$ .

$h_v(T_d)$  est la chaleur latente de la gouttelette  $d$  à la température  $T_d$ .

$Nu_d$  est le nombre de Nusselt, il est définie par :

$$Nu_d = (2.0 + 0.6Re_d^{1/2} Pr_d^{1/3}) \frac{\ln(1 + B_d)}{B_d} \quad (\text{III.38})$$

Avec

$$B_d = \frac{y_1^* - y_1}{1 - y_1^*} \quad (\text{III.39})$$

Où  $y_1^*$  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.

Le nombre de Prandtl à la surface de la gouttelette est donné par :

$$Pr_d = \frac{m_{gaz}(\hat{T}) C_p(\hat{T})}{K_{gaz}(\hat{T})} \quad (\text{III.40})$$

Avec

$$\hat{T} = \frac{T + 2 T_d}{3} \quad (\text{III.41})$$

$\hat{T}$  est la température du mélange à la surface de la gouttelette.

$C_p(\hat{T})$  est la chaleur spécifique du gaz a pression constante et à la température  $\hat{T}$ .

$m_{gaz}(\hat{T})$  est la viscosité dynamique du mélange à la surface de la gouttelette et à la température  $\hat{T}$ .

Le taux de variation de la température  $T_d$  de la gouttelette  $d$  est déduit par l'équation de bilan énergétique (III.37), on écrit :

$$r_d \frac{4}{3} \rho r^3 C_l \frac{dT_d}{dt} = r_d 4 \rho r^2 \frac{dr}{dt} h_v(T_d) + 4 \rho r^2 Q_d \quad (\text{III.42})$$

Où

$C_l$  est la chaleur spécifique du combustible a l'état liquide.

$Q_d$  est le flux de chaleur fournie par le gaz à l'unité de surface de la gouttelette, donnée par la corrélation de Ranz-Marshall :

$$Q_d = \frac{K_{gaz}(\hat{T})(T - T_d)}{2r} Nu_d \quad (\text{III.43})$$

Le coefficient de transfert de la chaleur par conduction dans le gaz à la surface de la gouttelette est donné par :

$$K_{gaz}(\hat{T}) = \frac{K_d \hat{T}^{3/2}}{K_2 + \hat{T}} \quad (\text{III.44})$$

$K_d$  et  $K_2$  sont des constantes, valant respectivement 252 et 200.

### III.4.5. Equation de masse (évaporation) de la gouttelette :

Le processus de condensation n'est pas présent dans la chambre de combustion du moteur Diesel. Donc, le seul transfert de la masse a lieu de la phase liquide vers la phase gazeuse. L'évaporation d'une gouttelette liquide sphérique a été déterminée expérimentalement. Cependant, le taux d'évaporation est généralement exprimé en termes de masse ou rayon. Ce taux est donné comme suit :

- En fonction de la masse  $m_d$  de la gouttelette  $d$  :

$$\frac{dm_d}{dt} = \dot{m}_d = -2 \rho r (rD)_{gaz}(\hat{T}) B_d Sh_d \quad (\text{III.45})$$

- En fonction de rayon  $r$  de la gouttelette  $d$  :

$$\frac{dr}{dt} = -\frac{(rD)_{gaz}(\hat{T})}{2 r_d r} B_d Sh_d \quad (\text{III.46})$$

Où  $Sh_d$  est le nombre de Sherwood pour le transfert de masse à la surface de la gouttelette :

$$Sh_d = (2.0 + 0.6 \text{Re}_d^{1/2} Sc_d^{1/3}) \frac{\ln(1 + B_d)}{B_d} \quad (\text{III.47})$$

Avec

$$Sc_d = \frac{m_{gaz}(\hat{T})}{(rD)_{gaz}(\hat{T})} \quad (\text{III.48})$$

$(rD)_{gaz}(\hat{T})$  est la diffusivité de la vapeur du combustible dans le mélange à la surface de la gouttelette et à la température  $\hat{T}$ , qui est donnée par la corrélation empirique :

$$(rD)_{gaz}(\hat{T}) = D_1 \hat{T}^{D_2} \quad (\text{III.49})$$

Où  $D_1$  et  $D_2$  sont des constantes (la valeur de  $D_1$  est obtenue automatiquement par le sous programme *FUEL* dans le code KIVA-II et  $D_2$  est prise égale à 0.6).

### III.4.6. Atomisation :

Dans un moteur Diesel 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. La fragmentation primaire du jet produit des gouttes directement à partir de la colonne liquide. La fragmentation secondaire divise ces gouttes issues du fractionnement primaire en gouttes encore plus petites, Dumont (2004).

Puisque la raison d'utiliser l'approche lagrangienne est d'éviter la nécessité de résoudre l'écoulement du champ proche de l'orifice de l'injecteur, les conditions initiales du spray doivent être indiquées. Ceci peut être fait en employant un modèle de fragmentation primaire ou en indiquant le nombre et la distribution de taille des gouttelettes et l'angle du jet comme données initiales, Nordin (2001).

C'est cette dernière méthode qui a été implémentée dans le code KIVA-II, Amsden (1989), puisqu'elle est directe, plus simple et plus rapide. Cependant, utiliser un modèle d'atomisation est physiquement plus correct, mais n'importe quel avantage d'employer un modèle d'atomisation est opacifié par les incertitudes dans les modèles courants de fragmentation secondaire.

Dans le cadre de notre étude, nous nous limiterons au fractionnement secondaire. Pour cela, le modèle TAB (*Taylor Analogy Breakup*) est utilisé.

#### III.4.6.1. Modèle Taylor Analogy Breakup :

Le modèle TAB a été proposé par O'Rourke et Amsden (1989). Il est basé sur une analogie suggérée par Taylor entre l'oscillation d'une goutte et l'oscillation d'un système {Masse + Ressort} de masse  $m$ , voir table III-2. La force de rappel du ressort (raideur  $k$ ) est apparentée à la tension de surface. La force externe  $F$  est analogue aux forces aérodynamiques. Pour compléter cette analogie, les auteurs ont fait le lien entre les forces dues à la viscosité du liquide et les forces d'amortissement.

Système {Masse + Ressort}	Gouttelette oscillante
Force de rappel du ressort	Force due à la tension superficielle
Force externe	Force de traînée
Force amortissement	Force de viscosité du liquide

Table III-2 : Analogie entre système {Masse + Ressort} et gouttelette oscillante.

L'équation d'un oscillateur harmonique forcé et amorti est :

$$F - k x - d \frac{dx}{dt} = m \frac{d^2 x}{dt^2} \quad \text{(III.50)}$$

$x$  est le déplacement de l'équateur de la gouttelette de sa position d'équilibre (voir figure III-1).

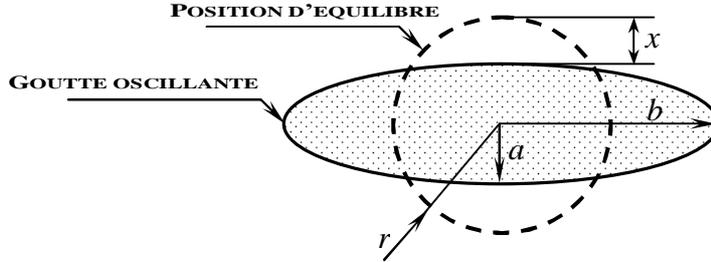


Figure III-1 : Oscillation de la goutte autour de sa position d'équilibre, Dumant (2004) et Reitz (1996).

En accord avec l'analogie de Taylor, les coefficients sont les suivants :

Force de traînée  $\frac{F}{m} = C_f \frac{r (\mathbf{u} + \mathbf{u}' - \mathbf{v})^2}{r_d r}$  (III.51)

Forces due à la tension superficielle  $\frac{k}{m} = C_k \frac{S_d}{r_d r^3}$  (III.52)

Forces de viscosité du liquide  $\frac{d}{m} = C_d \frac{m_d}{r_d r^2}$  (III.53)

Les coefficients  $y = x/C_b r$ ,  $C_f = 1/3$ ,  $C_k = 8$ ,  $C_d = 5$ ,  $C_b = 1/2$  ont été introduits d'une manière empirique pour faire correspondre les résultats aux mesures expérimentales.

Par substitution des relations (III.51 à 53) dans l'équation (III.50), on obtient :

$$\frac{d^2 y}{dt^2} = \frac{C_f}{C_b} \frac{r (\mathbf{u} + \mathbf{u}' - \mathbf{v})^2}{r_d r} - \frac{C_k S_d}{r_d r^3} y - \frac{C_d m_d}{r_d r^2} \frac{dy}{dt} \quad \text{(III.54)}$$

La fragmentation secondaire (*breakup*) se passe si et seulement si  $y > 1$ .

Supposant que la vitesse relative de la gouttelette par rapport au gaz  $(\mathbf{u} + \mathbf{u}' - \mathbf{v})$  est constante, la solution analytique de l'équation (III.54) est :

$$y(t) = \frac{C_f}{C_k C_b} We + e^{-\frac{t}{t_d}} \left[ \left( y(0) - \frac{C_f}{C_k C_b} We \right) \cos(\omega t) + \left( \frac{\dot{y}(0)}{\omega} + \frac{y(0) - \frac{C_f}{C_k C_b} We}{\omega t_d} \right) \sin(\omega t) \right] \quad (\text{III.55})$$

$\omega^2 = \frac{C_k S}{r_d r^3} - \frac{1}{t_d}$  : représente le carré de la fréquence d'oscillation,  $t_d = \frac{2r_d r^2}{C_d m_d}$  : représente

la constante du temps d'amortissement visqueux et  $We = \frac{r u^2 r}{S_l}$  : représente le nombre de

Weber.  $\omega$ ,  $y(0)$  et  $\dot{y}(0)$  sont les conditions initiales imposées par le système d'injection.

- Pour n'importe quel liquide, la condition initiale pour la fragmentation secondaire (*breakup*) est atteinte quand la force de traînée est égale à la force due à la tension superficielle :

$$C_D \frac{\rho D^2}{4} 0.5 r_l u^2 = \rho D S_l \quad (\text{III.56})$$

L'équation (III.56) peut s'écrire :

$$We_{critique} = \frac{8}{C_D} \quad (\text{III.57})$$

- Pour un liquide non visqueux ( $m_l \rightarrow 0 \Rightarrow t_d \rightarrow \infty$ ) et  $y(0) = \dot{y}(0) = 0$ , la solution générale (III.55) s'écrit sous la forme simplifiée suivante :

$$y(t) = \frac{C_f}{C_k C_b} We [1 - \cos(\omega t)] \quad (\text{III.58})$$

Donc la fragmentation à lieu si :  $We_{critique} = \frac{C_f}{C_k C_b} We$

Deux temps de *breakup*  $t_{bu}$  sont dégagés : un pour le régime “*bag breakup*”, correspondant aux faibles nombres de Weber, et un pour les forts  $We$  caractérisant le régime “*stripping breakup*” :

$$t_{bu, BAG} = \rho \sqrt{\frac{r_l r^3}{8 S_l}}, \quad t_{bu, STRIPPING} = \sqrt{\frac{3 r_l}{r_{gaz}}} \frac{r}{(\mathbf{u} + \mathbf{u}' - \mathbf{v})} \quad (\text{III.59})$$

#### III.4.6.1.1. Taille des gouttelettes produites (filles) :

Afin de prédire la taille de gouttes après le *breakup*, on utilise une méthode basée sur la conservation d'énergie. Dans cette analyse on égalise l'énergie de la gouttelette avant le *breakup* aux énergies combinées des gouttelettes "filles" après le *breakup*. On obtient alors :

$$\frac{r}{r_{32}} = 1 + \frac{8K}{20} + \frac{r_l r^3}{s_l} \left( \frac{6K - 25}{120} \right) \quad (\text{III.60})$$

$r_{32}$  est le rayon moyen de Sauter des gouttes filles. Ce rayon est une donnée du modèle. Il est calculé comme étant le rapport du volume sur la surface de toutes les gouttes injectées. La valeur de  $K$  est déterminée par comparaison avec la taille de gouttes mesurée expérimentalement. Dans leurs calculs les auteurs ont utilisé  $K = 10/3$ . La taille des gouttelettes "filles"  $r_{32}$  est supposée suivre une loi de distribution  $c^2$ .

#### III.4.6.1.2. Vitesse des gouttelettes produites (filles) :

Pour prédire la vitesse normale de la goutte "fille"  $v_{\perp}$ , on utilise l'hypothèse suivante : au moment du *breakup*, l'équateur de la goutte se déplace vers l'extérieur avec une vitesse  $\dot{x} = C_b r \dot{x}$ . Il semble raisonnable que les gouttes filles aient une vitesse normale  $v_{\perp}$ .

$$v_{\perp} = C_v C_b r \frac{dy}{dt} \quad (\text{III.61})$$

D'où  $C_v = 1$ , donc  $v_{\perp} = 0.5 r \frac{dy}{dt}$ .

#### III.4.6.2. Collision :

Parmi les sous modèles de spray, Le modèle le plus faible est celui de collision. Ceci revient essentiellement à sa forte dépendance du maillage, qui sera expliquée ci-dessous. D'abord, les collisions entre les gouttelettes sont seulement significatives quand la fraction volumique du liquide est élevée. Bien que tous les sprays diesel sont denses au début, cependant c'est une question de résolution du maillage, puisqu'un maillage avec de petites cellules mène à des fractions volumiques du liquide plus élevées qu'un maillage avec de plus grandes cellules. D'après Nordin (2001), le modèle de collision d'O'Rourke énonce :

*La collision se produit entre deux particules quand elles occupent la même cellule et la probabilité pour la collision est basée sur la fréquence de collision.*

La fréquence de collision  $u$  est définie par la relation suivante :

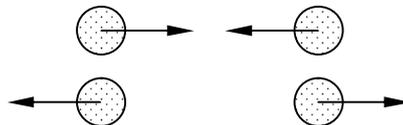
$$u = \frac{p}{V} N_2 (r_1 + r_2)^2 |v_1 - v_2| \quad (\text{III.62})$$

Où  $V$  est le volume de la cellule contenant les deux particules 1 et 2,  $N_2$  est le nombre de gouttelettes de la particule 2.

Selon l'équation (III.62), la réduction de la taille de la cellule a deux effets : augmenter la fréquence de collision, Mais en même temps réduire le domaine dans lequel les particules se rencontrent. D'autre part, puisque la probabilité pour que deux particules, qui ne sont pas dans la même cellule, entre en collision est égale à zéro. Donc l'augmentation de la fréquence de collision dans l'équation (III.62), en réduisant  $V$ , est sans importance. À la limite, si la taille de la cellule est du même ordre que la taille de la gouttelette, c'est-à-dire une seule gouttelette occupe la cellule alors aucune collision ne se produit.

Une autre faiblesse de cette formulation est qu'elle ne tient pas compte de la trajectoire des particules. Autrement dit, la probabilité de la collision est égale pour deux particules qui se rapprochent ou s'éloignent l'une de l'autre, voir figure III-2.

Bien que les modèles de collision développés par Berlemont (Nordin (2001)) sont plus précis, ils exigent de très grandes tailles de mémoire de l'ordinateur.



**Figure III-2 : Deux différentes possibilités de collision, dans lesquelles la paire de particules supérieure a la chance d'entrer en collision égale à celle de la paire inférieure, Nordin (2001).**

Une nouvelle formulation indépendante du maillage, proposée par Nordin (2001), énonce :

*La collision se produit entre deux particules si leurs trajectoires se croisent et le point d'intersection est atteint en même temps, avant la fin de l'incrément de temps.*

Cependant, Ces conditions sont également exigeantes en termes de taille de mémoire de l'ordinateur si elles sont appliquées à toutes les paires de particules. Donc, pour éliminer les collisions impossibles, deux critères nécessaires doivent être satisfaites. Premièrement, d'après la figure III-3 on peut déduire que la collision se produit entre deux particules si ces dernières se rapprochent l'une de l'autre, ou  $U_{12} > 0$ ,  $U_{12}$  est donné par l'équation suivante :

$$U_{12} = (\mathbf{v}_1 - \mathbf{v}_2) \cdot \frac{(\mathbf{x}_2 - \mathbf{x}_1)}{|\mathbf{x}_2 - \mathbf{x}_1|} \quad (\text{III.63})$$

D'où  $\mathbf{x}_1$ ,  $\mathbf{x}_2$ ,  $\mathbf{v}_1$  et  $\mathbf{v}_2$  sont les vecteurs de positions et de vitesses pour les particules 1 et 2 respectivement. Cela signifie que le vecteur  $\overrightarrow{AB}$  et le vecteur de vitesse du point A relative au point B font un angle aigu (inférieur à  $90^\circ$ ).

Le deuxième critère est que le déplacement relatif des particules doit être plus grand que la distance entre elles :

$$U_{12} \Delta t > |\mathbf{x}_2 - \mathbf{x}_1| - (r_1 + r_2) \tag{III.64}$$

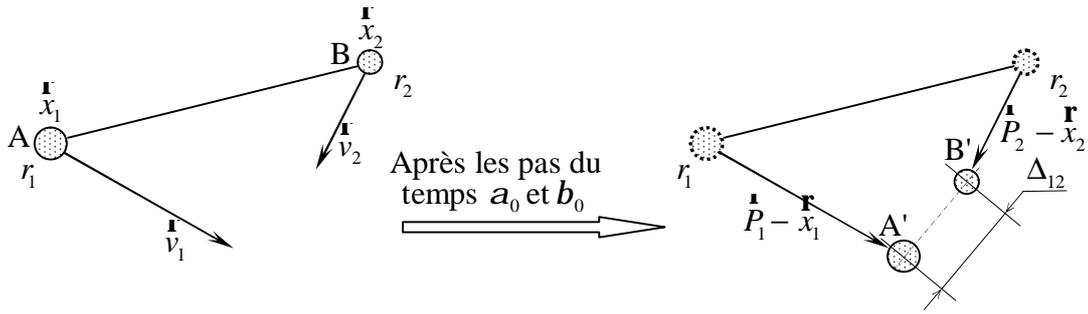


Figure III-3 : Deux particules se rapprochent l'une de l'autre.

Si ces deux critères sont satisfaits, les particules ont une chance d'entrer en collision et le postulat ci-dessus peut être exprimé mathématiquement : si  $(a_0, b_0) \in [0, \Delta t]$ ,  $a_0$  et  $b_0$  sont la solution pour le système d'équations suivant :

$$\begin{cases} \mathbf{P}_1 = \mathbf{x}_1 + a_0 \mathbf{v}_1 \\ \mathbf{P}_2 = \mathbf{x}_2 + b_0 \mathbf{v}_2 \\ \frac{\partial (\mathbf{P}_1 - \mathbf{P}_2)}{\partial a, b} (a_0, b_0) = 0 \end{cases} \tag{III.65}$$

Plus l'écart entre  $a_0$  et  $b_0$  est grand et plus l'écart entre les temps de passage des deux particule par la distance minimale est important.

La collision se produit si le nombre aléatoire  $x, x \in [0, 1]$ , est inférieur à la probabilité de collision  $P$ , d'où :

$$P = \min \left( 1, C_1 \frac{(r_1 + r_2)}{\Delta_{12}} \right) e^{-C_2 |a_0 - b_0| / \Delta t} \tag{III.66}$$

Avec  $\Delta_{12} = |\mathbf{P}_2(b_0) - \mathbf{P}_1(a_0)|$  est la distance la plus courte entre les centres des deux trajectoires.  $C_1$  et  $C_2$  sont les constantes du modèle.

■  $C_1$  traduit l'affaiblissement spatial de la probabilité  $P$ , en considérant le rapport entre la distance  $(r_1 + r_2)$  qui est la distance entre les centres des particules quand elles sont en

contact et la distance  $\Delta_{12} : \frac{(r_1 + r_2)}{\Delta_{12}}$ , voir figure III-3.

Posant  $C_2 = 0$ , l'équation (III.66) se réduit à

$$P = \min \left( 1, C_1 \frac{(r_1 + r_2)}{\Delta_{12}} \right) \tag{III.67}$$

1. Si les particules sont en contact,  $C_1 \frac{(r_1 + r_2)}{\Delta_{12}} \geq 1 \Rightarrow P = 1$ . C'est à dire quelque soit

le nombre aléatoire  $x$  entre 0 et 1, on a  $x$  inférieur à  $P$  et donc il y a collision.

2. Si les particules sont éloignées, c'est-à-dire  $\Delta_{12} > (r_1 + r_2) \Rightarrow \frac{(r_1 + r_2)}{\Delta_{12}} < 1$ , on ob-

tient  $P = C_1 \frac{(r_1 + r_2)}{\Delta_{12}}$ , donc plus les particules sont éloignées, plus  $P$  est petite, moins

probable le nombre aléatoire  $x$  ( $x \in [0,1]$ ) est inférieur à  $P$  et donc moins probable et la collision. Si on choisit  $C_1 < 1$  dans ce cas la probabilité est plus affaiblie, c'est-à-dire il y a encore moins de chance pour que les deux particules entrent en collision.

Finalement, la constante  $C_1$  permet de filtrer les paires de particules qui sont plus proches l'une de l'autre, de celles qui sont moins proches, en outre  $C_1$  tient compte des trajectoires qui sont très étroites pour avoir également une chance de collision.

■  $C_2$  traduit l'affaiblissement temporel de la probabilité  $P$ , en considérant l'écart entre  $a_0$  et  $b_0$ . Le terme  $e^{-C_2|a_0 - b_0|/\Delta t}$  tient compte du fait que les particules doivent être au même endroit et en même temps.

Ces nouvelles conditions pour la collision des particules ont été développées et implémentées dans le code KIVA par Nordin (2001).

#### III.4.6.2.1. Résultats de la collision :

Les résultats d'une collision de deux gouttelettes dépendent des forces agissant sur ces deux gouttelettes. Pour déterminer ces résultats de collision, un paramètre de l'impact de la collision  $b$  (*collision impact parameter*) est calculé et comparé à sa valeur critique  $b_{critique}$ . Si  $b < b_{critique}$ , le résultat de toute collision est une coalescence. Si  $b > b_{critique}$ , alors chaque collision est une collision grazing (collision suivie par breakup). La valeur du  $b_{critique}$  dépend des rayons des gouttelettes, de la vitesse relative entre les gouttelettes et de la tension superficielle du liquide.

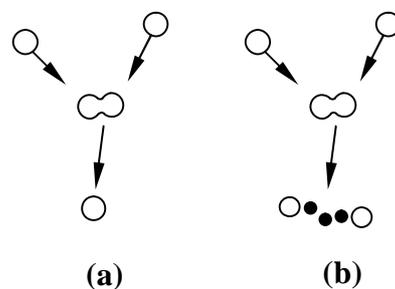


Figure III-4 : Résultats de la collision de deux gouttelettes, a) coalescence, b) collision grazing, Golovitchev (2000).

Dans le cas de la collision grazing, la gouttelette formée se fragmente immédiatement en deux grandes gouttelettes et beaucoup de petites, voir figure III-4.

### III.4.7. Equation de l'évolution du spray : équation de Williams

La résolution de l'essentielle de la dynamique du spray et ses interactions avec un milieu gazeux est un problème extrêmement compliqué. Différents outils mathématiques sont disponibles pour décrire la configuration aussi bien que les propriétés mécaniques et thermodynamiques d'un spray. Le spray peut être considérée comme ensemble de particules matérielles. Le mouvement individuel des différentes particules subit les lois de la mécanique classique. En utilisant les capacités modernes d'ordinateur, cette tâche informatique peut être résolue pour un certain nombre de gouttelettes, qui est limitée mais peut être représentative pour le système entier ou un sous-ensemble, cependant cette méthode est coûteuse en termes de taille de mémoire de l'ordinateur et de la durée d'exécution.

Souvent il est plus facile d'étudier le spray en utilisant une description probabiliste, Frohn (2000). Donc, pour calculer le transfert de masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie entre le spray et le gaz, il est nécessaire de définir une distribution de taille, de vitesse et de température des gouttelettes. Dans la plupart des sprays, le nombre de Weber de la goutte est supérieur à l'unité, dans ce cas l'oscillation, la déformation, et l'atomisation des gouttelettes doivent être considérées. La collision et la coalescence des gouttelettes se sont également avérées importantes pour la plupart des sprays qui ont lieu dans les moteurs. Williams (1958) a proposé une formulation mathématique qui est capable de représenter ces processus physiques complexes, où une fonction de distribution de probabilité de gouttelette est utilisée, Naud (2003). Dans le code KIVA-II, la fonction  $f$  (équation III.68) a dix variables indépendantes en plus du temps. Ceux sont les trois composants de position  $\mathbf{x}$  de la gouttelette, ces trois composants de vitesse  $\mathbf{v}$ , son rayon d'équilibre  $r$  (le rayon que la gouttelette aurait si elle était sphérique), la température  $T_d$  (supposée uniforme dans la gouttelette), la déformation de la sphéricité  $y$ , et son taux de déformation  $\mathcal{S}$ .

$$f(\mathbf{x}, \mathbf{v}, r, T_d, y, \mathcal{S}, t) d\mathbf{v} dr dT_d dy d\mathcal{S} \quad (\text{III.68})$$

Représentent le nombre probable de gouttelettes par unité de volume a la position  $\mathbf{x}$  et au temps  $t$  telle que :

§ La vitesse est comprise entre  $\mathbf{v}$  et  $\mathbf{v} + d\mathbf{v}$ .

§ Le rayon est compris entre  $r$  et  $r + dr$ .

§ La température est comprise  $T_d$  et  $T_d + dT_d$ .

§ La déformation de la sphéricité  $y$  et  $y + dy$

§ Le taux de variation de  $y$  entre  $y$  et  $y + dy$

On établit ensuite l'équation de transport de la fonction de distribution de probabilité  $f$  (qui est aussi connu sous le nom de l'équation de Williams) dont la résolution donne la structure instantanée du spray :

$$\frac{\partial f}{\partial t} + \nabla_{\mathbf{x}} \cdot (f \mathbf{v}) + \nabla_{\mathbf{v}} \cdot \left( f \frac{\mathbf{F}}{m_d} \right) + \frac{\partial}{\partial r} (f R) + \frac{\partial}{\partial T_d} (f T_d) + \frac{\partial}{\partial y} (f y) + \frac{\partial}{\partial \omega} (f \omega) = j_{coll} + j_{bu} \quad (\text{III.69})$$

$\frac{\mathbf{F}}{m_d}$ ,  $R$ ,  $T_d$ , et  $\omega$  représentent les taux de variation par rapport au temps de la vitesse, du rayon, de la température, et de la vitesse d'oscillation  $\omega$  de chaque gouttelette.

$j_{coll}$  et  $j_{bu}$  sont des termes sources dus aux collisions et aux fractionnements des gouttelettes.

Les termes sources  $\mathcal{R}^S$ ,  $\mathcal{F}^S$ ,  $\mathcal{Q}^S$  et  $\mathcal{W}^S$  sont obtenus en sommant les taux de variation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie de toutes les gouttelettes à la position  $\mathbf{x}$  et au temps  $t$ .

$$\mathcal{R}^S = - \int f \rho_d 4\pi r^2 dv dr dT_d dy d\omega \quad (\text{III.70})$$

$$\mathcal{F}^S = - \int f \omega \left( \frac{4}{3} \pi r^3 \mathbf{F}' + 4\pi r^2 R \mathbf{v} \right) dv dr dT_d dy d\omega \quad (\text{III.71})$$

$$\mathcal{Q}^S = - \int f r_d \left\{ 4p r^2 R \left[ I_l(T_d) + \frac{1}{2} (\mathbf{v} - \mathbf{u})^2 \right] + \frac{4}{3} p r^3 \left[ C_l \omega + \mathbf{F}' \cdot (\mathbf{v} - \mathbf{u} - \mathbf{u}') \right] \right\} dv dr dT_d dy d\omega \quad (\text{III.72})$$

$$\mathcal{W}^S = - \int f \rho_d \frac{4}{3} \pi r^3 \mathbf{F}' \cdot \mathbf{u}' dv dr dT_d dy d\omega \quad (\text{III.73})$$

Où

$$\mathbf{F}' = \frac{1}{m_d} \mathbf{F} - \mathbf{g} \quad (\text{III.74})$$

$I_l(T_d)$  est l'énergie interne du combustible à l'état liquide et à la température  $T_d$ .

### III.5. Méthodes numériques utilisées dans le code KIVA-II :

La méthode numérique de résolution des équations gouvernant la combustion dans le code KIVA-II est la méthode des volumes finis (utilisant un maillage composé de cellules hexaédriques

arbitraires) basée sur : la méthode ALE (*Arbitrary Lagrangian-Eulerian*) pour la discrétisation spatiale et la méthode  $\theta$  variable (variable *theta-methods*) pour la discrétisation temporelle, Holst (1992).

### III.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.

III.1. Introduction :	20
III.2. Aperçu historique sur le code KIVA-II :	21
III.3. Phase continue (phase gazeuse) :	22
III.3.1. Equations d'état :	22
III.3.2. Equation de continuité pour l'espèce m:	23
III.3.3. Equation de continuité pour le mélange:	23
III.3.4. Equation de conservation de quantité de mouvement:	23
III.3.5. Equation de conservation de l'énergie interne:	24
III.3.6. Equations de la turbulence :	25
III.3.6.1. Equation de transport de l'énergie cinétique turbulente:	25
III.3.6.2. Equation de transport du taux de dissipation de l'énergie cinétique turbulente: ...	25
III.3.7. Termes sources dus aux réactions chimiques :	26
III.3.7.1. Réactions chimiques d'équilibre:	27
III.3.7.2. Réactions chimiques cinétiques:	27
III.4. Phase dispersée (phase liquide) :	29
III.4.1. Approches pour la modélisation du spray :	29
III.4.2. Couplage des deux phases gazeuse et liquide :	29
III.4.3. Equation du mouvement de la gouttelette :	30
III.4.4. Equation de l'énergie de la gouttelette :	31
III.4.5. Equation de masse (évaporation) de la gouttelette :	33
III.4.6. Atomisation :	34
III.4.6.1. Modèle Taylor Analogy Breakup :	34
III.4.6.1.1. Taille des gouttelettes produites (filles) :	36
III.4.6.1.2. Vitesse des gouttelettes produites (filles) :	37
III.4.6.2. Collision :	37
III.4.6.2.1. Résultats de la collision :	40
III.4.7. Equation de l'évolution du spray : équation de Williams	41
III.5. Méthodes utilisées dans le code KIVA-II :	42
III.6. Organigramme de calcul du code KIVA-II :	43

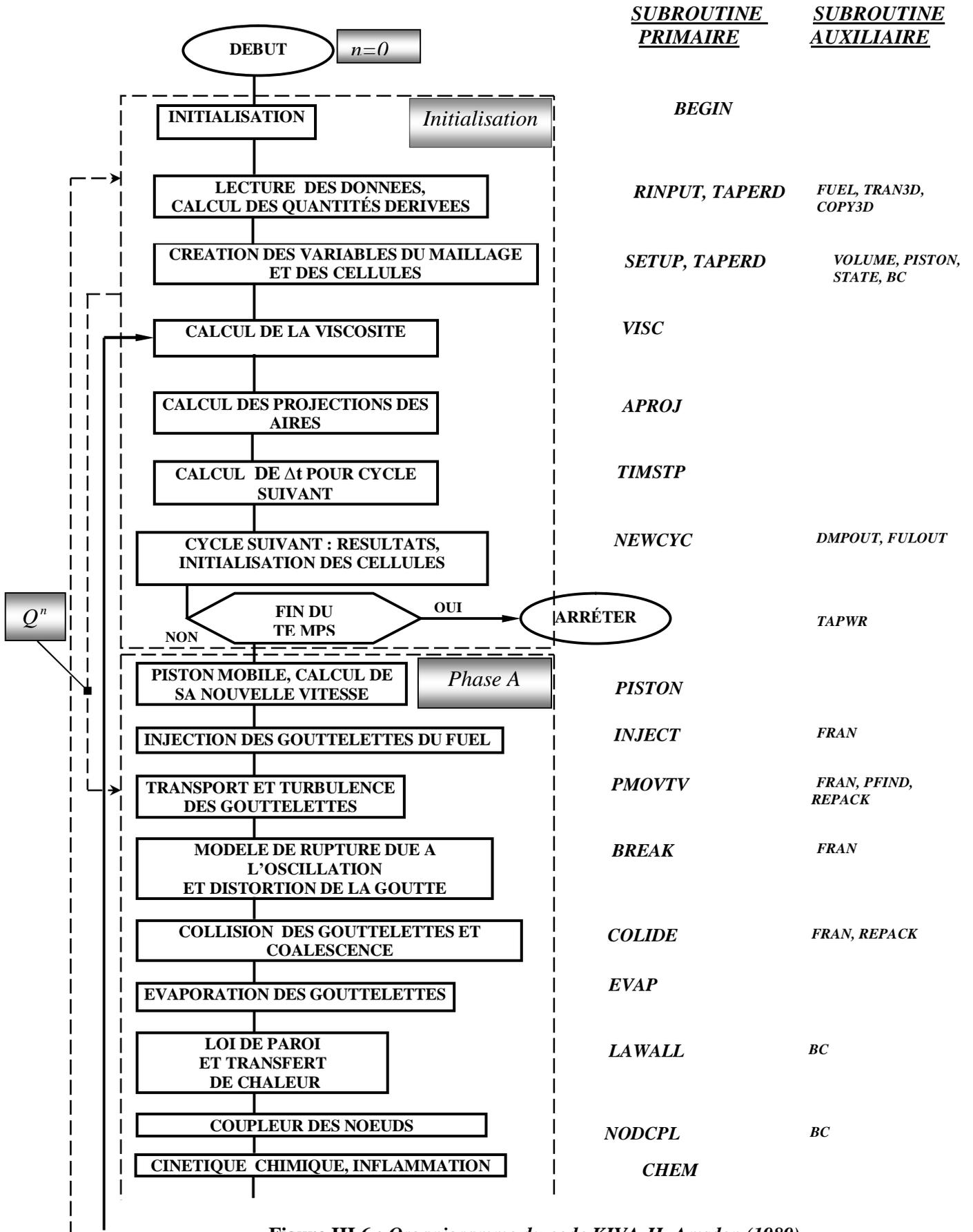


Figure III.6 : Organigramme du code KIVA-II, Amsden (1989).

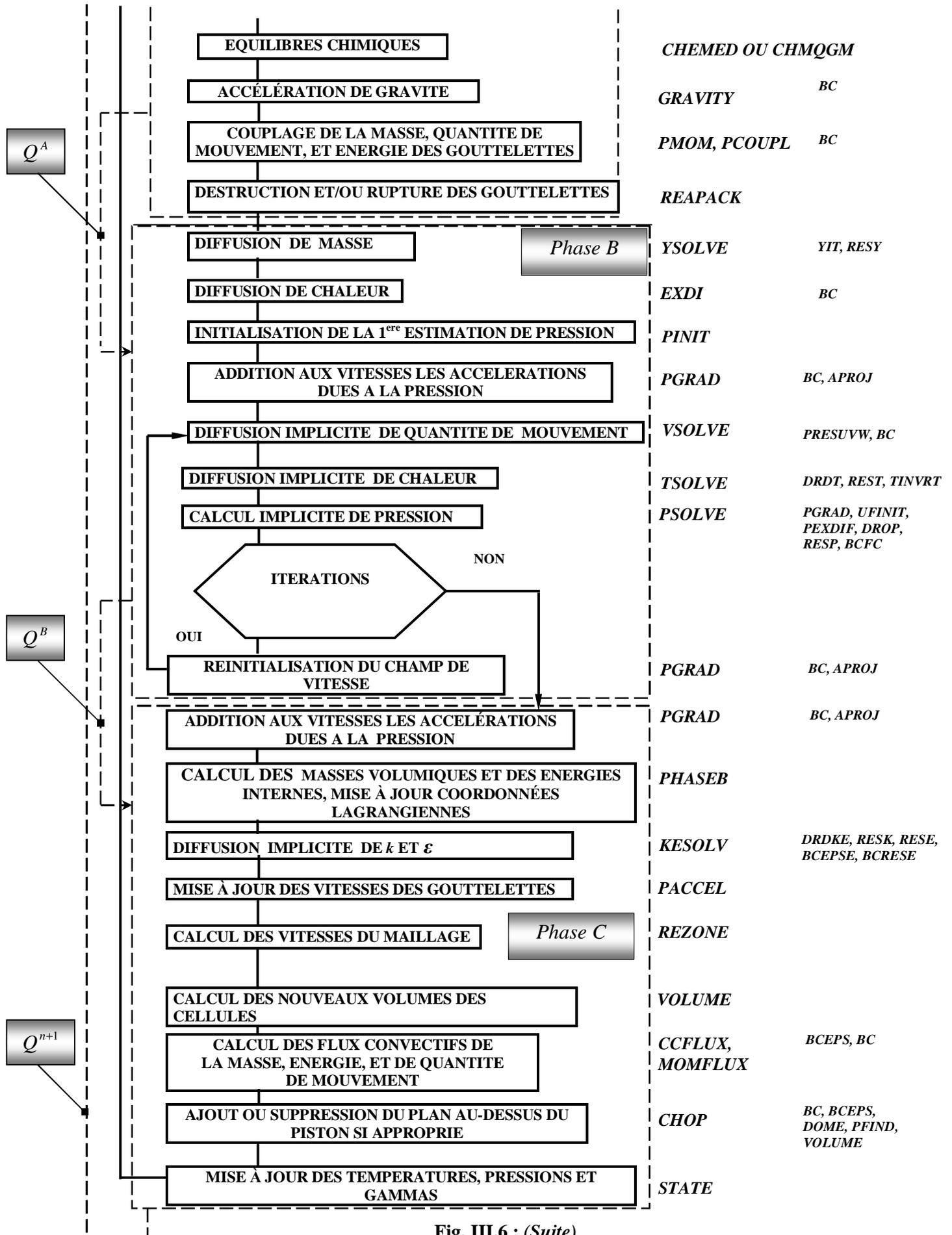


Fig. III.6 : (Suite).

## *CONCLUSION GENERALE* & *PERSPECTIVES*

La simulation tridimensionnelle de la combustion turbulente d'un spray de combustible injecté dans une chambre de combustion d'un moteur Diesel permet de mieux comprendre le comportement de la phase liquide dispersée dans un milieu gazeux, ainsi que les différents phénomènes qui régissent son évolution.

Dans ce modeste travail, une étude tridimensionnelle a été réalisée sur le comportement dynamique et énergétique d'un spray dans une chambre de combustion d'un moteur Diesel à injection directe, en utilisant une version modifiée du code KIVA-II pour la simulation de l'évolution du jet de gouttelettes pendant la phase de compression et combustion/détente.

Les résultats de cette étude révèlent que :

- Pendant l'injection, la quantité d'air entraînée à l'intérieur du spray est insuffisante pour provoquer un taux élevé d'évaporation.
- La présence de la phase liquide (froide) dans un milieu gazeux chaud provoque des gradients spatiaux de température important dans la chambre de combustion.
- La vitesse d'injection crée des zones de recirculation sur la périphérie du spray. Ce qui favorise l'entraînement d'air à l'intérieur du spray par l'effet de frottement et aussi le mélange de l'air avec le combustible évaporé.
- Le délai d'inflammation a été déterminé à partir de l'évolution de la différence de la pression moyenne entre un cycle avec injection du combustible et un autre sans injection.
- Les taux de dégagement de chaleur les plus élevés ont été observés vers la fin de l'injection où le mélange (air + fioul) est plus ou moins stoechiométriques et donc favorable à la combustion.

Cette étude a permis de faire des comparaisons qualitatives avec des résultats expérimentaux de l'évolution de la pénétration du spray et de la différence de la pression moyenne entre un cycle avec injection du combustible et un autre sans injection.

L'étude a été étendue pour inclure une analyse comparative entre le modèle de collision d'O'Rourke utilisé dans la version originale du code KIVA-II, et celui de Nordin. Cette analyse a permis de conclure que le modèle statistique de collision d'O'Rourke standard dans KIVA-II est

très dépendant, non seulement de la taille des cellules, mais également de l'endroit où les collisions ont lieu. Cependant, le nouveau modèle de collision proposé par Nordin est effectivement indépendant du maillage.

Il serait très intéressant de continuer ce travail en considérant en plus les phases d'admission, de refoulement, de l'atomisation primaire du spray, du transfert de la chaleur entre le film liquide et les parois et le rebondissement des gouttelettes lors de l'impact de celles-ci sur la paroi.

*CONCLUSION GENERALE & PERSPECTIVES* ..... 85

**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 directe et inverse de la réaction chimique n° r.	
$a_{mr}, b_{mr}$	coefficients stoechiométriques de la réaction n°r.	
$a(T_d)$	coefficient de la tension superficielle.	$[N.m^{-1}]$
$C_l$	chaleur spécifique du combustible à l'état liquide.	$[J.kg^{-1}.k^{-1}]$
$C_D$	coefficient de traînée.	
$C_m$	constante empirique égale à 0.09.	
$C_p$	chaleur spécifique du gaz a pression constante.	$[J.kg^{-1}.k^{-1}]$
$C_{pm}$	chaleur spécifique de l'espèce m à pression constante.	$[J.kg^{-1}.k^{-1}]$
$C_{vm}$	est la chaleur spécifique de l'espèce m à volume constant.	$[J.kg^{-1}.k^{-1}]$
$D$	coefficient de diffusion (loi de Fick).	$[m^2.s^{-1}]$
$E_{fr}, E_{br}$	températures d'activation pour les sens directes (forward) de la réaction n°r et inverse (backward) respectivement.	$[K]$
$\dot{F}$	force appliquée sur la gouttelette.	$[N]$
$\dot{F}^S$	terme source obtenu en sommant la quantité de mouvement de toutes les gouttelettes a la position $\dot{x}$ 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.	$[J.mole^{-1}]$
$h_m$	est la partie sensible de l'enthalpie spécifique à la température $T$ du gaz.	$[J.kg^{-1}]$
$h_d$	enthalpie de la gouttelette d.	$[J.kg^{-1}]$
$h_v(T_d)$	chaleur latente de la gouttelette d à la température $T_d$ .	$[J.kg^{-1}]$
$I_m$	est la partie sensible de l'énergie spécifique interne de l'espèce m.	$[J.kg^{-1}]$

$I_l(T_d)$	énergie interne du combustible à l'état liquide.	$[J.kg^{-1}]$
$Id3$	matrice identité.	
$\dot{J}$	densité de flux de chaleur due à la conduction et à la diffusion d'enthalpie.	$[W.m^{-2}]$
$k$	énergie cinétique turbulente.	$[J.kg^{-1}]$
$K$	coefficient de conduction de la chaleur dans le mélange.	$[W.m^{-1}.K^{-1}]$
$K_r(T)$	constante d'équilibre de la réaction n° r.	$[W.m^{-1}.K^{-1}]$
$K_{gaz}(\hat{T})$	coefficient de transfert de la chaleur par conduction dans le gaz à la surface de la gouttelette.	$[W.m^{-1}.K^{-1}]$
$k_{fr}, k_{br}$	constantes du taux de réaction dans les deux sens de la réaction n° r respectivement.	
$L_{SGS}$	échelle de longueur dans le modèle SGS, égale à $4d_x$ .	
$L(T_d)$	chaleur latente de vaporisation du combustible.	$[J.kg^{-1}]$
$m_d$	masse de la gouttelette.	$[kg]$
$nsp$	nombre total de constituants dans le mélange gazeux	
$P$	pression du mélange.	$[N.m^{-2}]$
$\mathcal{Q}^c$	énergie produite ou consommée par les réactions chimiques.	$[W.m^{-3}]$
$Q_d$	flux de chaleur fourni par le gaz à la surface de la gouttelette.	$[J.m^{-2}]$
$Q_r$	chaleur produite par la réaction n° r.	$[J]$
$\mathcal{Q}^s$	terme source obtenu en sommant le taux de l'énergie de toutes les gouttelettes a la position $\hat{x}$ et au temps t.	$[W.m^{-3}]$
$r$	rayon de la gouttelette.	$[m]$
$R$	taux de variation par rapport au temps du rayon de chaque gouttelette.	$[m.s^{-1}]$
$R_0$	Constante universelle des gaz parfaits.	$[J.mole^{-1}.K^{-1}]$
$r_{32}$	Rayon moyen de Sauter d'un nuage de gouttelette.	$[cm]$

$t$	Variable temps.	[s]
$t_{bu}$	Temps de breakup.	[s]
T	température du mélange.	[K]
$\frac{dT}{dt}$	taux de variation par rapport au temps de la température de chaque gouttelette.	[K.s <sup>-1</sup> ]
$\hat{T}$	température du mélange à la surface de la gouttelette.	[K]
$\dot{u}$	vitesse du mélange.	[m.s <sup>-1</sup> ]
$\dot{u}'$	fluctuation turbulente de la vitesse du gaz.	[m.s <sup>-1</sup> ]
$\dot{v}$	vitesse de la gouttelette.	[m.s <sup>-1</sup> ]
WS	termes sources provenant de l'interaction gaz/spray dans l'équation de l'énergie turbulente k.	[J.m <sup>-3</sup> .s <sup>-1</sup> ]
$x_m$	mole de l'espèce m.	[mole]
y	déformation de la sphéricité.	
$\frac{dy}{dt}$	taux de variation par rapport au temps de la vitesse d'oscillation $y$ de chaque gouttelette.	
$y_1^*$	fraction massique de la vapeur du combustible à la surface de la gouttelette.	
$y_1$	fraction massique du combustible loin de la gouttelette.	

**Lettres grecques :**

$d_{m1}$	égal à 1 si m=1, et 0 sinon, l'espèce 1 correspond au carburant.	
$\Delta t$	Pas de temps de calcul utilisé pour la discrétisation temporelle.	[s]
$\varepsilon$	taux de dissipation de l'énergie cinétique turbulente.	[m <sup>2</sup> .s <sup>-3</sup> ]
$\mu$	viscosité dynamique de l'air.	[kg.m <sup>-1</sup> .s <sup>-1</sup> ]
$m_{gaz}$	viscosité dynamique du gaz entourant la gouttelette.	[kg.m <sup>-1</sup> .s <sup>-1</sup> ]
$\mu_l(T_d)$	viscosité du combustible à l'état liquide.	[kg.m <sup>-1</sup> .s <sup>-1</sup> ]

$\Gamma$	masse volumique du mélange.	$[kg.m^{-3}]$
$\rho_d$	masse volumique de la gouttelette.	$[kg.m^{-3}]$
$\Gamma_m$	masse volumique de l'espèce m.	$[kg.m^{-3}]$
$\mathcal{P}_m^c$	termes sources d'origine chimique.	$[kg.m^{-3}]$
$\mathcal{P}^S$	terme source obtenu en sommant le taux de variation de la masse de toutes les gouttelettes a la position $\vec{x}$ et au temps t.	$[kg.m^{-3}.s^{-1}]$
$S$	Tenseur des contraintes visqueuses.	$[N.m^{-2}]$
$t_v^r$	temps de relaxation de la quantité de mouvement (momentum relaxation time)	$[s]$

**Nombres sans dimensions :**

$Nu_d$	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.
$We_e$	nombre de Weber.

**NOMENCLATURE** ..... I

**REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES :**

- [1] **Al-Roub M., Farrell P. V. et Senda J.**, « *Near Wall Interaction in Spray Impingement* », SAE paper 960863, 1996.
- [2] **Aligrot C., Champoussin J.C., Guerrassi N. et Claus G.**, « *Prediction of Self-Ignition Delay of Different Liquid Diesel Fuels* », Int. Symposium COMODIA, pp. 331-336, Sept. 3-7, 1994.
- [3] **Allocca L., Amato U., Bertoli C. et Corcione F. E.**, « *Comparison of Models and Experiments for Diesel Fuel Sprays* », Int. Symposium COMODIA, pp. 255-261, 1990.
- [4] **Amsden A. A., O'Rourke P. J. et Butler T. D.**, « *KIVA-II-A Computer Program for Chemically Reactive Flows with Sprays* », Los Alamos National Labs., Report LA-11560- MS, 1989.
- [5] **Arbeau A.**, « *Etude de l'Entraînement d'Air dans un Spray Haute Pression Diagnostics Optiques et Application à l'Injection Diesel* », Thèse de Doctorat, INP de Toulouse, 2 Décembre 2004.
- [6] **Auriemma M., Corcione F.E., Macchioni R., et Valentino G.**, « *Assessment of k-e, Turbulence Model in KIVA-II by In-Cylinder LDV Measurements* » SAE paper 952385, 1995.
- [7] **Azetsu A., Dodo S., Someya T. et Oikawa C.**, « *A Study on the Structure of Diesel Spray (2-D Visualization of the Non-Evaporating Spray)* », Int. Symposium COMODIA, pp. 199-204, 1990.
- [8] **Béard P., Mokaddem K. et Baritaud T.**, « *Measurement and Modeling of the Flow-Field in a DI Diesel Engine: Effects of Piston Bowl Shape and Engine Speed* », SAE paper 982587, 1998.
- [9] **Beau P.A., Lebas R. et Demoulin F.X.**, « *Modèle Euler-Lagrange pour l'Atomisation et les Sprays (ELSA) : Modélisation de la Vitesse de Glissement et de l'Evaporation dans des Conditions de Moteur Diesel* », Congrès Français de Mécanique, Troyes, 2005.
- [10] **Bikas G.**, « *Kinetic Mechanisms for Hydrocarbon Ignition* », Thèse de Doctorat, Rheinisch-Westfälischen Technischen Hochschule, 2001.
- [11] **Bracco F.V.**, « *Modeling of Engine Spray* », SAE paper 850394, 1985.
- [12] **Catania A.E., Dongiovanni C., Mittica A., Molina G., et Spessa E.**, « *A New Test Bench for HWA Fluid-Dynamic Characterization of a Two-Valved In-Piston-Bowl Production Engine* », SAE paper 952467, 1995.
- [13] **Chen B.X. et Wang R.S.**, « *An Experimental Study and Computer Analysis on Oblique Impingement of Diesel Type Spray upon a Plane Wall* », International Symposium COMODIA, pp. 299-302, 1990.
- [14] **Choi D., Miles P.C., Yun H. et Reitz R.D.**, « *A Parametric Study of Low-Temperature, Late-Injection Combustion in an HSDI Diesel Engine* », Int. Symposium COMODIA, pp. 127-134, August 2-5, 2004.
- [15] **Chrys C.M.S.**, « *Combustion Simulations in Diesel Engines using Reduced Reaction Mechanisms* », Dissertation, Carola University of Heidelberg, 2000.
- [16] **Curtis E.W., Uludogan A., et Reitz R. D.**, « *A New High Pressure Droplet Vaporization Model for Diesel Engine Modeling* », SAE paper 952431, 1995.
- [17] **Degobert P.**, « *Pollution atmosphérique: Réduction des émissions dues au moteur* », Techniques de l'Ingénieurs, 1997.
- [18] **Delay G.**, « *Analyse des Ecoulements Transitoires dans les Système d'Injection Directe Essence, Effets sur l'Entraînement Instationnaire du Spray* », Thèse de Doctorat, INP de Toulouse, 23 mars 2005.
- [19] **Dumont N.**, « *Modélisation de l'Écoulement Diphasique dans les Injecteurs Diesel* », Thèse de Doctorat, INP de Toulouse, 13 Décembre 2004.
- [20] **Dumont N., Simoniny O. et Habchi C.**, « *Numerical Simulation of Cavitating Flows in Diesel Injectors by A Homogeneous Equilibrium Modeling Approach* », CAV2001, 2001.
- [21] **Epstein P., Reitz R.D. et Foster D.**, « *Computations of Two Stroke Engine Cylinder and port Scavenging Flows* », SAE paper 910672, 1991.
- [22] **European Commission**, « *BIOMASS - Green energy for Europe* », Official Publications of the European Communities EUR 21350, Luxembourg, 2005.
- [23] **Frohn A. et Roth N.**, « *dynamics of droplet* », Springer, 2000.

- [24] **Froment J.L.**, « *Moteurs Diesel : injection et chambre de combustion* », Techniques de l'Ingénieurs, 1994.
- [25] **Fujimoto H., Nagae M., Hashimoto A., Katsura N., Saito M. et Senda J.**, « *Characteristics of a Diesel Spray Impinging on a Flat Wall* », Int. Symposium COMODIA. pp. 193-198, 1990.
- [26] **Gao X.Y. et Hu G.D.**, « *Measurement of Diameter and Volume Density Distribution in Diesel Fuel Sprays by Means of Holographic Technique* », Int. Symposium COMODIA. pp. 255-261, 1990.
- [27] **Gianguregorio R.P., Zhu Y et Reitz R.D.**, « *Application of Schlieren Optical Techniques for the Measurement of Gas Temperature and Turbulent Diffusivity in a Diesel Engine* », SAE Congress and Exposition, 1993.
- [28] **Golovitchev V.I.** « *Modeling of Spray Formation, Ignition and Combustion* », Lectures on Spray Combustion Modeling, CTH, Göteborg, 2000.
- [29] **Golovitchev V.I.**, « *Modulated Kinetics Combustion in Compression Ignited Engines* », MCS 3, Marrakech 8-13, 2003.
- [30] **Gonzalez D.M.A, Borman G.L. et Reitz R.D.**, « *A Study of Diesel Cold Starting using both Cycle Analysis and Multidimensional Calculations* », SAE paper 910180, 1991.
- [31] **Gonzalez D.M.A. et Reitz R.D.**, « *Modeling Diesel Engine Spray Vaporization and Combustion* », Int. Conference on Liquid Atomization and Spray Systems, Gaithersburg, 1991.
- [32] **Gonzalez D.M.A. Lian Z.W. et Reitz R.D.**, « *Modeling Diesel Engine Spray Vaporization and combustion* », SAE Congress and Exposition, 1992.
- [33] **Gregory J.H., Jun X., Yong L., Zhiyu H., et Reitz R.D.**, « *Modeling of NO<sub>x</sub> Emissions with Comparison to Exhaust Measurements for a Gas Fuel Converted Heavy-Duty Diesel Engine* », SAE paper 961967, 1996.
- [34] **Gustavsson J., Golovitchev V.I.**, « *3D Simulation of Multiple Injections in DI Diesel Engine* », Int. Symposium COMODIA, pp. 167-174, August 2-5, 2004.
- [35] **Habchi C., Verhooeven D., Huu C.H., Lambert L., Vanhemelryck J.L. et Baritaud T.**, « *Modeling Atomization and Breakup in High-Pressure Diesel Sprays* », SAE paper 970881, 1997.
- [36] **Haddad F.**, « *Etude du Spray Lors de la Phase d'injection et de combustion dans la Chambre de Combustion d'un Moteur Diesel* », Mémoire de Magister, Université de Constantine, 2005.
- [37] **Haupais A.**, « *Combustion dans les moteurs Diesel* », Techniques de l'Ingénieurs, 1994.
- [38] **Hiroyasu H., Nishida K., Min J.C., Arai M. et Yoshida H.**, « *Computed Tomographic Study on Internal Structure of a Diesel Spray Impinging on a Flat Wall* », Int. Symposium COMODIA, pp. 205-210, 1990.
- [39] **Holst M.J.**, « *Notes on the KIVA-II software and chemically reactive fluid mechanics* », Numerical Mathematics Group Computing & Mathematics Research Division, Lawrence Livermore National Laboratory. Livermore, California. August 1, 1992.
- [40] **Huang Z., Zhang L.F. et Li B.Z.**, « *The Laser Holographic Study on Fuel Atomization of Diesel Spray* », Int. Symposium COMODIA, pp. 303-308, 1990.
- [41] **Ishiyama T., Miwa K. et Horikoshi O.**, « *A Study on Ignition Process of Diesel Sprays* », Int. Symposium COMODIA, pp. 337-342, 1994.
- [42] **Johnson N.L., Amesden A.A., Naber J.D., Seibers D.L.**, « *Three-Dimensional Computer Modeling of Hydrogen Injection and Combustion* », Los Alamos National Labs., Report LA-UR-95-210, 1995.
- [43] **Kole N.I.**, « *Multiphase Flow Dynamics II: Mechanical and Thermal interactions* » Springer, 2002.
- [44] **Kong S.C, Ayoub N. et Reitz R.D.**, « *Modeling Combustion in Compression Ignition Homogeneous Charge Engine* », SAE Congress and Exposition, 1992.
- [45] **Kong S.C. et Reitz R.D.**, « *Multidimensional Modeling of Diesel Ignition and Combustion Using A Multistep Kinetics Model* », ASME Internal Combustion Engine Symposium, Texas, January 31- February 4, 1993.
- [46] **Kono S., Kudo H. et Terashita T.**, « *A Study of Spray Direction against Swirl in D.I. Engines* », Int. Symposium COMODIA, pp. 269-274, 1990.
- [47] **Koo J.Y. et Martin J.K.**, « *Ambient Gas Density Effects on Droplet Diameter and Velocity in a Transient Diesel Fuel Spray* », Int. Symposium COMODIA, pp. 225-230, 1990.

- [48] **Kuo T.W. et Reitz R.D.**, « *Three-Dimensional Computations of Combustion in Premixed-Charge and Fuel-Injected Tow-Stroke Engines* », SAE Congress and Exposition, 1992.
- [49] **Lakhfif F.**, « *Contribution à l'Étude de la Fragmentation, Évaporation et combustion du Spray dans la Chambre de Combustion d'un Moteur Diesel* », Mémoire de Magister, Université de Skikda, 2005.
- [50] **Le Grand Dictionnaire Terminologique (LGDT)**, Office de la langue française, Québec, 2001.
- [51] **Lian Z.W. et Reitz R.D.**, « *Effect of Vaporization and Gas Compressibility on Liquid Jet Breakup* », Physics of Fluid, 1991.
- [52] **Lilleheie N.I. et Pedersen E.**, « *Numerical Investigation of a Marine Tow-Stroke Diesel Engine Using the Dissipation concept with NO- and Auto-Ignition Model* », Int. Symposium COMODIA, pp. 349-354, 1994.
- [53] **Liu A.B., Mather D. et Reitz R.D.**, « *Modeling the Effects of Drop Drag and Breakup on Fuel Sprays* », SAE Congress and Exposition, 1993.
- [54] **Matsson A., Jacobsson L. et Andersson S.**, « *The Effect of Elliptical Nozzle Holes on Combustion and Emission Formation in a Heavy Duty Diesel Engine* », SAE paper 2000-01-1251, 2000.
- [55] **Mokhtari L.**, « *Étude Numérique des Écoulements Réactifs Turbulents dans une Chambre de Combustion d'un Moteur Diesel* », Mémoire de Magister, Université de Constantine, 2005.
- [56] **Moriyoshi Y., Hu X. et Takagi M.**, « *Experimentally Evaluated Spray Model for a Swirl-Type Injector* », SAE paper 2002-01-2696, 2002.
- [57] **Nakayama M. et Araki T.**, « *Visualization of Spray Structure by Means of Computed Tomography* », Int. Symposium COMODIA, pp. 131-139, 1985.
- [58] **Naud B.**, « *PDF modeling of turbulent sprays and flames using a particle stochastic approach* », Thèse de Doctorat, 2003.
- [59] **Nishida K., Murakami N. et Hiroyasu H.**, « *A Pulsed-laser Holography Study of the Evaporating Diesel Spray in a High Pressure Bomb* », Int. Symposium COMODIA, pp. 141-148, 1985.
- [60] **Nishimura A. et Assanis D. N.**, « *A Model for Primary Diesel Fuel Atomization Based on Cavitation Bubble Collapse Energy* », Int. Conference on Liquid Atomization and Spray Systems, Pasadena, 2000.
- [61] **Nordin N.**, « *Complex Chemistry Modeling of Diesel Spray Combustion* », Ph.D. Thesis, Chalmers University of Technology, 2001.
- [62] **Obokata T., Hashimoto T. et Takahashi H.**, « *LDA Analysis of Diesel Spray and Entrainment Air Flow* », Int. Symposium COMODIA, pp. 231-236, 1990.
- [63] **Pawar A. N. et Jajoo B. N.**, « *Investigation on Effect of Low Heat Rejection Diesel Engine Performance with Change in Injection Timing* », Int. Symposium COMODIA, pp. 135-142, August 2-5, 2004.
- [64] **Reitz R.D., Ayoub N., Gonzalez D.M.A., Hessel R., Kong S.C., Lian Z.W., Pieper C.M. et Rutland C.J.**, « *Improvements in 3-D Modeling of Diesel Engine Intake Flow and Combustion* », SAE paper 921627, 1992.
- [65] **Reitz R.D.**, « *Assessment of Wall Heat Transfer Models for Premixed Charge Engine Combustion Computations* », SAE paper 910267, 1991.
- [66] **Reitz R.D.**, « *Computer Modeling of Sprays* », Spray Technology Short Course, Pittsburgh, 1996.
- [67] **Reitz R.D. et Rutland C.J.**, « *Three-Dimensional Modeling of Diesel Engine Intake Flow, Combustion and Emissions – I* », Diesel Group Meeting, NASA, Report CR 189126, March 1992.
- [68] **Reitz R.D. et Rutland C.J.**, « *Three-Dimensional Modeling of Diesel Engine Intake Flow, Combustion and Emissions – II* », Diesel Group Meeting, NASA, Report CR-191189, September 1993.
- [69] **Reitz R.D. et Rutland C.J.**, « *3-D Modeling of Diesel Engine Intake Flow Combustion and Emissions* », SAE paper 911789, 1991.
- [70] **Réveillon J.**, « *Simulation et Modélisation de la Combustion Turbulente des Écoulements Diphasiques* », Habilitation A Diriger des Recherches, Université de Rouen, 2004.
- [71] **Ricart L.M. et Reitz R.D.**, « *Visualization and Modeling of Pilot Injection and Combustion in Diesel Engines* », SAE paper 960833, 1996.

- [72] **Rutland C.J., Pieper C.M. et Hessel R.**, « *Intake and Cylinder Flow Modeling with a Dual-Valve Port* », SAE Congress and Exposition, 1993.
- [73] **Schmidt D.P., Nouar I., Senecal P.K., Hoffman J., Rutland C.J., Martin J. et Reitz R.D.**, « *Pressure-Swirl Atomization in the Near Field* », SAE paper 992360, 1999.
- [74] **Schmidt D.P. et Rutland C.J.**, « *A New Droplet Collision Algorithm* », Journal of Computational Physics 164, 62–80, 2000.
- [75] **Su T. F., Chang C.T., Reitz R.D., Farrell P.V., Pierpont A.D. et Tow T.C.**, « *Effects of Injection Pressure and Nozzle Geometry on Spray SMD and D.I. Emissions* », SAE paper 952360, 1995.
- [76] **Takagi T., Fang C.Y., Kamimoto T. et Okamoto T.**, « *Numerical Simulation of Flow and Combustion of Transient Sprays* », Int. Symposium COMODIA, pp. 249-254, 1990.
- [77] **Tanner F.X.**, « *Liquid Jet Atomization and Droplet Breakup Modeling of Non-Evaporating Diesel Fuel Sprays* », SAE paper 970050. 1997.
- [78] **Tanner F.X., Zhu G.S. et Reitz R.D.**, « *A Turbulence Dissipation Correction to the k-epsilon Model and Its Effect on Turbulence Length Scales in Engine Flows* », Int. Multidimensional Engine Modeling User's Group Meeting, SAE Congress, Detroit, 2001.
- [79] **Tatschl R., Künserg S.C.V. et Berg E.V.**, « *IC-Engine Spray Modeling – Status and Outlook* », Int. Multidimensional Engine Modeling User's Group Meeting, SAE Congress 2002.
- [80] **Uludogan A., Foster D.E. et Reitz R.D.**, « *Modeling the Effect of Engine Speed on the Combustion Process and Emissions in a DI Diesel Engine* », SAE paper 962056, 1996.
- [81] **Uludogan A., Xin J., et Reitz R.D.**, « *Exploring the Use of Multiple Injectors and Split Injection to Reduce DI Diesel Engine Emissions* », SAE paper 962058, 1996.
- [82] **Vinkovic I., Aguirre C. et Simöens S.**, « *Simulation des grandes échelles avec dispersion de scalaires passifs et des gouttelettes dans une couche limite turbulente* », Congrès Français de Mécanique, Troyes, 2005.
- [83] **Watkins A.P. et Khaleghi H.**, « *Multi-Dimensional Modelling of Diesel Sprays Using a Fast Non-Iterative Implicit Solution Scheme - Recent Advances* », Int. Symposium COMODIA, pp. 263-268, 1990.
- [84] **Watkins A.P. et Wang D.M.**, « *A New Model for Diesel Spray Impaction on Walls and Comparison with Experiment* », Int. Symposium COMODIA, pp. 90: 243-248, 1990.
- [85] **Yang X.M., Tsuruda T. et Hirano T.**, « *The Structure of Propagating Spray Flames* », Int. Symposium COMODIA, pp. 211-215, 1990.
- [86] **Zhang Y.S. et Shi S.X.**, « *Experimental and Numerical Study of the Diesel Fuel Spray from Pintle Nozzles* », Int. Symposium COMODIA, pp. 287-292, 1990.
- [87] **Zhiyu H., Uludogan A., Hampson G.J. et Reitz R.D.**, « *Mechanism of Soot and Nox Emission Reduction Using Multiple-Injection in a Diesel Engine* », SAE paper 960633, 1996.

**RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES** .....87

## **Résumé :**

L'analyse et la compréhension des phénomènes physiques interagissant au sein d'une chambre de combustion d'un moteur Diesel sont nécessaires pour atteindre le compromis entre l'amélioration des performances et la propreté du système actuel, surtout du fait des normes réglementant la pollution qui sont devenues de plus en plus sévères.

Dans le présent travail, une étude tridimensionnelle a été réalisée sur le comportement dynamique et énergétique d'un spray dans une chambre de combustion d'un moteur Diesel à injection directe, en utilisant une version modifiée du code KIVA-II pour la simulation de l'évolution du jet de gouttelettes pendant les phases de compression et combustion/détente. L'étude a été étendue pour inclure une analyse comparative entre le modèle de collision d'O'Rourke utilisé dans la version originale du code KIVA-II et celui de Nordin.

Pour la simulation de l'évolution du spray, le code KIVA-II utilise une fonction de densité de probabilité pour choisir les rayons des gouttelettes à l'injection et pour le calcul de la collision, la fragmentation et la dispersion turbulente des particules. Aussi une technique probabiliste, dite *stochastic particle method*, est utilisée pour la résolution de l'équation du spray. Cette approche est la combinaison de la méthode de Monté Carlo et la méthode de la particule discrète (*discrete droplet method*). Le modèle de turbulence k- $\epsilon$  tenant compte de l'effet de l'interaction turbulence/spray a été employé.

Cette étude a permis de mieux comprendre le comportement de la phase liquide dispersée dans un milieu gazeux, ainsi que les différents phénomènes qui régissent son évolution.

**Mots clés:** spray, moteur Diesel, code KIVA II.

**Abstract:**

The analysis and the understanding of the physical phenomena interacting within a combustion chamber of a Diesel engine are necessary to reach the compromise between the improvement of the performances and the cleanliness of the current systems, especially due to the fact that the standards regulating pollution are becoming increasingly strict.

In this work, a three-dimensional study was carried out on the dynamic and thermal behavior of a spray within a combustion chamber of a direct injection Diesel engine, by using a modified version of code KIVA-II for the simulation of the spray evolution during the phases of compression and combustion/expansion. The study was extended to include a comparative analysis between the collision model of O'Rourke used in the original version of code KIVA-II and that of Nordin.

In the KIVA-II code, the evolution of the spray is governed by a probability density function which was used in the selection of particle radius at injection and in calculation of collision, breakup and turbulent dispersion of the droplet. Also the stochastic particle technique is used to solve the spray equation. This approach is a combination of the Monte Carlo method and the discrete droplet method. The model of turbulence  $k-\epsilon$  was employed, including the effect of the interaction turbulence/spray.

This study made it possible to better understand the behavior of the liquid phase dispersed in a gaseous medium, as well as the various phenomena governing its evolution.

**Keywords:** spray, Diesel engine, code KIVA II.

## ملخص:

إن تحليل و فهم الظواهر الفيزيائية التي تتفاعل فيما بينها داخل غرفة الاحتراق لمحرك ديزل ضروري لبلوغ الحل الأوسط بين التحسين من الأداء و نقاوة الأنظمة الحالية، خاصة مع المعايير للتخفيض من التلوث التي أصبحت أكثر فأكثر صارمة. في هذا العمل، وفيت دراسة ثلاثية الأبعاد للسلوك الحركي و الطاقوي لرذاذ الوقود في غرفة الاحتراق لمحرك ديزل ذات الحقن المباشر الحقن. وذلك باستعمال برنامج (KIVA-II) لمحاكاة تطور انبثاق القطيرات أثناء طور الانضغاط و الاحتراق. مددت الدراسة لكي تتضمن مقارنة بين النموذج الاصطدام ل (O'Rourke) المستعمل في الصيغة الأصلية لبرنامج (KIVA-II)، ونموذج (Nordin).

لمحاكاة تطور الرذاذ، يستعمل برنامج (KIVA-II) تابع لكثافة الاحتمال لاختيار نصف قطر القطرات أثناء الحقن، وكذا لحساب الاصطدام، التشظية و التشتت القطرات الناتج عن الاضطراب. استعملت تقنية الاحتمالات لحل معادلة الرذاذ. هذه الدراسة سمحت بفهم أفضل سلوك الطور سائل متفرق في وسط غازي، وكذا مختلف الظواهر التي تتدخل في تطوره.