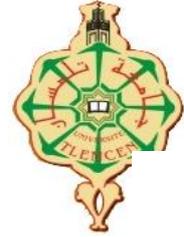




République Algérienne Démocratique et Populaire  
Ministère de l'enseignement supérieur  
Et de la recherche scientifique  
Université Abou Bekr Belkaid – Tlemcen  
Faculté de technologie  
Département de Génie mécanique



**Mémoire**  
**Pour l'Obtention du Diplôme du Master**  
**Génie Mécanique**  
**Option : Génie Energétique**

**Thème**

**Simulation numérique de cavitation dans les injecteurs d'un  
moteur diesel**

**Présenté par :**

**BENSABRI AMINE & ZIANI MOHAMMED**

**Soutenu le : JUIN 2014**

**Devant le jury :**

Président :	MIMOUN OUKACHA	Université Tlemcen
Encadreur :	BOUSBAA HAMZA	Université Tlemcen
Examineurs :	Mme BENSEDDIK.L	Université Tlemcen
	Mme SAIB HIND	Université Tlemcen

**Année: 2013-2014**

## REMERCIEMENT

Nous remercions Dieu le tout puissant de nous avoir donné le privilège et la chance d'étudier et de suivre le chemin de la science et de la connaissance.

Nous adressons notre vif remerciement à notre encadreur **Mr. BOUSBAA** Hamza pour son compréhension et son conseil et son aide. Pour son gentillesse et son orientation efficace.

Nous tenons également à remercier **Mr. MIMOUN Oukacha** d'avoir accepté de présider le jury de notre projet de fin d'études.

Nous remercions **Mme. SAIB DJAMILA** et **Mme BENSEDDIK Lila** qu'ont bien voulu examiner notre travail. Leur présence va valoriser, de manière certaine, le travail que nous avons effectué.

Nous adressons également notre profonde gratitude à tous les professeurs de l'université **ABOUBAKR BELKAID** en particulier ceux du département **GENIE MECANIQUE**. Votre enseignement a porté ses fruits.

Enfin, nous remercions toutes les personnes qui, de près ou de loin, ont contribué à l'élaboration de ce mémoire.

**Merci à tous**

## *Dédicace*

*Grâce à dieu tout puissant, nous dédions ce modeste travail à toutes les personnes qui nous ont aidés de près ou de loin à la réalisation de ce mémoire plus particulièrement :*

- *A nos très chers parents, tout notre respect et affection en témoignage de leur soutien, sacrifice, patience, ainsi que pour leurs conseils et orientations dans ma vie.*
- *A toute nos familles et nos très chers frères et nos sœurs*
- *A tous nos enseignants et à notre promotion de génie mécanique.*
- *A tout mes amis (Telli Mohamed , Bendehmane Amine, Ritri Ahmed, Kortí Chokri ,Benaziza youness, Khrisse Abderrehmen ,Miloud mleh ,Mezzari Fatima et nos petits-neveu Amel, Riad., Walid ,Melak et zineb et safia ...)*

*A tous ceux qui nos sont chers et à ceux qui ont contribué à notre formation.*

**BENSABRJ AMJNE**  
&  
**ZJANJ MOHAMMED**

## RÉSUMÉ

Les normes d'émission de polluants concernant les véhicules poussent les constructeurs automobiles à s'intéresser à l'injection Diesel haute pression (Common-Rail), afin d'améliorer le mélange dans la chambre de combustion. Ceci provoque le problème de cavitation.

Dans ce travail le phénomène de cavitation a été simulé avec le modèle de mélange, on se propose donc d'utiliser un code de simulation qui a deux buts : accéder à une meilleure compréhension de l'écoulement dans l'injecteur, optimiser les géométries de l'injecteur, et prédire les conditions de sortie de l'écoulement pour fournir des conditions aux limites aux codes de simulation. Des résultats de simulation sont décrits et validés pour un injecteur mono-trou, montrant les possibilités du code à accéder à une meilleure compréhension de la topologie de l'écoulement dans l'injecteur au cours d'une injection.

**Mots-clés:** Moteur Diesel, Injecteur, Cavitation, Fluent, modèle de mélange.

## المخلص

من اجل انبعاثات الغازات الملوثة بالنسبة للمركبات دفعت شركات صناعة السيارات إلى التركيز على ارتفاع ضغط (common-rail) وذلك لتحسين الخليط داخل غرفة الاحتراق الذي سببه ضاهرة التجوف.

في هذا العمل تمت المحاكاة باستعمال نموذج المزيج (Mixture), لذلك اقترحنا استخدام برنامج المحاكاة الذي لديه هدفين : أن يكون هناك فهم أفضل للتدفق وتحسين هندسة المحقن, وكذلك التنبؤ بشروط الضخ لتوفير شروط الحدود بالنسبة لبرامج المحاكاة. وصفت نتائج المحاكاة للتحقق من صحتها لمحقن واحد عن إمكانيات البرنامج من الحصول على فهم أفضل للطوبولوجيا هذا المحقن خلال الحقن.

**كلمات مفتاحية:** محرك الديزل, المحقن, التجوف, fluent, نموذج المزيج.

# Sommaire

Nomenclature

Liste des tableaux

Listes des figures

Résumé

Introduction générale .....02

## **Chapitre I : Injection Diesel**

I.1- Introduction	05
I.2- injection diesel	05
I.2.1- Principe de fonctionnement	05
I.2.2-L'injection directe Diesel	08
I.2.3. Rôle des hautes pressions d'injection	09
I.2.4. Le système d'injection Common Rail	10
I.2.4.1-Fonctionnement du système	11
I.3- Les injecteurs	12
I.3.1-Injecteur de type Common Rail	12
I.3.2- Injecteur à sac et injecteur VCO	13
I.3.3- Stratégie d'injection	15
I.4- La buse d'injection	15
I.4.1-Ordres de grandeur de l'écoulement dans le nez de l'injecteur	17
I.5- Les combustibles	18
I.5.1-Combustibles liquides et gazeux	19
I.5.2-Principales caractéristiques du Diesel	21
I.6-Conclusion	23

## **Chapitre II : Description de cavitation dans les injecteurs Diesel**

II.1-Introduction	25
II.2-Description du phénomène cavitation	25
II.2.1- Définition de cavitation	25
II.2.2- Les type de cavitation	27
II.2.2.1-Cavitation à poche attachée	27

II.2.2.2- Cavitation à bulles connectées.....	28
II.2.2.3-La cavitation par bulles isolées.....	29
II.2.2.4-La cavitation par filaments tourbillonnaires .....	30
II.2.2.5 -Cavitation de vortex .....	30
II.3-Effets de cavitation .....	31
II.3.1-Perte de rendement.....	32
II.3.2-Bruit .....	32
II.3.3-Détérioration .....	32
II.4-La cavitation dans l'injecteur diesel .....	34
II.4.1-Formation de cavitation.....	34
II.4.2-Les types de cavitation dans l'injecteur .....	35
II.4.3Influence de cavitation sur la formation de spray .....	38
II.4.4-Influence de cavitation sur les parois de l'injecteur .....	41
II.5- Conclusion .....	42

### **Chapitre III : Modélisation de cavitation dans les injecteurs diesel**

III.1- Introduction .....	44
III.2- les équations de conservation .....	44
III.2.1-Conservation de la masse .....	44
III.2.2-Conservation de la quantité de mouvement .....	45
III.3-Modélisation de l'écoulement à l'intérieur d'un Injecteur .....	46
III.4-Modélisation de cavitation .....	48
III.4.1-Modèle du mélange.....	48
III.4.2-Méthodes VOF.....	49
III.4.3-Modèles eulériens.....	51
III.5-Comparaison des modèles .....	53
III.6 -Exemple d'application des modèles de cavitation .....	54
III.6.1 -Modèles de mélange .....	54
III.6.2 - Modèles de VOF .....	56
III.6.3 - Modèles Euleriens .....	57
III.7 - Conclusion .....	60

## Chapitre IV : Simulation numérique de cavitation

IV.1 - Introduction .....	62
IV.2 - L'utilisation de la CFD.....	62
IV.3-Description général du code fluent.....	64
IV.4- Structure standard de Fluent V6.3.....	65
IV.5 -Configuration étudiées .....	65
IV.5.1-Domaine de calcul .....	65
IV.5.2- Création de maillage bidimensionnel sur Gambit .....	67
IV.5.3- Démarche numérique de solveur .....	69
IV.5.4-Conditions aux limites .....	69
IV.6- Validation du code de calcul.....	70
IV.7- Résultats et discussions.....	72
IV.7.1- Evolution de développement de la cavitation.....	72
IV.7.2- Influence de différents paramètres physiques et géométriques de l'orifice de l'injecteur sur la cavitation.....	73
IV.7.2.1- Influence de la pression d'injection.....	73
IV.7.2.2- Influence de la pression de la chambre de combustion.....	75
IV.7.2.3- Influence de la géométrie de l'orifice de l'injecteur .....	76
IV.8. Conclusion.....	79

### Conclusion générale

### Référence Bibliographique

الملخص

Abstract

# **Liste des tableaux**

## **Chapitre I : Injection Diesel**

<b>Tableau I.1</b> : Ordres de grandeur dans les injecteurs Diesel.....	18
<b>Tableau I.2</b> : les caractéristiques moyennes dans les Produits de distillation.....	19
<b>Tableau I.3</b> : les propriétés de gaz naturel.....	20
<b>Tableau I.4</b> : les caractéristiques moyennes de l'alcool.....	20
<b>Tableau I.5</b> : les caractéristiques dans Les huiles végétales.....	21
<b>Tableau I.6</b> : les valeurs pour Gazole classique.....	23

## **Chapitre III : Modélisation de cavitation dans les injecteurs diesel**

<b>Tableau.III.1</b> : Comparaison des différentes méthodes de modélisation diphasique.....	53
---	----

## **Chapitre IV : Simulation numérique de cavitation**

<b>Tableau IV .1</b> : Code CFD.....	63
--------------------------------------	----

# Listes des figures

## Chapitre : Injection Diesel

<b>Figure I.1</b> -Exemple des diagrammes (p, v) et (p, °V) d'un MCI.....	06
<b>Figure I.2</b> -Cycle moteur Diesel quatre temps.....	07
<b>Figure I.3</b> -L'injection directe et le bol du piston.....	08
<b>Figure I.4</b> -Implantation du système Common Rail dans un moteur Diesel.....	10
<b>Figure I.5</b> -Schéma du système d'injection directe à rampe commune.....	12
<b>Figure I.6</b> -Schéma de principe d'un injecteur Common Rail.....	13
<b>Figure I.7</b> -Injecteur à sac (à gauche) et injecteur VCO (à droite).....	14
<b>Figure I.8</b> -Évolution de l'injection Diesel au cours des trente dernières années.....	15
<b>Figure I.9</b> -Différents type de nez d'injecteur.....	17
<b>Figure I.10</b> -Graphe viscosité/température pour plusieurs mélanges de diesel et biodiesel.....	22

## Chapitre II : Description de cavitation dans les injecteurs Diesel

<b>Figure II-1</b> : Exemple de cavitation sur un profil NACA 4412 .....	26
<b>Figure II-2</b> : Diagramme des phases.....	27
<b>Figure II-3</b> : Développement de la cavitation à poche attachée sur l'extrados du profil 2D...28	
<b>Figure II-4</b> : Développement de la cavitation à bulles sur l'extrados du profil 2D.....	29
<b>Figure II-5</b> : Cavitation par bulles isolées.....	29
<b>Figure II-6</b> : Cavitation par filaments tourbillonnaires.....	30
<b>Figure II-7</b> : La cavitation de vortex.....	31
<b>Figure II-8</b> : Apparition de bulles de cavitation sur les pales d'une hélice.....	32
<b>Figure II-9</b> : Détérioration de pièces mécanique soumises à une exposition prolongée à cavitation.....	33
<b>Figure II-10</b> : Implosion d'une bulle sur la paroi d'un profil elliptique monté dans le tunnel de cavitation.....	33
<b>Figure II-11</b> : Décollement à l'entrée de l'orifice d'injection.....	35
<b>Figure II-12</b> : Séparation de la couche limite et zone de recirculation.....	36

<b>Figure II-13:</b> Représentation de la cavitation partielle dans un injecteur.....	36
<b>Figure II-14:</b> Représentation de la super cavitation dans un injecteur. ....	37
<b>Figure II-15:</b> Représentation de l'hydraulique flip dans un injecteur. ....	37
<b>Figure II-16 :</b> Représentation simplifiée des effets de cavitation dans l'injecteur.....	41
<b>Figure II-17 :</b> Effets de la cavitation sur les parois interne de l'injecteur.....	42

### **Chapitre III : Modélisation de cavitation dans les injecteurs diesel**

<b>Figure III-1:</b> À gauche: domaine de calcul utilisé.A droite: zoom du maillage sur l'orifice..	54
<b>Figure III-2:</b> Développement et stabilisation de la cavitation dans l'orifice d'un injecteur mono trou .....	55
<b>Figure III.3 :</b> L'orifice de l'injecteur en 2D.....	56
<b>Figure III.4:</b> Evolution de fraction de vapeur en fonction de temps.....	57
<b>Figure III.5 :</b> Domaine de calcul.....	58
<b>Figure III.6:</b> Cavitation au cours du temps pour une pression d'injection de 15 MPa.....	59

### **Chapitre IV : Simulation numérique de cavitation**

<b>Figure IV-1 :</b> Chambre de combustion d'un moteur à combustion interne.....	66
<b>Figure IV-2 :</b> Schéma de l'injecteur.....	67
<b>Figure IV-3 :</b> Injecteur mono-trou.....	85
<b>Figure IV-4 :</b> Définition de maillage 2D sur gambit et zoom du maillage sur l'orifice.....	68
<b>Figure IV-5 :</b> Conditions aux limites 2D et 3D.....	70
<b>Figure IV-6 :</b> Evolution de cavitation à différents temps, A : Fluent, B : Code CAVIF.....	71
<b>Figure IV-7 :</b> Cavitation au cours du temps .....	73
<b>Figure IV-8 :</b> Cavitation en fonction de la pression d'injection.....	75
<b>Figure IV.9 :</b> Cavitation en fonction de la pression de chambre.....	76
<b>Figure IV.10 :</b> Evolution de cavitation dans différentes géométries.....	78

## NOMENCLATURE

### Lettres grecques :

$\alpha$	Fraction de volume.
$x_k$	Fonction indicatrice de phase.
$\alpha_k$	Volume fraction de la phase $k$ .
$\rho_m$	La masse volumique du mélange.
$\rho_k$	La masse volumique de phase.
$\vec{u}_{dr,k}$	La vitesse de dérive de la phase $k$ par rapport à la vitesse moyenne du mélange.
$\mu_m$	Les viscosités laminaire et turbulente du mélange.
$\rho_f$	La densité du carburant.
$\dot{q}_{k,i}$	Le flux de chaleur.
$\delta$	Distribution de Dirac associée à l'interface.
$\delta_k$	La distribution de Dirac associée à l'interface vue de la phase $k$ .
$\delta_{ij}$	Symbole de Kronecker.
$\varepsilon$	Taux de dissipation d'énergie cinétique turbulente.
$\eta$	Viscosité dynamique.
$\mu_l$	Viscosité de la phase liquide.
$\rho$	Masse volumique.
$\sigma$	Tension de surface.
$\tau$	Échelle caractéristique de temps.
$\tau_{i,j}$	Tenseur des contraintes visqueuses.
$t$	Le temps.

### Lettres latines :

$D_0$	Diamètre de l'orifice de l'injecteur
$E$	l'énergie.
$E_k$	La fraction massique et la vitesse de la phase $k$ .
$\vec{F}$	La force appliqué sur la paroi.
$f$	Mélange homogène.
$f_s$	Force de tension de surface par unité d'aire interracciale.

$g_i$	Composante de la gravité.
$L_0$	Longueur de l'orifice de l'injecteur.
$\dot{m}$	Représenté la mass transfère de cavitation.
$\dot{m}$	Débit d'injection.
$n_{k,j}$	La normale à l'interface dirigée vers l'extérieur du domaine occupé par la phase $k$ .
$P$	La pression locale.
$P_{ch}$	Pression dans la chambre de combustion
$P_{inj}$	Pression d'injection
$P_k$	La pression dans la phase $k$ .
$P_v$	La pression de vapeur.
$QM_k$	Taux de chaleur apporté à la phase $k$ par les autres phases.
$Q_k$	Le taux d'accroissement de chaleur pour la phase $k$ depuis l'extérieur.
$R$	Le rayon de la bulle.
$T$	Température.
$T_a$	Température après le top de déclenchement d'injection
$T_{sat}$	Température de vapeur saturante
$u_{I,j}$	La vitesse locale de propagation de l'interface.
$\vec{u}_m$	La vitesse moyenne du mélange.
$w_k$	Le taux de travail apporté à la phase $k$ par l'environnement mitoyen.

### Indice :

$f$	Mélange homogène
$k$	La phase $k$
$l$	La phase liquide
$v$	La phase vapeur.
$S$	La tension de surface du liquide
$i, j$	Indice de maille

### Abréviations:

VCO: Valve Covered Orifice.

VOF: Volume Of Fluid.

LMH: Laboratoire des machines hydrauliques.

CFD: Computational fluid dynamics.

TDI : Turbocharged direct injection.

DCI : Diesel Common Injections.

PSA : Peugeot société anonyme.

HDI : Haut pression diesel injection.

CDI : Common Rail diesel injection.

JTD : Jet turbo diesel.

GPL: Gaz de pétrole liquéfié.

EDP : Equation dérivée partielle.

PCI : Pouvoire calorifique inférieur.

ETBE : Ethyl tert-butyl ether.

TAME : Ether tert.amyl-méthylque.

MTBE : Ether methyl-tert.buthylique.

PDA : Phase Doppler Analyser

CavIF : Cavitating Internal Flow

# **Introduction générale**

## **Introduction générale**

Le système d'injection est un des paramètres les plus importants dans le fonctionnement dans les moteurs diesel. Il est d'ailleurs souvent appelé "le cœur du moteur": il contrôle l'apport de carburant en fonction des besoins du moteur, et assure une haute pression d'injection requise pour l'atomisation dans la chambre de combustion. De cette façon, ce système a un impact direct sur la consommation, les émissions et le bruit des moteurs en général.

Dernièrement les technologies utilisées dans les systèmes d'injection ont évolué, principalement dans le domaine des véhicules particuliers, des utilitaires légers et du sport. En effet, les contraintes de hautes performances, de faibles consommations et émissions, de bas bruit, et de coût font de l'optimisation des systèmes d'injection un sujet de recherche particulièrement d'actualité.

Le moteur diesel, au cours des années, a été marqué par de nouvelles technologies telles l'arrivée des injecteurs à rampes communes ou l'arrivée des biodiesels qui permettent une source de carburant qui ne dépend pas du pétrole, mais plutôt des plantes. Par contre, les biodiesels ont des propriétés différentes des diesels standards, et puisque les propriétés du carburant affectent tout le processus de combustion (injection, atomisation, combustion, émissions polluantes, ...etc.), on voit apparaître plusieurs études portant sur l'effet du biodiesel sur les moteurs diesel où plus spécifiquement, sur le processus de combustion.

Quoique les détails de l'injecteur seront montrés au premier chapitre, on peut néanmoins affirmer qu'en raison des vitesses importantes d'écoulement du carburant dans l'injecteur, plusieurs phénomènes, telle la turbulence et la cavitation augmentent la complexité de l'écoulement et affecte sur l'atomisation, la combustion, la formation des polluants et sur les parois de l'injecteur. Le problème avec les injecteurs en général et l'injecteur diesel en particulier est qu'ils ont des diamètres d'orifice d'environ 0.1 mm rendant l'étude de l'écoulement dans les injecteurs de taille réelle particulièrement difficile, les effets des carburants, de la turbulence et de la cavitation sur l'écoulement sont encore mal connus, spécialement à des pressions d'opérations standards.

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
- Simulations numériques (CFD).

La conception des dispositifs expérimentaux pour l'étude du système complexe tel que la cavitation est difficile et coûteuse. Les simulations numériques offrent une alternative attrayante pour l'investigation et le développement. Donc, les simulations fournissent des informations détaillées sur l'évolution des processus à l'intérieur d'un injecteur d'un moteur Diesel.

Parmi les outils de simulation numérique comme les codes de calcul 2D et 3D utilisés on peut citer les codes qui sont développés par les laboratoires INC (USA), et en particulier les différentes versions du code *FluentV6.3.26* qui les mieux adaptés pour la modélisation de phénomène de cavitation dans les injecteurs d'un moteurs à combustion interne.

### ➤ Objectif de travail

L'objectif de cette étude sera donc et d'arriver à une maîtrise avancée du code de calcul Fluent. D'autre part, simuler le phénomène de cavitation à l'intérieur de la buse de l'injecteur mono-trou et plus particulièrement comprendre l'influence des caractéristiques physique de l'écoulement et la géométrie de l'orifice de l'injecteur.

### ➤ Contenu du mémoire

Le présent mémoire s'articule en quatre chapitres :

- Le premier chapitre est une description générale sur l'injection dans les moteurs à combustion interne.
- Le deuxième chapitre est une description sur le phénomène de cavitation.
- Le troisième chapitre comportera une formulation mathématique. On y trouve les équations de l'aérothermochimie et les différentes modèles de cavitation.
- Dans le quatrième chapitre une description qui mette le code de calcul Fluent V6.3.26 en évidence est présenter. De même dans ce chapitre une description détaillée sur les démarches numériques, la comparaison des résultats, l'analyse, l'interprétation et la discussion des résultats. Enfin une conclusion générale sur le travail à été réalisé.

# **Chapitre I**

## **Injection Diesel**

## I.1- Introduction

L'injection est un dispositif d'alimentation des moteurs à combustion, permettant d'acheminer le carburant dans la chambre de combustion directement ou un peu en amont. Préférée au carburateur afin d'améliorer le rendement moteur, l'injection fut à l'origine exclusivement mécanique, puis améliorée par l'électronique en utilisant un calculateur électronique.

Dans les moteurs Diesel, la qualité de la combustion dépendra de la pulvérisation du carburant et de l'homogénéité du mélange. Les moteurs devront être équipés de systèmes d'injection capables de réaliser le mélange air carburant ensemble et sous des pressions élevées. Le moteur diesel fonctionne en effet par auto-allumage : l'allumage du mélange se fait spontanément en raison de la température élevée de l'air et des rapports volumétriques très élevés.

Le diagramme de Clapeyron d'un cycle théorique thermodynamique du moteur diesel prévoit une combustion à pression constante, assurée par le fait que le combustible est injecté progressivement et brûle au fur et à mesure de son introduction dans la chambre de combustion. Dans la réalité cependant, la combustion ne peut s'effectuer à pression constante, en raison du délai d'inflammation. Le carburant s'accumule lors de son injection augmentant la pression. On peut le réduire en donnant au jet une forte capacité de pénétration et en augmentant la turbulence.

Un jet puissant permet aux gouttelettes traversant l'air d'atteindre des températures suffisantes pour que l'évaporation se réalise et la turbulence évite que les gaz brûlés séjournent à proximité de l'injecteur, empêchant le mélange de l'oxygène et le carburant [1].

## I.2- injection diesel

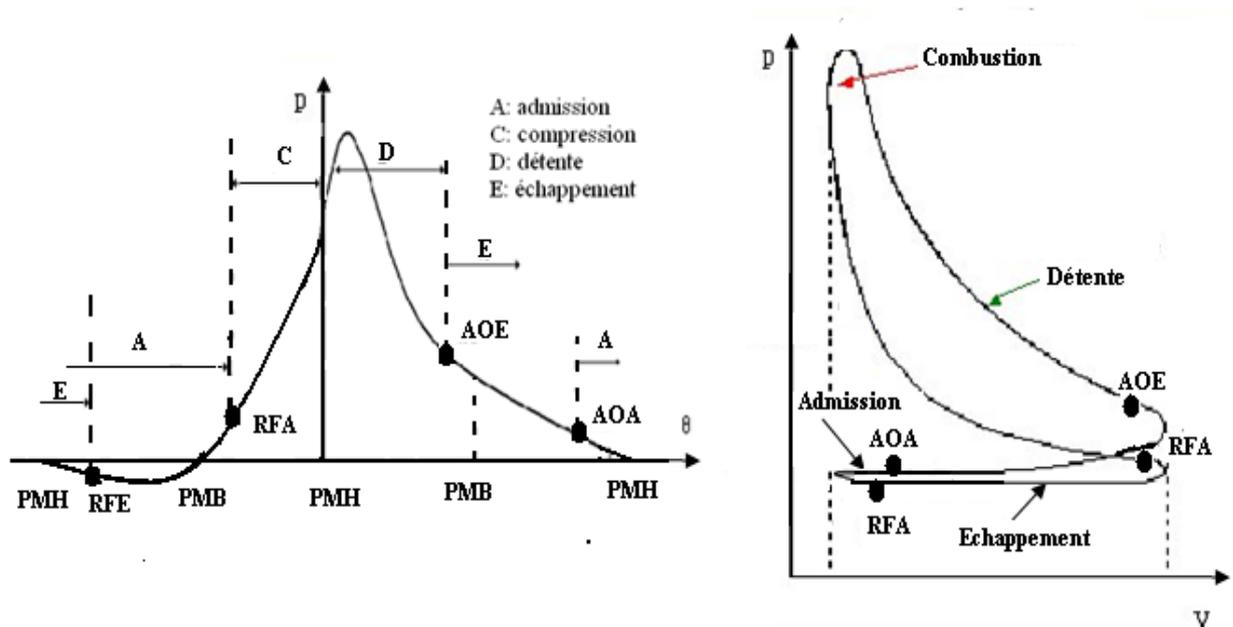
### 1.2.1- Principe de fonctionnement

Le moteur Diesel est constitué de pistons coulissants dans des cylindres fermés par une culasse reliant le cylindre aux collecteurs d'admission et d'échappement et munie de soupapes commandées par un arbre à cames. Le cycle d'un moteur Diesel quatre temps est réalisé sur deux tours moteurs. La figure I.1 décrit l'évolution du piston dans le cylindre pendant le cycle moteur, tandis que la figure I.2 montre l'évolution à la fois du volume de la chambre de combustion et de sa pression interne.

Le cycle moteur se décompose comme suit, (le cycle commence avec le piston au point mort haut et les deux soupapes fermées) :

- Admission (1) : la soupape d'admission s'ouvre, le piston descend, augmentant le Volume de la chambre de combustion pendant qu'elle se remplit d'air,
- Compression (2) : le piston est au point mort bas, la soupape d'admission se ferme, le piston monte, diminuant le volume de la chambre de combustion et ainsi augmentant la pression de l'air,
- combustion, détente (3) : peu avant le point mort haut, le carburant est injecté dans l'air, la combustion se réalise, les gaz chauds repoussent le piston,
- Echappement (4) : la soupape d'échappement s'ouvre, et les gaz brûlés sont évacués, poussés par la remontée du piston.

La commande d'ouverture et de fermeture des soupapes est mécanique et directement liée à la position du vilebrequin.



**Figure I.1-Diagramme de Clapeyron d'un cycle théorique thermodynamique du moteur diesel.**

### ➤ Diagramme indiqué

Habituellement, le cycle semi-réel représenté sous la forme d'un diagramme appelé diagramme indiqué, par la variation de la pression dans le cylindre en fonction, soit de l'angle de rotation du vilebrequin  $^{\circ}V$ , soit en fonction du volume  $v$  dans le cylindre, soit encore en

fonction de la course du piston C. Un exemple de diagramme indiqué d'un moteur Diesel est montré dans les coordonnées  $(p, \theta_V)$  et  $(p, v)$  sur la figure (I.1).

Dans ces diagrammes, les points (AOE) et (RFE) correspondent respectivement au début de l'ouverture (avance à l'ouverture de l'échappement) et (retard à la fermeture de l'échappement). Les points (AOA) et (RFA) correspondent respectivement au début de l'ouverture (avance à l'ouverture de l'admission) et à la fin de la fermeture (retard à la fermeture de l'admission) de la soupape d'admission.

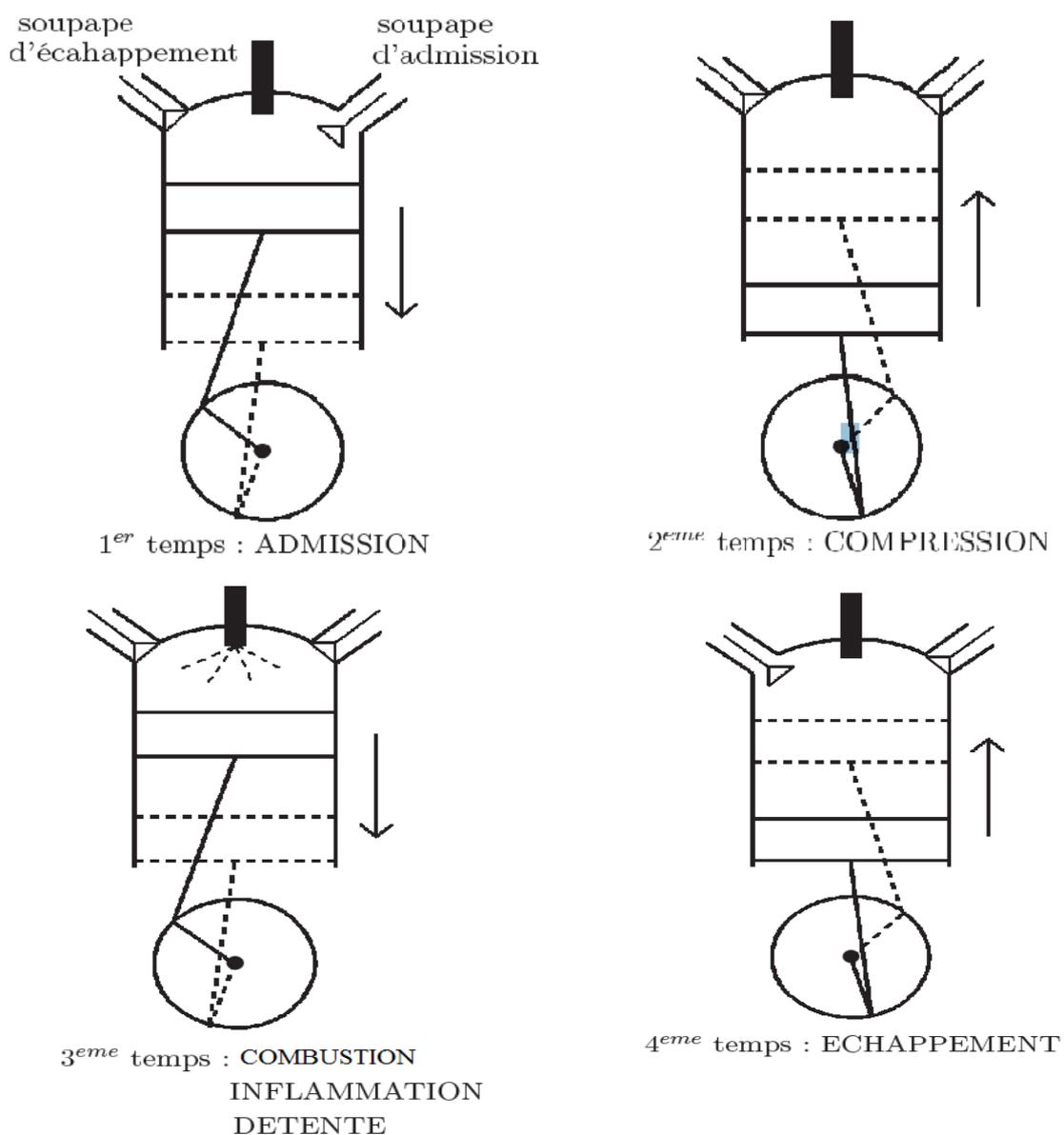


Figure I.2 - Cycle moteur Diesel quatre temps [2].

### I.2.2-L'injection directe Diesel :

Le système d'injection Diesel contribue directement à la distribution du carburant qui détermine les caractéristiques de la combustion. Il a ainsi un impact évident sur la consommation de carburant ainsi que sur les émissions polluantes et sonores des moteurs. Dans les véhicules Diesel particuliers, les moteurs à injection directe ont supplanté, il y a quelques années, les moteurs à injection indirecte. Ces derniers présentent en effet deux inconvénients préjudiciables à leur rendement énergétique. D'une part, la combustion est initiée dans une chambre annexe, augmentant ainsi les pertes thermiques, et d'autre part, les gaz chauds passent de cette petite chambre au cylindre à travers un étroit canal, générateur de pertes de charge. Dans un moteur à injection directe, ces pertes thermomécaniques sont évitées car le carburant est introduit directement dans la chambre de combustion au-dessus du piston (figure I.3) [1].

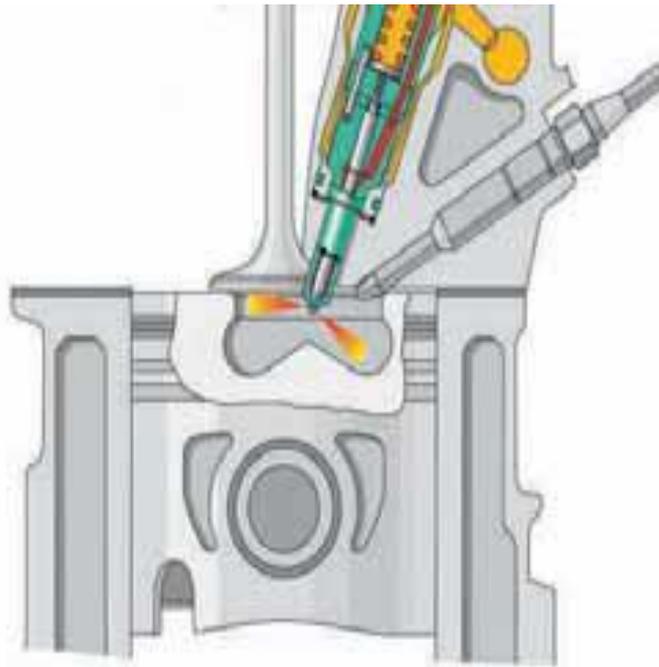


Figure I.3 – L'injection directe et le bol du piston [1].

La pulvérisation, le réchauffage et la vaporisation du carburant de même que le mélange avec l'air doivent donc se dérouler le plus rapidement possible. La forme particulière du canal d'admission ainsi que la forme du bol du piston participent à la génération du mouvement tourbillonnaire de l'air à la fin du temps de compression.

Outre une bonne turbulence de l'air, l'introduction du carburant dans la chambre de combustion doit être bien répartie afin de garantir la rapidité du mélange. Le procédé d'injection directe fait donc appel à un injecteur à trous multiples. L'angle des jets doit être optimisé en fonction de la forme du bol du piston.

### **I.2.3. Rôle des hautes pressions d'injection**

Assurer un dosage précis de la quantité de carburant à injecter, ainsi qu'une préparation du mélange adapté au régime de fonctionnement du moteur, c'est le rôle du circuit d'injection dans un moteur Diesel. En effet, la régulation de la charge et du régime d'un moteur Diesel est effectuée grâce au débit d'injection. Afin de s'assurer d'un bon mélange dans le cylindre (c'est à dire d'améliorer l'atomisation) on doit injecter le carburant le plus vite possible, donc augmenter la pression d'injection, et ce même pour les régimes moteur les plus faibles. Pour remplir ces conditions, les équipementiers font appel à plusieurs technologies. Nous en citerons deux, les plus médiatiques et utilisées actuellement. La première est l'injecteur-pompe (utilisé dans les moteurs TDI de Volkswagen). Dans ce système, la pompe haute pression est intégrée à l'injecteur pour constituer une seule unité. Un injecteur-pompe est affecté à chaque cylindre du moteur. Il est commandé par un poussoir ou un culbuteur à partir de l'arbre à cames du moteur. La suppression des tuyauteries haute pression entre la pompe et l'injecteur permet d'atteindre des pressions d'injection de plus de 2000bar. Néanmoins, la commande de l'injecteur étant mécanique et indissociable du régime moteur, il est impossible avec ce système de mettre au point des stratégies de pré- et post-injection (par exemple pour la réduction du bruit et le post-traitement des polluants).

La seconde solution technique est le système d'injection à accumulateur, ou système common rail (utilisé dans les moteurs JTD d'Alfa Romeo, DCI de Renault, HDI de PSA, CDI de Mercedes). Cette technologie est basée sur la séparation de l'étage de génération de pression et de l'étage d'injection. La pression d'injection (jusqu'à 1600bar), produite indépendamment du régime moteur et du débit d'injection, est "stockée" dans le rail. Le phasage et le débit d'injection sont fixés par un calculateur électronique et effectués par un injecteur piloté par une électrovanne ou un actionneur piezo-électrique<sup>1</sup>. À chaque cylindre du moteur est affecté un injecteur [3].

### I.2.4. Le système d'injection Common Rail

Les véhicules particuliers à moteur Diesel injection directe exigent un système d'injection flexible. Dans ce but, les équipementiers de l'industrie automobile ont développé le système d'injection *Common Rail* (figure I.4), aujourd'hui très largement utilisé.

Outre la variation du débit et du début d'injection, il est possible de choisir librement une pression d'injection dans une plage de 250 à 2 000 bars, actuellement, et de fractionner l'injection de carburant. Ce système est, en outre, contrôlable électroniquement, en fonction des paramètres moteur (température et pression de chambre, régime, suralimentation, conditions à l'échappement) et permet d'effectuer des pré-injections (ou injections pilotes) ainsi que des post-injections qui ont pour effet de réduire l'émission de polluants et de bruit.

Sur le système *Common Rail* (figure I.4), une pompe à haute pression comprime le carburant et le refoule vers l'accumulateur de haute pression appelé *Rail* (rampe).

Le carburant est injecté dans les chambres de combustion en temps et en quantité exacts par les injecteurs pilotés par des électrovalves.

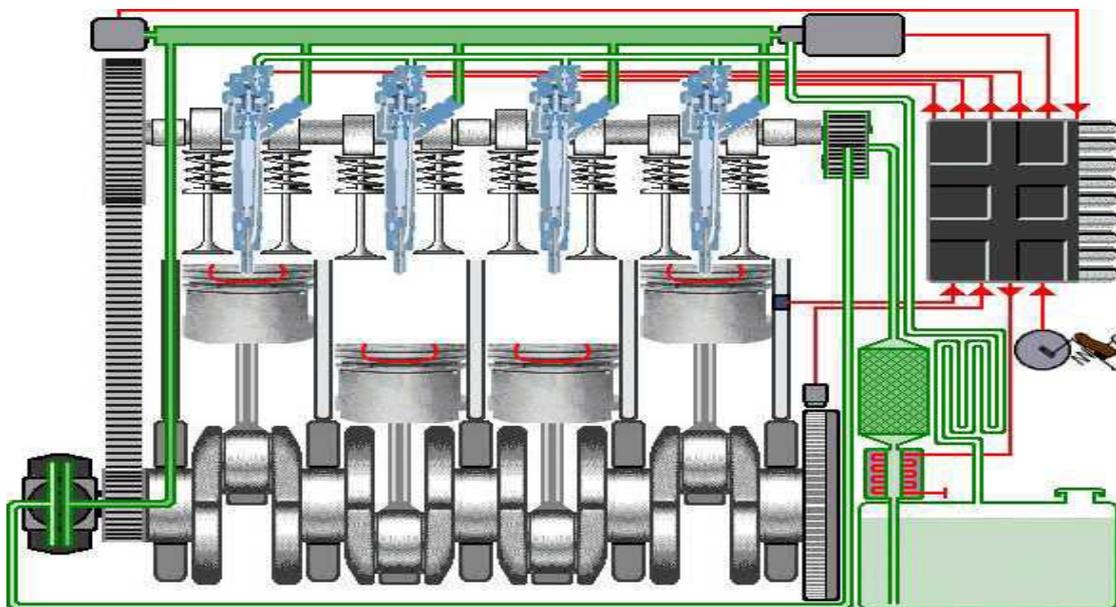


Figure I.4– Implantation du système Common Rail dans un moteur Diesel [1].

Le *Common Rail* est le seul système d'injection dans lequel la mise sous pression est indépendante de l'injection, de sorte que la pression d'injection peut être choisie librement sur la plage définie par la cartographie. La pression est mesurée dans la rampe par un capteur et elle est appliquée en permanence à l'injecteur [1].

L'ouverture et la fermeture des injecteurs sont commandées de manière hydraulique, par la mise en circuit et hors circuit des électrovalves. La pré-injection et l'injection principale sont réalisées par la mise en circuit cyclique de l'électrovalve. Des débits minimums d'injection de 1 à 2 mm<sup>3</sup>/coup sont obtenus pour des temps de commande inférieurs à 200 μs.

Mais la technologie *Common Rail* n'en est pas pour autant à son dernier stade d'évolution. En effet, le nouveau *Common Rail* à actionneurs piézo-électriques permet d'atteindre des vitesses de travail bien supérieures à celles des électrovalves utilisées jusqu'ici. D'autre part, les progrès technologiques concernant la fabrication des injecteurs aboutissent à l'augmentation de la pression d'injection (jusqu'à 2 000 bar). Ces technologies ouvrent de nouvelles perspectives pour répondre aux normes de dépollution de demain et participent à fabriquer des moteurs Diesel toujours plus économiques, plus propres, plus silencieux et plus puissants.

#### **I.2.4.1-Fonctionnement du système**

La fonction du système Common Rail est d'injecter une quantité précise de carburant indépendante pour chaque cylindre. La commande électronique de l'injecteur permet de réaliser des injections pouvant se décomposer en plusieurs petites injections, ce qui améliore la qualité de la combustion et diminue les émissions polluantes.

Le carburant est directement injecté dans le cylindre, il ne passe pas par une préchambre de combustion comme c'est le cas pour l'injection indirecte. Pour que la combustion se réalise correctement le carburant est pulvérisé à très haute pression créant de fines particules. La pression d'injection peut varier, selon le point de fonctionnement du moteur, entre 200 et 1800 bar. Le carburant est stocké et pressurisé dans une rampe commune à laquelle chaque injecteur est relié par l'intermédiaire d'un tube. Le système d'injection Common Rail est constitué principalement de cinq éléments, qui agissent tous sur l'évolution de la pression au sein du rail. Chacun d'entre eux est décrit ci-dessous afin d'en

comprendre le principe de fonctionnement et le rôle, pour ensuite être plus détaillé dans la partie modélisation [2].

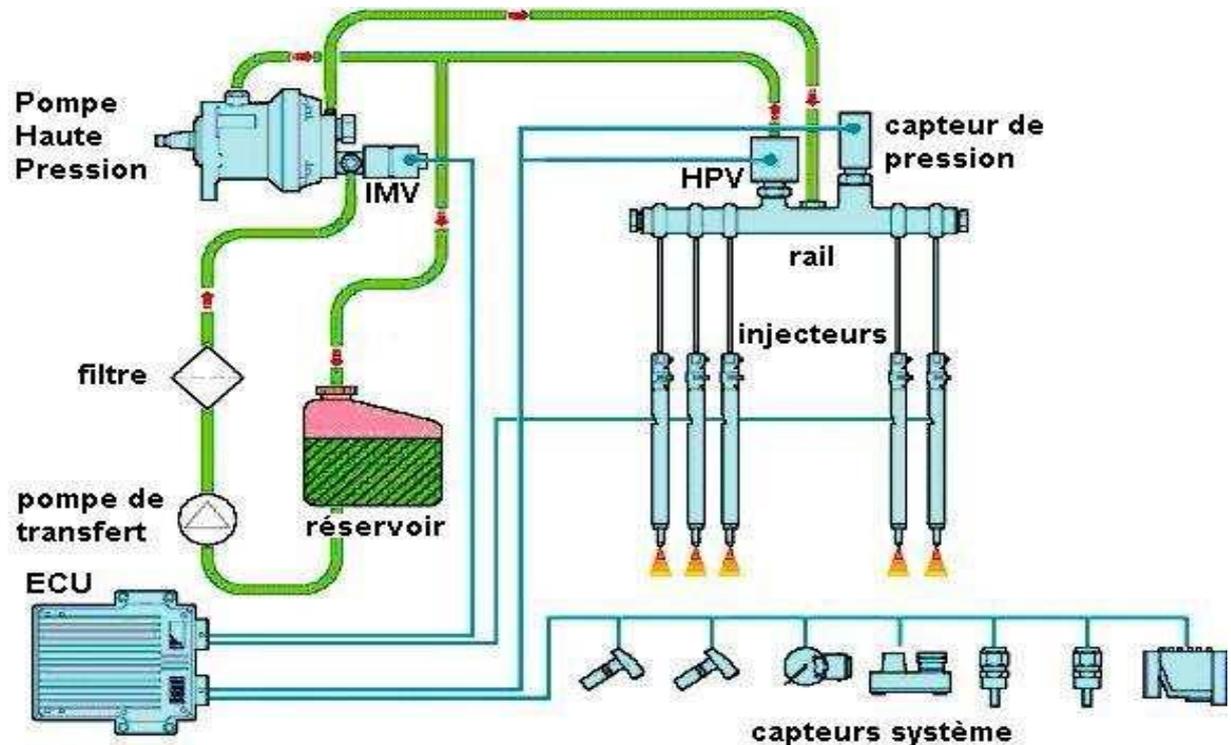


Figure. I.5 – Schéma du système d'injection directe à rampe commune [2].

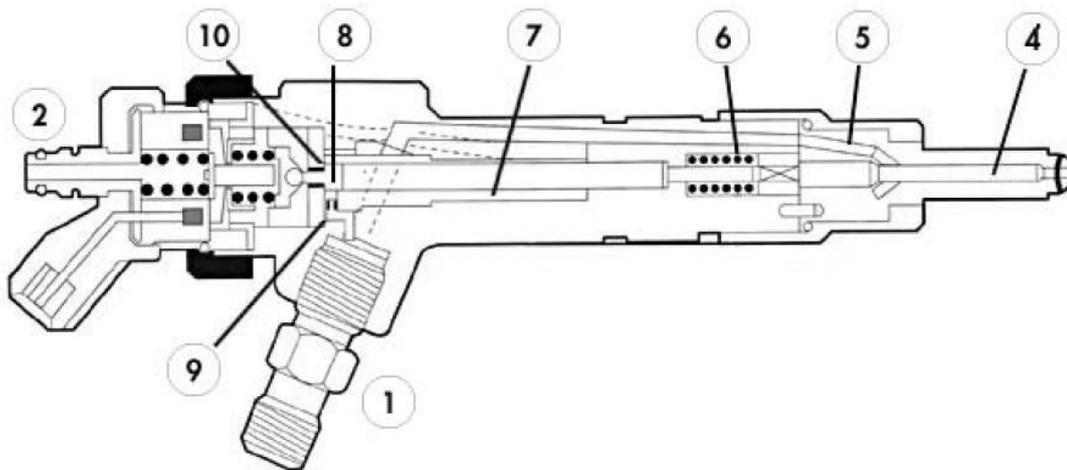
### I.3- Les injecteurs

#### I.3.1-Injecteur de type Common Rail

L'injecteur de type Common Rail permet la pulvérisation du carburant dans la chambre de pression en dosant avec précision le débit et l'instant d'injection.

L'injecteur est composé de deux parties (Figure I.6) :

- La partie supérieure est un dispositif à commande électrique qui permet le contrôle de l'aiguille.
- La partie inférieure est un injecteur à trous multiples, semblable aux injecteurs classiques montés sur les moteurs à injection directe.



- |                                    |                         |
|------------------------------------|-------------------------|
| 1 - raccord d'entrée de pompe      | 6 - ressort d'injecteur |
| 2 - raccord de retour au réservoir | 7 - tige de liaison     |
| 4 - aiguille d'injecteur           | 8 - chambre de commande |
| 5 - chambre de pression            |                         |

Figure I.6 - Schéma de principe d'un injecteur Common Rail [4].

Les techniques d'injection Diesel connaissent, depuis la mise sur le marché des moteurs à injection directe, une véritable révolution. Pour ce qui est des systèmes d'injection à rampe commune, la porte injectrice et le nez de l'injecteur ont du être adaptés pour pulvériser au mieux le fuel et limiter les dispersions jet à jet et cycle à cycle ; en effet, ces fluctuations incontrôlées sont des sources de formation de polluants et de surconsommation.

Nous détaillons dans la suite quelques unes des évolutions techniques du système d'injection.

### I.3.2- Injecteur à sac et injecteur VCO

Les injecteurs à sac possèdent une cavité, appelée sac, à la base de l'aiguille lorsque celle-ci repose sur son siège (Figure I.7). L'augmentation de la contenance de ce sac dégrade les émissions d'hydrocarbures imbrûlés. En effet, à la fin de l'injection, lorsque l'aiguille est retombée, le fuel contenu dans ce volume se déverse dans la chambre de combustion. Ce carburant brûle très lentement et de manière incomplète. Cela crée des problèmes de

pollution. Pour pallier ce défaut, les équipementiers proposent l'injecteur VCO (Valve Covered Orifice) qui ne présente pas de sac : l'aiguille vient obstruer directement l'orifice débitant. Dans ce cas, pour des charges faibles et moyennes, l'aiguille n'est que partiellement levée. Les sprays sont alors très dissymétriques induisant une forte augmentation de formation de particules à l'échappement. En effet, la répartition de carburant dans la chambre étant changée, des zones très riches en fuel apparaissent, entraînant la formation de particules de suies.

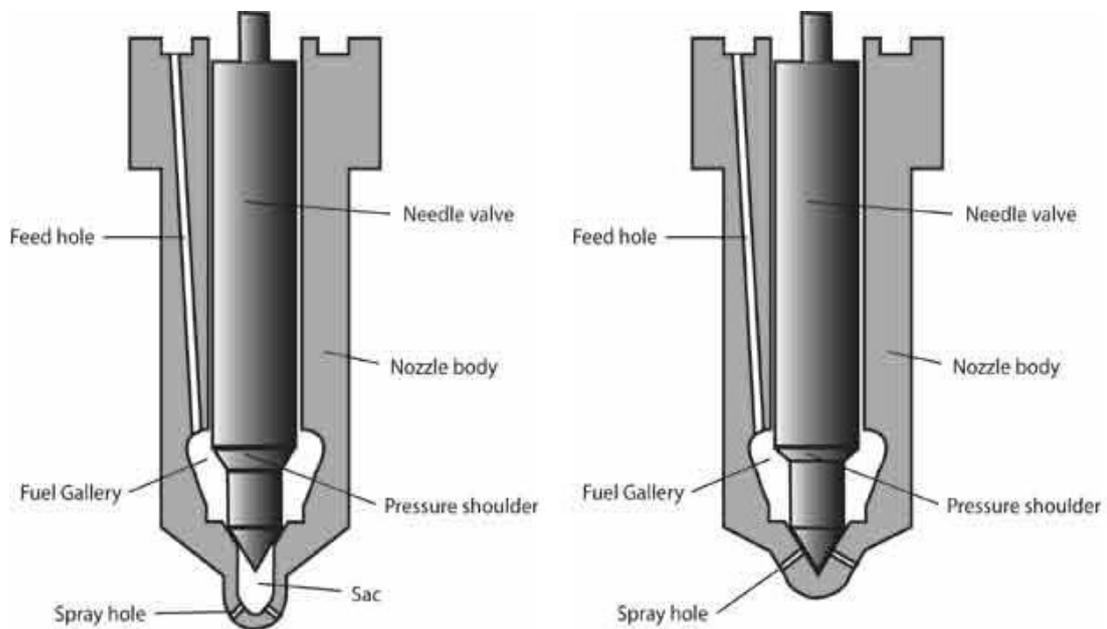


Figure I.7- Injecteur à sac (à gauche) et injecteur VCO (à droite) [4].

Différents compromis sont proposés. Ils sont regroupés sous la terminologie de mini et micro sac suivant l'importance de ce dernier. L'augmentation du volume de cette cavité tend à limiter l'émission de suies en charge partielle, mais, en revanche, accroît le niveau d'imbrûlés émis [4].

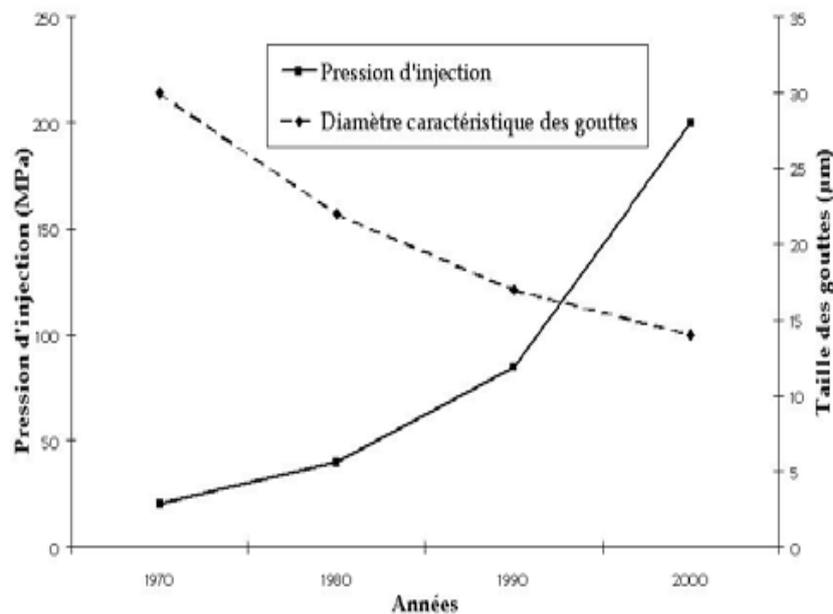


Figure I.8 – Évolution de l'injection Diesel au cours des trente dernières années [1].

### I.3.3- Stratégie d'injection

Il est désormais courant d'avoir trois phases successives (voire cinq) d'introduction de la charge dans la chambre de combustion. Ces injections sont qualifiées d'injection pilote, d'injection principale et de post injection. Les quantités injectées, pour une unique commande d'injection, ont ainsi tendance à diminuer. Cela nécessite, par conséquent, une maîtrise accrue des débits injectés pour des faibles levées et des temps de levée courts.

### I.4- La buse d'injection

La buse d'injection, ou nez de l'injecteur, est un élément déterminant du système afin de contrôler :

- le dosage de l'injection (durée et débit) ;
- la répartition des jets (nombre et forme des jets, mélange dans la chambre de combustion) ;
- l'étanchéité entre la chambre de combustion et l'injecteur.

Les buses sont montées sur les injecteurs (jouant alors le rôle de porte-injecteurs) et sont spécifiques au moteur sur lequel est monté le système d'injection. Les moteurs actuels sont équipés de nez d'injecteurs multi trous, qu'on peut distinguer en deux catégories principales : les injecteurs à trou borgne (numéros 3 et 4 de la figure I.9) ou les injecteurs à siège perforé (numéro 5 de la figure I.9).

Dans le cas d'une buse à trou borgne, les trous d'injection sont disposés dans un sac (appelé également trou borgne) et sont usinés soit de façon mécanique, soit par électroérosion. L'avantage de ce système est la tolérance relativement importante de l'usinage, mais l'existence d'un volume mort dans la buse augmente les émissions d'hydrocarbures imbrûlés (HC). En effet, en fin d'injection, lorsque l'aiguille est fermée, un volume de carburant reste dans le sac et est injecté de façon incontrôlée dans la chambre de combustion, soit sous forme liquide (jet non atomisé), soit sous forme gazeuse (évaporation du carburant).

Afin d'éviter ce phénomène, les équipementiers ont cherché à minimiser le volume mort des trous borgnes, ce qui a abouti à l'apparition des mini-sacs.

La mise au point de buses à siège perforé (ou *VCO*) a permis d'écarter ce problème. Cette technologie consiste à percer les trous d'injection dans la zone conique du corps de la buse. Ces trous sont recouverts par l'aiguille à la fin de la fermeture. Il n'y a donc aucune entre le sac et la chambre de combustion. La quantité injectée et la durée d'injection sont ainsi contrôlées de façon beaucoup plus précise que dans le cas d'une buse à trou borgne. Le désavantage de cette technique provient des tolérances d'usinage qui sont plus sévères. Le perçage des trous s'effectue habituellement par électroérosion (processus d'usinage qui consiste à enlever de la matière par l'action de l'énergie dissipée entre une électrode et la pièce métallique à usiner) [5]

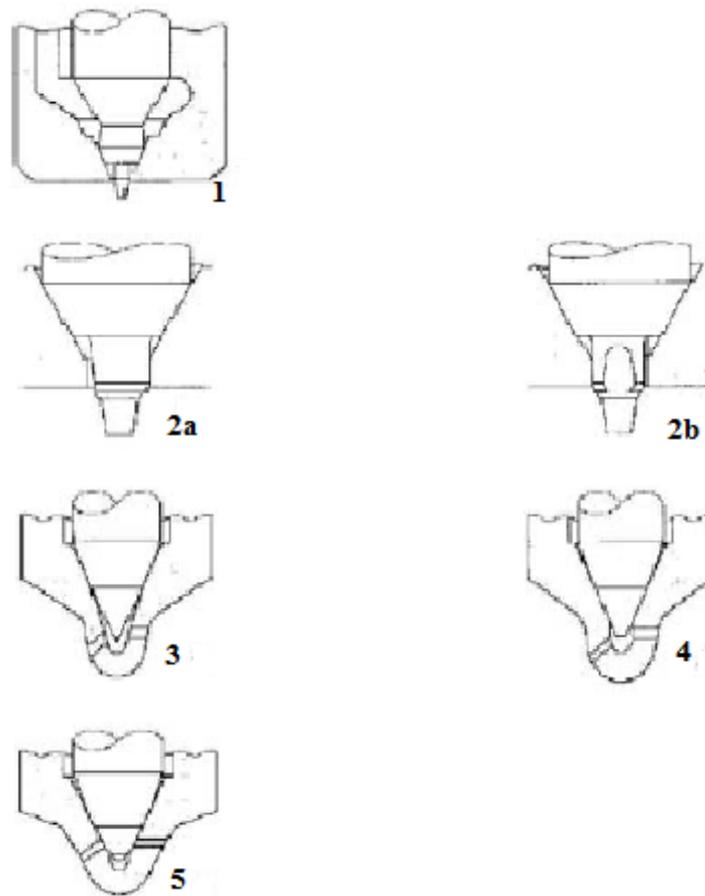


Figure I.9-Différents type de nez d'injecteur [6].

#### I.4.1-Ordres de grandeur de l'écoulement dans le nez de l'injecteur

Les ordres de grandeurs caractéristiques d'un injecteur Diesel sont présentés dans le tableau I.8. Les grandeurs thermodynamiques sont exprimées pour des conditions standard de pression et de température.

Les échelles de longueur sont très petites et les vitesses sont très importantes. Le nombre de Reynolds montre d'ailleurs que l'écoulement est turbulent ( $R_e \sim 15000$ ). Par contre, le nombre de Weber relatif à la tension de surface est important ( $w_e \sim 1:5 \times 10^6$ ), ce qui montre que les forces de tension de surface sont négligeables par rapport à la dynamique de l'écoulement. Au vu des niveaux de pression en amont et en aval de l'orifice de l'injecteur, le fluide est compressible dans l'orifice [5].

Tableau I.1 Ordres de grandeur dans les injecteurs Diesel

	<b>Symbole</b>	<b>Unité</b>	<b>Valeur</b>
<b>Diamètre de la buse</b>	$D_0$	mm	0.12 à 0.2
<b>Longueur de la buse</b>	$L_0$	mm	1
<b>Masse volumique de liquide</b>	$\rho_l$	Kg/m <sup>3</sup>	850
<b>Pression amont</b>	$P_{inj}$	MPa	100
<b>Pression aval</b>	$P_{ch}$	MPa	5
<b>Vitesse de sortie de liquide</b>	$V_{ch}$	m/s	300-400
<b>Durée d'injection</b>	$T_{inj}$	μs	150-2000
<b>Débit de gasoil injecté</b>	$\dot{m}_{inj}$	Mg/ms	10-30
<b>Temps de d'advection dans l'orifice</b>	$T_a$	μs	2-3
<b>Pression de vapeur saturante</b>	$P_{sat}$	Pa	300
<b>Tension de surface</b>	$\sigma$	N/m	0.028
<b>Nombre de Reynolds</b>	$Re = \frac{\rho V_{ch} D_0}{\mu_l}$	–	~15000
<b>Viscosité de la phase liquide</b>	$\mu_l$	N.S/m <sup>2</sup>	$2.676 \times 10^{-3}$
<b>Nombre de weber</b>	$We = \frac{\rho_l V_{ch} D_0}{\sigma}$	–	$\sim 1.5 \times 10^6$

### I.5- Les combustibles

Les combustibles peuvent être de provenance et de nature très variées, ils contiennent en quantités variables des éléments utiles : du carbone et de l'hydrogène et des éléments neutres ou mêmes néfastes : de l'oxygène, de l'azote, du soufre, des minéraux (qui se transforment en cendres)... Pour calculer la composition de leurs fumées, il est nécessaire de connaître leur composition chimique. On les classe ci-après selon leur nature :

### I.5.1-Combustibles liquides et gazeux

Les combustibles gazeux aujourd'hui sont d'origine essentiellement pétrolière. On ne les dissociera pas de ceux-ci.

Le pétrole est d'origine mal connue. Beaucoup plus ancien que les charbons, il est certainement le résultat de la décomposition des microorganismes des mers primitives. La teneur en soufre naturelle (gaz ou liquide) est importante. Ils doivent être désoufrés.

#### a) Produits de distillation :

Les hydrocarbures pétroliers de distillation seront plus ou moins volatils selon la hauteur du soutirage dans la colonne de distillation c'est-à-dire de la température de distillation. Cela ira du Gaz de Pétrole Liquéfié (GPL : mélange butane 65% propane 35%) jusqu'aux fuels lourds pour ce qui concerne les combustibles et d'autres produits plus lourds tel que paraffine ou goudron...

Je résume ci- dessous leurs principales caractéristiques moyennes. Attention : il s'agit de produits de distillation. Le « sans plomb 95 » par exemple a un PCI plus faible (43environ) car c'est un mélange. Les caractéristiques peuvent varier de manière significative autour de ces moyennes :

**Tableau I.2** les caractéristiques moyennes dans les Produits de distillation.

	<b>GPL</b>	<b>essence</b>	<b>kérosène</b>	<b>Gasoil</b>	<b>Fuel lourd</b>
<b>C%</b>	82,5	85,5	85,7	86	87
<b>H%</b>	17,5	14,5	14,3	13.3	11,35
<b>S%</b>	0	0	<0,3	0.3	1
<b>N%</b>	0	0	0	0.2	0,25
<b>O%</b>	0	0	0	0.2	0.4
<b>Ma</b>	15,4	15	15	14,3	14
<b>D</b>	0,55	0,75	0.8	0,844	0,99
<b>Ip</b>	46MJ/kg	44MJ/kg	43,5MJ/kg	42MJ/kg	42MJ/kg

b) Gaz naturels

Le gaz naturel distribué en France provient de différents gisements (Algérie, Suède, Mer du Nord, Russie...) et comme tous les combustibles fossiles bruts, il voit ses propriétés varier fortement avec sa provenance. Il contient essentiellement du méthane, de l'éthane, du propane et des traces de butane en proportions variables.

Tableau I.3 les propriétés de gaz naturel

CH4 %	C2H6 %	C3H8 %	C4H10 %	N2
90	6,5	2	0.5	1

c) Alcool :

Ils constituent de très bons des carburants de substitution pour moteurs à allumage commandé grâce à leur indice d'octane élevé. Ils ont de faibles pouvoirs comburivores et demandent donc une adaptation du système d'alimentation. Pour cette raison, on préfère utiliser aujourd'hui des produits de synthèse dérivés comme l'éther méthylique (MTBE ou TAME) donné à titre d'exemple ou des déchets de l'industrie pétrochimique...

Tableau I.4 les caractéristiques moyennes de l'alcool

	C%	H%	O%	Ip MJ /kg	Ma kg/kg	D
Méthanol	37,5	12,5	50	20	6,45	0,796
MTBE	/	/	/	35,2	11,7	0,746
Ethanol	52	13	35	26	8,93	0,794
ETBE	/	/	/	35,9	12,1	0,75

d) Huiles végétales et diester :

Ce sont les carburants de substitution pour moteurs diesels. Les huiles végétales, ayant de mauvaises caractéristiques (viscosité et température d'écoulement élevée, température de craquage et indice de cétane faible), on préfère utiliser ces huiles sous forme diester dont les

caractéristiques sont voisines de celles du gasoil. Le diester est une huile végétale estérifiée c'est à dire transformée par réaction d'un acide ou d'une base en présence d'un catalyseur [7].

Tableau I.5 les caractéristiques dans Les huiles végétales

	C%	H%	O%	Ip MJ /kg	Ma kg/kg	$\mu_{20^{\circ}\text{C}}$ . cSt
<b>Colza</b>	77,9	11,7	14,7	37,4	12,33	77
<b>Diester</b>	/	/	/	37,7	/	7

### I.5.2-Principales caractéristiques du Diesel :

Les carburants diesels sont constitués d'un grand nombre d'hydrocarbures (entre 12 et 22 atomes de carbone chacun) ayant des propriétés différentes et notamment un point d'ébullition qui peut varier de 180°C à 360°C. Ils sont obtenus par distillation étagée dans des tours de raffinage à partir de pétrole brut. Les diesels contiennent également des additifs variés qui influent fortement sur les propriétés de stockage (tenue au froid), de combustion (consommation, pollution) et de lubrification (usure du moteur).

Les principales valeurs permettant de caractériser les diesels sont données ci-dessous :

Le premier est le nombre de cétane ( $C_{16}H_{34}$ ) qui donne une indication sur la faculté d'auto inflammation du combustible. Ce nombre est d'autant plus important que le principe même du moteur diesel repose sur cette auto inflammation. On estime que plus le temps de latence entre le moment où les conditions d'inflammation sont réunies et le moment où le combustible s'enflamme réellement est court, meilleur est le combustible. Un indice de cétane plus élevé favorise notamment un meilleur démarrage du moteur, un réchauffement plus rapide, un ralenti plus stable et une combustion uniforme du carburant.

Ce nombre provient du cétane, un hydrocarbure dont la particularité est sa faculté d'auto inflammation très élevée. C'est d'ailleurs cet alcane qui sert de référence supérieure pour définir l'indice des différentes sortes de Gazole. On lui fixe un indice de 100. A l'inverse, pour fixer le 0 de la même échelle, on utilise le méthyle naphtalène car il s'enflamme beaucoup plus difficilement.

Les diesels courants doivent posséder au minimum un indice de 45 mais il est préférable d'utiliser des carburants atteignant les 50 ou plus pour obtenir un meilleur fonctionnement

(plus silencieux, moins d'émissions polluantes). Les hydrocarbures d'origine paraffinique ont tendance à augmenter l'indice de cétane tandis que les aromatiques le font diminuer.

La valeur du point d'ébullition influence le fonctionnement général des moteurs diesel et il convient de trouver un compromis pour le choix de leur composition. L'abaissement de cette température permet une utilisation du carburant à plus basse température mais en contrepartie réduit le nombre de cétane. A l'inverse, l'augmentation de cette température cause une augmentation des dépôts de suie et peut provoquer un encrassement de l'injecteur mais délivre une puissance plus élevée et favorise l'économie de carburant [8].

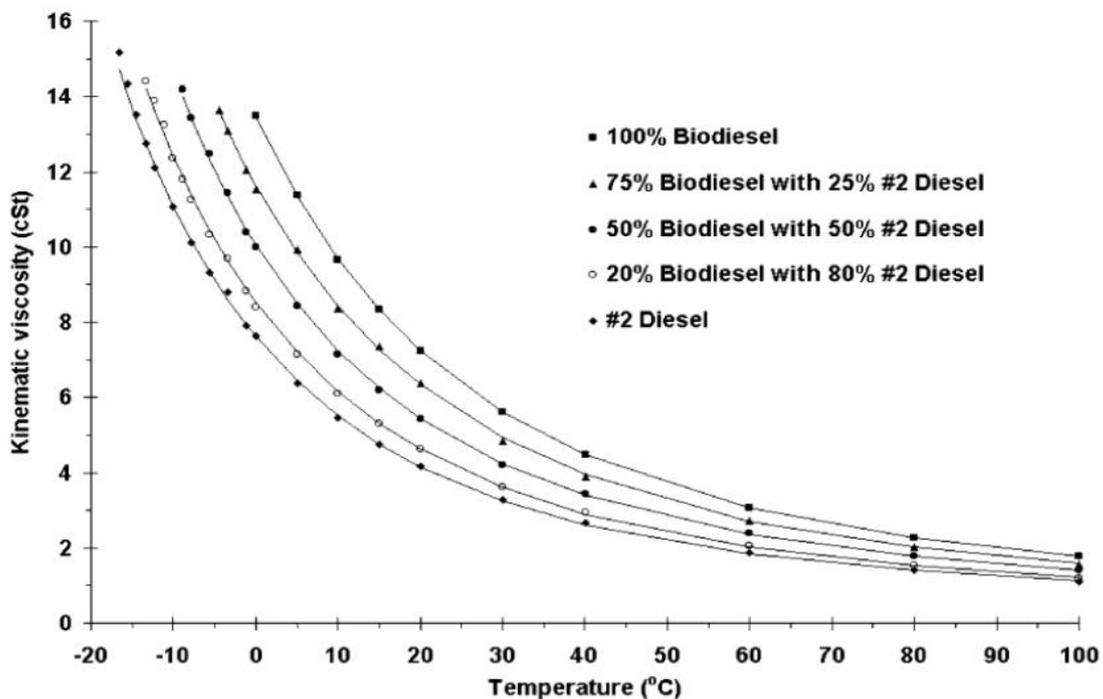


Figure I.10 : Graphe viscosité/température pour plusieurs mélanges de diesel et biodiesel [8].

Lorsque l'on achète le carburant à la pompe, on le paye en fonction de son volume en litre mais ses caractéristiques sont pourtant très dépendantes de sa masse volumique. Etant donné que les pompes d'injection sont également calibrées de façon volumique, le volume injecté varie peu. Ainsi, un carburant plus dense offrira plus de puissance mais produira plus de suies tandis qu'un autre moins dense entrainera une baisse de la puissance efficace du moteur du fait de son plus faible pouvoir calorifique.

La viscosité du carburant influence quant à elle la qualité de la pulvérisation et la lubrification des éléments traversés. Une viscosité basse permettra une meilleure pulvérisation et un meilleur mélange air-carburant tandis qu'une viscosité plus élevée offrira une meilleure lubrification de la pompe à carburant et de l'injecteur, ce qui limite leur usure.

Tableau I.6-les valeurs pour Gazole classique [8].

	Valeur inférieure	Valeur supérieure
Masse volumique à 15°C (kg/m <sup>3</sup> )	820	860
Viscosité cinématique à 40°C (mm <sup>2</sup> /s)	2,00	4,50
Indice de cétane	49	
Pouvoir calorifique inf (kJ/kg)	42 500	

Il existe d'autres propriétés du diesel comme la teneur en soufre ou encore le point d'écoulement que nous ne détaillerons pas.

Il n'existe pas de carburant parfait puisqu'il s'agit toujours de réaliser des compromis entre la performance, la longévité ou la consommation. De plus, l'utilisation du diesel s'adapte relativement mal aux conditions de froid extrême que l'on peut trouver au Canada ou dans les pays Nordiques ce qui oblige à adapter la composition en fonction des saisons. On comprendra donc pourquoi il n'est pas si évident de changer les caractéristiques d'un carburant dans un moteur sans en altérer le fonctionnement, notamment dans le cas de l'utilisation de biocarburants.

## I.6-Conclusion

Du fait des normes de pollution et des exigences de la clientèle, les systèmes d'injection dans les moteurs Diesel ont évolué : réduction du diamètre des buses et augmentation de la pression d'injection, nouvelles stratégies d'injection...etc.

L'amélioration de la qualité des sprays, issus des orifices d'injection, limite les émissions polluantes et l'accroissement induit du débit permet de répondre aux contraintes de performance. Ainsi, le système d'injection est un point crucial du moteur Diesel. Il apparaît donc nécessaire de connaître de façon précise les phénomènes physiques et leur prédiction via la modélisation tridimensionnelle. Cela permet d'optimiser le moteur Diesel aussi bien au niveau de la réduction de la pollution que de l'amélioration des performances.

# **Chapitre II**

## **Description de cavitation dans les injecteurs Diesel**

## **II.1- Introduction**

La cavitation a lieu dans les écoulements liquides lorsque la pression du milieu descend suffisamment pour engendrer un changement de phase et la formation de bulles de vapeur. Parsons (1906) [9] a été le premier à identifier le phénomène de la cavitation, comme étant résultante de la vaporisation au sein même de l'écoulement. Depuis lors, ce phénomène n'a cessé d'être étudié pour les raisons principales suivantes : la cavitation cause de fortes baisses de performances dans les machines où elle a lieu, elle est aussi source de bruit, et peut endommager gravement les surfaces solides près desquelles elle se développe.

La cavitation peut avoir lieu sous plusieurs formes : la cavitation de bulles, de poches, en vortex. La forme et le type de cavitation sont directement liés à la géométrie, et ainsi, à la distribution de pression dans l'écoulement.

- Le jet rentrant : L'écoulement étant attiré par les zones de pression les plus faibles -ce qui correspond aux zones où la cavitation a lieu- les lignes de courant ont tendance à se s'orienter perpendiculairement à la zone délimitant la cavité. Ceci a pour conséquence un cisaillement en aval de l'écoulement, et conduit ainsi au mécanisme cinématique qui sera décrit plus en détail dans le chapitre concerné.
- Le collapse d'une bulle de vapeur : Lorsque, entourée par le liquide dont la pression est supérieure à celle observée dans la cavité, une région de vapeur n'est plus capable de se maintenir dans cette phase, il se produit un phénomène de collapse, accompagné par des vitesses très élevées, ce qui, près d'une paroi, peut donner lieu à des pressions telles, que celles-ci dépassent la pression limite supportable par le matériau en présence, conduisant ainsi à sa détérioration [9].

## **II.2-Description du phénomène cavitation**

### **II.2.1- Définition de cavitation**

La cavitation est le phénomène selon lequel un fluide passera de la phase liquide à la phase gazeuse sous l'effet de la pression (Brennen, 1995) [10]. Lorsqu'un fluide, à une température donnée voit sa pression diminuer sous sa pression de vapeur, la cavitation peut apparaître. Pour un fluide sans impureté, la cavitation apparaîtra lorsque la différence entre la pression de vapeur et la pression du liquide créera de microscopiques vides, appelés nucléis, qui sous

l'effet de la pression, deviendront des bulles de plus grandes dimensions ayant la phase gazeuse du fluide comme composant. Un exemple de cavitation apparaissant sur un profil aérodynamique est montré à la figure II-1. On y voit apparaître des bulles composées de vapeur d'eau à cause de la chute de pression.

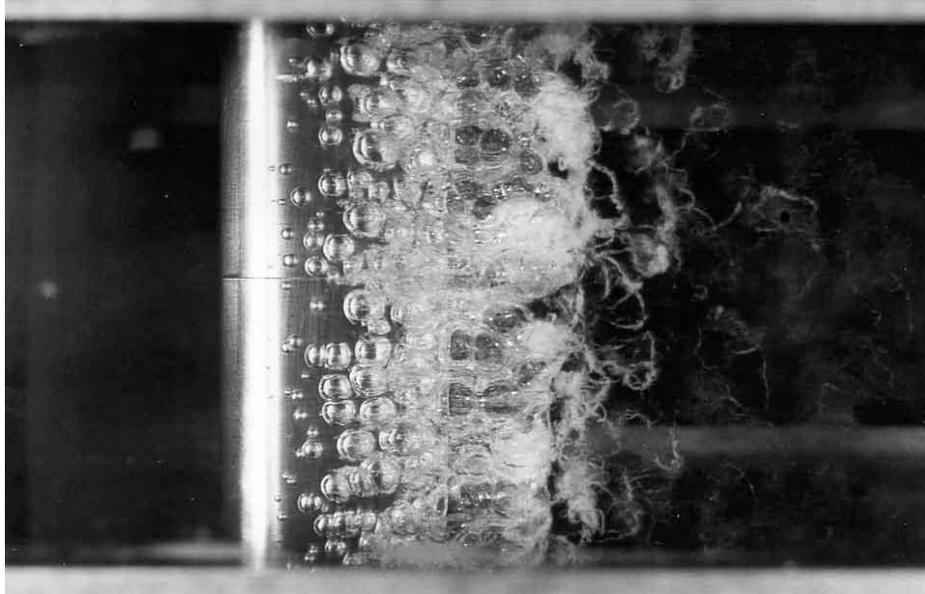


Figure II-1 : Exemple de cavitation sur un profil NACA 4412 [11]

Le type de cavitation décrit plus haut se nomme cavitation homogène puisqu'il n'y a aucune impureté dans le fluide. En pratique par contre, la cavitation homogène est très rare, surtout en ingénierie. On parle plutôt de cavitation hétérogène dans laquelle la cavitation est amorcée par des arêtes vives de la géométrie, de petites particules en suspension ou par des gaz non dissouts, présents dans pratiquement tous les liquides et qui jouent le rôle du nucléi. Lorsque la pression passe sous la pression de vapeur, les bulles s'amorcent sur ces nucléis, il n'est donc pas nécessaire de créer un vide comme dans le cas de la cavitation homogène ce qui fait qu'en pratique, la cavitation apparait beaucoup plus facilement que pour un liquide pur. Plus il y aura de nucléis, plus il y aura de bulles qui seront formées.

Dans les injecteurs, il y a une réduction brusque de l'aire de à cause du petit rayon à l'entrée de l'orifice, il y a une forte accélération du fluide à cet endroit. Si l'accélération du fluide est

suffisante, la pression passe sous la pression de vapeur ce qui cause de la cavitation près des parois de l'orifice de l'injecteur [11].

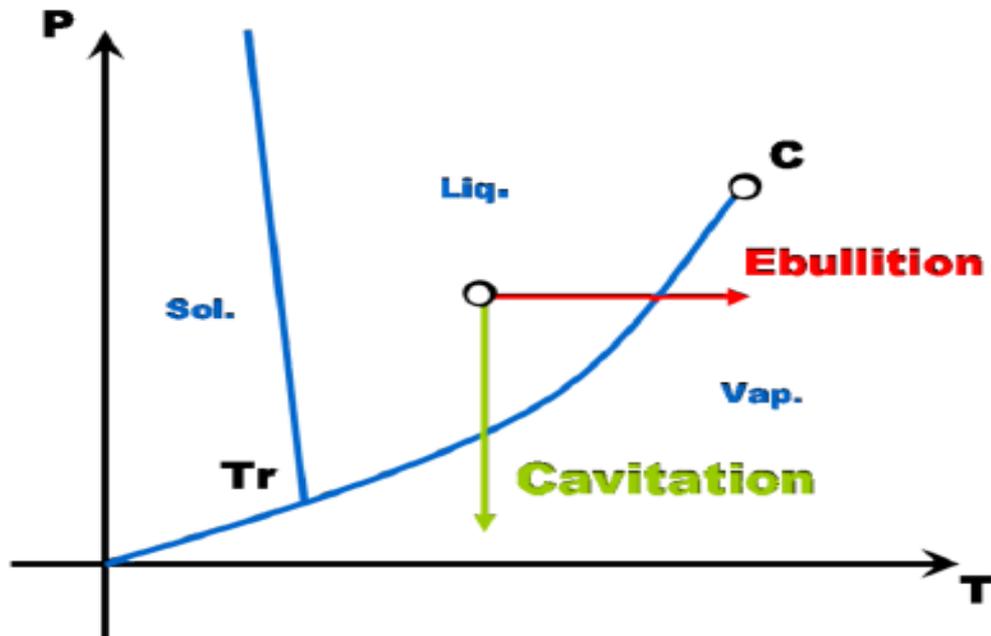


Figure II-2 : Diagramme des phases [9].

## II.2.2- Les type de cavitation

La classification de la cavitation, proposée dans la littérature, change d'un auteur à l'autre. Celle que nous proposons, dans ce paragraphe, est basée sur les observations réalisées dans le cadre expérimental au LMH. Nous distinguons deux catégories principales :

- La cavitation attachée aux parois
- La cavitation connectée par l'écoulement

### II.2.2.1-Cavitation à poche attachée

La figure II.3 montre une cavitation attachée sur l'extrados d'un profil isolé sous forme de poche de vapeur. A cause de l'accélération de l'écoulement au voisinage du bord d'attaque, une zone de dépression se crée en obligeant le liquide à se vaporiser dans cette région.



Figure II-3 : Développement de la cavitation à poche attachée sur l'extrados du profil 2D [11].

Dans le cas où la poche se referme sur l'extrados du profil on dit qu'elle est *partielle*. Cependant on parle de *super cavitation* quand la poche s'étend au delà du bord de fuite. L'interaction complexe de la poche avec l'écoulement liquide engendre des cavités transitoires qui sont connectées par l'écoulement et qui implosent dans les zones de recompression. Au cours de notre travail nous découvrons que la poche de cavitation mérite, à son tour, une classification suivant les mécanismes physiques de son apparition [11].

#### II.2.2.2- Cavitation à bulles connectées

Une illustration de la cavitation à bulles connectées, dans le cas d'un écoulement autour d'un profil 2D à faible incidence, est présentée sur la figure II.4. Ce type de cavitation se manifeste sous forme de bulles séparées prenant naissance dans les zones de dépression. Ces bulles croissent en évoluant sur le profil puis implosent dans les zones où la pression devient supérieure à la pression de vapeur saturante. On rencontre ce type de cavitation sur les aubes des propulseurs marins et des turbines lorsque l'écoulement est adapté. Les différents mécanismes d'apparition des bulles sur un profil isolé fait l'essentiel de notre travail [11].

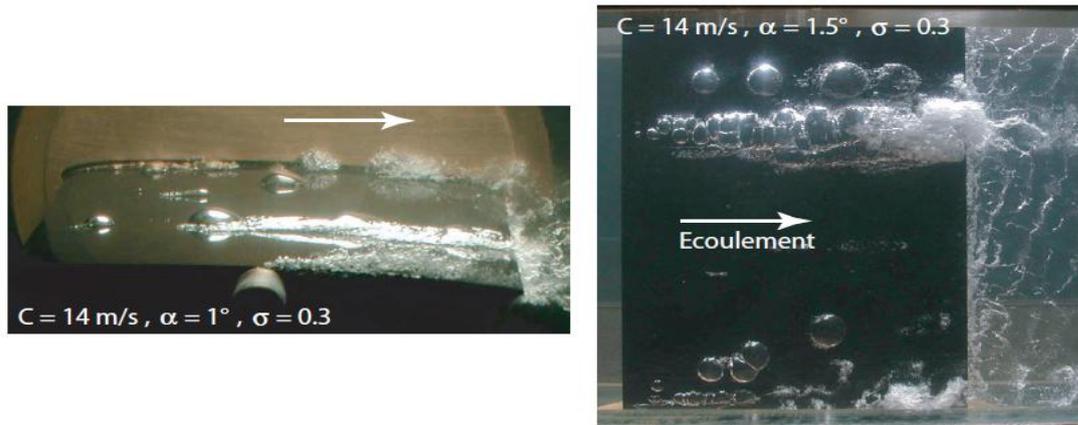


Figure II-4 : Développement de la cavitation à bulles sur l'extrados du profil 2D [11].

### II.2.2.3-La cavitation par bulles isolées

Ce type de cavitation apparaît dans les zones de basses pressions et de faibles gradients de pressions. Elle est le résultat de l'apparition et le grossissement rapide de germes de cavitation dans l'écoulement. Ces bulles disparaissent ensuite en implosant lorsque l'écoulement les a connectées dans des zones de pressions plus importantes.

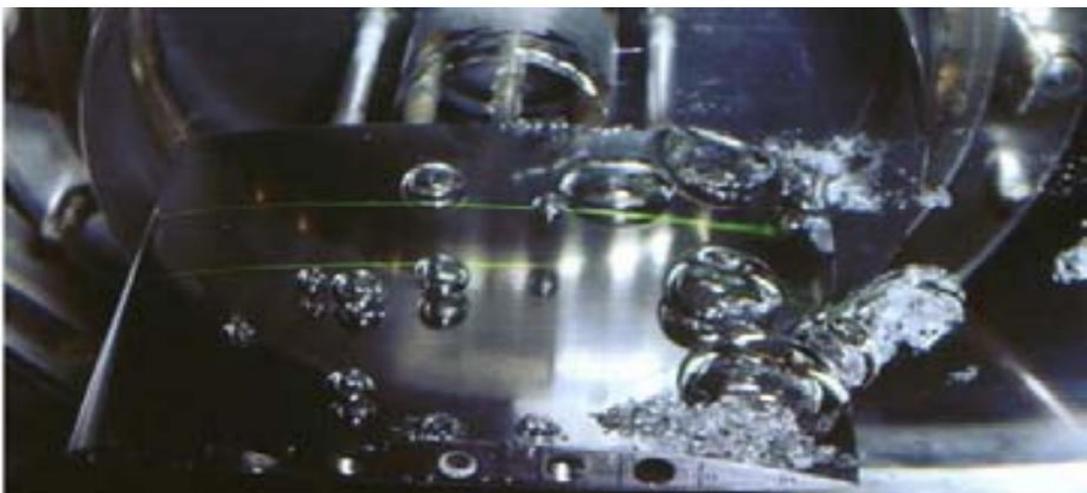


Figure II.5 : Cavitation par bulles isolées [9].

#### II.2.2.4-La cavitation par filaments tourbillonnaires :

Ce phénomène résulte de la dépression présente dans les zones de forte vortécité de l'écoulement. On la retrouve principalement en bout de pale, où les cisaillements sont importants [9].

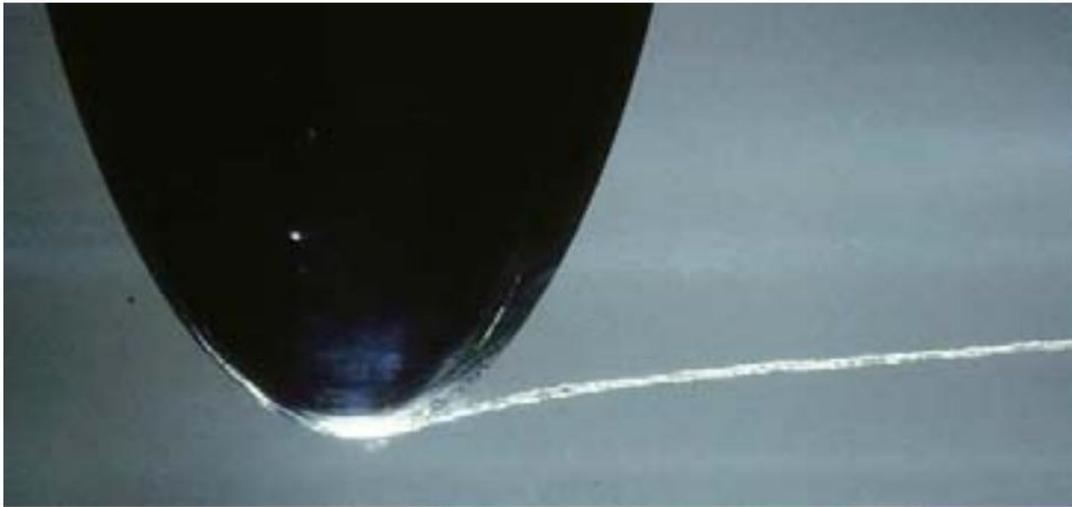


Figure II-6 : Cavitation par filaments tourbillonnaires [9].

#### II.2.2.5 -Cavitation de vortex

La cavitation de vortex peut être attachée ou connectée. Elle se produit, dans tous les cas, sous l'effet de la dépression au cœur des tourbillons. La figure II. 7 présente ce type de cavitation dans différentes configurations expérimentales :

- Les tourbillons de *Von Karman* cavitants : Ces tourbillons se forment dans le sillage des profils hydrodynamiques. Ils prennent naissance sur le corps solide et sont convectés par l'écoulement d'une façon alternée ;
- Le tourbillon marginal cavitant : Ce type de cavitation prend naissance à l'extrémité des ailes d'envergure finie (ex. pales d'hélice). Le tourbillon marginal cavitant se caractérise par sa remarquable stabilité. Son intensité se conserve, souvent, sur de très longues distances en aval du plan porteur ;
- La torche de cavitation : Ce type de cavitation se forme au cœur du tourbillon de sortie des turbines hydrauliques (Francis, hélice) en s'attachant au moyeu de la roue. Pour

les grandes valeurs de débit (supérieures au débit nominal), la torche prend une forme axisymétrique avec des modes de fluctuations axiaux. En revanche, pour les petites valeurs du débit, la torche prend une forme de spirale divergente tournant dans le même sens que la roue avec une vitesse d'environ 1/3 de celle de la roue. La torche de cavitation constitue la source principale des fluctuations de pression dans une turbine hydraulique et des instabilités de fonctionnement [11].



Figure II- 7 : La cavitation de vortex [11].

### II.3-Effets de cavitation

Dans les applications industrielles, on cherche à limiter la cavitation pour plusieurs raisons.

Il existe un risque important que les ondes de chocs attaquent la matière. La figure II.10 présente la phase d'implosion d'une bulle sur un profil isolé. La cavitation, d'enveloppée dans une machine hydraulique, s'accompagne également d'une chute des performances de la machine, d'une génération de vibrations de la structure mécanique et d'une émission sonore contraignante [11].

### **II.3.1-Perte de rendement**

En premier lieu, la cavitation diminue le rendement mécanique des systèmes. Ainsi, par exemple dans le cas d'une hélice de bateau, l'apparition de ces bulles d'air 'décollent' le filet d'eau autour de l'hélice, diminuant significativement son efficacité (figure. I.7) [12].

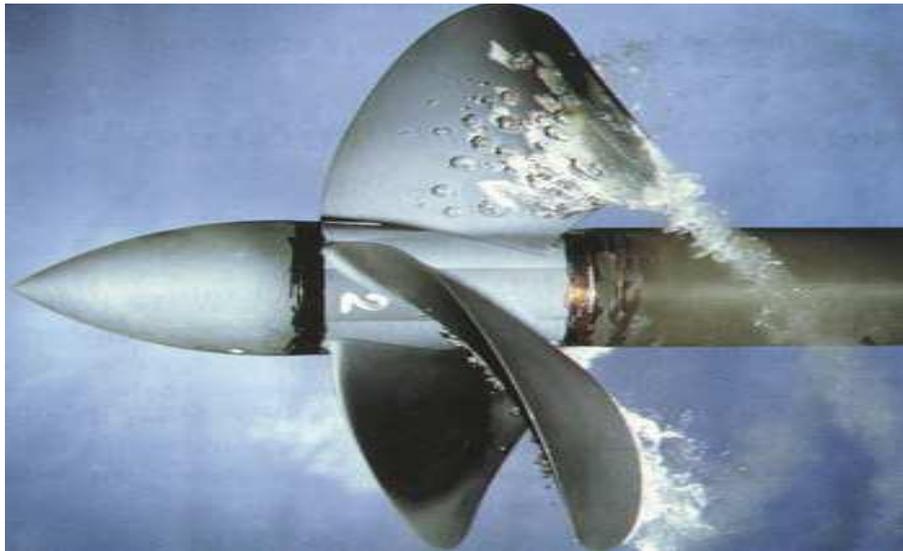


Figure II-8 : Apparition de bulles de cavitation sur les pales d'une hélice [12].

### **II.3.2-Bruit**

On a vu que l'implosion des bulles de cavitation était source de bruit, ce qui peut représenter une gêne dans certaines applications où une discrétion maximale est recherchée (sous-marins).

### **II.3.3-Détérioration**

Enfin, ces implosions au voisinage des éléments métalliques entraînent dans le temps un endommagement des surfaces (fig. II.9).

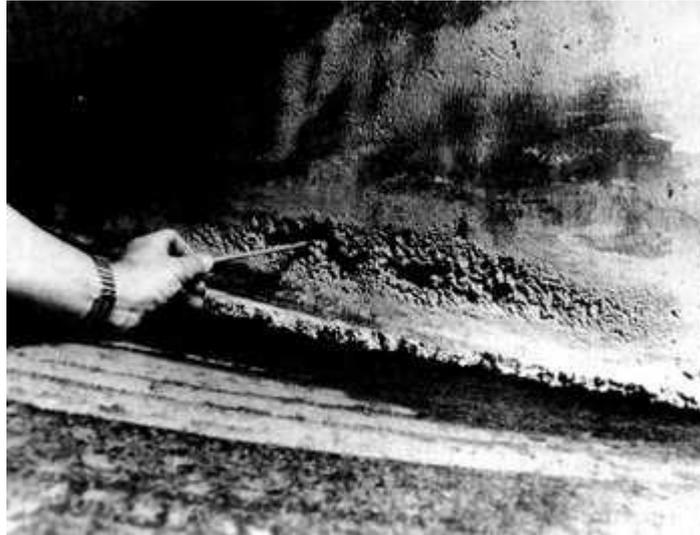


Figure II-9 : Détérioration de pièces mécaniques soumise à une exposition prolongée à la cavitation [12].

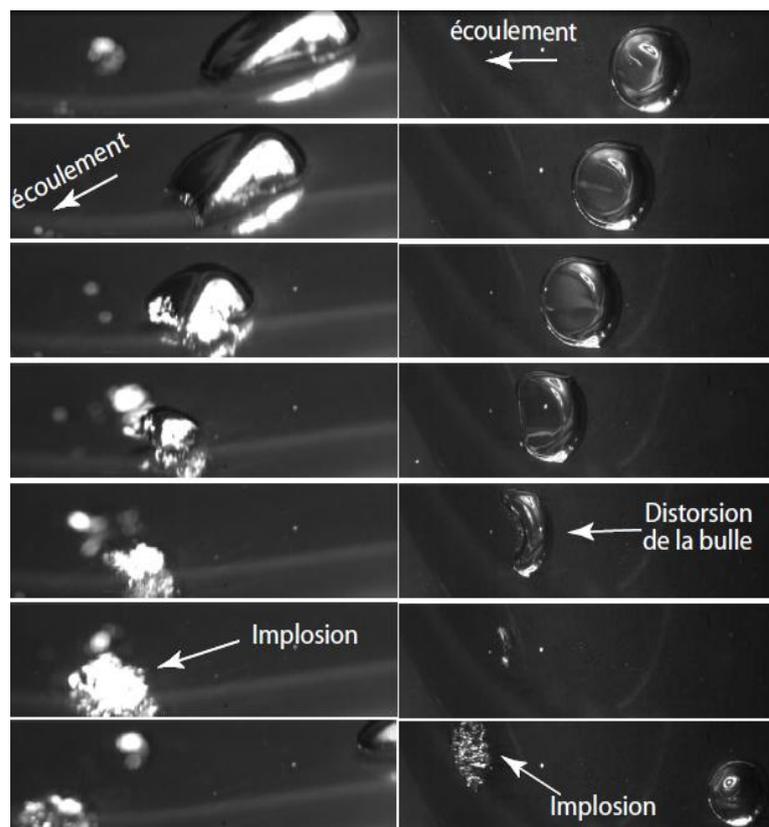


Figure II-10 : Implosion d'une bulle sur la paroi d'un profil elliptique monté dans le tunnel de cavitation [11].

➤ Malgré ses aspects négatifs, la cavitation trouve des applications dans les procédés Industriels qui nécessitent la concentration d'énergie sur des domaines restreints. On citera par exemple [11] :

- le nettoyage des surfaces par jets cavitants ;
- la dispersion de particules dans les liquides ;
- la destruction de cellules vivantes et de bactéries.

## **II.4-La cavitation dans l'injecteur diesel**

### **II.4.1-Formation de cavitation**

Dans les moteurs diesel, le carburant est fortement pressurisé et pulvérisé en fines gouttelettes dans la chambre de combustion. Les buses d'injection sont constituées des très petits orifices au travers desquels le liquide est fortement accéléré pour favoriser la fragmentation du jet liquide à la sortie. L'écoulement dans les orifices peut dans certaines conditions être le siège d'un changement de phase (liquide/vapeur), c'est le mécanisme de cavitation. Ce phénomène trouve son origine dans la présence de zones où la pression chute localement en deçà de la pression de vapeur saturante ; de telles zones sont généralement associées à la présence de décollements.

Le rétrécissement brusque à l'entrée de l'orifice induit ce décollement et une contraction (venacontracta) de l'écoulement (Figure II.11). La cavitation peut alors se produire dans les zones de recirculation où les plus basses pressions apparaissent. La cavitation dans les buses d'injection a déjà fait l'objet d'études dans des géométries modèles d'injecteur transparent [13]. Ces travaux ne permettent toutefois pas de faire directement un lien entre la cavitation et la fragmentation du jet liquide; en effet, les visualisations de l'écoulement dans l'orifice et dans le spray ne sont pas réalisées au cours d'un même cycle d'injection, ou le sont avec une résolution trop faible pour pouvoir dégager des corrélations. De tels liens ont bien été établis plus récemment [14], mais uniquement dans des modèles d'orifice de grandes dimensions. Des travaux récents [15] montrent que pour une géométrie fixe, la cavitation peut prendre naissance dans les couches de cisaillement plutôt que dans les zones de recirculation, par l'intermédiaire de processus in-stationnaires de type instabilité de Kelvin-Helmholtz. Pour des géométries réelles d'injecteur, d'autres processus plus complexes tels que les « string » de

cavitation peuvent mettre en jeu un couplage entre plusieurs canaux d'injection. Finalement, si le phénomène de cavitation dans les injecteurs est connu depuis de nombreuses années, les conditions de son apparition sont encore mal comprises et nous manquons de données expérimentales précises à confronter aux modèles numériques.

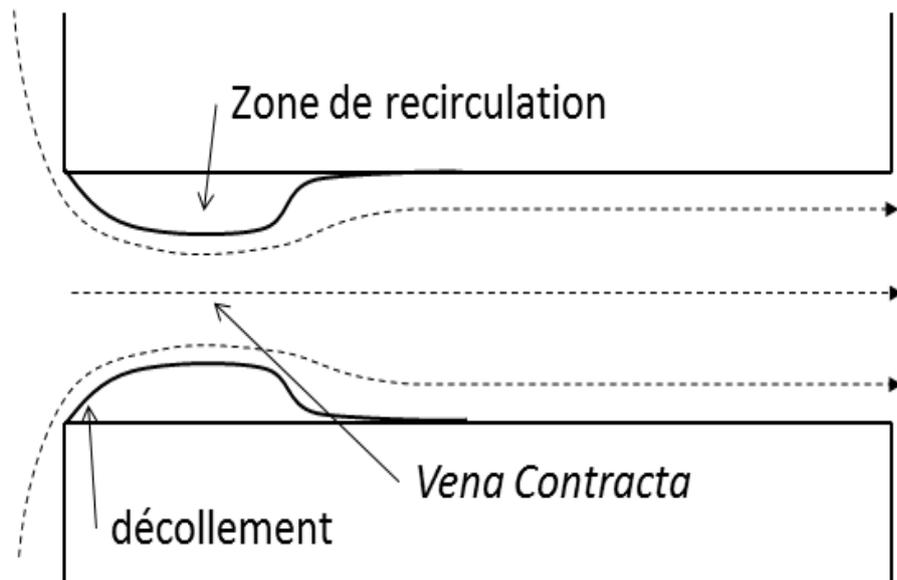


Figure II-11 : Décollement à l'entrée de l'orifice d'injection [16].

#### II.4.2-Les types de cavitation dans l'injecteur

Séparer l'étude de la cavitation et l'étude de la dynamique du fluide dans l'injecteur n'a pas de sens. La cavitation est intimement liée à la dynamique de l'écoulement, elle est même créée par celle-ci, comme nous l'avons dit précédemment.

Les vitesses très importantes et les recirculations (voir figure II.12) que l'on rencontre dans les injecteurs Diesel peuvent résulter en de fortes chutes de pression locale, jusqu'à atteindre des valeurs inférieures à la pression de vapeur saturante du carburant. Les poches gazeuses qui se forment alors résultent de la cavitation partielle, pour laquelle la cavité prend naissance à l'entrée vive de l'orifice et se referme sur la paroi (voir figure II.14), ou de la super cavitation pour laquelle la cavité se referme au sein de l'écoulement, bien en aval de l'entrée vive (voir figure II.15) [3].

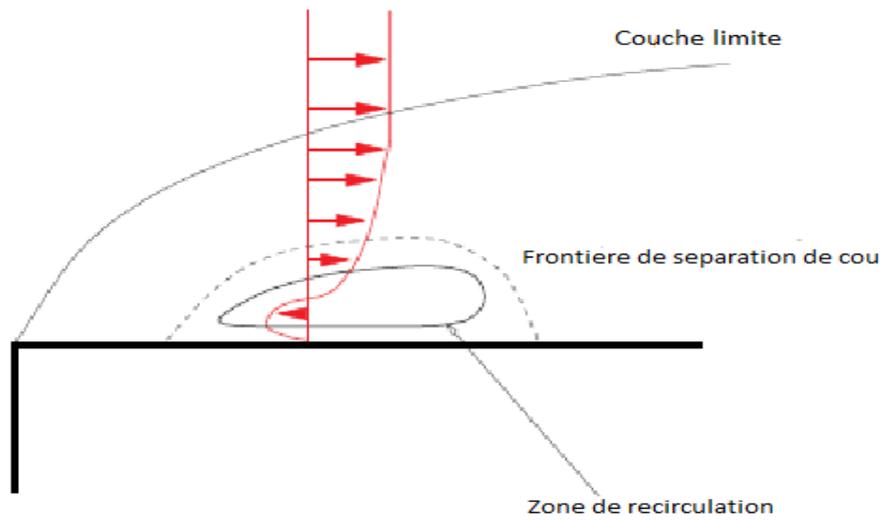


Figure II-12 : Séparation de la couche limite et zone de recirculation [3].

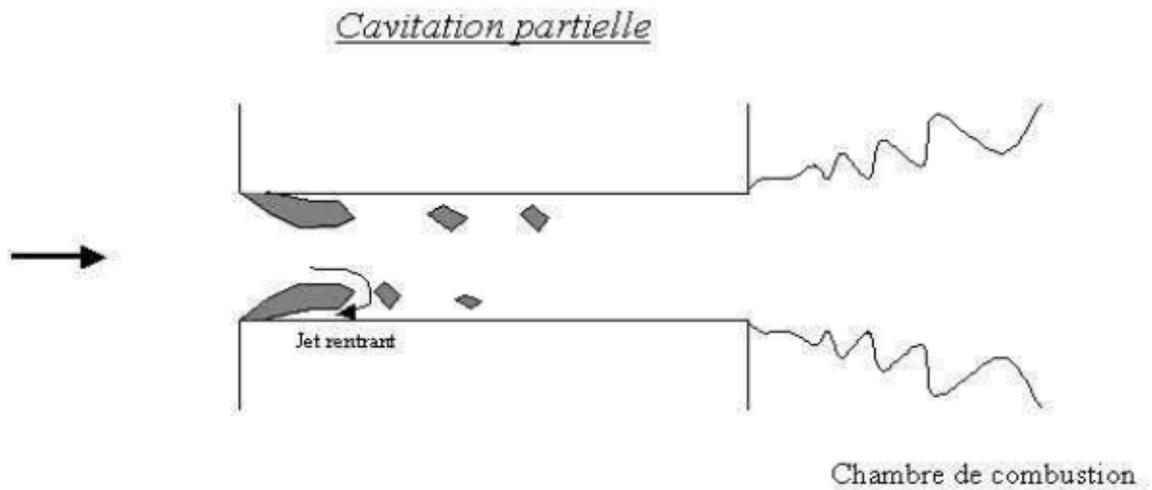


Figure II-13: Représentation de la cavitation partielle dans un injecteur.  
L'écoulement est de gauche à droite [3].

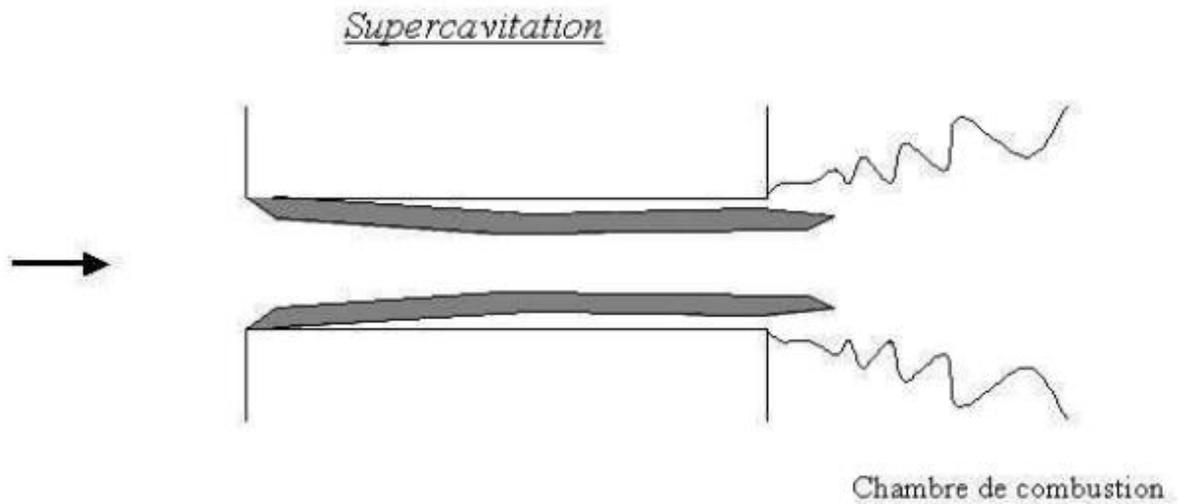


Figure II-14: Représentation de la super cavitation dans un injecteur.  
L'écoulement est de gauche à droite [3].

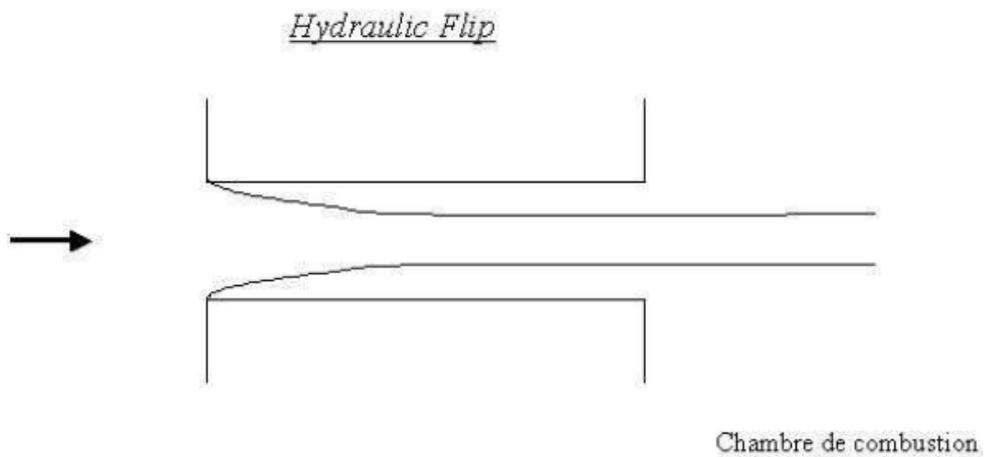


Figure II-15: Représentation de l'hydraulique flip dans un injecteur.  
L'écoulement est de gauche à droite [3].

### II.4.3- Influence de cavitation sur la formation de spray

Il faut noter que ni les théories aérodynamiques, ni les mécanismes de turbulence ne peuvent expliquer toutes les observations expérimentales sur les sprays. Il y a une dispersion importante des résultats avec la densité du gaz (que la turbulence ne peut pas expliquer), et avec la géométrie de l'injecteur (que les modèles issus de la turbulence ne peuvent expliquer). Il a été trouvé expérimentalement par Bergwerk (1959) [17], confirmé par Nurick (1976) [18], puis par Arai et *al.* (1985)[19], qu'une complication supplémentaire était apportée par la cavitation qui pouvait apparaître dans les injectrices hautes vitesses. Ruiz et Chigier (1985) [20] ont proposé un inventaire des phénomènes qui pourraient décrire le processus d'atomisation : la turbulence du liquide, la cavitation dans le tube et l'interaction aérodynamique avec l'air extérieur.

Apparaissent comme les trois phénomènes majeurs susceptibles d'expliquer le fractionnement des jets. Ces trois phénomènes sont donc bien présents. Les interactions aérodynamiques ne peuvent expliquer l'influence de la géométrie de l'injecteur. La turbulence et la cavitation sont deux phénomènes difficiles à dissocier.

La croissance de bulles de cavitation le long de l'injecteur pourrait être responsable de la désintégration du jet, qui démarrerait bien avant que le jet ne sorte de l'injecteur. L'influence de l'injecteur sur le spray et sur l'atomisation a fait l'objet de beaucoup de recherches. Qu'ils portent sur des sprays stationnaires (Karasawa et *al.* 1992) [21] ou sur des sprays transitoires (Bode et *al.* 1992) [22], un grand nombre de ces travaux expérimentaux portent sur l'influence de l'écoulement cavitant sur l'atomisation du jet liquide.

Schweitzer (1937) [23] supposait que seule la turbulence du liquide était responsable des déformations initiales de la surface du jet, qui, amplifiées par les forces aérodynamiques, conduisaient au breakup. Pour Dejuhasz (1931) [24], le breakup commence aussi dès la sortie de l'injecteur et résulte de la turbulence, tandis que Bergwerk [17] notait que la cavitation dans l'injecteur pouvait influencer le *breakup ultérieur* du jet par désymétrisation en sortie d'injecteur de la surface du jet. Reitz et Bracco (1982) [25] discutent la possibilité d'un cœur liquide intact. Ils suggèrent que les interactions aérodynamiques, combinées avec la cavitation du liquide dans l'injecteur et/ou les effets des gradients de vitesse de la couche limite, peuvent expliquer les observations du breakup. Ruiz et Chigier (1985) [20] pensent également que la

cavitation génère des perturbations initiales dans le liquide qui conduisent au breakup. Arai (1994) [26] a étudié l'écoulement d'eau stationnaire dans un trou de 3 mm de diamètre, et de longueur 12 mm. A partir de 10 m/s, une poche de cavitation apparaît dès l'entrée du trou. La turbulence causée à la sortie du trou par la destruction de la cavité conjuguée avec le frottement de la paroi, produit la perturbation de la surface du jet. Cette perturbation est amplifiée par les forces inter faciales et entraîne une longueur de breakup plus courte.

La turbulence causée par la cavitation est habituellement créée au point de rattachement de l'écoulement. Ce point de rattachements se déplace vers l'aval lorsque la vitesse d'injection croît. Quand il atteint la sortie du trou, l'intensité de turbulence, présente dans l'écoulement sortant, atteint son maximum. La longueur de breakup est alors minimale en même temps que l'angle du jet est maximal. Lorsque la vitesse continue à augmenter, le point de rattachement remonte de nouveau vers l'amont de l'écoulement et l'angle diminue (Arai 1994) [26].

Constatant que l'atomisation à la sortie de l'orifice était bien trop rapide pour n'être expliquée que par les effets aérodynamiques, Cavaliere et *al.* (1988) [27] et Gülder et *al.* (1994) [28] ont pressenti l'influence de l'écoulement dans l'injecteur.

Si on considère que la meilleure atomisation correspond à la plus faible longueur de breakup, Arai et *al.* (1985)[19] ont montré que le rapport optimal  $l/d$  est d'environ 4. Ils se réfèrent au décollement de l'écoulement à l'entrée du trou, puis à son recollement, pour expliquer l'effet de  $l/d$ . Plus récemment, Arai et *al.* (1991) [29] ont proposé un concept d'apparition de cavitation sur la base de l'analogie avec le nombre de Reynolds en visualisant l'écoulement à l'intérieur du trou. Mais seule la longueur de breakup a été mesurée alors que la distribution en taille de gouttes, qui semble être un paramètre important pour représenter le phénomène d'atomisation, n'a pas été prise en compte.

La relation entre la distribution en taille de gouttes du spray, la géométrie du trou représentée par le rapport  $l/d$ , et la forme de l'entrée du trou dans l'injecteur (entrée à angle vif, en cône ou arrondi) est l'objet de l'étude de Karasawa et *al.* (1992) [21]. Sur un jet d'eau stationnaire, avec les pressions usuelles de l'injection Diesel (vitesse d'injection allant de 90 à 180 m/s), la taille des gouttes est mesurée par PDA. Pour les trous à bord d'entrée aigu, la taille des gouttes est insensible à  $l/d$  jusqu'à une certaine valeur de ce rapport, et augmente

avec ce rapport au delà. Par contre, pour les trous à bord d'entrée arrondi, la taille ne dépend jamais du rapport  $l/d$ . Il y a possibilité de rattachement de l'écoulement pour un grand  $l/d$  dans le cas du trou droit. Ce mécanisme a été vérifié par la mesure des coefficients de décharge de l'injecteur. Pour  $l/d$  de 4, la taille des gouttes décroît exponentiellement avec l'augmentation de la vitesse moyenne d'injection calculée à partir du diamètre du trou. La taille des gouttes est la plus faible dans le cas "angle vif", et la plus forte dans le cas "arrondi". La forme d'angle vif est la plus adaptée à l'atomisation. Plusieurs injecteurs de même spécificité, mais de coefficients de décharge différents (dus à la dispersion résultant de la méthode de perçage), ont été testés. Il y a une différence de distribution de taille de gouttes avec ces injecteurs. En termes d'atomisation, les injecteurs à bord d'entrée aigu ou conique ont sensiblement les mêmes performances. L'injecteur arrondi est un peu en deçà, à cause de son coefficient de frottement supérieur. Cette étude de Karasawa et *al.* (1992)[21] montre la dépendance de l'atomisation (en terme de taille de gouttes) à la configuration de l'injecteur pour un jet stationnaire.

Pour un jet pulsé, typique du moteur Diesel, Cavaliere et *al.* (1988) [27] ont expliqué leurs observations par le mouvement de l'aiguille de l'injecteur qui modifie la section de passage. D'après Bode et *al.* (1992) [22], le développement du spray est déterminé par l'écoulement à l'intérieur de l'injecteur. En fait, avec l'augmentation de la pression d'injection, les cavités sortent du trou, et déforment l'interface liquide gaz. Les auteurs ont comparé leurs résultats avec les simulations monodimensionnelles qui décrivent les effets de détachement de l'écoulement à l'intérieur du trou, et de la cavitation sur la vitesse de sortie du gazole.

La cavitation peut produire un changement de la direction des lignes de courant (Heimgärtner et *al.* 2000) [30] et modifier l'orientation du spray issu de l'orifice d'injection.

La cavitation est apparue aussi pour les injecteurs coaxiaux (Ruiz et Chigier 1985) [26]. Nous ne pouvons pas occulter le fait que de nombreuses recherches sur l'atomisation ont pour base un injecteur coaxial (Bazile, 1994 [31] ; Préaux et *al.*, 1998 [32]) pour des travaux orientés vers une application aux moteurs de fusée à propergol liquide. Ruiz et Chigier (1985) [26] ont ainsi étudié le comportement du breakup pour un injecteur coaxial diphasique (liquide entouré d'air) par photographie. Avec ce type d'injecteur, la cavitation est apparue pour un grand nombre de conditions opératoires, y compris celles correspondant au Diesel.

Des changements dans la structure de l'écoulement sont intervenus lorsque la cavitation affectait le coefficient de pertes de charge. L'effet d'instabilité est étroitement lié à la vitesse relative entre le jet liquide et l'atmosphère environnante. Un schéma conceptuel est proposé, qui intègre la génération de perturbations par cavitation, le mouvement d'onde et l'interaction aérodynamique.

Même si notre étude ne concerne pas directement la théorie de désintégration des jets liquides, il nous a semblé important de préciser l'avancée des recherches dans ce domaine [33].

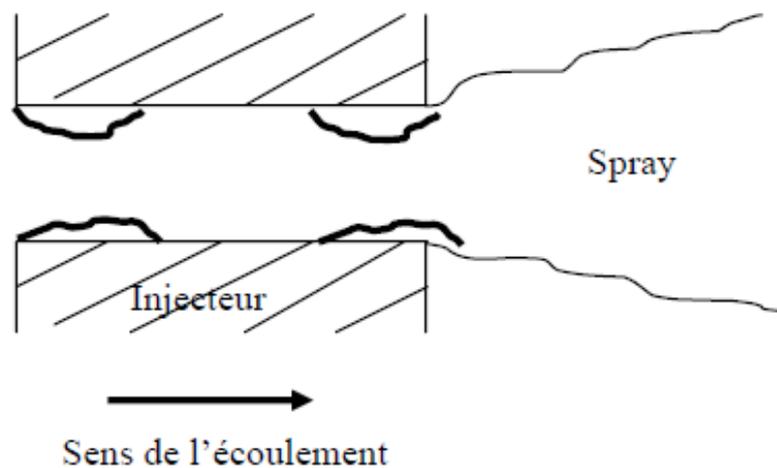


Figure II-16 : Représentation simplifiée des effets de cavitation dans l'injecteur [11].

#### II.4.4-Influence de cavitation sur les parois de l'injecteur

Les parois internes des l'injecteurs diesel est exposées aux problèmes de cavitation, ce dernier causant des dégradations considérables sur les surfaces internes des l'injecteurs, qui apportent des défaillances. Ces défaillances influent sur le bon fonctionnement des injecteurs, de même la réduction de la durée de vie. On peut observer l'effet de la corrosion, figure (II.17).

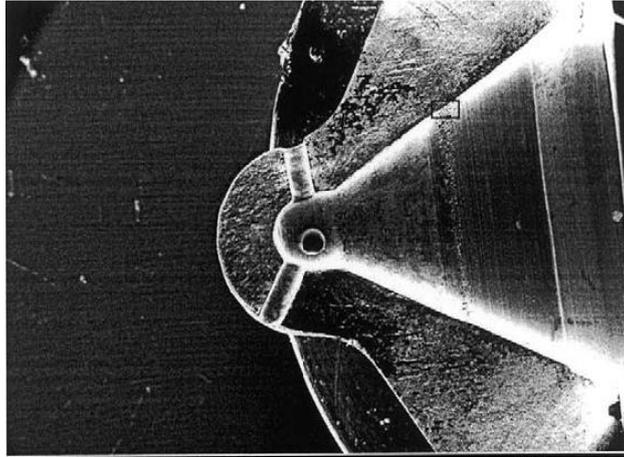


Figure II-17 – Effets de la cavitation sur les parois internes de l'injecteur.

### II.5- Conclusion

L'optimisation de l'atomisation et de la combustion dépend essentiellement de l'estimation des caractéristiques de l'écoulement à l'intérieur de l'injecteur notamment les phénomènes diphasiques (cavitation), car ceci représente une phase indispensable à la définition des conditions aux limites.

Etude des phénomènes diphasiques dans des dimensions très petites et des conditions extrêmes de pression et de vitesse ne sont pas facilement accessibles à l'expérimentation, seule la voie de la simulation numérique peut représenter, à la fois toutes les conditions du système à étudier.

Dans cette étude, notre ambition se limite à la compréhension de l'évolution de l'écoulement diphasique à l'intérieur des injecteurs diesel, notamment du phénomène de cavitation.

# **Chapitre III**

## **Modélisation de cavitation dans les injecteurs diesel**

### III.1- Introduction

En général, la cavitation est un phénomène instationnaire. Un modèle diphasique instationnaire est l'outil le mieux adapté pour représenter les écoulements cavitants. Une revue des modèles existants permettra de savoir l'étendue du domaine de validité de chacun de ceux utilisés à ce jour.

Fluent est un code de calcul commercial de mécanique des fluides basé sur la méthode des volumes finis [34]. Il propose essentiellement trois modèles qui permettent de tenir compte les transferts de masse entre phases et le phénomène de cavitation.

### III.2- Les équations de conservation

#### III.2.1-Conservation de la masse

La forme locale du bilan de masse pour un écoulement diphasique :

$$\frac{\partial x_k}{\partial t} + \mathcal{U}_{I,j} \frac{\partial x_k}{\partial x_j} = 0 \quad \dots\dots\dots (III.1)$$

L'équation de conservation de la masse pour la phase  $k$  s'écrit alors :

$$\frac{\partial \rho_k}{\partial t} + \frac{\partial \rho_k \mathcal{U}_{k,j}}{\partial x_j} = 0 \quad \dots\dots\dots (III.2)$$

Afin de rendre valable cette équation quelle que soit la phase, on la multiplie par la fonction indicatrice de phase  $x_k$  :

$$x_k \frac{\partial \rho_k}{\partial t} + x_k \frac{\partial \rho_k \mathcal{U}_{k,j}}{\partial x_j} = 0 \quad \dots\dots\dots (III.3)$$

Ce qui peut aussi s'écrire sous la forme suivante :

$$\frac{\partial x_k \rho_k}{\partial t} - \rho_k \frac{\partial x_k}{\partial t} + \frac{\partial x_k \rho_k \mathcal{U}_{k,j}}{\partial x_j} - \rho_k \mathcal{U}_{k,j} \frac{\partial x_k}{\partial x_j} = 0 \dots\dots\dots (III.4)$$

Et en utilisant la relation de la forme locale du bilan de masse pour un écoulement diphasique :

$$\frac{\partial x_k \rho_k}{\partial t} + \frac{\partial x_k \rho_k \mathcal{U}_{k,j}}{\partial x_j} = - \rho_k (\mathcal{U}_{k,j} - \mathcal{U}_{I,j}) n_{k,j} \delta_k \dots\dots\dots (III.5)$$

Le terme de droite correspond au flux de matière traversant l'interface. Puisque cette dernière est supposée sans masse, le bilan total des échanges surfaciques est nul :

$$\sum_{k=1}^2 \rho_k (\mathcal{U}_{k,j} - \mathcal{U}_{I,j}) n_{k,j} \delta_k = 0 \dots\dots\dots (III.6)$$

**III.2.2-Conservation de la quantité de mouvement**

De même, l'équation instantanée de conservation de la quantité de mouvement à l'intérieur de la phase *k* peut être écrite sous la forme suivante :

$$\frac{\partial \rho_k \mathcal{U}_{k,i}}{\partial t} + \frac{\partial \rho_k \mathcal{U}_{k,i} \mathcal{U}_{k,j}}{\partial x_j} = - \frac{\partial P_k}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{k,ij}}{\partial x_j} + \rho_k g_i \dots\dots\dots (III.7)$$

Où  $P_k$  est la pression dans la phase *k* et  $\tau_{k,ij}$  est le tenseur des contraintes visqueuses,  $g_i$  étant une composante de la gravité. En introduisant la fonction indicatrice de phase  $x_k$  comme dans l'équation III.3, on obtient :

$$\begin{aligned} & \frac{\partial x_k \rho_k \mathcal{U}_{k,i}}{\partial t} - \rho_k \mathcal{U}_{k,i} \frac{\partial x_k}{\partial t} + \frac{\partial x_k \rho_k \mathcal{U}_{k,i} \mathcal{U}_{k,j}}{\partial x_j} - \rho_k \mathcal{U}_{k,i} \mathcal{U}_{k,j} \frac{\partial x_k}{\partial x_j} = \\ & - \frac{\partial x_k P_k}{\partial x_i} + P_k \frac{\partial x_k}{\partial x_i} + \frac{\partial x_k \tau_{k,ij}}{\partial x_i} - \tau_{k,ij} \frac{\partial x_k}{\partial x_j} + x_k \rho_k g_i \dots\dots\dots (III.8) \end{aligned}$$

ce que l'on peut également écrire :

$$\frac{\partial x_k \rho_k u_{k,i}}{\partial t} + \frac{\partial x_k \rho_k u_{k,i} u_{k,j}}{\partial x_j} = \underbrace{\rho_k u_{k,i} \frac{\partial x_k}{\partial t} + \rho_k u_{k,i} u_{k,j} \frac{\partial x_k}{\partial x_j}}_1$$

$$+ \underbrace{P_k \frac{\partial x_k}{\partial x_i} - \tau_{k,ij} \frac{\partial x_k}{\partial x_j} - \frac{\partial x_k P_k}{\partial x_i} + \frac{\partial x_k \tau_{k,ij}}{\partial x_i}}_2 + x_k \rho_k g_i \dots \dots \dots (III.9)$$

Où les termes (1) et (2) représentent respectivement le transfert de quantité de mouvement lié au transfert de masse et celui lié aux forces extérieures exercées par l'autre phase au niveau de l'interface.

Finalement, comme on l'a fait plus haut, la relation III.1 permet d'écrire le bilan local de quantité de mouvement pour un écoulement diphasique :

$$\frac{\partial x_k \rho_k u_{k,i}}{\partial t} + \frac{\partial x_k \rho_k u_{k,i} u_{k,j}}{\partial x_j} = \underbrace{[-\rho_k u_{k,i} (u_{k,j} - u_{i,j}) - p_k \delta_{i,j} + \tau_{k,ij}] n_{k,j} \delta_k}_{1+2}$$

$$- \frac{\partial x_k P_k}{\partial x_i} + \frac{\partial x_k \tau_{k,ij}}{\partial x_j} + x_k \rho_k g_i \dots \dots \dots (III.10)$$

Où  $\delta_{ij}$  est le symbole de Kronecker ( $\delta_{ij} = 1$  quand  $i = j$  et  $\delta_{ij} = 0$  quand  $i \neq j$ ).

La modélisation de cavitation ne nécessite pas la résolution d'une équation de conservation de l'énergie : nous travaillerons à température constante [1].

**III.3-Modélisation de l'écoulement à l'intérieur d'un injecteur**

A l'intérieur d'un injecteur s'écoule le carburant, à la fois sous forme liquide  $l$  et sous forme vapeur  $v$  due au phénomène de cavitation. On considère le carburant (ou fuel) comme un mélange homogène  $f$  constitué des phases  $l$  et  $v$ . De nombreux auteurs utilisent

de telles méthodes pour la modélisation d'écoulements cavitants. Dumont [35] propose une synthèse bibliographique très complète à ce sujet. Le modèle à résoudre pour traiter ce type d'écoulement comporte donc une équation de conservation de la masse qui s'écrit comme suivant :

$$\frac{\partial \rho_f}{\partial t} + \frac{\partial \rho_f u_j}{\partial x_j} = 0 \dots\dots\dots (III.11)$$

L'opérateur mathématique choisi, noté  $[x_k]$ . On peut alors définir  $\alpha_k$  comme le taux de présence de la phase  $k$  tel que :

$$\alpha_k = [x_k] \dots\dots\dots (III.12)$$

Où la vitesse de mélange est notée  $u$  pour alléger l'écriture. On considère donc que la vitesse de la phase liquide et de la phase vapeur sont les mêmes localement (pas de glissement entre phases). La densité du carburant  $\rho_f$  est déterminée en fonction des densités des phases liquide et vapeur pures :

$$\rho_f = (1 - \alpha_v)\rho_l + \alpha_v\rho_v \dots\dots\dots (III.13)$$

On déduit l'équation de quantité de mouvement, en négligeant les effets capillaires et ceux dus à la gravité :

$$\frac{\partial \rho_f u_i}{\partial t} + \frac{\partial \rho_f u_i u_j}{\partial x_j} = - \frac{\partial P_f}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{f,ij}}{\partial x_j} \dots\dots\dots (III.14)$$

Le calcul de  $\tau_{f,ij}$  nécessite la détermination de la viscosité  $\mu_f$  du mélange liquide vapeur. En suivant l'exemple de Kubota et al [36]. Qui considèrent des écoulements cavitants, on choisit simplement une moyenne arithmétique des viscosités des phases vapeur et liquide supposées constantes :

$$\mu_f = (1 - \alpha_v)\mu_l + \alpha_v\mu_v \dots\dots\dots (III.15)$$

### III.4-Modélisation de cavitation

#### III.4.1-Modèle du mélange

Le modèle du mélange, dont les détails peuvent être trouvés dans la référence [37] et la documentation du code Fluent 6.3.26, est employé pour décrire l'écoulement de l'air transportant les particules solides ou l'eau contenant des gouttelettes liquides. Les deux phases peuvent se déplacer à différentes vitesses en utilisant le concept de la vitesse de glissement. Le modèle résout un système simple des équations de continuité et de quantité de mouvement pour le mélange des deux phases et de l'équation de la fraction volumique pour la phase secondaire. On assume que la phase secondaire est uniformément dispersée et atteint sa vitesse finale en un petit incrément de temps et que les phases sont en équilibre local le long d'une petite échelle de longueur. Par conséquent, il est approprié aux écoulements dans lesquels les phases sont fortement couplées comme dans les cyclones et les hydrocyclones [37].

#### L'équation de continuité pour le mélange

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho_m) + \nabla \cdot (\rho_m \vec{u}_m) = \dot{m} \dots \dots \dots (III.16)$$

$\vec{u}_m$  : la vitesse moyenne du mélange

$$\vec{u}_m = \frac{\sum_{k=1}^n \alpha_k \rho_k \vec{u}_k}{\rho_m} \dots \dots \dots (III.17)$$

$\rho_m$  : est la masse volumique du mélange

$$\rho_m = \sum_{k=1}^n \alpha_k \rho_k \dots \dots \dots (III.18)$$

$\alpha_k$  : Volume fraction de la phase  $k$ .

$\dot{m}$  : Représenté la mass transfère de cavitation.

**L'équation de quantité de mouvement pour le mélange**

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho_m \vec{u}_m) + \nabla \cdot (\rho_m \vec{u}_m \vec{u}_m) = -\nabla p + \nabla \cdot [\mu_m (\nabla \vec{u}_m + \nabla \vec{u}_m^T)] + \rho_m \vec{g} + \vec{F} + \nabla \cdot (\sum_{k=1}^n \alpha_k \rho_k \vec{u}_{dr,k} \vec{u}_{dr,k}) \dots \dots \dots (III.19)$$

$\mu_m$  : sont les viscosités laminaire et turbulente du mélange.

$$\mu_m = \sum_{k=1}^n \alpha_k \mu_k \dots \dots \dots (III.20)$$

$\vec{u}_{dr,k}$  : Est la vitesse de dérive de la phase k par rapport à la vitesse moyenne du mélange

donnée par :

$$\vec{u}_{dr,k} = \vec{u}_k - \vec{u}_m \dots \dots \dots (III.21)$$

**III.4.2-Méthodes VOF**

Les méthodes VOF construisent la surface libre, à partir de la valeur de la fraction de volume. Il est important de préciser que l'appellation VOF « Volume Of Fluid » est une technique de reconstruction de surface libre bien précise, même si généralement elle est associée à toutes les méthodes qui utilisent les fractions de volume pour rechercher la surface libre.

La fraction de volume est une fonction, bornée entre 0 et 1. Elle fournit l'information sur le taux volumique occupé par l'un des deux fluides dans chaque cellule. La fraction de volume est égale à 1, si la cellule est remplie du fluide choisi. Elle est égale à 0, si la cellule ne contient pas le fluide. Elle prend une valeur entre 0 et 1, si la cellule est traversée par l'interface, c'est-à-dire si la cellule contient les deux fluides. La fraction de volume est transportée par les fluides. Ainsi, son évolution est gouvernée par l'équation suivante :

$$\frac{\partial}{\partial t} (\alpha) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\alpha u_i) = 0 \dots \dots \dots (III.22)$$

$\alpha$ : Fraction de volume.

Dans le cadre de la modélisation de la cavitation par cette approche, certains auteurs comme Sauer & Schneer [38] implémenté ce modèle dans le code commerciale Fluent introduisent un terme source au niveau de l'équation de fraction de volume, contrairement aux modèles classiques où elle est sans terme source. Ce terme source modélisé la vaporisation et la condensation du fluide, c'est-à-dire la création et la destruction du deuxième fluide qui est la vapeur.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\alpha) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\alpha u_i) = S_s \dots \dots \dots (III.23)$$

Sauer & Schneer [38] utilisent l'équation de Rayleigh-Plesset pour modéliser le terme source ( $S_s$ ). La densité et la viscosité du fluide moyen, qui sont fonction de la fraction de volume, sont déterminées par :

$$\rho = \rho_1 \alpha + (1 - \alpha) \rho_2$$

$$\eta = \eta_1 \alpha + (1 - \alpha) \eta_2$$

Les méthodes VOF (Volume Of Fluid) se différencient aussi au niveau des techniques de reconstruction des interfaces [38].

$$\emptyset(t, x) \begin{cases} < 0 \text{ dans le fluide 1,} \\ = 0 \text{ à l'interface,} \\ > 0 \text{ dans le fluide 2,} \end{cases}$$

**L'équation de continuité**

$$\frac{\partial \alpha_q}{\partial t} + \vec{u} \cdot \nabla \alpha = \frac{S_{\alpha q}}{\rho_q} \dots\dots\dots (III.24)$$

$$\sum_{q=1}^n \alpha_q = 1 \dots\dots\dots (III.25)$$

**L'équation de quantité de mouvement**

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \vec{u}) + \nabla \cdot (\rho \vec{u} \vec{u}) = -\nabla \cdot [\mu (\nabla \vec{u} + \nabla \vec{u}^T)] + \rho \vec{g} + \vec{F} \dots\dots\dots (III.26)$$

**III.4.3-Modèles Eulériens**

Les modèles eulériens sont de loin les plus simples et les plus utilisés pour les milieux vapeur. Ils consistent à simuler la vapeur comme étant un fluide continu. À part quelques modèles utilisés dans les débuts de la modélisation de la cavitation, tous les modèles utilisent l'hypothèse que la cavitation est hétérogène, et il est donc nécessaire de fixer une concentration de nucléis  $n_0$  dans le liquide.

Les modèles ont sensiblement la même approche, c'est-à-dire de supposer que les molécules sont de très petites bulles et ensuite d'évaluer la croissance et la décroissance de ces bulles avec l'équation de Rayleigh-Plesset (voir équation (III.19)) pour déterminer la fraction volumique de vapeur :

$$\underbrace{\frac{p_v - p}{\rho_l}}_1 = \underbrace{R \frac{d^2 R}{dt^2}}_2 + \underbrace{\frac{3}{2} \left( \frac{dR}{dt} \right)^2}_3 + \underbrace{\frac{4\nu_l}{R} \frac{dR}{dt}}_4 + \underbrace{\frac{2S}{\rho_l R}}_5 \dots\dots\dots (III.27)$$

Avec  $P$  la pression locale,  $R$  le rayon de la bulle,  $P_v$  la pression de vapeur,  $t$  le temps,  $\rho_l$  et  $\nu_l$  la masse volumique ainsi que la viscosité cinématique du liquide et  $S$  la tension de

surface du liquide. Le terme (1) correspond à la force due à la différence entre la pression de la bulle et la pression locale. Les termes (2) et (3) sont respectivement les termes de quantité de mouvement et de conservation de la masse alors que les termes (4) et (5) sont les termes de contraintes visqueuses et de tension de surface.

Ce modèle ne résout qu'un ensemble d'équations pour la conservation de masse et de quantité de mouvement et rajoute une équation de transport pour la fraction massique de vapeur.

Le « *Full Cavitation Model* » Singhal et al [39], est un autre modèle eulérien qui considère le fluide comme étant homogène. Ce modèle est implémenté dans le logiciel FLUENT (FLUENT, 2011) et a été utilisé entre autres pour simuler des écoulements dans des injecteurs Som et al. [40] ainsi que dans des pompes Singhal et al [39], La différence avec le modèle précédent provient de l'équation de transport de la fraction massique de vapeur à laquelle le terme source a été modifié pour y incorporer les effets de la turbulence par l'entremise de l'énergie cinétique turbulente.

Le problème avec les modèles avec un seul fluide est qu'ils ne prennent pas en compte de quantité de mouvement entre la phase gazeuse et la phase liquide. Ceci fait que la vitesse des deux phases est la même ce qui n'est pas nécessairement vrai Giannadakis et al [41]. Pour remédier à ce problème, il faut soit aller vers d'autres modèles, qui introduire un second fluide dans l'écoulement qui représente la phase gazeuse comme le modèle eulérien de Grogger et Alajbegovic [42] qui double la quantité d'équations en ajoutant les équations de conservation de masse, de conservation de quantité de mouvement pour la phase gazeuse. Il n'est donc pas nécessaire d'avoir une équation de transport pour la fraction massique de vapeur puisque celle-ci est déterminée par l'équation de conservation de masse des deux phases. Le terme source de l'équation de quantité de mouvement quant à lui prend en compte les effets de la turbulence et de la traînée des bulles sur le liquide [43].

## III.5-Comparaison des modèles

Tableau III.1 – Comparaison des différentes méthodes de modélisation diphasique [1].

Méthode	Avantages	Inconvénients
<b>Modèle de Mélange</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Nombre raisonnable d'équations ;</li> <li>- Prise en compte implicite des Changements de phase ;</li> <li>- Application aisée en 3D et implantation simple dans un code.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Choix d'une équation d'état adaptée au problème ;</li> <li>- Pas de résolution explicite de la vitesse de glissement ;</li> <li>- Diffusion numérique de l'interface, Hypothèse d'homogénéité des phases.</li> </ul>
<b>Modèle de VOF</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Localisation explicite de l'interface ;</li> <li>- Traitement aisé de plusieurs inclusions et des changements de topologie ;</li> <li>- Efficace et pratique en 2D.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Utilisation d'algorithmes de reconstruction gourmands et compliqués en 3D;</li> <li>- Précision dépendant du raffinement du maillage ;</li> <li>- Difficilement utilisable pour les cas de forts gradients entre phases ;</li> <li>- Prise en compte difficile du changement de phase.</li> </ul>
<b>Modèle d'Euler</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Simple phase qui utilise une équation de transport supplémentaire pour le transport de la fraction volumique de vapeur.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Ne prennent pas en compte l'échange de quantité de mouvement entre la phase gazeuse et la phase liquide ;</li> <li>- Fait que la vitesse des deux phases est la même ce qui n'est pas nécessairement vrai.</li> </ul>

### III.6 -Exemples d'applications des modèles de cavitation

#### III.6.1. Modèle de mélange

On peut remarquer sur la figure (III.1) la formation de la poche de cavitation près de l'entrée de l'orifice à partir de  $t = 4,1 \cdot 10^{-6}$ , et commence à se développer le long de la paroi, jusqu'à atteindre l'orifice à  $8,4 \cdot 10^{-6}$ .

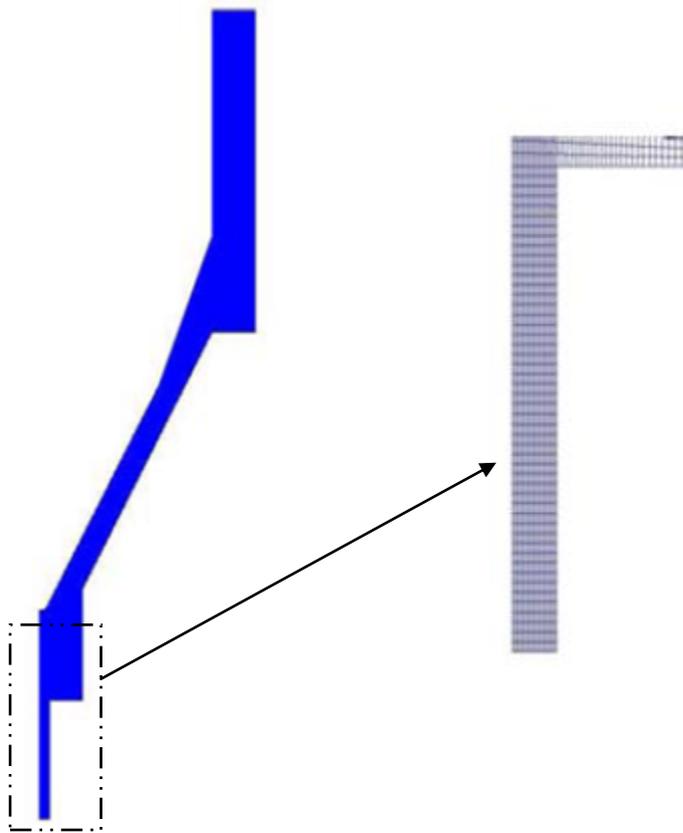


Figure III-1: À gauche : domaine de calcul utilisé.  
À droite : zoom du maillage sur l'orifice [35].

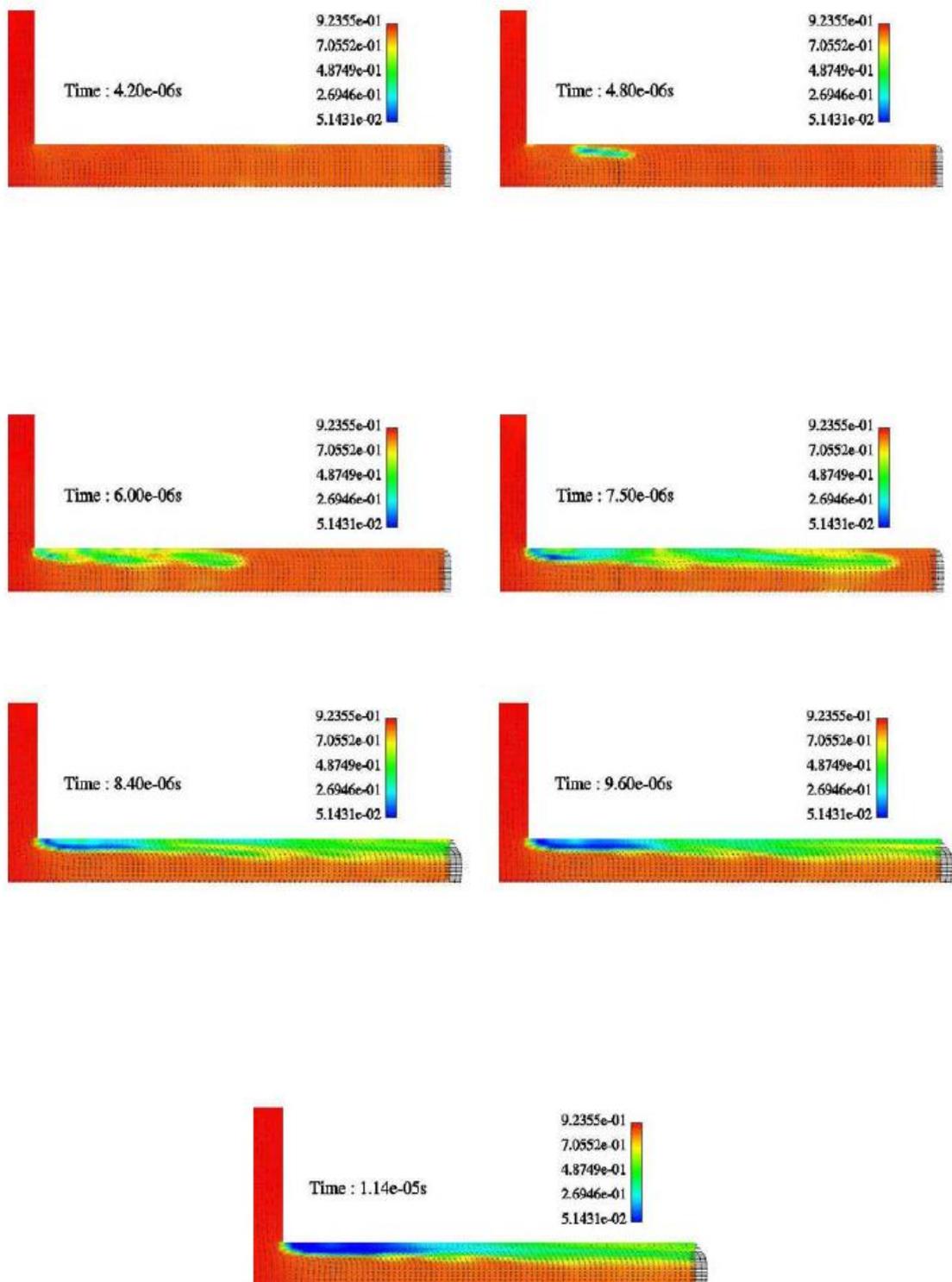


Figure III. 2 : Développement et stabilisation de la cavitation dans l'orifice d'un Injecteur mono trou. Masse volumique du mélange en  $\text{g/cm}^3$  [35].

On peut le voir dans la figure III.2, une zone de recirculation est formée en aval de l'entrée vive, au centre de laquelle la cavitation apparaît à  $4,8 \times 10^{-6}$ s. Alors la cavitation s'étend tout au long de l'orifice et atteint la sortie à  $t = 8 \times 10^{-6}$ s.

Ces résultats sont en accord avec les visualisations expérimentales et les mesures, validant le code pour une configuration typique d'injection [35].

### III.6.2. Modèles de VOF

Weixing et al [44] à étudier la formation de la cavitation dans un injecteur avec une buse de forme sac arrondi et un orifice rectangulaire de 0.2 mm de largeur, 0.28 mm de hauteur et 1 mm de longueur. La simulation s'effectue en 2D au vu de l'hypothèse de symétrie. La pression à l'entrée est de 80 bar, la buse d'injection est rempli de liquide à la pression 21bar. Le domaine de calcul est représenté par la figure (III.3). Notez que le fluide utilisé est de l'eau, il est composé de liquide et de vapeur.

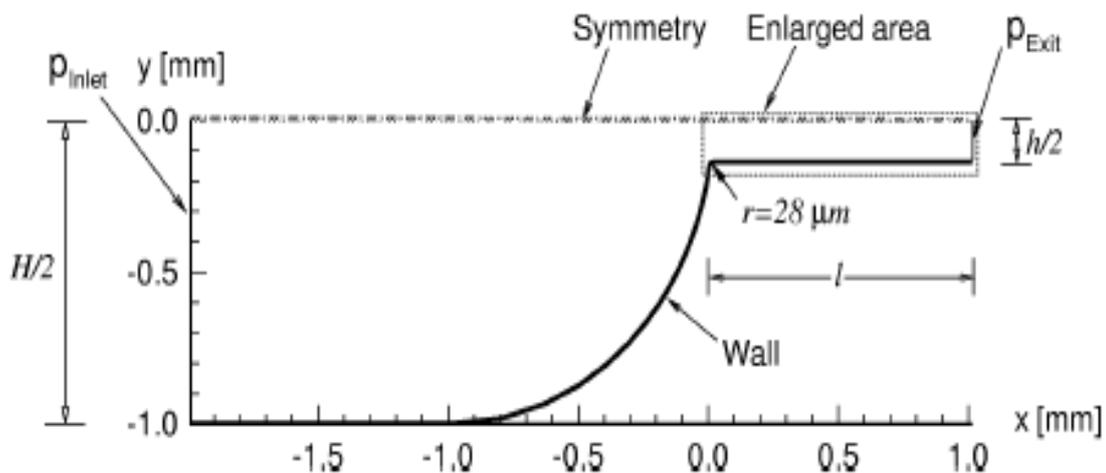


Figure III.3 : L'orifice de l'injecteur en 2D [44].

Figure (III.4) montre les résultats de la simulation ces résultats représentent la distribution de la fraction de vapeur. Dans cette situation l'évolution de la cavitation change avec le temps [44].

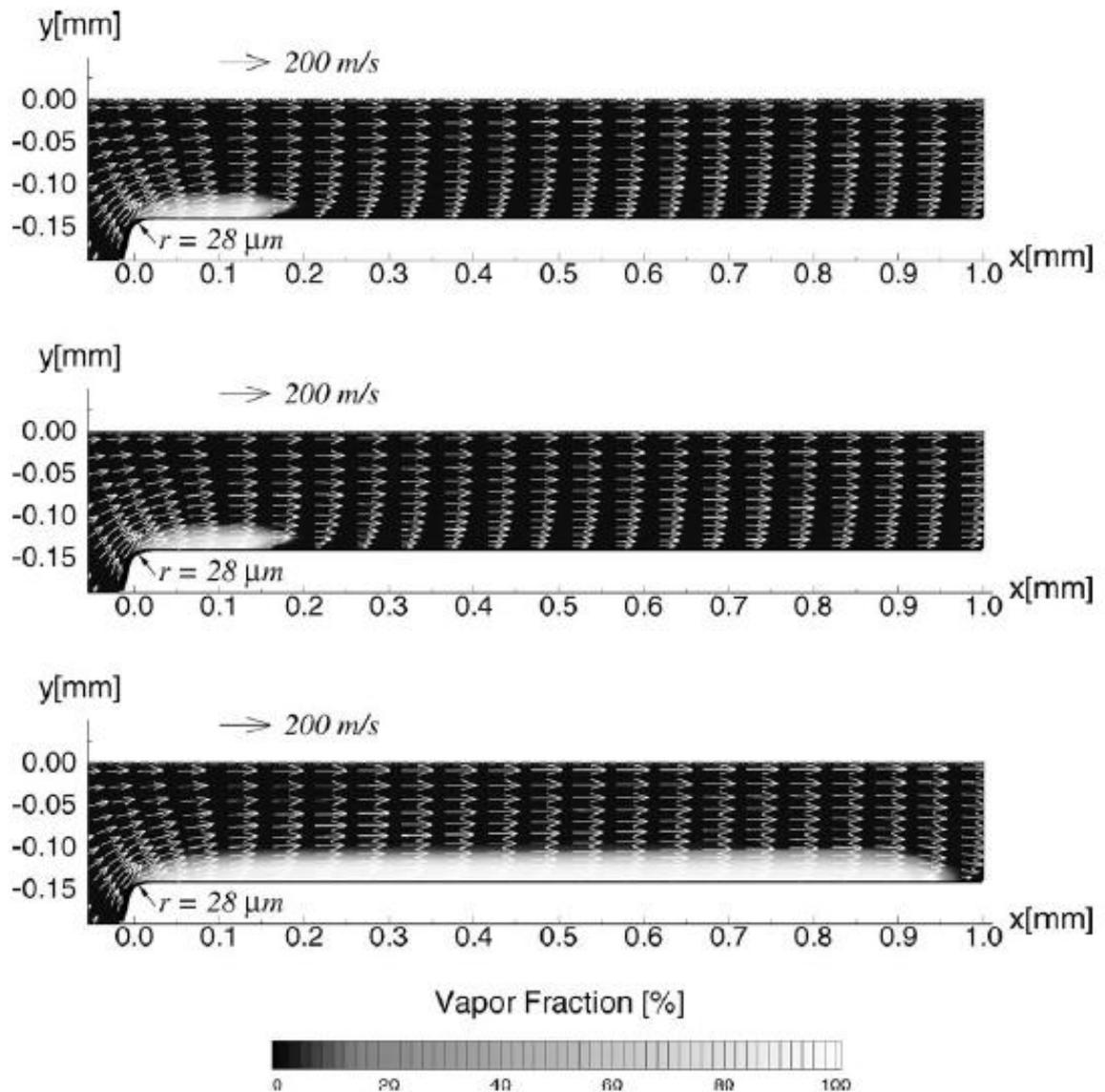


Figure III.4: Evolution de fraction de vapeur en fonction de temps [44].

### III.6.3. Modèle Eulériens

En 2014, le modèle d'Euler a été utilisé par A. MOUSSEAU [43] pour démontrer la formation de la cavitation dans les injecteurs diesel, ce modèle nécessite le calcul des deux phases séparément, en écrivant pour chaque constituant, les équations de transport pour les différentes fractions volumiques.

L'application porte sur une buse d'injection de 0.2mm, avec un sac arrondi, la pression à l'entrée est de 25 bar et une levée de l'aiguille initiale de 50  $\mu\text{m}$ , le déplacement de l'aiguille fait varier la géométrie de la buse. La figure (III.5) représente le domaine de calcul.

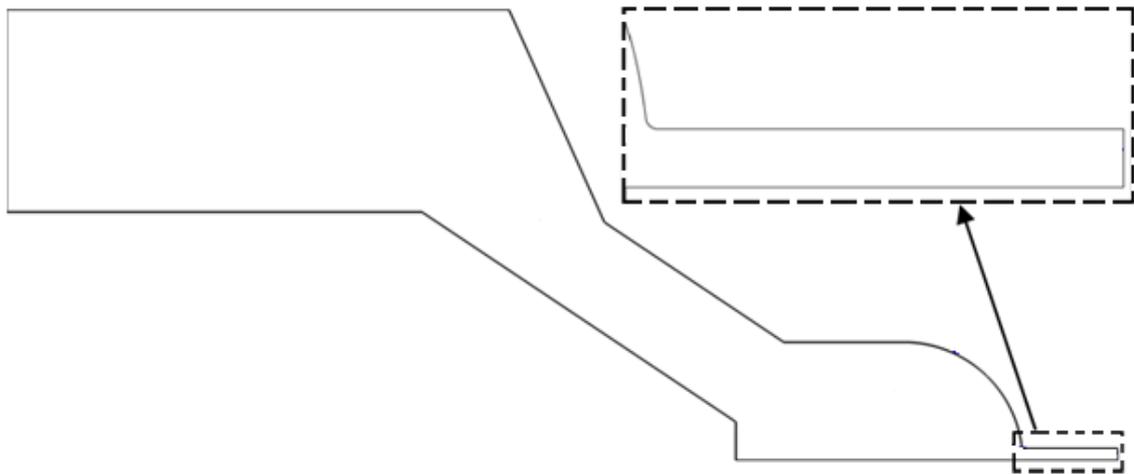


Figure III.5 : Domaine de calcul [43].

Figure (III.6) Il a été mentionné que le temps de simulation doit être fixé à 200  $\mu\text{s}$  pour atteindre un état stationnaire. Pour illustrer cette affirmation, la cavitation dans l'orifice de l'injecteur est montrée à différents temps de calcul. On remarque que la cavitation atteint un régime permanent aux alentours de 160  $\mu\text{s}$ , donc pour laisser un facteur de sécurité, on augmente le temps de simulation à 200  $\mu\text{s}$ .

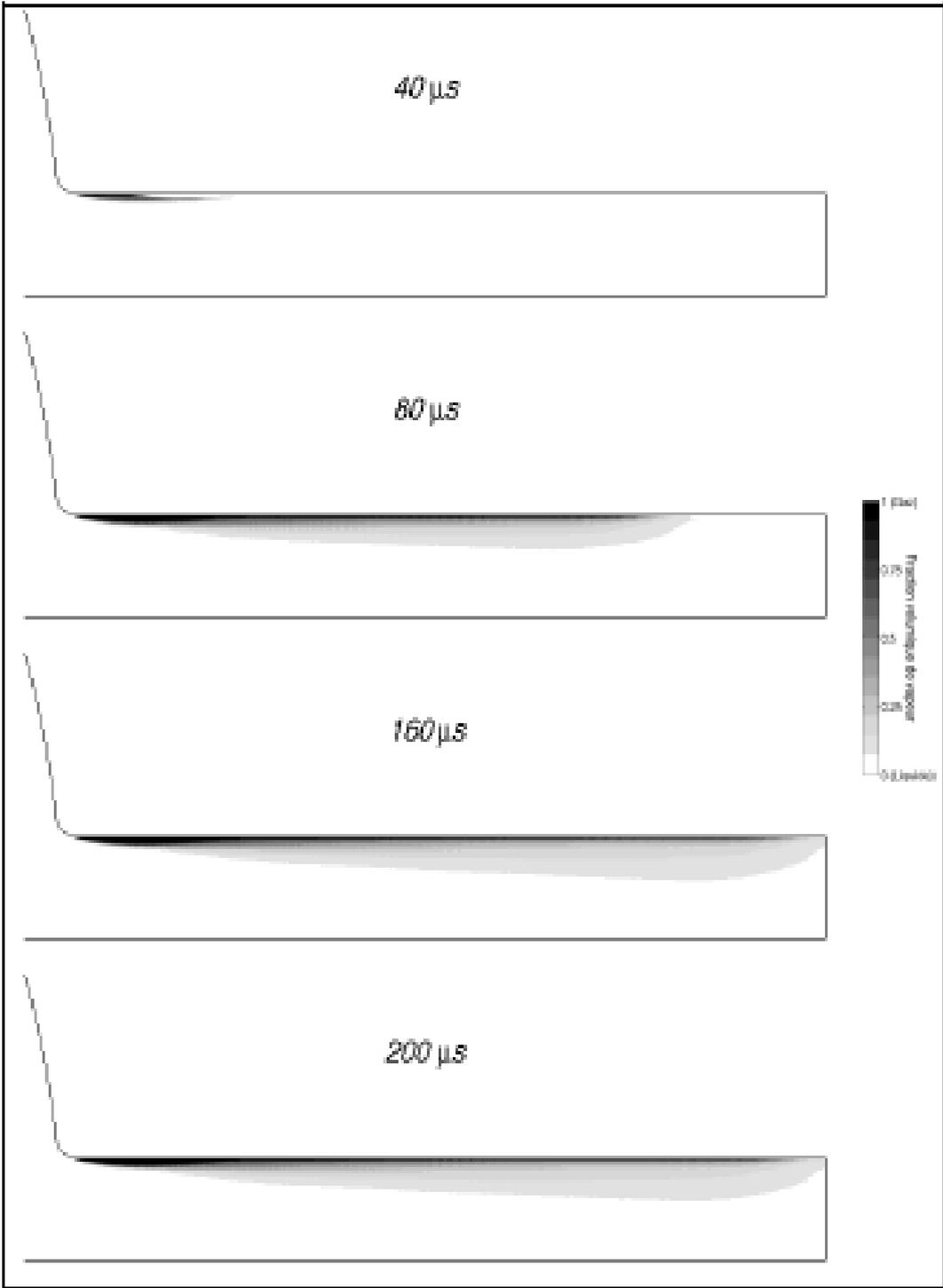


Figure III.6 : Cavitation au cours du temps pour une pression d'injection de 15 MPa [43].

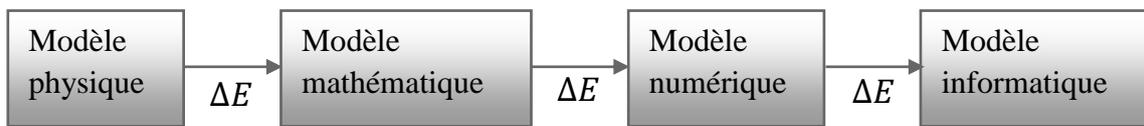
**III.7. Conclusion**

L'étude des modèles diphasiques nous a permis de nous rendre compte qu'aucun modèle diphasique, actuellement, ne peut traiter toutes les grandeurs relatives à la cavitation. Chaque modèle fait appel à une méthode différente appropriée à certains types de problèmes. Dans le cas de l'injecteur Diesel, nous allons voir que les modèles le plus appropriés à une application industrielle sont les modèles de mélange, de même ils offrent la possibilité de pouvoir être facilement applicables en 2D et en 3D.

**Chapitre VI**  
**Simulation numérique**  
**de cavitation**

## VI.1- Introduction

L'objectif des méthodes numériques est de fournir une solution approchée de comportement réel des phénomènes physiques. La physique possède des caractères très dimensionnels, temporels et non linéaires c'est à dire très complexe. Le rôle du modélisateur est de simplifier suffisamment le problème tout en conservant l'originalité du phénomène physique étudié.



« Boucle de modélisation »

$\Delta E$  : représente l'erreur quand on passe de l'état à l'autre.

Donc les écoulements des fluides, que ce soit en régime laminaire ou turbulent, sont décrits par le système d'équation aux dérivées partielles (E.D.P). Ainsi, tous les phénomènes physiques sont régis par ce système formé par les équations de continuité, de quantité de mouvement et d'énergie qu'il convient de résoudre pour les caractéristiques du champ d'écoulement et du champ thermique.

Ce chapitre commence par la description du code FluentV6.3.26. Ensuite, nous avons validé le code dans des situations "académiques", afin de comprendre les écoulements cavitants dans un injecteur Diesel mono-trou. Dans ce chapitre on met l'accent sur l'influence de la pression d'injection, la pression de la chambre et la géométrie de l'injecteur sur l'évolution des écoulements cavitants (cavitation).

## IV.2-L'utilisation de la CFD

Les logiciels de simulation numérique des écoulements basés sur la méthode des éléments finis peuvent maintenant être considérés véritables « expérience numérique », lorsqu'elles sont faites avec soin. L'avantage des méthodes numériques est que toutes les quantités physiques liées à l'écoulement (champ de vitesse, champ de pression, contrainte etc.) sont immédiatement disponibles en tout point.

Dans une expérimentation, l'obtention de ces quantités physiques en tout point de champ est souvent impossible ou très difficile en pratique. Ce pendant, la simulation numérique direct des équations de Navier-Stokes est encore limité à des nombres de Reynolds modérés.

Les méthodes de CFD (Computational Fluid Dynamics) ont l'avantage de mettre en œuvre de la mécanique des fluides avec un minimum des hypothèses. Elles résolvent notamment les équations non-linéaires instationnaire et compressible.

La discrétisation des équations de Navier Stokes et de conservation de la masse est faite sur des éléments quadrilatéraux ou triangulaires, régulières ou non selon la complexité de la géométrie. Elle conduit à un système d'équation non-linéaires couplées. Ce système est résolu de manière itérative.

Le premier travail à accomplir dans la réalisation d'une simulation numérique est la définition d'un maillage adapté à la nature de l'écoulement.

Les codes de simulation numérique des écoulements, ou code CFD (Computational Fluid Dynamics), résolvent les équations régissent les mouvements d'un fluide. Ces équations traduisent la conservation de masse et de la quantité de mouvement (Navier-Stokes), ainsi que la conservation d'énergie. Certains codes sont aussi en mesure de décrire le transport de polluant ou les réactions chimiques au sein de fluide. Il existe un grand nombre de code CFD disponibles (plus d'une certaine), qu'ils soient commerciaux, du domaine public ou encore propres à certaines institutions. Le tableau (III.2) recense les codes de calcul les plus répandus. On peut observer que l'essentiel des codes utilisent la méthode des volumes finis.

Pour notre travail, nous avons au code CFD Fluent V6.3.26, commercialisé par Fluent V6.3.26 Incorporated. Nous disposons de la version 6.3, il permet de résoudre les équations régissent les mouvements laminaire et turbulent d'un fluide, en 2D ou 3D. Les problèmes à résoudre peuvent être en régime permanent et stationnaire [45].

**Tableau III.2 : Code CFD [45]**

Nom de code	Origine	Type	Méthode
FIRE	AVI, Allemagne	Code commercial	Volume finis
FLOW-3D	Harwell, Royaume-Uni	Code commercial	Volume finis
FLUENT	Fluent INC, Etats-Unis	Code commercial	Volume finis
Converge	KIVA, Etats-Unis	Code commercial	Volume finis

### IV.3-Description général du code fluent V6.3.26

Fluent V6.3.26 est un code de calcul pour modéliser les écoulements des fluides et le transfert thermique dans les géométries complexes, c'est la raison pour laquelle on a choisi pour réaliser notre simulation. Il peut résoudre les problèmes d'écoulement avec des mailles non structurées qui peuvent être produites pour des géométries complexes avec une relative facilité. Les types de mailles supportées sont [46]:

- ✓ Des mailles en 2D, triangulaires ou quadrilatères ;
- ✓ Des mailles en 3D, tétraédrique /hexaédrique/pyramidales ;
- ✓ Des mailles (hybrides) mixtes.

Fluent V6.3.26 est écrit en langage de programmation C et utilise la flexibilité et la puissance offerts par ce langage (par exemple allocation de la mémoire dynamique). En outre, il utilise une architecture qui lui permet d'exécuter plusieurs processus simultanément sur le même poste de travail ou sur des postes séparés pour une exécution plus efficace.

Fluent V6.3.26 c'est utiliser une interface graphique, l'utilisateur avant ce peut adapter ou augmenter aux besoins l'interface en écrivant des macros et des fonctions de menu, afin d'automatiser certaines procédures.

Ainsi, à titre non exhaustif, FLUENT V6.3.26 permet les capacités de modélisation suivantes :

- ✓ Écoulement 2D ou 3D ;
- ✓ Écoulement stationnaire ou instationnaire ;
- ✓ Écoulement incompressible ou compressible (subsonique, transsonique, supersonique ou hypersonique) ;
- ✓ Écoulement non visqueux, laminaire ou turbulent ;
- ✓ Fluide Newtonien ou non ;
- ✓ Transfert de chaleur forcé, par convection, par conduction ou les deux (conjugué) ou radiatif ;
- ✓ Écoulement avec changement de phase ;
- ✓ Écoulement en milieu poreux.

Fluent V6.3.26 emploie la méthode des volumes finis comme procédé de discrétisation des équations qui gouvernent l'écoulement, telle que l'équation de continuité, de quantité de mouvement et de l'énergie.

#### IV.4- Structure standard de Fluent V6.3.26

Fluent V6.3.26 simule des écoulements très variés avec des configurations plus ou moins complexes. Il est composé, comme tout code de type CFD, de trois modules qui sont: le préprocesseur « pre-processing », le solveur et le post-processeur "postprocessing".

- **Génération de maillage** : le préprocesseur GAMBIT il permet de construire la géométrie du domaine de calcul et de subdiviser en petits volumes ou cellules de calcul. L'ensemble de ces volumes élémentaires constitue le maillage.
- **Fluent V6.3.26**: Programme principal de calcul.  
Ce module résout l'ensemble des équations discrétisées.
- **Post-processing** : Ce module produit les fichiers des résultats.

Le Post-processeur permet de visualiser les différents résultats des champs dynamiques (Champs de vitesse, lignes de courant, champs de turbulence, etc...) et scalaires (contours de température, contours des fractions, etc...). De même, ce module permet d'exporter les résultats sous différentes formes (Tecplot...), pour représenter des graphes par d'autres logiciels.

Donc, Fluent V6.3.26 passe par les étapes suivante:

- Division du domaine en volumes de contrôle discrets en utilisant une grille (maillage) de calcul.
- Intégration des équations gouvernantes sur les volumes de contrôle individuels, afin de construire les équations algébriques pour les variables discrètes dépendantes, les inconnus telles que : vitesses, pressions et températures.
- Linéarisation des équations discrétisées et solution du système d'équation linéaires résultant, pour tenir compte des effets turbulents, le logiciel de calcul offre la possibilité de choisir un des modèle de turbulence suivants:
  - ✓ Le modèle à une équation de Spalart Allmaras.
  - ✓ Le modèle à deux équations  $k - \varepsilon$ .
  - ✓ Le modèle à deux équations  $k - \omega$ .
  - ✓ Le modèle de contrainte de Reynolds (Reynolds stress model).

Le choix entre ces modèles se base principalement sur les résultats que donne chacun modèle suivant les conditions aux limites prédéfinies. Il est vrai qu'un modèle peut donner de meilleurs résultats par rapport à un autre, mais ceci est dû principalement à la nature des cas étudiés et à la correspondance de modèle de turbulence avec les conditions aux limites.

En suit l'utilisation de Fluent V6.3.26 est simple, il suffit de suivre l'ordre des menus en partout de la gauche pour aller vers la droite [47].

## IV.5- Configuration étudiée

### IV.5.1-Domaine de calcul

Tel qu'illustré à la Figure IV-1, dans un moteur diesel, l'injection se fait directement dans le cylindre et le mélange s'enflamme dès que le carburant entre dans la chambre à combustion.

Un schéma d'injecteur mono-trou à rampe commune est quant à lui montré à la Figure IV-2. Sur cette figure on peut voir d'où arrive le carburant pour ensuite se diriger le long de l'aiguille jusqu'à la buse de l'injecteur. Le débit du carburant est contrôlé par le solénoïde qui permet le passage du carburant et la pression du carburant soulève l'aiguille (voir Figure IV-3). Lorsque l'aiguille est complètement fermée, le diesel retourne par le retour du carburant dans le circuit basse pression. Le volume entre l'aiguille et l'orifice de l'injecteur se nomme le sac et est créé lors de l'usinage de conduit de l'aiguille. Pour plus de détail, consulter la référence [43].

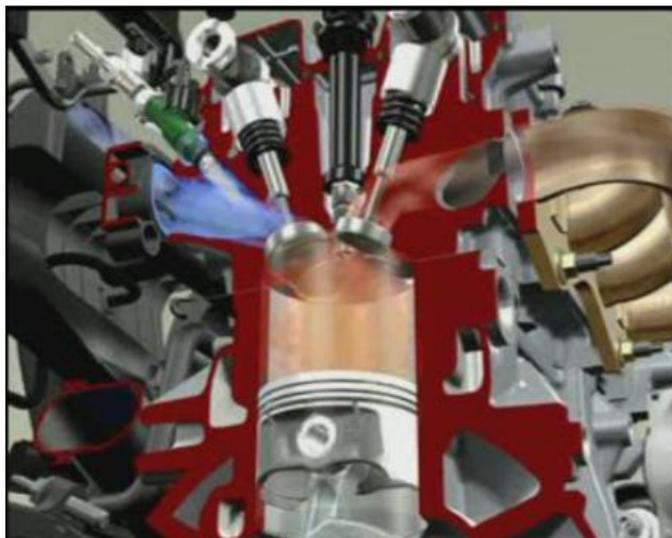


Figure IV-1 : Chambre de combustion d'un moteur à combustion interne [2].

La buse est la partie la plus critique de l'injecteur puisque c'est sa bonne conception qui assure la bonne performance. Pour avoir une combustion efficace, il est alors nécessaire d'atomiser le jet de carburant en fines gouttelettes afin de permettre une meilleure évaporation. Ceci est obtenu à l'aide d'une pression d'injection élevée (parfois plus de 200 MPa). Ceci entraîne, tel que mentionné dans l'introduction, l'apparition de plusieurs phénomènes complexes dans l'écoulement, dont la cavitation [43].

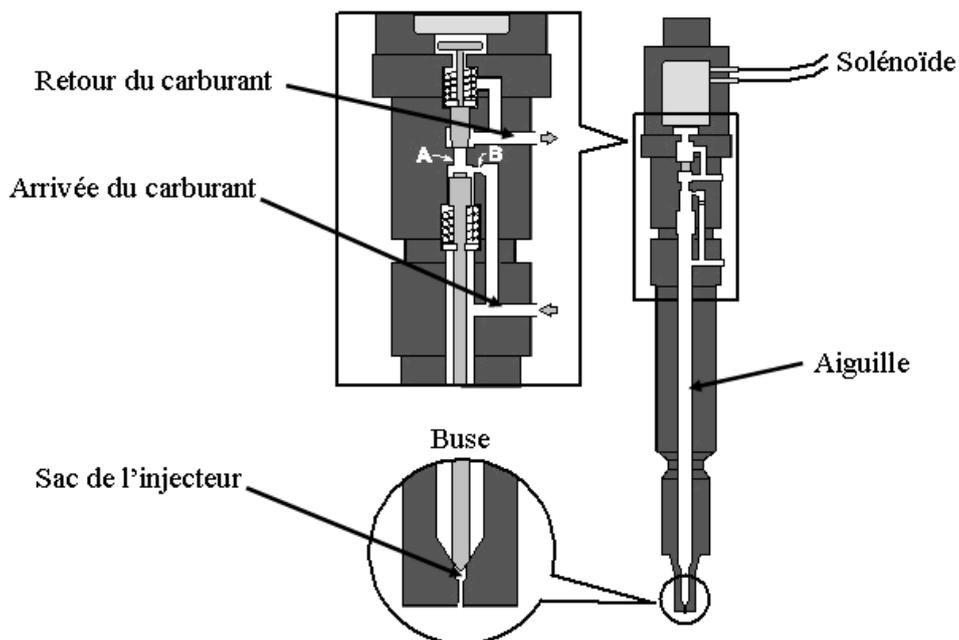


Figure IV-2 : Schéma de l'injecteur [43].

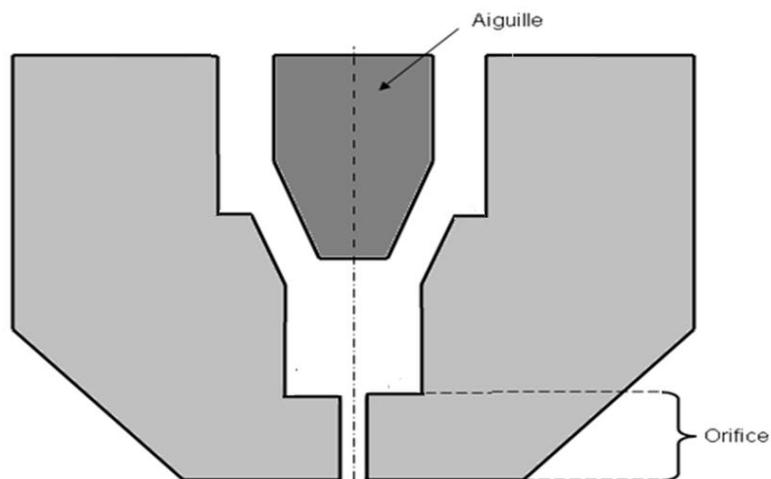


Figure IV-3 : Injecteur mono-trou [43].

### IV.5.2-Création de maillage bidimensionnel sur Gambit

La génération du maillage est une phase très importante dans une analyse CFD, vu son influence sur la solution calculée, en terme de précision et de temps de calcul. Un nombre important d'éléments de maillage (raffinement) permet sans doute d'améliorer la précision des calculs mais pénalise les ressources informatiques en termes de mémoire et temps de calcul. La figure IV.4 contient un maillage bidimensionnel structuré créé par le préprocesseur Gambit.

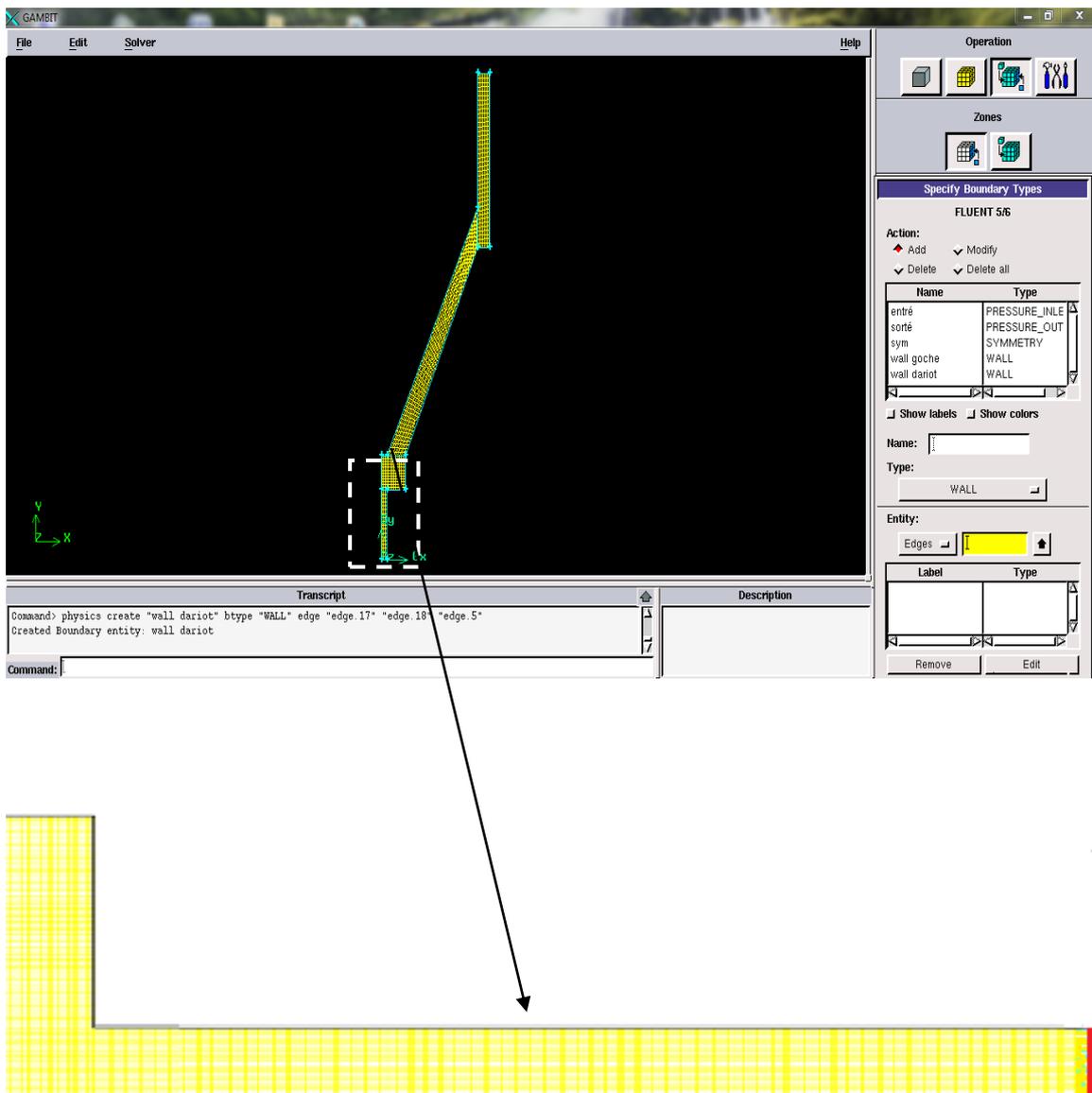


Figure IV-4 : Définition de maillage 2D sur gambit et zoom du maillage sur l'orifice.

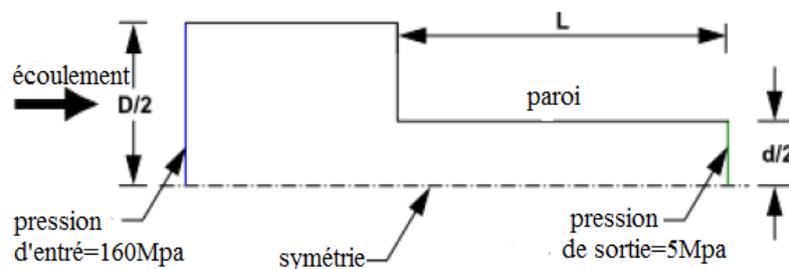
### IV.5.3- Démarche numérique de solveur

Sous Fluent V6.3.26 on peut choisir entre plusieurs formulation du solveur :

- La formulation "Segregated", ou isolée (implicite): cette formulation résout les équations de continuité, de quantité de mouvement quand c'est nécessaire celle de l'énergie, s'équentiellement, c'est-à-dire isolées les unes des autres (implicite par défaut). Le solveur isolé est classiquement employé pour les écoulements incompressibles à modérément compressible.
- La formulation "Coupled", ou couplée (implicite ou explicite): cette option permet aux équations gouvernantes d'être résolue simultanément, c'est-à-dire couplées les unes avec les autres. Cependant, les autres scalaires tels que les quantités de la turbulence, sont traités isolement. Initialement, ce mode a été conçu pour les écoulements compressibles à grandes vitesses. Ceci lui donne un avantage pour le traitement des écoulements hautement couplés (forte interdépendance entre la densité, l'énergie et les moments) avec des forces de volumes (par exemple flottabilité et force de rotation). Il faut signaler que le solveur couplé implicite requiert presque le double de la mémoire qu'utiliserait le solveur, alors que le solveur couplé explicite vient au milieu en terme de besoins en ressources, mais converge plus lentement que la formulation implicite et n'est conseillée que pour les écoulements instationnaire [45].

### IV.5.4- Conditions aux limites

Le problème considère la cavitation créée par la séparation de l'écoulement après l'orifice, l'écoulement est créée par la pression, avec une pression d'entrée de 1600 bar et une pression de sortie de 50 bar. Le diamètre de l'orifice est  $4 \times 10^{-3}$  m, et les paramètres géométriques sont  $D/d = 2.88$  et  $L/l = 4$ , avec D, d et L est le diamètre d'entrée, le diamètre d'orifice, la longueur d'orifice respectivement.



- Condition d'entrée : pression « PRESSURE\_INLET ».
- Condition de sortie : pression « PRESSURE\_OUTLET ».
- Condition aux parois solides intérieur et extérieur : mur « WALL ».
- Condition aux parois virtual : « SYMETRIQUE »

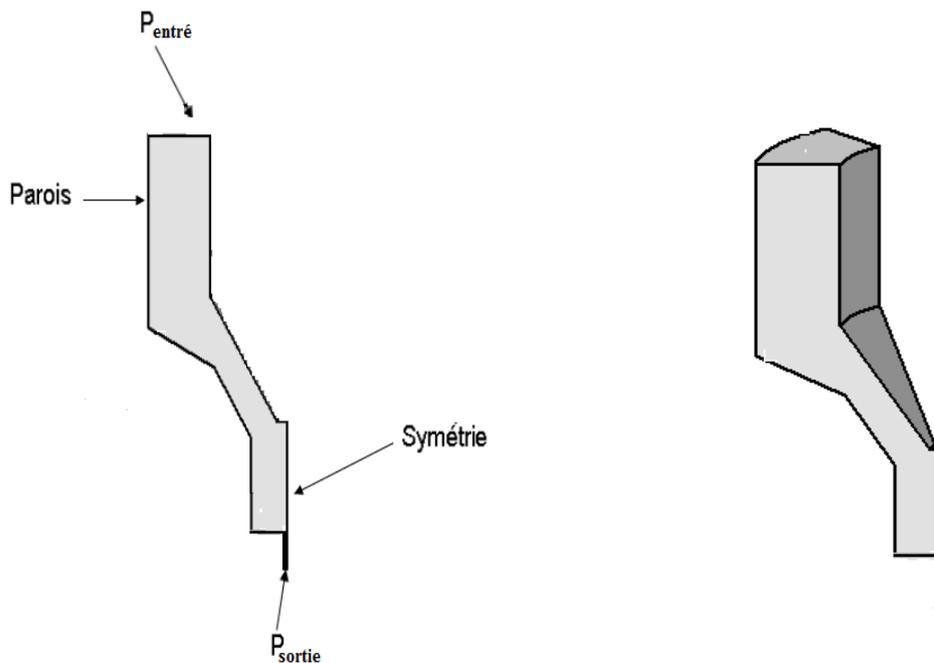


Figure IV-5 : Conditions aux limites 2D et 3D [43].

## IV.6. Validation du code de calcul

Pour des raisons de validation on va présenter dans cette partie une comparaison entre les résultats de Moreau, 2005 [1], utilise les mêmes dimensions (réelles) de la buse d'injection, une pression d'injection de 160 MPa et pression de chambre de 5 MPa, et un model de mélange, code CAVIF. L'utilisation du model de mélange « mixture » implanté dans le code de calcul FluentV6.3.26, nous a donné à peu près les mêmes résultats numériques, figure (IV.6, A : nous simulation et B les résultats de Moreau.

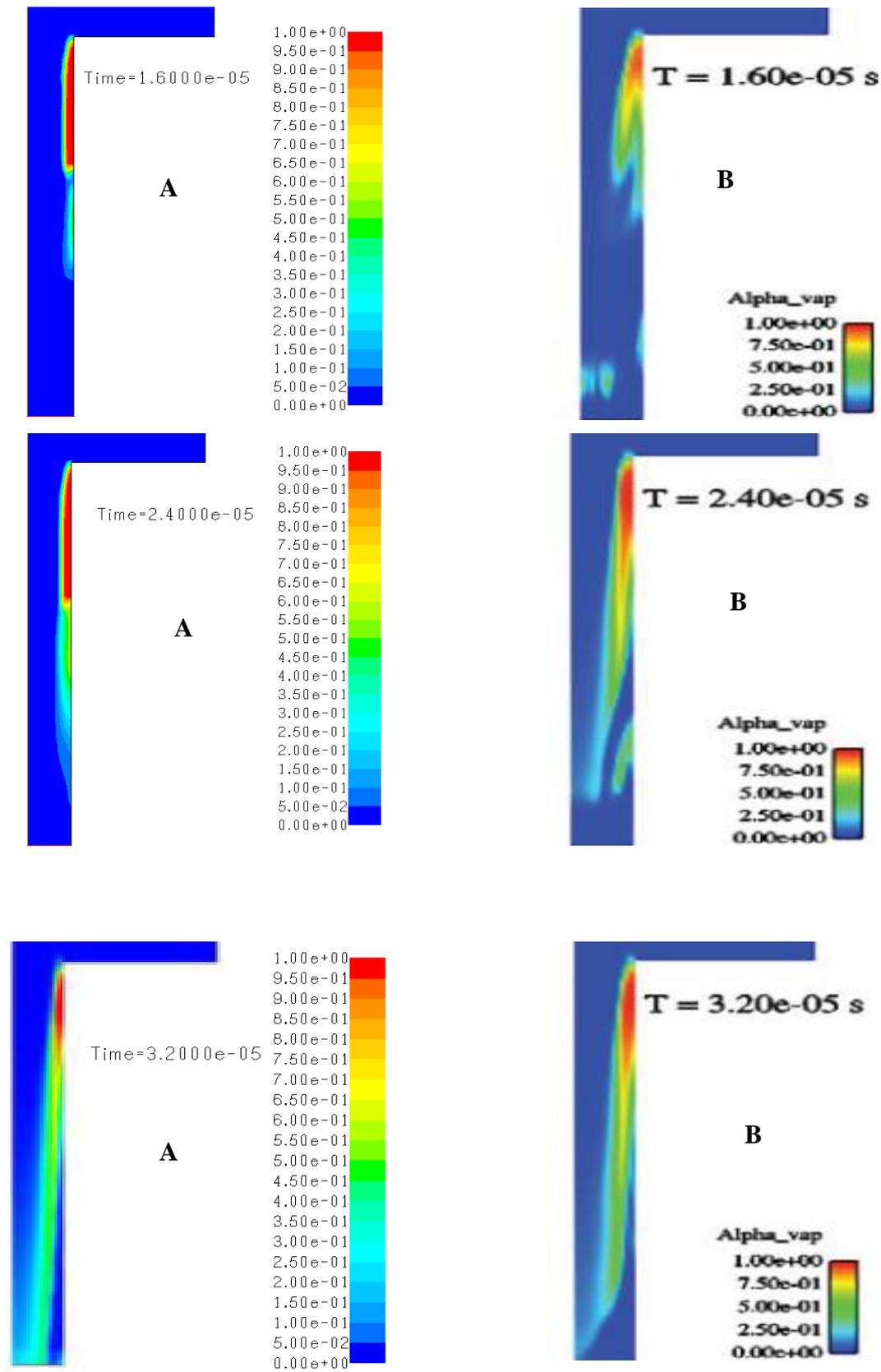
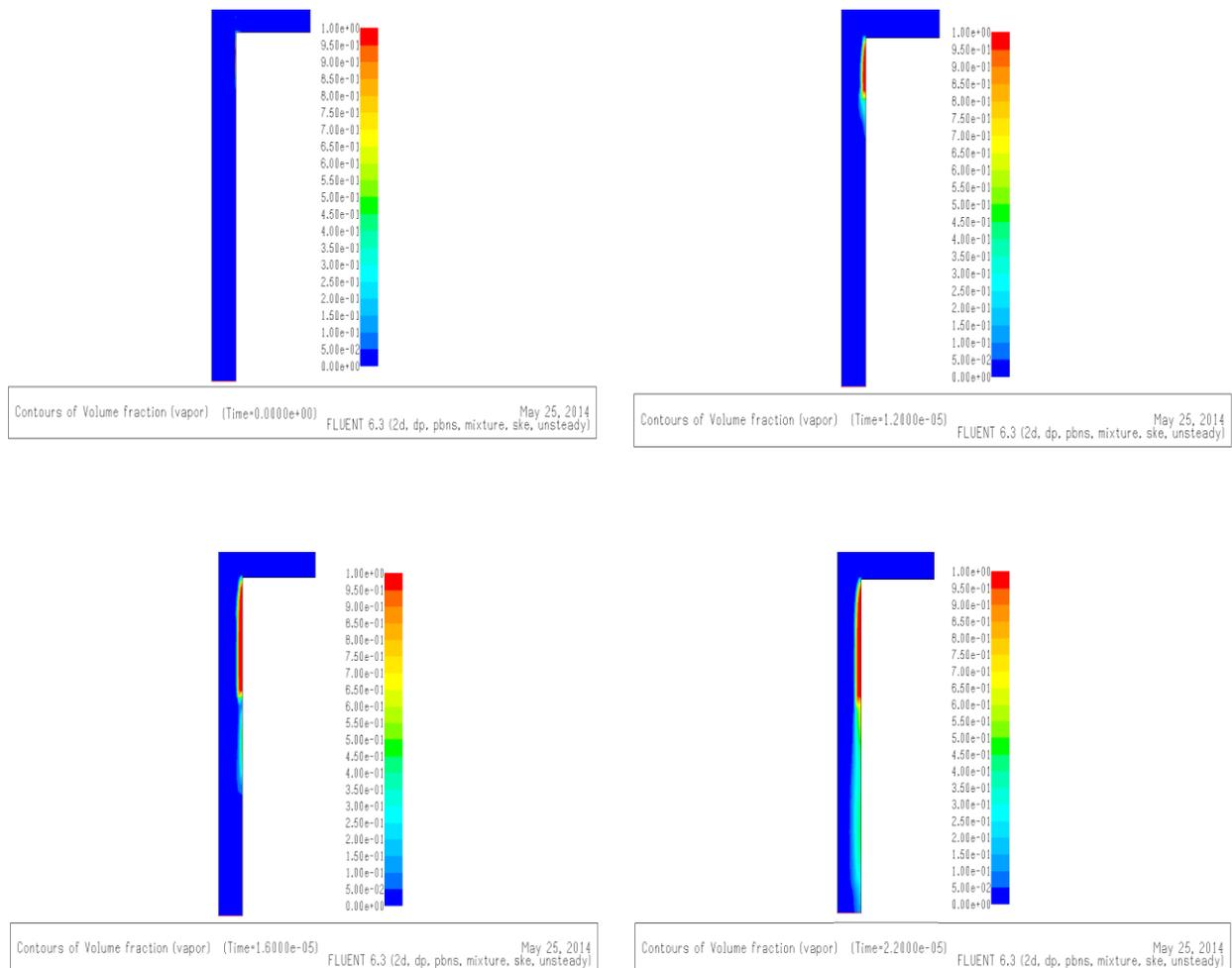


Figure IV-6 : Evolution de cavitation à différents temps, A : Fluent V6.3.26 , B : Code CAVIF

IV.7. Résultats et discussions

IV.7.1- Evolution de développement de la cavitation

Afin de bien comprendre ce qui se passe dans un injecteur Diesel, en présente ici l'évolution de la cavitation dans l'orifice d'injection (voir la figure IV.7). D'après les contours on a remarqué que au début le phénomène de cavitation plus petit et après il se colle avec la paroi, dans la sortie de l'orifice d'injection la cavitation se décolle et aller vers le centre. De même, on remarque que la cavitation atteint un régime permanent après le temps de  $2.8 \times 10^{-5}$ s.



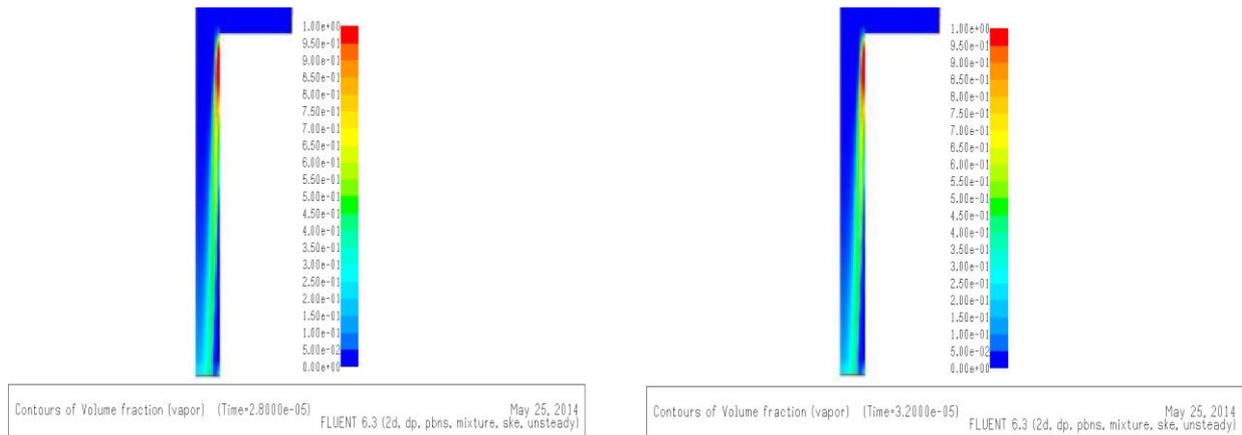


Figure IV-7 : Cavitation au cours du temps

#### IV.7.2- Influence de différents paramètres physiques et géométriques de l'orifice de l'injecteur sur la cavitation

L'influence de certains paramètres (pression d'injection, pression de la chambre de combustion et géométrie de l'orifice de l'injecteur), susceptibles d'influer sur la morphologie de cavitation, est étudiée, sur la base de la même forme d'injecteur que précédemment.

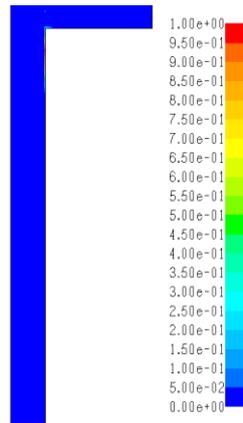
##### IV.7.2.1- Influence de la pression d'injection

En premier lieu différentes pressions d'injection ont été proposées (20MPa, 60 MPa, 100 MPa, 140 MPa et 160MPa). La pression de sortie (pression de la chambre de combustion) a été fixée à 5 MPa. La figure IV.8 exprime l'évolution de la cavitation à différentes pression d'injection, dans un temps bien définie ( $1.6 \times 10^{-04}$ s).

En remarque que la pression est très importante, la cavitation se décolle de la paroi et arrive vers le centre de l'injecteur. Donc, on constate simplement un effet très net de la pression d'injection sur la forme de cavitation.

$P_{inj} = 20\text{MPa}$

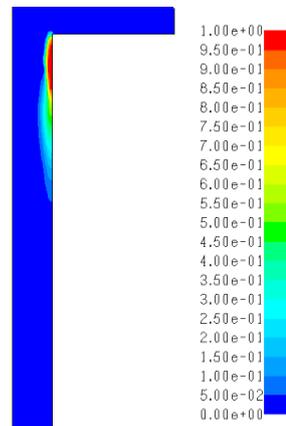
$P_{ch} = 5\text{ MPa.}$



Contours of Volume fraction (vapor) (Time=1.6000e-04) FLUENT 6.3 (2d, dp, pbns, mixture, ske, unsteady) May 25, 2014

$P_{inj} = 60\text{ MPa}$

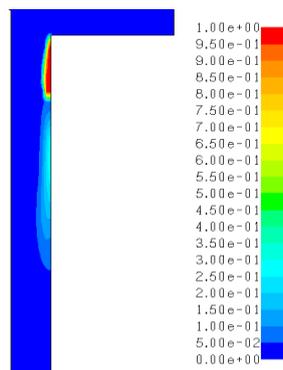
$P_{ch} = 5\text{ MPa.}$



Contours of Volume fraction (vapor) (Time=1.6000e-04) FLUENT 6.3 (2d, dp, pbns, mixture, ske, unsteady) May 25, 2014

$P_{inj} = 100\text{ MPa}$

$P_{ch} = 5\text{ MPa.}$



Contours of Volume fraction (vapor) (Time=1.6000e-04) FLUENT 6.3 (2d, dp, pbns, mixture, ske, unsteady) May 25, 2014

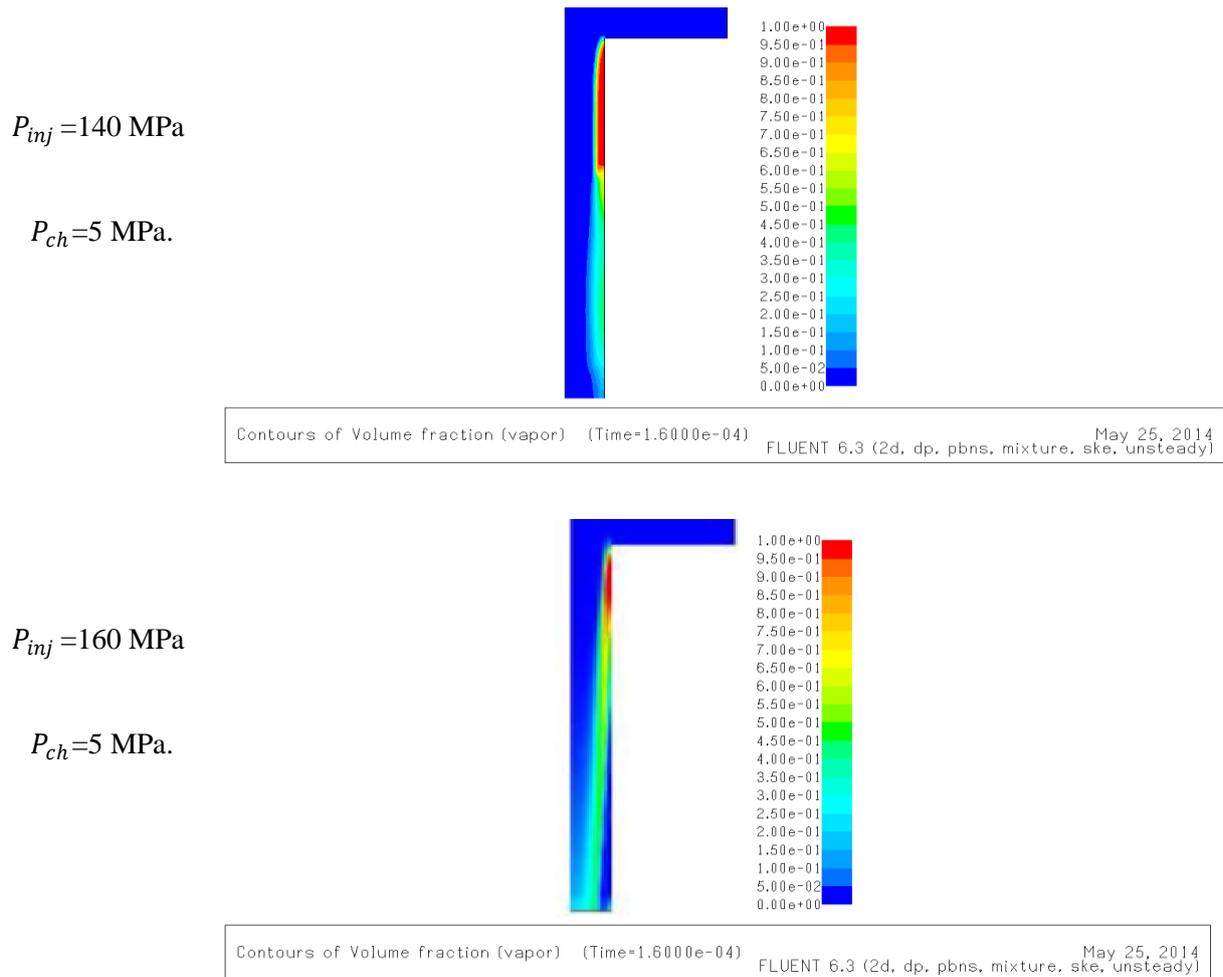


Figure IV-8 : Cavitation en fonction de la pression d'injection.

#### IV.7.2.2- Influence de la pression de la chambre de combustion

Afin d'étudier l'influence de la pression de chambre de combustion sur la cavitation, deux pressions aval ont été proposées (4 MPa, 7 MPa). La pression d'injection a été fixée à 160 MPa. La figure IV.9 exprime les contours de fraction volumique de vapeur (la cavitation) dans le temps ( $3.2 \times 10^{-04} \text{ s}$ ).

D'après les contours il est clair que lorsque le gradient de pression entrée/sortie augmente encore davantage (par diminution de la pression aval), les poches de cavitation se développent rapidement le long des parois, qui explique : le paramètre qui joue un rôle

essentiel dans ce processus est la « pression de vapeur saturante » pour laquelle il y a équilibre entre la phase liquide et la phase vapeur du milieu étudié.

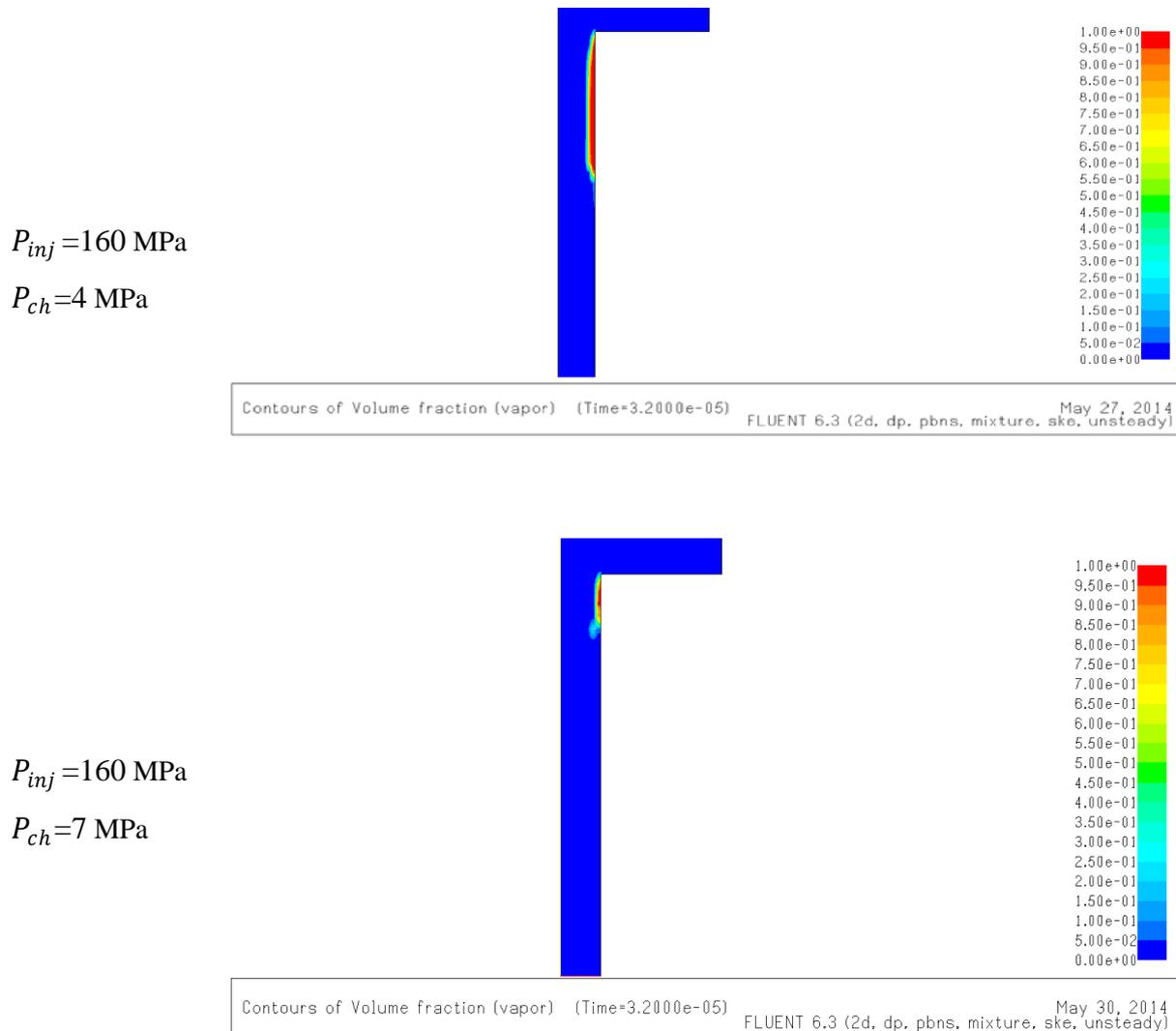


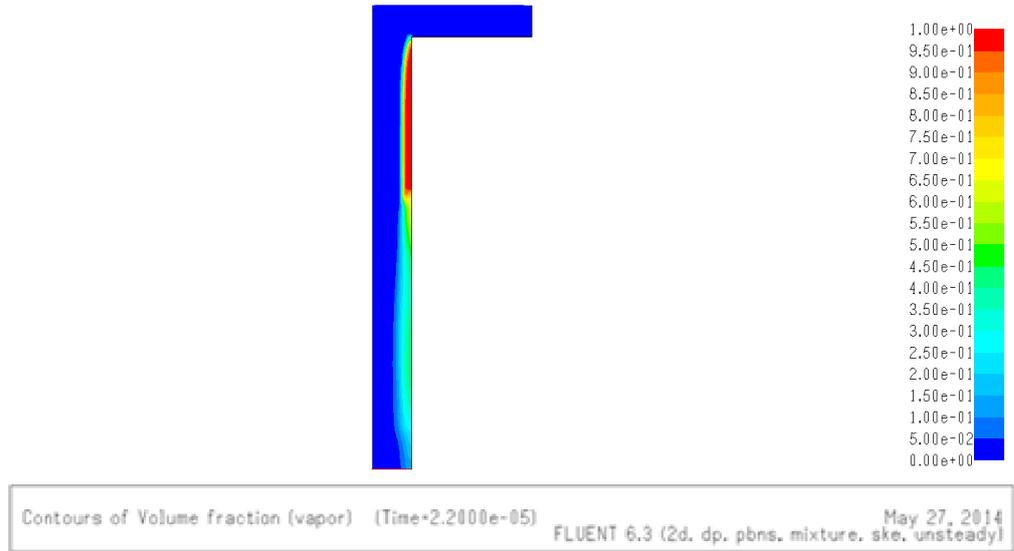
Figure IV.9- Cavitation en fonction de la pression de chambre.

### IV.7.2.3- Influence de la géométrie de l'orifice de l'injecteur

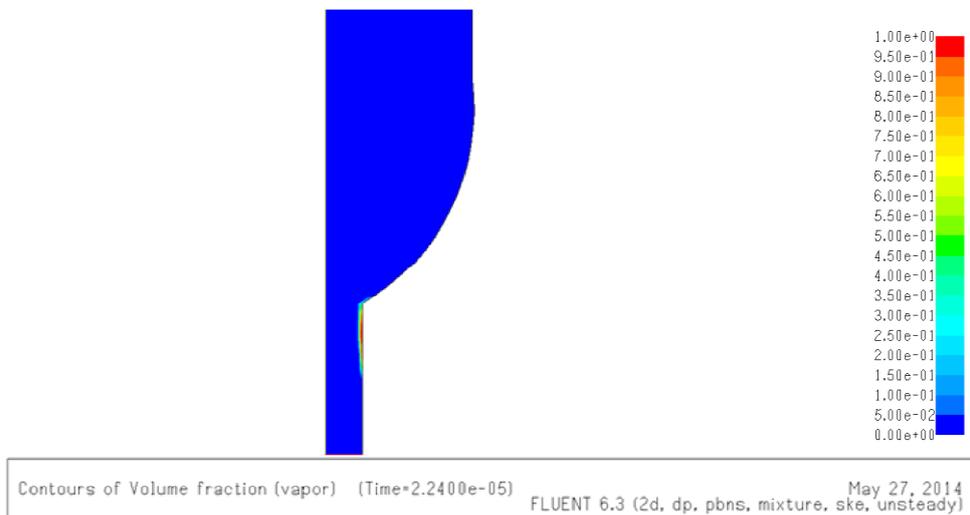
Pour les différentes géométries étudiées (Nous avons légèrement arrondi l'entrée de l'orifice). Les contours de fraction volumique de vapeur de la figure IV.10 permettent de présenter l'influence de géométrie de l'orifice de l'injecteur sur la formation de cavitation.

D'après les résultats numériques on observe quand en augmentant le rayon de courbure à l'entrée de l'orifice, la cavitation diminue, car on diminue les zones de recirculation. Donc, il est clair que la géométrie de l'orifice de l'injecteur encore un effet très important sur la formation de cavitation.

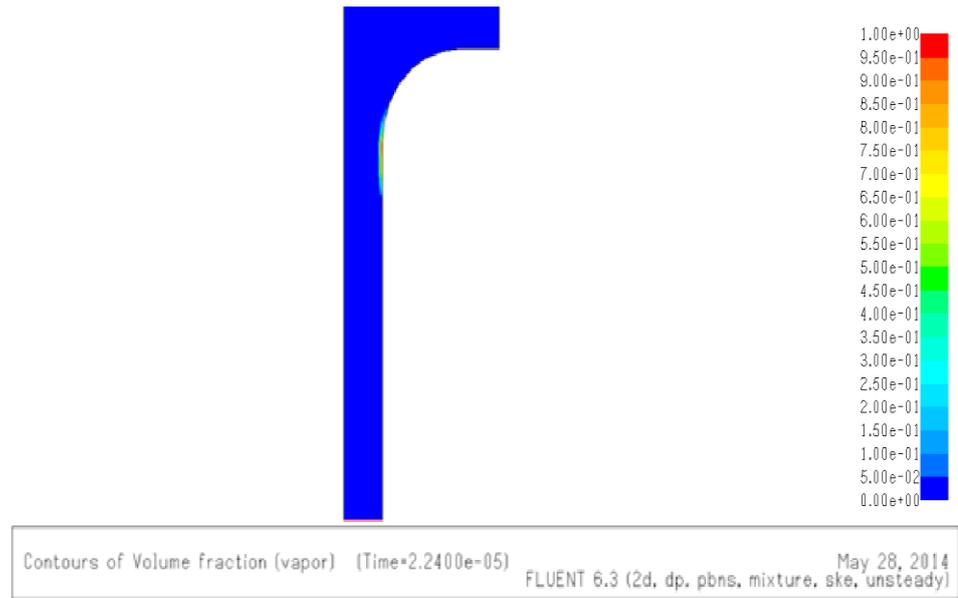
Géométrie 01 :  
 $r = 0\mu\text{m}$



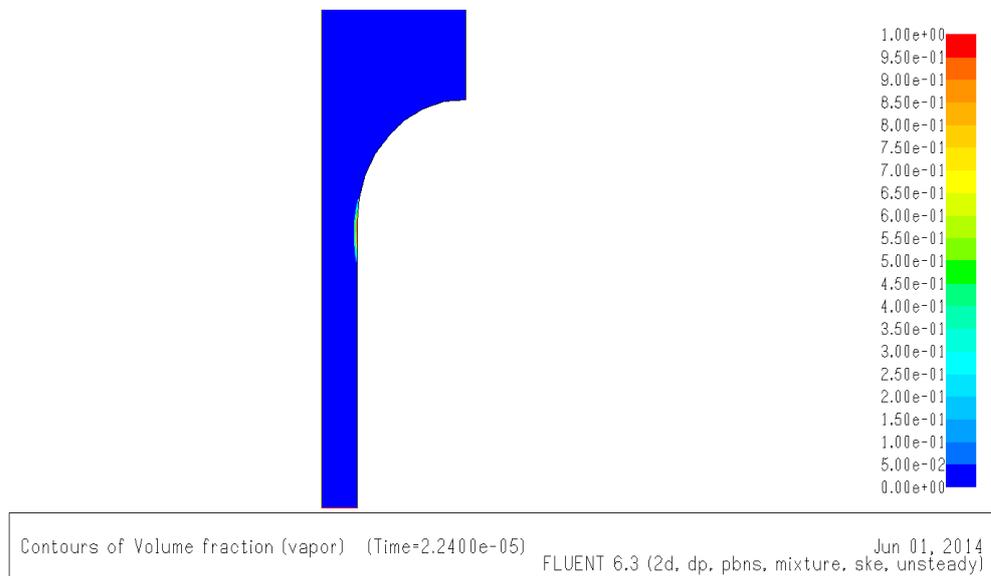
Géométrie 02 :  
 $r = 0.4\mu\text{m}$



Géométrie03 :  
 $r = 0.2\mu\text{m}$



Géométrie 04 :  
 $r = 0.4\mu\text{m}$



Géométrie 05 :  
 $r_1 = 0.4\mu\text{m}$   
 $r_2 = 0.2\mu\text{m}$

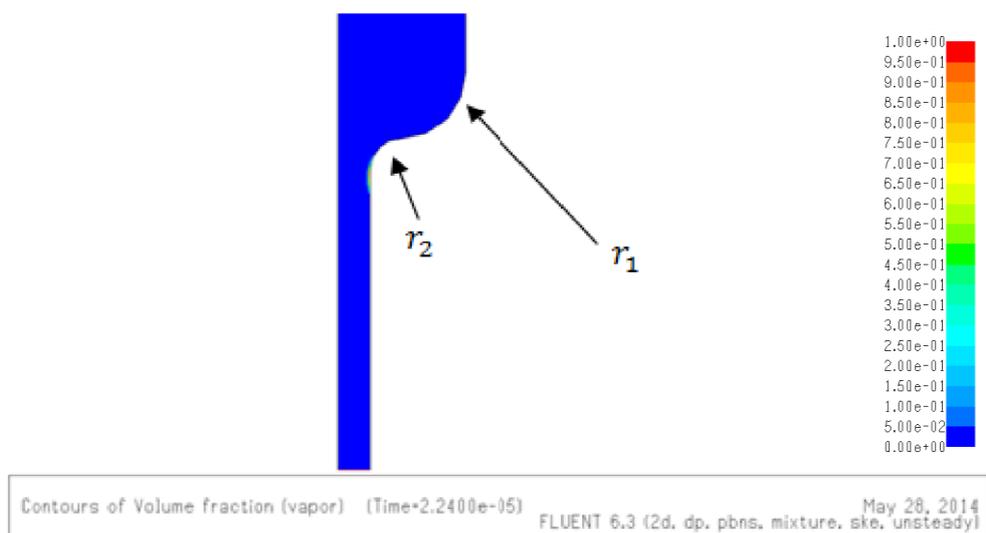


Figure IV.10- Evolution de cavitation dans différentes géométries.

## IV.8. Conclusion

La connaissance précise des différents phénomènes intervenant à l'intérieur et en sortie des injecteurs Diesel est capitale pour la mise au point d'injecteurs performants et la maîtrise de la combustion à l'intérieur de la chambre. La simulation numérique est un moyen rapide et économique pour tester des configurations différentes est donc privilégié par les constructeurs et équipementiers automobiles.

Dans de travail le modèle de mélange présentée dans le chapitre précédent, permet de capturer de manière satisfaisante l'évolution instationnaire de cavitation qui conduisent à déterminer les formes des structures de vapeur, cela est très important pour la définition des conditions à la sortie. L'intérêt des modèles numériques est donc important, surtout dans le cadre de processus de conception qui font de plus en plus appel au calcul pour dimensionner les systèmes.

# **Conclusion générale**

## Conclusion générale

Les voitures de demain se doivent d'être plus performantes et plus respectueuses de l'environnement. La réduction des émissions de polluants est devenue une nécessité pour les constructeurs automobiles. Des améliorations notables ont déjà été apportées avec l'introduction de nouvelles technologies comme les filtres à particules, la régulation électronique ou l'injection directe à rampe commune (common rail).

Concernant le système d'injection, les améliorations reposent notamment sur une meilleure compréhension des phénomènes diphasiques à l'intérieur d'un injecteur dans les moteurs Diesel.

L'objectif de notre étude est la simulation numérique des phénomènes diphasiques (la cavitation) dans un injecteur d'un moteur Diesel. Cet objectif émane de la nécessité de comprendre et de maîtriser le code de calcul puissant "Fluent V6.3". Tous d'abord on premier temps on a installé le code de « Fluent V6.3 ». Ensuite, la maîtrise du code à travers les trois volets pré-processing (meilleur), processing et post-processing.

En générale la simulation numérique permet de simuler et de tester différentes possibilités envisageables, ce qui réduit énormément les efforts de conception et d'expérimentation des prototypes de moteur. En résumé, la simulation est une source assez flexible d'informations utiles et peu coûteuse.

Le sujet abordé dans ce mémoire (Etude numérique de cavitation dans les injecteurs d'un moteur Diesel) s'inscrit dans le cadre de Master en Génie Energétique. Ce travail permet d'avancer les connaissances dans le domaine des moteurs à combustion interne.

- Dans la première partie de cette étude, une description générale sur l'injection dans les moteurs à combustion interne.
- Dans un second temps, nous avons présentés en générale le phénomène de cavitation et en mis accent sur la cavitation dans les injecteurs Diesel.
- Par la suite, les différents modèles de cavitation existent dans le code de calcul Fluent ont été présentés avec des applications.

- Le dernier chapitre de cette étude a été consacré aux résultats de simulation. Tout d'abord, une validation des résultats de simulation avec les résultats de *J.B. MOREAU* [1] qui a été faite en 2005. Après la validation les résultats de simulation numérique montrent à la fois une simplicité pour étudier et comprendre le phénomène de cavitation dans les injecteurs des moteurs Diesel.

En perspective de notre travail, nous projetons d'étendre l'étude de la cinétique et du rendement, en concevant et réalisant le phénomène de cavitation dans un injecteur réel, sur la base des résultats de simulation obtenus en 2D par le présent travail, et on peut continuer notre projet par une suite des études sur la cavitation en 3D et avec plusieurs trous et on découvrir d'autres caractéristiques et autres paramètres qui gèrent le phénomène de cavitation.

**REFERENCE BIBLIOGRAPHIE**

[1] JEAN-BAPTISTE Moreau ,Modélisation de l'écoulement polyphasique à l'intérieure et en sortie des injecteur diesel , Thèse doctorat de l'institut national polytechnique de Toulouse 2005.

[2]CHRISTOPHE GAUTHIER docteur de L'INP Grenoble ,Commande multi variable de la pression d'injection dans un moteur diesel Common rail, Automatique et Productique préparée au Laboratoire d'Automatique de Grenoble dans le cadre de l'Ecole Doctorale Electronique, Electrotechnique, Automatique et Traitement du Signal, 2007

[3] Nicolas Dumont, Modélisation de l'écoulement diphasique dans les injecteurs Diesel Thèse doctorat, De L'institut National Polytechnique De Toulouse. 2004.

[4]PIERRE-ARNAUD BEAU Modélisation de l'atomisation d'un jet liquide Application aux sprays Diesel, thèse doctorat de l'école Doctorale de l'Université de Rouen, CoRIA,le 2008.

[5]D.H.FRUMAN, Cavitation dans les injecteur diesel , Technical report, GSM ,1997.

[6]B.CHALLEND and R.BARANSCU. Diesel engine reference book 2<sup>nd</sup> edition. «Butterworth Heinemann».1999

[7]Livre, Cours de combustion 2<sup>ième</sup> partie combustion réel, combustible complexes ,Ecrie par CHRISTIAN GUILIÉ , 2012.

[8] Sandra SCHILLIGER, Simulation de l'écoulement à l'intérieur d'un injecteur Diesel et étude de l'influence des propriétés du carburant , Mémoire professionnel (niveau M).Génie Mécanique à l'INSA le : 2011.

[9] LIONEL BERGERAT, Développement d'une méthode numérique compressible pour la Simulation de la cavitation en géométrie complexe. Thèse doctorat de L'École Nationale Supérieure d'Arts et Métiers de Paris .soutenu publiquement 2012.

[10] C. E. Brennen. *Cavitation and Bubble Dynamics*. Oxford University Press, New-York,1995.

[11] Mohamed Faïçal GUENNOUN, Étude physique de l'apparition et du développement de la cavitation sur une aube isolée, Thèse doctorat de L'école Polytechnique de lausanne à Rabat, Maroc. Soutenue : 2006.

[12] Franc JP et al. La cavitation. Mécanismes physiques et aspects industriels. Collection Grenoble Sciences. Presses Universitaires de Grenoble 1995.

[13]A. Sou, M. I. Maulana, S. Hosokawa, A. Tomiyama, Ligament formation induced by cavitation in a cylindrical nozzle , J. of Fluid science and technology 3 (5), pp.633-644, 2008

[14]A. Sou, R. H. Pratama, R. Ohashi, R. Sugimura, Cavitation in a nozzle with asymmetric inflow and its effects on liquid jet, ILASS-Europe 2011.

[15]Cyril Mauger, Cavitation dans un micro-canal modèle d'injecteur diesel : méthodes de visualisation et influence de l'état de surface , Thèse de l'Université de Lyon délivrée par l'École Centrale Lyon, Soutenue :2012.

[16] Marc MICHARD, Cyril MAUGER et Loïc MEES, Etude de la cavitation dans une buse d'injection transparente. Laboratoire de Mécanique des Fluides et d'Acoustique - LMFA UMR 5509 Ecole Centrale de Lyon – Insa de Lyon – Université Claude Bernard Lyon 1.

[17] W. Bergwerk. Flow pattern in diesel nozzle spray holes. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers 1847-1982 (vols 1-196), 173(1959) :655–660, 1959.

[18]W. H. Nurick. Orifice cavitation and its effects on spray mixing. Journal of Fluids Engineering, 98 :681–687, 1976.

[19] ARAI (M.), SHIMIZU (M.), HIROYASU (H.) Break up length and spray angle of high speed jet ICLASS-85, 1985.

[20] RUIZ (F.), CHIGIER (N.) The mechanics of high speed atomisation ICLASS-85, 1985.

- [21] KARASAWA (T.), TANAKA (M.), ABE (K.), SHIBA (S.), KURABAYASHI (T.) Effect of nozzle configuration on the atomization of a steady spray *Atomization and sprays*, Vol. 2, pp. 411-426, 1992.
- [22] BODE et al Influence of cavitation in a turbulent nozzle flow on atomization and spray formation of a liquid jet *,Proceedings : Sprays and aerosols'91, 1991.*
- [23] SHINDLER (K.P.), SHNEIDER (T.) Fuel spray in diesel engines, Part1 : Spray formation ATA, Florence, 1992
- [24] DEJUHASZ (K.J.) *Trans. ASME*, Vol. 53, 1931, p. 65.
- [25] KUO (T.W.), BRACCO (F.V.) Computations of Drop Sizes in Pulsating Sprays and of Liquid-Core Length in Vaporizing Sprays *SAE Paper 820133*, 1982.
- [26] ARAI (M.) Breakup mechanisms of a high speed liquid jet and control methods for a spray behavior *Int. Symp. on Advanced Spray Combustion, Japan*, pp. 11-24, 1994.
- [27] CAVALIERE (A.), RAGUCCI (R.), D'ALESSIO (A.), NOVIELLO (C.) Analysis of Diesel Sprays through two Dimensional Laser Light Scattering *22<sup>nd</sup> symp. inter on combustion, the combustion institute*, pp 1973-1981, 1988.
- [28] GÜLDER (O.L.), SMALLWOOD (G.J.), SNELLING (D.R.) Internal structure of the transient full cone dense diesel sprays *Third Int Symp. COMODIA, 1994.*
- [29] ARAI (M.), SHIMIZU (M.), HIROYASU (H.) Similarity between the breakup lengths of a high speed liquid jet in atmospheric and pressurized conditions *ICLASS-91, Paper N°61*, pp. 563-570, Gaithersburg, MD, USA, 1991.
- [30] HEIMÄRTNER (C.), LEIPERTZ (A.) Investigation of the Primary Spray Breakup Close to the Nozzle of a Common-Rail High Pressure Diesel Injection System *SAE paper 2000-01-1799*, 2000.

[31] BAZILE (R.) Développement de diagnostics laser appliqués à l'étude des dynamiques de formation et de vaporisation d'un spray réactif Thèse de doctorat soutenue à la faculté des sciences de l'Université de Rouen 1994.

[32] PRÉAUX (G.), LASHERAS (J.C.), HOPFINGER (E.J.) Atomization of a liquid jet by a high momentum coaxial swirling gas jet 3<sup>rd</sup> Int. Conference on Multiphase Flow, ICMF'98, Lyon, France, June 8-12, 1998.

[33] Ihab BAZ ,Contribution a la caractérisation de la cavitation dans les injecteurs diesels a haute pression, Thèse doctorat de L'école Centrale de Lyon. Soutenue :2003.

[34] M.PERRIN et AL , Modélisation des écoulements supercavitation, laboratoire des écoulements géophysique et industrie B.P.53-38041 Grenoble Cedex 09-France :2003.

[35] DUMONT (N.). – Modélisation de l'écoulement diphasique dans les injecteurs Diesel. – Thèse de Doctorat, INP Toulouse,

[36] KUBOTA (A.), KATO (H.) et YAMAGUCHI (H.). – A new modeling of cavitated flow: a numerical study of unsteady cavitation on a hydrofoil section. J. Fluid Mech., vol. 240, 1992. 69, 70

[37] Kharoua Nabil, Etude de l'aérodynamique et de la filtration de particules dans un cyclone séparateur , Thèse doctorat de l'Université Mentouri Constantine. Soutenue : 2010.

[38] J. Sauer et G. H. Schnerr, Unsteady cavitating flow - A new cavitation model based on a modified front capturing method and bubble dynamics, Proceedings of ASME fluid engineering summer conference, Juin 11-15, 2000, Boston.

[39] Singhal, A. K., M. M. Athavale, Li Huiying et Jiang Yu. 2002, Mathematical basis and validation of the full cavitation model , *Transactions of the ASME. Journal of Fluids Engineering*, vol. 124, no Copyright 2003, IEE, p. 617-24.

- [40] Som, S., SK Aggarwal, EM El-Hannouny et DE Longman. 2010, Investigation of nozzle flow and cavitation characteristics in a diesel injector, *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, vol. 132, p. 042802.
- [41] Giannadakis, E., D. Papoulias, M. Gavaises, C. Arcoumanis, C. Soteriou et W. Tang. 2007, Evaluation of the predictive capability of diesel nozzle cavitation models , *SAE paper*, p. 01-0245.
- [42] Grogger, HA, et A. Alajbegovic. 1998, Calculation of the cavitating flow in venture geometries using two fluid model, *ASME Paper FEDSM*, p. 98-5295.
- [43] Alexandre MOUSSEAU, Étude de l'écoulement cavitationnel dans un injecteur diesel simple trou, Thèse doctorat de L'école de technologie supérieure MONTRÉAL., Soutenue : 2014,
- [44] Weixing Yuan, Jürgen Sauer, Günter H. Schnerr , Modeling and computation of unsteady cavitation flows in injection nozzles, *University of Karlsruhe (TH), Kaiserstr. 12, D-76128 Karlsruhe, Germany* (Received 30 April 2001; accepted 1 June 2001).
- [45] Muriel Regard : Contribution à l'étude des mouvements d'air dans le bâtiment à l'aide d'un code de champ : application à la ventilation naturelle d'un local par une ou deux grandes ouvertures, l'institut national des sciences appliquées de Lyon, France, 1996.
- [46] Guestal Mabrouk : Modélisation de la convection naturelle laminaire dans une enceinte avec un paroi chauffé partiellement, Thèse de Magistère, Université Constantine, 2010.
- [47] M.CHAOUR: Interaction des structures tourbillonnaires avec la couche limite dans une cavité différentielle ment chauffée, Thèse de Magistère, Université Constantine, 2010.