



HAL
open science

Analyse de l'entraînement d'air induit par le développement instationnaire d'un spray conique creux

Brice Prosperi

► **To cite this version:**

Brice Prosperi. Analyse de l'entraînement d'air induit par le développement instationnaire d'un spray conique creux. Energie électrique. Institut National Polytechnique (Toulouse), 2008. Français. <NNT : 2008INPT018H>. <tel-04529007>

HAL Id: tel-04529007

<https://hal.science/tel-04529007v1>

Submitted on 2 Apr 2024

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire HAL, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.



HAL Authorization



THÈSE

En vue de l'obtention du

DOCTORAT DE L'UNIVERSITÉ DE TOULOUSE

Délivré par *L'Institut National Polytechnique de Toulouse*
Discipline ou spécialité : *Energétique et Transferts*

Présentée et soutenue par *Brice PROSPERI*
Le 30 mai 2008 à Toulouse, France

Titre : *Analyse de l'entraînement d'air induit par le développement instationnaire d'un spray conique creux.
Application à l'injection directe essence.*

JURY

G. Lavergne, ISAE Toulouse (Président du jury)
R. Bazile, IMF Toulouse
J. Helie, Continental Corporation
C. Mounaïm-Rousselle, Université d'Orléans
J. Cousin, CORIA Rouen
J. Borée, ENSMA Poitiers
I. Danaila, JLL Paris 6
P. Guibert, IJLRA Paris 6

Ecole doctorale : *Mécanique, Energétique, Génie civil, Procédés*
Unité de recherche : *Institut de Mécanique des Fluides de Toulouse, UMR5502*

Directeur(s) de Thèse : *R. Bazile*

Rapporteurs : *C. Mounaïm-Rousselle et J. Cousin*

THESE

Présenté pour obtenir le titre de

DOCTEUR DE L'INSTITUT NATIONAL POLYTECHNIQUE DE TOULOUSE

Spécialité: ENERGETIQUE ET TRANSFERTS

Par

Brice PROSPERI

**ANALYSE DE L'ENTRAINEMENT D'AIR
INDUIT PAR LE DEVELOPPEMENT INSTATIONNAIRE
D'UN SPRAY CONIQUE CREUX.
APPLICATION A L'INJECTION DIRECTE ESSENCE.**

Soutenue le 30 mai 2008 devant le jury composé de :

Mme	C. MOUNAIM-ROUSSELLE	Rapporteur, Université d'Orléans
MM.	R. BAZILE	Directeur, IMF Toulouse
	J. HELIE	Codirecteur, Continental Corporation
	J. COUSIN	Rapporteur, CORIA Rouen
	G. LAVERGNE	Président, ENSAE Toulouse
	J. BOREE	Membre, ENSMA Poitiers
	I. DANAILA	Membre, JLL Paris 6
	P. GUIBERT	Membre, IJLRA Paris 6
	E. SAMSON	Invité, PSA Vélizy

N° Ordre : 2614

REMERCIEMENTS

Tout d'abord et particulièrement à Guillaume Delay, initiateur de l'étude sur les sprays IDE2, qui m'a légué dans de très bonnes conditions la continuité de son travail...

Ensuite, à Jérôme et Rudy, mes encadrants de thèse, pour la confiance qu'ils m'ont accordés et pour toutes les discussions scientifiques...

Mais aussi, et surtout, à la famille (mère, père et soeurs...), aux amis (Estaciens, Toubab et Doctoriants...) et aux collègues de bureau (IMFT et SVDO), pour leur soutien pendant ces trois années de recherche au combien formateur...

Et enfin à Cédrine...

RESUME

Les travaux présentés s'inscrivent dans l'étude générale de la mise au point des moteurs à injection directe essence de deuxième génération. Ces moteurs présentent un gain potentiel de réduction de la consommation de carburant dans un fonctionnement en mode de combustion en mélange pauvre et stratifié. Pour accroître le gain, l'application de ce mode de fonctionnement doit être étendue des bas régimes et faibles charges du moteur jusqu'aux régimes intermédiaires et charges partielles.

La technologie d'injecteur à actuateur piézo-électrique permet de contrôler précisément la quantité de carburant injecté sur toute la plage d'utilisation du moteur mais aussi de stratifier le mélange. A l'intérieur de la chambre de combustion, le spray issu d'une pulvérisation spécifique à l'injecteur est convecté, en direction du point d'allumage, par le brassage qu'il induit avec le gaz environnant. La connaissance des propriétés de propagation du mélange dans la chambre est nécessaire pour déterminer le délai optimum entre les temps d'injection et d'allumage.

Les simulations numériques actuelles prédisent mal la propagation du mélange en fonction de condition d'injection. La modélisation du spray doit être améliorée puis validée par une comparaison avec des expériences modèles. Dans ce cadre, la technique de vélocimétrie par images de particules fluorescentes permet d'étudier l'écoulement d'air autour voire à l'intérieur du spray. Cette technique de mesure adaptée aux écoulements diphasiques denses est utilisée pour quantifier les échanges de quantité de mouvement entre phases.

La première partie de ces travaux concerne l'analyse des effets stationnaires de l'écoulement du gaz. L'étude de l'influence des paramètres d'injection mène à l'établissement d'une loi d'entraînement le long de la frontière du spray. La deuxième partie présente la méthodologie développée pour traiter les effets instationnaires et les analyses de cas d'injection de courte durée.

Les résultats montrent que la conséquence des interactions entre le gaz et le liquide est la formation de deux recirculations diphasiques, à l'extérieur et à l'intérieur du spray. Ces structures régissent les vitesses de propagation et de stratification du mélange. Pour amener à une meilleure compréhension de la dynamique du mélange, les mécanismes d'entraînement d'air sont étudiés pour un cas d'injection haute pression. L'influence des paramètres d'injection est ensuite étudiée dans le but applicatif relatif au choix de la stratégie d'introduction du liquide.

Mots clefs:

Injection directe d'essence

Injecteur piézo-électrique

Spray à nappe diphasique dense conique creuse

PIV sur traceurs fluorescents

Entraînement d'air

Recirculation diphasique

ABSTRACT

Due to the necessary reduction of pollutants emission, automotive manufacturers have to product more efficient and cleaner engine. First homogeneous then stratified gasoline direct injection (GDI) strategies were proposed to improve fuel saving for engines by mean of a better combustion. Indeed, an efficient way of operating a gasoline internal combustion at part load is to burn the fuel in an overall air excess.

The aim of this work is to study the air entrainment process induced by a GDI dense hollow-cone spray. This spray allows charge stratification thanks to a specific design of the injector. The spray cloud goes through the ignition point while mixing with the surrounding gas. Therefore, injection conditions, spray characteristics and aerodynamics have to be optimized to control the mixture formation. Particularly, the mixing rate of the vaporized fuel with the ambient fluid and consequently the control of the combustion process are directly linked to the rate of gas entrainment.

Nowadays, numerical simulations cannot be used as a predictive tool for the mixture dynamics. Spray modeling has, first, to be improved and, then, to be validated with experiments. Fluorescent particles images velocimetry is an optical technique that allows studying gas flow around the spray. This technique is used to quantify the momentum exchange between phases as it's well adapted to dense two-phase flows.

The first part of the study deals with the analysis of steady effect on gas flow induced by the spray. The study of injection parameters influence leads to the establishment of an entrainment law along the spray edge. The second part presents the methodology that has been developped in order to treat unsteady effects and the temporal analysis of short-injection-duration cases.

Several analysis shows that gas and drops interactions generate two main vortices, inside and outside the spray. These structures control the propagation and the stratification of the gas and fuel mixture. In order to bring the mixture dynamics into a better understanding, air entrainment mechanisms are studied with injection parameters influence tests that have been performed on the spray development of short injection-duration.

Keywords:

Gasoline direct injection engine

Hollow-cone dense spray

Air entrainment

Piezo-electric injector

Fluorescent PIV

Two-phases recirculation

LISTE DES SYMBOLES

c	constante
d, D	diamètre
D_H	diamètre hydraulique
e_n	épaisseur de nappe
E_{lift}	énergie d'activation de levée d'aiguille
F	fréquence
K_e	Coefficient d'entraînement
L	longueur
m	masse
\dot{m}_e	débit massique cumulé de gaz entraîné
P_c	contre pression
P_{inj}	pression d'injection
P_z	Longueur de pénétration
R	distance radiale
s	distance curviligne
t	temps
t_{aso}	temps après le début de l'injection
t_{inj}	durée d'injection
t_{pw}	temps de commande
S	Surface
u, v, U, V	vitesse
Z	distance axiale

Lettres grecques

Φ	Flux
Γ	Circulation
Δ	Différence
τ	taux de mélange
β	coefficient

ψ	ligne de courant
φ	ligne potentiel
γ	indicateur de recirculation
μ	viscosité dynamique
ρ	masse volumique
λ	longueur d'onde
θ_j	angle d'ouverture de la nappe diphasique
θ_s	angle de cône du spray

Indices et abréviations

0	initial
e	entraîné
g	gaz
j	jet
l	liquide
n	perpendiculaire / normal
s	spray
t	parallèle / tangentiel
p	particule
dec	décalage
inj	injection
ref	référence
CF4	tétra-fluorométhane
EL	latérale (zone d'entraînement)
FPIV	Vélocimétrie par Images de Particules fluorescentes
NS	zone non-stationnaire
PW	commande (pulse width)
QS	quasi-stationnaire (zone d'entraînement)
RMN	résidus médian normalisé
RSB	rapport signal sur bruit

Table des matières

1.	CONTEXTE GENERAL.....	10
1.1.	Contexte environnemental.....	10
1.1.1.	Véhicule propre et économe.....	10
1.1.2.	Pollution et réglementation.....	10
1.2.	Enjeux techniques et scientifiques.....	12
1.2.1.	L'injection directe essence (IDE).....	12
1.2.2.	Les sprays.....	15
1.3.	L'entraînement d'air induit par un spray.....	16
1.3.1.	Motivation.....	16
1.3.2.	Revue bibliographique.....	17
1.4.	Présentation du mémoire.....	21
2.	ETUDE PAR PIV DE L'ENTRAINEMENT D'AIR INDUIT PAR UN SPRAY 24	
2.1.	Banc d'injection directe essence à haute pression.....	24
2.1.1.	Caractéristiques du système hydraulique.....	24
2.1.1.1.	Principe de fonctionnement du banc.....	24
2.1.1.2.	Amélioration et contrôle du dispositif.....	26
2.1.1.3.	Injecteur piézoélectrique.....	30
2.1.1.4.	Paramètres d'injection.....	31
2.1.2.	Caractérisation du système d'injection.....	34
2.1.2.1.	Méthodologie.....	34
2.1.2.2.	Détermination de la pénétration liquide.....	34
2.1.2.3.	Mesures granulométriques.....	34
2.1.2.4.	Mesure du débit liquide.....	36
2.2.	Technique de mesure laser FPIV.....	38
2.2.1.	Vélocimétrie par image de particules fluorescentes.....	38
2.2.1.1.	Principe et description du dispositif existant.....	38
2.2.1.2.	Amélioration de la technique FPIV.....	40
2.2.2.	Traitement des données.....	41
2.2.2.1.	Image FPIV.....	41
2.2.2.2.	Post-traitement des champs instantanés.....	43
2.2.2.3.	Moyenne d'ensemble.....	50

2.2.3.	Validation des mesures.....	52
2.2.3.1.	La convergence statistique.....	52
2.2.3.2.	L'équation de continuité.....	53
3.	ANALYSE DE L'ENTRAÎNEMENT D'AIR DANS LA ZONE QUASI-STATIONNAIRE	54
3.1.	Zone d'entraînement en amont de la recirculation.....	54
3.1.1.	Définition de la zone d'entraînement latérale	54
3.1.2.	Écoulement à l'intérieur du spray	58
3.1.3.	Méthodologie (zone d'entraînement latérale)	60
3.2.	Influence des conditions d'injection.....	67
3.2.1.	Densité ambiante (contre pression)	67
3.2.2.	Pression d'injection.....	70
3.2.3.	Levée d'aiguille.....	73
3.3.	Modélisation de l'entraînement de gaz	76
3.3.1.	Comparaison avec un modèle intégral.....	76
3.3.1.1.	Loi d'évolution de la vitesse normale.....	76
3.3.1.2.	Dépendance aux paramètres d'injection.....	78
3.3.2.	Modèle semi-empirique pour les sprays coniques creux	80
3.4.	Conclusions	83
4.	ANALYSE DE L'ENTRAÎNEMENT D'AIR EN REGIME INSTATIONNAIRE	85
4.1.	Structure de l'écoulement induit par un spray conique creux.....	85
4.1.1.	Description schématique	85
4.1.2.	Écoulement à l'intérieur du spray	89
4.2.	Méthodologie (iso-contour).....	92
4.3.	Application de la méthodologie	99
4.3.1.	Analyse du cas de référence	99
4.3.2.	Analyse du cas obtenu en conditions FPIV favorables.....	105
4.4.	Conclusions	108

5.	APPLICATION MOTEUR : INJECTION À ISO-MASSE DE LIQUIDE INJECTÉ.....	111
5.1.	Injection simple.....	112
5.1.1.	Niveau de levée	112
5.1.2.	Pression d'injection.....	115
5.1.3.	Contre pression.....	118
5.2.	Injection double (répartition de la masse).....	120
5.3.	Conclusions	124
6.	CONCLUSIONS GÉNÉRALES ET PERSPECTIVES	126
6.1.	Conclusions générales	126
6.2.	Perspectives.....	130
7.	ANNEXES	133
7.1.	Nomenclature retenue pour définir un point d'étude suivant les paramètres d'injections	133
7.2.	Chronogramme de synchronisation du dispositif PIV en configuration de l'étude de l'injection directe essence.....	134
7.3.	Post traitement des images FPIV	135
7.4.	Test de dépendance vis à vis du choix de la distance à l'interface.....	137
7.5.	Résultats de l'étude iso-masse pour l'iso-contour 0 (à l'interface)	139
7.6.	Modélisation numérique du spray sous FIRE.....	140
7.7.	Etude numérique de l'entraînement d'air induit par un spray conique creux	144
7.8.	Paramètres de configuration des simulations numériques sous FIRE.....	154
8.	LISTES DES FIGURES.....	157
9.	BIBLIOGRAPHIE	163

1. CONTEXTE GENERAL

1.1. Contexte environnemental

1.1.1. Véhicule propre et économe

Les véhicules sont omniprésents dans notre société et sont responsables d'impacts majeurs sur notre environnement par une large contribution à l'émission des gaz à effet de serre ou des polluants atmosphériques. Il est maintenant admis que ces émissions sont à l'origine du changement climatique ou encore de phénomènes préoccupants au plan sanitaire.

En 2001, les transports routiers étaient responsables de 24% des émissions de gaz à effets de serre, de 50% des émissions d'oxydes d'azote et de 25% des émissions de particules fines. Au fil du temps, les véhicules sont devenus plus propres, plus performants et plus sûrs, mais, leur nombre est en constante augmentation ainsi que leur usage. Afin de lutter contre le réchauffement climatique, le nombre croissant de véhicules doit être compensé par une réduction continue des émissions polluantes, à hauteur de 3% par an (Source-Gouvernement 2003).

Conscient des améliorations possibles en termes de diminution de la pollution engendrée par l'Automobile, les pouvoirs publics ont lancé différents plans d'action comme par exemple le plan "véhicules propres et économes en énergie" (VPE). Ce plan a été conçu en partenariat avec les constructeurs français et s'inscrit dans la stratégie nationale de développement durable ou encore dans le Programme de Recherche et d'Innovation dans les Transports Terrestres (PREDIT). Le plan VPE consiste en un support financier dédié à la recherche et au développement pour accélérer le lancement commercial de véhicules moins consommateurs de carburant et donc moins polluants. Dans le cas présent, le sujet concerne l'amélioration des moteurs thermiques et nécessite donc une meilleure compréhension des phénomènes liés à la combustion.

1.1.2. Pollution et réglementation

L'analyse du bilan chimique des réactions de la combustion permet de comprendre d'où proviennent les polluants. D'un point de vue simplifié, lorsque le carburant (essence) et le comburant (air) réagissent, des produits de la réaction sont formés et de l'énergie est libérée.

Pour une combustion parfaite, les produits de la réaction sont du dioxyde de carbone (CO_2), de l'eau (H_2O), du dioxygène (O_2) et de l'azote (N_2). Alors que l'azote et l'eau sont globalement neutres pour l'environnement, des réactions annexes, se produisant à la suite les

unes des autres, sont à l'origine des particules en molécules polluantes présentes dans les gaz d'échappement (Springer G.S 1973; Poinso 1996; Zhao 1999; Sandquist 2000; Zhao 2002).

Lorsque la qualité du mélange est médiocre, la réaction de combustion est incomplète (Poinso 1996; Riviere 1998; Hélie 2001). Une partie des hydrocarbures (HC) n'est pas brûlée et se retrouve dans les gaz d'échappement. C'est notamment pendant les phases de démarrage du moteur (à froid) ou de transition de régime, que l'air et le carburant sont mal mélangés. Lorsque le mélange est riche, la quantité de O₂ est insuffisante pour achever la transformation du monoxyde de carbone (CO) en CO₂ et la teneur en CO augmente. Même si il peut être post-oxydé, le CO est non seulement toxique pour l'homme, mais, il se dégrade et augmente les niveaux d'ozone et de méthane. Quant au monoxyde d'azote NO, sa production augmente lorsque le mélange est pauvre ou lorsque la température est élevée. Le NO est oxydé et produit, lors de son refroidissement, du dioxyde d'azote (NO₂) qui réagit avec les hydrocarbures (HC) non-brûlés. Cette réaction se déclenche sous l'action de rayons ultra-violet et génère une augmentation du niveau d'ozone.

Avec les engagements sur le protocole de Kyoto, une réglementation a été mise en place à travers des normes européennes pour contrôler les quantités émises de CO, de HC, d'oxyde d'azote (NOx) ou encore de particules solides. Ces normes évoluent à échéances régulières et sont de plus en plus sévères (Table 1). La norme Euro V, qui entre en vigueur en 2009, impose une réduction de 15% des émissions de NOx pour les véhicules équipés de moteur à essence et des réductions de 80% et 20% pour les émissions de particules solides et de NOx pour les véhicules Diesel (non présenté). Il est à noter qu'une norme Euro VI est d'ores et déjà en préparation pour l'horizon 2014.

Table 1: Evolution des normes européennes concernant les émissions polluantes des moteurs à essence (source : journal officiel de l'Union Européenne, 2007).

	Monoxyde de carbone (g/km)	Hydrocarbures (g/km)	Oxydes d'azote (g/km)	Particules solides (g/km)	Teneur en soufre
EURO I (1993)	2,72 (4,05) ⁽¹⁾	0,97		-	0,05
EURO II (1996)	2,20 (3,38) ⁽¹⁾	0,5		-	0,05
EURO III (2000)	2,3	0,2	0,15	-	0,015
EURO IV (2005)	1	0,1	0,08	-	0,005
EURO V (2009)	1	0,1	0,068	0,005 ⁽²⁾	0,002

(¹) Les conditions de mesures ayant changées à partir de la norme Euro III, les valeurs entre parenthèses ont été obtenues par extrapolation et permettent d'observer les niveaux d'exigence des nouvelles normes

(²) Les normes sur la masse des particules s'appliquent uniquement aux véhicules équipés de moteur à injection directe

La réduction d'émissions de CO₂ des véhicules est étroitement liée à la diminution de la consommation en carburant. Un moteur à haut rendement est non seulement avantageux écologiquement mais représente un attrait économique important pour les utilisateurs en raison du coût du pétrole. De fait, l'amélioration du rendement des moteurs est devenue une des priorités dans la stratégie de développement des constructeurs et des équipementiers automobile, qui doivent trouver le compromis entre consommation réduite et émissions polluantes.

1.2. Enjeux techniques et scientifiques

La technologie automobile s'est complexifiée depuis l'arrivée de l'électronique. Des stratégies de contrôle moteur (utilisant de nombreux capteurs) ont pu être mises en place. Une de ces stratégies consiste à piloter l'injection de carburant pour l'optimisation de la combustion. Pour cela, les phénomènes physiques ayant lieu dans la chambre de combustion doivent être mieux compris.

1.2.1. L'injection directe essence (IDE)

Principe de fonctionnement

La plupart des véhicules sont encore équipés de moteur à essence dits à injection indirecte, c'est-à-dire que la formation du mélange entre les gaz frais et le carburant débute dans la tubulure d'admission avant son entrée dans la chambre de combustion. Parmi les véhicules récents, une part de plus en plus grande de modèles est dotée de la technologie à injection directe. Le carburant est injecté directement dans la chambre de combustion où le mélange s'effectue dans le court temps restant avant l'allumage. Grâce aux pressions d'injection élevées, les temps d'injection et d'évaporation du carburant sont courts et sont compatibles avec les rythmes imposés par le cycle du moteur à quatre temps.

Mode de fonctionnement des moteurs IDE

En fonction du régime moteur et de la charge motrice à fournir, deux modes de mélange air-essence pour la combustion sont alors possibles :

- « homogène », l'injection se fait au cours de la phase d'admission et conduit à l'obtention d'un mélange homogène entre les gaz frais et le carburant (Figure 1-a).
- « **stratifié** », l'injection est réalisée à la fin de la phase de compression et conduit à l'obtention d'un noyau de mélange inflammable à proximité de la bougie (Figure 1-b) alors que le mélange global dans la chambre reste pauvre.



Figure 1: Comparaison des modes de combustion des moteurs à injection directe.

a) mode homogène, b) mode stratifié.

L'utilisation d'un mélange pauvre pose des difficultés d'allumage. En effet, le mélange air-essence s'allume correctement à condition que la richesse locale soit comprise entre 0,7 et 1,2. En dehors de ces limites, la combustion n'est pas initiée. En revanche, en présence d'un front de flamme, un mélange à richesse pauvre jusqu'à 0,5 peut être brûlé. Pour un mélange globalement pauvre et une charge stratifiée, le problème est donc de convecter, à proximité de la bougie, le noyau de mélange vaporisé de manière à initier la combustion avec l'étincelle. Le front de flamme se propage ensuite dans le reste de la chambre de combustion.

Pour garantir des gains de consommations significatifs jusqu'à 20% (Schwarz 2006), le moteur doit fonctionner en mode **stratifié** entre le régime de ralenti (i.e. 1000 tr/min et faible charge) et jusqu'à mi-régime (3500 tr/min et demi-charge). Au delà de ces conditions, le fonctionnement moteur bascule sur un mode **homogène** qui permet d'assurer les performances maximales (couple et puissance).

Problématiques

Pour amener le noyau de carburant vapeur à la bougie et tirer ainsi avantage de l'injection directe, différentes solutions technologiques ont été proposées.

Les premières solutions se sont orientées vers l'architecture de la chambre de combustion. La géométrie du piston est dessinée avec un bol excentré pour conduire le mélange vers la bougie (Figure 2-a). Cette solution dit à **jet dévié** ("wall guided") fut choisie pour les premières générations de moteur IDE mais n'est pas complètement favorable. Une partie du carburant impacte le piston et forme alors un film liquide. Lors des démarrages à froid, une quantité inacceptable de HC est produite.

Une solution assez proche est celle à jet guidé par l'écoulement "aerodynamical guided", de type tumble et qui présente des problèmes de reproductibilité cycle à cycle.

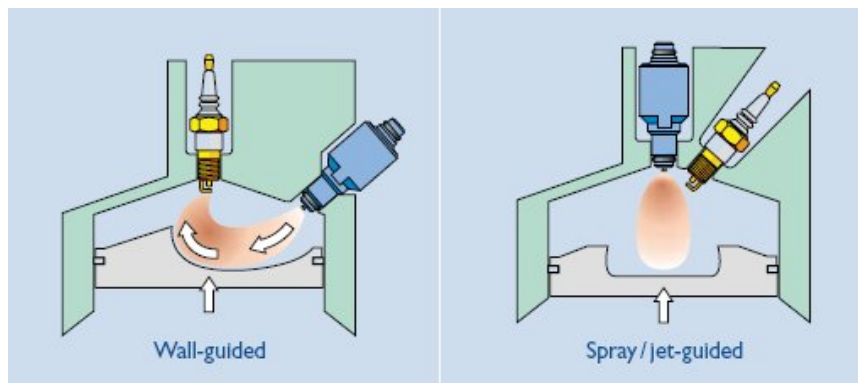


Figure 2: Implantation de l'injecteur dans la chambre de combustion. a) Configuration jet dévié ("wall guided"), b) Configuration jet auto guidé (spray-guided).

La deuxième génération IDE est orientée vers la solution **d'autoguidage du spray** ("spray guided") de manière à limiter l'interaction entre le liquide et les parois de la chambre mais également entre la flamme et les parois. Le principe de cette solution consiste à une propagation naturelle du mélange vers le point d'allumage (Figure 2-b). L'injecteur est positionné au centre de la chambre en position verticale et la bougie est placée à proximité de l'injecteur. Le liquide est injecté sous la forme de gouttes très fines qui interagissent avec l'air environnant pour former, une fois évaporées, un mélange riche localement. L'allumage est réalisé dans cette zone du mélange riche et le front de flamme se propage alors radialement du centre de la chambre vers les parois.

Outre les contraintes technologiques, la solution "spray-guided" est confrontée aux problèmes de ratés d'allumage. Le raté d'allumage est la conséquence d'une mauvaise préparation du mélange stratifié pour que la combustion s'effectue normalement. Ces ratés d'allumage peuvent être de plusieurs natures. Dans le cas d'une injection tardive, le spray atteint la bougie encore sous forme liquide et la combustion n'est pas correcte. Dans le cas d'une injection précoce, le noyau de mélange est trop pauvre et l'allumage n'a pas lieu ou est très long.

Pour éviter ces problèmes et augmenter la robustesse de la solution autoguidée, le jet doit être:

- 1-reproductible,
- 2-peu sensible à l'aérodynamique interne du moteur,
- 3-rapidement vaporisable.

Il est donc indispensable de comprendre les mécanismes d'entraînement et l'influence des conditions d'injection qui régissent le développement du spray.

1.2.2. Les sprays

Trois types d'injecteurs sont en concurrence pour la nouvelle génération d'injection directe essence:

- l'injecteur à swirl,
- l'injecteur multi-trous,
- l'injecteur à nappe.

Les injecteurs à swirl et multi-trous sont des actionneurs de type solénoïdes (bobine électromagnétique) alors que l'injecteur à nappe est activé par un élément piézo-électrique. Ces injecteurs génèrent des sprays différents (Figure 3) dont les formes dépendent des géométries internes et des conditions ambiantes.



Figure 3: Morphologie des sprays essence à pression atmosphérique (Wigley 2006).

a) Swirl, b) Multi-trous, c) Nappe.

L'injecteur à swirl a été produit en série pour les moteurs IDE de première génération et fonctionne actuellement jusqu'à des pressions de 120 bars (Soulas 2002; Nuglisch 2005). Cet atomiseur génère un spray conique creux qui se resserre lorsque la densité ambiante augmente. Ce changement de forme du spray ne permet pas son utilisation sur les moteurs IDE de 2^{ème} génération (jet autoguidé).

L'injecteur multi-trous produit un jet conique plein par trou (Wigley 2006) et se rapproche du type d'injecteur utilisé dans les moteurs Diesel. Suivant la configuration et le positionnement individuel de chaque trou, les interactions entre jets diffèrent et modulent la forme du spray.

Bien que ces interactions soient mal connues, la forme générale du spray varie peu avec la densité ambiante.

Les injecteurs à nappe génèrent un spray conique creux constitué d'une multitude de micro jets. L'aiguille de l'injecteur est actionnée par un composant piézo-électrique qui autorise des temps de réponse courts ($\sim 150 \mu\text{s}$, contre $300 \mu\text{s}$ pour les solénoïdes actuellement). Ce type de spray ne présente pas de resserrement de l'angle de cône sous l'effet de la contre pression ou de la pression d'injection, contrairement à son homologue Swirl. Le fonctionnement à hautes pressions d'injection (~ 200 bars) est possible et présente des avantages qui seront décrits dans ce manuscrit. S'agissant de l'injecteur utilisé, les descriptions de l'injecteur et du spray sont détaillées dans les chapitres suivants.

1.3. L'entraînement d'air induit par un spray

1.3.1. Motivation

Les sprays à haute pression d'injection entrent dans la thématique de recherche des écoulements diphasiques denses. Pour ce type d'écoulement, la fraction volumique de liquide est élevée ($>10^{-2}$) et l'espacement moyen entre les particules liquides est relativement faible (<10) en comparaison à leur diamètre. En raison de la très forte concentration de liquide, les méthodes de mesures telles que la granulométrie-vélocimétrie par effet Doppler (PDPA) ou la vélocimétrie par images de particules (PIV) restent difficilement applicables et l'intensité des interactions entre la phase liquide et la phase gazeuse ne peut alors pas être quantifiée directement. Une solution alternative consiste à mesurer le champ de vitesse du gaz à l'extérieur du spray et à étudier le processus d'entraînement d'air dans l'objectif de caractériser, de manière indirecte, la phase liquide.

Les simulations numériques permettent d'accéder simultanément à la vitesse du liquide et du gaz et sont un moyen d'étudier les échanges entre phases. D'ailleurs, dans la littérature, les travaux sur les sprays denses relèvent principalement d'étude numérique. Cependant, les simulations numériques utilisées pour le prototypage des moteurs présentent des écarts importants avec les expériences et nécessitent, la plupart du temps, d'être étalonnées. D'un côté, les conditions aux limites et les conditions initiales sont fixées à partir des mesures qui ont pu être réalisées et qui, finalement, sont considérées comme des estimations. D'autre part, les modélisations, déjà couteuses en temps de calcul, n'ont pas une résolution suffisante et présentent des méthodes d'interpolation inadaptées dans le cas des sprays denses, où les particules liquides ne sont pas réparties de manière homogène dans la maille (cf. Annexe 7.7).

La motivation générale de l'étude consiste à améliorer la qualité des résultats des simulations numériques. Pour ce faire, des mesures de l'entraînement d'air sont nécessaires pour disposer d'un modèle pour le spray "piézo", ce modèle devant permettre la validation des simulations numériques.

1.3.2.Revue bibliographique

Etude stationnaire

Ricou et Spalding proposèrent une méthode de calcul du taux d'entraînement de gaz pour un jet circulaire turbulent à partir de la mesure d'un gradient de pression entre deux positions axiales (Ricou 1961). Le taux d'entraînement est la quantité définie par dm_e / dz , où \dot{m}_e est la masse d'air entrant dans le spray par unité de temps. Les mesures révélèrent que le taux d'entraînement tendait toujours vers une valeur constante (égale à 0.32, sous forme adimensionnée) lorsque le gaz injecté était à la même densité que le milieu environnant. Ils mirent en évidence que le taux d'entraînement dépendait de la densité du gaz et qu'ainsi des valeurs supérieures et inférieures pouvaient être atteintes via des densités inférieures et supérieures, respectivement. Par la suite, ces résultats furent vérifiées par des techniques plus précises telles que le fil chaud, la vélocimétrie laser doppler ou la PIV (Hill 1972; Donghee 2001). En raison du caractère non intrusif et d'une résolution suffisante, la méthode PIV est la méthode la plus adaptée à l'étude de l'entraînement d'air (Adrian 2005).

L'entraînement d'air induit par les jets gazeux fut revu par Rajaratnam qui a supposé des profils auto similaires de vitesse pour aboutir à des expressions analytiques. Une première région de développement de l'écoulement est identifiée par l'existence d'un cône potentiel, et est distinguée d'une seconde région où l'écoulement apparaît pleinement développé. Dans cette région, une couche limite de cisaillement se forme le long de la frontière virtuelle du jet et développe des instabilités de type Kelvin-Helmoltz. Les structures turbulentes formées entraînent le gaz environnant vers l'intérieur du jet et permettent l'expansion du jet par diffusion (Rajaratnam 1976).

Avec l'arrivée de nouvelles problématiques dans les années 1980, telles que l'injection directe essence ou Diesel, l'entraînement du gaz par un jet liquide est investigué avec pour objectif la compréhension de la préparation au mélange et, in fine, de la combustion (Skogsberg 2007). L'influence du chargement liquide d'un jet de gouttes sur l'entraînement d'air a été étudié à partir d'une expérience modèle de jet axisymétrique diphasique fortement chargé en gouttelettes (Ferrand 2001). Bien que les mécanismes d'entraînement présentent des analogies avec les jets de gaz turbulents monophasiques, des comportements différents sont mis en évidence. Le taux d'entraînement diminue avec le chargement liquide dans la

zone d'établissement située à proximité du point d'injection. Plus loin, le taux d'entraînement devient constant et le jet diphasique tend à se comporter comme un jet monophasique lourd.

Dans le cas des écoulements diphasiques, l'entraînement d'air par le jet de gouttelettes mais aussi l'entraînement des gouttelettes par l'air, i.e. la configuration inverse, sont à prendre en compte. Pour l'entraînement d'air induit par les sprays, les influences du débit liquide et de la taille des gouttes sont identifiées (Dukowicz 1980; MacGregor 1991; Ghosh 1994; Ghosh 1998; Ferrand 2001) mais restent difficiles à quantifier en raison des contraintes de mesures liées à la forte concentration du liquide. En conséquence, le spray est généralement qualifié de manière globale par la détermination de la pénétration moyenne du liquide. Le manque de données sur la phase liquide rendent les échanges de quantité de mouvement entre le gaz et le liquide délicats à estimer (Miyamoto 1996). Les modèles physiques disponibles étant limités, les simulations numériques, qui permettraient de calculer les grandeurs inaccessibles sont exploratoires (Soulas 2002). La phase liquide ne peut donc pas être étudiée directement et est caractérisée indirectement par l'analyse de l'écoulement du gaz environnant. La technique PIV est utilisée pour la mesure de l'écoulement de gaz et les analyses des résultats sont complétées via la caractérisation de la phase liquide (Wigley 2001) par d'autres diagnostics optiques telle que la vélocimétrie laser doppler (LDV) ou la fluorescence induite par laser (LIF).

Pour les applications Diesel, les analyses des champs de vitesse et d'images tomographiques ont permis d'observer la structure de l'écoulement des jets coniques pleins et ont mené à la distinction d'une zone d'entraînement turbulente. La structure est dite ramifiée ("branch-like") en raison des nombreuses structures tourbillonnaires en frontière de jet (Cao 2000; Coghe 2000) qui s'apparentent à celle des jets gazeux turbulents. Néanmoins, l'opacité du jet de liquide ne permet pas de confirmer cette similarité par des comparaisons directes, l'intégralité du champ de vitesse du gaz étant inaccessible. Autour du jet, une zone stationnaire est identifiée et correspond à une zone d'entraînement de l'air vers l'axe du jet. Dans cette zone, l'intensité du processus d'entraînement croît en fonction de la distance à l'origine de sortie. Des comparaisons du coefficient d'entraînement K_e , défini comme le taux d'entraînement normalisé (eq. 1), ont mis en évidence que le taux d'entraînement était inférieur à celui des jets monophasiques et évoluait non-linéairement avec z (Cossali 2001).

$$K_e = \frac{d\dot{m}_e}{dz} \cdot \frac{D}{\dot{m}_l} \quad \text{eq. 1}$$

Etude non stationnaire

Pour des durées d'injection courtes, les effets non stationnaires sont prépondérants et régissent la structure de l'écoulement d'air. Ces effets temporels sont identifiés (Rhim 2002) et mènent à la distinction d'une zone stationnaire (zone 1) et deux zones instationnaires (zones 2 et 3) qui se développent en front et sur le côté du spray (Figure 4-a). Dans la première zone, l'air est aspiré directement vers le jet, dans la deuxième, l'air circule le long du jet vers la zone stationnaire, enfin, dans la troisième, en front de jet, l'air est repoussé vers l'extérieur. Un anneau tourbillonnaire de tête se développe systématiquement en front de spray (Sazhin 2001), même s'il ne se détache pas et n'est pas identique aux phénomènes observés pour les jets monophasiques.

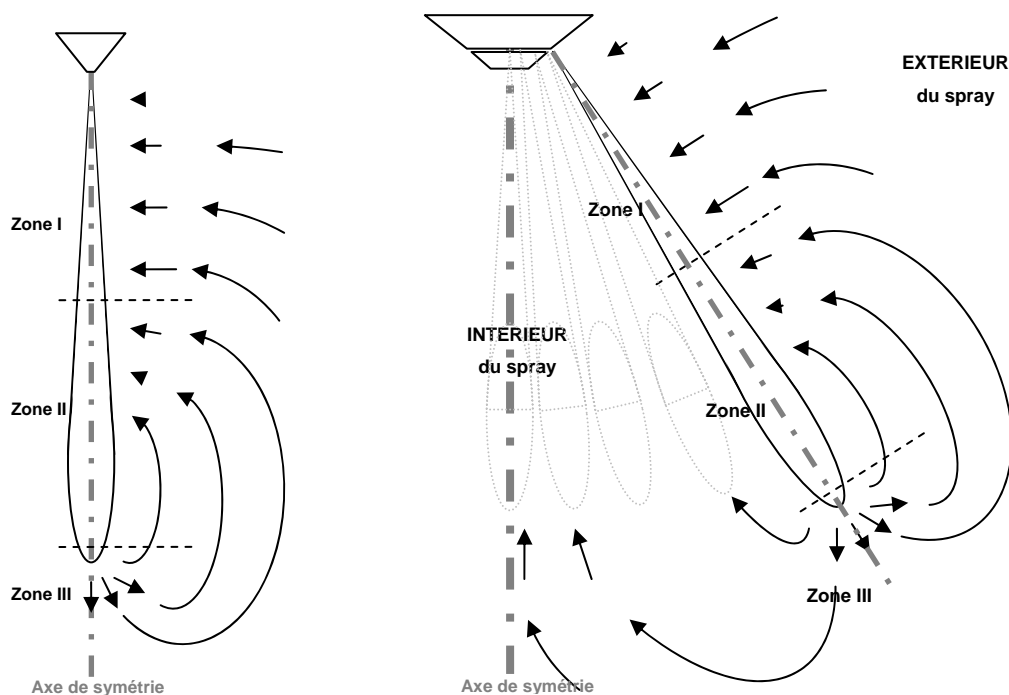


Figure 4: Lignes de courant orientées. a) Spray conique plein, b) Spray conique creux.

Visualisation des trois zones d'entraînement : I - quasi-stationnaire latérale, II – non stationnaire circulaire latérale, III – non stationnaire frontale

Le découpage en différentes zones d'entraînement est également proposé dans les cas de sprays multi jets et coniques creux (Comer 2001; Nishida 2002; Araneo 2003; Le Coz 2003) pour lesquels l'extérieur doit être différencié de l'intérieur (Figure 4 -b). Le Coz et al. (2003) montrent que l'entraînement d'air induit par ce type de spray repose sur la formation de l'anneau tourbillonnaire et l'étudiant. Le spray génère un noyau d'air et de liquide qui s'enroule et se mélange rapidement, d'une part, et qui se déplace à des vitesses faibles par rapport à celles du liquide en sortie d'injecteur. Skogsberg et al. (2005) étudient la propagation du spray dans une chambre de combustion. Les mouvements du brassage de

l'air par le retournement des structures tourbillonnaires sont observés jusqu'à la position de la bougie d'allumage (Skogsberg 2005).

Spray à nappe ("piézo")

Le processus d'entraînement d'air induit par un spray conique creux à nappe présente des similitudes à celui induit par les jets Diesel (Nauwerck 2005) ou à celui induit par les sprays essence de type Swirl. Ce processus n'est étudié que depuis le début des années 2000 avec l'arrivée de la technologie d'injecteur piézoélectrique (Delay 2005). Les images tomographiques, ombroscopiques et les mesures PIV sont utilisées pour étudier le champ de vitesse du gaz et la propagation du liquide. L'objectif est de déterminer les interactions entre le spray et l'air environnant et de valider les simulations numériques.

Seibel et al. ont proposé une méthode d'analyse de l'entraînement d'air basée sur le débit massique de gaz passant à travers une surface de contrôle (Seibel 2003). La surface de contrôle est définie à partir d'une iso surface de concentration du liquide correspondant à la frontière du spray. Le débit massique est calculé à partir de la vitesse relative entre le spray et le gaz. L'analyse des résultats montre que l'entraînement d'air est plus intense en front de spray (zone 3) qu'en amont dans les zones de recirculation (zone 2) et le long de la frontière (zone 1). Néanmoins, cette méthode est biaisée parce que la vitesse de propagation du spray est très largement supérieure à celle du gaz entraîné. D'autre part, le spray est assimilé à un cône plein et le caractère "creux" est négligé.

De Francqueville et al. ont également étudié l'entraînement d'air induit par le développement du spray "piezo" de manière expérimentale dans une enceinte pressurisée jusqu'à 3 bars (de Francqueville 2005). Le maintien de l'angle nominal ainsi que la formation systématique d'un vortex toroïdal externe sont vérifiés quelque soit la contre pression. La structure de l'écoulement de gaz est observée à partir des lignes de courant autour du spray et mène encore une fois à la distinction de trois zones d'entraînement (Figure 4 -b). L'entraînement d'air est investiguée suivant la méthode de Ricou et Spalding à travers la détermination du coefficient d'entraînement local K_e .

La zone d'analyse s'étend le long du spray entre l'injecteur et le front du spray, mais, seul l'entraînement dans la zone la plus proche de l'injecteur est pris en compte. De Francqueville et al. limitent leur étude à l'entraînement latéral en justifiant de la présence du piston en front, mais sans prendre en compte les modifications sur l'écoulement qu'aurait induite une paroi. De plus, le diamètre de l'injecteur, plutôt que le diamètre hydraulique, est utilisé pour le calcul d'un coefficient d'entraînement globale de type K_e alors qu'il s'agit d'un paramètre local. Les valeurs obtenues ne peuvent pas être confrontées avec les valeurs de K_e mesurées pour des injecteurs mono-trou de type Diesel. L'analyse des résultats indique qu'un régime

"stationnaire" est atteint à la fin de l'injection, alors que la méthode n'a pas été développée pour les phases après l'injection.

Dans la même étude, les fluctuations du champ aérodynamique sont étudiées de manière originale par la décomposition en mode propre orthogonal (POD). L'analyse POD souligne l'influence de l'injection sur le champ aérodynamique. D'après les résultats, l'injection contribue, par les mouvements du gaz à l'échelle macroscopique, à 75 % de l'apport d'énergie cinétique dans la chambre.

A ce jour, le processus de propagation du mélange, propre aux sprays haute pression, n'a pas de méthodologie d'étude bien établie. D'un côté, la zone d'entraînement latérale en amont du vortex peut être étudiée par la méthodologie classique des jets monophasiques turbulents mais les mécanismes d'entraînement diffèrent. De l'autre, les zones non stationnaires sur le côté et en front de spray n'ont pas de méthodologie d'étude alors qu'elles sont le lieu d'un entraînement particulier. Tant que les techniques basées sur l'utilisation de la fluorescence ou des rayons X permettant d'accéder simultanément aux informations sur le gaz et le liquide (Kosiwczuk 2005; Kosiwczuk 2006) ou encore à la structure interne des jets liquides denses (Wang 2006) ne seront pas élaborées, la méthodologie d'étude des jets gazeux à impulsion ne pourra pas être appliquée et adaptée. Néanmoins, les informations à l'extérieur peuvent servir à composer une méthodologie d'analyse de l'entraînement de gaz.

1.4. Présentation du mémoire

De nombreux phénomènes entrent en jeu lors des différentes phases du cycle du moteur à quatre temps. Dans le cadre de l'application à l'injection directe essence, la phase qui précède la combustion est primordiale puisque d'elle dépend les quantités de carburant consommé et de polluants émis. La concentration massique de la vapeur de carburant dans un champ aérodynamique fortement turbulent doit devenir prédictible. Pour cela, les difficultés sont nombreuses et les thématiques de recherche concernent:

- l'atomisation du cœur liquide dans la chambre de combustion,
- le **processus d'entraînement d'air dans le jet dense de gouttelettes**,
- l'évaporation des gouttelettes de carburant en conditions moteur

L'objectif général de cette étude est d'améliorer la compréhension de la propagation du **liquide atomisé** dans la chambre de combustion. Le processus d'entraînement d'air par le spray est étudié à partir des moyens disponibles à l'IMFT et représente la thématique du cœur de la thèse. Evidemment, en condition réelle moteur, le liquide est évaporé. L'évaporation étant un phénomène à part entière, le choix de travailler **en conditions non**

évaporantes (température ambiante) et à densité du milieu d'injection variable a été fait pour pouvoir étudier de manière isolée les mécanismes en jeu.

Lors des travaux de thèse de G. Delay, une méthodologie d'étude de l'entraînement d'air a été mise en place et a donné lieu à des résultats ouvrant de nombreuses perspectives. Dans la continuité de ces travaux, la présente étude a pour but de répondre aux besoins du constructeur PSA et de l'équipementier Siemens VDO Automotive (devenu Continental-Corporation en 2008) pour la mise au point de la deuxième génération de moteur IDE.

Tout d'abord, les modifications portant sur le **dispositif expérimental** pour améliorer la répétitivité du phénomène d'injection sont présentées. La technique de **vélocimétrie par images de particules** (PIV) est utilisée pour mesurer le champ de vitesse du gaz autour du spray. Ces mesures nécessitent un **traitement spécifique** en raison du caractère diphasique et dense de l'écoulement.

Deux grands axes d'étude sont dressés pour étudier l'entraînement d'air induit par le développement du spray et pour étudier l'influence des paramètres d'injection. Le premier axe consiste à analyser le processus d'entraînement en zone dite "quasi-stationnaire" et, le second, en zone instationnaire.

L'étude "quasi-stationnaire" correspond à des durées d'injection longues permettant l'analyse de la zone d'entraînement latérale située en zone proche de l'injecteur et en amont de la recirculation. Les résultats mènent à l'établissement d'une loi d'entraînement dépendant des paramètres physiques et des paramètres d'injection.

L'étude instationnaire vise à analyser les mécanismes d'entraînement d'air engendrés par le développement du spray pendant et après les phases d'injection. Une méthodologie est proposée pour analyser l'écoulement autour du spray. La méthodologie est ensuite appliquée à un cas obtenu en conditions favorables à l'application de la technique de mesure et à un cas représentatif des conditions moteurs (mais sans combustion). Ce dernier cas est pris comme référence à l'étude paramétrique réalisée par la suite.

L'influence des paramètres d'injection est analysée à partir d'une **étude à iso-masse** de liquide injecté. Les effets de la densité ambiante, de la pression d'injection et de la levée d'aiguille sont étudiés ainsi que les effets de répartition de la masse pour les doubles injections. Cette étude est réalisée dans le cadre de l'application moteur et a pour objectif d'orienter le motoriste à choisir parmi les différentes stratégies d'injection qui sont autorisées par la technologie d'injecteur piézo-électrique.

Enfin, une étude numérique ayant pour objectif de modéliser le spray avec un code de calcul de mécanique de fluide (CFD) au formalisme lagrangien pour le suivi des gouttes a été initiée au cours de la thèse. Une évocation de cet aspect numérique est présentée dans les conclusions générales et perspectives de l'étude.

2. ETUDE PAR PIV DE L'ENTRAÎNEMENT D'AIR INDUIT PAR UN SPRAY

La méthodologie adoptée pour l'étude de l'entraînement d'air induit par un spray est présentée dans ce chapitre. En premier lieu, les caractéristiques du banc d'injection directe essence (IDE) sont exposées. Ensuite, la mesure de l'entraînement d'air est décrite en s'attachant particulièrement à la validation de la technique employée. Enfin, les méthodes développées dans cette étude pour le post-traitement des mesures et servant à l'analyse des résultats sont présentées.

2.1. Banc d'injection directe essence à haute pression

Le principe de fonctionnement et les améliorations apportées au dispositif avec les éléments de contrôle sont présentés dans un premier temps. Ensuite, l'injecteur piézoélectrique, composant principal, et les paramètres d'injection sont décrits.

2.1.1. Caractéristiques du système hydraulique

2.1.1.1. Principe de fonctionnement du banc

Un banc d'alimentation en carburant de type IDE de 2^{ème} génération (Figure 5) a été mis en place à l'IMFT pour étudier un spray conique creux essence à haute pression (Delay 2005).

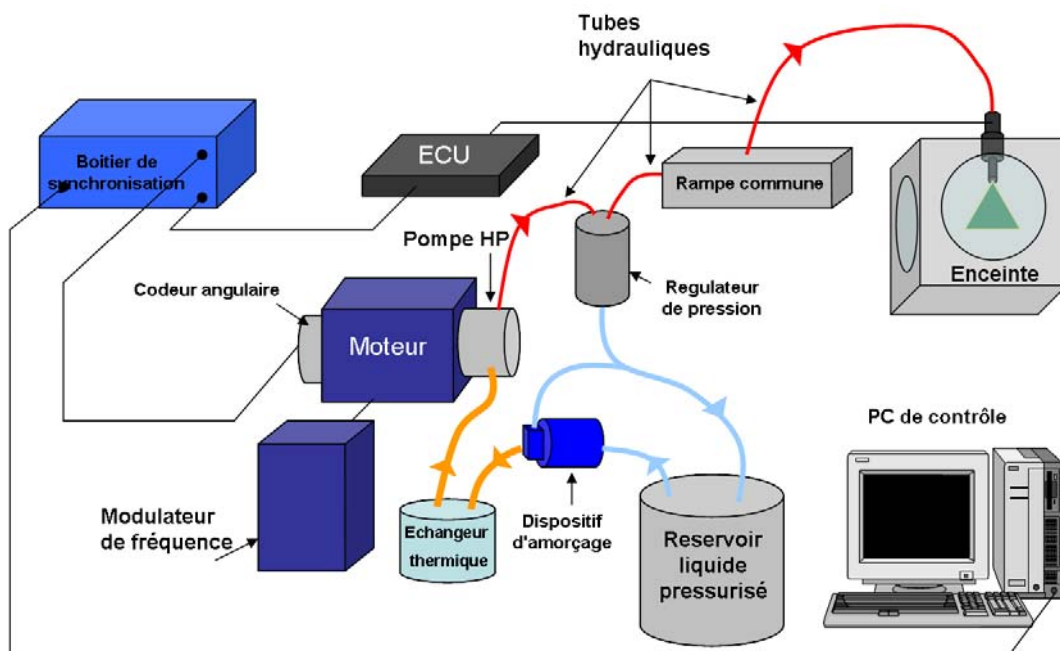


Figure 5: Banc d'injection directe essence haute pression

Un dispositif d'amorçage permet d'initier l'écoulement dans le circuit hydraulique en drainant le carburant du réservoir jusqu'à la pompe hydraulique. Le liquide est comprimé par la pompe haute pression (pompe HP) entraînée par un moteur asynchrone. Le carburant est ensuite

acheminé vers l'injecteur à travers des tubes hydrauliques dimensionnés pour un fonctionnement à 200 bars. Il s'agit de tubes rigides en inox de 4 mm d'épaisseur et 2 mm de diamètre interne.

La pompe HP à 3-pistons (Figure 6) génère un écoulement pulsé qui se traduit par des variations de pression de plusieurs dizaines de bars dans le circuit. L'amplitude de ces oscillations est réduite par le biais d'une rampe commune qui joue le rôle d'un amortisseur hydraulique et qui permet de lisser les fluctuations de pression.



Figure 6: Pompe hydraulique 3-pistons haute pression 200bars (Siemens VDO)

La pression dans le circuit est contrôlée, en aval de la pompe HP, par un régulateur électromagnétique (Thomas Magnet). Il s'agit d'une vanne à clapet anti-retour commandée en intensité de courant. Lorsque la force de pression est supérieure à la force électromagnétique de consigne, la vanne s'ouvre et permet au surplus de carburant de retourner vers le réservoir. Le système fonctionnant en boucle fermée, la température doit être régulée. La bobine électromagnétique génère des pertes thermiques résistives et, le régulateur de pression est le siège d'un échauffement du carburant. La température du liquide doit être maintenue constante pour assurer la stabilité thermique du banc pendant le temps des mesures (jusqu'à 2heures en fonctionnement continu).

Les injections sont réalisées dans une enceinte de visualisation, reliée à un réseau de gaz comprimé bridé à la pression maximale admissible de la bombe, soit 12 bars. Un gaz 3 fois plus dense que l'air, le tétra-fluorométhane (CF₄), est utilisé pour simuler des densités ambiantes supérieures à 14.4 kg/m³ (soit une contre pression de 12 bars équivalent d'air).

L'utilisation du CF4 en tant que substitut à l'air a été validé au cours de mesures préliminaires pour étudier l'entraînement de gaz (Delay 2005; Prospéri 2007).

Un adaptateur a été usiné pour positionner l'injecteur sur l'enceinte, suivant les plans de montage. L'injecteur est axé vers le bas pour éviter les dépôts et est placé en position centrale pour maximiser l'accès optique au spray. Contrairement à une chambre de combustion, l'enceinte représente un grand volume (environ 1,7 dm³) ce qui permet d'éviter un confinement excessif pour le spray.

2.1.1.2. Amélioration et contrôle du dispositif

Les modifications apportées au dispositif ont eu pour objectif d'accroître la répétitivité du phénomène étudié : l'injection à haute pression de carburant. Les modifications sont listées ci-après:

- Une **jauge** sur le réservoir pour contrôler le niveau de carburant
- Une **pompe externe de pré-alimentation** basse pression.
- Un **variateur de fréquence** (marque ABB type ACS 600)
- Un **codeur angulaire** (Marque Hengstler type ACURO AC58 10 bits)
- Un **échangeur thermique** réalisé à partir d'un tube inox en spirale pour réguler la température du carburant dans le circuit en dessous de 30°
- Une **rampe commune** de 250 cm³ de cylindrée (Figure 8)
- Un **injecteur piézo-électrique** (cf. § 2.1.1.3) et son **boîtier de contrôle électronique** (Electronic Contrôle Unit, ECU)

Le banc a été modifié pour pouvoir étudier l'influence des paramètres principaux du spray et accroître la précision des mesures. Les fluctuations de pression tir-à-tir sont réduites à 1%.

L'injection

Dans le cas d'un injecteur à activation piézoélectrique, l'ouverture et la fermeture de l'aiguille sont induites par la dilatation et la contraction du cœur "piézo". Le cœur piézoélectrique de l'injecteur est commandé en puissance par le calculateur (ECU). La commande d'activation de l'injecteur est un signal logique (0-5 V) tandis que la loi de puissance nécessaire pour la mise en mouvement de l'aiguille est calibrée en fonction de la charge piézo-résistive. Néanmoins, la loi de puissance peut être décomposée en cinq phases

correspondant à l'ouverture, le maintien, la fermeture et aux phases transitoires (Figure 7). Le calculateur a été adapté pour son utilisation en laboratoire et 4 commutateurs externes permettent de choisir manuellement l'un des 16 niveaux de levée de l'aiguille (2^4). Le niveau impose la puissance d'activation et la levée d'aiguille. A titre d'exemple, la position nominale (9/15) est obtenue pour une énergie d'activation de 62,52 mJ.

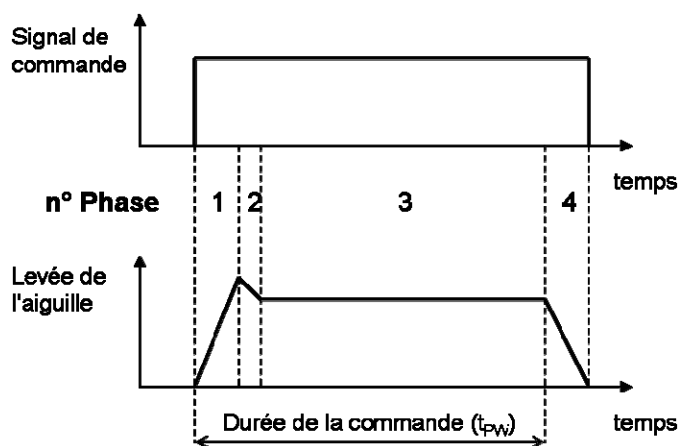


Figure 7: Illustration des différentes phases de pilotage du cœur piézoélectrique de l'injecteur.

La régulation de la pression d'injection (P_{inj})

La régulation de la pression est réalisée à partir d'un capteur de pression (Texas Instrument version 3625-HP medium pressure) calibré pour fonctionner jusqu'à une pression de 280 bars. Le capteur renvoie un signal analogique proportionnel à la pression du milieu. La pression dans le circuit haute pression est relevée par lecture sur l'écran digital d'un voltmètre et est ensuite ajustée à la valeur souhaitée par un asservissement manuel de l'intensité du courant de contrôle du régulateur.

Le capteur est positionné sur une rampe commune permettant de lisser les oscillations de pression dans le système (Figure 8). Le grand volume de la rampe (250 cm^3) permet d'atteindre théoriquement des variations relatives inférieures à 1% en fonctionnement normal (débit massique de 30g/s avec une injection de 1.50 ms) tandis que l'ancien dispositif de 40 cm^3 autorisait jusqu'à 3% de variation.

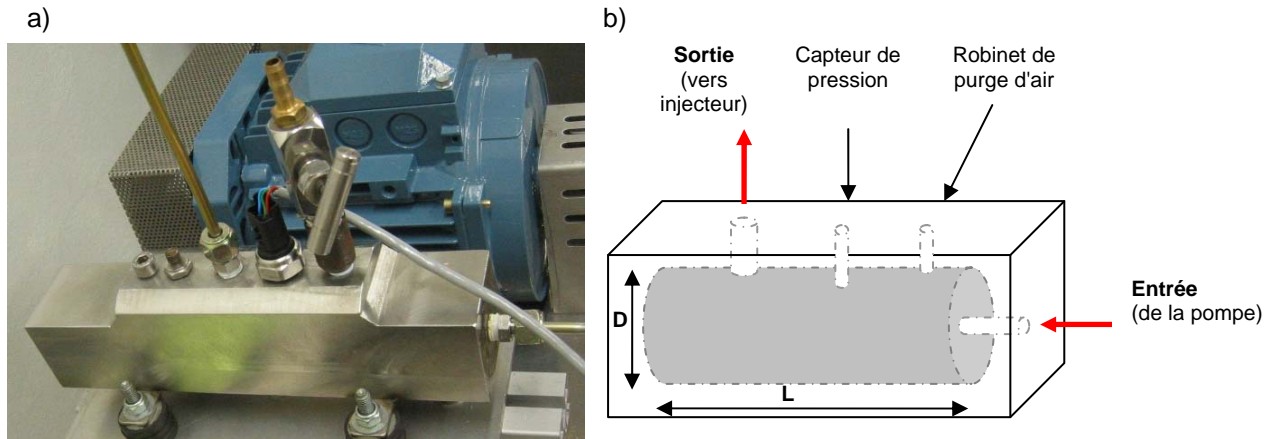


Figure 8: a- Rampe commune Siemens VDO de 250 cm³

b- Représentation schématique du volume de la rampe commune (D = 5 cm, L = 13 cm)

La fréquence d'injection (F_{inj})

Le contrôle de la fréquence d'injection est réalisé à partir du variateur de fréquence qui permet de moduler la vitesse de rotation du moteur asynchrone (ABB motor M2AA 090L2). La pompe HP est solidaire de l'arbre du moteur dont la vitesse de rotation est réglable. Cette installation confère la flexibilité nécessaire au dispositif pour la sécurité et pour la précision des mesures.

De manière à synchroniser les injections avec les mouvements cycliques de la pompe HP, un codeur angulaire (Hengstler ACURO AC58 10 bit) a été monté sur le moteur. Les injections sont toujours réalisées à la même position angulaire de la pompe et sont en phase avec les pulsations induites par les trois pistons.

Enfin, un diviseur de fréquence est utilisé pour espacer les injections les unes des autres tout en imposant une fréquence de rotation du moteur élevée (~ 20 Hz). Ce régime de rotation permet une montée en pression dans le circuit suffisamment rapide à l'égard des chutes de pression occasionnées par les injections successives.

Pendant la phase de repos, i.e. avant la série d'injections, la pression dans le circuit se stabilise progressivement autour d'une valeur de pression d'équilibre du système en fonctionnement sans injection qui est imposée par le régulateur. Pendant la phase d'injection, la pression dans le circuit diminue et se stabilise vers une valeur de pression d'équilibre du système en fonctionnement avec injection.

Pour limiter des baisses relatives de pression trop importantes et induites par des durées d'injection longues et à 200 bars (cas le plus contraignant), les injections sont espacées de 1 s pour permettre de stabiliser la pression autour de la valeur de fonctionnement sans injection (Figure 9). A la fréquence de 1 Hz, les fluctuations de pression dans le circuit sont inférieures à 1% et le phénomène étudié offre une meilleure reproductibilité.

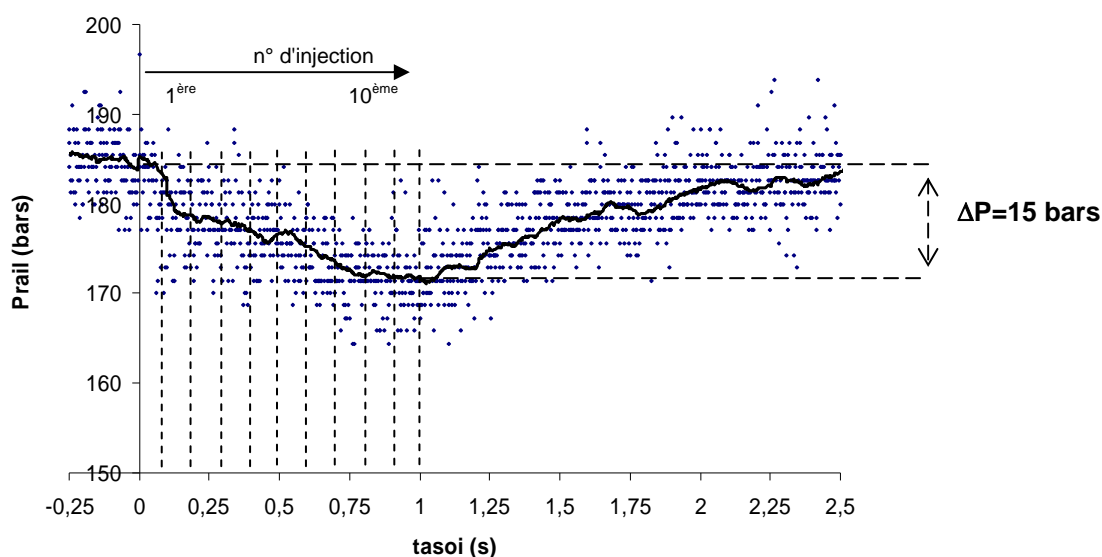


Figure 9: Evolution de la pression dans la rampe commune dans le cas de 10 injections successives. $t_{PW} = 1500 \mu s$, $P_{inj} = 185 \text{ bars}$, $Elift = 9$, $P_c = 1 \text{ bar}$.

La durée de commande d'injection (t_{PW})

Un boîtier de contrôle intégrant une carte électronique, dotée de 6 horloges internes, a été conçu par le laboratoire pour les besoins de l'étude. Ce boîtier permet de synchroniser les injections avec les appareils de mesures, d'une part, et de contrôler jusqu'à deux injections successives, d'autre part. A partir d'une interface graphique spécifique, la durée et le nombre d'injections mais également les retards par rapport aux acquisitions de mesures sont contrôlés via des signaux logiques de commande.

La contre pression (P_c) ou densité ambiante (ρ_g)

L'enceinte de visualisation est instrumentée de capteurs de pression et de température qui permettent de contrôler la densité ambiante du milieu d'injection. L'enceinte est pressurisée par un gaz (air sec, azote ou tétra-fluoro-méthane CF_4) et, la température étant fixée à $20 \pm 2^\circ$ pour toutes les expériences, la densité ρ_g est déduite simplement de la pression P_c et de la masse volumique du gaz utilisée ρ_{g0} (eq. 2).

$$\rho_g = P_c * \rho_{g0}$$

eq. 2

2.1.1.3. Injecteur piézoélectrique

Le composant principal du dispositif est un pulvérisateur essence haute pression. Il s'agit d'un injecteur Siemens VDO Automotive (Figure 10-a) qui est basé sur une technologie d'actuateur piézoélectrique pour le déplacement de l'aiguille. Cette technologie autorise de multiples injections successives en raison des temps de réponse à l'ouverture et à la fermeture très court (< 150 μ s, (Achleitner 2004)).



Figure 10: Injecteur piézo-électrique C1 sample n°130084 (Siemens VDO).

a) Vue d'ensemble, b) Buse d'injection à ouverture externe.

L'aiguille étant poussée vers l'extérieur, l'injecteur "piézo" est dit à "ouverture externe". L'analyse de la géométrie interne de la buse d'injection permet de comprendre l'origine de la nature du spray (Drouin 2004; Corbinelli 2005; Marchi 2007; Nouri 2007; Papoulias 2007). La conception du corps et de l'aiguille permet de moduler l'écoulement liquide à l'intérieur de l'injecteur. En raison du rétrécissement puis de l'élargissement de la section de passage pour le liquide, la forme est dite convergente-divergente (Figure 11). Le liquide accélère dans la partie convergente et atteint des valeurs de pression très basses au niveau du col avant de décélérer dans la partie divergente de la buse d'injection. Lorsque la valeur de la pression est inférieure à celle de la vapeur saturante, le col devient un site de nucléation pour des bulles de cavitation, qui sont advectées par l'écoulement liquide jusqu'à la sortie. L'orifice étant annulaire (Figure 10-b), une nappe liquide conique est générée (Figure 12). Elle est constituée d'une multitude de ligaments de liquide ("streaks") dont l'origine semble liée au développement d'instabilités centrifuges à l'intérieur de l'injecteur.

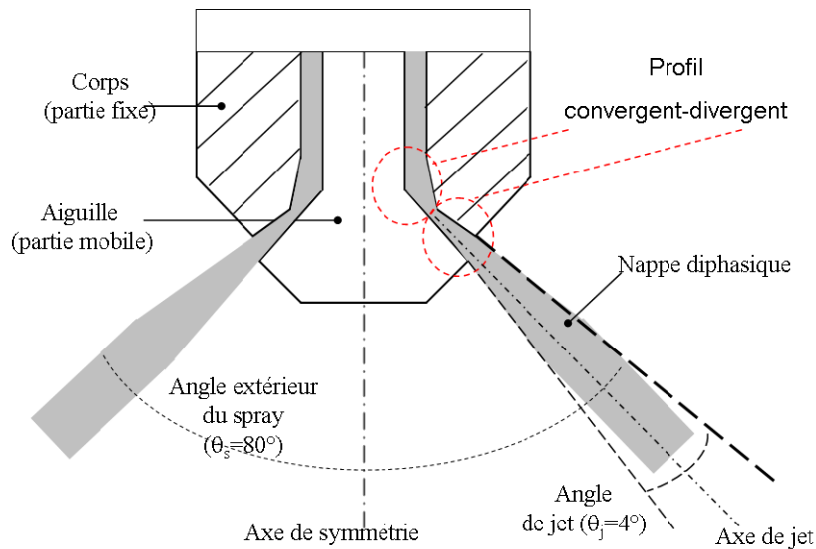


Figure 11: Coupe schématique de la buse d'injection. Conception géométrique interne de type convergent-divergent.

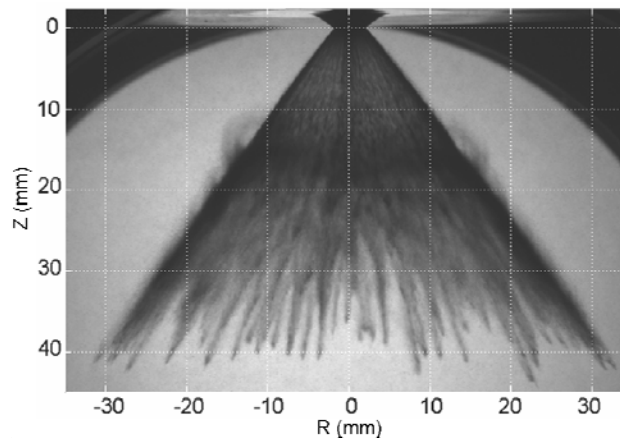


Figure 12: Image obtenue par ombroscopie du spray conique creux généré par l'injecteur piézoélectrique. Injection à 200 bars pour une levée intermédiaire (9/15) réalisée à pression atmosphérique.

2.1.1.4. Paramètres d'injection

Le banc présente une grande flexibilité et permet de se placer dans des conditions équivalentes à l'environnement moteur outre le confinement de la chambre de combustion. Les éléments de contrôle du dispositif permettent une utilisation du banc d'injection directe sur une plage d'opération relativement large (Table 2). De plus, les expériences ont été réalisées pour chaque campagne de mesures dans des conditions de température identiques, c'est-à-dire à des températures comprises entre 18° et 22° pour le gaz (laboratoire climatisé) et entre 25° et 30° pour le liquide pour un fonctionnement stabilisé.

Table 2: Paramètres de contrôle du banc d'injection

Paramètres	Minimum	Maximum	Erreur relative (%)
Fréquence d'injection (Hz)	1	49,94	+/- 0,4
Durée de la commande d'injection (μ s)	150	2000	+/- 0,6
Pression d'injection (bars)	5	220	+/- 1,0
Niveau d'activation de l'aiguille (-)	0	15	Non mesuré
Pression du milieu d'injection équivalente en air (bars)	1	36	+/- 2

Des mesures de la dilatation du cœur piézoélectrique ont été effectuées par Siemens VDO, à Pise, pour déterminer la levée d'aiguille en fonction du niveau d'activation. Ces mesures nécessitent des conditions particulières (à sec, i.e. sans injection) et sont recalée pour prendre en compte l'injection de liquide. Pour des niveaux d'activation intermédiaire (9/15) et maximale (15/15), les levées d'aiguille sont mesurées à 26 μ m et 32 μ m, respectivement. A défaut de mesures plus réalistes, ces valeurs sont utilisées de manière indicative pour la présente étude. Ces mesures sont utilisées pour extrapoler linéairement les levées d'aiguilles correspondant aux autres niveaux d'activation.

Le processus d'entraînement de gaz par un spray dans une chambre de combustion est étudié, sans réaction du mélange (i.e. sans combustion), par l'introduction d'un brouillard de gouttelettes. L'environnement initial est au repos et en conditions normales de température (20° +/- 2). Pour s'affranchir des phénomènes de mélange induit par l'évaporation, un liquide aux propriétés physiques proches de celles de l'essence, mais faiblement volatil (Table 3), est utilisé en substitution. Il s'agit d'un solvant de type iso-paraffinique appelé Isane IP 155.

Table 3: Spécification de l'isane IP 155

Mesures	Unités	Méthodes de mesure	Valeurs garanties
Aspect à 15°		Visuel	Clair et limpide
Masse volumique à 15°	kg/m ³	EN ISO 12185	747
Point éclair Pensky Martens	°C	ISO 2719	41
Indice de réfraction à 20°		ASTM D 1218	1,416
Indice d'évaporation	éter=1	DIN 53170	36
Viscosité à 20°	mm ² /s	EN ISO 3104	1
Viscosité à 40°	mm ² /s	EN ISO 3104	0,9
Point d'écoulement	°C	ISO 3016	-50

Nomenclature

Le grand nombre de mesures a nécessité la mise en place d'une codification du point de fonctionnement. Cette codification intègre les 5 paramètres principaux en plus du temps auquel le phénomène est observé (pour des mesures instantanées).

La codification des paramètres d'injection utilisée est :

$F_{inj} \cdot t_{pw} \cdot P_{inj} \cdot E_{lift} \cdot P_c @ t_{asoi}$

Un exemple est donné ci-après : le point **1.500.200.9.10@0.50** correspond à une mesure réalisée à une fréquence d'injection (F_{inj}) de 1 Hz pour une durée de commande (t_{pw}) de 500 μ s sous une pression d'injection (P_{inj}) de 200 bars avec un niveau de levée d'aiguille (E_{lift}) de 9/15 dans un environnement à 10 bars de contre pression (P_c). Le "suffixe" @0.50 indique le temps d'observation après le début de l'injection (t_{asoi}).

2.1.2. Caractérisation du système d'injection

2.1.2.1. Méthodologie

En raison de la haute reproductibilité du spray aussi bien coup-à-coup qu'injecteur-à-injecteur, les résultats obtenus sur le même type d'injecteur (prototype version C) par des laboratoires de recherche (CORIA, Loughborough Université ...) sont utilisés pour l'analyse des résultats.

2.1.2.2. Détermination de la pénétration liquide

La connaissance du mode de propagation du spray dans la chambre de combustion est nécessaire à l'application de l'injection directe dans les moteurs d'essence à allumage commandé. L'ombroscopie et la fluorescence induite par laser sont deux méthodes utilisées pour caractériser la phase liquide et la phase vapeur. La première méthode est classiquement utilisée pour étudier la pénétration d'un spray dans un environnement sous pression (Seneschal 2005). La seconde méthode est principalement utilisée pour étudier la concentration de la vapeur (Cochet 2007). Dans ce processus, l'intensité du signal de fluorescence est représentative de la concentration locale et sert d'indicateur de la présence du liquide (zones proches de la saturation), c'est-à-dire du spray.

Le centre de tests Siemens VDO Pise (Italie) et le laboratoire de physique moteur PSA ont mis à disposition leurs résultats d'essai, qui ont servi d'élément de comparaison aux résultats de mesures de la pénétration du spray dérivant de la méthode FPIV (annexes 7.3).

2.1.2.3. Mesures granulométriques

La connaissance de la répartition de la taille des gouttes est cruciale dans la problématique de préparation au mélange pour la combustion. Le mode de pulvérisation particulier des injecteurs "piézo" est étudié par Siemens VDO Automotive et par le laboratoire CORIA (Helie 2007). La méthode de mesure utilisée est basée sur la technique de diffraction laser pour la caractérisation granulométrique des sprays et l'appareil utilisé est un Spraytec Malvern.

Les diamètres caractéristiques de Sauter (D_{32}) ou de volume (D_{43}) sont utilisés pour illustrer l'influence des paramètres de mesures. L'influence de la position relative du volume de mesure par rapport au point d'injection indique que plus la mesure est réalisée loin, plus le diamètre moyen des particules liquide est grand (Figure 13). Parmi les gouttes les plus petites (i.e. les moins inertielles), une partie (qui ne peut pas être évaluée) est piégée par la recirculation gazeuse tandis qu'une autre partie est évaporée. La mesure du diamètre des particules est donc biaisée par un phénomène de ségrégation par classe de tailles des particules. On notera que les mesures ne sont pas valides lorsque la mesure est réalisée à moins de 30 mm du point d'injection parce que le signal de transmission est trop faible.

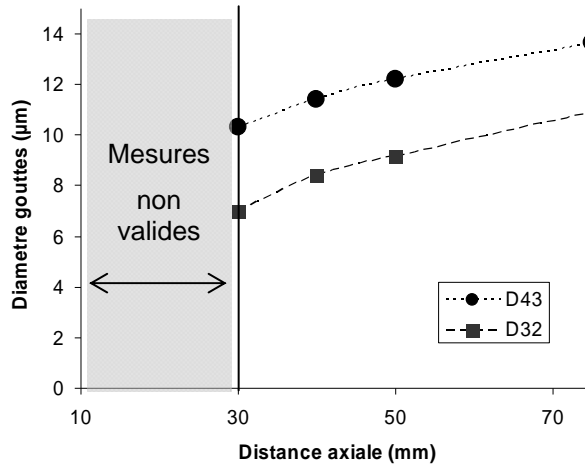


Figure 13: Influence de la position du volume de mesure sur l'évolution des diamètres des gouttes. $P_{inj} = 200$ bars, levée intermédiaire, pression atmosphérique.

L'étude de l'influence de la pression d'injection a mis en évidence que lorsque la pression diminue, le diamètre moyen des particules augmente. Les variations relatives de la taille des particules par rapport au cas à 200 bars de pression d'injection, et pour une levée intermédiaire, ont été mesurées à 30 mm du nez de l'injecteur (Figure 14-a).

L'étude de l'influence du niveau de levée a permis de vérifier que plus l'ouverture de l'injecteur est petite, plus la taille des particules diminue. Les mesures ont été effectuées à 75 mm et les variations relatives par rapport au cas $P_{inj} = 200$ bars pour une levée intermédiaire sont illustrées sur la figure Figure 14-b.

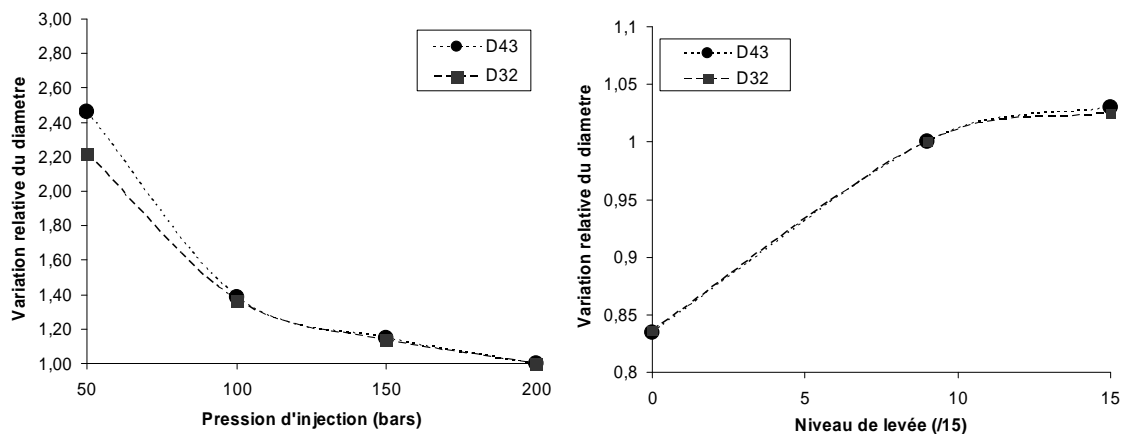


Figure 14: Influence des conditions d'injection sur l'évolution des diamètres des gouttes. Pression atmosphérique.

a) Pression d'injection (levée intermédiaire), b) Niveau de levée ($P_{inj} = 200$ bars).

Par ailleurs, des mesures par effet Doppler sont également effectuées. Ces mesures permettent la détermination locale de la distribution de la taille et de la vitesse des particules (Wigley 2008). Néanmoins, comme les mesures Malvern, ces mesures ne sont valides que dans les zones suffisamment diluées, c'est-à-dire hors de la nappe diphasique. L'analyse des données a permis d'estimer (communication personnelle) l'angle d'ouverture des micro-jets θ_j inférieur à $\sim 4^\circ$ (cf. Figure 11).

2.1.2.4. Mesure du débit liquide

Un débitmètre à piston EMI2 (société EFS) est utilisé pour déterminer la quantité moyenne injectée avec une incertitude donnée inférieure à 0.8% (Broca 2007). Une campagne de mesure dédiée à la caractérisation du système d'injection a été réalisée et a permis de vérifier les valeurs données par le constructeur SVDO pour ce type d'injecteur.

L'influence de la durée de commande sur le débit liquide est vérifiée dans un premier temps. Les temps d'ouverture et fermeture de l'injecteur ($\sim 100 \mu\text{s}$) sont à prendre en compte, ainsi, pour des temps de commande d'injection supérieurs à $200 \mu\text{s}$, le débit massique moyen, pris comme le rapport de la masse injectée sur le temps de commande, est égal au débit statique (Figure 15). Ce débit est conforme aux données constructeurs et vaut $30 \pm 0.1 \text{ g/s}$.

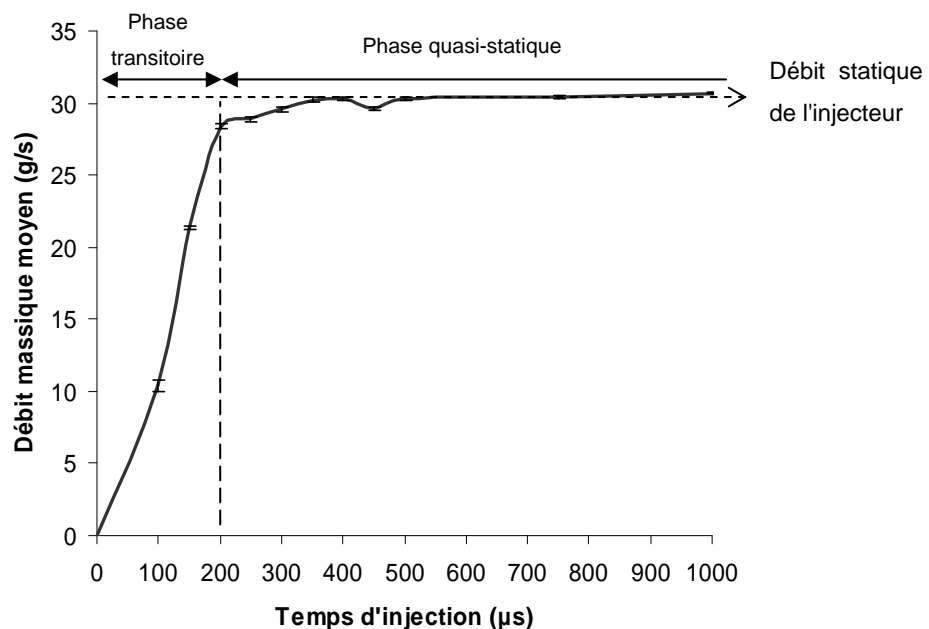


Figure 15: Evolution du débit massique moyen en fonction du temps d'injection.

Mesures réalisées à une pression d'injection de 200 bars pour une levée intermédiaire.

L'influence de la pression d'injection et du niveau de levée de l'aiguille sur le débit liquide est montrée Figure 16-a et -b, respectivement. La loi d'évolution du débit liquide est en puissance 1/2 de la pression d'injection, ce qui semble conforme à une loi d'évolution de vanne (eq. 3), et est une fonction linéaire du niveau de levée.

$$\dot{m}_l \approx C_D \cdot S \sqrt{\Delta P}$$

eq. 3

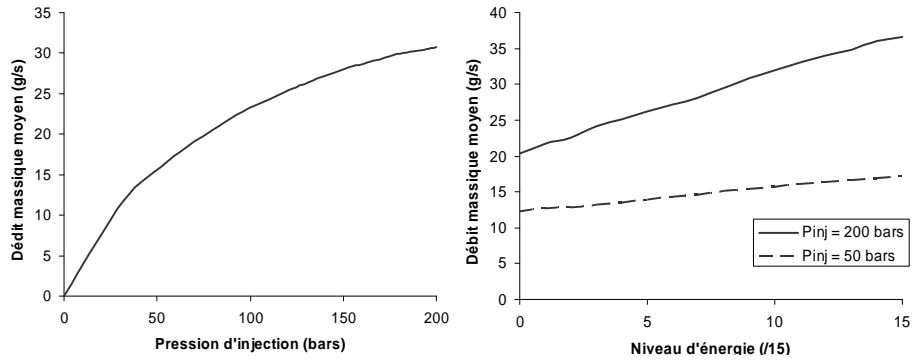


Figure 16: Evolution du débit massique moyen,

a) Influence de la pression d'injection pour une levée intermédiaire, b) Influence du niveau de levée de l'aiguille pour deux pressions d'injection (50 et 200 bars).

L'étude de l'analyse des écoulements transitoires (Delay 2005) a montré que le taux d'introduction instantané peut être modélisé à partir des caractéristiques d'un système. Les résultats de simulation ont mis en évidence la forme de la loi de débit instantané. La forme globale de la loi présente un dépassement à la fin de l'ouverture de l'injecteur (<10 %) qui est induit par le rebond de l'aiguille. Une loi d'injection simplifiée de type trapézoïdale peut être utilisée pour modéliser l'injection (Figure 17).

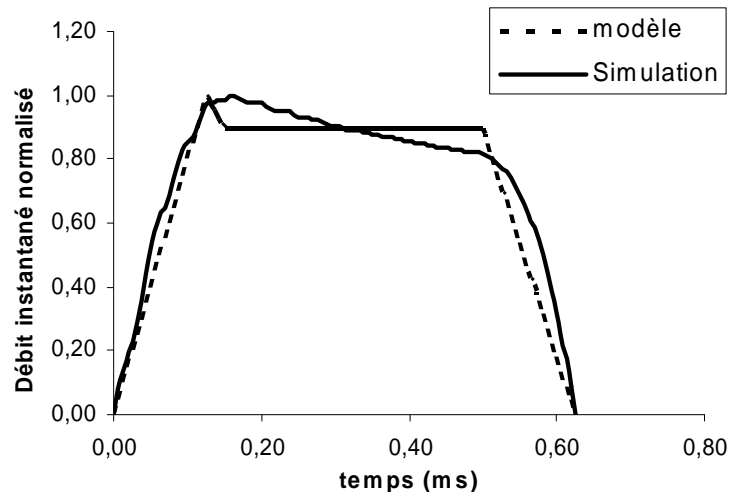


Figure 17: Taux d'introduction de liquide instantané.

2.2. Technique de mesure laser FPIV

2.2.1. Vélocimétrie par image de particules fluorescentes

2.2.1.1. Principe et description du dispositif existant

La vélocimétrie par images de particules (PIV) est une technique optique utilisée pour déterminer le champ de vitesse d'un fluide en mouvement (Adrian 2005). Le principe de la méthode est d'illuminer une fine couche de fluide par le rayonnement laser. Lorsque des particules traversent la zone d'illumination, elles émettent des signaux enregistrés par des capteurs. Avec une caméra CCD, les positions des particules éclairées aux deux instants t et $t+\Delta t$ sont enregistrées sous forme de deux images acquises successivement. Le traitement des données consiste à calculer le déplacement moyen le plus probable des particules dans la même zone des deux images, Δp . L'analyse de toutes les régions de l'image permet le calcul de la vitesse instantanée à différents points de l'image ($V = \Delta p / \Delta t \cdot \text{grandissement}$). Pour des valeurs du nombre de Stokes faibles, les particules sont des traceurs de l'écoulement et on mesure, ainsi, le champ de vitesse instantané du gaz.

La méthode de vélocimétrie par image de particules fluorescentes (FPIV) repose sur la combinaison de la technique PIV et de la Fluorescence Induite par Laser (LIF). Cette méthode est particulièrement adaptée à l'analyse des écoulements diphasiques denses et permet la mesure des vitesses de l'air tout autour du spray mais également très proche de la frontière du spray (~ 1 mm). L'application à l'injection haute pression de la technique de mesure FPIV a été mise en place lors des travaux de Delay (Delay 2005; Prospéri 2007).

La technique FPIV présente l'avantage d'éviter la détérioration de la caméra en permettant de ne pas saturer les capteurs photosensibles (CCD) par un signal lumineux, diffusé par les gouttelettes (diffusion de Mie), trop intense. La fluorescence est utilisée comme moyen pour décaler la longueur d'onde du signal émis par les traceurs par rapport à celle du laser.

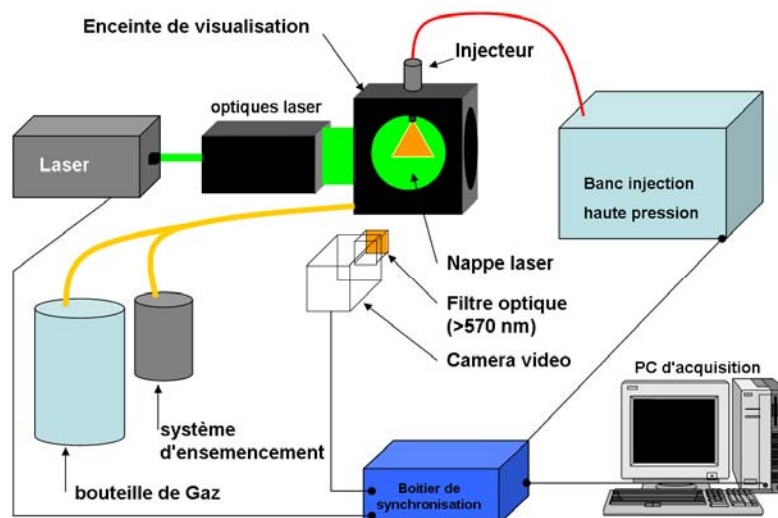


Figure 18: Configuration du dispositif pour l'application de la technique FPIV.

Un laser double pulse PIV Nd: Yag (Spectra physics PIV 400, $\lambda_{\text{laser}} = 532 \text{ nm}$) est utilisé pour exciter les particules fluorescentes à la longueur d'onde du laser. Pour assurer leur fonction de traceurs, les particules doivent être suffisamment petites et présentes en nombre suffisant dans l'écoulement. La conception d'un système d'ensemencement à partir d'un nébuliseur médical permet de remplir ces deux conditions. La mesure de la taille des particules générées indique une distribution étroite centrée autour d'un diamètre moyen de $0.8 \mu\text{m}$ (Bury 2000). Le liquide utilisé est une solution de propylène carbonate (PC) saturée en Dichlorométhane (DCM). Le DCM est un produit aux propriétés intéressantes puisque, excité à la longueur d'onde du laser, il fluoresce dans les longueurs d'onde entre 615 et 666 nm avec un pic d'efficacité à 639 nm (Rottenkolber 2001; Rottenkolber 2002). La concentration des traceurs dans l'enceinte est effectuée par le contrôle du temps d'ouverture du système d'ensemencement. La durée d'ensemencement dépend de la différence de pression aux bornes du système d'ensemencement et a été fixée à 50 s pour un différentiel de 100 mbar environ.

L'injection est réalisée dans une enceinte équipée d'accès optiques d'un diamètre de 110 mm. Ces accès permettent le passage d'une nappe laser perpendiculairement à l'axe optique d'une caméra et l'obtention des champs de vitesse FPIV dans le plan laser (Figure 18).

Les faisceaux laser passent à travers des composants optiques pour former une nappe focalisée sur la zone d'intérêt et passant par l'axe de symétrie du spray. L'épaisseur de la nappe laser est environ de $300 \mu\text{m}$. Une caméra numérique (Sensicam QE 12 bits, $1280 \times 1024 \text{ pixels}^2$) est équipée d'un objectif Nikon (f # 2.8) pour obtenir des champs d'une taille comprise entre $2 \times 1.5 \text{ mm}^2$ et $8 \times 6 \text{ mm}^2$. L'application d'un filtre optique (OG 590 nm) sur l'objectif permet de détecter les traceurs fluorescents de l'écoulement de gaz autour du spray. La faible énergie du signal de fluorescence impose le regroupement de pixels 2 par 2 (binning 2×2), réduisant la résolution de la caméra mais augmentant sa sensibilité. Dans cette configuration, les niveaux de gris des traceurs restent assez faibles, entre 50 et 300.

2.2.1.2. Amélioration de la technique FPIV

Les améliorations apportées sur le dispositif FPIV ont été proposées pour gagner en précision des mesures et en ergonomie d'utilisation.

Le système d'ensemencement

Le contrôle de la densité de traceurs et la pressurisation de l'enceinte sont nécessaires à l'application de la technique PIV et à l'étude des effets de densité du milieu d'injection, respectivement. Le système d'ensemencement a donc été amélioré pour intégrer ces 2 conditions et également pour faciliter les manipulations.

La dissociation entre les circuits de pressurisation (circuit primaire) et d'ensemencement (circuit secondaire) améliore la qualité des mesures. D'un point de vue pratique, la pressurisation et l'ensemencement sont effectués en deux étapes. La première consiste à remplir l'enceinte avec des traceurs fluorescents. Une pression fixée en amont du système d'ensemencement permet de maîtriser le flux de gaz et une durée appropriée permet de contrôler la densité de traceurs dans la chambre. La deuxième étape consiste à pressuriser l'enceinte jusqu'à atteindre la densité du gaz souhaitée. Un manomètre est préalablement réglé à la valeur de consigne, et la pressurisation est effectuée de manière progressive à l'aide d'une vanne (Figure 19).

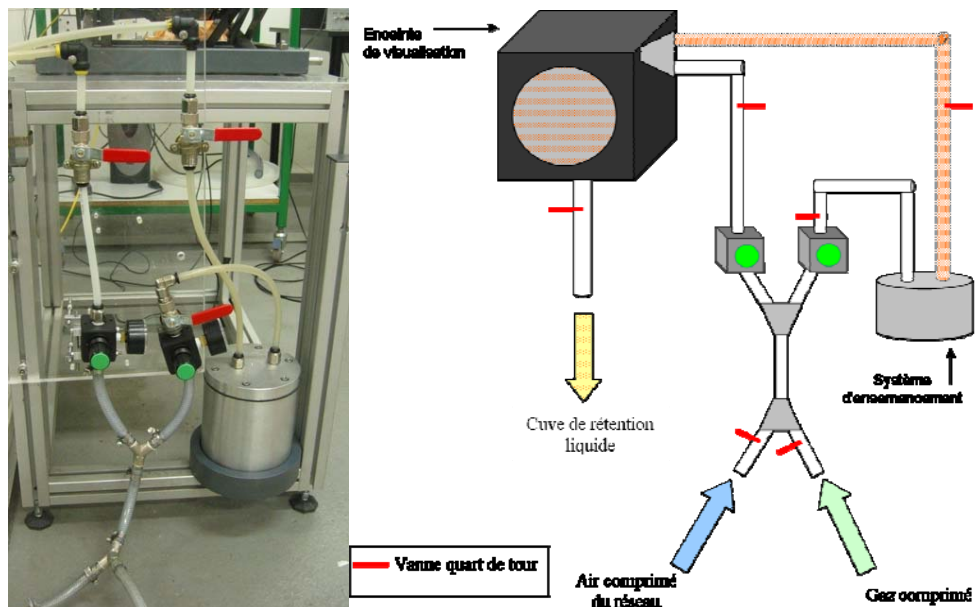


Figure 19: Système de pressurisation et d'ensemencement.

a) Photographie du dispositif, b) Schématisation du contrôle de l'ensemencement.

La synchronisation

Le pilotage du dispositif expérimental s'effectue à partir de cartes d'acquisition et de contrôle permettant le contrôle du laser, de la caméra et de l'injection. Un programme de pilotage a été réalisé suivant les besoins des différentes campagnes de mesures. Le chronogramme de synchronisation est présenté en annexe 7.2.

La focalisation de la nappe laser

L'application de la technique PIV nécessite la modulation des faisceaux en sortie du laser par des composants optiques alignés sur un rail. L'orientation du chemin optique en direction de l'enceinte est assurée par un miroir. Une première lentille (convergente) permet de focaliser sur la zone d'intérêt tandis que la seconde lentille (divergente) étale le faisceau en nappe laser (Figure 20).

Pour des raisons de sécurité d'utilisation d'un laser de classe 4, un capot de protection recouvre les optiques lasers et permet de sécuriser la zone contre le rayonnement.

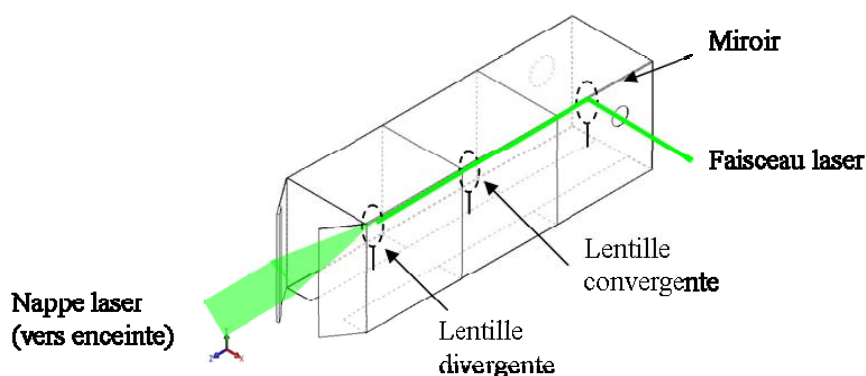


Figure 20: Exemple de capotage pour les faisceaux du laser Nd:Yag 2*400 mJ.

2.2.2. Traitement des données

2.2.2.1. Image FPIV

La Figure 21-a représente une image instantanée brute acquise par la technique F-PIV. Différentes zones peuvent être distinguées avec notamment l'intérieur et l'extérieur du spray.

La nappe est réglée de sorte qu'elle vienne effleurer l'extrémité inférieure de la buse de l'injecteur. L'énergie du laser étant concentrée sur une petite épaisseur, cette précaution est prise pour éviter la dégradation de l'état de surface de l'injecteur et plus particulièrement au niveau de l'orifice de sortie du liquide (Delay 2005). La frontière de la nappe laser est distinguée (Figure 21-a, droite en tiret) sur les images et impose que les vitesses de l'air ne pourront être mesurées qu'à partir de cette limite.

A l'extérieur du spray, l'ensemencement doit être maîtrisé (approximativement 0,25 particules par pixel² (Delay 2005)) pour permettre un calcul d'inter corrélation PIV acceptable. Ainsi, les traceurs (points lumineux) se distinguent du fond noir (Figure 21-b). A contrario, à l'intérieur du spray, le signal laser est diffusé à travers la nappe liquide et est réfracté intensément dans toutes les directions. Le filtre placé devant la caméra, dont l'efficacité est estimée à 99%, laisse passer le signal lumineux et fait transparaître la phase liquide sous la forme d'une zone plus claire.

A la pression d'injection nominale de 200 bars, le spray est si dense que les traceurs ne peuvent plus être distingués à l'intérieur du spray, par contre le contour du spray se dessine sous la différence de contraste.

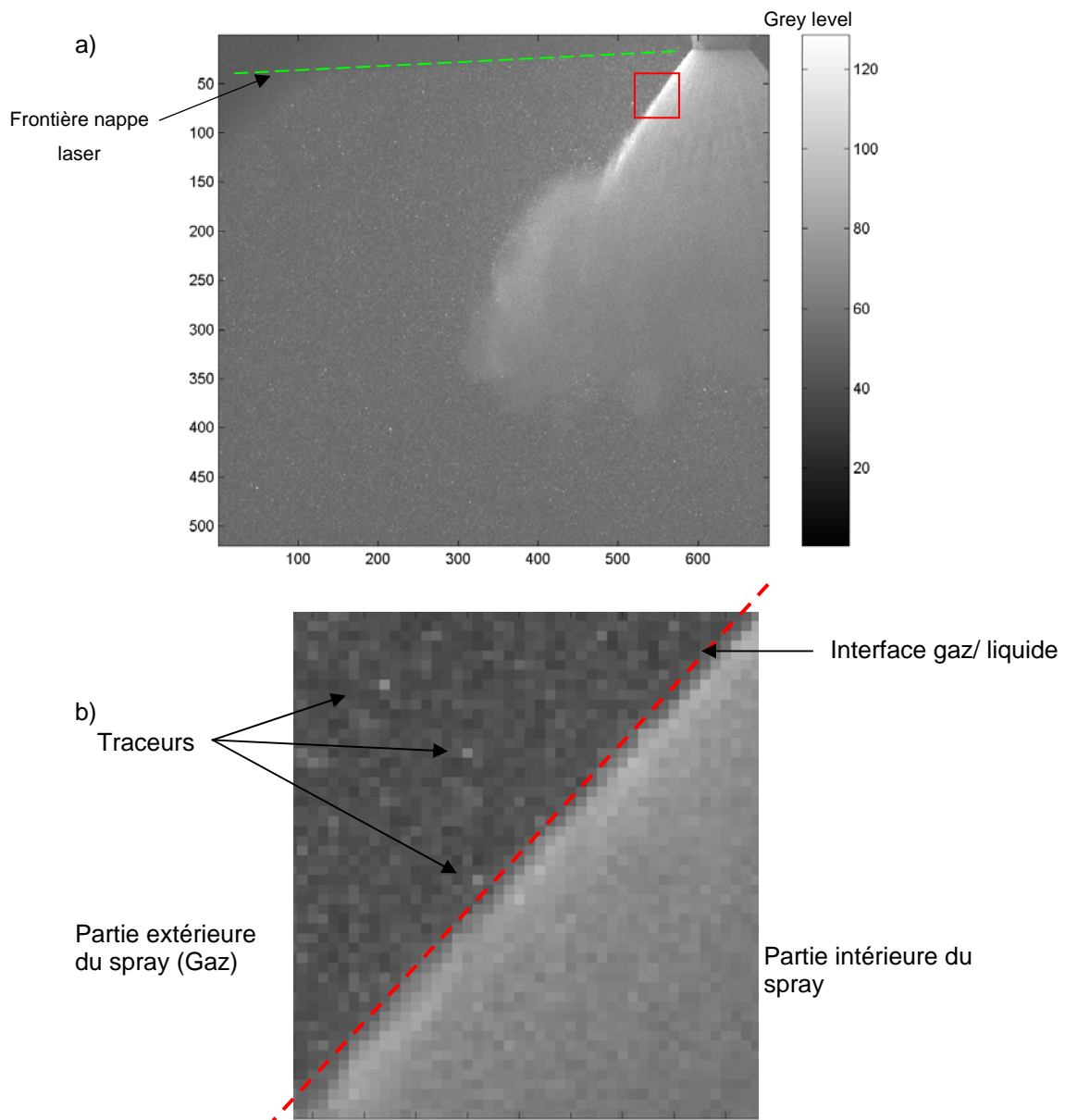


Figure 21: a) Niveau de gris de l'image F-PIV instantanée brute (1/2), b) Grossissement de l'image au niveau de l'interface gaz/ liquide. $P_{inj} = 200$ bars, $P_c = 10$ bars, Levée intermédiaire, $t_{pw} = 500 \mu s$ et $t_{asoI} = 0.50$ ms.

L'image étant codée sur 12 bits, les niveaux de gris s'étendent de 0 à 4095. Cependant, malgré une ouverture maximale du diaphragme de la caméra, l'application du filtre optique devant l'objectif et le faible rendement de fluorescence sont à l'origine des faibles niveaux de gris des traceurs. Moins de 10 % du contraste des images est exploité et le niveau de luminosité des traceurs est inférieur à 300. L'histogramme des niveaux de gris de l'image est présenté Figure 22.

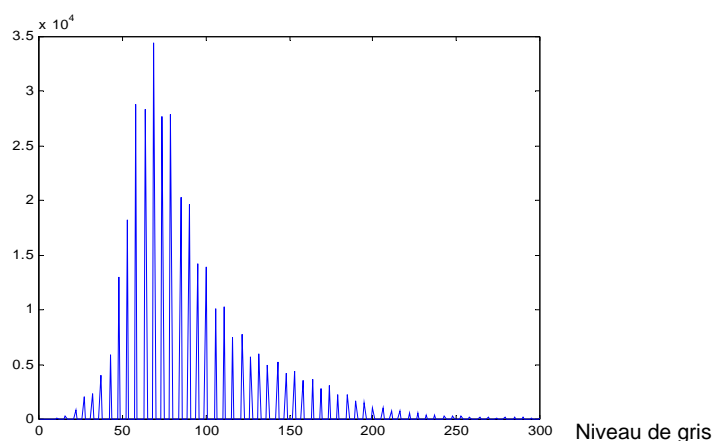


Figure 22: Histogramme des niveaux de gris de l'image.

2.2.2.2. Post-traitement des champs instantanés

Choix de l'algorithme PIV

Le logiciel PIVIS, développé à l'IMFT, est un programme de traitement basé sur des algorithmes de PIV 2 dimensions et 2 composantes. Différentes méthodes de résolutions sont proposées: 1 passe multi-grille (algorithme n°1), multi-passe multi-grille subpixel (n°2) et multi-passe multi-grille avec déformation de maille (n°3). Les trois modes de calcul utilisent l'algorithme de la transformée de Fourier 2D. Les interpolations "sub-pixels" du pic de corrélation sont de type parabolique ou gaussien. Ces deux interpolations donnent des résultats similaires pour le centrage du pic de corrélation dans la maille introduit dans les calculs itératifs en fraction de pixel (Lecordier 1999; Lecordier 2003; Cid 2005).

Le champ instantané de vitesses de l'écoulement obtenu avec l'algorithme n°1 sans filtrage n'est pas exploitable en raison du nombre important de vecteurs incohérents (Figure 23). Les tests réalisés ont eu pour but de déterminer les paramètres de filtrage mais également l'algorithme le plus adapté à l'écoulement étudié. Les résultats FPIV seront traités par l'algorithme proposé et exprimés dans le repère cylindrique associé au point d'injection O_1 et à l'axe de symétrie du spray, suivant la convention définie Figure 23.

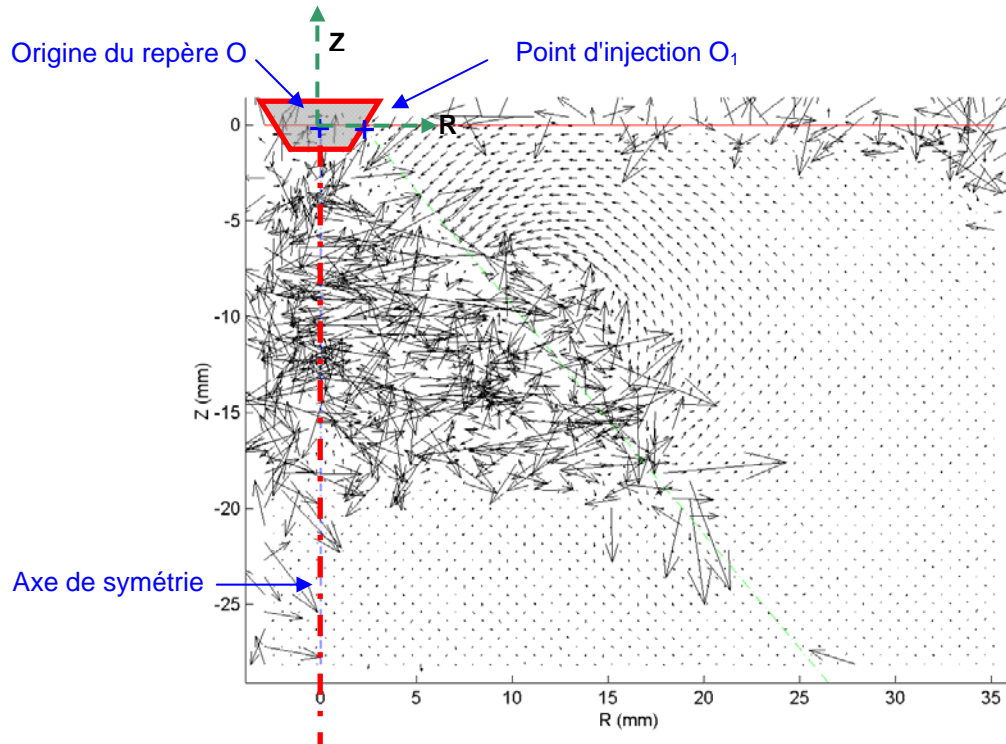


Figure 23: Exemple d'un champ de vitesses instantanées brutes (non filtrés) obtenu par un calcul itératif sub-pixel.

$P_{inj} = 200$ bars, $P_c = 10$ bars, Levée intermédiaire, $t_{pw} = 500$ μ s et $t_{aso} = 0.50$ ms.

Les filtres classiquement utilisés s'appliquent sur la norme de vitesse ainsi que sur le rapport signal sur bruit local (RSB). Concernant la vitesse, le déplacement maximum d'une même particule d'une image à l'autre ne doit pas excéder un quart de la maille de calcul (fenêtre d'interrogation). Ainsi, pour des mailles de 16 pixel², le déplacement maximum autorisé est de 4 pixels. Pour le critère RSB, la valeur ne peut excéder 1,4. Une valeur supérieure sur-contraint le filtrage et fait perdre de l'information.

Appliqués au champ présenté (Figure 23), ces deux filtres permettent d'éliminer 36,5 % du nombre total de vecteurs. Ces vecteurs sont considérés douteux ou faux et ne doivent pas être pris en compte pour le calcul de la moyenne. Néanmoins, ce type de filtrage s'avère insuffisant en conditions diphasiques puisqu'un certain nombre de vecteurs isolés ou incohérents persistent (Figure 24).

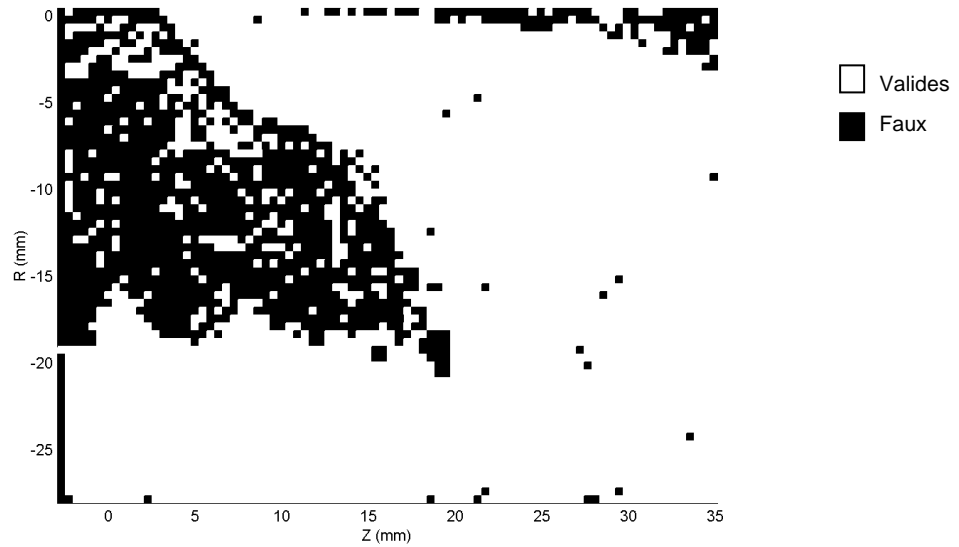


Figure 24: Visualisation des zones de validité sur un champ instantané filtré sur les critères de norme et de rapport signal sur bruit.

$P_{inj} = 200$ bars, $P_c = 10$ bars, Levée intermédiaire, $t_{pw} = 500 \mu s$ et $t_{aso} = 0.50$ ms.

Une des difficultés liée au filtrage réside dans le compromis entre la conservation et la perte de l'information. Le choix de l'algorithme s'effectuera sur un critère de conservation maximum et le filtrage est ensuite amélioré par un test supplémentaire, présenté plus loin.

Des essais ont été réalisés pour identifier l'algorithme le mieux adapté aux images de notre écoulement (Table 4). Avec les mêmes valeurs de seuillage, 36 %, 31 % et 23 % des vecteurs sont rejetés pour les algorithmes n°1, n°2, et n°3, respectivement. Le calcul itératif avec déformation de maille (n°3) conserve un maximum d'information a priori valide et est retenu pour l'étude.

Table 4: Influence du choix de l'algorithme sur le pourcentage de vecteurs rejetés.

	Type d'algorithme PIV		
	1passe	itératif sub-pixel	itératif sub-pixel avec déformation
Pourcentage filtres par norme	9,6%	11,5%	3,8%
Pourcentage filtres par rsb	36,0%	29,3%	22,6%
Pourcentage faux	36,5%	31,0%	23,2%
			Retenu

Choix du seuillage pour le filtre sur la norme et le rapport signal sur bruit

Jusqu'à présent, aucune différenciation dans le traitement PIV n'a été faite entre les écoulements monophasiques et les écoulements diphasiques denses. Le filtrage

communément utilisé s'appuie sur un filtre appliqué à la norme et un autre appliqué au rapport signal sur bruit. Cependant, le caractère diphasique de l'écoulement rend la tâche plus difficile parce que la diffusion du signal de fluorescence à travers les gouttelettes liquides vient fausser le traitement notamment en proche frontière de l'interface gaz-liquide.

La première idée "naturelle" testée fut de contraindre le filtrage par le critère RSB. Cependant, l'effet ne fut pas favorable, au contraire: à l'extérieur du spray, une perte d'information est constatée (quelques vecteurs cohérents sont éliminés) alors qu'à l'intérieur du spray, en proche frontière de la nappe, les vecteurs faux persistent. Ainsi, contraindre le filtrage par une augmentation du seuil RSB n'est pas satisfaisant d'autant plus que l'algorithme avec déformation de maille (n°3) est moins sensible à ce critère que les autres algorithmes (Figure 25-a). Un test similaire a été réalisé vis à vis de la norme (Figure 25-b) et conforte le choix de l'algorithme n°3.

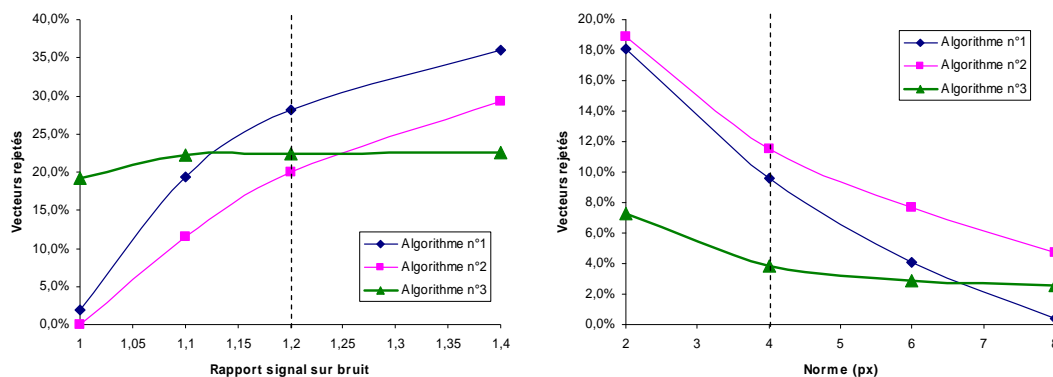


Figure 25: Influence du seuillage sur le pourcentage de vecteurs rejetés en fonction des 3 algorithmes PIV: a) test du critère RSB, b) test du critère de la norme.

Les valeurs usuelles de 1.2 pour le critère seuil du RSB et du quart de maille (i.e. 4 pixels) seront utilisées avec l'algorithme de calcul itératif sub-pixel avec déformation de mailles.

Filtre Résidu Médian Normalisé généralisé

La présence des gouttelettes de liquide rend inaccessible le champ de vitesse de l'air à l'intérieur du spray pour les conditions d'injection de l'étude (spray dense).

Les algorithmes PIV classiques ne permettent pas la différenciation des diverses régions de l'écoulement induit par le développement du spray. Le signal induit par la diffusion de la fluorescence dans le liquide est confondu avec celui des traceurs. Cette confusion mène à la

détermination de vecteurs à postériori faux à l'intérieur du spray malgré l'utilisation de l'algorithme le plus performant.

Les filtres médians sont fréquemment utilisés dans le traitement des champs PIV (Nogueira 1997). Westerweel et Scarano ont proposé un filtre médian présentant l'originalité d'une normalisation des résidus par la valeur médiane (Westerweel 2005). Ce filtre permet de rejeter une partie des vecteurs faux et présente l'avantage d'un seuil de détection qui semble être universel (déterminé empiriquement). Utilisé en combinaison avec les tests traditionnels (norme et RSB), l'utilisation du test des résidus médians normalisés (RMN) est, ici, généralisée aux écoulements diphasiques et permet d'éliminer les vecteurs douteux persistants.

L'interprétation du filtre des résidus médians normalisés est illustré Figure 26. La vitesse locale est comparée avec la vitesse des points voisins. Si la vitesse locale n'appartient pas à l'intervalle d'acceptation centré sur la valeur médiane de la vitesse des voisins, le vecteur est rejeté. En vérifiant la normalité de l'intensité de déplacement et de la direction des vecteurs, cette méthode permet de filtrer les structures cinématiques isolées de la taille de la maille.

Une adaptation du filtre est nécessaire en raison du regroupement en îlot des vecteurs à l'intérieur du spray. Dans notre cas, l'indicateur médian est déterminé à partir des voisins directs (i.e., huit vecteurs de proximité). Si le point testé est entouré par moins de 5 voisins, à priori valides, le vecteur est systématiquement rejeté.

a) Champ homogène de vitesse

b) Champ homogène de vorticité

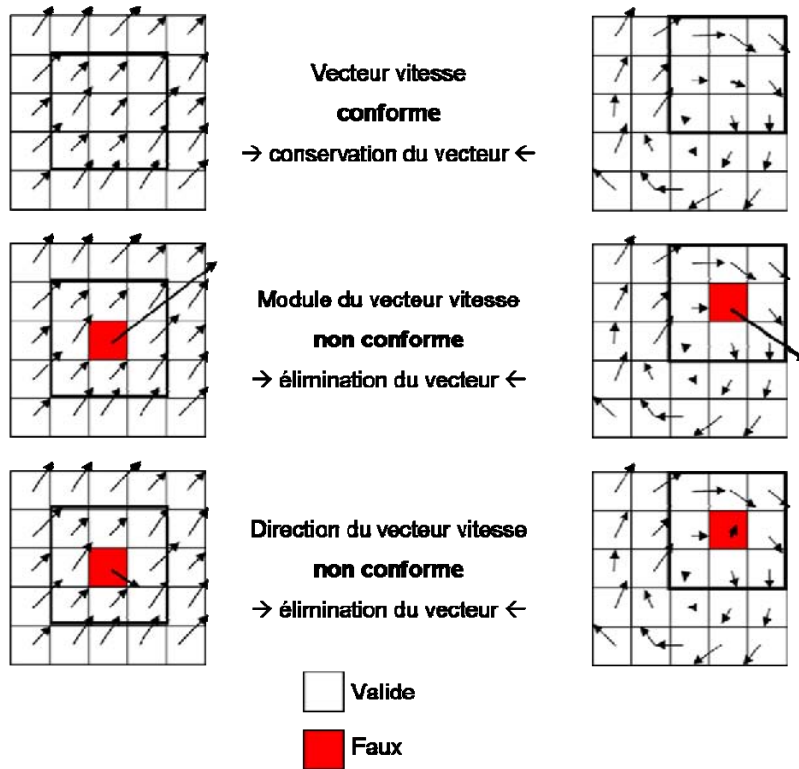


Figure 26: Schéma d'interprétation du filtre sur des résidus médian normalisés.

a) Cas de translation uniforme, b) cas de rotation uniforme.

Le filtre médian normalisé ne s'avère pas totalement suffisant: certains points, qui semblent incohérents, persistent. Il s'agit de vecteurs groupés et de faible intensité. Un test supplémentaire, basé sur le nombre de voisins faux, est donc implémenté dans le processus de traitement et, a pour objectif d'éliminer les vecteurs isolés. Ce test est appliqué de manière itérative tant que le nombre de voisins faux est supérieur ou égal à une valeur n . La valeur de n conditionne la courbure de l'interface du spray et est fixée, ici, à 5 (Figure 27).

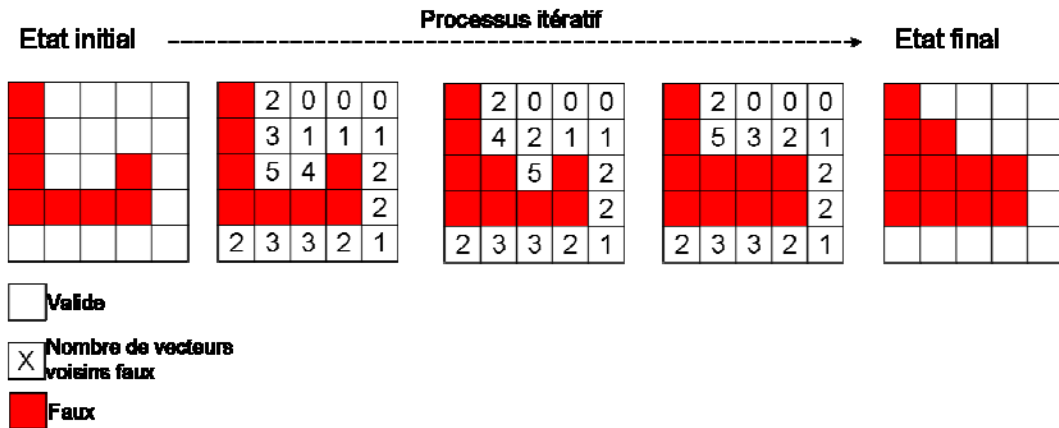


Figure 27: Schéma d'interprétation du filtre sur le nombre de voisins faux.

Algorithme de traitement FPIV

L'algorithme de post traitement, Figure 28, est adapté à l'exploitation des champs de vitesse instantanée dans le contexte d'entraînement d'air par un spray. La méthode proposée est sévère parce que quelques vecteurs valides seront fatalement éliminés par le processus de filtrage. Néanmoins, elle permet de minimiser le biais que pourrait induire la prise en compte de vecteurs faux dans le calcul de la valeur moyenne locale. L'efficacité de la méthode est illustrée Figure 29.

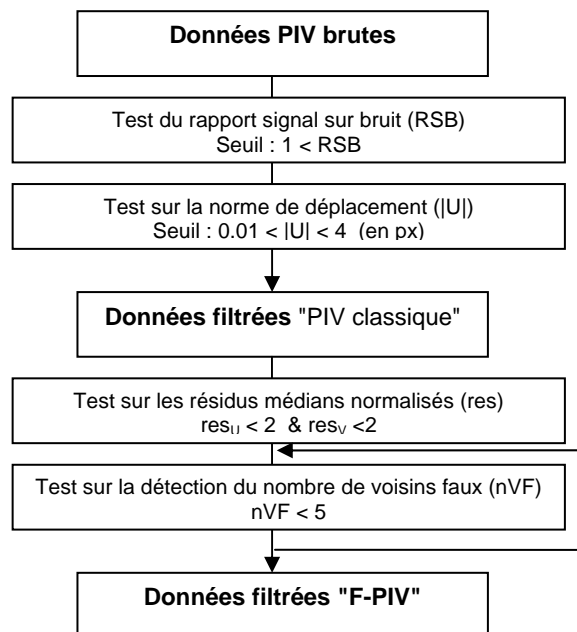


Figure 28: Algorithme de filtrage d'un champ instantané F-PIV.

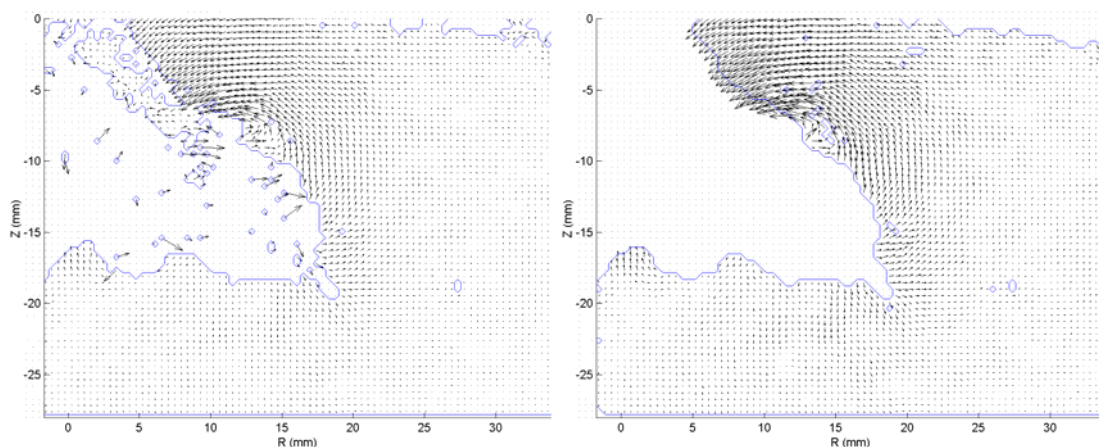


Figure 29: Visualisation de l'efficacité du filtrage d'un champ instantané. a) Filtrage PIV classique, b) Filtrage FPIV avec le test RMN généralisé.

Enfin, un test complémentaire (non présenté) a permis de vérifier avec succès l'absence de peak locking (Kim 2005) dans les zones étudiées de l'écoulement (phase gazeuse).

2.2.2.3. Moyenne d'ensemble

Le phénomène d'entraînement d'air par le spray étant répétitif (Delay 2005), les champs de vitesse calculés par moyenne d'ensemble sont utilisés pour la présente étude (Figure 30).

Les champs instantanés filtrés sont utilisés pour le calcul d'un champ moyen de vitesse. Si en 1 point, le pourcentage de points valides est supérieur à 70%, la vitesse moyenne locale est acceptée. Cette contrainte supplémentaire permet de ne prendre en compte que les vecteurs moyens calculés sur un nombre significatif de points valides.

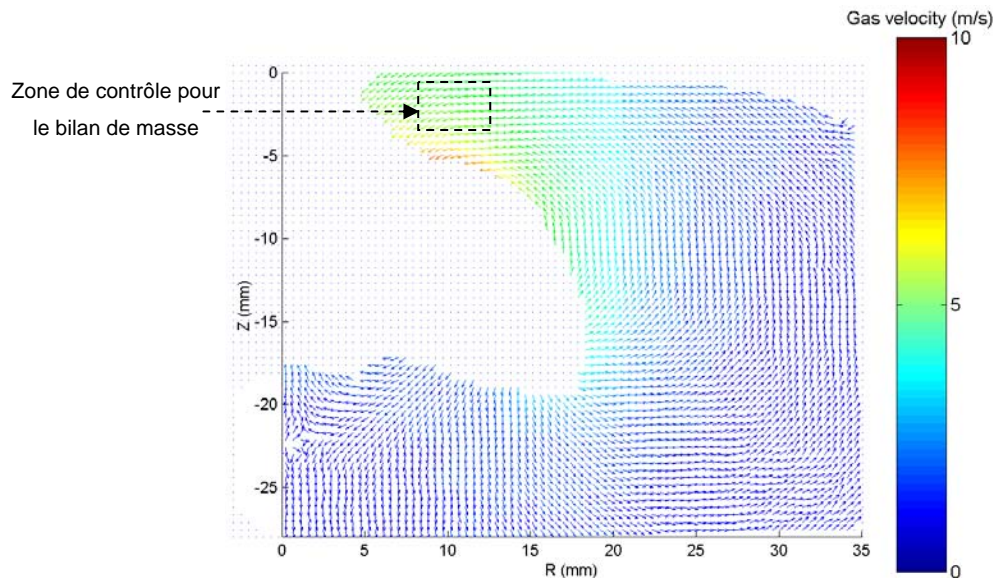


Figure 30: Champ moyen de vitesse du gaz.

$P_{inj} = 200$ bars, $P_c = 10$ bars, Levée intermédiaire, $t_{pw} = 500$ μ s et $t_{aso} = 0.50$ ms

On remarquera que les injections produisent des gouttelettes qui restent en suspension dans la chambre après l'injection et qui diffusent le signal de fluorescence des traceurs. Ainsi, pour éviter que le phénomène de multidiffusion détériore la qualité des images et des résultats, les mesures sont réalisées par petites séries séparées par des purges systématiques de l'enceinte. Le nombre d'injections successives est limité entre 5 et 10 acquisitions de doublets d'image FPIV suivant la quantité de liquide injectée. Les tirs étant suffisamment espacés ($F_{inj} = 1$ Hz), l'écoulement de gaz dans la chambre et avant chaque injection peut être considéré comme étant au repos avec des vitesses de gaz inférieures à 0.5 m/s (non illustré).

La visualisation du pourcentage de points valides utilisés pour le calcul du champ moyen permet d'identifier différentes zones de l'image telles que l'extérieure et l'intérieure du spray (Figure 31). Cette représentation permet d'identifier la morphologie du spray "piézo". Par ailleurs, on distingue une zone à l'intérieur du spray où le pourcentage de vecteurs valides est

proche de 30%. Il s'agit de vecteurs douteux qui n'ont pas été filtrés sur les champs instantanés.

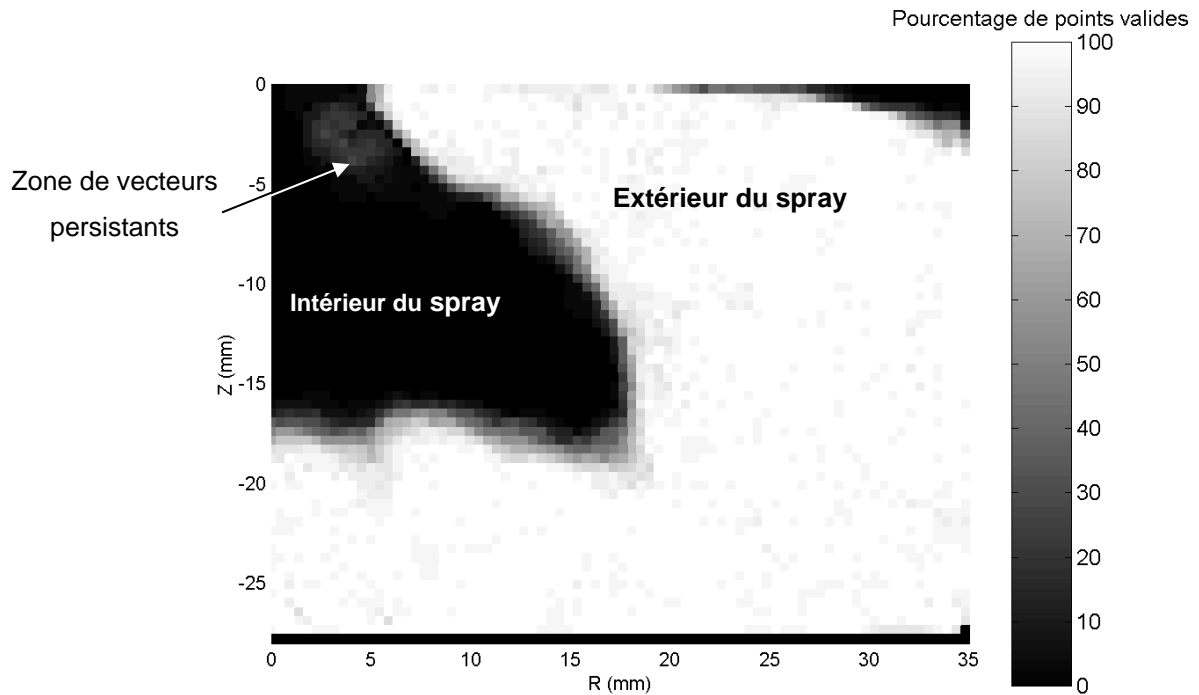


Figure 31: Cartographie du pourcentage de vecteurs valides (sur 30 champs instantanés)

L'intensité des fluctuations locales de la vitesse est illustrée sur la Figure 32. Les fluctuations relatives de la vitesse sont comprises entre 5 et 10 % à proximité du spray. Plus loin du spray, les variations absolues sont moins importantes mais les variations relatives sont plus importantes parce que la vitesse est proche de zéro.

(m/s)

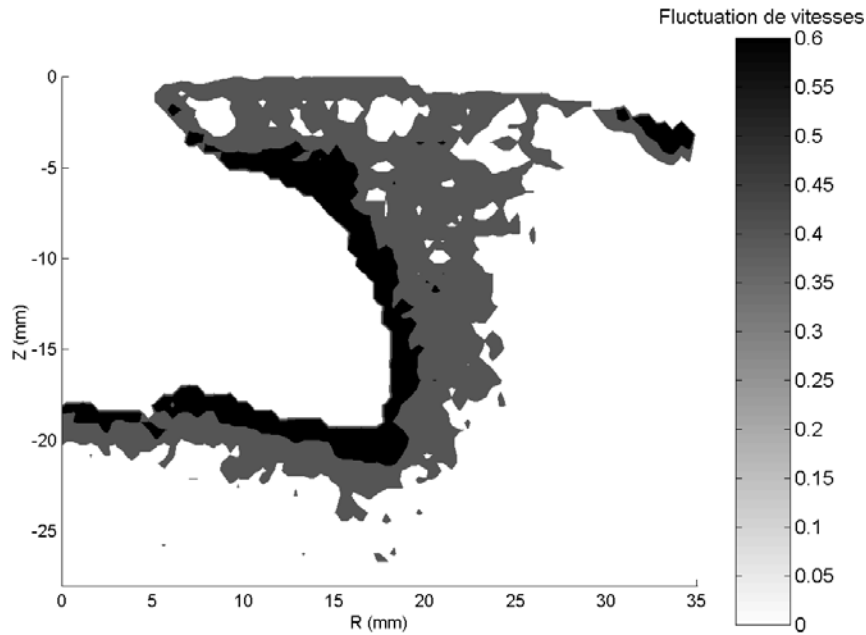


Figure 32: Champ de fluctuation de la vitesse.

2.2.3. Validation des mesures

2.2.3.1. La convergence statistique

La Figure 33 représente l'évolution de la moyenne locale qui a été calculée à partir 90 champs instantanés en un même point. Les valeurs de la moyenne et de l'écart type sont calculées en fonction des valeurs précédentes (moyenne et écart type glissants). Les valeurs de la moyenne et de l'écart type convergent et l'erreur relative se stabilise rapidement autour de 8 %. Un nombre de points valides supérieur à 20 permet de vérifier la convergence statistique. Pour atteindre ce nombre tout en gardant une marge de sécurité sur le nombre aléatoires de rebus au final, l'utilisation d'un minimum de 30 champs instantanés est retenue pour les mesures dans cette étude.

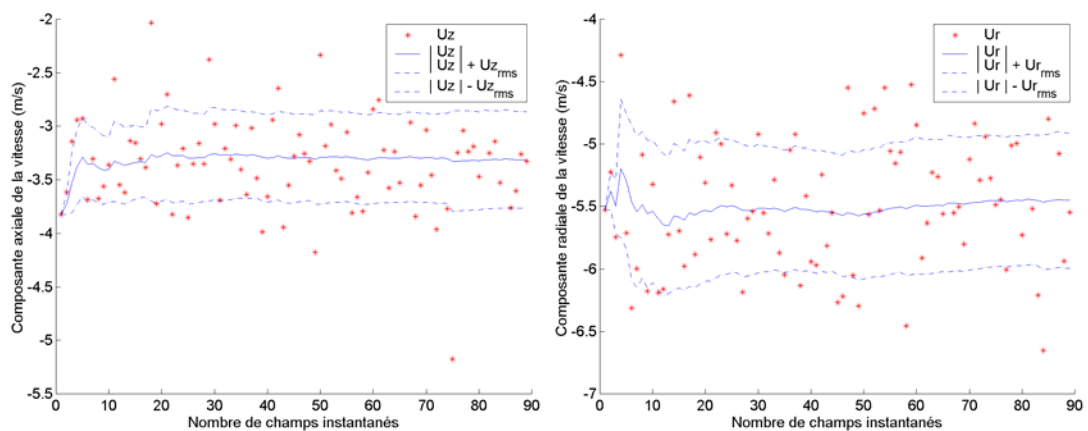


Figure 33: Convergence statistique de la vitesse moyenne en un point M (10;-5). a) Vitesse radiale, b) Vitesse axiale.

2.2.3.2. L'équation de continuité

L'injecteur génère un spray conique non swirlé. Des tests (non présentés) ont permis de vérifier l'hypothèse que l'écoulement du gaz est bidimensionnel dans le plan de la mesure. Pour estimer la précision globale de la mesure par FPIV, la conservation de la masse a été vérifiée à travers un volume de contrôle placé à l'extérieur du spray dans une zone proche de l'injecteur et située près de la nappe diphasique (cf. Figure 30). Le débit massique de gaz traversant les quatre cotés du volume de contrôle est calculé à partir du champ moyen FPIV.

L'erreur relative commise sur le bilan de masse Δ_{error} (eq. 4) a été mesurée sur des champs moyens calculés à partir d'un nombre de champs instantanés différent. Lorsque le nombre de champ FPIV utilisé dans la moyenne augmente, Δ_{error} diminue rapidement (Donghee 2001) et se stabilise autour de 6 +/- 2 % pour un nombre de champs instantanés supérieur ou égal à 30 (Figure 34) dans la présente étude.

$$\Delta_{error} = \frac{\sum_{j=1}^4 \dot{m}_j}{\sum_{j=1}^4 |\dot{m}_j|} \quad \text{eq. 4}$$

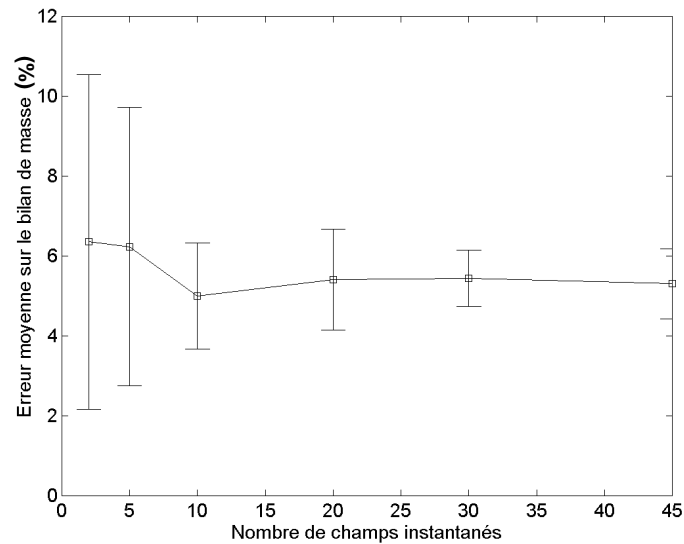


Figure 34: Evolution de l'erreur sur le bilan de masse en fonction du nombre de champs instantanés des vitesses utilisé pour la moyenne.

3. ANALYSE DE L'ENTRAÎNEMENT D'AIR DANS LA ZONE QUASI-STATIONNAIRE

L'entraînement de gaz par un spray conique creux est étudié dans le but de mieux comprendre les effets de préparation au mélange. La technique de vélocimétrie par images de particules fluorescentes (FPIV), associée à un traitement spécifique des champs de vitesse instantanée, est utilisée pour obtenir des mesures moyennées donnant accès à l'entraînement de gaz à proximité de la frontière du spray.

Après avoir présenté la structure de l'écoulement à l'intérieur et à l'extérieur du spray, les zones d'entraînement quasi-stationnaire et de transition non stationnaire, le long du spray et en amont de la recirculation, sont définies. Une méthodologie de post-traitement est ensuite proposée pour étudier ces zones et est utilisée pour déterminer l'influence des conditions d'injection. Au regard des résultats et de la dépendance aux paramètres, une loi d'entraînement pour la zone quasi-stationnaire est proposée ($t_{\text{asoi}} = 1.00$ ms).

3.1. Zone d'entraînement en amont de la recirculation

3.1.1. Définition de la zone d'entraînement latérale

La zone d'entraînement latérale (EL) est définie le long du spray entre l'injecteur et la recirculation (Figure 35). Cette région se compose de deux zones distinctes: une zone quasi-stationnaire (QS) et une zone de transition non-stationnaire (TNS).

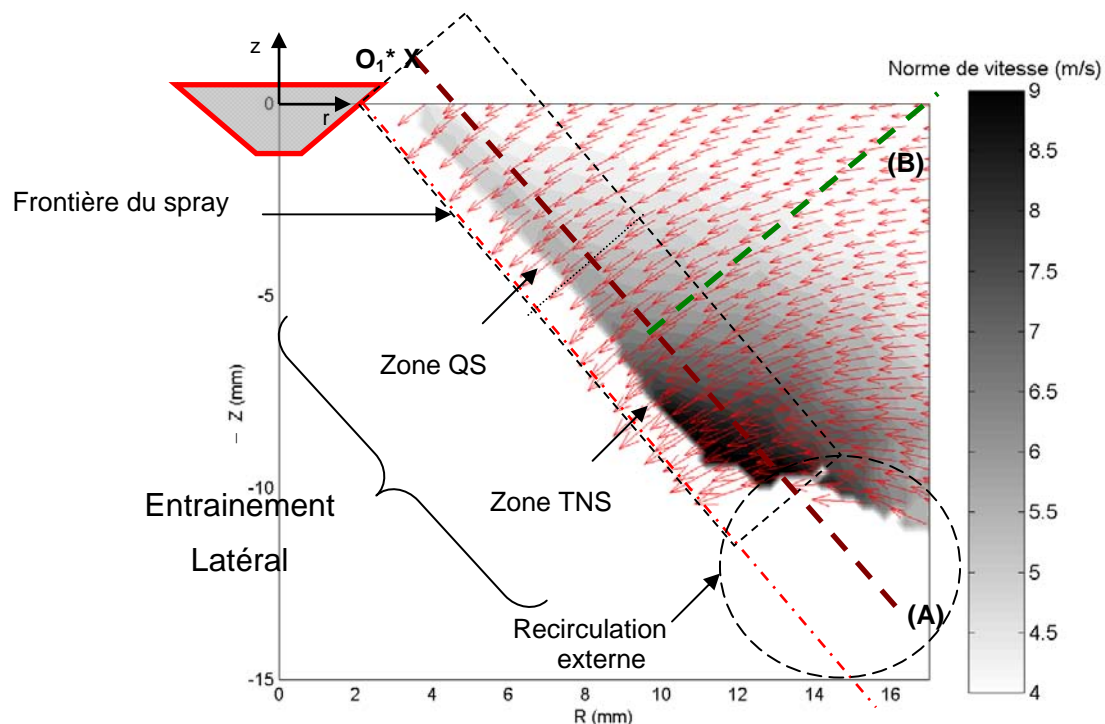


Figure 35: Champ moyen de vitesse du gaz.1.1500.200.9.9@1.00ms ($\rho_g = 10.8$ kg/m³).

Dans cette partie, le cas 1.1500.200.9.9@1.00 est pris en référence. On rappelle que ce cas correspond au jeu de paramètres suivant: $t_{pw} = 1500 \mu s$, $P_{inj} = 200 \text{ bars}$, $E_{lift} = 9/15$ (intermédiaire), $P_c = 9 \text{ bars}$, $t_{aso} = 1.00 \text{ ms}$. La codification utilisée est décrite en Annexe 7.1.

L'analyse des vitesses du gaz le long de la ligne de contrôle (A), définie à 2 mm de distance de la frontière du spray, permet de caractériser la zone latérale d'entraînement. Dans cette zone, la composante normale de la vitesse U_n croît monotonement jusqu'à une position Z_{EL} . En champ proche de l'injecteur, la composante tangentielle U_t est proche de zéro et augmente subitement à partir de la position Z_{QS} , (Figure 36).

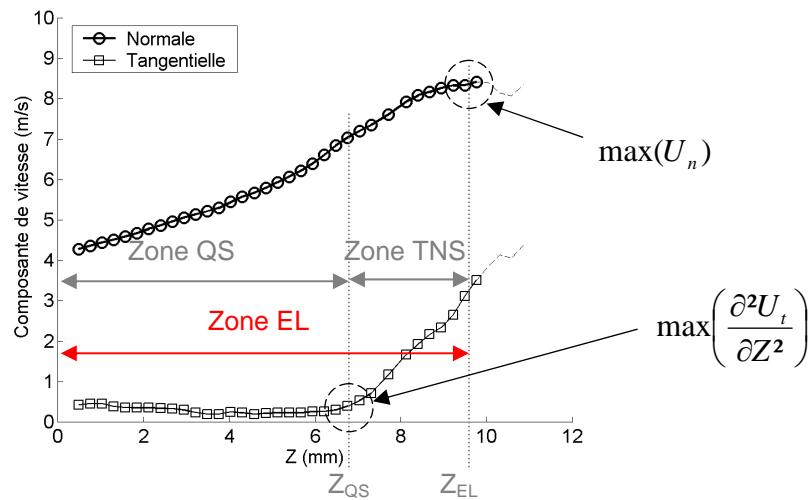


Figure 36: Evolution des composantes de la vitesse du gaz le long de la ligne (A).

1.1500.200.9.9@1.00ms.

La zone quasi-stationnaire est définie, dans cette étude, entre la position de la paroi supérieure Z_{01} et la position Z_{QS} . Dans cette zone, le gaz est entraîné perpendiculairement à la frontière du spray et en direction du liquide. L'intensité des vitesses croît lorsque la distance au point d'origine virtuelle O_1^* augmente. O_1^* correspond au point d'intersection entre la ligne de contrôle (ligne A) et la droite perpendiculaire passant par le point d'injection O_1 (Figure 35).

En aval de la zone quasi-stationnaire, les effets d'entraînement instationnaires se superposent aux effets stationnaires. Cette zone est appelée la zone de transition non-stationnaire et est définie entre les positions Z_{QS} et Z_{EL} . Dans cette zone, l'intensité des vitesses continue de croître lorsque la distance au point O_1^* augmente mais, le gaz est dévié par le mouvement de rotation induit par la recirculation en aval (effet instationnaire).

Pour distinguer la zone quasi-stationnaire et la zone de transition non-stationnaire, les variations des composantes de vitesse suivant Z sont utilisées (Figure 36). La détermination des zones auxquelles appartient un point M, défini sur la ligne (A), est basée sur les critères suivants:

$$-M \in \{EL\} \quad \text{si} \quad \left\{ \forall Z / \frac{\partial U_n}{\partial Z} \geq 0 \text{ et } U_{n(Z)} < \max(U_n) \right\}$$

$$-M \in \{EL \cap QS\} \quad \text{si} \quad \left\{ M \in \{EL\} \text{ et } \forall Z \frac{\partial^2 U_t}{\partial Z^2} \leq \max\left(\frac{\partial^2 U_t}{\partial Z^2}\right) \right\}$$

En pratique, les critères basés sur la variation de U_t ne suffisent pas pour délimiter la zone quasi-stationnaire et, une condition supplémentaire est utilisée :

$$\frac{U_n}{|U|} \leq 95\%$$

L'analyse des vitesses du gaz le long de la ligne (A) permet de distinguer les deux zones d'entraînement. Les zones quasi-stationnaire et de transition non-stationnaire s'étendent jusqu'aux positions axiales $Z_{QS} \sim 6.3 \text{ mm}$ et $Z_{EL} \sim 8.6 \text{ mm}$, respectivement (Figure 36).

Pour faciliter la compréhension des figures présentant des courbes d'évolution axiale, la convention $Z = -z$ est utilisée.

Temps d'établissement de la zone quasi-stationnaire

Les évolutions axiales de U_n et U_t sont tracées le long de la ligne A pour différents temps d'observation après le début de l'injection (t_{asoi}). A $t_{asoi} = 0.20\text{ms}$, U_t augmente dès les premiers points de mesures. Ceci indique que la zone observée est soumise aux effets instationnaires. Lorsque t_{asoi} augmente, les effets instationnaires apparaissent plus loin et la longueur de la zone quasi-stationnaire, où U_t est constant et proche de zéro, augmente (Figure 37-b). Par ailleurs, on vérifie l'augmentation de U_n sur toute la longueur de la zone d'entraînement latérale (Figure 37-a).

Le temps minimum d'établissement des vitesses de gaz dans la zone quasi-stationnaire est donc estimé à $200 \mu\text{s}$. Ce temps est à relier avec le temps d'établissement de la levée l'aiguille (environ $150 \mu\text{s}$) puisque les fluctuations de débit liquide instantané ont un impact certain sur les grandeurs déterminantes du mécanisme d'entraînement (Delay 2005).

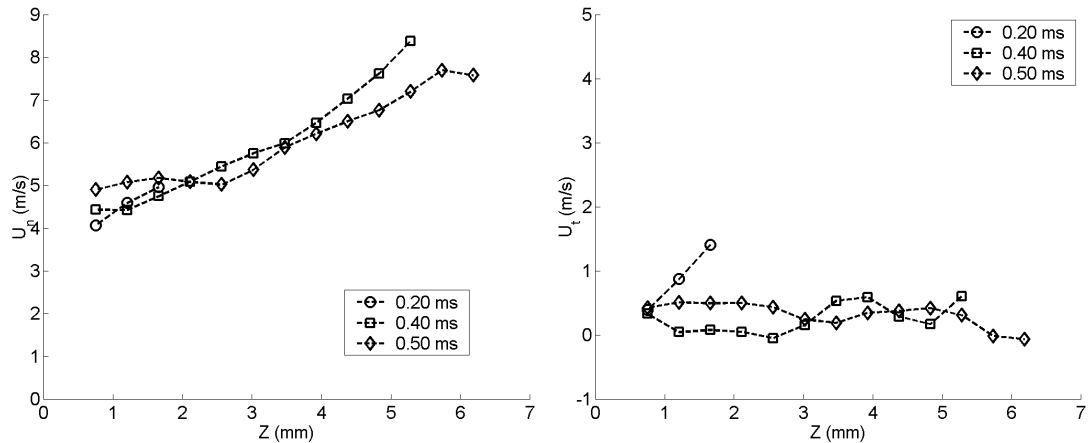


Figure 37: Vérification de l'établissement des vitesses dans la zone d'Entraînement Latérale. Evolution des composantes de la vitesse du gaz le long de la ligne A. P_{inj} 200 bars, $P_c = 6$ bars ($\rho_g = 7.2 \text{ kg/m}^3$).

Dans la suite de l'étude, les temps d'observation sont pris égaux à 1.00 ms après le début de l'injection. De cette manière, la zone quasi-stationnaire est établie sur une longueur minimale de ~5 mm dans le cas où le spray est le plus confiné ($\rho_g = 18 \text{ kg/m}^3$).

Profils de vitesse orthogonaux à la frontière du spray

Les profils de vitesse U_n et U_t ont été tracés le long de la ligne (B), définie perpendiculairement à la frontière du spray et à différentes distances du point d'injection. Les courbes permettent de vérifier la similarité des profils de vitesse du gaz dans la zone d'entraînement quasi-stationnaire.

A l'extérieur du spray, le gaz est aspiré par la nappe de gouttes (nappe diphasique) mais est également dévié par la recirculation. Les vecteurs vitesse sont donc dirigés vers le spray et sont d'autant plus orientés vers l'injecteur qu'ils sont éloignés de la frontière (Figure 38).

Dans la nappe diphasique, le gaz est entraîné par les gouttes et l'écoulement d'air est défléchi dans la direction de l'injection. Sur une distance équivalente à la demi-épaisseur de nappe, U_n devrait décroître rapidement et atteindre 0 au centre tandis qu'à l'inverse, U_t devrait augmenter jusqu'à ce que l'équilibre entre les gouttes et le gaz soit atteint (Vermorel 2003). Les premiers points de mesure sont obtenus en dehors de la nappe diphasique et la vitesse du gaz à l'intérieur ne peut pas être déterminée. L'évolution attendue pour U_n est prolongée en pointillé sur la Figure 38-a.

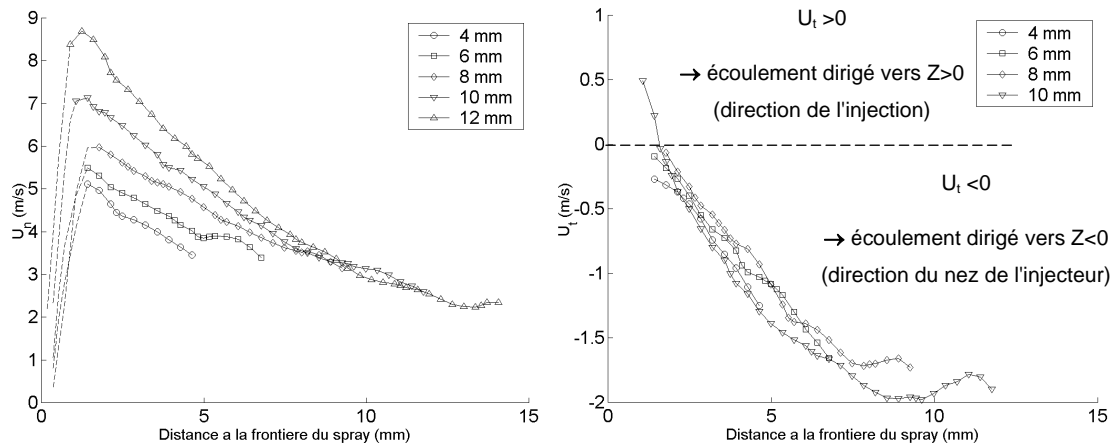


Figure 38: Profils de vitesse perpendiculairement à la frontière du spray (ligne B). Evolution des composantes de la vitesse du gaz à différentes distances du point d'injection. Cas de référence.

a) Composante normale, b) Composante tangentielle.

Dans la zone quasi-stationnaire, la similarité éventuelle des profils de vitesse a été testée selon l'approche développée pour les couches limites turbulentes (Rajaratnam 1976). Dans cette approche, la vitesse locale (U) est normalisée par la vitesse maximale (U_{max}) et la distance à l'axe du jet est normalisée par la distance b , correspondant à la distance où $U/U_{max} = 0.5$. Cependant, l'autosimilarité des profils de vitesse normale n'est montrée que partiellement parce que le champ de mesure est trop restreint pour relever la valeur de b sur tous les cas (Figure 39).

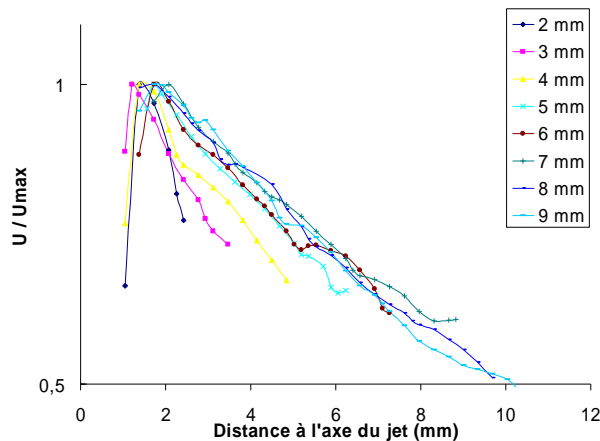


Figure 39: Similarité des profils de vitesse suivant la composante normale.

3.1.2.Écoulement à l'intérieur du spray

Pour l'application de l'injection directe essence, les conditions sont trop contraignantes pour observer pleinement le phénomène d'entraînement. Cependant, pour une levée d'aiguille

faible et en diminuant la pression d'injection, le débit de liquide diminue et le diamètre moyen des gouttes augmente. En conséquence, le nombre de gouttes diminue et la multidiffusion du signal de fluorescence par le spray est suffisamment faible pour que, à la pression atmosphérique, les traceurs à l'intérieur du cône liquide soient détectés et pour que le calcul PIV soit valide.

L'analyse d'un cas à faible pression d'injection a permis d'observer la génération de deux recirculations de part et d'autre de la nappe liquide (Figure 40). L'air est ramené vers les zones latérales d'entraînement à l'extérieur mais, également à l'intérieur du spray. Cependant, le volume à l'intérieur du spray étant plus confiné, l'écoulement d'air y est contraint et diffère de l'écoulement à l'extérieur.

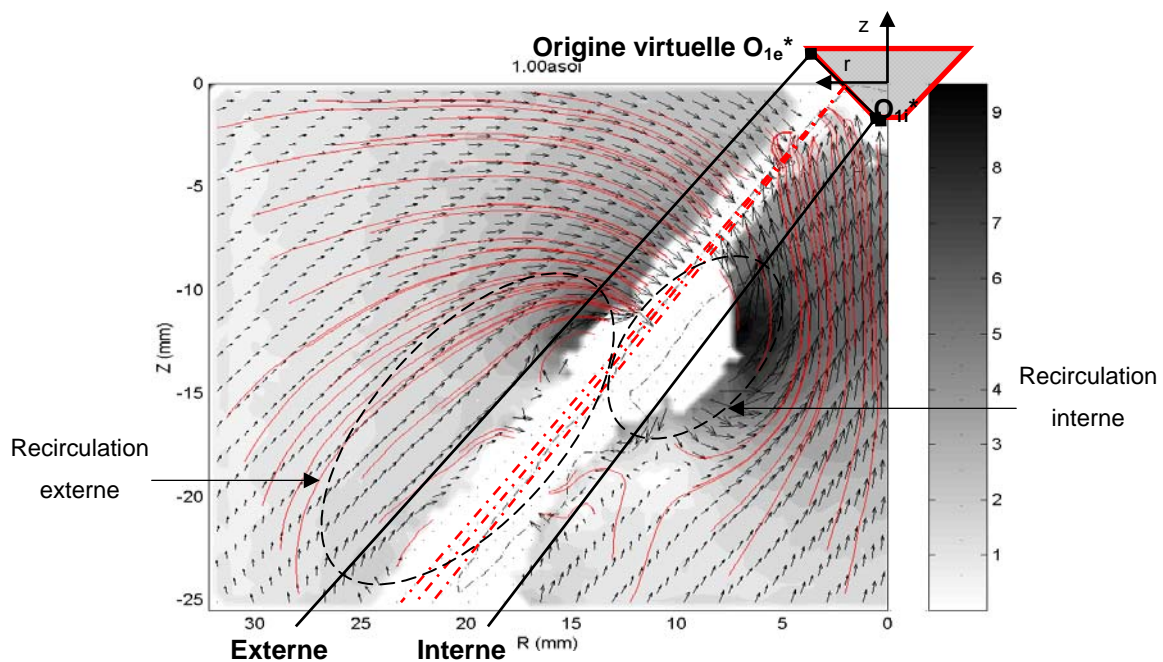


Figure 40: Champ moyen de vitesse du gaz à différents temps d'observation.

1.1500.50.0.1@1.00ms.

Similitude des zones d'entraînement latérales interne et externe

A partir du cas à faible pression d'injection, les profils de vitesse à l'intérieur du spray peuvent être mesurés. A l'intérieur, U_n augmente lorsque la distance au point O_1^* croît, atteignant des niveaux comparables à ceux à l'extérieur (Figure 41). Pour vérifier cette propriété, les points O_{1e}^* et O_{1i}^* des origines virtuelles des droites de post-traitement à l'extérieur et à l'intérieur, respectivement, ont du être définis (cf. Figure 40). Pour des longueurs d'entraînement équivalentes, la surface de contrôle externe est plus grande que celle interne. Ainsi, le flux de gaz entraîné à l'extérieur est plus élevé qu'à l'intérieur.

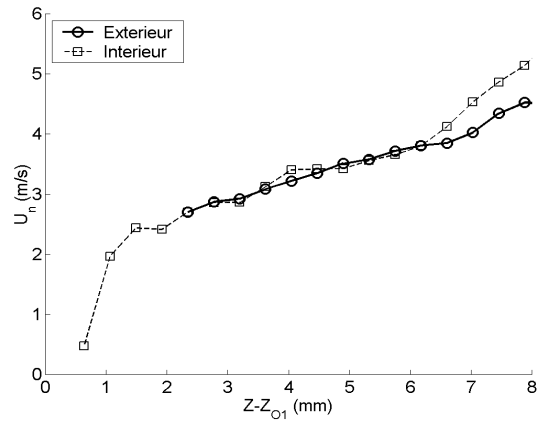


Figure 41: Evolution axiale de la composante normale de la vitesse du gaz le long de la nappe liquide. P_{inj} 50 bars, levée minimale, $P_c = 1$ bars ($\rho_g = 1.2$ kg/m³).

3.1.3.Méthodologie (zone d'entraînement latérale)

Donghee et Mungal proposèrent une alternative à la méthode de mesure de l'entraînement proposé par Ricou et Spalding en proposant une mesure dite "directe" de la quantité de gaz entraîné par le spray (Donghee 2001). Basée sur la conservation de la masse, cette méthode "directe" de calcul est utilisée ici pour caractériser l'entraînement dans la zone latérale (Figure 42).

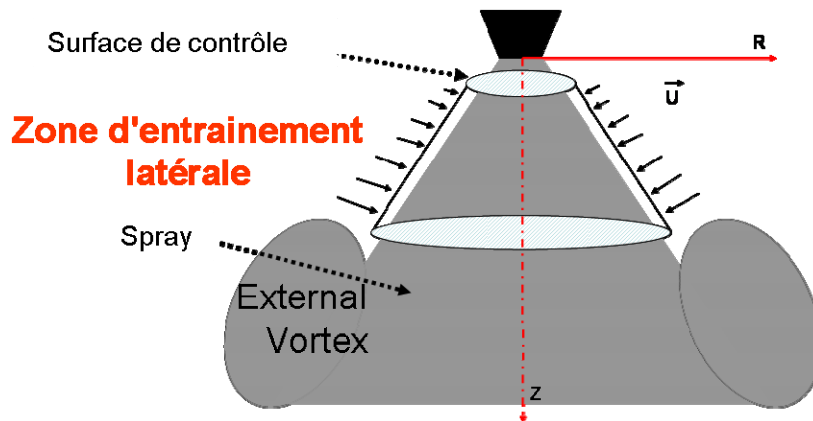


Figure 42: Schéma de principe de la méthode directe de calcul de l'entraînement d'air.

Une surface de contrôle conique, S_c , est positionnée à l'extérieur du spray et est définie par la rotation, autour de l'axe de symétrie, d'un segment de droite entre deux positions. Le débit massique de gaz entraîné cumulé, \dot{m}_e , est calculé par intégration de la vitesse normale le long de la surface (eq. 5).

$$\dot{m}_e = \int_{S_c} \rho_g \cdot U_n \cdot dA \quad \text{eq. 5}$$

Avec dA , l'élément de surface conique, tel que :

$$dA = 2.\pi.r_{(z)} \frac{dz}{\cos\left(\frac{\theta_c}{2}\right)} \quad \text{eq. 6}$$

La droite utilisée pour définir la surface de contrôle est positionnée à une distance l_{dec} de la frontière du spray et a pour équation:

$$r_{(z)} = \left[\frac{D_{inj}}{2} + \frac{l_{dec}}{\cos\left(\frac{\theta_c}{2}\right)} \right] - \tan\left(\frac{\theta_c}{2}\right).z \quad \text{eq. 7}$$

$\theta_c/2$ est l'angle d'inclinaison de la droite par rapport à l'axe Z, on verra plus loin que l'angle θ_c est pris égal à l'angle de cône du spray.

Les paramètres d'entraînement suivants sont également utilisés dans la présente étude:

- le **taux d'entraînement (massique)**:

$$\frac{d\dot{m}_e}{dz} \quad \text{eq. 8}$$

- le **taux de mélange** (τ , eq. 9), correspondant au débit massique cumulé normalisé par le débit massique de liquide :

$$\tau = \frac{\dot{m}_e}{\dot{m}_l} \quad \text{eq. 9}$$

- le **coefficient d'entraînement** (K_e^* , eq. 10), correspondant au taux d'entraînement normalisé:

$$K_e^* = \frac{d\dot{m}_e}{dz} \cdot \frac{D}{\dot{m}_l} \quad \text{eq. 10}$$

D est une longueur caractéristique de l'écoulement, qui, dans le cas des jets pleins, est assimilée au diamètre de l'orifice de l'injecteur. Dans le cas d'un spray conique creux, D est pris égal au diamètre hydraulique D_H de l'injecteur qui est proportionnel à la levée d'aiguille (eq. 11). Pour le niveau de levée nominal (9/15), D_H est estimé à $\sim 17 \mu\text{m}$.

$$D_H = \text{levée} \cdot \sin\left(\frac{\theta_s}{2}\right) \quad \text{eq. 11}$$

Influence de l'angle de la surface de contrôle conique

L'angle entre la frontière extérieure et l'axe du spray (axe de symétrie) définit l'angle de cône et vaut 40° ($\theta_s / 2$) jusqu'à la zone de recirculation. Par ailleurs, les variations de U_t indiquent que la direction des vecteurs du champ de vitesse du gaz n'est pas constante le long de la frontière du spray. En champ proche de l'injecteur, les vecteurs vitesse forment un angle de 36° avec l'axe \vec{R} , alors que plus en aval, l'angle est estimé à 42° .

L'influence de l'inclinaison de la ligne de contrôle est vérifiée pour des valeurs d'angle comprises entre 36° et 44° . Il en résulte qu'un angle de 40° minimise l'erreur relative, commise sur le taux d'entraînement massique, à 5% sur l'intégralité de la zone d'entraînement latérale (Figure 43). La surface de contrôle est donc définie à partir de cet angle dans la suite de l'étude.

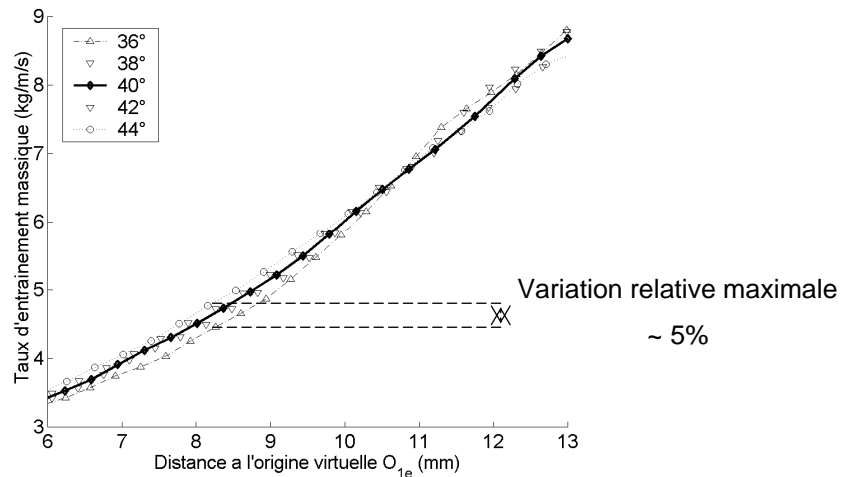


Figure 43: Evolution du taux d'entraînement massique en fonction de la distance au point O_1^* le long de la ligne (A) pour différentes valeurs de l'angle θ_c .

Influence de la distance à la frontière

On rappelle que la nappe laser a été ajustée de manière à ne pas dégrader l'état de surface de l'injecteur (cf. §2.2.2.1). En conséquence, le champ de vitesse dans la zone au dessus du point d'injection (zone $z > 0$) n'est pas mesuré (Figure 44). Dans cette zone, l'évolution axiale de la vitesse du gaz est continue jusqu'à proximité de la paroi où on peut supposer qu'une couche limite (CL) se développe. Cette couche limite n'a pas pu être étudiée et ses effets seront négligés. Toutefois, dans cette zone de "non mesure", l'évolution axiale de U_n est représentée en pointillé sur la Figure 45.

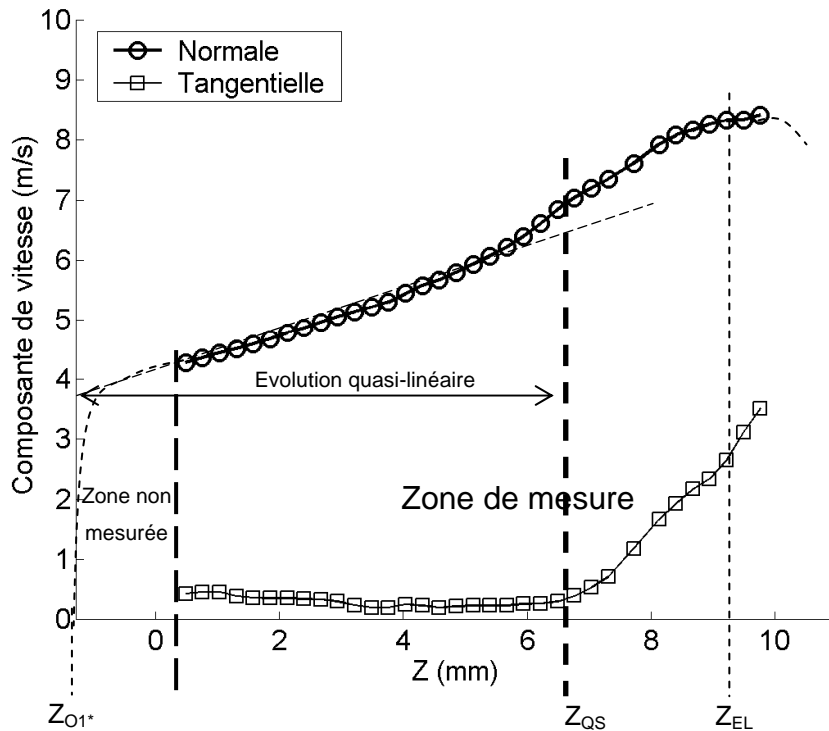


Figure 45: Evolution axiale des composantes normale U_n et tangentielle U_t de la vitesse du gaz le long de la ligne (A).

Le débit massique cumulé entre la paroi et la position Z , $\dot{m}_{e(Z_{O1^*}, Z)}$, se décompose en une partie mesurée et une partie non mesurée (eq. 15).

$$\dot{m}_{e(Z_{O1^*}, Z)} = \underbrace{\dot{m}_{e(Z_{O1^*}, 0)}}_{\substack{\text{Non mesurée} \\ \text{(estimée)}}} + \underbrace{\dot{m}_{e(0, Z)}}_{\text{mesurée}} \quad \text{eq. 15}$$

La partie mesurée (2^{ème} terme du membre de droite eq. 15) est calculé par l'intégration de la vitesse le long de la surface de contrôle. La partie non mesurée (1^{er} terme) peut être estimée. $\dot{m}_{e(Z_{O1^*}, 0)}$ s'exprime en fonction du flux entrant et de la densité du milieu ambiant, considérée constante. Comme nous le vérifierons plus loin (cf. §3.3), U_n varie de manière linéaire dans la zone quasi-stationnaire, quelles que soient les conditions d'injection. Sous l'hypothèse que le taux d'augmentation de U_n est constant entre Z_{O1^*} et Z_{QS} , le flux entrant dans la zone de "non mesure" peut ainsi être estimé à partir d'une loi d'évolution linéaire pour U_n . Ainsi, pour une surface de contrôle positionnée à 2 mm de distance de la frontière du spray, le flux de gaz entrant dans la zone au dessus du point d'injection Φ_e est estimé à 0.166 dm³/s à partir de la relation établie (eq. 16). Le débit massique cumulé jusqu'à la position Z est ensuite déduit de la masse volumique et vaut 1.8g/s, pour le cas de référence.

$$\Phi_{e(Z_{01}^*,0)} = \frac{\dot{m}_{e(Z_{01}^*,0)}}{\rho_g} = \int_{Z_{01}^*}^{Z=0} U_n \cdot 2\pi \cdot r \frac{dz}{\cos\left(\frac{\theta_s}{2}\right)} \quad \text{eq. 16}$$

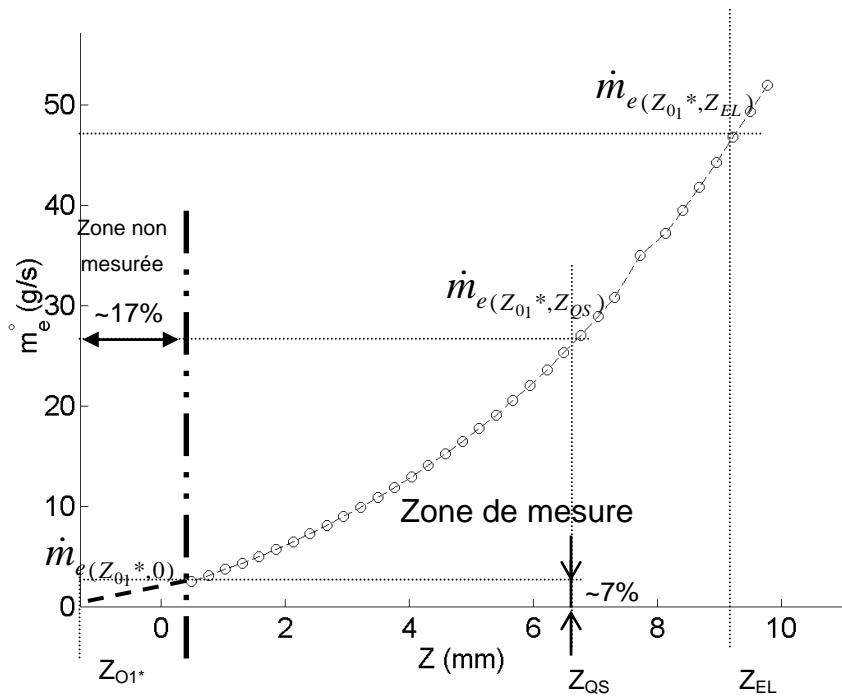


Figure 46: Evolution axiale du débit massique cumulé de gaz total le long de la zone d'entraînement latéral (ligne A).

Source d'incertitudes

Méthode directe

La mesure du champ de vitesse à proximité de la frontière du spray permet l'application de la méthode de calcul "directe" du débit massique de gaz entraîné (Arbeau 2004; Delay 2005). Les sources d'erreur de la méthode sont identifiées et sont relatives à:

- l'erreur générique intrinsèque à la technique PIV
- l'incertitude sur la symétrie axiale de l'écoulement
- l'erreur induite par la position relative de la surface de contrôle par rapport à la frontière du spray.

En sommant tous les effets, soient 6% et 5 % respectivement pour la dissymétrie de l'écoulement (cf. §2.2.3) et pour le positionnement de la surface de contrôle, l'erreur relative maximum de la méthode de mesure peut être estimée à **+/- 11%** dans le cas le plus critique.

Zone d'entraînement latérale

L'analyse globale de l'entraînement est basée sur les comparaisons des quantités totales de gaz pénétrant dans le spray pour chacune des zones étudiées (QS et EL). Ces quantités nécessitent qu'une partie soit estimée. Cette estimation est d'autant plus nécessaire que la variation relative entre les longueurs des zones non mesurée et totale est grande.

A titre d'illustration sur le cas de référence, $\dot{m}_{e(Z_{01}^*,0)}$ représente 7% du débit massique cumulé dans la zone d'entraînement quasi-stationnaire $\dot{m}_{e(Z_{01}^*,Z_{QS})}$. La longueur de la zone non mesurée représente 17% de la longueur totale (Figure 46).

Dans le cas le plus contraignant ($\rho_g = 18 \text{ kg/m}^3$), les parts estimées pour $\dot{m}_{e(Z_{01}^*,Z_{QS})}$ et L_{QS} représentent 18% et 32%, respectivement.

3.2. Influence des conditions d'injection

Dans cette partie, le débit massique cumulé jusqu'à la position Z (i.e. $\dot{m}_{e(Z_{01}^*, Z)}$) est estimé en prenant en compte la zone entre Z_{01}^* et $Z=0$ (zone non mesurée). Le cas de référence est utilisé pour comparer les longueurs et les débits massiques cumulés mesurés. Pour cela, les rapports L^* et m_e^* sont introduits (eq. 17 et eq. 18).

$$L^* = \frac{L}{L_{ref}} \quad \text{eq. 17}$$

$$\dot{m}_e^* = \frac{\dot{m}_e}{\dot{m}_{e_{ref}}} \quad \text{eq. 18}$$

Les indices QS et EL sont utilisés pour référer aux zones d'entraînement quasi-stationnaire et latérale.

3.2.1. Densité ambiante (contre pression)

Le champ de vitesse du gaz a été mesuré pour des densités ambiantes allant de 1.2 à 18 kg/m³, soit pour des contre pressions de 1 à 15 bars, respectivement. Le long de la frontière du spray (ligne (A)), les positions Z_{EL} et Z_{QS} sont repérées à partir des critères de détections définis sur les composantes normales et tangentielle (Figure 47). On rappelle que la ligne (A) est définie à 2 mm de la frontière, c'est-à-dire avec un angle de $\theta_s/2 = 40^\circ$ par rapport à l'axe z.

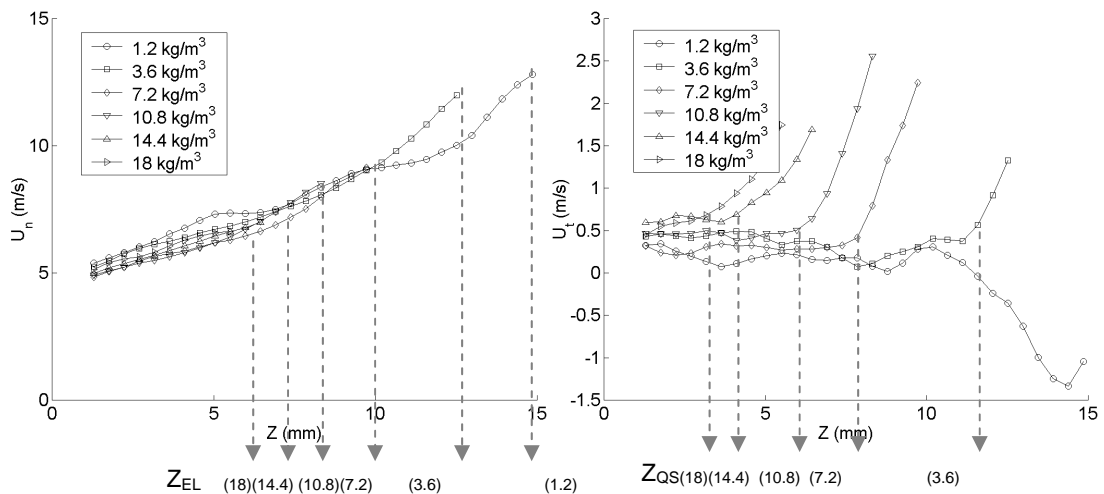


Figure 47: Evolution axiale de la vitesse du gaz entraîné à différentes densités ambiantes le long de la ligne (A). $P_{inj} = 200$ bars, Levée médium, $t_{aso} = 1.00$ ms.

a) Composante normale, b) Composante tangentielle

Les longueurs des zones quasi-stationnaire L_{QS} et latérale L_{EL} sont déduites des positions Z_{QS} et Z_{EL} . Les longueurs de chaque zone sont comparées au cas de référence pour lequel $L_{QS} \sim 10$ mm et $L_{EL} \sim 14$ mm. Lorsque la densité du milieu augmente, la longueur de pénétration du spray diminue (non montré) et la longueur des zones d'entraînement diminuent également. Ainsi les cas à $\rho_g = 1.2$ kg/m³ et à $\rho_g = 18$ kg/m³ voient la longueur de la zone d'entraînement quasi-stationnaire augmenter de 65% et diminuer de 25%, respectivement, par rapport au cas de référence (Figure 48).

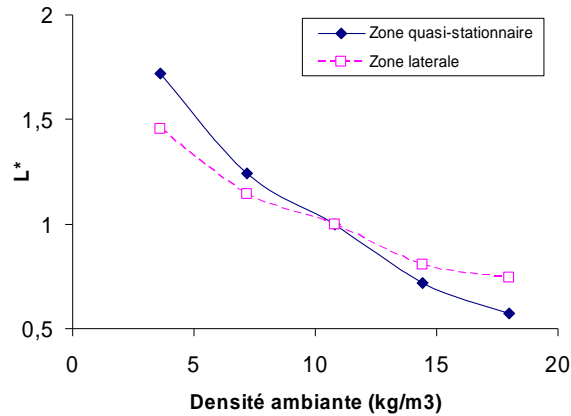


Figure 48: Evolution de la longueur des zones d'entraînement quasi-stationnaire et latérale en fonction de la densité ambiante.

Les taux d'entraînement massique augmentent progressivement suivant Z , et sont d'autant plus élevés que la densité ambiante est élevée (Figure 49).

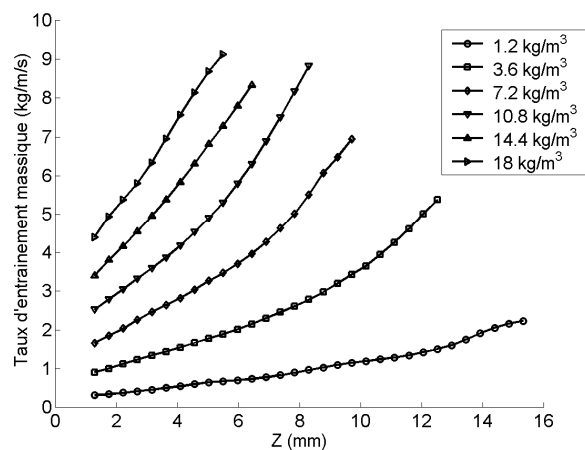


Figure 49: Evolution axiale du taux d'entraînement massique à différentes densités ambiantes. $P_{inj} = 200$ bars, Levée médium, $t_{asoi} = 1.00$ ms.

\dot{m}_e augmente le long de la zone d'entraînement latérale sans effet apparent de saturation sur la gamme de densités du milieu étudiée. Les profils attendus dans la zone non mesurée sont rajoutés en trait tiret (Figure 50).

Les positions correspondantes à un taux de mélange τ égal à 1 (prenant en compte la correction du débit statique par la contrepression effective) sont également repérées sur les courbes. Cette valeur caractéristique (même rapport des quantités de liquide injecté et d'air entraîné par le coté extérieur) est atteinte quelque soit la densité, sauf pour le cas à 1.2 kg/m³. Pour ce cas, la valeur $\tau = 1$ est supposée être atteinte plus en aval dans la zone de recirculation où les mesures de la vitesse du gaz ne sont pas possibles.

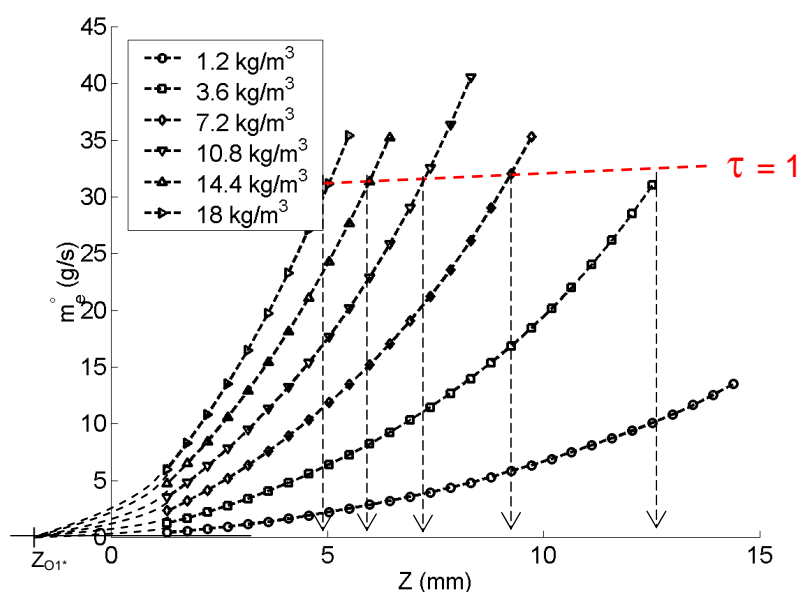


Figure 50: Evolution axiale du débit massique cumulé de gaz entraîné le long de la ligne (A) à différentes densités ambiantes. $P_{inj} = 200$ bars, $Elift = 9/15$, $t_{aso} = 1.00$ ms.

Lorsque la densité du milieu augmente, l'entraînement d'air est plus intense, mais est effectué, en contre partie, sur une distance plus courte (Figure 48). Les valeurs de débits massiques cumulés dans les zones quasi-stationnaire \dot{m}_{eQS} et latérale \dot{m}_{eEL} intègrent ces deux effets. On observe cependant que lorsque la densité du milieu augmente, \dot{m}_{eQS} diminue alors que \dot{m}_{eEL} augmente (Figure 51). L'interprétation de cette observation est la suivante: lorsque la densité augmente, les effets instationnaires prennent une part relative plus importante que les effets stationnaires.

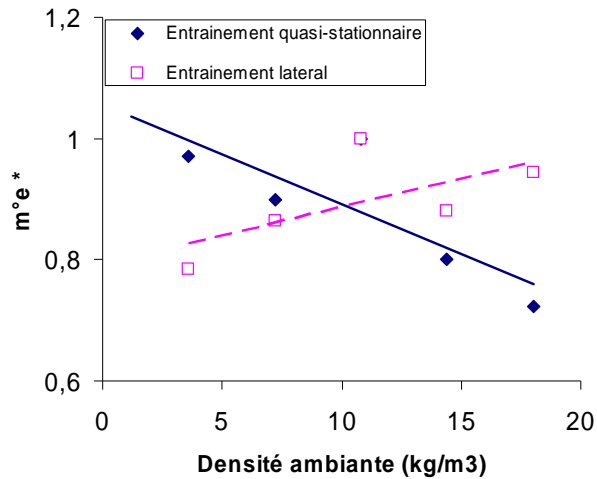


Figure 51: Evolution du débit massique cumulé. Influence de la densité ambiante.

En résumé, lorsque la densité augmente, les échanges de quantité de mouvement sont plus intenses mais s'effectuent sur une distance plus courte. D'un point de vue global, la quantité totale de gaz entraîné par unité de temps est sensiblement plus grande (~20%).

3.2.2. Pression d'injection

Les effets de la pression d'injection sont étudiés pour un niveau de levée d'aiguille intermédiaire et à la contre pression de 9 bars ($\rho_g = 10.8 \text{ kg/m}^3$).

Les longueurs des zones d'entraînement latérale et quasi-stationnaire sont repérées à partir des courbes d'évolution de U_n et U_t (Figure 52-a, et -b).

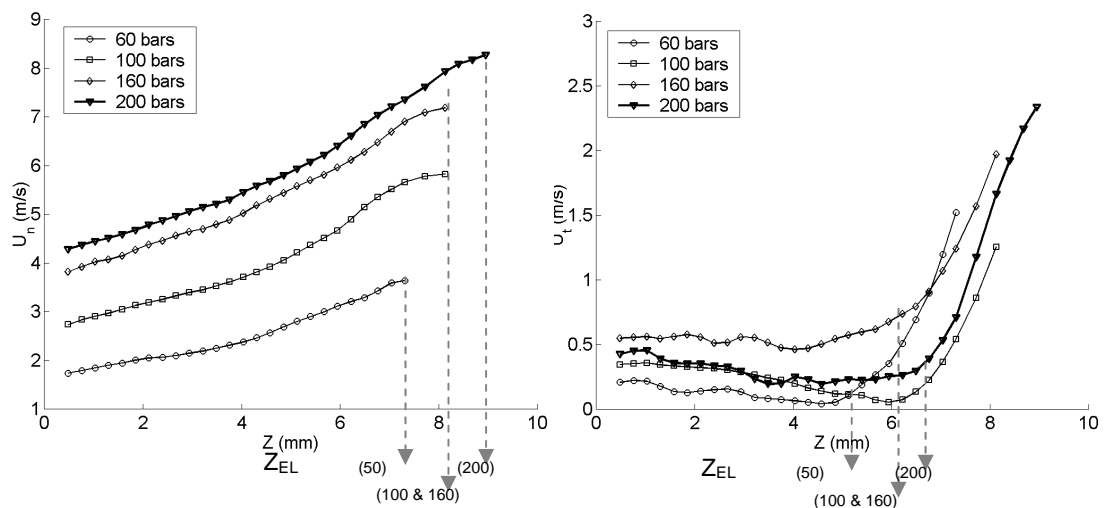


Figure 52: Evolution axiale de la vitesse du gaz entraîné à différentes pressions d'injection le long de la ligne (A). $P_c = 9$ bars, levée intermédiaire, $t_{asoi} = 1.00$ ms.

a) Composante normale, b) Composante tangentielle.

Lorsque la pression d'injection diminue, les longueurs d'entraînement diminuent faiblement (<20%, Figure 53).

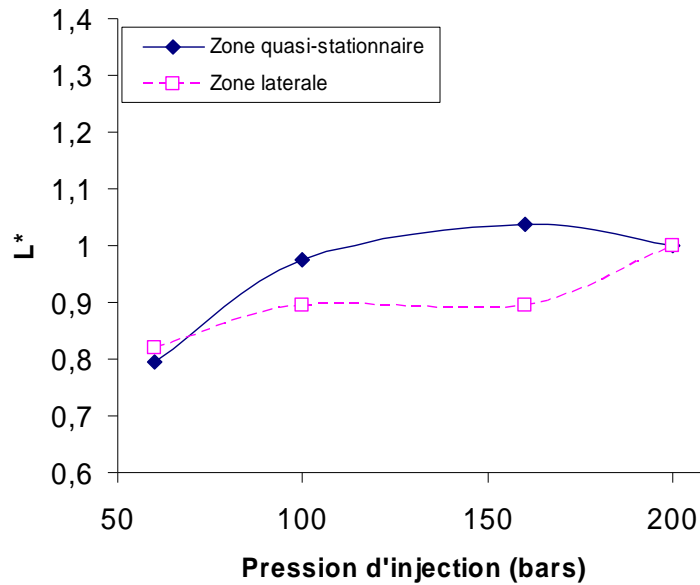


Figure 53: Evolution de la longueur des zones d'entraînement quasi-stationnaire et latérale en fonction de la pression d'injection.

Lorsque la pression d'injection est élevée, le taux d'entraînement est plus fort et le débit massique cumulé de gaz croît plus rapidement (Figure 54).

Pour une diminution de la pression d'injection de ~70%, le taux d'entraînement diminue de 60%. Néanmoins, cet effet est à pondérer avec le débit liquide \dot{m}_l , qui diminue également avec la pression d'injection.

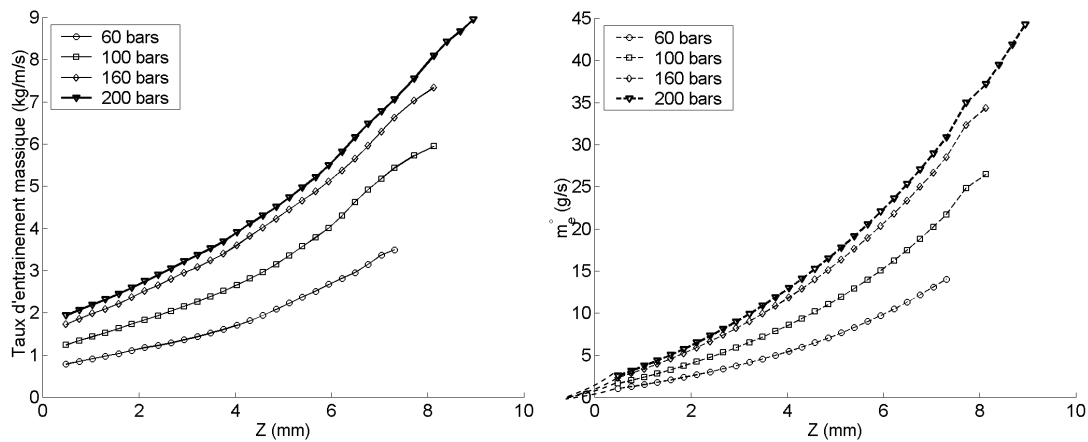


Figure 54: Evolution axiale du taux d'entraînement massique et du débit massique cumulé de gaz pour différentes pressions d'injection. $P_c = 9$ bars, $t_{aso} = 1.00$ ms.

Les mesures de débitmétrerie ont été réalisées à pression atmosphérique (cf. §2.1.2.4) alors que, dans le cas présent, la contre pression est de 9 bars. A 200 bars de pression d'injection, la correction à appliquer sur le débit liquide représente 2% alors qu'à 60 bars, elle est de 7%. Le débit liquide à la contre pression P_c doit être corrigé (eq. 19).

$$\dot{m}_{l(P_{inj}, P_c)} = \dot{m}_{l(P_{inj}, P_{ref})} * \left(\frac{\sqrt{P_{inj} - P_c}}{\sqrt{P_{inj} - P_{ref}}} \right) \quad \text{eq. 19}$$

La prise en compte du débit de liquide à travers le coefficient d'entraînement K_e^* montre que, localement, l'entraînement d'air est peu sensible aux variations de la pression d'injection (~10%, Figure 55-a). En conséquence, τ atteint la valeur 1 à une position équivalente ($Z \sim 7$, Figure 55-b).

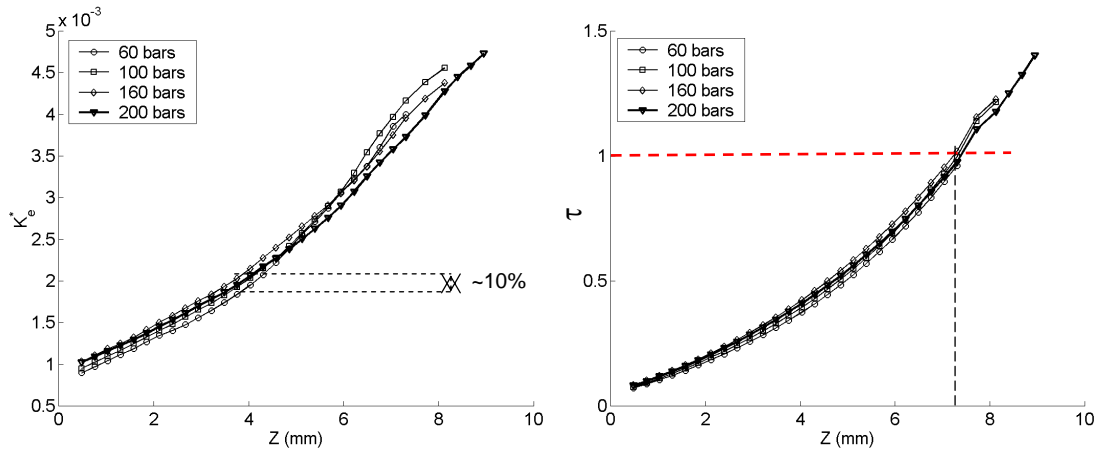


Figure 55: Evolution axiale du coefficient d'entraînement et du taux de mélange à différentes pressions d'injection. $P_c = 9$ bars, $t_{asoi} = 1.00$ ms.

La quantité de gaz entraîné dans la zone en amont de la recirculation diminue lorsque le débit de liquide diminue (Figure 56-a). Il est nécessaire de tracer le taux d'entraînement normalisé τ^* (eq. 20) pour prendre en compte le débit liquide.

$$\tau^* = \frac{\tau}{\tau_{ref}} \quad \text{eq. 20}$$

Lorsque la pression d'injection augmente, le taux de mélange final augmente. L'entraînement est favorisé par des pressions d'injection élevées (Figure 56-b).

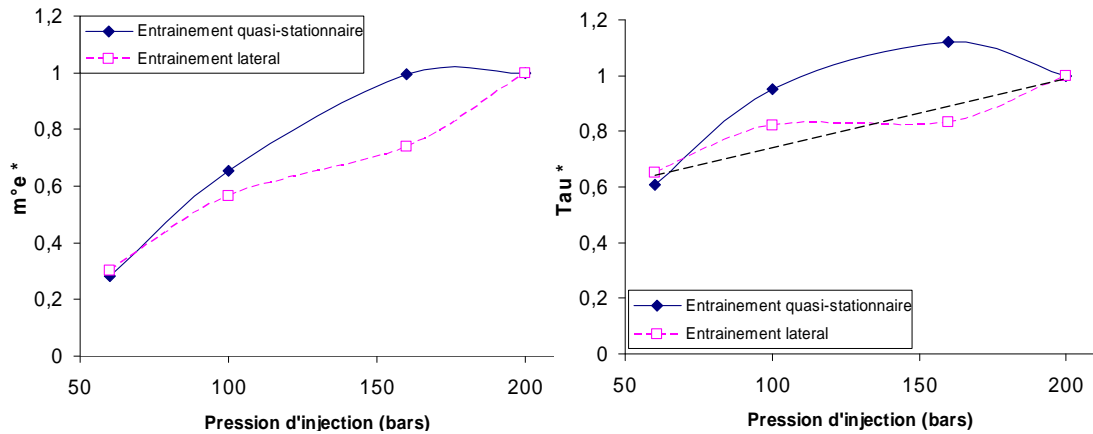


Figure 56: Evolution du débit massique cumulé et du taux de mélange normalisé. Influence de la pression d'injection.

3.2.3. Levée d'aiguille

L'influence de la levée d'aiguille à 200 bars de pression d'injection et à la contre pression de 9 bars est étudiée pour trois niveaux d'ouverture (minimum, intermédiaire et maximum).

Les évolutions axiales de la composante normale de la vitesse du gaz dépendent faiblement du niveau de levée (Figure 57). Proche de l'injecteur ($Z \sim 0$), on constate que U_n est plus élevée quand la levée d'aiguille est grande. Plus en amont ($Z \sim 7$ mm), la tendance inverse est constatée puisque U_n est plus élevée quand la levée d'aiguille est faible. Toutefois, on gardera à l'esprit que l'incertitude de mesure est estimée à 11%, même si une grande partie de l'erreur est appliquée de la même façon sur les cas d'une même campagne.

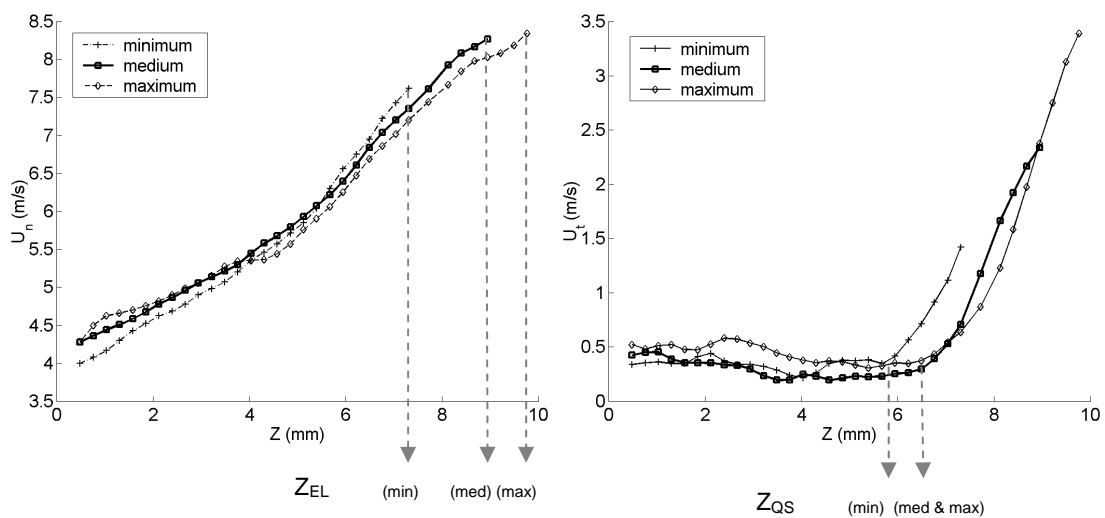


Figure 57: Evolution axiale de la vitesse du gaz entraîné à différents niveaux de levée le long de la ligne (A). $P_c = 9$ bars, $P_{inj} = 200$ bars, $t_{asoi} = 1.00$ ms.

a) Composante normale, b) Composante tangentielle.

Lorsque le niveau de levée augmente, les longueurs des zones d'entraînement augmentent (Figure 58).

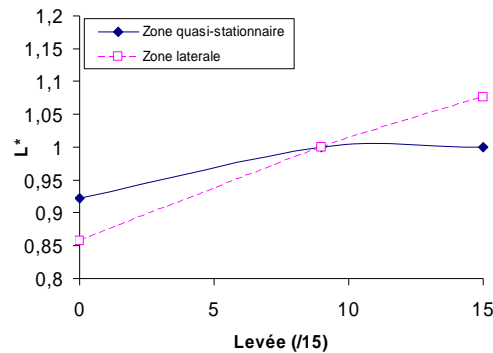


Figure 58: Evolution de la longueur des zones d'entraînement quasi-stationnaire et latérale en fonction. Influence du niveau de levée.

Les niveaux de vitesses étant sensiblement identiques, les profils des débits massiques cumulés sont confondus et ne sont pas tracés.

L'évolution axiale du taux d'entraînement (massique) permet de vérifier que la composante normale de vitesse croît sensiblement plus vite lorsque la levée est faible (Figure 59).

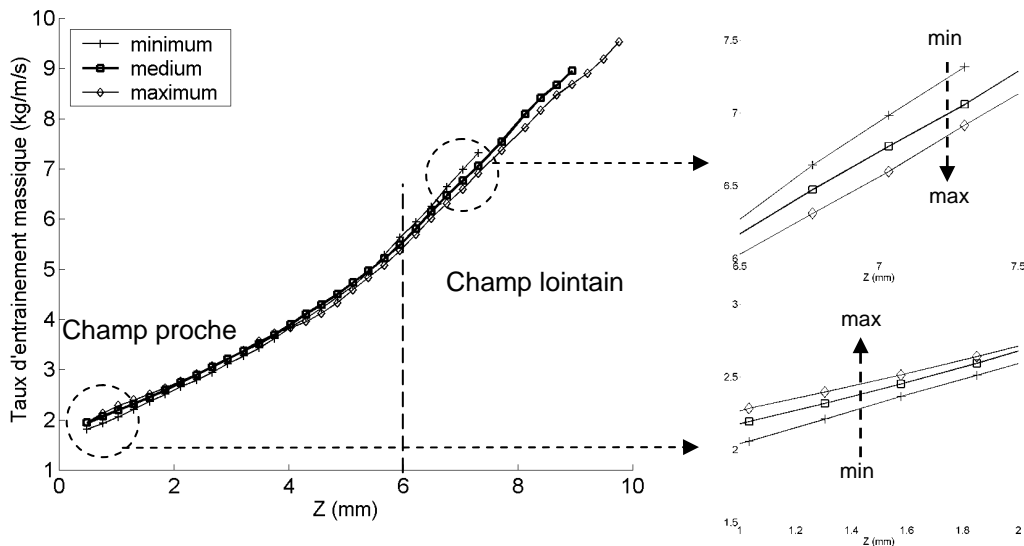


Figure 59: Evolution axiale du taux d'entraînement massique à différents niveaux de levée le long de la ligne (A). $P_{inj} = 200$ bars, $P_c = 9$ bars, $t_{asoI} = 1.00$ ms.

a) Vue globale, b) Agrandissement sur la zone 1, c) Agrandissement sur la zone 2.

Lorsque le niveau de levée augmente, à pression d'injection égale, le débit de liquide augmente. Le taux de mélange prend en compte les variations de débit liquide et, on constate

que la valeur 1 est atteinte pour des distances au point d'injection plus faibles lorsque la levée diminue (Figure 60-a).

Le débit liquide et le diamètre hydraulique de l'injecteur sont pris en compte à travers le coefficient d'entraînement K_e^* , qui montre une faible influence de la levée, localement (<10%, Figure 60-b).

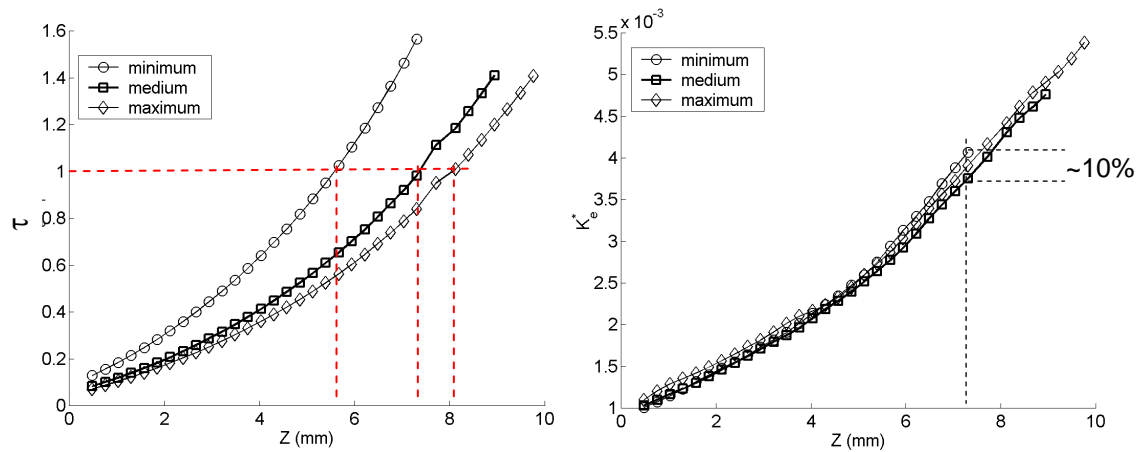


Figure 60: Evolution axiale du taux de mélange et du coefficient d'entraînement à différents niveaux de levée. $P_{inj} = 200$ bars, $P_c = 9$ bars, $t_{aso} = 1.00$ ms.

Lorsque le niveau de levée augmente, la quantité de gaz entraîné augmente (Figure 61-a). Pour prendre en compte le débit liquide, τ^* est à nouveau tracé, ici. Il apparaît que, lorsque le niveau de levée diminue, le taux de mélange global (i.e. atteint à la fin des zones d'entraînement quasi-stationnaire et latérale) augmente (Figure 61-b). L'entraînement d'air est favorisé par des levées faibles.

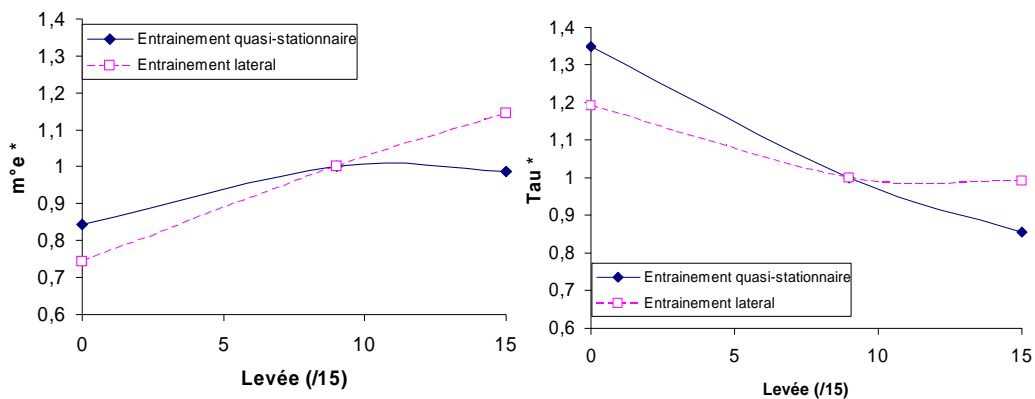


Figure 61: Evolution du débit massique cumulé et du taux de mélange normalisé. Influence de la levée d'aiguille.

3.3. Modélisation de l'entraînement de gaz

3.3.1. Comparaison avec un modèle intégral

3.3.1.1. Loi d'évolution de la vitesse normale

Dans un premier temps, les résultats expérimentaux ont été comparés avec un modèle intégral stationnaire (Cossali 2001). Ce modèle, développé pour les sprays coniques pleins non évaporant injectés dans un milieu au repos, est basé sur la conservation de la masse et de la quantité de mouvement entre les phases liquide et gazeuse. Les gouttes, soumises aux forces aérodynamiques de trainée, décélèrent et transfèrent leur quantité de mouvement au gaz. Les échanges de quantité de mouvement entre phases augmentent progressivement avec la distance axiale avant de diminuer "loin" du point d'injection. Dans cette zone de transfert, une décomposition en deux zones distinctes est proposée. Ces deux zones correspondent à des champs proche et lointain par rapport au point d'injection. Le développement asymptotique des équations de la dynamique de l'écoulement ont mené à l'expression analytique de deux lois d'évolution pour le débit massique cumulé de gaz entraîné. En champ proche, le jet est dense et \dot{m}_e est supposé évoluer en puissance 3/2 avec la distance axiale. En champ lointain, \dot{m}_e retrouve une dépendance linéaire en z comme dans le cas des jets monophasiques.

En dérivant les expressions des débits massiques cumulés en champs proche et lointain, les solutions d'évolution de la vitesse d'entraînement U_n en fonction de l'axe z du jet s'expriment de la façon suivante (eq 21 et eq. 22):

$$\text{Pour } z \rightarrow 0, U_n = \beta_{proche} \cdot z^{1/2} \cdot \left(\frac{3}{2} - \frac{1}{2} \cdot z_0 \cdot z^{-1} \right) \quad \text{eq. 21}$$

$$\text{Pour } z \rightarrow \infty, U_n = \beta_{loin} \quad \text{eq. 22}$$

Où β_{proche} et β_{loin} sont des constantes déterminées empiriquement.

z_0 représente la position du point correspondant à l'extrémité du cœur liquide de la nappe O_C .

La résolution de la mesure ne permet pas la distinction entre le point O_C et le point d'injection O_1 . En conséquence, ces deux points seront confondus pour l'étude. La longueur du cœur liquide (ou cône potentiel) est estimée pour le cas à 200 bars de pression d'injection à dix fois la valeur du diamètre hydraulique, soit $\sim 200 \mu\text{m}$, et est inférieure à la résolution des mesures du champ de vitesse PIV ($\sim 300 \mu\text{m}$). Néanmoins, cette longueur varie en fonction des conditions d'injection et a pu être estimée à 200 fois la valeur du diamètre hydraulique sur le point de fonctionnement à 50 bars et pour une contrepression de 1 bar.

En raison de la configuration de l'étude, mais également des effets instationnaires dans la zone observée, l'évolution du profil de vitesse du gaz diffère de celle prédite par le modèle intégral. Ni l'augmentation rapide de U_n en proximité du point d'injection, ni la convergence de U_n vers une valeur asymptotique loin du point d'injection (i.e. à "l'infini") ne peuvent être vérifiées. En champ très proche, l'écoulement est influencé par la forme de la paroi supérieure mais n'a pas pu être mesuré. En champ lointain, l'écoulement est influencé par la formation de la "recirculation". La loi d'évolution du débit cumulé proposée par le modèle n'est pas adaptée à l'entraînement de gaz induit par un spray conique creux essence.

A titre d'illustration sur le cas de référence, la loi de comportement pour l'évolution axiale de U_n (en racine carré) est tracée en comparaison avec l'expérience (Figure 62). La constante du modèle a été fixée ($\beta_{\text{proche}} = 48$) de manière à vérifier une erreur inférieure à 5% entre les valeurs de débit massique cumulé mesuré sur la zone d'entraînement latérale (jusqu'à $Z \sim 9\text{mm}$).

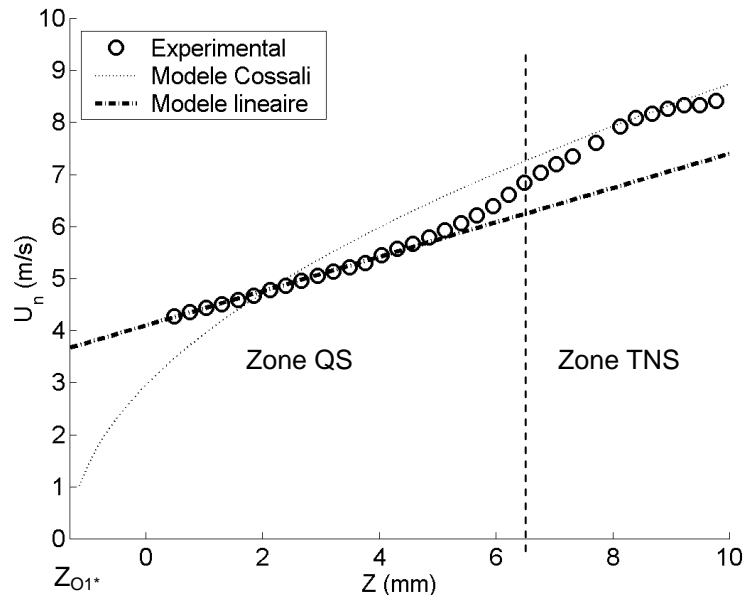


Figure 62: Evolution axiale de la composante normale de la vitesse du gaz entraîné. Comparaison des résultats de l'expérience avec les modèles étudiés à 2 mm de distance de la frontière du spray. Cas de référence (1.1500.200.9.9@1.00ms).

Modélisation de la vitesse d'entraînement d'air pour le spray "piezo"

L'étude de l'influence des paramètres d'injection a permis de vérifier que la vitesse entraînée augmente le long de la frontière du spray quelles que soient les conditions d'injection. Basée sur cette constatation une loi de comportement de U_n en fonction de la distance axiale z est proposée.

L'évolution axiale de la composante normale de la vitesse peut être approchée par une droite (eq. 23) dans la zone d'entraînement quasi-stationnaire (QS), zone à laquelle nous limiterons la modélisation (Figure 62).

$$\text{Pour } z_0 < z < z_{QS}, U_n = c_{0QS} + c_{1QS} \cdot z + O.(z^2) \quad \text{eq. 23}$$

Où c_{0QS} et c_{1QS} sont des constantes.

De l'expression de U_n et de l'équation de la ligne (A) (cf. §3.1.3), les grandeurs cumulées du flux de gaz (eq. 24) et du débit massique (eq. 25) peuvent être déduits. On rappelle que la couche limite qui se développe à proximité de la paroi supérieure n'est pas considérée.

$$\phi_{e(Z_{01^*}, Z)} = \frac{2\pi}{\cos\left(\frac{\theta_s}{2}\right)} \left[c_{0QS} \cdot d_0 \cdot z + \frac{(c_{0QS} \cdot d_1 + c_{1QS} \cdot d_0)}{2} \cdot z^2 + \frac{c_{1QS} \cdot d_1}{3} \cdot z^3 \right]_{Z_{01^*}}^Z \quad \text{eq. 24}$$

$$\dot{m}_{e(Z_{01^*}, Z)} = \rho_g \cdot \phi_{e(Z_{01^*}, Z)} \quad \text{eq. 25}$$

d_0 et d_1 sont des paramètres de prise en compte de l'angle et de la distance à la frontière de la ligne (A), sur laquelle c_{0QS} et c_{1QS} sont déterminées.

3.3.1.2. Dépendance aux paramètres d'injection

L'étude des conditions d'injection a permis de caractériser les variations relatives des paramètres d'entraînement vis à vis de la densité ambiante, de la pression d'injection et du niveau de levée de l'aiguille.

Par ailleurs, l'analyse des échanges de quantité de mouvement entre le gaz et le liquide montre que le diamètre moyen des gouttes, d_p , est un paramètre primordial dans le processus d'entraînement. Ce paramètre varie principalement avec la pression d'injection, mais également avec le niveau de levée. Le modèle intégral (Cossali 2001) prend en compte d_p comme la longueur caractéristique et propose une loi de dépendance aux conditions d'injection en champ proche de la forme (eq. 27).

$$\frac{\dot{m}_e}{\dot{m}_{e_{ref}}} = K \quad \text{eq. 26}$$

$$K = \rho_g^\lambda \cdot d_p^\delta \cdot \dot{m}_l^\gamma \quad \text{eq. 27}$$

$\dot{m}_{e_{ref}}$ réfère à un profil d'évolution pour le débit massique cumulé en fonction de z d'un cas référant et K est le paramètre de dépendance aux paramètres d'injections.

Les cas traités dans l'étude paramétrique (§3.2) ont permis de tester les valeurs des constantes λ , δ et γ et de vérifier la capacité du modèle à prédire l'influence des conditions d'injection. Les résultats sont comparés avec le cas de référence ($P_{inj} = 200$ bars, levée intermédiaire, $P_c = 9$ bars) et à une position fixe ($Z \sim 1$ mm). L'erreur relative ε_{err} commise sur le taux d'entraînement massique entre l'expérience et le modèle est alors évaluée.

L'étude de l'influence de la contre pression indique que le taux d'entraînement volumique est peu dépendant de la densité ambiante, laissant supposer que $\lambda \sim 1$ alors que le modèle propose une loi en puissance $\lambda = 5/6$ pour ρ_g . Les résultats (Table 5) montre qu'une valeur de $\lambda = 1$, permet de prédire les effets de densité avec moins de 10% d'erreur.

Table 5: Dépendance du taux d'entraînement à la densité ambiante.

Pc (bars)	1	3	6	9 (ref)	12	15
$\rho_g / \rho_{g,ref}$	0,11	0,33	0,67	1	1,33	1,67
$\frac{d\dot{m}_e}{dz} / \left(\frac{d\dot{m}_e}{dz} \right)_{ref}$ (Exp)	0,12	0,36	0,66	1	1,35	1,75
$\varepsilon_{err_ \lambda, \lambda=5/6}$	30,3%	12,1%	8,3%	-	6,1%	12,3%
$\varepsilon_{err_ \lambda, \lambda=1}$	-9,7%	6,7%	1,2%	-	-1,5%	-4,5%

Les valeurs de $\delta=-2/3$ et $\gamma=5/6$, proposées par le modèle intégral, ont permis de comparer les résultats du modèle avec ceux de l'étude des effets de la pression d'injection et de la levée d'aiguille. Les valeurs utilisées pour la taille des gouttes d_p correspondent aux diamètres de Sauter (d_{32}) estimés par les mesures granulométriques (cf. 2.1.2.3). L'utilisation du diamètre en volume (d_{43}) ou du d_{32} mène à des résultats similaires puisque d_{32} et d_{43} varient de manière identique. Concernant le débit liquide, on rappelle qu'une correction est réalisée pour prendre en compte la contre pression dans la chambre.

Les résultats comparatifs avec les études des effets de la pression d'injection (Table 6) et de la levée (Table 7) montrent une erreur relative inférieure à 20% avec les valeurs par défaut du modèle.

Table 6: Dépendance du taux d'entraînement à la pression d'injection.

P_{inj} (bars)	60	100	160	200 (ref)
$\frac{\dot{m}_{i0}}{\dot{m}_{i0,ref}}$	0,51	0,69	0,89	1
$\frac{d_p}{d_{p,ref}}$	2,22	1,37	1,13	1
$\frac{d\dot{m}_e}{dz} / \left(\frac{d\dot{m}_e}{dz} \right)_{ref}$ (Expérience)	0,40	0,64	0,89	1
$\epsilon_{err_ \gamma, \delta}$ (%), avec $\gamma = 5/6$; $\delta = -2/3$	-18,2%	-6,8%	-6,8%	-

Table 7: Dépendance du taux d'entraînement à la levée de l'aiguille

Niveau de Levée	minimum	intermédiaire (ref)	maximum
$\frac{\dot{m}_{i0}}{\dot{m}_{i0,ref}}$	0,62	1	1,16
$\frac{d_p}{d_{p,ref}}$	0,84	1	1,03
$\frac{d\dot{m}_e}{dz} / \left(\frac{d\dot{m}_e}{dz} \right)_{ref}$ (Expérience)	0,93	1	1,03
$\epsilon_{err_ \gamma, \delta}$ (%) avec $\gamma = 5/6$; $\delta = -2/3$	-18,4%	-	7,8%

3.3.2. Modèle semi-empirique pour les sprays coniques creux

Loi d'évolution du débit massique cumulé de gaz

Les valeurs des paramètres de dépendance vérifient l'influence des conditions d'injection à moins de 20%. La loi d'évolution linéaire de la vitesse du gaz satisfait à moins de 10% la loi d'évolution axiale pour le cas de référence dans la zone quasi-stationnaire.

En combinant les lois d'évolution de U_n (eq. 23) et de dépendance aux paramètres d'injection (eq. 27), une loi d'évolution semi-empirique pour le débit massique cumulé est proposée (eq. 28).

$$\dot{m}_{e(Z_{01s}, Z)} = \rho_g \cdot \left(\frac{\dot{m}_l}{\dot{m}_{l_{ref}}} \right)^{5/6} \cdot \left(\frac{d_p}{d_{p_{ref}}} \right)^{-2/3} \cdot \frac{2\pi}{\cos\left(\frac{\theta_s}{2}\right)} \cdot \left[c_{0QS_{ref}} \cdot d_0 \cdot z + \frac{(c_{0QS_{ref}} \cdot d_1 + c_{1QS_{ref}} \cdot d_0)}{2} \cdot z^2 + \frac{c_{1QS_{ref}} \cdot d_1}{3} \cdot z^3 \right]_{Z_{01s}}^Z$$

eq. 28

d_0 et d_1 sont issus de l'équation de la droite (A) (cf. eq. 7) et valent, respectivement, 4.71 et 0.84, pour un angle $\theta_c = 80^\circ$ et $l_{dec} = 2$ mm.

c_{0QS} et c_{1QS} ont été évalués à partir du cas de référence ($P_{inj} = 200$ bars, levée intermédiaire et $\rho_g = 10.8$ kg/m³) et valent, respectivement, 3.8 m. s⁻¹ et 364 s⁻¹.

L'influence des conditions d'injection sont prédites par le modèle semi-empirique dans la zone d'entraînement quasi-stationnaire avec une erreur relative inférieure à 20% (Figure 63). On remarquera que les effets de la diminution de la pression d'injection sont sous-estimés tandis que les effets de la variation relative de la levée sont surestimés.

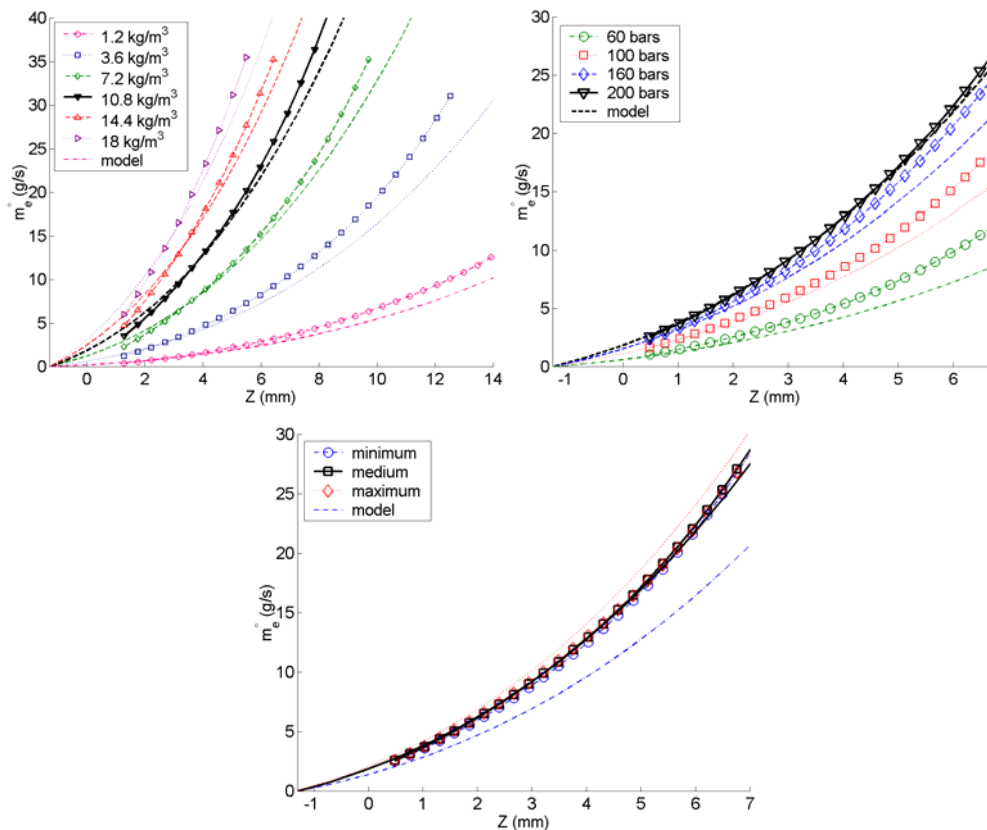


Figure 63: Evolution axiale du débit massique cumulé de gaz. Comparaison entre le modèle semi-empirique et l'expérience.

a) Influence de la densité, b) Influence de la pression d'injection, c) Influence de la levée.

3.4. Conclusions

L'analyse de l'entraînement d'air, le long de la frontière du spray et en amont de la recirculation a permis de mettre en évidence deux zones distinctes: une zone quasi-stationnaire et une zone de transition non-stationnaire. Ces zones situées, respectivement, en champ proche de l'injecteur et en champ lointain, se développent au cours de l'injection.

La mise en mouvement du gaz par le spray régit le processus d'entraînement : l'air est aspiré en direction de la nappe liquide. Le long de la frontière du spray, les vitesses du gaz augmentent avec la distance au point d'injection. Les niveaux de vitesse dépendent des paramètres d'injection. L'influence de ces paramètres est étudiée suivant la méthode de calcul direct de grandeurs caractéristiques: le taux d'entraînement ($\frac{d\dot{m}_e}{dz}$) et le débit massique cumulé (\dot{m}_e). A partir de ces deux grandeurs et des paramètres d'injection, la zone d'entraînement peut également être caractérisée par deux quantités normalisées: le coefficient d'entraînement (K_e^*) et le taux de mélange (τ).

$\frac{d\dot{m}_e}{dz}$ et K_e^* sont des paramètres locaux pour quantifier l'entraînement d'air alors que \dot{m}_e et τ sont des paramètres globaux nécessitant la prise en compte de la longueur des zones. Pour pouvoir comparer les différents cas, l'évolution linéaire de la vitesse dans la zone non-mesurée a du être supposée. Les valeurs de \dot{m}_e et τ atteintes à la fin des zones d'entraînement quasi-stationnaire (QS) et latérale (EL) sont ensuite utilisées.

L'analyse des résultats de cette étude a mené aux conclusions suivantes:

Analyse locale:

- l'entraînement d'air à proximité de la recirculation est plus intense que proche de l'injecteur.
- une densité du milieu élevée favorise l'entraînement d'air. Lorsqu'elle augmente, les forces aérodynamiques de traînée (sur les gouttes) et, par conséquent, les échanges de quantité sont plus intenses.

Analyse globale:

- une pression d'injection élevée ou/et un niveau de levée faible favorise l'entraînement d'air par la production de gouttes les plus fines possibles.

Table 8: Effets des conditions d'injection sur les paramètres d'entraînement.

Variation des paramètres	Variation de K_e^*	Variation de τ_{EL}
$\rho_{g,ref}$ → ρ_g → $5 \times \rho_{g,ref}$	1 → 5	→ $\sim +10\%$
60 bars → P_{inj} → 200 bars	\sim	→ $\sim +40\%$
maximum → Levée → minimum	\sim	→ $\sim +30\%$

Une loi d'évolution du débit massique cumulé a été proposée pour modéliser l'entraînement d'air, les modèles actuels étant inadaptés au spray conique creux. Cette loi est inspirée de la loi issue du modèle développé pour les sprays coniques pleins (Cossali (2001)) laquelle a été modifiée au regard des résultats de la présente étude. En effet, la première partie de l'étude a montré la propriété remarquable d'évolution linéaire de la vitesse dans la zone quasi-stationnaire tandis que la deuxième partie a montré une dépendance aux conditions d'injection en ρ_g , $\dot{m}_l^{5/6}$ et $d_p^{-2/3}$. Ces effets sont intégrés dans la loi d'évolution pour \dot{m}_e nécessitant tout de même un étalonnage à partir d'un cas de référence. En prenant également en compte les propriétés géométriques du spray, la loi semi-empirique s'écrit :

$$\dot{m}_{e(Z_{01^*}, Z)} = \rho_g \cdot \left(\frac{\dot{m}_l}{\dot{m}_{l,ref}} \right)^{5/6} \cdot \left(\frac{d_p}{d_{p,ref}} \right)^{-2/3} \cdot \frac{2\pi}{\cos\left(\frac{\theta_s}{2}\right)} \cdot \left[c_{0QS,ref} \cdot d_0 \cdot z + \frac{(c_{0QS,ref} \cdot d_1 + c_{1QS,ref} \cdot d_0)}{2} \cdot z^2 + \frac{c_{1QS,ref} \cdot d_1}{3} \cdot z^3 \right]_{Z_{01^*}}^Z$$

Finalement, la loi proposée prédit les effets des paramètres d'injection avec une erreur inférieure à 20% par rapport aux résultats expérimentaux sur toute la longueur de la zone quasi-stationnaire.

4. ANALYSE DE L'ENTRAÎNEMENT D'AIR EN REGIME INSTATIONNAIRE

La technique de vélocimétrie par image de particules fluorescentes (FPIV) est utilisée dans ce chapitre pour caractériser l'entraînement de gaz autour du spray dans le but de mieux comprendre les effets de préparation au mélange.

Une méthodologie originale est proposée pour étudier l'entraînement de gaz induit par le développement du spray. Cette méthodologie est éprouvée sur deux cas distincts. Le premier cas est représentatif des conditions moteurs à froid sans combustion. Il servira de référence à l'étude paramétrique réalisée dans le chapitre suivant. Le deuxième cas est réalisé en conditions favorables pour quantifier l'entraînement d'air à l'intérieur du spray.

4.1. Structure de l'écoulement induit par un spray conique creux

4.1.1. Description schématique

Ligne de courant

Pour analyser l'entraînement de gaz, le champ de vitesse instantané de l'écoulement et les lignes de courant figées sont utilisés pour visualiser la direction et le sens de l'écoulement. Le champ de vitesse dérivant des lignes potentielles (eq. 29), d'une part, et la relation entre les lignes potentielles et les lignes de courant vérifiant l'équation (eq. 30), la relation entre les lignes de courant et les vecteurs vitesses s'exprime, en coordonnées cylindriques, suivant l'expression suivante (eq. 31) (Germain 1980; Landau 1982).

$$\left\{ \begin{array}{l} (\vec{U}) = \overrightarrow{grad}(\varphi) \\ \overrightarrow{grad}(\varphi) \cdot \overrightarrow{grad}(\psi) = 0 \end{array} \right. \quad \begin{array}{l} \text{eq. 29} \\ \text{eq. 30} \end{array}$$

$$\Rightarrow \quad v = \frac{1}{r} \frac{\partial \psi}{\partial r} \quad \text{et} \quad u = -\frac{1}{r} \frac{\partial \psi}{\partial z} \quad \text{eq. 31}$$

La structure globale de l'écoulement de gaz à un instant t est appréciée par la visualisation des lignes de courant (Figure 64). Cependant, il faut garder à l'esprit que les lignes de courant sont représentatives d'un état figé alors que le phénomène observé est transitoire.

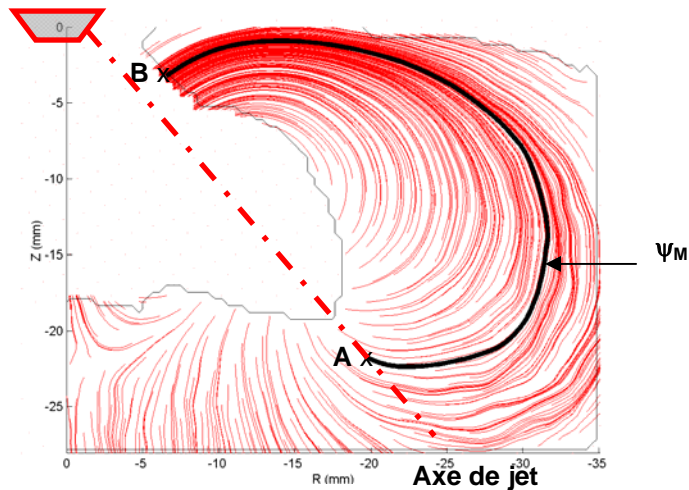


Figure 64: Lignes de courant figées de l'écoulement. 1.500.200.9.10@0.50 ms.

L'évolution curviligne de la vitesse le long de la ligne de courant ψ_M (Figure 64) et suivant le sens de l'écoulement est représentée sur la Figure 65-a. Après une diminution de la vitesse jusqu'à une distance parcourue $l_{\text{parcours}} \sim 15$ mm, la vitesse augmente jusqu'au retour vers le spray (Figure 65). Pour une longueur de parcours légèrement inférieure à 50 mm, le temps de parcours (eq. 32) est supérieur à 70 ms alors que l'échelle de temps du phénomène observé est de l'ordre de la milliseconde. Les lignes de courant doivent être interprétées avec précaution et ne doivent notamment pas être confondues avec les trajectoires des particules liquides.

$$t_{\text{parcours}} = \int_A^B 1/V_p \cdot dl \quad \text{eq. 32}$$

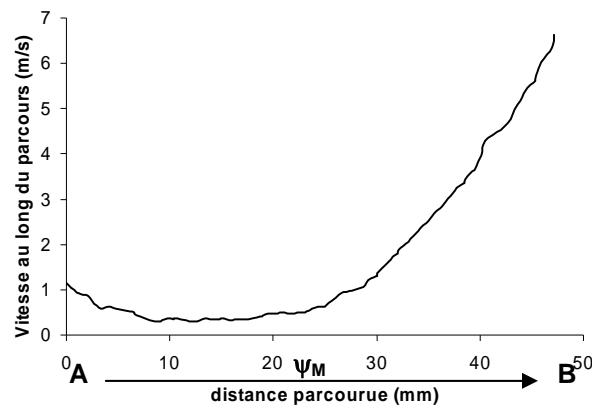


Figure 65: Evolution de la vitesse du gaz le long de la ligne de courant ψ_M .

Structure de l'écoulement

L'entraînement de gaz induit par le spray a été étudié pendant les phases d'injection et d'après injection. La structure de l'écoulement étant différente, une description schématique pour chacune des phases est proposée.

Pendant l'injection

Lors de l'ouverture de l'aiguille de l'injecteur, le liquide sous pression est expulsé à grande vitesse. La vitesse d'éjection est estimée à 180 m/s sous 200 bars de pression d'injection à partir de la relation liant le débit liquide moyen, \dot{m}_l , et la surface de passage du liquide, A_l (eq. 33).

$$U_{10} = \frac{\dot{m}_l}{\rho_l \cdot A_l} \quad \text{eq. 33}$$

La nappe liquide en sortie de buse se pulvérise et s'étale pour former une nappe diphasique dense entraînant le gaz environnant. **Le long de cette nappe, le gaz est aspiré vers le liquide** par un phénomène de dépression induit par le déplacement des gouttes. **En front de spray, le gaz environnant est poussé** par un effet de pression. **La combinaison des effets d'aspiration et de poussée génère un mouvement d'air** de type "recirculation". Cette recirculation se développe à l'extérieur du spray et impose un déplacement de la masse d'air du front du spray vers l'injecteur. Comme nous le verrons lors de l'analyse d'un cas d'injection obtenu en conditions particulières (cf. §4.1.2), un mouvement de circulation similaire s'organise à l'intérieur.

La visualisation des lignes de courant "figées" permet d'observer la recirculation externe se formant autour du spray entraînant des gouttes autour de son cœur (Figure 66). L'écoulement de gaz s'organise autour de cette recirculation externe qui se développe et s'éloigne de l'injecteur. Dans le cas général, il n'est hélas pas possible d'avoir accès au champ de vitesse au centre de cette recirculation.

De part et d'autre de la zone de recirculation (zone II), on distinguera la zone située entre l'injecteur et la recirculation (zone I), et la zone en front du spray (zone III). La zone I correspond à une zone d'entraînement latérale par aspiration du gaz, cette zone ayant fait l'objet d'une étude détaillée (cf. §3.1). Dans la zone III au niveau de l'axe de jet, le gaz est poussé par le spray.

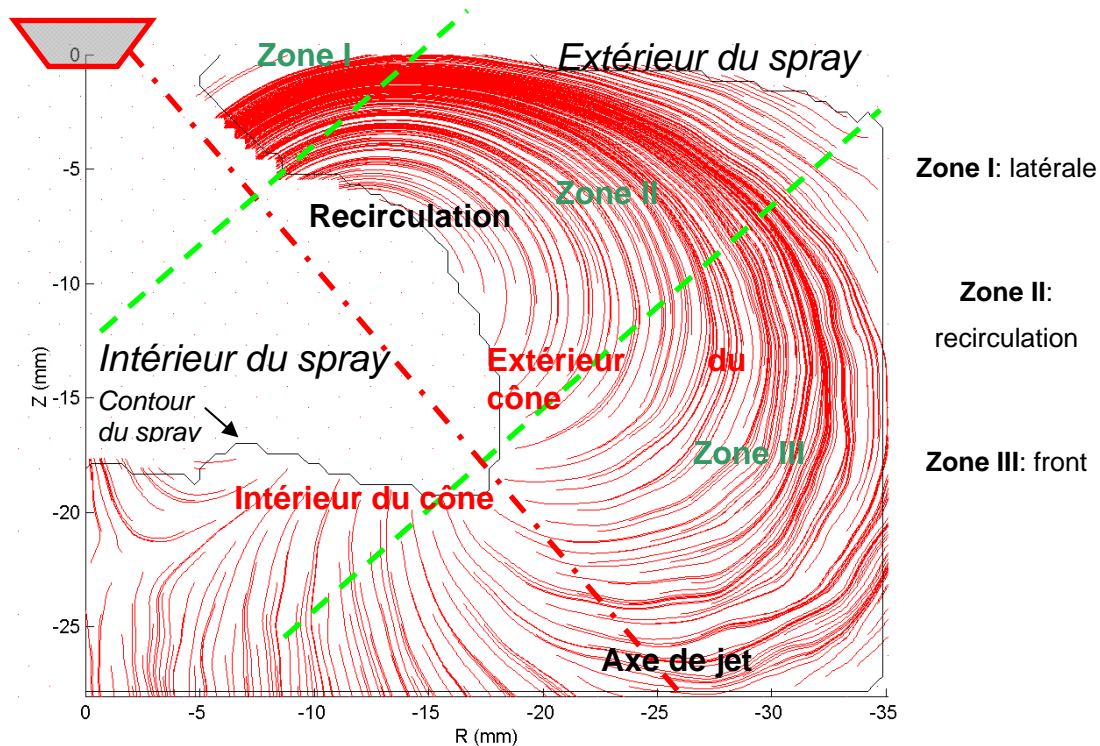


Figure 66: Lignes de courant instantanées de l'écoulement de gaz en phase d'injection.

En raison du caractère conique et creux du spray, les régions à l'extérieur et à l'intérieur du cône ainsi que les régions à l'extérieur et à l'intérieur du spray sont à distinguer.

Après l'injection

L'écoulement se structure autour de la recirculation externe (Figure 67) qui continue de s'étendre et de s'éloigner de l'injecteur. Basées sur l'observation des lignes de courant, trois zones peuvent alors être distinguées.

Dans la zone I, située entre l'injecteur et la partie supérieure du spray, deux mouvements différents apparaissent. Le premier est induit par l'histoire de l'écoulement et tend à expulser l'air contenu à l'intérieur du spray. Cet effet est attribué au mouvement de gaz ascendant à l'intérieur. Le deuxième mouvement distingué ici est induit par le déplacement des gouttes en queue du spray. L'air est alors entraîné dans le sillage du spray.

Dans la zone II, le gaz circule le long du contour du spray. La forme prise par la recirculation tend à s'arrondir d'avantage que pendant l'injection.

Dans la zone III, en front du spray, le gaz prend un mouvement descendant jusqu'au niveau de l'axe de symétrie. Le gaz est poussé hors du contour de la zone diphasique.

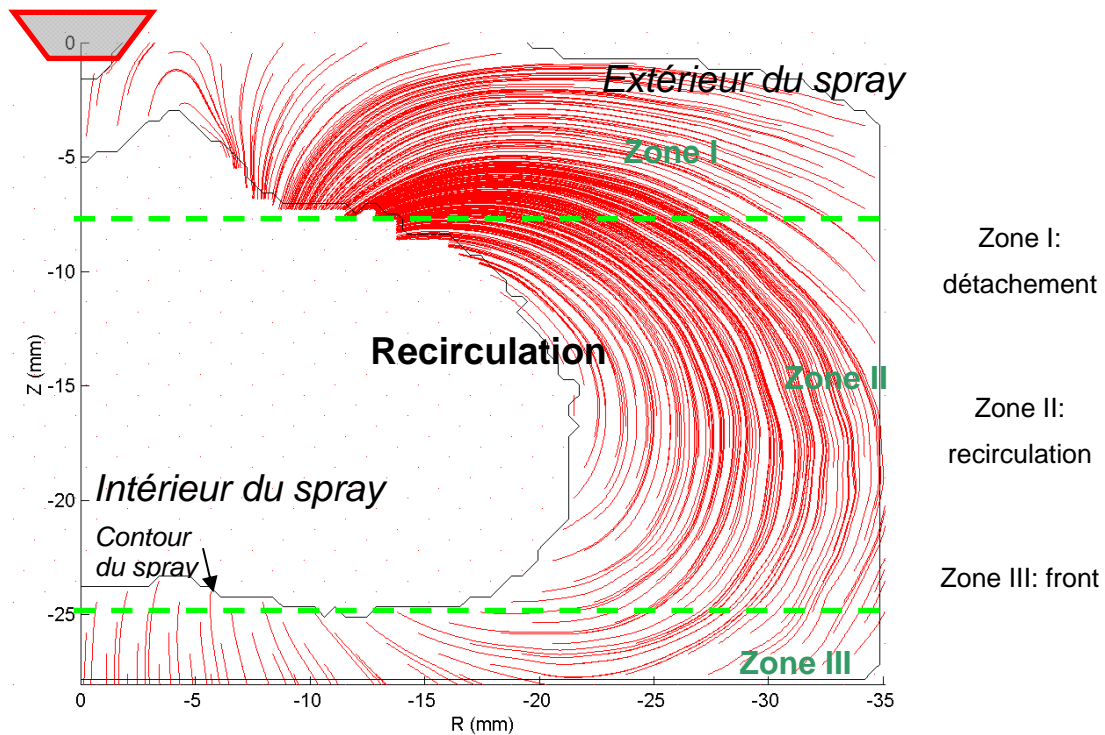


Figure 67: Lignes de courant instantanées de l'écoulement de gaz en phase d'après injection.

En partant des résultats d'observations effectuées pendant la phase d'injection, il apparaît que l'écoulement ne répond pas de la même façon lorsqu'il est forcé ou libre. Pendant l'injection, la nappe liquide forme une frontière conique entre l'intérieur et l'extérieur du spray forçant l'écoulement. A la fermeture de l'injecteur, l'écoulement entre intérieur et extérieur est permis à travers le sillage du spray et l'on observe la mise en place progressive d'un anneau de recirculation torique de type "vortex ring" (Benteboula 2006).

4.1.2.Écoulement à l'intérieur du spray

Comme on a déjà pu le remarquer (cf. §3.1.2), lorsque la pression d'injection et la densité ambiante sont faibles, la nappe liquide est suffisamment diluée pour que les mesures FPIV soient valides à l'intérieur du spray. Un cas d'injection à faible pression d'injection et à pression ambiante atmosphérique est utilisé pour observer la structure de l'écoulement de gaz à l'intérieur du spray.

Pendant l'injection

Le long de la nappe diphasique, l'air est entraîné de part et d'autre en direction du liquide. Plus loin en amont du point d'injection, deux recirculations se forment à l'extérieur et à l'intérieur du spray. Ces recirculations semi-elliptiques sont contrarotatives mais antisymétriques. La recirculation interne est cloisonnée à l'intérieur du spray tandis que son homologue externe se développe et s'étend sur un périmètre plus large.

A l'intérieur du spray, la recirculation est plus plate que celle à l'extérieur et l'écoulement de gaz près de l'axe est dirigé vers l'injecteur.

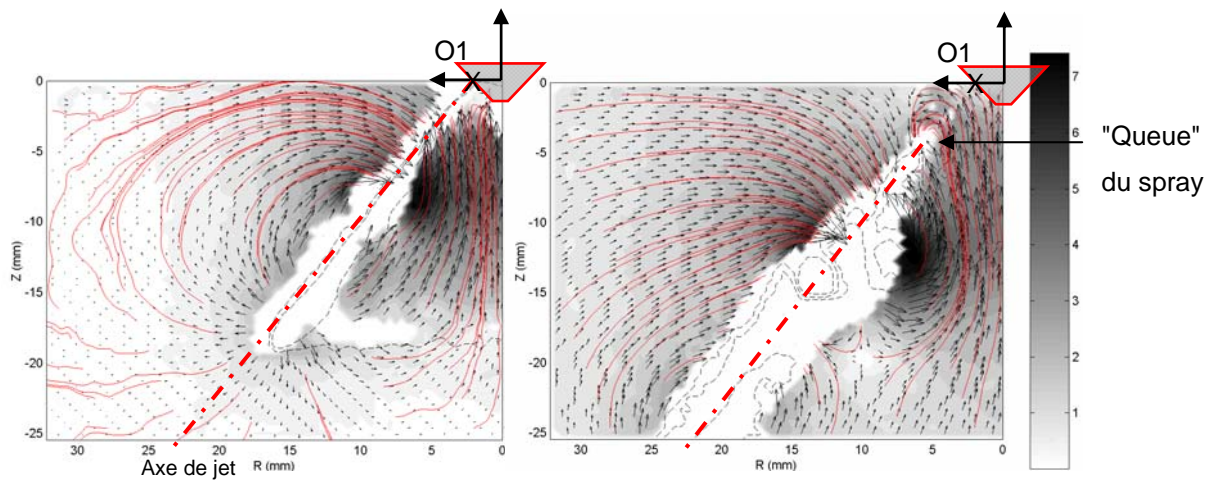


Figure 68: Champ de vitesse du gaz et lignes de courant figées à différents temps d'observation. $t_{pw} = 500 \mu s$, $P_{inj} = 50$ bars, levée minimale, $P_c = 1$ bars.

a) phase d'injection ($t_{asoi} = 0.50$ ms), b) phase d'après injection ($t_{asoi} = 1.00$ ms)

Après l'injection

Après l'injection, la nappe liquide est rompue et l'air à l'intérieur du spray est poussé vers l'extérieur à travers la section conique définie entre le point d'injection et l'arrière du spray. L'origine de cet effet est liée au mouvement de la recirculation interne dont la vitesse de propagation propre est dirigée vers l'injecteur et qui confère au gaz un mouvement moyen ascendant. A l'extérieur et dans la partie haute du spray, le gaz est fortement dévié et entraîné par le sillage du jet de gouttes.

Au temps d'observation de 1 ms, le spray s'est propagé dans le milieu à faible densité suivant un mode particulier. En effet, le liquide a pénétré longitudinalement suivant la direction de l'axe de jet. Cette direction se distingue encore après l'injection (illustré ici à 0.50 ms après la fin de l'injection) alors que dans les cas à densité ambiante élevée, la direction n'est plus distinguée en raison de la grande courbure prise en front de spray.

Le cas favorable à l'analyse de l'écoulement de gaz à l'intérieur, présenté ici, n'est pas représentatif d'un cas d'injection haute pression typique en raison de la faible pression d'injection et de la faible densité ambiante. En effet, à 50 bars, le diamètre moyen des gouttes générées est 2 fois plus grand qu'à 200 bars (cf. §2.1.2.3). En conséquence, le temps de réponse des particules τ_p pour le cas à $P_{inj} = 50$ bars et $P_c = 1$ bars est au moins 10 fois plus élevé en comparaison avec un cas à $P_{inj} = 200$ bars et $P_c = 10$ bars pour une vitesse relative gaz /liquide fixée. La force d'interaction entre le gaz et le liquide est plus faible et les gouttes sont moins sensibles aux mouvements de gaz et notamment à celles des recirculations.

Il semble toutefois que qualitativement la structure de l'écoulement externe jusqu'à 0.50 ms soit similaire à celle observée pour le cas à haute pression.

Le mode de propagation du spray dépend de ses caractéristiques d'injection et de la densité ambiante. En condition typique pour l'application moteur, le spray prend une forme torique comme l'impose la recirculation externe. Lorsque la densité est faible et le diamètre moyen des gouttes est grand (cas d'injection favorable), la forme globale n'est plus imposée par la recirculation externe et le caractère conique du spray est conservé (Figure 69).

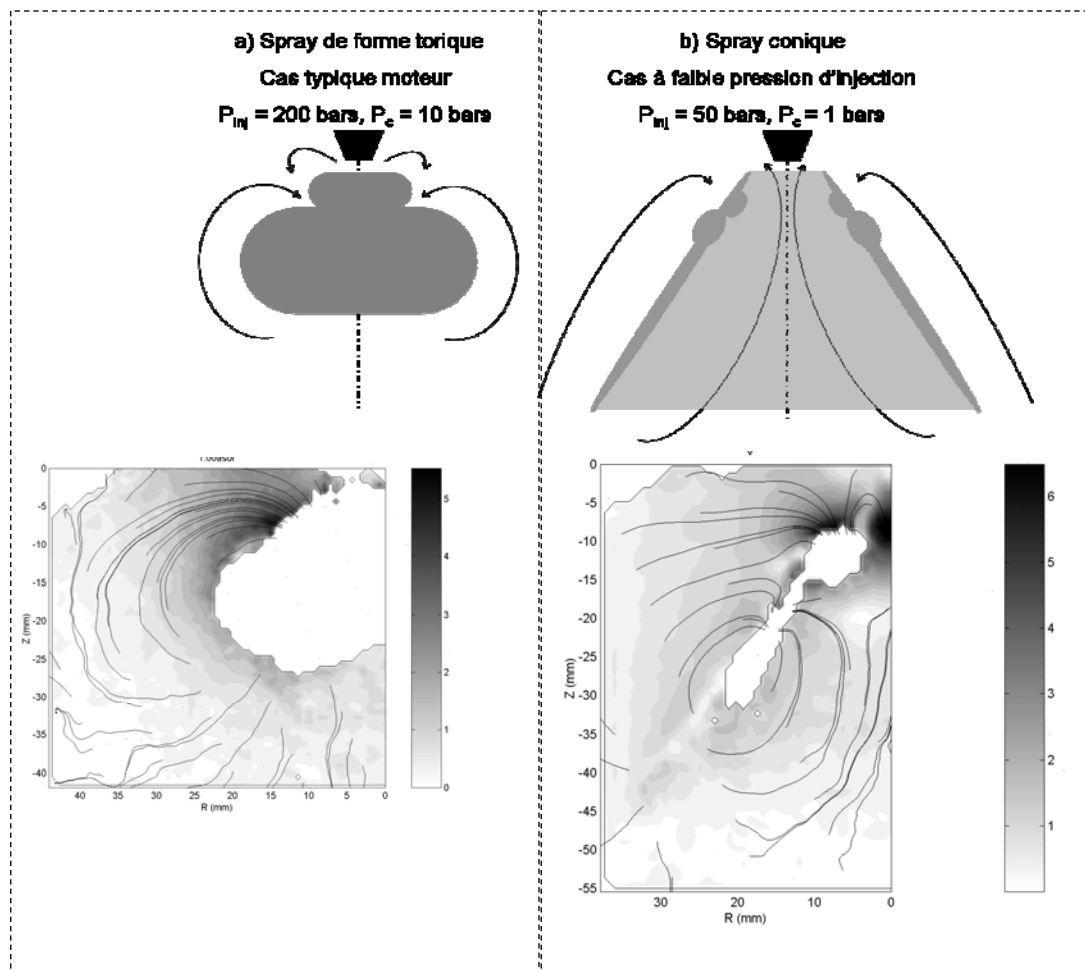


Figure 69: Influence des conditions d'injection sur la forme prise par le spray à 0.50 ms après la fin de l'injection.

Ce cas est particulièrement intéressant puisque les structures interne et externe peuvent être quantifiées et comparées. On reviendra sur l'analyse de ce cas après avoir présenté la méthodologie d'étude en régime instationnaire.

4.2. Méthodologie (iso-contour)

La méthodologie proposée pour étudier l'entraînement d'air en régime non-stationnaire est basée sur la définition d'une surface de contrôle (Figure 70) et sur le calcul de deux paramètres d'entraînement.

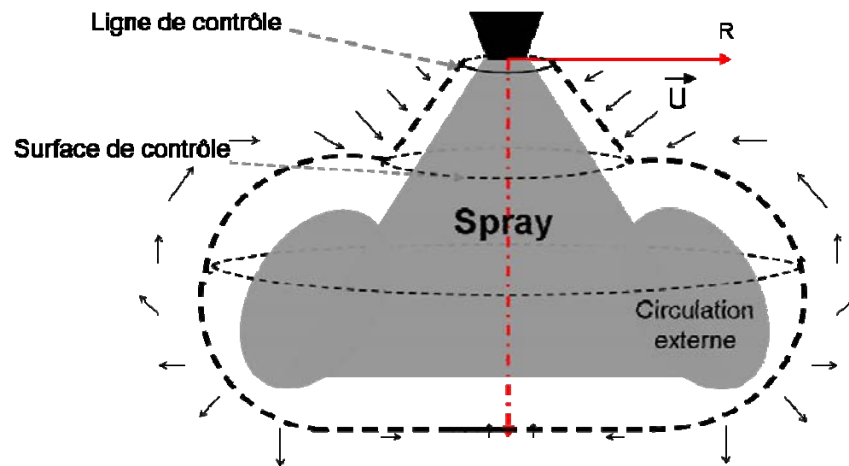


Figure 70: Schéma de principe de la méthode directe de calcul de l'entraînement en régime non-stationnaire.

Le débit massique cumulé de gaz entrainé : \dot{m}_e

Pour étudier l'entraînement d'air induit par le développement instationnaire du spray, un contour épousant la forme du spray est utilisé. Ce contour forme une surface mobile qui se développe au cours du temps. En définissant \vec{W} , la vitesse locale de déplacement du contour (i.e l'interface entre le gaz et le liquide), la variation totale de la masse contenue dans le volume de contrôle (gaz et liquide) s'écrit :

$$\frac{d}{dt} \int_V \rho dV = - \int_S \rho (\vec{U} - \vec{W}) \cdot \vec{n} dS$$

Ou encore, en faisant l'hypothèse de ρ constant:

$$\frac{d}{dt} \int_V \rho dV = - \int_S \rho \vec{U} \cdot \vec{n} dS + \int_S \rho \vec{W} \cdot \vec{n} dS \quad \text{eq. 34}$$

Le deuxième terme du membre de droite de l'équation 34 représente la contribution à l'avancée du spray mais ne peut pas être mesuré à partir des seules données FPIV. Le long

de la frontière de la nappe diphasique, $\vec{W} \cdot \vec{n} = 0$, tandis qu'en front de spray, $\vec{W} \cdot \vec{n} \gg \vec{U} \cdot \vec{n}$. On rappelle que \vec{U} est la vitesse du gaz à l'extérieur du spray et \vec{n} est la normale sortante au contour du spray.

La présente méthodologie d'étude de l'entraînement d'air est basé sur le calcul du débit massique cumulé de gaz entrainé (\dot{m}_e) qui correspond à une extension, sur toute la longueur du contour, de la définition proposée pour l'étude de la zone stationnaire.

$$\dot{m}_e = \int_{S_c} \rho_g \cdot U_n \cdot dS$$

L'indicateur de recirculation: γ_e

Le champ de vitesse du gaz à l'intérieur du spray n'étant pas accessible, le calcul de la circulation, l'impulsion et l'énergie, nécessaires à la caractérisation des vortex (Gharib 1998), n'est pas possible. Cependant, un **indicateur** basé sur la vitesse tangentielle peut être défini le long de la ligne de contrôle, l_c . L'indicateur de recirculation, γ_e (eq. 35), est utilisé pour caractériser la recirculation externe à partir de l'écoulement de gaz autour du spray.

$$\gamma_e = \int_{l_c} U_t \cdot dl \quad \text{eq. 35}$$

Interface entre le spray et le gaz

En moyennant les niveaux de gris des images instantanées, la répartition liquide dans le plan de symétrie du spray est visualisée (Figure 71-a). De manière à distinguer le spray qui correspond à la zone où les niveaux de gris sont élevés, l'image moyenne est binarisée à partir de l'algorithme de seuillage par le maximum de la variance interclasse (Seneschal 2005) (annexe 7.3).

Par ailleurs, le pourcentage local du nombre de points pris pour le calcul de la vitesse moyenne est également un indicateur de la présence de liquide (Figure 71-b).

L'union des zones où le pourcentage de points valides P_{valide} est faible et où le niveau de gris relatif N_{gris}^* est élevé correspond à l'intérieur du spray. N_{gris}^* correspond à la valeur du niveau de gris normalisée par la valeur calculée par l'algorithme de seuillage. Les deux indicateurs sont utilisés de manière complémentaire pour déterminer l'interface entre le spray

et le gaz. Les valeurs pour N_{gris}^* et P_{valide} sont fixées, respectivement, à 1.00 et 0.70 pour l'étude.

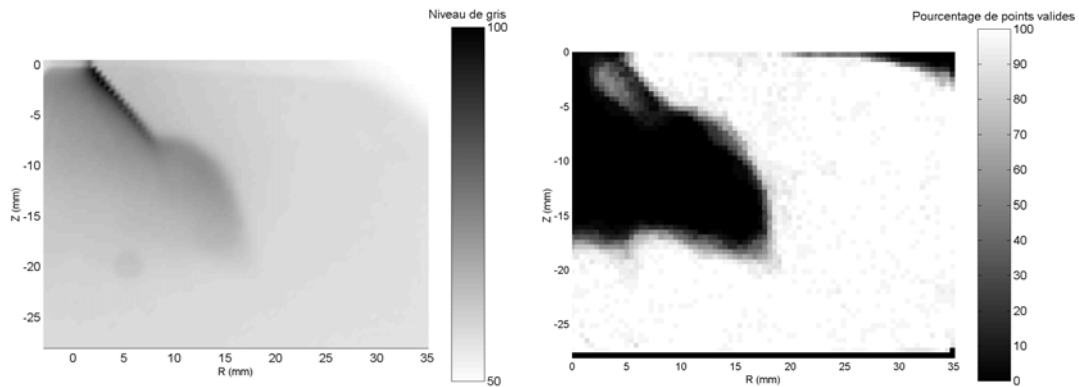


Figure 71: a) niveau de gris de l'image moyenne, b) pourcentage de points valides.

Contour de post-traitement

Le contour déterminé par la méthode présentée ci-dessus correspond au contour le plus proche de l'interface du spray ou contour 0. Dans la suite, les paramètres d'entraînement seront calculés sur des iso-contours, c'est-à-dire à une distance définie, l_{dec} , du contour 0 vers l'extérieur du spray (Figure 72).

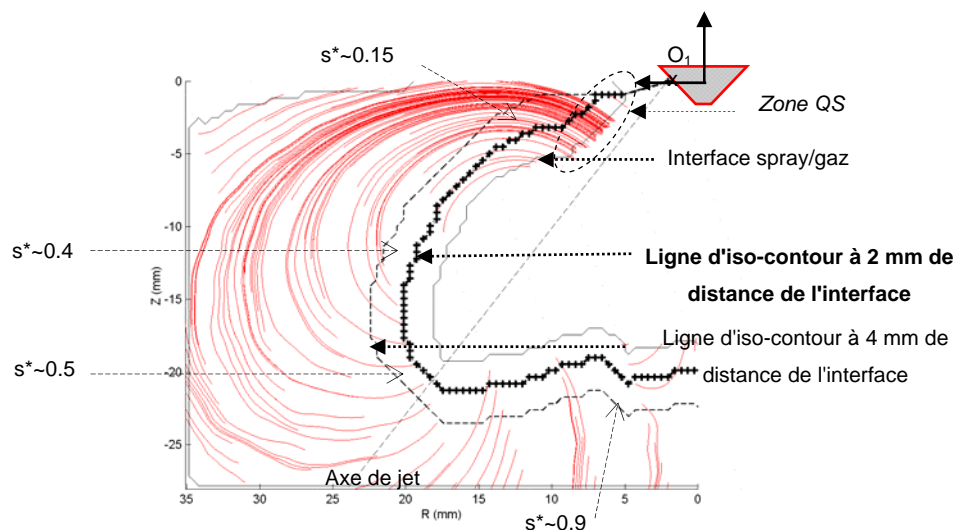


Figure 72: Définition du contour de post-traitement à partir de l'interface entre le spray et le gaz.

Lorsque la distance à la frontière augmente, la longueur totale de la ligne de contrôle, s_{l_c} , augmente. A titre d'exemple, les longueurs totales des iso-contours à 0, 2 et 4 mm mesurent

49, 54, 58 mm. Par la suite, la distance curviligne normalisée s^* (eq. 36) est utilisée pour analyser l'entraînement le long d'un iso-contour.

$$s^* = \frac{s}{s_{l_c}} \quad \text{eq. 36}$$

La ligne de post-traitement est discrétisée en points équi-répartis sur lesquels la vitesse du gaz est interpolée linéairement (Patankar 1980). Chaque point est repéré par sa position dans le repère de l'injecteur R_0 ou dans le repère curviligne R_1 lié à la ligne de contrôle. Le point d'injection O_1 est pris comme étant l'origine du repère R_1 , ce qui permet d'orienter la ligne de post-traitement et de suivre l'évolution des paramètres du spray en fonction de la distance curviligne s .

Il convient de remarquer que la ligne de contrôle épouse le contour du spray mais a une courbure discontinue. De ce fait et malgré la technique d'interpolation, la méthode de post-traitement introduit des fluctuations artificielles sur l'évolution spatiale des composantes de la vitesse. Pour palier à cet effet, la vitesse du gaz pourrait être interpolée sur un contour lissé et discrétisé en points équi-répartis. Néanmoins, les analyses portent sur des cumulatives qui lissent ces fluctuations.

Analyse des composantes de la vitesse

Une analyse qualitative est proposée à partir des évolutions curvilignes de U_n et U_t (Figure 73-a et -b). Les tendances suivies sont vérifiées à partir des tracés sur trois iso-contours différents.

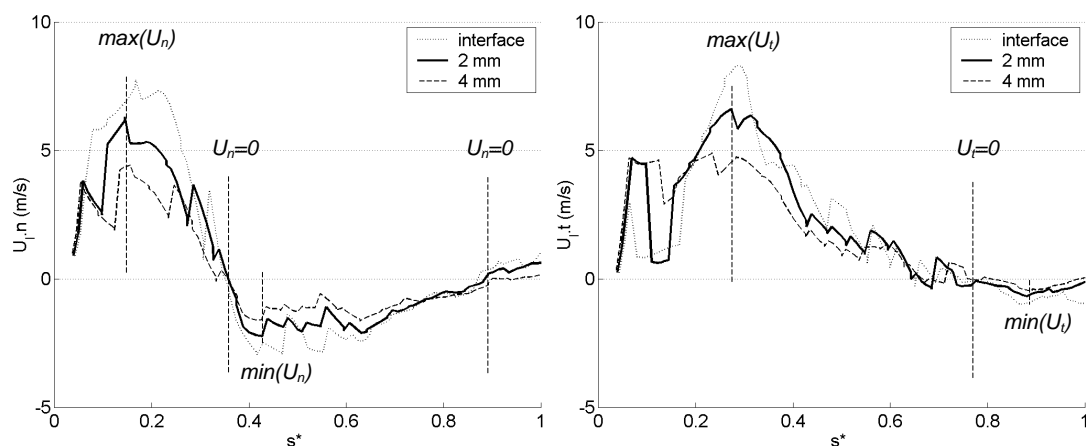


Figure 73: Evolution curviligne de la vitesse du gaz. Cas de référence (1.1500.200.9.9@1.00ms). a) Composante normale, b) Composante tangentielle.

Lorsque le signe de U_n est positif, l'écoulement de gaz est dirigé vers l'intérieur de la surface de contrôle, ce qui implique que le gaz est aspiré par le spray. A contrario, le gaz est poussé.

Comme on a pu le voir dans l'étude de la zone d'entraînement latérale, U_n augmente lorsque la distance au point d'injection augmente. Cette tendance est vérifiée et U_n atteint une valeur maximale en $s^* \sim 0.15$. U_n diminue ensuite et atteint une valeur nulle en $s^* \sim 0.4$ (Figure 72). Ainsi, le gaz est aspiré par le spray jusqu'à cette distance significative.

U_n continue de diminuer, atteint une valeur minimale en $s^* \sim 0.5$ et augmente à nouveau jusqu'à $s^* = 1$ après avoir dépassé la valeur 0 en $s^* = 0.9$. Ainsi, à l'intérieur du cône, le gaz est poussé près de l'axe du jet (entre $s^* = 0.4$ et $s^* = 0.9$), alors qu'à proximité de l'axe de symétrie, le gaz est aspiré.

La convention de signe pour U_t implique que lorsque U_t est positif, le gaz circule dans le sens opposé à celui d'avancement du contour. A l'extérieur, la recirculation externe impose le sens de l'écoulement.

Lorsque la distance au point d'injection, s^* , augmente, U_t augmente et atteint une valeur maximale (en $s^* \sim 0.2$) avant de diminuer et atteindre la valeur 0 à l'intérieur du cône (en $s^* \sim 0.7$). Près de l'axe de symétrie (entre $s^* \sim 0.7$ et $s^* = 1$), le sens du mouvement du gaz s'inverse comme l'impose la recirculation interne ($U_t < 0$).

L'iso-contour n'est pas strictement parallèle à la frontière extérieure du spray. La zone quasi-stationnaire ne peut donc pas être repérée aussi précisément qu'à partir d'une méthode utilisant une droite comme ligne de post-traitement (cf. §3.1.1).

Influence de la distance à l'interface entre le spray et le gaz

Les cumulatives \dot{m}_e et γ_e filtrent les fluctuations spatiales induites par la discrétisation du contour de post-traitement et sont utilisées dans la méthodologie proposée. Les évolutions curvilignes de \dot{m}_e et γ_e sont tracées pour des iso-contours jusqu'à 4 mm de l'interface et représente, respectivement, le débit massique cumulé et l'indicateur de recirculation intégrant les effets entre le point d'injection et une position s^* donnée sur le contour.

Entre $s^* = 0$ et $s^* \sim 0.4$, \dot{m}_e augmente ($U_n > 0$) et atteint une valeur maximale $\dot{m}_{e_{\max}}$ au niveau du "l'épicentre" de la recirculation externe (en $s^* \sim 0.4$). Entre $s^* \sim 0.4$ et $s^* = 1$, \dot{m}_e

diminue et tend vers la valeur $\dot{m}_{e\ final}$. Ici, cette valeur est négative et indique que le gaz est globalement poussé.

Lorsque la distance à l'interface augmente, $\dot{m}_{e\ final}$ converge (~ -5 g/s), par contre $\dot{m}_{e\ max}$ diminue de manière linéaire. $\dot{m}_{e\ max}$ représente la quantité d'air entraîné par unité de temps et caractérise l'intensité de l'entraînement. En s'éloignant du contour du spray, il y a une perte d'information sur la quantité totale d'air entraîné, c'est pourquoi lorsque la distance à l'interface augmente, $\dot{m}_{e\ max}$ diminue (Figure 74).

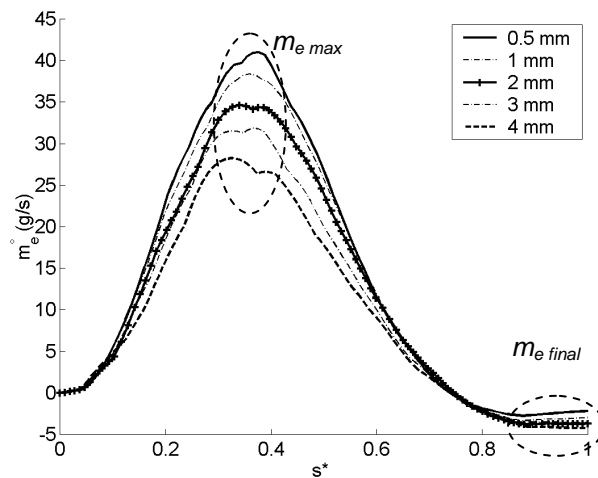


Figure 74: Evolution curviligne du débit massique cumulé de gaz entraîné, influence de la distance à l'interface.

$\dot{m}_{e\ max}$ et $\dot{m}_{e\ final}$ sont tracées en fonction de la distance à l'interface (Figure 75). $\dot{m}_{e\ max}$ diminue de manière quasiment linéaire quand la distance à l'interface augmente tandis que $\dot{m}_{e\ final}$ converge progressivement vers la valeur de -5 g/s pour le cas présenté.

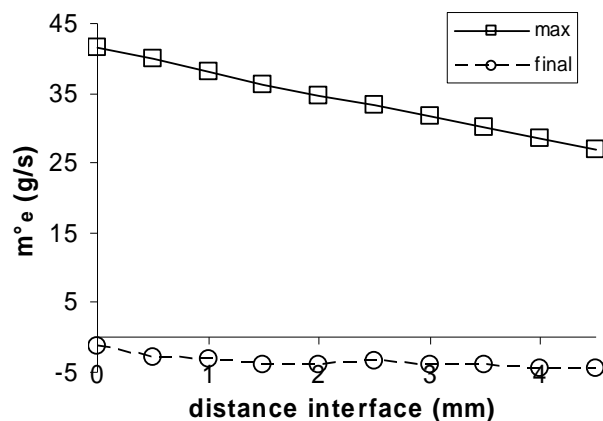


Figure 75: Influence de la distance à l'interface sur le débit massique cumulé.

γ_e est tracé pour différents iso-contours de manière à étudier l'influence de la distance à l'interface sur les valeurs maximales et finales (Figure 76).

γ_e augmente entre $s^*=0$ et $s^*\sim 0.7$ et atteint une valeur maximale $\gamma_{e\max}$ au niveau de l'axe de jet et légèrement à l'intérieur du cône. Ensuite, γ_e diminue sensiblement et atteint la valeur $\gamma_{e\text{ final}}$ au niveau de l'axe de symétrie ($s^*=1$).

Sur le contour le plus proche de l'interface (0.5 mm), le taux d'augmentation de γ_e est plus élevé dans la zone de recirculation (zone II) que dans la zone d'entraînement située en amont (zone I) (cf. Figure 72). Dans cette zone, la composante tangentielle de la vitesse du gaz est proche de 0 (cf. §3.1.1). Cependant, lorsque la distance à l'interface augmente, la courbe est lissée et la zone I n'est plus repérée.

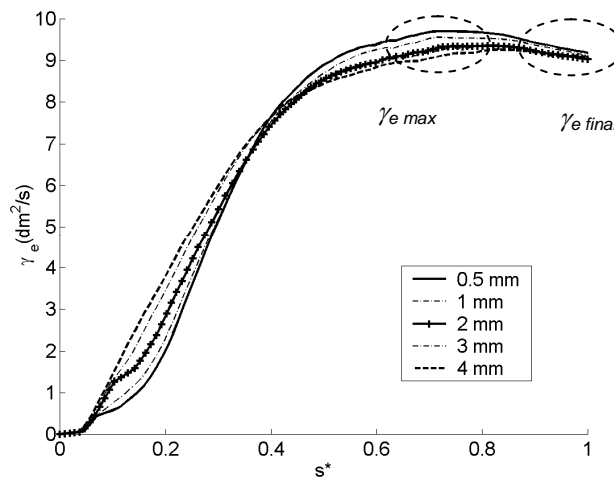


Figure 76: Evolution curviligne de γ_e , influence de la distance à l'interface.

Les valeurs maximale et finale de γ_e sont tracées en fonction de la distance à l'interface (Figure 77). Les variations relatives de $\gamma_{e\text{ final}}$ par rapport à la valeur obtenue pour le contour le plus éloigné restent inférieures à 2% et celles de $\gamma_{e\max}$ restent inférieures à 5%.

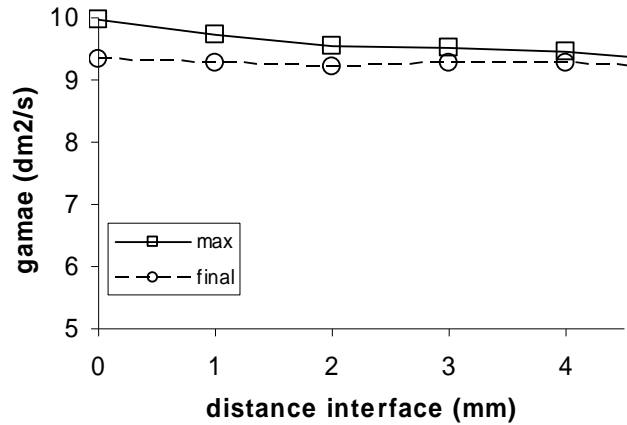


Figure 77: Influence de la distance à l'interface sur γ_e .

Pour s'assurer d'un contour de post-traitement acceptable et déterminer de façon identique dans tous les cas, l'iso contour à 2 mm est utilisé. De manière ad hoc, les erreurs maximales commises sur $\dot{m}_{e\ final}$ et $\gamma_{e\ final}$ sont inférieures à 25% et 2%.

4.3. Application de la méthodologie

4.3.1. Analyse du cas de référence

Le cas d'injection 1.500.200.9.10 est pris en référence et est utilisé pour comparer les différents cas obtenus pour l'étude paramétrique qui sera présentée dans le chapitre suivant. Le cas de référence correspond au jeu de paramètres suivant: $P_{inj} = 200$ bars, $E_{lift} = 9$ (/15), $P_c = 10$ bars, $t_{pw} = 500$ μ s. La durée de fermeture de l'aiguille (~ 150 μ s) est à prendre en compte, ce qui fixe le temps de fin d'injection, t_{inj} , à 650 μ s.

En introduction, l'évolution temporelle de la longueur de pénétration axiale du spray a été mesurée à partir des images FPIV. Les résultats ont été comparés aux résultats de mesures obtenues par la technique d'ombroscopie et sont équivalents. Une loi pour la longueur de pénétration du spray (P_z , eq. 37) est donnée à titre indicatif (représentée en ligne continue sur la Figure 79).

$$P_{z_{ref}} = V_0 \cdot \tau \cdot \ln\left(\frac{t}{\tau} + 1\right) \quad \text{eq. 37}$$

Cette loi logarithmique vérifie les mesures de pénétration du spray avec les paramètres suivant: $V_0 = 102$ m/s et $\tau = 0.11$ ms. Ces valeurs sont déterminées empiriquement et

permettent de minimiser l'erreur relative, au sens des moindres carrées, pour des temps d'observation compris entre 0.20 ms et 3 ms. L'erreur est alors inférieure à 10%.

Les mesures FPIV permettent non seulement la détermination du champ de vitesse de l'écoulement mais aussi la détermination de la propagation du liquide. La mesure des longueurs de pénétration est réalisée à partir du traitement des images FPIV. Une illustration est donnée sur la Figure 78.

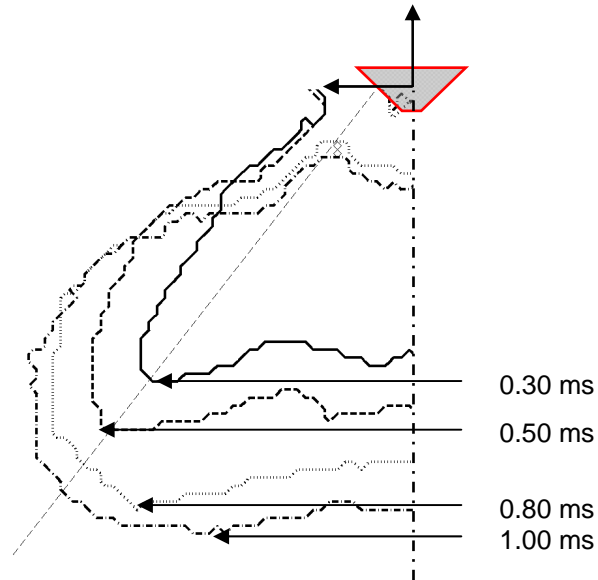


Figure 78: Evolution temporelle du contour du spray (iso-contour 0) pour le cas de référence.

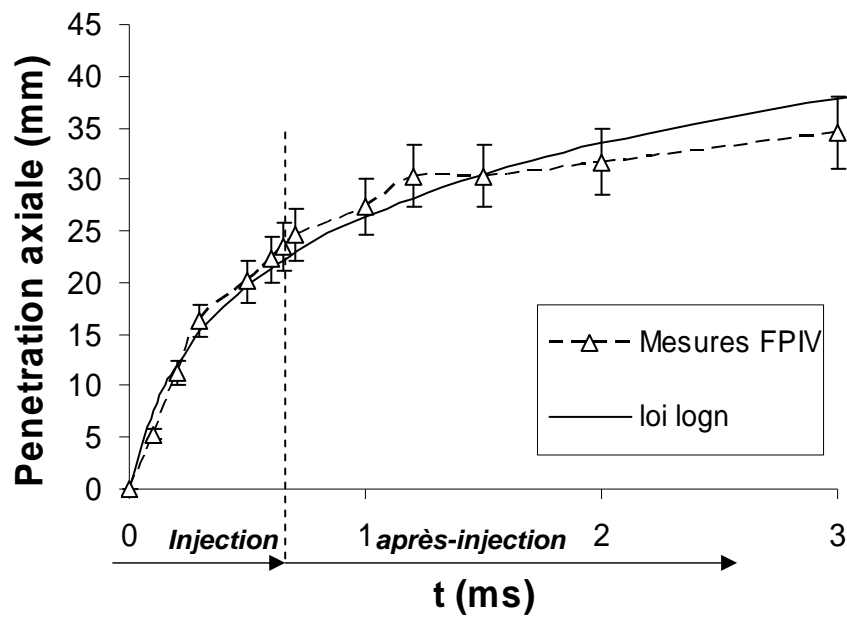


Figure 79: Evolution temporelle de la pénétration axiale du spray pour le cas de référence.

On notera que la vitesse de pénétration du spray pourrait être utilisée pour évaluer la vitesse de l'interface \vec{W} .

L'évolution temporelle de la structure de l'écoulement de gaz autour du spray est illustrée à partir d'une représentation originale des résultats FPIV (Figure 80, Figure 81). Cette représentation consiste à superposer les iso-contours de niveaux de gris de l'image moyenne aux lignes de courant figées et aux vecteurs vitesse de l'écoulement de gaz.

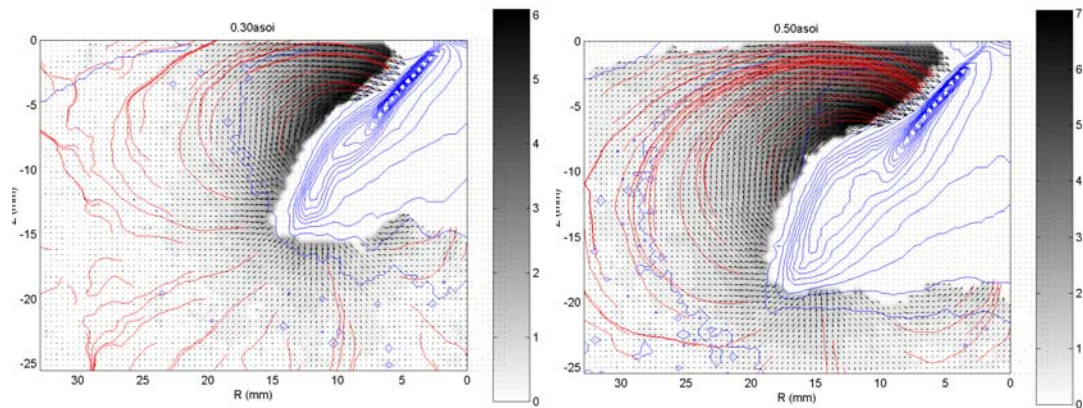


Figure 80: Champ de vitesse et lignes de courant figées (rouge) superposés aux iso-contours de niveaux de gris de l'image moyenne (bleu). Visualisation en champ moyen. Cas de référence de l'étude non-stationnaire.

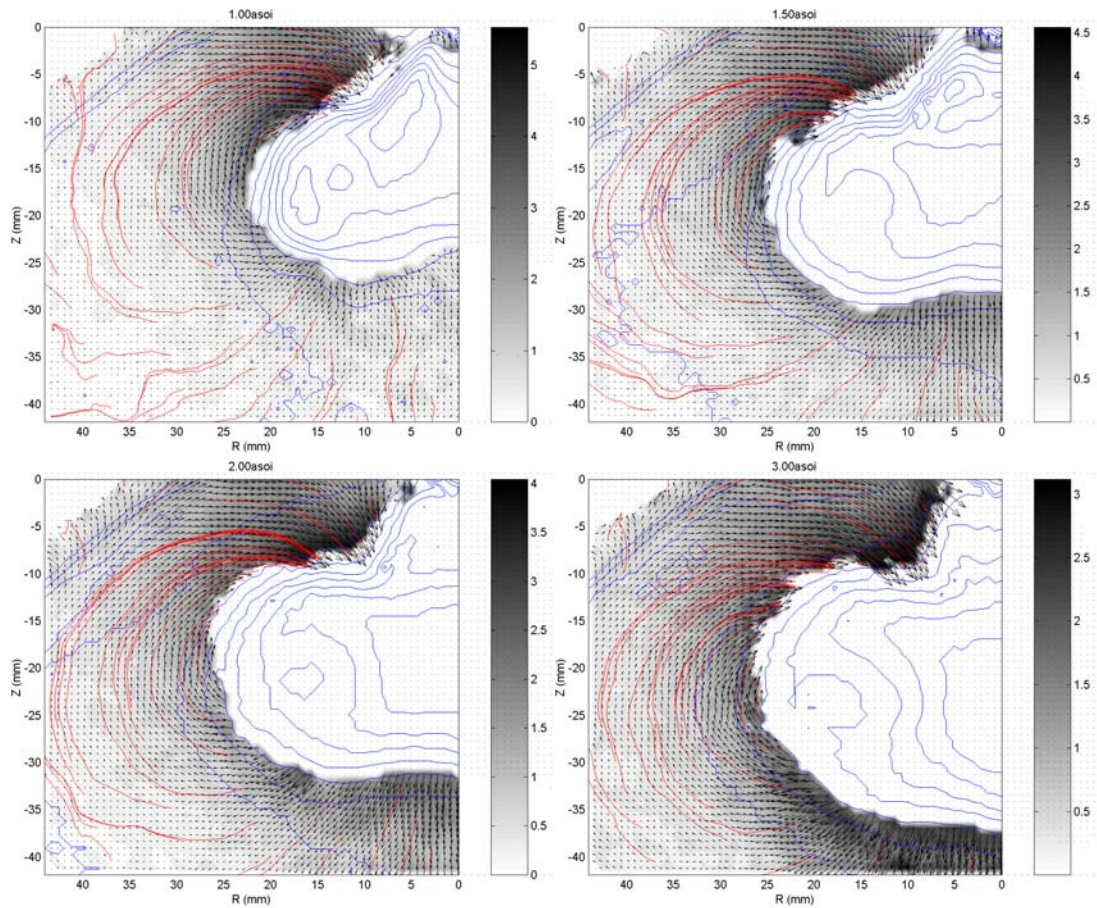


Figure 81: Champ de vitesse et lignes de courant figées (rouge) superposés aux isocontours de niveaux de gris de l'image moyenne (bleu). Visualisation en champ lointain. Cas de référence de l'étude non-stationnaire.

Débit massique cumulé

Pendant la phase d'injection, $\dot{m}_{e_{\max}}$ augmente et atteint ~ 40 g/s en fin d'injection (Figure 82). Pendant toute cette phase, le bilan de débit massique cumulé $\dot{m}_{e_{\text{final}}}$ est négatif, ce qui implique que le gaz est globalement poussé par le spray à travers la surface de contrôle.

Après l'injection, $\dot{m}_{e_{\text{final}}}$ augmente et se stabilise autour d'une valeur positive (~ 15 g/s), impliquant que le gaz est globalement aspiré par le spray à travers la surface de contrôle. Parallèlement, $\dot{m}_{e_{\max}}$ se stabilise progressivement. On notera que la différence entre les deux quantités atteint une valeur pratiquement constante au delà de 1 ms après le début de l'injection.

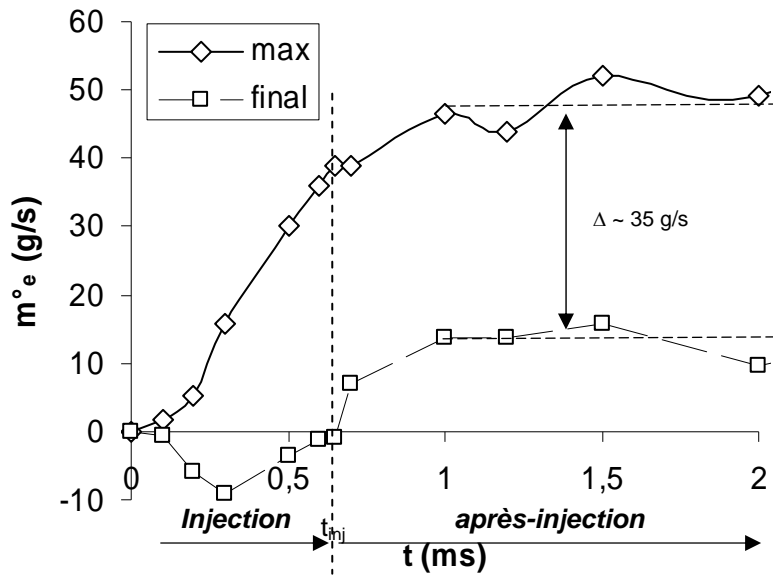


Figure 82: Evolution temporelle du débit massique cumulé total de gaz entraîné pour le cas de référence.

$\dot{m}_{e\ final}$ est la somme des débits de gaz entrant et sortant. L'amplitude des variations positive et négative de \dot{m}_e caractérise les effets d'aspiration et de poussée du gaz induit par le spray.

Sur toute la base de données et sur toute la durée d'observation du phénomène d'injection, on a pu vérifier que les effets de poussée et d'aspiration sont couplés et sont donc considérés comme des termes source et puits, respectivement. L'observation de ces effets combinés a mené à l'identification d'un potentiel induit par un couple d'écoulement (Figure 83).

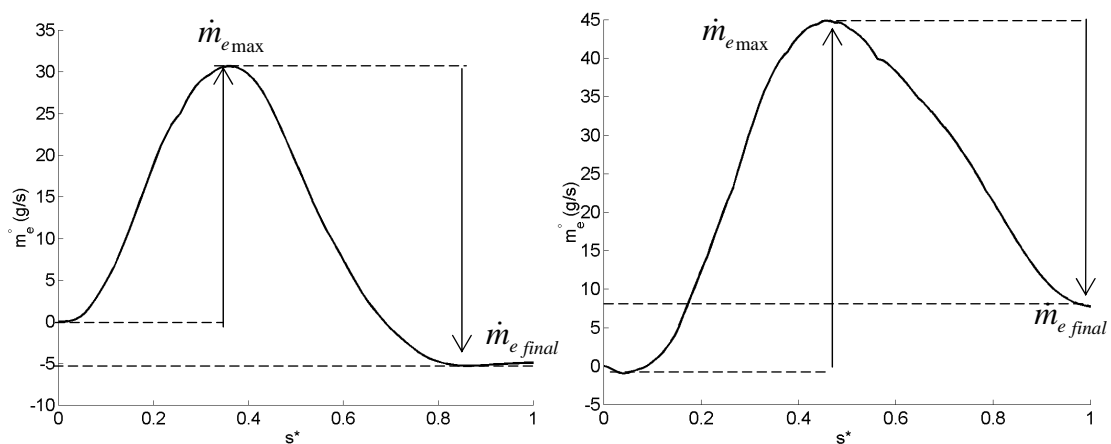


Figure 83: Evolution curviligne du débit massique cumulé le long du contour à 2 mm de l'interface entre le spray et le gaz. Cas de référence.

a) $t_{asoi} = 0.50$ ms, b) $t_{asoi} = 1.00$ ms.

Recirculation

Pendant l'injection, les valeurs maximale et finale de l'indicateur de recirculation augmentent et atteignent des maxima à la fin de l'injection ($t = t_{inj}$, Figure 84). Les variations locales de γ_e sont illustrées pendant la phase d'injection (Figure 85-a). Le gaz circule dans le sens imposé par la recirculation externe et la valeur maximale atteinte ($\gamma_{e\max}$) caractérise l'intensité de la recirculation.

Après l'injection, $\gamma_{e\max}$ et $\gamma_{e\text{ final}}$ diminuent et se stabilisent autour d'une valeur constante sur l'échelle du temps d'observation (Figure 84). A la fermeture de l'aiguille, le spray se détache de l'injecteur. Ce détachement induit un gradient de vitesse qui est observée à travers la décroissance de γ_e (Figure 85-b). L'intensité de la recirculation externe est alors caractérisée par la variation positive de γ_e .

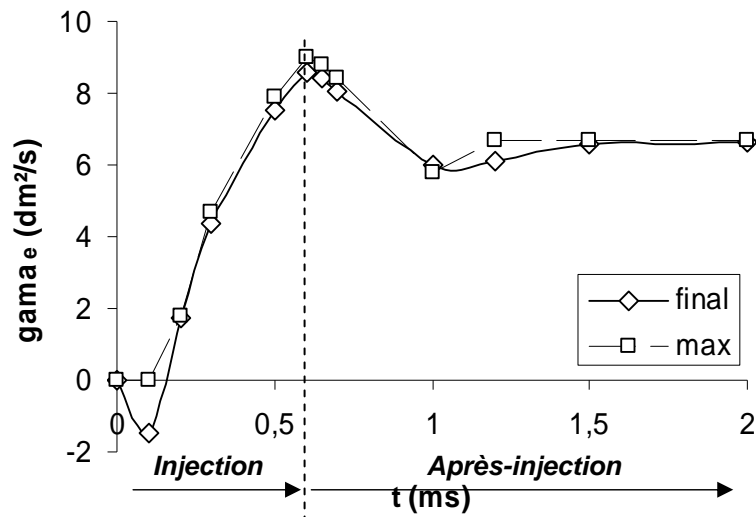


Figure 84: Evolution temporelle de la γ_e pour le cas de référence.

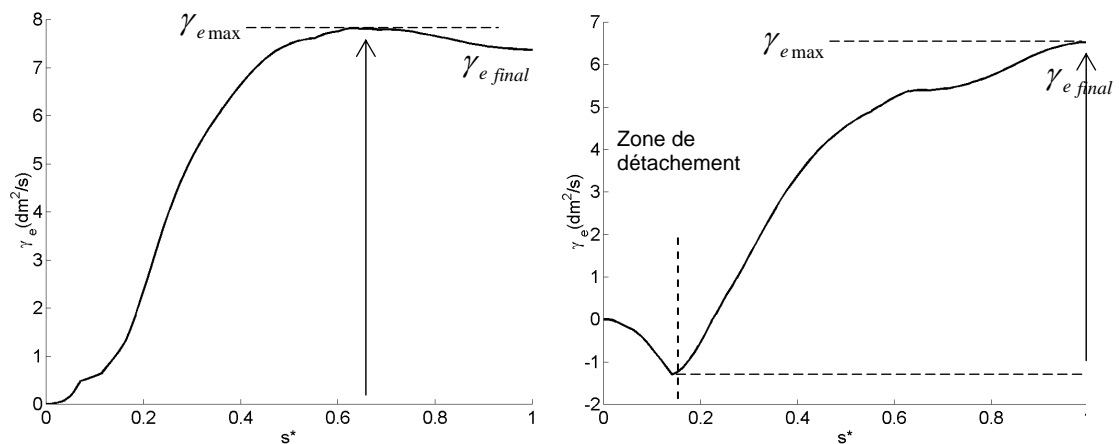


Figure 85: Evolution curviligne de γ_e (à 2 mm). Cas de référence.

a) pendant l'injection ($t_{asoi} = 0.50$ ms), b) après l'injection ($t_{asoi} = 1.00$ ms).

4.3.2. Analyse du cas obtenu en conditions FPIV favorables

Un cas à faible pression d'injection est analysé pendant les phases d'injection et d'après injection. Ce cas a pour objectif de quantifier l'entraînement d'air global à partir du champ à l'extérieur et surtout du champ à l'intérieur au spray, qui est sur ce cas accessible à la mesure.

La circulation, Γ , intègre la vorticité du champ de vitesse sur un contour fermé (eq. 38).

$$\Gamma = \oint_{l_c} U_t \cdot dl = \int_S \text{rot} \vec{U} \cdot \vec{n} dA \quad \text{eq. 38}$$

S est la surface définie par la ligne de contrôle fermée l_c . Cette ligne est l'union des lignes du contour extérieur l_{ce} et intérieur l_{ci} (Figure 86). S est également l'union des surfaces S_e et S_i , lesquelles sont définies par les contours formés respectivement par les lignes l_{ce} et (PO_1) et par les lignes l_{ci} et (O_1P) . A partir de la décomposition proposée, une écriture équivalente de Γ est :

$$\Gamma = \int_{l_{ce}} U_t \cdot dl + \int_{l_{ci}} U_t \cdot dl$$

En introduisant les circulations induites par les recirculations interne et externe, respectivement Γ_i (eq. 39) et Γ_e (eq. 40), on montre que la circulation Γ est la somme des vorticités induites par les deux recirculations soit $\Gamma = \Gamma_e + \Gamma_i$

$$\Gamma_e = \oint_{S_{ce}} \text{rot} \vec{U} \cdot \vec{n} dA \quad \text{ou encore} \quad \Gamma_e = \int_{l_{ce}} U_t \cdot dl + \int_P^{O_1} U_t \cdot dl \quad \text{eq. 39}$$

$$\Gamma_i = \oint_{S_{ci}} \text{rot} \vec{U} \cdot \vec{n} dA \quad \text{ou encore} \quad \Gamma_i = \int_{l_{ci}} U_t \cdot dl + \int_{O_1}^P U_t \cdot dl \quad \text{eq. 40}$$

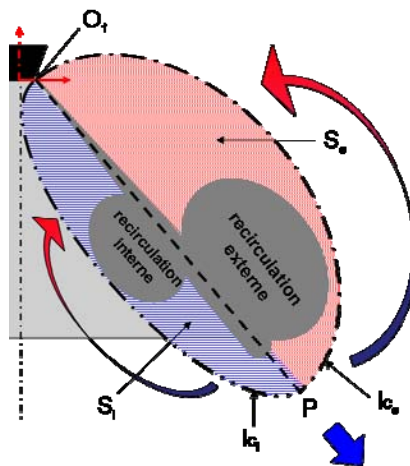


Figure 86: Intégration de la vorticité induite par les recirculations externe et interne.

Un contour fermé formant une enveloppe "externe/interne" au spray et englobant les recirculations interne et externe (Figure 87) est utilisé pour analyser l'entraînement d'air.

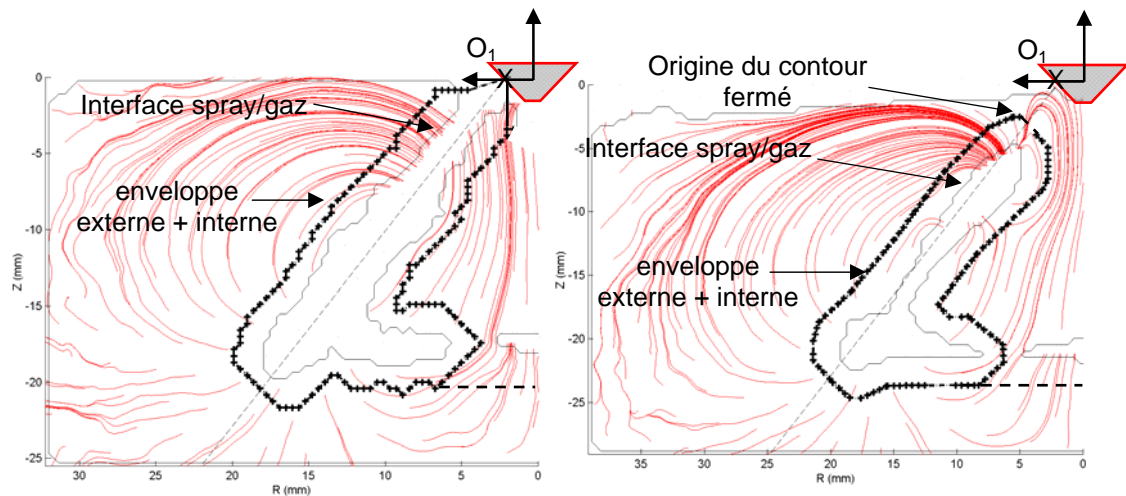


Figure 87: Lignes de courant figées de l'écoulement de gaz à l'extérieur et à l'intérieur du spray en phase d'injection. Visualisation de l'interface entre le gaz et le spray et iso-contour à 2 mm. a) Phase d'injection, b) Phase d'après injection.

A l'extérieur du spray, les effets d'aspiration et de poussée sont discernés pendant et après l'injection. Ces effets sont quantifiés à partir des variations de \dot{m}_e d'un extrema à l'autre (Figure 88). Dans le cas où l'intérieur est pris en compte, des effets identiques d'aspiration et de poussée du gaz sont observés le long de la nappe. Néanmoins, les potentiels induits par les couples d'écoulements externe et interne ont des intensités différentes (Figure 88).

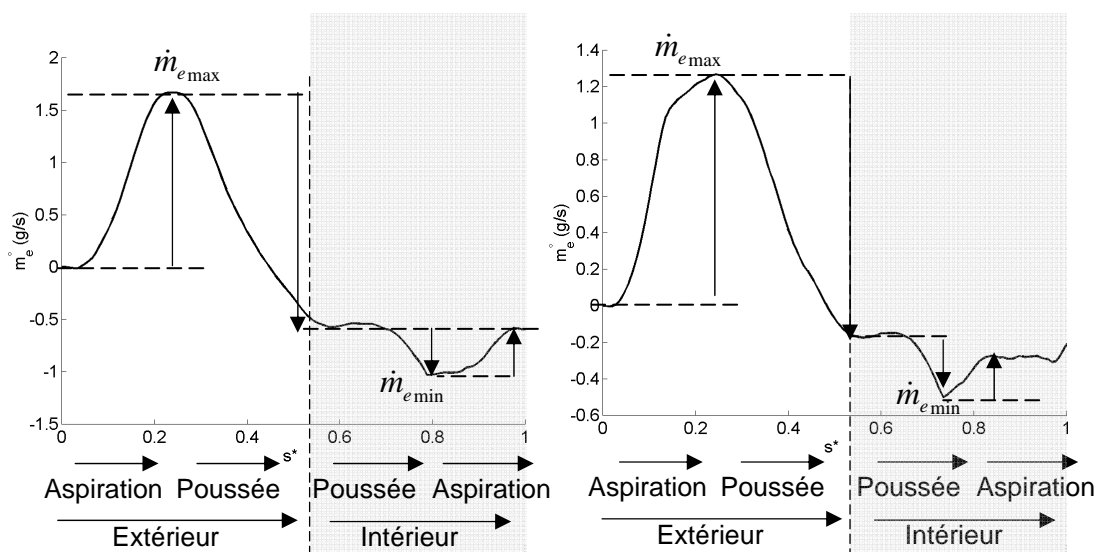


Figure 88: Evolution curviligne du débit massique cumulé le long de l'iso-contour à 2 mm suivant une enveloppe externe et interne.

a) Phase d'injection, b) Phase d'après injection.

Dans le cas présent, γ_e est tracée sur un contour fermé pendant et après l'injection. **A l'extérieur**, γ_e pour le cas à 50 bars varie de manière similaire au cas à haute pression. **A l'intérieur**, la diminution de γ_e indique que l'écoulement de gaz circule en sens inverse par rapport à l'écoulement à l'extérieur.

Les intensités des recirculations sont estimées à travers les variations de γ_e . La recirculation externe est caractérisée par $\gamma_{e\max}$ et l'intensité de la recirculation interne est caractérisée par la variation entre les deux extrema $\gamma_{e\max}$ et $\gamma_{e\min}$ (Figure 89).

La valeur $\gamma_{e\text{final}}$ représente, ici, la circulation totale et est négative. La recirculation interne induit des variations de γ_e plus importante que la recirculation externe et semble donc plus intense que la recirculation externe.

$$\int_{l_{ce}} U_i \cdot dl < \int_{l_{ci}} U_t \cdot dl$$

$$\Rightarrow \Gamma_e < \Gamma_i$$

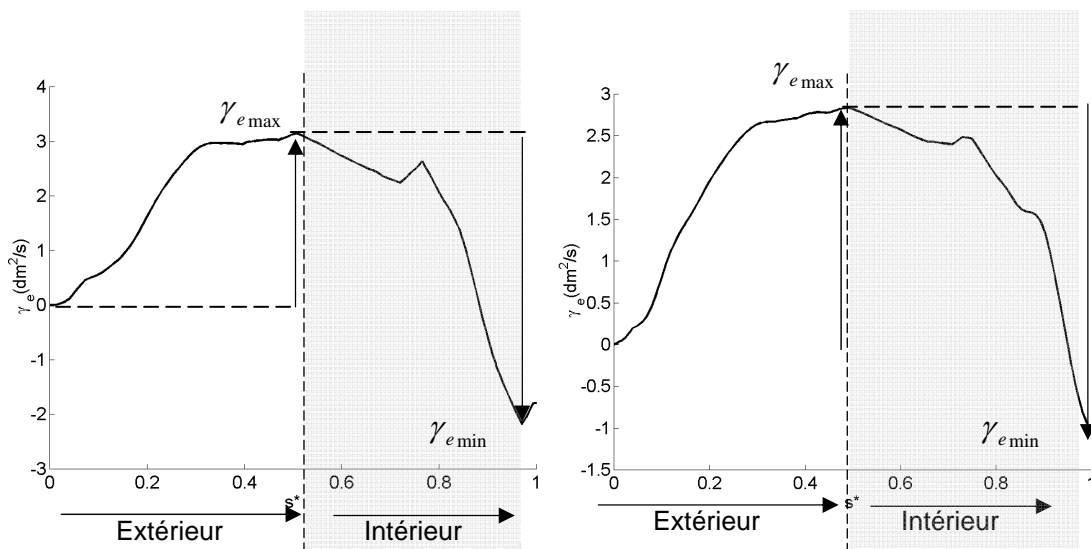


Figure 89: Evolution curviligne de γ_e le long de l'iso-contour à 2 mm suivant une enveloppe externe et interne.

a) Phase d'injection, b) Phase d'après injection.

A partir de ce cas favorable, les effets d'aspiration, de poussée et des recirculations sont quantifiables à l'extérieur et à l'intérieur du spray. Néanmoins, l'intérieur ne pouvant pas être mesuré dans les cas d'injection typique pour l'application moteur, la suite de l'étude est limitée à l'entraînement d'air à l'extérieur seulement.

4.4. Conclusions

La particularité du spray piézo étant la formation d'une large **recirculation externe**, la caractérisation de l'entraînement d'air est réalisée à travers le calcul du débit massique cumulé \dot{m}_e et de l'indicateur de recirculation γ_e . La méthodologie d'analyse proposée nécessite la détermination du **contour du spray** sur lequel sont réalisés les calculs de post-traitement.

Un test de dépendance vis à vis du choix du contour a été effectué. Proche de l'interface, les évolutions curvilignes de \dot{m}_e et γ_e ne suivent pas toujours la tendance indiquée par les profils obtenus à une distance de l'interface plus grande (cf. annexe 7.4). En revanche, lorsqu'on s'éloigne de l'interface, les profils tendent à se lisser et il y a une perte d'information sur les échanges entre le gaz et le spray. **L'iso-contour à 2 mm** représente donc le compromis entre applicabilité et précision de la méthode. Les résultats des évolutions temporelles obtenus à partir de l'iso-contour à 2 mm ont été comparés avec ceux obtenus avec un contour à 0 mm (interface) et montrent des tendances identiques (cf. annexe 7.4).

Un cas d'injection haute pression est décrit à partir de l'observation des **lignes de courant** figées de l'écoulement. Ce cas montre la prééminence de la recirculation externe autour de laquelle l'écoulement s'organise. Cependant, le champ de vitesse à l'intérieur du spray n'est pas accessible et ne peut pas être totalement caractérisé. En revanche, un cas d'injection obtenu en conditions favorables pour l'application de la technique FPIV a permis d'obtenir simultanément le champ de vitesse du gaz à l'extérieur et l'intérieur du spray. Il est ainsi montré qu'une **recirculation interne** se développe de l'autre côté de la nappe diphasique.

L'analyse locale du cas FPIV favorable met en évidence que le gaz est **aspiré** le long de la nappe diphasique jusqu'à la recirculation. Au niveau de la recirculation, le gaz "**circule**". Au delà, i.e. en front de spray, le gaz est **repoussé**.

L'analyse globale montre que les effets d'aspiration et de poussée se compensent. Néanmoins, pendant la phase d'injection, les effets de poussée sont sensiblement plus élevés que ceux d'aspiration. Autour du spray, la recirculation externe domine l'écoulement de gaz et impose un sens de circulation. Cependant, la recirculation interne a également un effet notable et tend à ramener du gaz à l'intérieur du spray par le centre.

Pendant l'injection, l'entraînement s'intensifie: les effets d'aspiration-poussée et de la recirculation augmentent. **Après l'injection**, l'écoulement se structure différemment. Les intensités des effets d'aspiration-poussée et de recirculation se stabilisent. Le gaz continue de

pénétrer dans le spray et la recirculation externe semble se structurer en un anneau de vorticité.

Les observations décrites ci-dessus ont mené à la supposition de l'existence d'un lien entre l'entraînement normal et l'entraînement tangential. Une interprétation physique des phénomènes observés est proposée:

Pendant l'injection, le liquide est introduit sous la forme d'une nappe conique. Cette nappe liquide se pulvérise en fines gouttelettes qui entraînent le gaz environnant pour former une nappe diphasique. Dans cette nappe, la vitesse relative entre le gaz et les particules liquides n'est pas uniforme. Lors du développement du spray, les gouttes, en front de nappe, mettent en mouvement le gaz et, sous l'effet des forces de traînée, décélèrent plus rapidement que celles présentes dans leur sillages. Les particules liquide en amont rattrapent celles en aval et tendent à augmenter la surface d'échange en front du spray. La force de pression appliquée sur le gaz augmente au fur et à mesure du développement du spray. Par conséquence, le gaz est repoussé par le spray.

Parallèlement au développement en front, le gaz est aspiré le long du spray par un phénomène de dépression occasionné par la décélération des gouttes. Il se crée donc un couple d'écoulement entre le front et le côté du spray. D'un côté, l'aspiration du gaz peut être considérée comme un terme source, de l'autre, la poussée comme un puits. Entre ces sources, l'écoulement de gaz est mis en mouvement et recircule de la source (front) vers le puits (côté).

L'étude de l'entraînement d'air a permis d'analyser les mécanismes de structuration de l'écoulement de gaz autour du spray. Ces mécanismes relèvent des effets d'aspiration et de poussée qui sont à l'origine de la génération des recirculations. La forme spécifique du spray est imposée par la structure de l'écoulement d'air et évolue tout au long de l'injection (Figure 90).

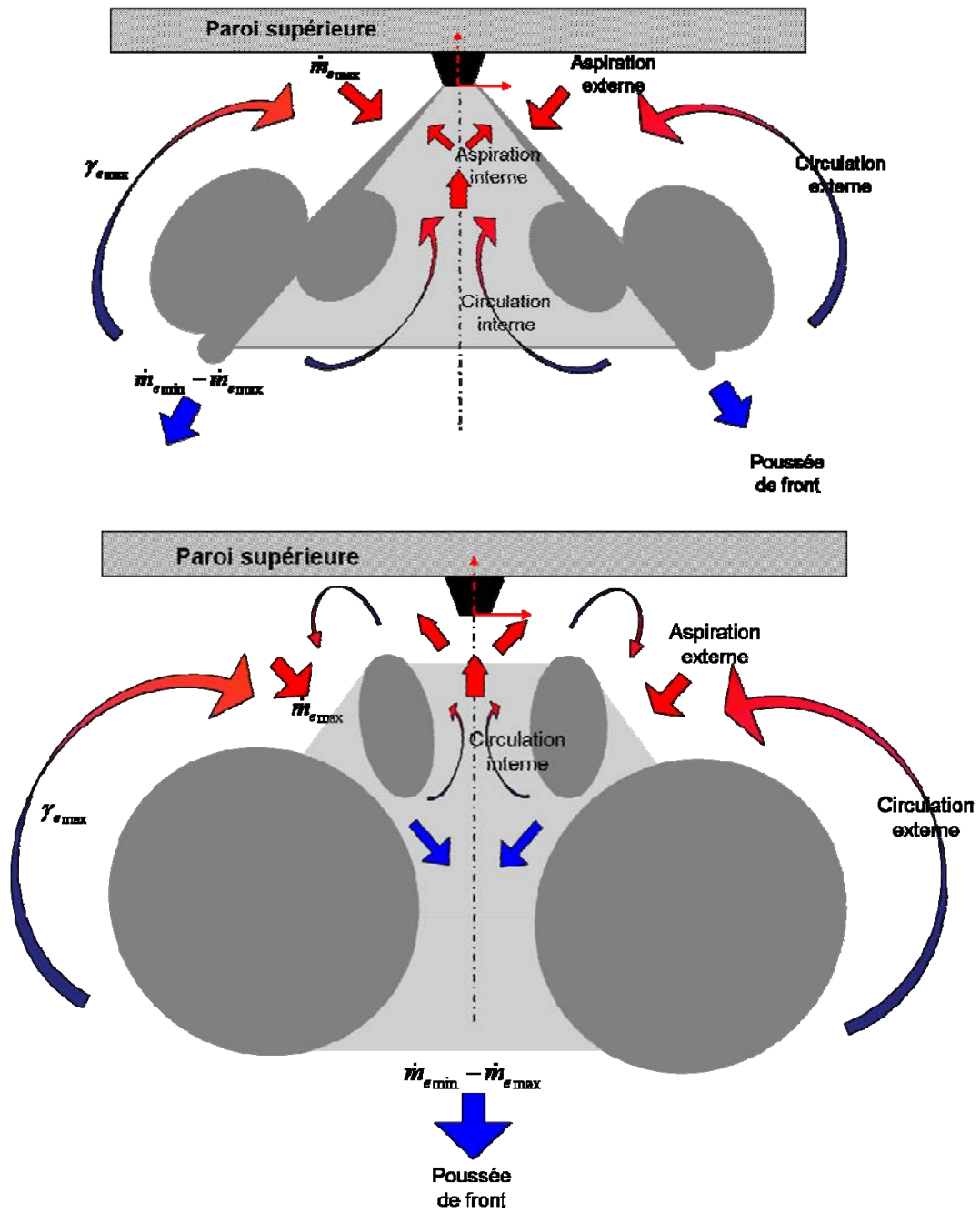


Figure 90: Schématisation des mécanismes d'entraînement de gaz par le spray conique creux à haute pression. a) Phase d'injection, b) Phase d'après injection.

5. Application moteur : Injection à iso-masse de liquide injecté

La méthodologie présentée dans le chapitre précédent est utilisée à des cas d'injection représentatifs de l'application moteur. L'influence des conditions d'injection (Table 9) est étudiée pour orienter le choix du motoriste parmi les stratégies d'injection qui sont autorisées par la technologie d'injecteur à commande piézoélectrique (temps d'activation <150µs, débit variable et pas de temps de précharge). Le temps de commande (t_{pw}) est ajusté pour imposer une masse totale injectée de **16 mg**, correspondant à la quantité injectée par le cas de référence ($\dot{m}_l = 32 \text{ g/s}$ et $t_{pw} = 500 \text{ µs}$).

Table 9: Influence des conditions d'injection à iso-masse injectée

Simple injection	Niveau de levée (/15)	0 (minimum)	9 (intermédiaire)	15 (maximum)	
	tpw (µs)	700	500	400	
	Pression d'injection (bar)	60	100	150	200
	tpw (µs)	1080	760	640	500
	Contre pression (bar)	6	10	20	
	tpw (µs)	500	500	500	
Double injection	Répartition masse (%)	50 - 50	30 - 70		200
	tpw (µs) *	750	750		500

* temps incluant la durée d'espacement entre les deux injections (250 µs)

Les différents cas sont comparés au cas de référence (en gras dans la Table 9) qui a fait l'objet d'une étude détaillée dans le chapitre précédent. Les résultats de pénétration du spray sont tracés en fonction de t^* (eq. 41) et sont normalisés par les valeurs obtenues pour le cas de référence au temps de fin d'injection ($t^* = 1$) (eq. 42 et eq. 43). Les paramètres d'entraînement sont normalisés de la même manière (eq. 44, eq. 45).

$$t^* = \frac{t}{t_{pw}} \quad \text{eq. 41}$$

$$P_z^* = \frac{P_z}{P_{z(ref, t^*=1)}} \quad \text{eq. 42}$$

$$\overline{V_{P_z}^{inj}}^* = \frac{\overline{V_{P_z}^{inj}(t^*=1)}}{\overline{V_{P_z}^{inj}(ref, t^*=1)}} \quad \text{eq. 43}$$

$$\text{Avec } \overline{V_{P_z}^{inj}(t^*=1)} = \frac{P_{z(t=t_{pw})}}{t_{pw}}$$

$$\dot{m}_{e \max}^* = \frac{\dot{m}_{e \max}}{\dot{m}_{e \max(ref, t^*=1)}} \quad \text{eq. 44}$$

$$\gamma_{e \max}^* = \frac{\gamma_{e \max}}{\gamma_{e \max(ref, t^*=1)}} \quad \text{eq. 45}$$

On notera que l'application de l'injection directe essence "stratifiée" (§1.2.1) requiert des temps de mélange courts. A titre d'exemple, pour une vitesse de rotation moteur de 2000 tr/min, un délai de 20°V entre le début d'injection et l'allumage correspond à une durée de 1.5 ms. Ainsi, les suivis temporels des paramètres d'entraînement d'air et de propagation du spray ont moins d'intérêt d'un point de vue motoriste au delà de 1 ms après la fin de l'injection.

5.1. Injection simple

5.1.1. Niveau de levée

L'influence du niveau de levée est investiguée en laissant les autres paramètres identiques au cas de référence.

En augmentant le niveau de levée, le débit liquide augmente et la quantité désirée de carburant peut être injectée en un temps plus court. Par ailleurs, lorsque la levée est plus élevée, le diamètre moyen des gouttes générées augmente légèrement. Les résultats de granulométrie et de débitmétrie sur l'influence de la levée (cf. §2.1.2.3 et §2.1.2.4) sont reportés ici.

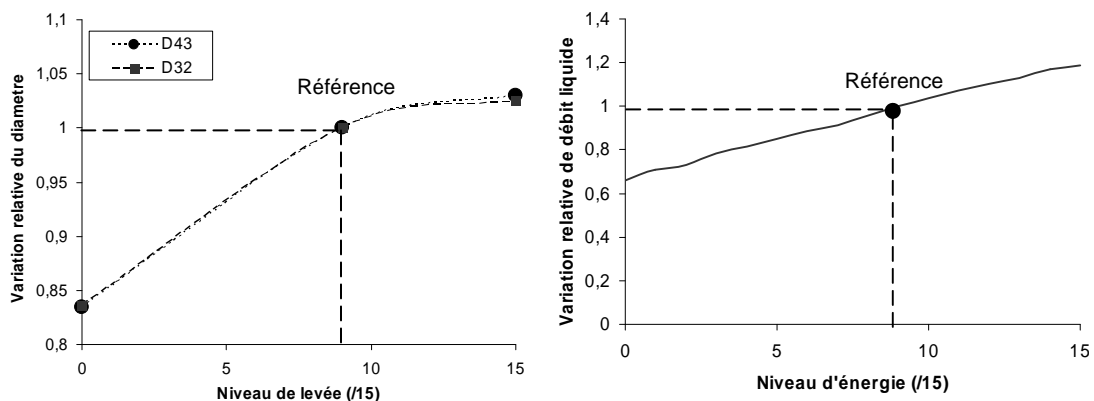


Figure 91: Influence du niveau de levée d'aiguille.

a) Variation du diamètre des gouttes, b) Variation relative du débit.

Les résultats d'entraînement d'air et de la propagation du spray sont illustrés au temps d'observation $t^* = 1$ (Figure 92).

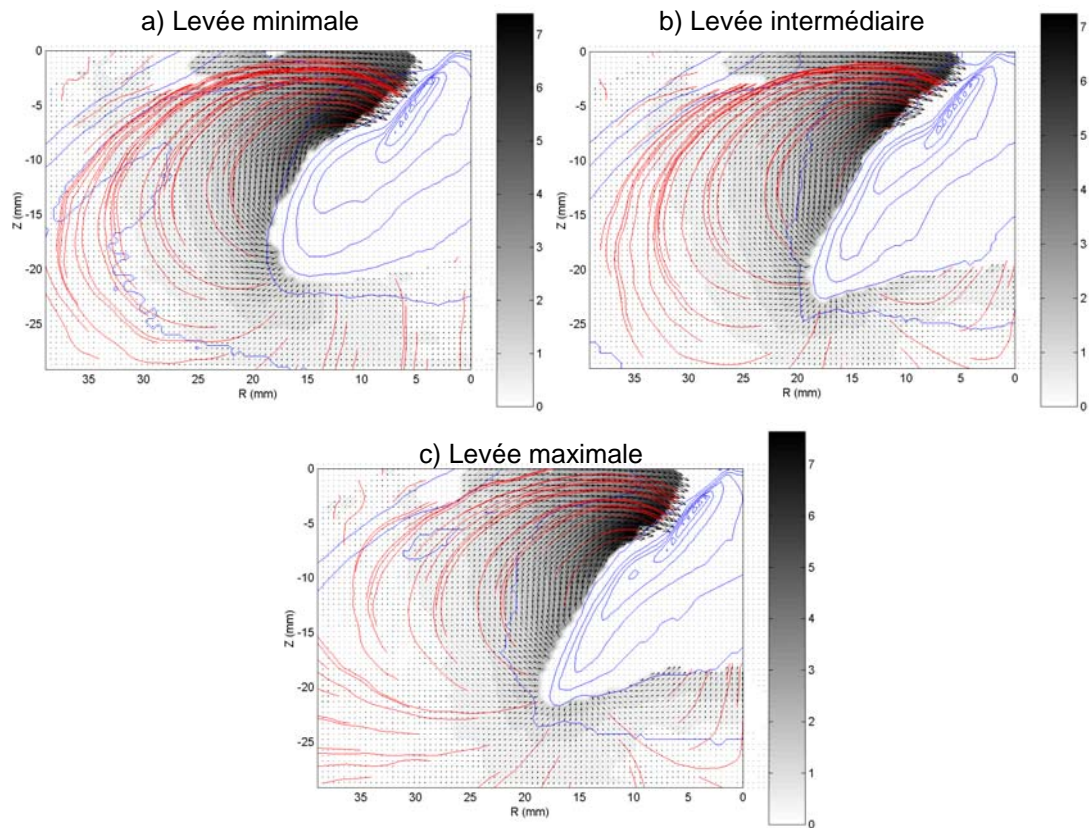


Figure 92: Champ de vitesse et lignes de courant figées (rouge) superposés aux isocontours de niveaux de gris de l'image moyenne (noir). Influence du niveau de levée.

$$P_{inj} = 200 \text{ bars}, P_c = 10 \text{ bars}, t = t_{pw}$$

Les mesures de débitmétrie ont permis d'évaluer le coefficient de perte de charge, C_D , de l'injecteur à ~ 0.80 . La pression d'injection étant de 200 bars, la vitesse d'éjection du liquide est équivalente dans les trois cas et est estimée à 180 m/s.

$$V_{l0} \approx C_D * \sqrt{\frac{2 * (P_{inj} - P_c)}{\rho_l}}$$

La longueur de pénétration du spray, atteinte à la fin de l'injection, est peu dépendante de la levée (<5%). Par contre, les vitesses moyennes de pénétration pendant la phase d'injection diffèrent (reportées dans la Table 10).

Table 10: Vitesses moyennes de pénétration du spray entre $t^*=0$ et $t^*=1$.

Niveau de levée	Minimale	Intermédiaire (référence)	Maximale
$\overline{V}_{p_z}^*$	-32%	-	+25%

Après l'injection, la vitesse de propagation du spray diminue et est peu dépendant du niveau de levée.

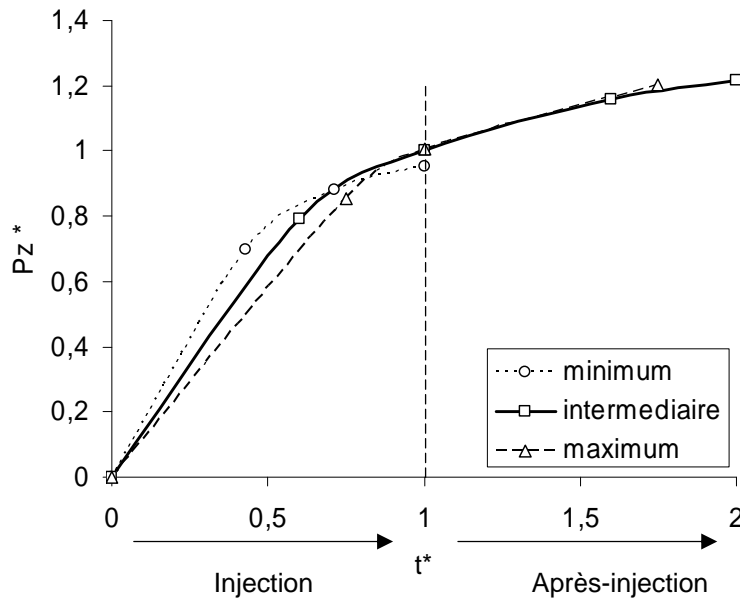


Figure 93: Evolution temporelle de la longueur de pénétration axiale du spray. Influence du niveau de levée.

Lorsque la levée diminue, le diamètre moyen des gouttes diminue et l'échange de quantité de mouvement entre phases augmente. En conséquence de la diminution de levée, le processus d'entraînement d'air est meilleur: la quantité d'air aspiré par le spray augmente et la mise en circulation de l'écoulement autour du spray est plus intense (Figure 94).

Entre les cas de levée intermédiaire et maximale, la variation du diamètre moyen des gouttes est faible et les processus d'entraînement d'air restent équivalents. Les valeurs maximales de débits massiques cumulés et de γ_e sont identiques (<3%).

Bien que la diminution relative de la taille moyenne des gouttes pour le cas de levée minimum reste faible, la quantité de gaz entraîné par unité de temps et l'intensité de la recirculation sont plus grandes (~10%).

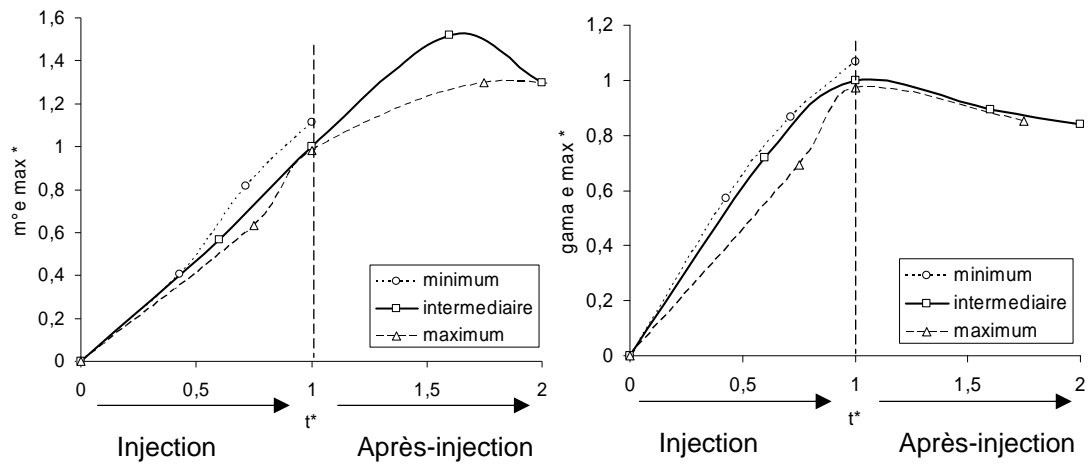


Figure 94: Influence du niveau de levée sur l'évolution temporelle de a) débit massique cumulé de gaz entrainé et, b) indicateur de recirculation.

5.1.2. Pression d'injection

L'influence de la pression d'injection est investiguée pour un niveau de levée intermédiaire et dans un environnement à la contre pression de 10 bars ($\rho_g = 12 \text{ kg/m}^3$). Lorsque la pression d'injection augmente, le débit de liquide augmente et la même quantité de liquide est injectée en un temps plus court. Par ailleurs, l'analyse des résultats de granulométrie montre que le diamètre moyen des particules diminue (Figure 95).

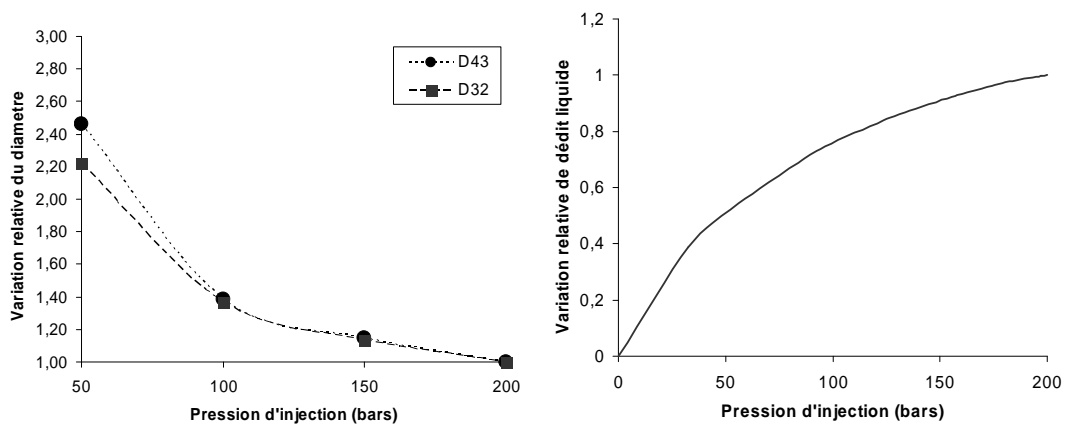


Figure 95: Influence de la pression d'injection.

a) Variation relative du débit, b) Variation du diamètre des gouttes.

Les résultats d'entraînement d'air et de la propagation du spray à la fin de l'injection sont illustrés sur la Figure 96.

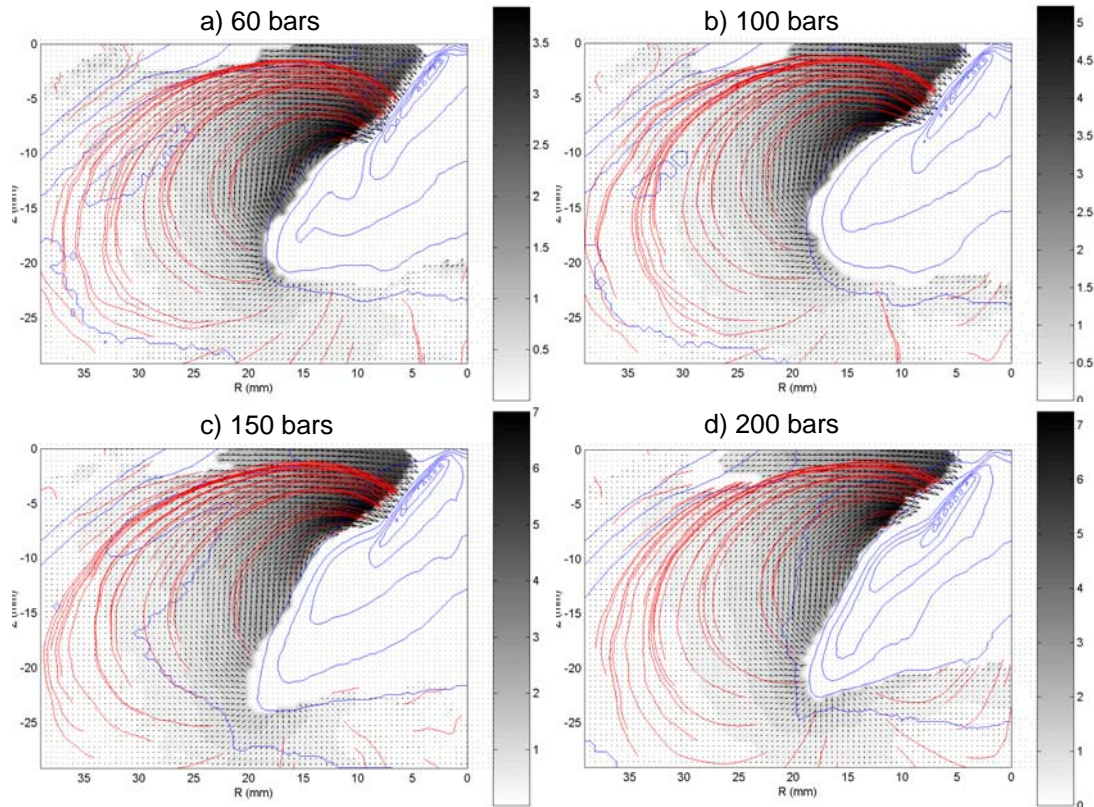


Figure 96: Champ de vitesse et lignes de courant figées (rouge) superposés aux isocontours de niveaux de gris de l'image moyenne (bleue). Influence de la pression d'injection. $P_c = 10$ bars, $E_{ift} = 9/15$, $t = 1$.

Lorsque la pression d'injection diminue, la vitesse d'éjection du liquide diminue. A 60 bars, la vitesse du liquide est estimée à 90 m/s alors qu'à 200 bars, celle-ci est estimée à 180 m/s. La diminution relative de vitesse d'éjection (-50%) est équivalente à celle de la vitesse moyenne de pénétration du spray (Table 11).

Table 11: Vitesses moyennes de pénétration du spray entre $t^*=0$ et $t^*=1$.

Pression d'injection (bars)	60	100	150	200 (référence)
$\overline{V_{p_z}}^*$	-54%	-36%	-15%	-

Bien que les mesures indiquent une longueur sensiblement plus grande (~10%) pour une pression d'injection de 150 bars (non présenté), la longueur de pénétration du spray atteinte à la fin de l'injection est peu dépendante de la pression d'injection à même masse de liquide injectée (Figure 97).

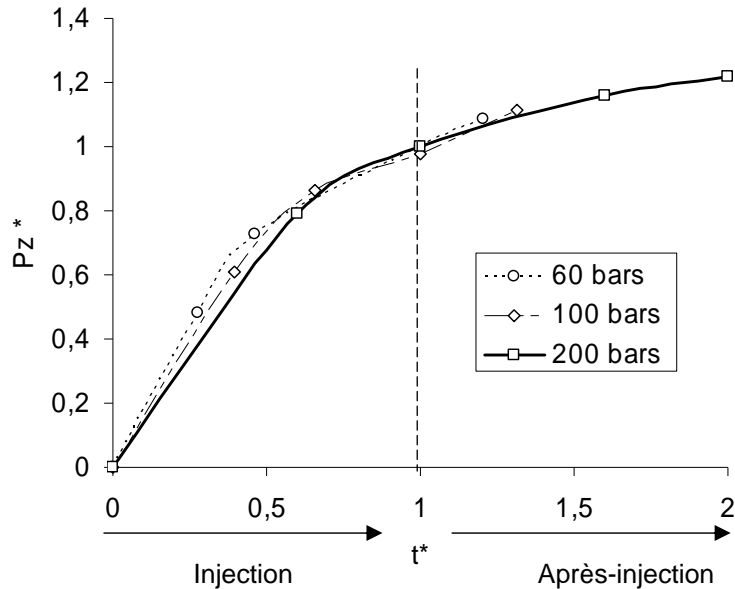


Figure 97: Evolution temporelle de la pénétration axiale du spray relative au cas de référence. Influence de la pression d'injection.

Lorsque la pression d'injection augmente, le diamètre des gouttes diminue et le spray échange d'avantage de quantité de mouvement avec le gaz environnant. Une plus grande quantité d'air est entraîné par le spray et la mise en circulation de l'écoulement de gaz est plus intense (Figure 98). A même masse injectée, la pénétration du spray est équivalente quelle que soit la pression d'injection.

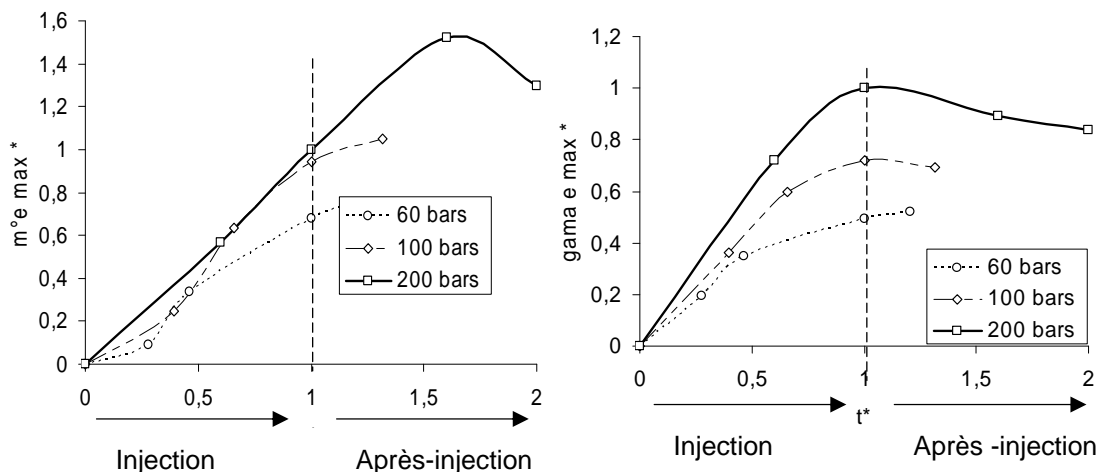


Figure 98: Influence de la pression d'injection sur l'évolution temporelle a) débit massique cumulé de gaz entraîné et, b) indicateur de recirculation.

5.1.3. Contre pression

L'influence de la contre pression est étudiée pour un niveau de levée intermédiaire et pour une pression d'injection de 200 bars. On rappelle qu'une augmentation de la contre pression ambiante correspond à une augmentation de la densité du gaz environnant. Pour l'analyse des résultats, on considèrera ici que le débit liquide est équivalent dans les trois cas et que le diamètre moyen des gouttes ne dépend pas de la contre pression ambiante, même si de légères variations peuvent être supposées.

Les résultats d'entraînement d'air et de la propagation du spray sont illustrés au temps d'observation $t^* = 1$ sur la Figure 99.

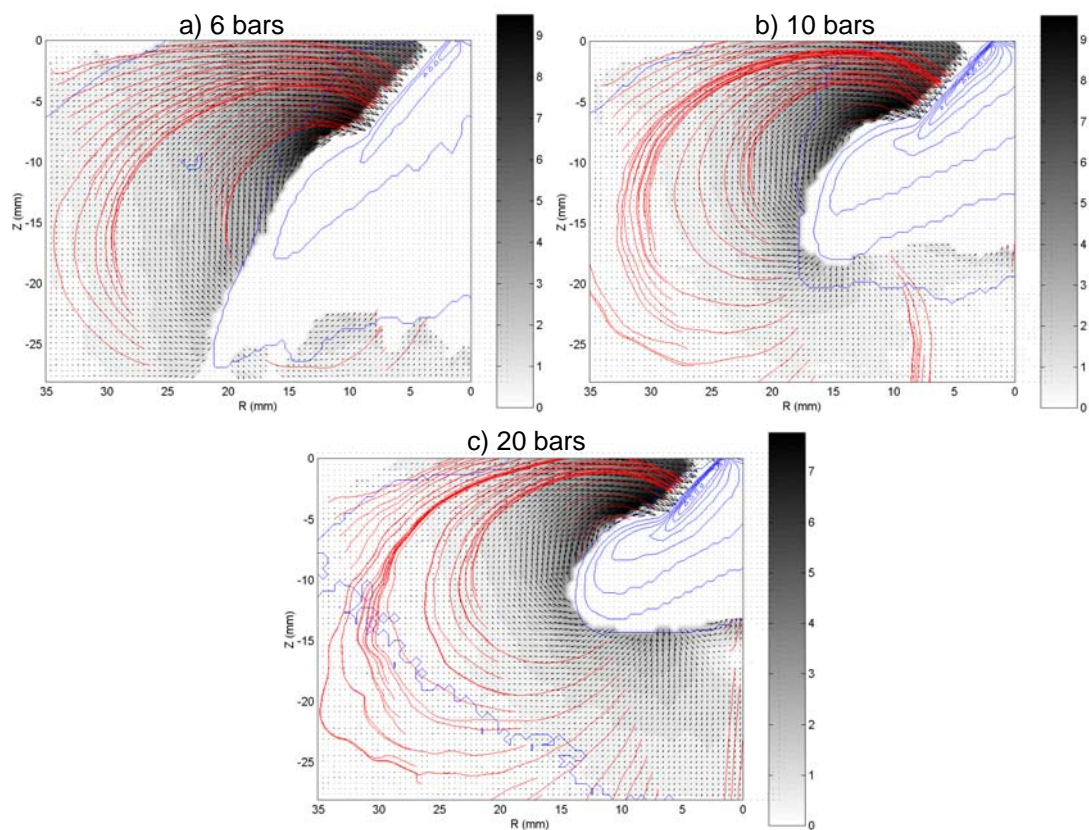


Figure 99: Champ de vitesse et lignes de courant figées (rouge) superposés aux isocontours de niveaux de gris de l'image moyenne (bleu). Influence de la contre pression. $P_{inj} = 200$ bars, $E_{lift} = 9/15$, $t^* = 1$

Lorsque la contre pression augmente, le spray pénètre moins vite (Table 12) et est plus compact. Les gouttes sont soumises à des forces de trainées aérodynamiques plus intenses et décèlent plus rapidement. En conséquence, la longueur de pénétration diminue (Figure 100). On notera qu'à cette diminution de longueur est associée une diminution de la surface d'échange entre le spray et l'air.

Table 12: Vitesses moyennes de pénétration du spray entre $t^*=0$ et $t^*=1$

Contre pression (bars)	6	10 (référence)	20
$\overline{V}_{p_z}^*$	+51%	2	-23%

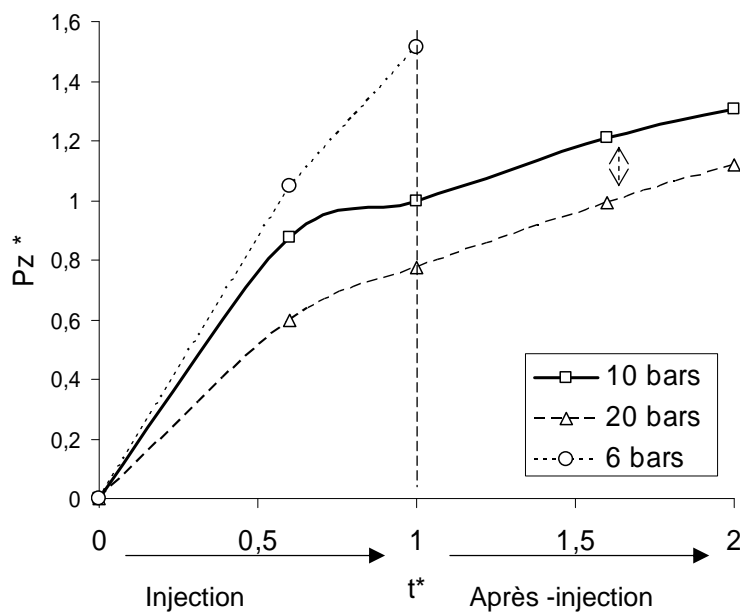


Figure 100: Evolution temporelle de la pénétration axiale du spray relative au cas de référence. Influence de la contre pression.

Lors de l'étude de l'entraînement d'air le long du spray, on a vu que, lorsque la densité du milieu augmentait, la longueur de la zone d'entraînement réduisait tandis que le taux d'entraînement augmentait. Ici, ces effets sont à nouveau vérifiés et on constate que la quantité maximale de gaz entraîné est plus grande à $P_c = 20$ bars (Figure 101-a).

L'intensité des forces exercées sur les gouttes dépend de la densité ambiante et, lorsque la contre pression augmente, les échanges de quantité de mouvement entre phases sont plus intenses. Le gaz est entraîné par le spray et l'écoulement est mis en circulation. Cependant, γ_e est une grandeur cinématique contrairement à \dot{m}_e . La valeur maximale de γ_e ne tient pas compte de la contrepression (i.e. de la densité du gaz) (Figure 101-b).

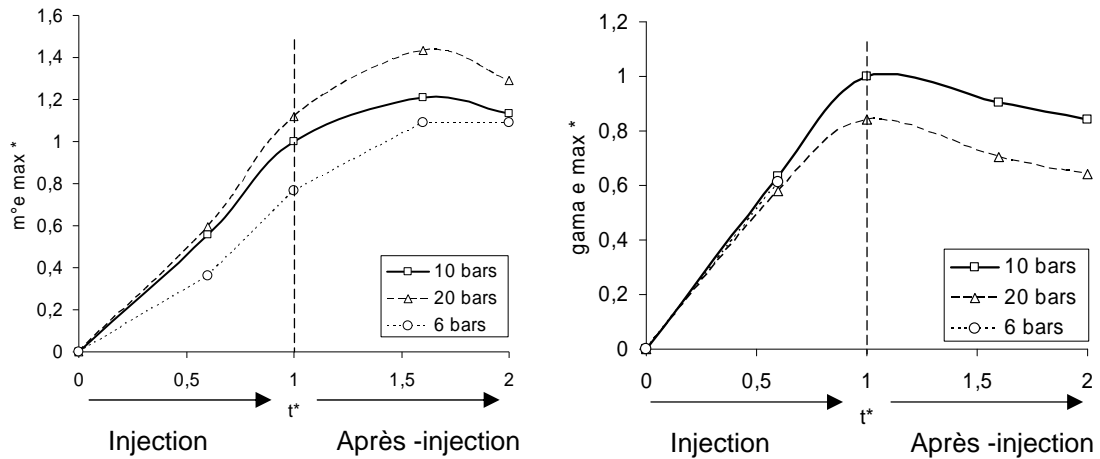


Figure 101: Influence de la contre pression sur l'évolution temporelle

a) débit massique cumulé de gaz entraîné et, b) indicateur de recirculation.

5.2. Injection double (répartition de la masse)

L'influence de la répartition de la masse pour des injections en deux temps (double injection) est étudiée ici. La pression d'injection est de 200 bars et la contre pression de 10 bars. Le temps d'espacement entre les deux injections est fixé à 250 μs . Un cas à 30%-70% et un cas à 50%-50% (respectivement pour la répartition de la masse de la 1^{ère} et la 2^{nde} injection) sont analysés et comparés avec le cas de référence (simple injection, 100%).

Pour analyser les doubles injections, le temps est normalisé par la durée écoulée entre le début de la première injection et la fin du temps de commande de la deuxième injection. Cette durée inclut donc le temps d'espacement et vaut $t_{pw} = 750 \mu s$ dans les cas de double injection.

Les résultats d'entraînement d'air et de propagation du spray sont illustrés pour deux temps caractéristiques correspondant à des observations à des temps fixes après le début de l'injection et après la fin de l'injection.

A 0.50 ms après le début de l'injection, la deuxième injection a débuté depuis 0.10 ms dans le cas 30%-70% et peut être distinguée (Figure 102-a). Pour le cas 50%-50%, la deuxième injection n'a pas encore débuté cependant, la première injection se détache de la buse d'injection. Quelques vecteurs de la vitesse du gaz sont alors visualisés: comme on pouvait s'y attendre, l'écoulement de gaz venant de l'intérieur du spray est dirigé vers le haut (i.e. vers l'injecteur).

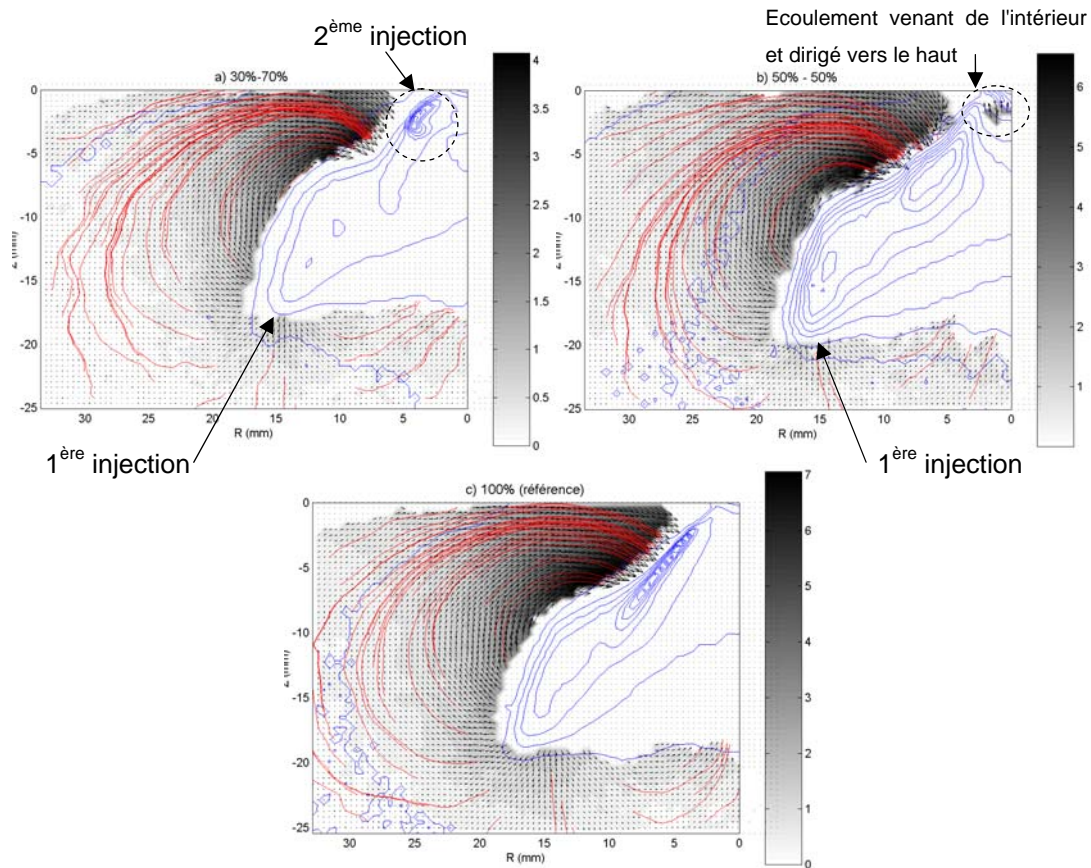


Figure 102: Champ de vitesse et lignes de courant figées (rouge) superposés aux iso-contours de niveaux de gris de l'image moyenne (noir).

$P_{inj} = 200$ bars, $P_c = 10$ bars, $t_{asoi} = 0.50$ ms après le début de l'injection.

La longueur de pénétration dans le cas 50%-50% est sensiblement plus grande (~10%) que celle du cas de référence à la fin de l'injection (Figure 103). Pour comprendre cet effet, il faut remarquer que le temps écoulé depuis le début de l'injection (cas 50%-50%) est supérieur de 250 μ s à celui du cas de référence.

A la fin d'une injection, la vitesse de pénétration du spray diminue. Lorsqu'une seconde injection succède à la première et atteint le front du spray, la vitesse de pénétration augmente à nouveau. L'influence de la deuxième injection se distingue pour le cas 50%-50% par une inflexion sur la courbe de pénétration (Figure 104). La 2^{ème} injection sur le cas 30%-70% est également distinguée (inflexion sur la courbe plus difficile à repérer).

A la fin de l'injection, la vitesse de pénétration du spray diminue et se stabilise. Les courbes de pénétration se croisent à 0.50 ms après la fin de l'injection et montrent que les injections successives ont peu d'influence sur la longueur de pénétration du spray même si les temps impartis diffèrent.

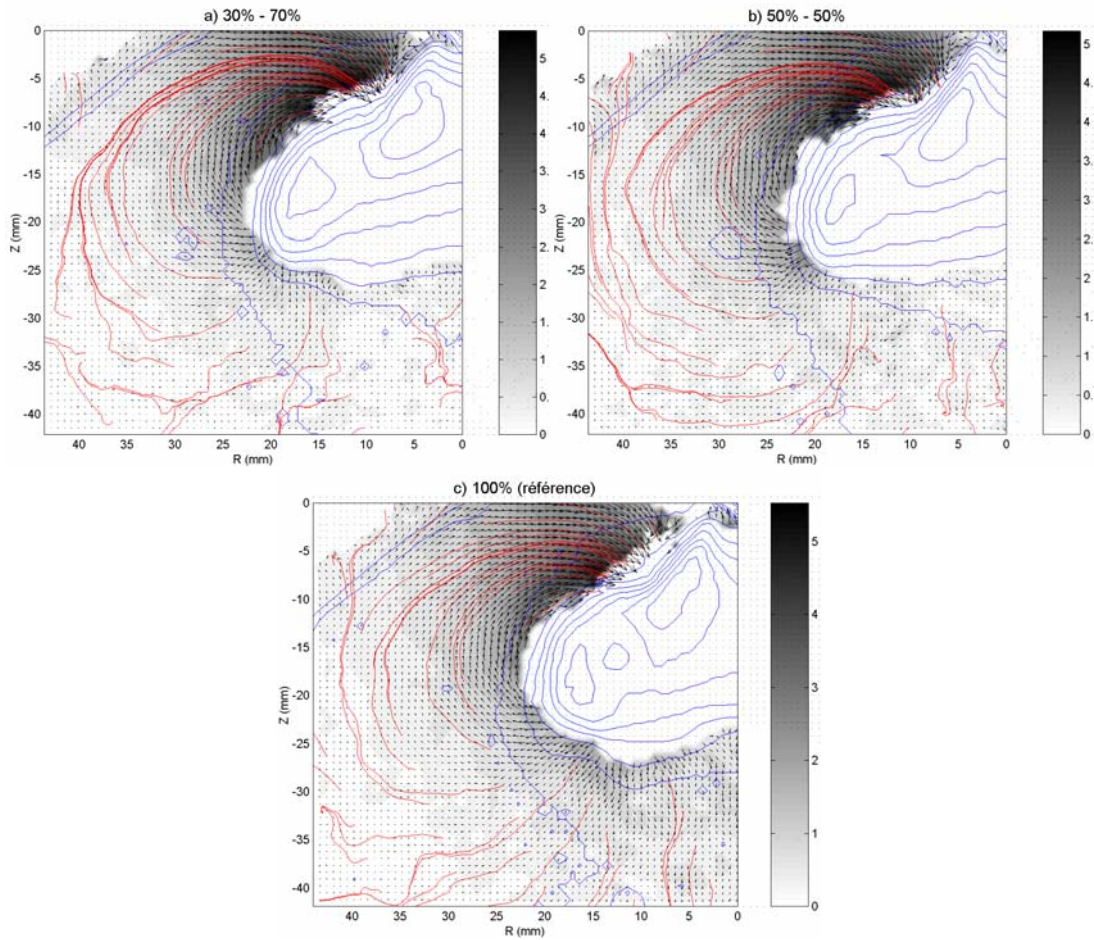


Figure 103: Champ de vitesse et lignes de courant figées (rouge) superposés aux isocontours de niveaux de gris de l'image moyenne (noir). Influence de la répartition de la masse. $P_{inj} = 200$ bars, $P_c = 10$ bars. a) $t^* = 1.15$, b) $t^* = 1.15$, c) $t^* = 1.3$.

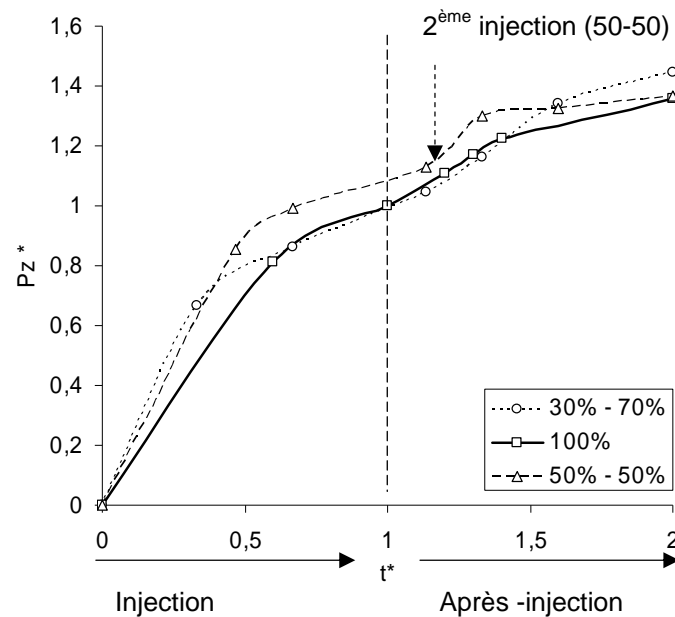


Figure 104: Evolution temporelle de la pénétration axiale du spray relative au cas de référence. Influence de la répartition de la masse.

Lorsque deux injections sont réalisées successivement, la première injection initie la mise en mouvement du gaz autour du spray. A la fin de la première injection, l'écoulement s'organise autour de la recirculation externe qui évolue progressivement en forme et en distance à l'injecteur, comme vu dans le cas précédent. La deuxième injection coupe cette structure recirculante en cours de formation et vient à nouveau forcer l'entraînement d'air en générant une recirculation nouvelle. Le champ ainsi obtenu est le résultat de ces deux processus.

Le phénomène d'entraînement d'air s'intensifie pendant la phase d'injection puis reste quasiment constant entre les deux injections successives. Lors de la 2^{ème} injection, le phénomène d'aspiration d'air reprend à nouveau. Quelques différences sont observées entre les trois cas pendant la phase d'injection. Ces différences sont liées à la loi d'injection mais s'estompent après l'injection (Figure 105-a).

La recirculation se développe également pendant les phases d'injection. Les recirculations générées dans les trois cas sont équivalentes (Figure 105-b). Les pics distinguant la fin des injections s'expliquent comme pour le cas d'une injection simple (cf. §4.3.1).

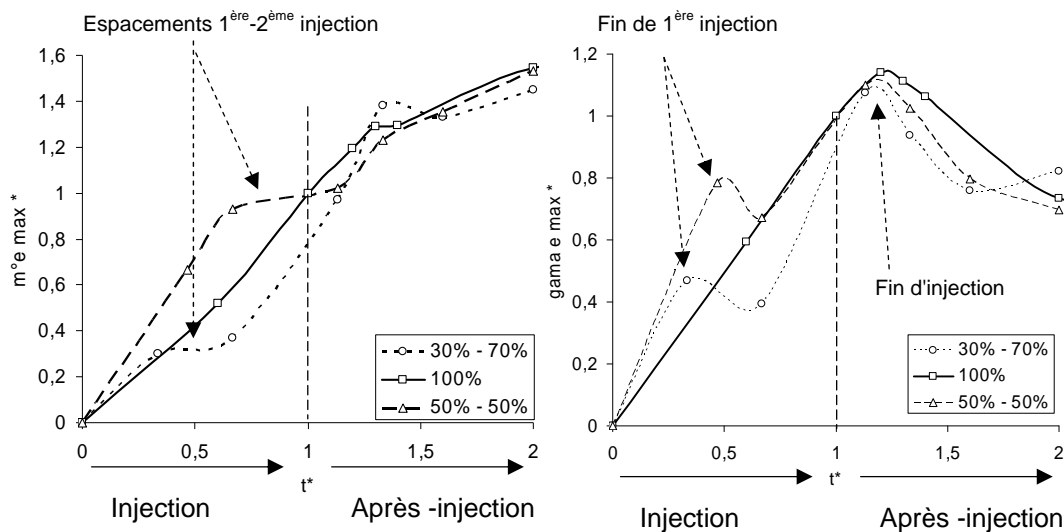


Figure 105: Evolution temporelle du débit massique cumulé de gaz entraîné et de γ_e . Influence de la répartition de la masse.

Le processus d'entraînement d'air induit par une injection double ne diffère pas fondamentalement de celui induit par une injection simple. Les longueurs de pénétration, mais aussi les effets d'entraînement d'air (aspiration et recirculation du gaz) sont équivalents.

5.3. Conclusions

La méthodologie d'analyse de l'entraînement d'air en régime instationnaire est utilisée pour répondre à la problématique du choix des stratégies d'injection. Dans l'objectif d'injecter la quantité de carburant nécessaire pour un point de fonctionnement moteur, ces stratégies permettent d'agir sur la durée d'injection ainsi que sur l'avance à l'injection. C'est dans ce cadre qu'a été réalisée cette étude paramétrique à iso-masse. Les différents cas d'injection sont comparés à un cas de référence, en termes de pénétration liquide et d'entraînement d'air.

Les résultats de cette étude ont été obtenus à partir de contours de post-traitement définis à 2 mm de distance de l'interface. On trouvera en annexe 7.5 les résultats obtenus avec un contour choisi à 0 mm. Ces résultats vérifient et confirment les analyses qui ont été réalisées.

La condition iso-masse impose une durée d'injection d'autant plus courte que le débit liquide est élevé. Pour augmenter le débit liquide, la pression d'injection ou le niveau de levée peut être augmenté. Lorsque la pression d'injection augmente, la vitesse d'introduction du liquide est plus grande et la production de fines gouttelettes est favorisée. Les interactions entre le spray et le gaz environnant sont alors plus fortes et le spray décélère plus rapidement. A la fin de l'injection, la longueur de pénétration du spray est équivalente quelle que soit la pression d'injection. Lorsque la levée augmente, les gouttes produites sont sensiblement plus grosses et le spray interagit un peu moins avec le gaz. Cependant, la pénétration est équivalente quelle que soit la levée.

La pression dans la chambre dépend du temps d'avance à l'injection. Plus l'injection est réalisée tardivement, plus la contre pression (i.e. la densité ambiante) est élevée. L'effet de la contre pression a une influence majeure sur la longueur de pénétration du spray. Lorsque la densité augmente, les forces de trainée appliquées sur les particules liquide sont plus intenses et le spray pénètre moins. La connaissance de la densité ambiante est indispensable à l'application de l'injection directe en mode de combustion à charge stratifiée. Si la longueur de pénétration du spray est trop courte, le mélange n'arrive pas jusqu'à la bougie et ne peut pas être allumé. A l'inverse, le spray peut impacter les parois de la chambre et dégrader la qualité de la combustion. A ces effets, il faut également penser qu'à proximité de la bougie d'allumage, le mélange soit suffisamment riche pour que la combustion puisse être initiée.

Les cas de double injection étudiés ne révèlent pas de différences notables par rapport au cas d'une injection simple d'un point de vue "entraînement de gaz" et "propagation du liquide".

Pour le motoriste, l'intérêt de ces stratégies de double injection offre une flexibilité supplémentaire sur le réglage du temps d'avance à l'injection. Néanmoins, dans un moteur, l'évaporation du liquide peut jouer un rôle important en se combinant avec le processus d'entraînement d'air d'autant plus que le mélange formé reste plus longtemps à proximité de la bougie et que le temps pour l'évaporation du liquide est alors plus grand.

6. CONCLUSIONS GENERALES ET PERSPECTIVES

6.1. Conclusions générales

Ces travaux concernent l'analyse de l'entraînement d'air induit par un **spray conique creux essence à haute pression**, généré par un injecteur à ouverture externe et à actuateur **piézo-électrique**. Ce spray est issu de la pulvérisation d'une **fine nappe liquide constituée de micro-jets** formés au niveau de la buse d'injection. Le spray se développe pour former une large **recirculation diphasique** qui se déplace dans la direction de l'injection suivant une vitesse de propagation propre.

Pour mener cette étude, un **système d'alimentation en carburant**, déjà disponible au laboratoire, a été modifié pour permettre le contrôle des paramètres d'injection: la pression du liquide, la levée d'aiguille, la durée d'injection et la densité ambiante (ou contre pression). Pour s'affranchir des phénomènes liés à l'évaporation, un **liquide non évaporant** (l'isane) est utilisé en substitution à l'essence. Les injections sont réalisées dans une enceinte pressurisable et à température ambiante. Cette enceinte est équipée de hublots de visualisations permettant l'application des diagnostics optiques.

La **Vélocimétrie par Images de Particules Fluorescentes (FPIV)** est une technique de mesure laser adaptée à l'étude de l'entraînement d'air en milieux diphasiques denses. Cette technique initialement mise en place au laboratoire par G. Delay a été modifiée pour obtenir une meilleure qualité d'image. Ces images sont ensuite traitées par un algorithme PIV "classique" menant à la mesure des champs instantanés de vitesse du gaz autour du spray. Un **traitement spécifique** de ces champs a été développé pour éliminer les vecteurs faux ou douteux à proximité de la frontière du spray et plus particulièrement au niveau de la recirculation diphasique. Les champs instantanés ainsi traités sont utilisés pour le calcul de champs moyens sur lesquels portent les analyses. Finalement, **l'erreur de mesure de la méthode est estimée à 10%** après avoir été validée suivant les critères de convergence statistique et de conservation de la masse.

La technique FPIV est ensuite utilisée pour **analyser l'entraînement d'air induit par le développement du spray** suivant deux axes distincts. Le premier axe d'étude concerne les effets stationnaires et le second celui des effets instationnaires.

Dans la première partie de l'étude, une longue durée d'injection est fixée pour observer la **zone d'entraînement en amont de la recirculation et pendant l'injection**. Dans cette zone, l'air à l'extérieur et à l'intérieur du spray est aspiré vers la nappe diphasique. Deux régions

distinctes sont mises en évidence. Une première région, identifiée en champ proche de l'injecteur, se développe au cours de l'injection et vérifie les **propriétés de stationnarité**. Dans cette région, l'écoulement d'air est aspiré en direction de la nappe. Dans la deuxième région, située plus en aval, les **effets transitoires de la recirculation** dévient l'air en direction de l'injecteur.

La zone d'entraînement latérale (en amont de la recirculation) a ensuite été caractérisée à partir des **paramètres d'entraînement** : le taux d'entraînement $\frac{d\dot{m}_e}{dz}$ et le coefficient d'entraînement K_e^* , le débit massique cumulé \dot{m}_e et le taux de mélange τ . Ces paramètres sont mesurés par la **méthode de calcul direct** et permettent de quantifier l'entraînement d'air sans ou avec prise en compte des propriétés du liquide (débit massique (\dot{m}_l) et épaisseur de la nappe ($\sim D_H$)), d'une part, et de manière locale ou globale, d'autre part. L'appréciation globale de l'entraînement d'air nécessite la détermination de la longueur de la zone d'entraînement. Cette longueur (L_{EL}) est déduite de la position où le maximum de la composante normale de la vitesse est atteint.

Paramètres d'entraînement	Local	Global (zone latérale L_{EL})
Absolue	$\frac{d\dot{m}_e}{dz}$	\dot{m}_{eEL}
Normalisée (\dot{m}_l et/ou D_H)	K_e^*	τ_{EL}

Une **loi d'entraînement** pour la zone quasi-stationnaire est ensuite proposée pour prédire les effets des propriétés du liquide et du gaz sur l'entraînement d'air. Cette loi est inspirée du modèle développé pour les jets coniques et pleins (Cossali 2001), qui n'est pas adapté au spray conique et creux, étudié ici. L'établissement de la loi fait intervenir les **propriétés géométriques** du spray tel que le diamètre de l'injecteur et l'angle de cône. Ce dernier paramètre est prépondérant dans le processus d'entraînement puisque, plus l'angle de cône est ouvert, plus la surface d'échange entre le gaz et le liquide par unité de longueur augmente. Cet angle est néanmoins imposé par la géométrie interne de l'injecteur et reste constant.

Un étalonnage à partir d'un cas de référence est nécessaire à l'utilisation de la loi d'entraînement. Les résultats vérifient alors l'influence des paramètres d'injection avec une **erreur inférieure à 20%** sur toute la longueur de la zone quasi-stationnaire.

Dans la seconde partie de l'étude, des temps d'injection courts ont été fixés pour analyser l'entraînement d'air induit par le développement du spray pendant et après l'injection. Cette étude a nécessité d'étendre la méthodologie développée pour la zone quasi-stationnaire de manière à quantifier **les effets instationnaires**. Les images FPIV sont utilisées pour mesurer la longueur de pénétration du liquide mais aussi pour déterminer **l'interface entre le spray et le gaz** et ainsi générer un **contour de post-traitement**.

L'entraînement d'air est caractérisé à partir, non seulement, de la **composante normale de la vitesse** à travers le calcul du **débit massique cumulé**, mais aussi, de la **composante tangentielle** à travers le calcul d'un **indicateur de la recirculation**. Les valeurs maximales du débit massique cumulé ($\dot{m}_{e_{\max}}$) et de l'indicateur de recirculation ($\gamma_{e_{\max}}$) sont utilisées en tant que paramètres d'entraînement d'air. $\dot{m}_{e_{\max}}$ représente la masse d'air entraîné par unité de temps et caractérise l'intensité des échanges entre la phase liquide et la phase gazeuse. $\gamma_{e_{\max}}$ représente la quantité de gaz circulant à l'extérieur et le long du spray, et caractérise la vorticité induite par la recirculation.

Les tests de **dépendance à la distance** entre le contour et l'interface montrent, d'une part, qu'une augmentation de la distance mène à une perte d'information par lissage des courbes de débit massique cumulé, et, d'autre part, que les résultats de bilan de masse à travers le contour convergent pour des distances à l'interface suffisantes. Le contour défini à 2 mm (**iso contour à 2 mm**) présente un compromis acceptable entre applicabilité et précision de la méthodologie et est choisi pour le post-traitement et l'analyse des résultats FPIV.

La structure de l'écoulement autour du spray est décrite qualitativement à partir des lignes de courant figées puis quantitativement à partir des paramètres d'entraînement.

Pendant l'injection, une recirculation externe se développe. Le gaz est aspiré le long du spray jusqu'à la recirculation. Au delà, i.e. en front de spray, le gaz est repoussé. Alors que le bilan de masse de l'air entrant et sortant jusqu'en front de spray est quasiment neutre, ces effets **d'aspiration et de poussée** sont couplés et directement liés à la formation de la **recirculation diphasique**.

Après l'injection, le spray se détache de l'injecteur. L'écoulement se structure progressivement autour de la recirculation externe qui se propage de manière analogue à un

anneau de vorticité. L'air environnant continue d'interagir avec le spray mais l'intensité des effets d'aspiration et de poussée, ainsi que l'intensité de la recirculation cessent d'augmenter et se stabilisent.

L'écoulement à l'intérieur du spray a pu être observé à partir d'un cas obtenu **en conditions favorables**   l'application de la technique FPIV (faible pression d'injection et pression atmosphérique). Bien que ce cas ne soit pas représentatif des conditions d'injection moteurs pour la formation d'un mélange stratifié, la génération systématique d'une **recirculation interne** est vérifiée. Ce cas a également permis le calcul de la circulation à partir de la génération d'un contour fermé. Par ce biais, on a pu vérifier que la valeur $\gamma_{e\max}$ est belle et bien un indicateur de l'intensité de la recirculation externe.

La méthodologie d'étude est ensuite utilisée dans le cadre de l'application des stratégies d'injection. L'influence des paramètres d'injection est étudiée après avoir fixé la masse de liquide injectée à une même valeur dans tous les cas (** tude à iso-masse**). Les résultats sont comparés en termes de pénétration liquide et d'entraînement de gaz avec le cas de référence. Cette étude montre à nouveau que l'entraînement d'air est favorisé par des gouttes les plus fines possibles et par des densités ambiantes élevées. Les ** changes de quantité de mouvement entre phases s'effectuent sur une distance plus courte** et le **spray décélère plus rapidement**. Par ailleurs, deux cas de doubles injections ont fait l'objet de l'étude de l'influence de la répartition de la masse entre la 1^{ère} et la 2^{ me} injection. Ces cas d'injections successives ne diff rent pas fondamentalement du cas d'une injection simple en terme de pénétration liquide et d'entraînement d'air.

Après avoir étudié expérimentalement l'entraînement de gaz induit par le spray conique creux, des **simulations numériques** ont été utilisées pour poursuivre l'investigation et essayer de mieux comprendre les mécanismes régissant le mélange entre le gaz et le liquide.

La problématique liée à ces travaux réside dans la qualité des simulations avec les codes de calcul industriel. Pour sa part, le constructeur PSA a choisi d'utiliser le code de calcul de mécanique des fluides FIRE (Tatschl 2001; AVL 2003). Une présentation succincte du code est présentée en Annexe  7.6. Les simulations actuelles s'avèrent inadaptées   prédire le déplacement du mélange vaporisé dans la chambre de combustion. Dans ce cadre, l'étude numérique réalisée a visé à **modéliser le spray piézo**, à **comparer les résultats avec les expériences** et à proposer des **solutions d'amélioration** pour les simulations. Cette étude est présentée en Annexe 7.7.

6.2. Perspectives

Une nouvelle enceinte de visualisation, dont la pression relative maximale admissible est de 50 bars, a été testée parallèlement au déroulement de la thèse. Cette enceinte est équipée d'un système de pressurisation automatisé et d'un système de purge permettant d'extraire le brouillard de gouttelettes. Ces systèmes nécessiteraient d'être adaptés au circuit d'ensemencement de particules fluorescentes pour permettre un recyclage du milieu et ainsi autoriser l'acquisition de données en continu, i.e. sans interruption des manipulations expérimentales. Par ailleurs, la société EFS propose des adaptateurs permettant d'orienter l'injecteur. Ces adaptateurs permettraient d'effectuer confortablement des mesures supplémentaires, qui confirmeraient les observations réalisées:

- L'autosimilarité des profils de vitesses de l'écoulement de gaz est une hypothèse indispensable pour des développements analytiques et n'a pu être que partiellement montrée à partir des mesures réalisées dans la zone quasi-stationnaire (champ de visualisation trop restreint).
- l'écoulement à l'extérieur du spray présente de fortes similitudes avec l'écoulement à l'intérieur. Cet écoulement pourrait être étudié en utilisant la fenêtre de visualisation donnant un accès direct à l'intérieur du spray (par dessous).

Dans la présente étude, seul l'injecteur à commande piézo-électrique a été utilisé. L'étude d'un spray issu d'un injecteur multi-trous comporte de nombreux intérêts scientifiques. Les interactions entre jets pourraient être étudiées via l'analyse de l'entraînement d'air par la technique FPIV.

Une loi d'entraînement semi-empirique a été proposée pour prédire les effets des conditions d'injection. Les résultats de la loi se comparent aux résultats expérimentaux avec une erreur inférieure à 20%. Cependant, on notera que:

- Les résultats de granulométrie proviennent de mesures réalisées à une distance minimale de 30 mm du point d'injection. En conséquence, les diamètres utilisés sont probablement surestimés parce que les plus petites gouttes ne sont pas comptabilisées dans la mesure. La dépendance aux paramètres d'injection pourrait donc être affinée à partir de mesures plus précises. Ce type de mesure est actuellement effectué au laboratoire du CORIA à Rouen.
- La loi d'entraînement a été développée pour la zone d'entraînement en champ proche de l'injecteur uniquement. Un modèle à deux zones serait plus adapté. Pour un modèle de ce type, une relation liant la longueur de chaque zone et les paramètres d'injection devrait être établie.

La quantification de l'entraînement d'air le long du spray n'est pas suffisante pour déterminer la longueur de pénétration du spray. Les effets instationnaires liés à la recirculation du gaz en front de spray doivent être pris en compte dans le phénomène global de propagation du liquide. En effet, les gouttelettes, composant le spray, n'admettent pas une trajectoire rectiligne. Ces gouttes sont déviées d'un côté ou de l'autre de l'axe du jet pendant l'injection et sont entraînées par la recirculation après l'injection. Lorsque l'écoulement est suffisamment dilué (i.e quelques instants après l'injection), la technique PIV est applicable au liquide. Il est alors possible de mesurer simultanément le champ de vitesse du gaz et du liquide, comme cela a été réalisé au CORIA (Kosiwczuk 2006). Ce type de résultat permettrait d'étudier, localement, l'interaction entre les gouttes et le gaz environnant.

Dans la présente étude, un liquide non évaporant a été utilisé. En conditions réelles moteur, le temps de résidence du spray dans la chambre de combustion est à prendre en compte puisque de ce temps dépend la quantité de liquide vaporisé et donc la richesse du mélange. L'aspect de concentration du mélange pourrait être étudié par le biais de méthode déjà utilisée au laboratoire de l'IMFT telle que la Fluorescence induite par Laser (LIF). Un autre liquide très volatil pourrait permettre de faire le lien entre le taux d'entraînement et le taux d'évaporation.

L'étude du développement du spray par simulations numériques est une voie incontournable, ces simulations donnant accès simultanément aux deux phases. Cette voie d'étude offre de nombreuses perspectives pour apporter de la compréhension aux mécanismes d'entraînement d'air et, in fine, servir d'outil de prédiction pour la combustion dans les moteurs. Parmi les perspectives liées à la compréhension de l'entraînement d'air, on citera:

- Développer un modèle de sous-maille pour la correction de la vitesse du gaz à l'emplacement de la particule. Ce type de modèle a déjà fait l'objet de demande auprès de AVL, le développeur du code de calcul FIRE.
- Valider la modélisation du spray par confrontation avec la base de données expérimentale. Cette validation devrait tout d'abord être effectuée par rapport aux résultats de l'étude sur la zone quasi-stationnaire puis par rapport aux résultats de l'étude instationnaire.

Dans l'hypothèse où la modélisation numérique du spray était validée, les simulations pourraient alors être utilisées de manière complémentaire avec l'expérience. Plus particulièrement, l'intérieur du spray n'étant pas accessible à la mesure, les simulations permettraient d'étudier le mécanisme de formation de la recirculation interne et, de manière plus générale de caractériser les deux recirculations. Dans cette optique et comme cela a pu

être initié avec le laboratoire JLL (Paris 6), la méthodologie de caractérisation des anneaux de vorticité pourrait être appliquée aux recirculations diphasiques générées par le spray conique creux essence.

7. ANNEXES

7.1. Nomenclature retenue pour définir un point d'étude suivant les paramètres d'injections

La nomenclature proposée permet d'exploiter la base de données des mesures FPIV générée au cours de la thèse.

Nomenclature

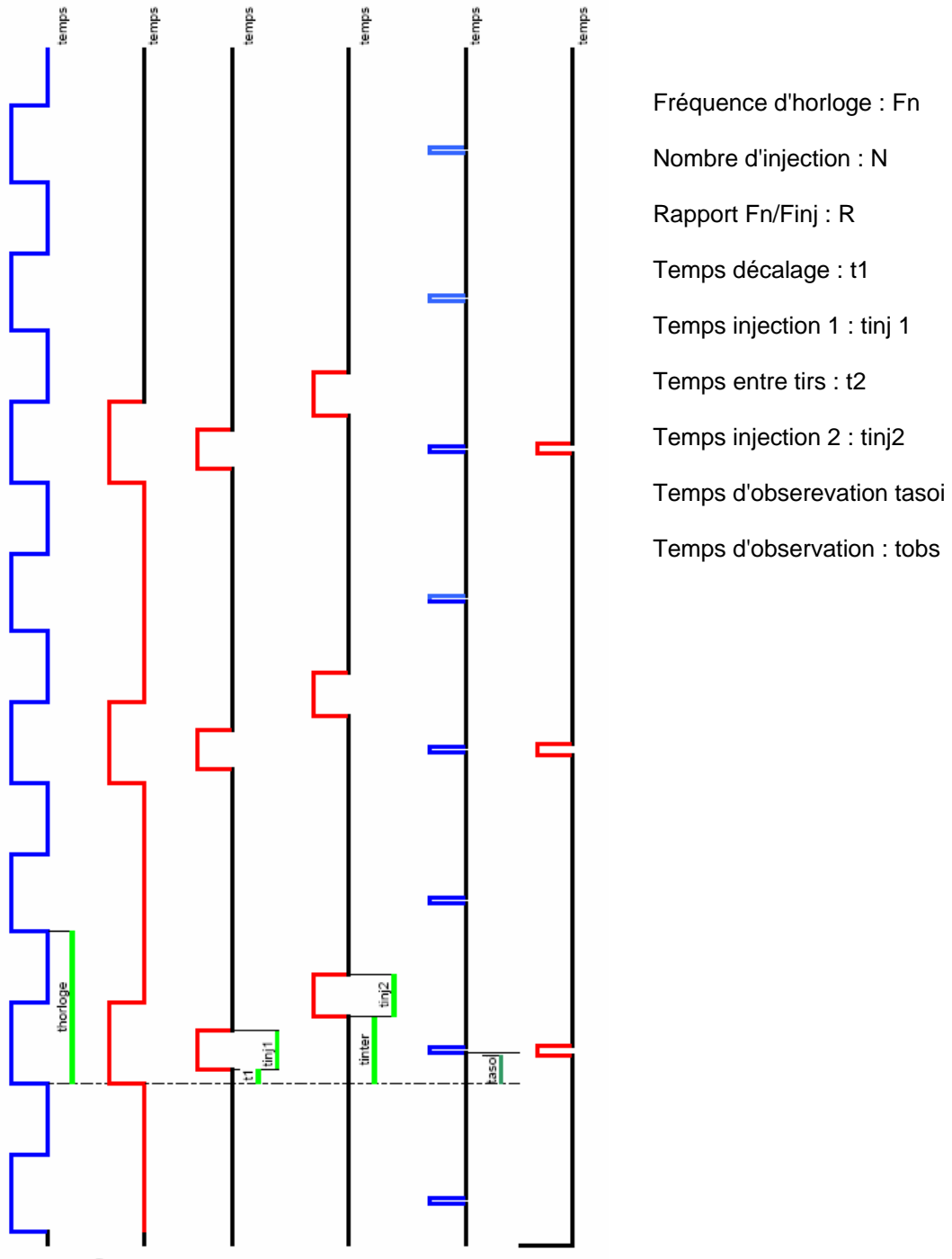
Le grand nombre de mesures a nécessité la mise en place d'une codification du point de fonctionnement. Cette codification intègre les 5 paramètres principaux en plus du temps auquel le phénomène est observé (pour des mesures instantanées).

La codification des paramètres d'injection utilisée est :

$F_{inj} \cdot t_{pw} \cdot P_{inj} \cdot E_{lift} \cdot P_c @ t_{asoi}$

Un exemple est donné ci-après : le point **1.500.200.9.10@0.50** correspond à une mesure réalisée à une fréquence d'injection (F_{inj}) de 1 Hz pour une durée de commande (t_{pw}) de 500 μ s sous une pression d'injection (P_{inj}) de 200 bars avec un niveau de levée d'aiguille (E_{lift}) de 9/15 dans un environnement à 10 bars de contre pression (P_c). Le "suffixe" @0.50 indique le temps d'observation après le début de l'injection (t_{asoi}).

7.2. Chronogramme de synchronisation du dispositif PIV en configuration de l'étude de l'injection directe essence



7.3. Post traitement des images FPIV

La méthode de seuillage par le maximum de la variance interclasse (Seneschal 2005) est utilisée pour binariser une image en niveau de gris. L'algorithme permet de distinguer l'interface entre le gaz et le liquide lorsqu'il est appliqué à une image moyenne FPIV, présentant des niveaux de gris différents à l'extérieur et à l'intérieur du spray.

Sur une image FPIV instantanée, les niveaux de gris permettent de distinguer l'intérieur et l'extérieur du spray (Figure 106-a). A l'extérieur, les traceurs (points blancs) se distinguent du fond noir tandis, qu'à l'intérieur, le spray apparaît sous forme de la diffusion du signal de fluorescence à travers la nappe liquide (Figure 106-b).

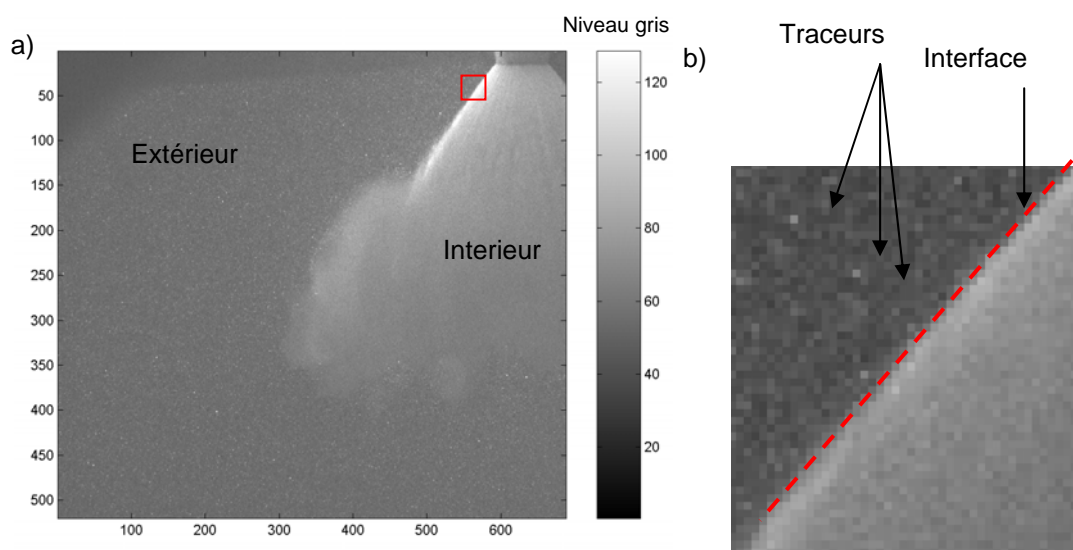


Figure 106: Image instantanée FPIV, cas 1.5000.200.9.10@0.50aso, a) image brute, b) grossissement de l'image au niveau de l'interface.

L'image moyenne présente une plus grande homogénéité des zones (Figure 107-a). La méthode de binarisation est plus robuste à partir d'images de ce type et permet de différencier le spray avec le fond (Figure 107-b).

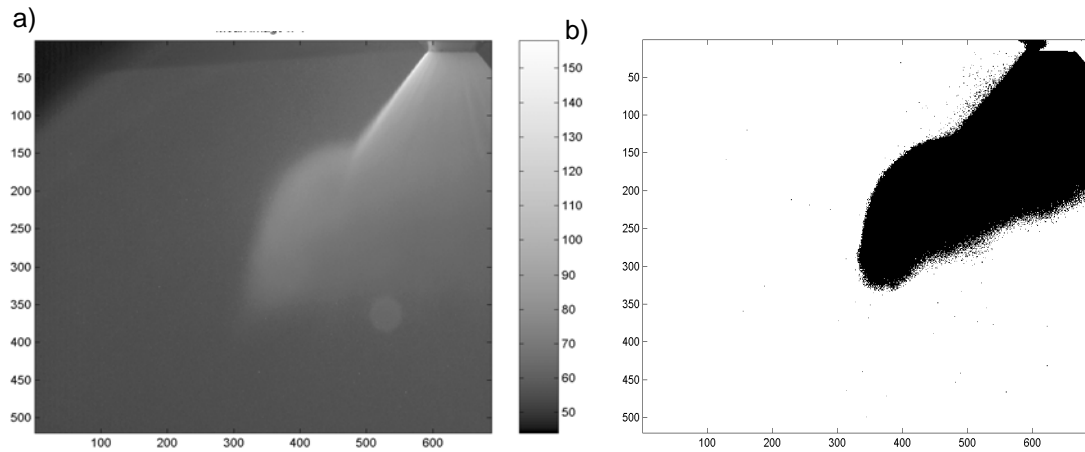


Figure 107: Cas 1.500.200.9.10@0.50asoI, a) Image FPIV moyenne brute, b) Image FPIV moyenne binarisée.

Les images FPIV ne sont pas conditionnées, comme pour les techniques tomographiques ou ombroscopiques. L'intensité du signal de diffusion décroît au fur et à mesure que le laser traverse le spray et la gamme des niveaux de gris est étroite. Au niveau de la zone d'entraînement latéral, la frontière du spray est nette et l'interface se distingue aisément. A contrario, dans les zones de circulation et en front de spray, la délimitation de l'interface n'est pas franche. Un coefficient modulateur K_{bin} est utilisé pour décaler la valeur seuil du niveau de gris de l'image et ainsi étendre ou réduire le contour. Alors que la valeur 1 correspond au contour automatique, une valeur inférieure augmente la marge de tolérance au contour de base et une valeur supérieure la réduit (Figure 108).

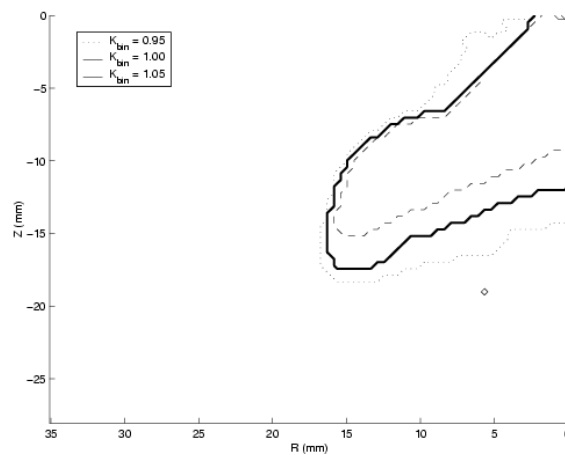


Figure 108: Effet du coefficient de binarisation sur la détection du contour du spray par l'algorithme de seuillage automatique. Cas 1.500.200.9.10@0.50asoI.

Le traitement des données FPIV permet l'obtention non seulement du champ de vitesse du gaz mais aussi d'une image tomographique du spray simultanément. La méthode de seuillage permet de distinguer l'interface gaz/liquide et est utilisée pour déterminer l'iso-contour pour le post-traitement de l'écoulement de gaz autour du spray.

7.4. Test de dépendance vis à vis du choix de la distance à l'interface

Vérification sur le cas de référence de l'évolution curviligne du débit massique cumulé et de l'indicateur de recirculation pour des contours de post-traitement positionnés à différentes distances de l'interface.

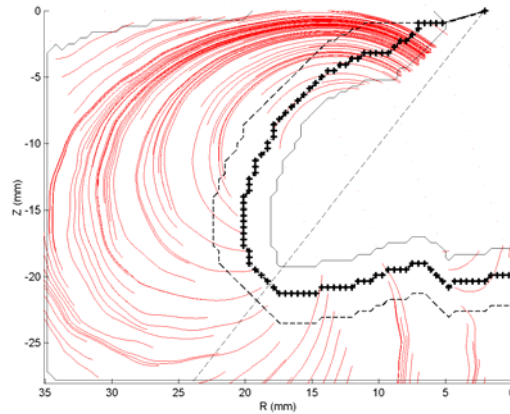


Figure 109: Visualisation des contours de post-traitement défini entre 0 mm et 4 mm de distance de l'interface. Cas de référence : tpw = 500 μ s, Pinj = 200 bars, Pc = 10 bars, Elift = 9/15.

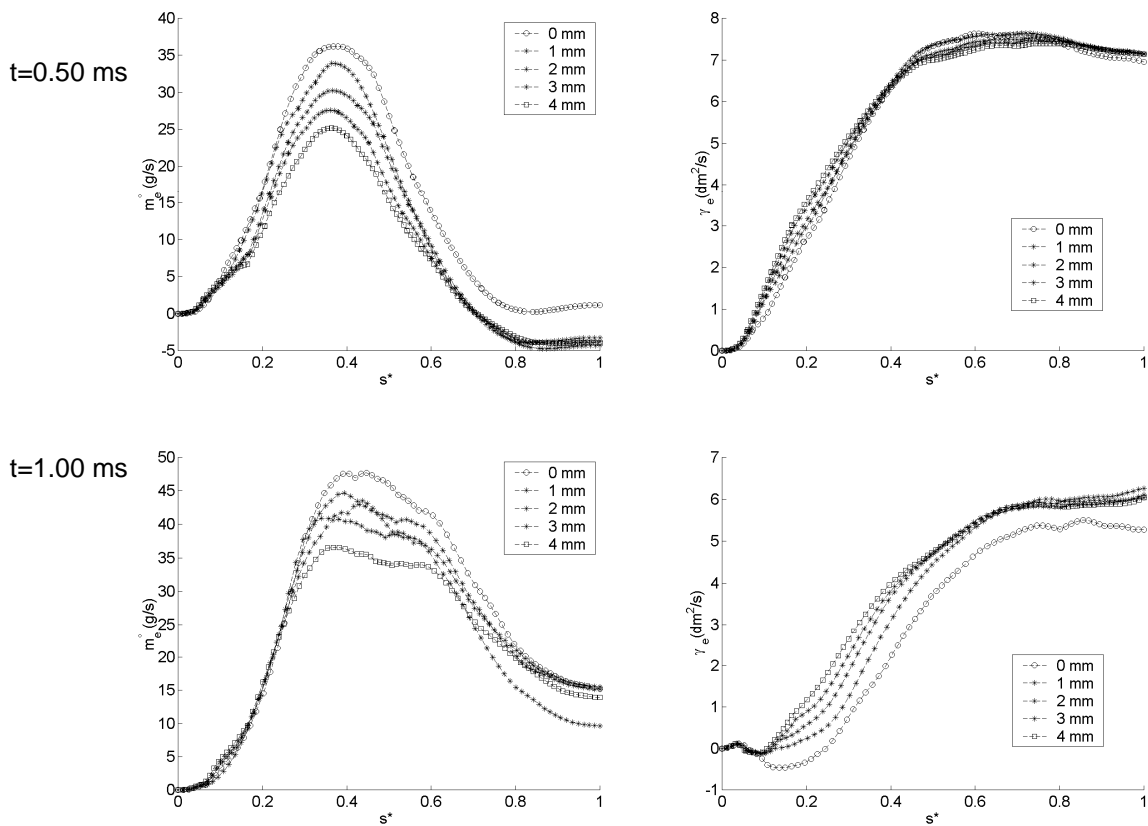


Figure 110: Evolution curviligne du débit massique cumulé et de l'indicateur de recirculation le long de contours de post-traitement défini à différentes distances de l'interface. Cas de référence.

Cas obtenu en conditions favorables pour la mesure du champ de vitesse à l'intérieur du spray (tpw = 500 μ s, Pinj = 50 bars, Pc = 1 bars, E lift = 0/15).

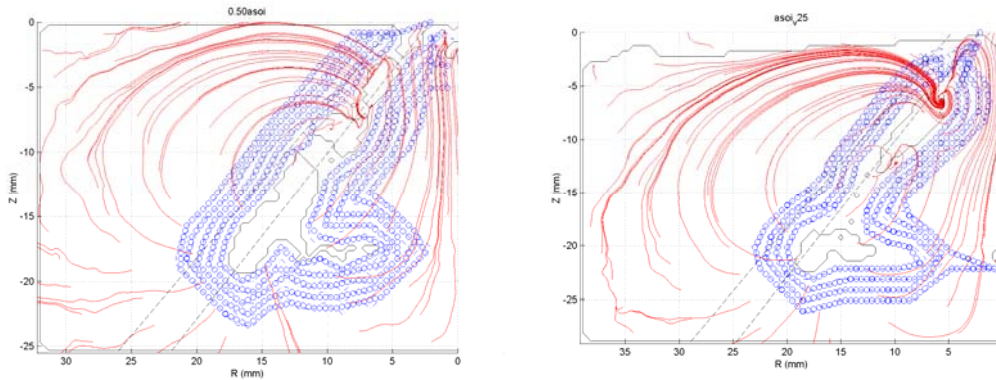


Figure 111: Visualisation des contours de post-traitement défini entre 0 mm et 4 mm de distance de l'interface. Cas obtenu en conditions FPIV favorables.

a) pendant l'injection, b) après l'injection.

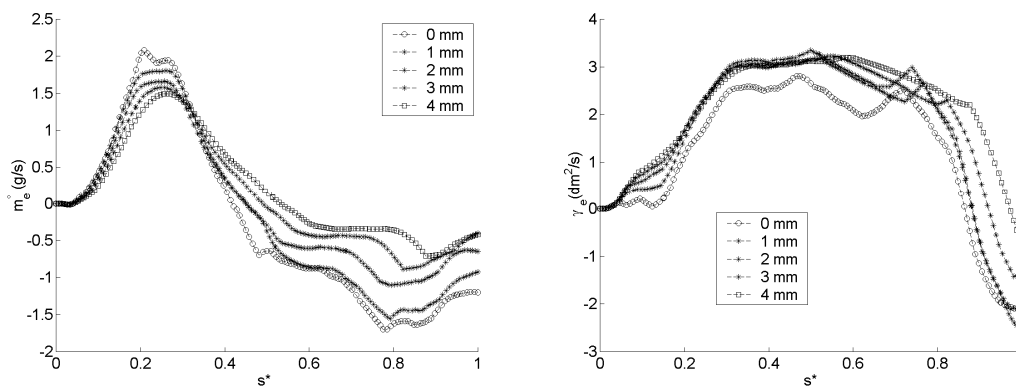


Figure 112: Evolution curviligne du débit massique cumulé et de l'indicateur de recirculation le long de différents iso-contours. Cas obtenu pendant l'injection.

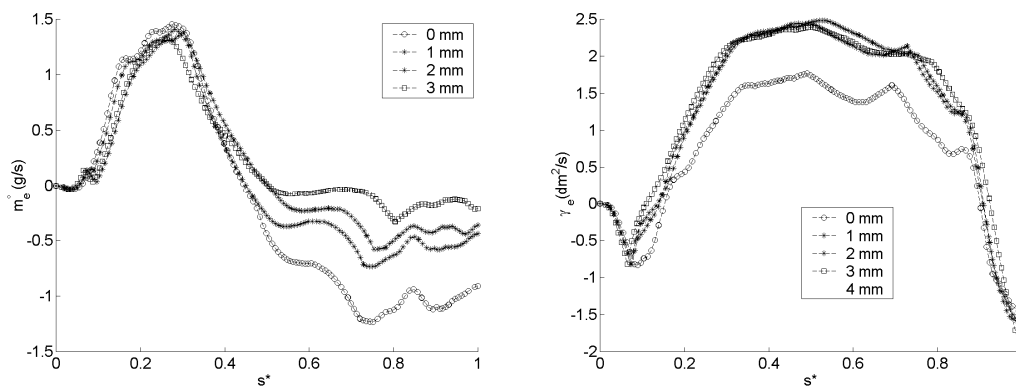


Figure 113: Evolution curviligne du débit massique cumulé et de l'indicateur de recirculation le long de différents iso-contours. Cas obtenu après l'injection.

7.5. Résultats de l'étude iso-masse pour l'iso-contour 0 (à l'interface)

Vérification des analyses réalisées

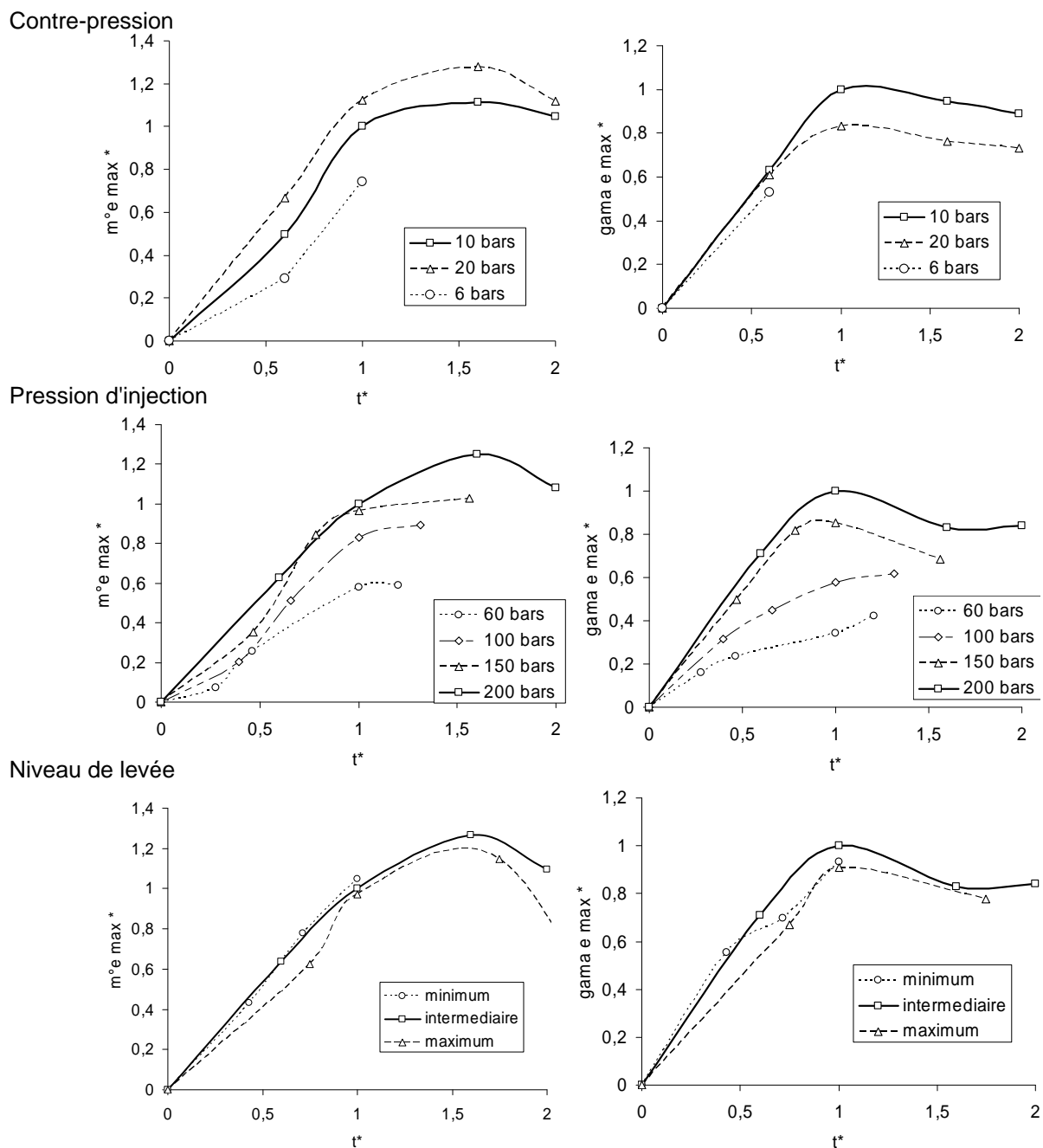


Figure 114: Mesure sur l'iso-contour 0 de l'influence des conditions d'injection sur l'évolution temporelle

a) débit massique cumulé de gaz entraîné, b) indicateur de recirculation.

7.6. Modélisation numérique du spray sous FIRE

Environnement de travail

Les temps de calcul dépendent directement de la performance de l'ordinateur (PC) et des programmes d'exécution. Le PC est une station de travail NEC équipée d'un biprocesseur AMD Opteron à 1.8 GHz avec 2x2 Gb de mémoire vive (DDR). La vitesse de lecture du disque dur est de 7200 tr/min.

FIRE (Tatschl 2001), développé par la société AVL, est un logiciel répondant à de nombreux problèmes d'ingénierie et a été retenu par le département de recherche et de l'innovation du constructeur Peugeot SA. Ce logiciel ainsi qu'un compilateur (PGF fortran) ont été installés sur un système d'exploitation de type Linux (Suse Linux Environnement 10) avec une version de noyau 2.4.

Description du code de calcul FIRE

Les équations générales de la dynamique des fluides ainsi qu'un modèle de discrétisation de la phase liquide sont implémentées dans le code et sont résolues par des méthodes numériques.

Equations générales pour la phase continue et la phase dispersée

La phase gazeuse, considérée comme un milieu continu, est décrite par le système des équations de Navier-Stokes (NS). Ces équations résultent des bilans de masse, de quantité de mouvement et d'énergie exprimés sur un volume de contrôle. La décomposition de Reynolds de la vitesse du fluide appliquée aux équations de NS permet d'aboutir aux équations de mouvement du fluide moyennées en temps (AVL 2003). L'approche RANS (Reynolds-averaged Navier-Stokes equations) est utilisée pour le traitement eulérien de la phase continue et les équations générales de transport sont exprimées sous forme cartésienne.

L'équation aux dérivées partielles du bilan de quantité de mouvement pour un fluide incompressible, exprimée sous forme locale (eq. 46), fait apparaître les contraintes visqueuses ainsi que les contraintes apparentes issues du produit croisé des fluctuations de vitesse. Ces contraintes turbulentes (ou de Reynolds) sont modélisées par le modèle de fermeture classique k-ε (Jones 1972; Launder 1974).

$$\rho_g \frac{\partial U_i}{\partial t} + \rho_g U_j \frac{\partial U_i}{\partial x_j} = \rho_g f_i - \frac{\partial P}{\partial x_i} \left[\mu_g \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_i} + \frac{\partial U_j}{\partial x_j} - \frac{2}{3} \frac{\partial U_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \right) - \rho_g \overline{u_i u_j} \right] \quad \text{eq. 46}$$

Dans cette équation, la convention d'Einstein est utilisée. ρ_g , U , P et μ_g sont, respectivement, la masse volumique, la vitesse, la pression, et la viscosité dynamique du gaz. f est la force appliquée sur l'élément de contrôle et u représente la fluctuation de vitesse.

La phase gazeuse est traitée par une formulation eulérienne et la phase liquide dispersée, par une formulation lagrangienne. Cette approche mixte Euler-Lagrange consiste à considérer le liquide comme un ensemble discret de parcelles de gouttes aux propriétés physiques semblables. Cette méthode est appelée la méthode de gouttes discrètes, soit "the Discret Droplets Method" (Dukowicz 1980). Il s'agit d'une méthode statistique qui présente l'avantage de nécessiter un nombre relativement restreint de parcelles de particules et qui requiert, par ce fait des temps de calcul courts.

L'approche lagrangienne consiste à suivre indépendamment chaque "paquet" de gouttes dans leur mouvement. L'évolution temporelle de la position de chaque inclusion (parcelle) est calculée à partir de l'équation 47, issue du principe fondamental de la dynamique (2^{ème} loi de Newton).

$$m_p \frac{d\vec{V}_p}{dt} = \sum \vec{F}_{\text{extérieur}} \quad \text{eq. 47}$$

m_p et V_p sont respectivement la masse et la vitesse de la parcelle de liquide. F_{ext} représente les forces extérieures qui peuvent s'appliquer sur les gouttes.

Dans la présente étude, la force de trainée, F_D , est identifiée comme la force d'interaction principale avec le gaz et, les forces de gravité, de pression, de masse virtuelle, d'histoire etc. sont négligées (eq. 48). F_D est une force qui s'oppose au mouvement de la particule (eq. 49) et qui dépend du coefficient de trainée, C_D . Le modèle de trainée utilisé réfère aux lois de comportement pour des gouttes sphériques et isolées (Schiller 1933). Ce modèle est basé sur une catégorisation par gamme du nombre de Reynolds particulaire Re_p (eq. 50) qui est calculé à partir de la vitesse relative entre le gaz et les particules, V_{rel} .

$$\sum \vec{F}_{\text{extérieur}} \approx \vec{F}_D \quad \text{eq. 48}$$

$$\vec{F}_D = -\frac{1}{2} \cdot \rho_g \cdot C_D \cdot S_p \cdot \|\vec{U}_g - \vec{V}_p\| \cdot (\vec{U}_g - \vec{V}_p) \quad \text{eq. 49}$$

$$Re_p = \frac{\rho \cdot V_{\text{rel}} \cdot D}{\mu} \quad \text{eq. 50}$$

S_p représente la surface projetée de la particule sur un plan normal à la direction du mouvement de celle-ci.

Dans l'approche présentée, le couplage inverse ("two-way coupling") est pris en compte. Ce couplage consiste à considérer les interactions entre phases et est effectué par la mise en commun d'un terme d'échange dans les équations de conservation de la quantité de mouvement pour le gaz et le liquide (Patankar 1980; Patankar 1999; Patankar 2001).

Structure du code

Les méthodes numériques implémentées dans le code ont été choisies pour leurs robustesses et leurs stabilités pour répondre à une grande panoplie de problématiques industrielles. La méthode des volumes finis sur un maillage eulérien en 3 dimensions est utilisée pour la résolution des équations de Navier-Stokes. Ces équations sont discrétisées par un schéma implicite en temps et sont résolues suivant l'algorithme de résolution présentée en Figure 115.

Le couplage entre la pression et la vitesse est effectué par l'algorithme SIMPLE (Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations). Les termes de convection et de diffusion sont résolues par des schémas explicites ("Upwind" ou "Central differencing") et implicite, respectivement.

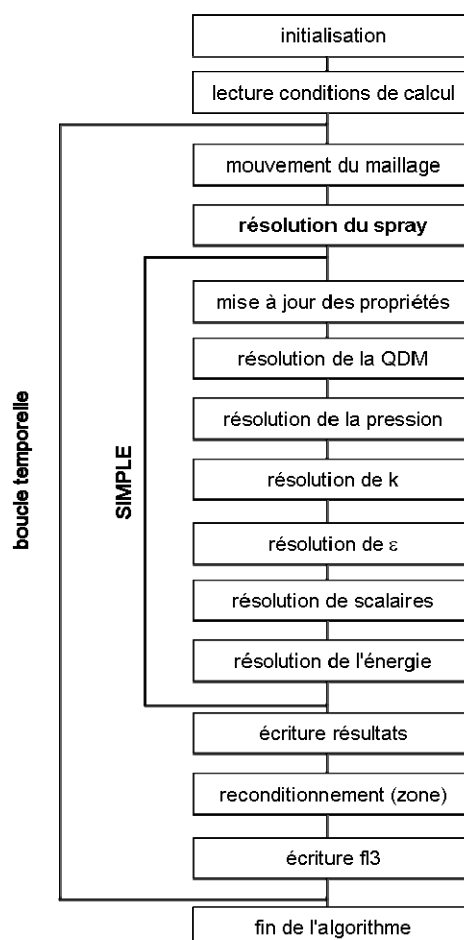


Figure 115: Algorithme de résolution du code FIRE (AVL 2003)

Le couplage gaz-particules nécessite l'activation du module de spray. Le déplacement de chaque parcelle de liquide est calculé de manière itérative suivant l'algorithme de résolution du modèle de spray (Figure 116). Le processus de résolution du spray fait appel successivement aux modèles physiques qui ont été activés. Ici, seuls les modèles de dispersion turbulente des particules et de couplage avec la vitesse du fluide sont utilisés. Le modèle de dispersion turbulente permet de prendre en compte la fluctuation de la vitesse du gaz pour le déplacement des particules. Le couplage avec la vitesse du fluide est utilisé pour le calcul des forces de traînée appliquée sur les paquets de gouttes. Ces forces sont prises en compte dans le terme d'échange de quantité de mouvement entre le gaz et le liquide.

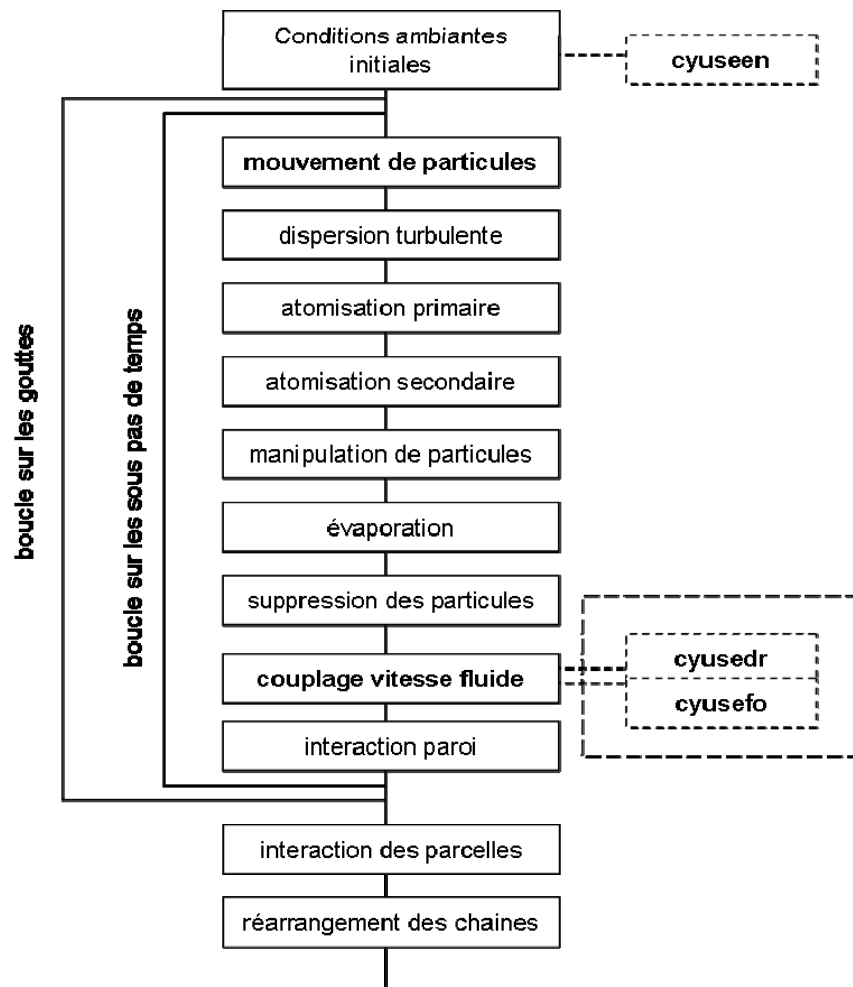


Figure 116: Algorithme de résolution du modèle de spray

Enfin, le logiciel FIRE intègre un générateur de maillage non-structuré gérant les interfaces arbitraires ainsi que la déformation des cellules pour les conditions limites mobiles (mouvements de maillage).

7.7. Etude numérique de l'entraînement d'air induit par un spray conique creux

L'application des stratégies de combustion en mode de mélange stratifié requiert la connaissance de la propagation du spray dans le cylindre et, plus particulièrement, de la position relative du mélange vaporisé par rapport à la bougie d'allumage. La vitesse de pénétration du spray dépend très fortement des conditions ambiantes dans la chambre. Ces conditions (pression et température) peuvent être estimées à partir de la position angulaire du vilebrequin et servent de conditions limites pour modéliser la combustion dans le moteur.

Positionnement de l'étude numérique

La problématique liée à ces travaux réside dans la qualité des simulations avec les codes de calcul industriel. Pour sa part, le constructeur PSA a choisi d'utiliser le code de calcul de mécanique des fluides FIRE (Tatschl 2001; AVL 2003). Les simulations actuelles s'avèrent inadaptées à prédire le déplacement du mélange vaporisé dans la chambre de combustion. Dans ce cadre, l'étude numérique réalisée a visé à modéliser le spray piézo, à comparer les résultats avec les expériences et à proposer des solutions d'amélioration pour les simulations.

La modélisation du spray est effectuée en respectant les conditions relatives à l'étude expérimentale, c'est-à-dire l'injection de liquide dans un milieu au repos et en conditions normales de température (20°). Les propriétés du gaz et du liquide mais aussi les caractéristiques géométriques du spray sont respectées.

Pour suivre les recommandations du constructeur, un maillage hybride est utilisé (Figure 117). Ce type de maillage permet d'obtenir des temps de calcul acceptables en n'excédant pas un nombre trop grand de cellules. Près de l'injecteur, le maillage est plus resserré qu'aux limites du domaine de manière à résoudre plus finement l'écoulement là où les interactions entre phases sont les plus intenses. La propriété de symétrie de l'écoulement est utilisée pour réduire par 2 le nombre total de cellules et diminuer le temps de calcul d'une simulation.

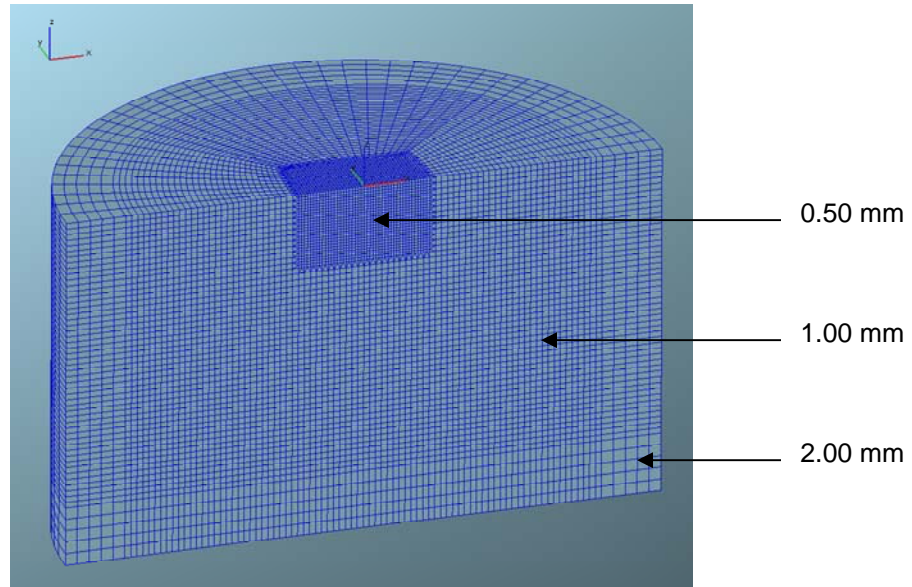
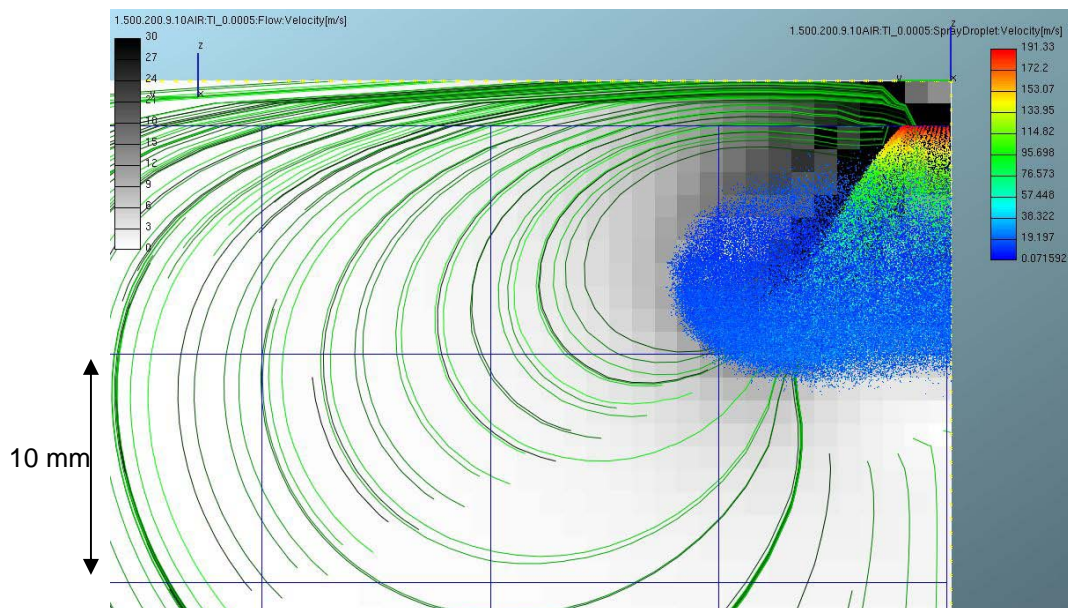


Figure 117: Maillage de type cylindre-hexahédre raffiné au centre (122360 cellules).

Les calculs configurés sur le cas de référence de l'étude instationnaire et effectués avec un maillage de type cylindre hexahédre (Figure 117) ont permis de vérifier que la structure globale du spray était respectée. Notamment, la forme torique du spray imposée par la recirculation externe est observée (Figure 118). Cependant, une comparaison avec les mesures expérimentales montre que la longueur de pénétration du mélange est sous-estimée d'un facteur 2 (Figure 119).



**Figure 118: Structure de l'écoulement d'air autour du spray. Résultat de simulation.
Cas de référence $P_{inj}=200$ bars, $P_c = 10$ bars, levée intermédiaire, $t = 0.50$ ms.**

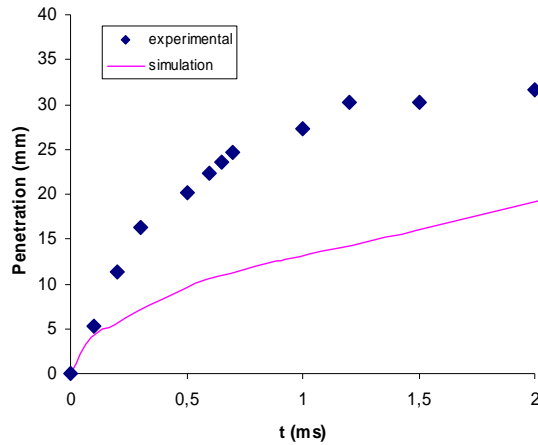


Figure 119: Evolution temporelle de la longueur de pénétration axiale de liquide. Mise en défaut des résultats de simulations.

Influence des paramètres numériques

Des tests de dépendance ont ensuite été réalisés et ont montré la forte influence de la taille de maille, dx , sur les résultats (Table 13). Lorsque la taille de maille diminue, la longueur de pénétration du liquide augmente. Un saut important sur les résultats de pénétration (~5%) est constaté entre deux maillages avec raffinement au centre de 0.50 mm et 0.25 mm.

Cependant, avec une taille de maille minimale de 0.25 mm, le nombre total de cellules atteint 1 million de cellules. Par ailleurs, le pas de temps de calcul, dt , est ajusté en fonction de la vitesse initiale du liquide et est d'autant plus petit que la taille de maille est petite. En conséquence, le temps de simulation d'une injection sur une durée physique de 1 ms et sur un maillage raffiné à 0.25 mm excède alors un mois de calcul.

Table 13: Influence de la taille de maille. Comparaison avec le cas $dx=0,25$ mm.

dx (mm)	0,25	0,5	1
Liquid penetration error (%)	-	4,8%	8,4%

L'influence du pas de temps est étudiée à travers un nombre, C_o , représentant le nombre d'itération nécessaire pour qu'une particule traverse une maille de calcul avec une vitesse V_{10} . La longueur de pénétration de liquide diminue avec le pas de temps de manière linéaire (Table 14).

$$C_o = V_{10} \frac{dt}{dx}$$

Table 14: Influence du pas de temps. Comparaison avec le cas $C_o=0,2$.

C_o	0,2	0,4	0,5	1
Liquid penetration error (%)	-	2,7%	4,4%	10,6%

Le spray est modélisé par des inclusions ponctuelles représentant des paquets de particules liquides (cf. Annexe §7.4). Pour assurer une propagation du liquide réaliste, le nombre de paquet, N_{parc} , doit être suffisamment grand pour que les différentes trajectoires possibles des paquets de gouttes soient prises en compte. L'étude de l'influence du nombre de paquets introduits par unité de temps montre une très faible dépendance des résultats sur la longueur de pénétration. Les simulations avec $N_{\text{parc}} = 540$ et 2700 donnent des résultats qualitatifs équivalents (Table 15), par contre, pour des valeurs inférieures à 540 et lorsque N_{parc} diminue, la recirculation diphasique est moins dense en particules (non présenté).

Table 15: Influence du nombre de particules. Comparaison avec le cas $N_{\text{parc}}=2700$.

$N_{\text{parc}} (\text{p}/\mu\text{s})$	2700	540	108
Liquid penetration error (%)	-	-0,1%	0,0%

Les paramètres numériques présentant le meilleur compromis entre durée et précision de calcul ont été retenus pour la suite de l'étude. Ces paramètres sont récapitulés dans la Table 16. Illustré sur la Figure 117, le maillage utilisé compte 122360 cellules au total. Une vitesse initiale des gouttes à 180 m/s impose une valeur de C_o inférieure à 0.4. Suivant cette configuration et pour simuler une injection sur 1 ms de temps physique, la durée de calcul vaut 33 heures sur 1 processeur.

Table 16: Paramètres numériques retenus.

$dx \text{ min (mm)}$	$dt (\mu\text{s})$	$N_{\text{part}} (/ \mu\text{s})$
0,5	1	540

Influence des paramètres physiques

Les données de l'injecteur et du spray ont été utilisées pour les simulations du spray. La loi de débit liquide instantanée de forme trapézoïdale (cf. §2.1.2.4) et une loi de levée d'aiguille ont été implémentée (Annexe 7.8). Ces lois prennent en compte le temps d'ouverture et de fermeture de l'aiguille. A la fin de l'injection, la masse injectée est égale à 16 mg comme pour

le cas de référence de l'étude instationnaire, qui est utilisé pour les comparaisons entre les résultats numériques et expérimentaux. La vitesse d'injection du liquide est supposée constante pendant toute la durée de l'injection et égale à 180 m/s.

L'influence de la distribution de la taille des gouttes est ensuite étudiée. Des simulations avec des distributions uni-modales ont visé à étudier l'influence de la taille des particules. Lorsque le diamètre des gouttes augmente, la longueur de pénétration du spray augmente (Table 17). Dans un second temps, la distribution issue des mesures de granulométrie (Figure 120) est ramenée à une distribution tri-modale avec un diamètre moyen de Sauter égal à 11 μm . Cette distribution correspond à une composition de trois classes de particules, 5 μm , 10 μm et 20 μm dont les probabilités en nombre représentent 79%, 20% et 1%. Cette distribution tri-modale est retenue pour la suite de l'étude (cf. Annexe 7.8).

Table 17: Influence de la taille de gouttes. Comparaison avec une distribution tri-modale.

Dp (μm)	tri-modal	20	11,6	8	5
Liquid penetration error (%)	-	8,0%	-11,2%	-16,4%	-18,4%

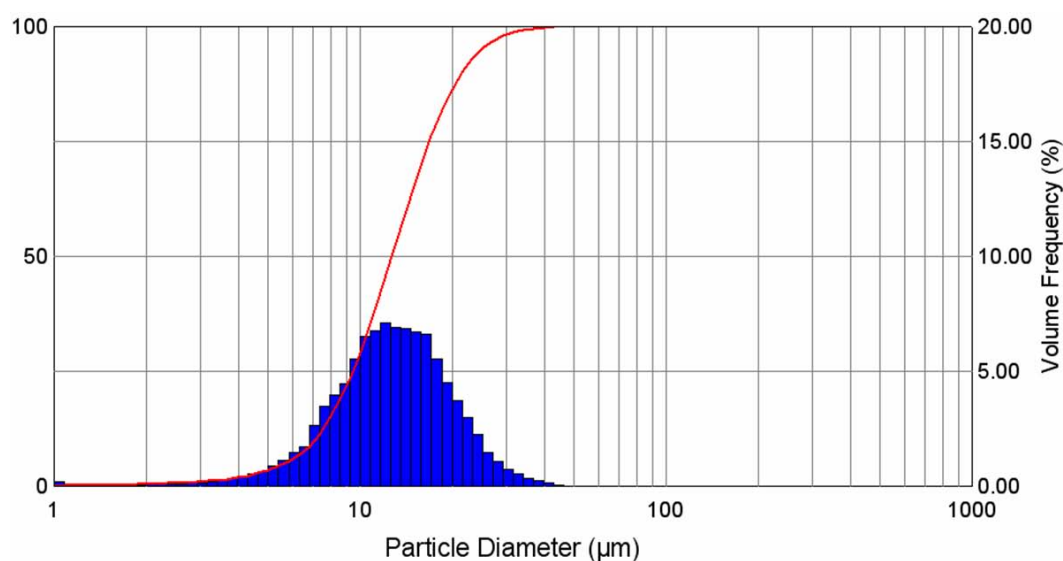


Figure 120: Distribution de taille de gouttes. $P_{inj} = 200$ bars, levée intermédiaire, $P_c = 1$ bars.

Modélisation du spray conique creux

Une approche de modélisation par multi-jets distribués en corolle (Figure 121) est utilisée pour prendre en compte la morphologie du spray et tenir compte de la nappe liquide qui est composée d'une multitude de ligaments liquides (streaks). Chaque streaks pouvant avoir des

caractéristiques différentes (distribution de taille de gouttes, vitesse, épaisseur), le modèle multi-jets présente donc un potentiel de flexibilité supplémentaire par rapport à une approche de type nappe continue. Cependant, la nappe liquide n'ayant pas pu être caractérisée finement, chaque ligament liquide est modélisé avec des propriétés identiques. L'étude de l'influence du nombre et de l'angle de dispersion des jets ne montre pas d'effet important sur les résultats de pénétration. Par la suite, le spray est modélisé par 72 jets répartis sur la circonférence, avec un angle d'ouverture de $\pm 2^\circ$.

Par ailleurs, les résultats de simulations pour des approches multi-jets distribués en corolle et nappe continue sont équivalents sur les critères de longueur de pénétration et de vitesse d'entraînement d'air (<1%).

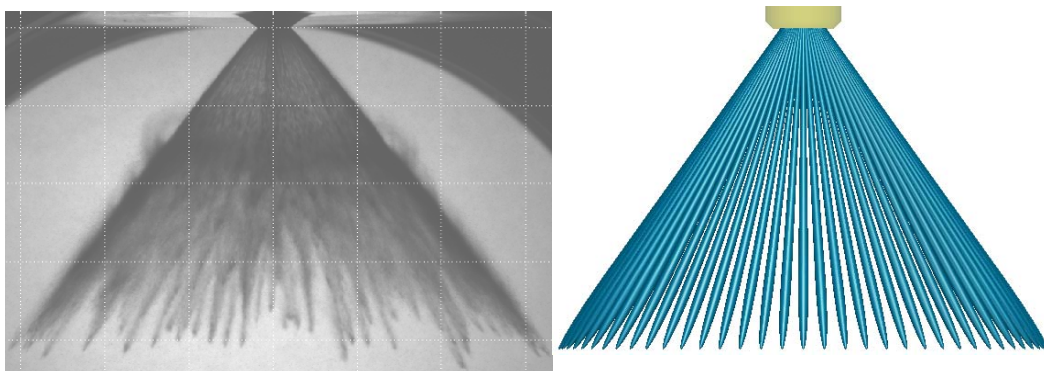


Figure 121: Morphologie d'un spray PZ à pression atmosphérique. Mise en évidence de lignes de concentration préférentielle de liquide (streaks)

Les vitesses de gaz entraîné le long d'une ligne définie à 2 mm de la frontière du spray sont analysées pour comparer les résultats entre les simulations et l'expérience. Ces analyses ont mises en évidence la nécessité de prendre en compte la buse d'injection, qui a pour effet d'orienter l'écoulement de gaz (Figure 122). Le maillage a donc été modifié pour prendre en compte la géométrie du nez de l'injecteur (Figure 123). La prise en compte de la buse améliore la qualité des résultats. La forme du profil de vitesse de la composante tangentielle (sans buse) diffère complètement de celle du cas expérimental tandis que celle avec la modification (avec buse) est plus proche de la mesure (Figure 129-a).

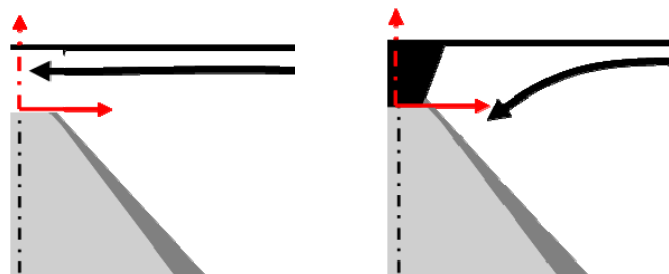


Figure 122: Influence de la prise en compte de la buse d'injection. a) sans, b) avec

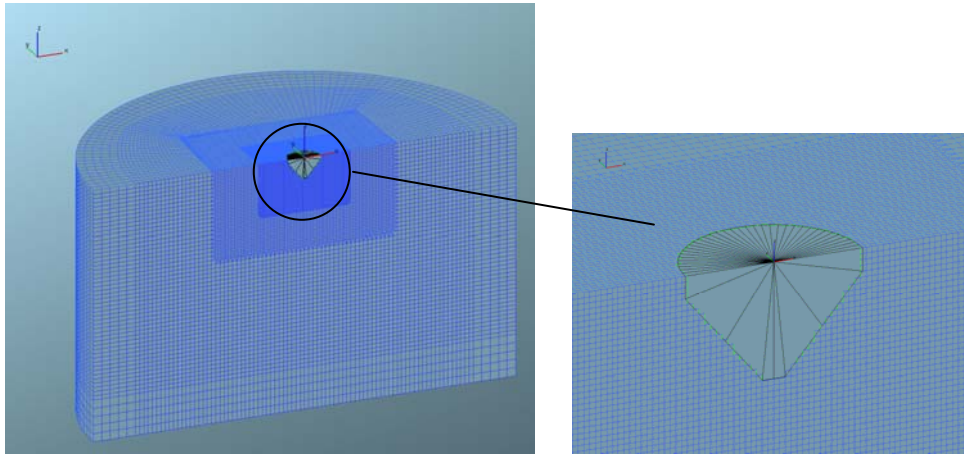


Figure 123: Maillage modifiée avec prise en compte de la buse d'injection.

L'analyse des résultats de simulation avec la prise en compte du nez de l'injecteur montre que l'intensité des vitesses de gaz entraîné reste supérieure à celle provenant des mesures expérimentales (Figure 129-b). Cet effet est dû à une surestimation de l'intensité des échanges de quantité de mouvement entre le gaz et le liquide. L'origine de cet effet est lié au fait que les gouttes ne sont pas distribuées de manière uniforme dans la maille de calcul (Figure 124). La force aérodynamique agissant sur une particule est calculée à partir de sa vitesse relative avec le gaz. L'intensité de la vitesse relative, qui est issue d'une interpolation de la vitesse du gaz à la position de la particule, dépend du raffinement du maillage et est d'autant plus grande que la taille de la maille est grande (Figure 125). Ainsi, une augmentation de la taille des cellules tend à augmenter l'intensité de la force aérodynamique et à donc à surestimer l'échange de quantité de mouvement (Baumgarten 2006).

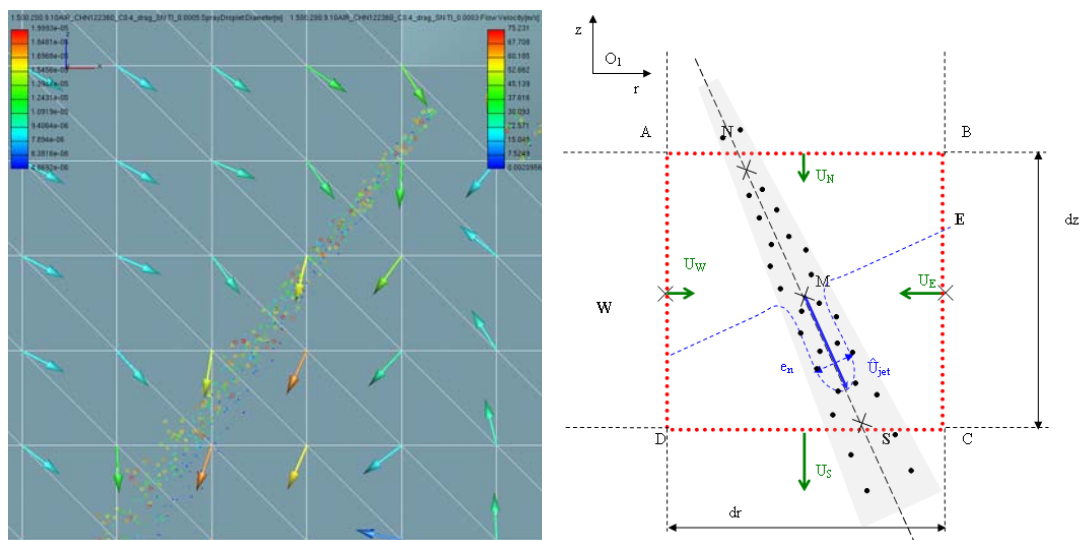


Figure 124: Comparaison entre l'épaisseur de la nappe diphasique ($e_n \sim 50 \mu\text{m}$) et la taille de maille ($dx = 500 \mu\text{m}$)

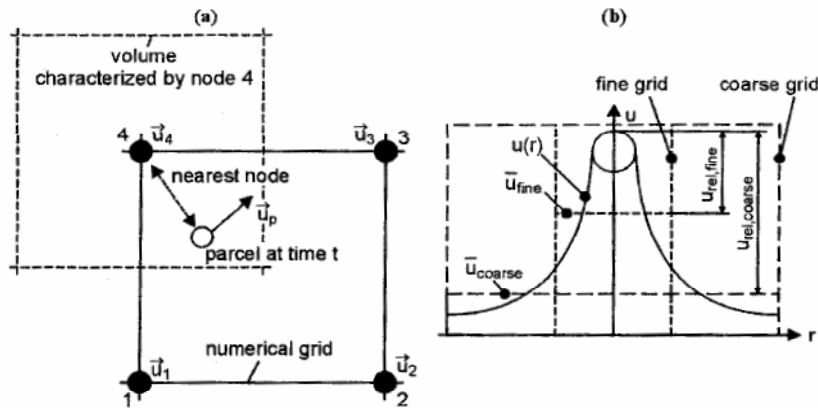


Figure 125: Echange de quantité de mouvement entre la phase liquide et la phase gazeuse (Baumgarten, 2006)

Une solution au problème lié à la taille de la maille consiste à prendre en compte le rapport entre l'épaisseur de la nappe, e_n , et la taille de la maille, dx , et à corriger la vitesse du gaz interpolée à l'emplacement de la particule. La correction doit être appliquée tant que e_n est inférieur à dx .

Ces développements n'ont pas pu aboutir à un modèle de sous-maille suffisamment robuste. La difficulté est de calculer l'épaisseur de la nappe qui peut s'étendre sur plusieurs cellules. Cependant, le principe a pu être vérifié. L'épaisseur de la nappe est supposée évoluer linéairement en fonction de la distance axiale tandis que la taille de maille est régulière. Le rapport e_n/dx est utilisé pour corriger la vitesse du gaz à l'emplacement des particules présentes à l'intérieur de la nappe.

Cette méthode permet de réduire l'intensité de la vitesse relative entre les particules et le gaz, et ainsi de diminuer les échanges de quantité de mouvement entre le gaz et le liquide, en champ proche de l'injecteur.

La solution proposée a été implémentée dans les sources du code FIRE et permet d'améliorer la qualité des résultats de simulations (Figure 126, Figure 127).

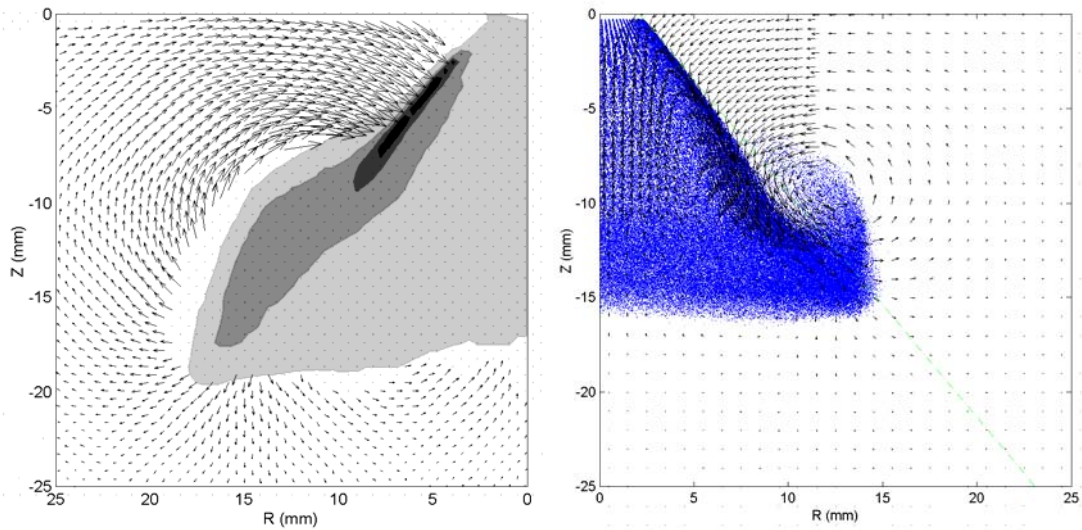


Figure 126: Comparaison des résultats des mesures FPIV (a) et de simulation (b).

$t_{pw} = 500\mu s$, $P_{inj} = 200$ bars, $P_c = 10$ bars, levée intermédiaire. Observation à $t = 0.50$ ms après le début de l'injection.

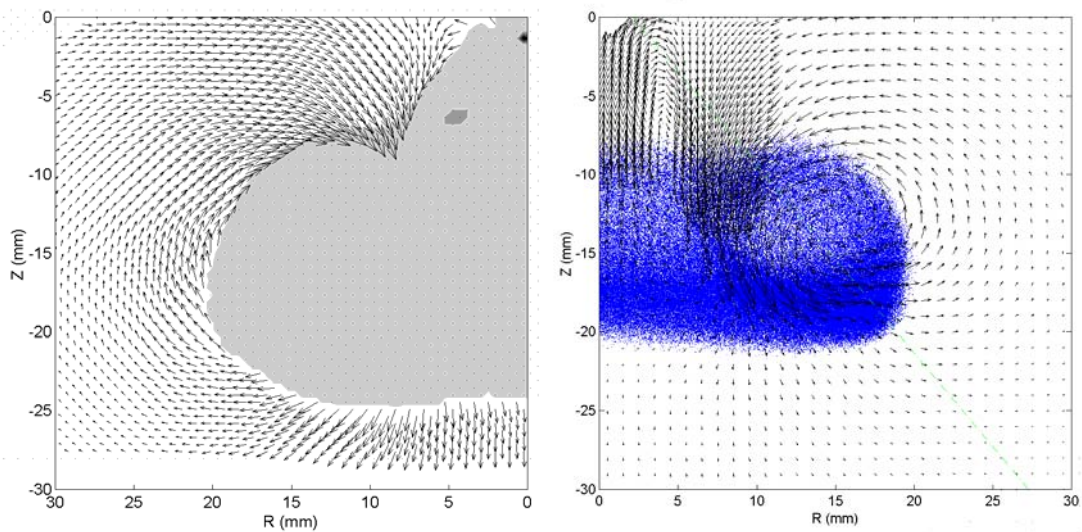


Figure 127: Comparaison des résultats des mesures FPIV (a) et de simulation (b).

$t_{pw} = 500\mu s$, $P_{inj} = 200$ bars, $P_c = 10$ bars, levée intermédiaire. Observation à $t = 1.00$ ms après le début de l'injection.

L'écart relatif entre les mesures de pénétration reste encore important : entre 20% et 30% pour la pénétration (Figure 128), et entre 100% et 150% pour les vitesses de gaz entraîné (Figure 129). Néanmoins, les diamètres des (72) jets ont été fixés à $64\ \mu m$ et surestiment l'épaisseur réelle de la nappe liquide en sortie de l'injecteur ($\sim 17\ \mu m$). L'influence de l'épaisseur de la nappe liquide n'a pas pu être étudiée et reste dans les perspectives de

l'étude de même que le développement d'un modèle de sous-maille où l'épaisseur de la nappe diphasique serait calculée.

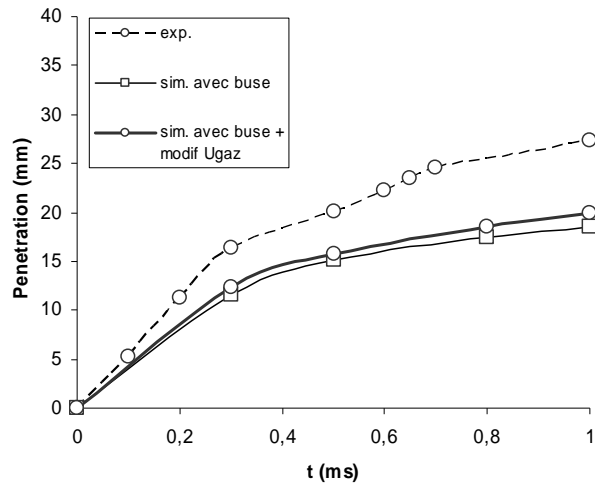


Figure 128: Evolution temporelle de la longueur de pénétration du spray. Comparaison entre les résultats de simulation (sim.) et expérimentaux (exp.).

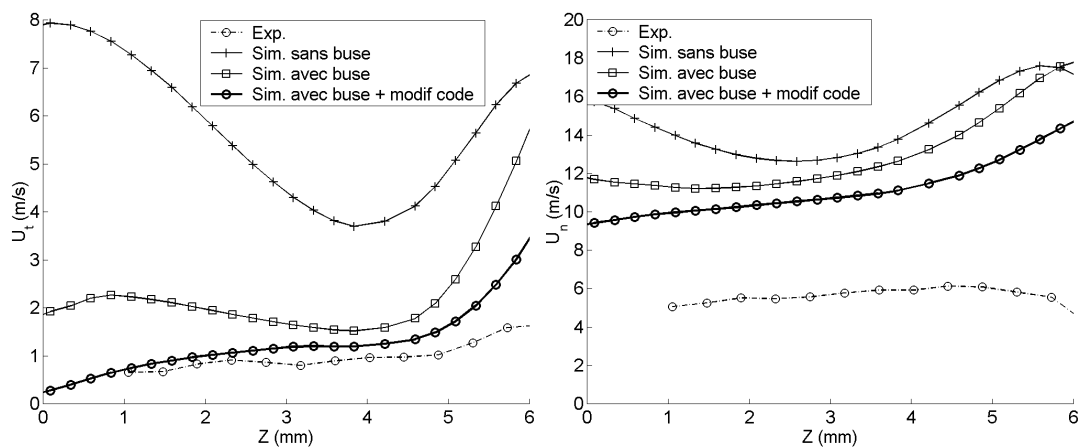


Figure 129: Evolution axiale des composantes de la vitesse le long d'une ligne de contrôle définie à 2 mm de la frontière du spray et à $t = 0.50$ ms. Exp: expérience, Sim: simulation. a) Composante tangentielle, b) Composante normale.

Les paramètres utilisés pour la configuration des calculs initiaux et finaux sont mis dans l'annexe suivante 7.8.

7.8. Paramètres de configuration des simulations numériques sous FIRE

Les paramètres numériques et physiques utilisés pour modéliser le spray sont récapitulés dans le tableau suivant.

			Configuration initiale	Configuration finale
Simulation du cas d'injection de référence de l'étude instationnaire: tpw = 500µs Pinj = 200 bars, Pc = 10 bars, Levée intermédiaire	Description		-Maillage non raffiné au centre et sans buse -débit liquide constant	-Maillage raffiné au centre et avec buse, Pas de temps conforme (Co=0.4) -loi d'injection -Modèle de correction de la vitesse du gaz -distribution tri-disperse
	MAILLAGE		Cylindre Hexahedre 88000 cel. / dx = 1 mm	Cylindre Hexahedre raffiné au centre et avec buse 122360 cel. /dx = 0.5 mm
Solver :	run mode	Time step Delta_t end Time (s)	Time step 1µs 0,001	Time step 1µs 0,001
	module activation	Spray +transport species	Spray +transport species	Spray +transport species
Boundary conditions :	BC[1]: top	top	wall	wall
	BC[2]: boundary	Inlet/outlet (static pressure) (Pa)	1,00E+06	1,00E+06
	BC[3]: symmetry	Symmetry	Symmetry	Symmetry
	BC[4]: bottom	Inlet/outlet (static pressure) (Pa)	1,00E+06	1,00E+06
	BC[5]: nozzle	nozzle tip	-	wall
Fluid properties :	-gaseous_phase :	gas constant (J/kgK)	287	287
		Cp (J/Kg°K)	1007	1007
		Dynamic viscosity (kg/m/s)	1,82E-05	1,82E-05
		Lambda (W/m/K)	0,0257	0,0257
		Pref (Pa)	1,00E+06	1,00E+06
		Tref (°K)	293,15	293,15
		Ref density=727.4 kg/m3	11,8858	11,8858
Initial conditions :	-steady , uniform: P=1bar	pressure (Pa)	1000000	1000000
		density (kg/m3)	11,9	11,9
		T° (°K)	293	293
		turb. Kin. Energy (m²/s²)	0,001	0,001
		turb length scale (m)	0,01	0,01
		turb. Diss. Rate	0,0052	0,0052
		Velocity	(0,01;0,01;0,1)	(0,01;0,01;0,1)
Solver Control :	Discretization	Calculation boundary values	Extrapolate	Extrapolate
		Calculation of derivatives	Least. Sq. Fit	Least. Sq. Fit
		Cell face adjustment	No	No
		Realizability Constraints	No,simple	No,simple
	Equation control/ Activate equation	Momentum & continuity	yes	yes
		Turbulence	k-eps	k-eps
		Energy	Total enthalpy	Total enthalpy
		Two stage P correction	Yes	Yes
		compressibility	Incompressible	Incompressible
		wall treatment	Std wall Function	Std wall Function
	Equation control/ Underrelaxation factor	Momentum	0,6	0,6
		Pressure	0,5	0,5
		turb. Kin. Energy (m²/s²)	0,4	0,4
		turb. Diss. Rate	0,4	0,4
		Energy	0,8	0,8
		Mass source	1	1
		viscosity	1	1
		scalar	0,8	0,8
	Species transport equation	0,8	0,8	
	Equation control/ Differencing scheme	Momentum	Central differencing / 0.5	Central differencing / 0.5
		Continuity	Central differencing / 1	Central differencing / 1
	Equation control/ Convergence criteria	Max it.	100	100
		Min. it.	3	3
		Reduction of residuals	ON	ON
		Pressure	0,01	0,01
		Momentum	0,01	0,01
		Turb kin. Energy	0,01	0,001 / dissipation 1
Energy	0,01	0,01		

			Configuration initiale	Configuration finale
Spray Module	Liquid properties/ Property set	Type	Gasoline	Gasoline
	General settings for particles/Solver	Spray task	Spray	Spray
		Solution flags	U, V, W -velocity	U, V, W -velocity
			mass	mass
		Coupling flags	U,V, W -momentum	U,V, W -momentum
			mass	mass
		Integration option	Mode : Constant	Mode :LINEAR
	General settings for particles/Submodel	Turbulent dispersion model	Enable	Enable
		Particle interaction model	Disable	Disable
		Wall interaction model	Disable	Disable
		Evaporation model	Dukowicz E1=1; E2=1	Dukowicz E1=1; E2=1
		Break up model	Disable	Disable
	Particle introduction methods/ Nozzle	Nsizes	1	3
		Nintro	1	1
		NCIRCD	15	5
	General nozzle data	Injection timing/ start	1,00E-05	1,00E-05
		Injection timing/ duration (ms)	0,64	0,64
		Injected MASS (kg)	8,00E-06	8,00E-06
	Geometry data / Nozzle position	X,Y,Z	(0;0;-0,002)	(0;0;-0,002718) *
		Direction	(0;0;1)	(0;0;1)
		Spray geometry	Axisymmetric Spray	Axisymmetric Spray
		Angle	0	0
	Geometry data / Nozzle hole data	Nozzle diameter at hole center	0,0042	0,0046196
		Number of nozzle holes	36	36
		Spray angle delta 1	80	77,5
		Spray angle delta 2	1,8	2,5
		Circumferential hole distribution	5	5
	Diagrams/ droplet data	Start velocity (m/s)	0	0
		Injection rate	constant: mass flow/ injection duration	table Injection_Rate PW500_lift9_trapezoidal_over0.10_CD_0.79.txt
		Outer diameter	constant: 64,4 µm	table Outer_Diameter PW500_lift9_trapezoidal_over0.10_CD_0.79_Nhole3 6.txt
inner diameter		0	0	
Half outer cone angle		5	2,5	
Half inner cone angle		-5	-2,5	
Particle sizes		10	table_PDF D32 [5;10;20] / [79;20;1]	
Nozzle submodels	Primary BU	Disable	Disable	
	Radial perturbation	Disable	Disable	

* injection point should be adapted to grid

L'approche multi-jet consiste à imposer une multitude de jets répartis en corolle autour de la buse d'injection. Le diamètre des trous est imposé par le nombre choisi, d'une part, et par la section efficace de la section de passage du liquide, d'autre part.

Les lois d'introduction de liquide sont déterminées à partir d'une loi de levée d'aiguille de forme trapézoïdale avec un dépassement de 10% et prenant en compte le temps d'ouverture et de fermeture de l'aiguille. Les lois implémentées dans les simulations sont illustrées sur les figures suivante

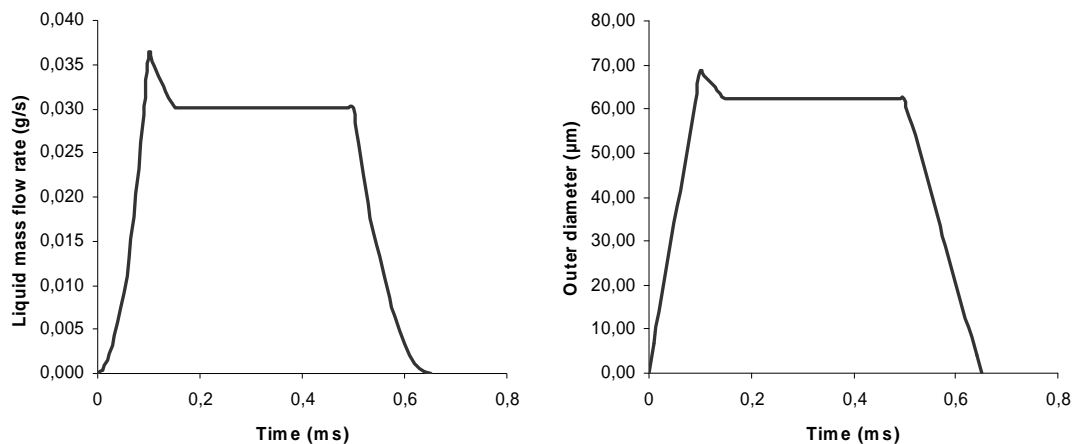


Figure 130: Loi d'introduction. a) débit liquide, b) ouverture des orifices.

Le diamètre des particules est un des paramètres principaux. Une loi de distribution trimodale a été retenue et est illustrée dans la figure ci-dessous.

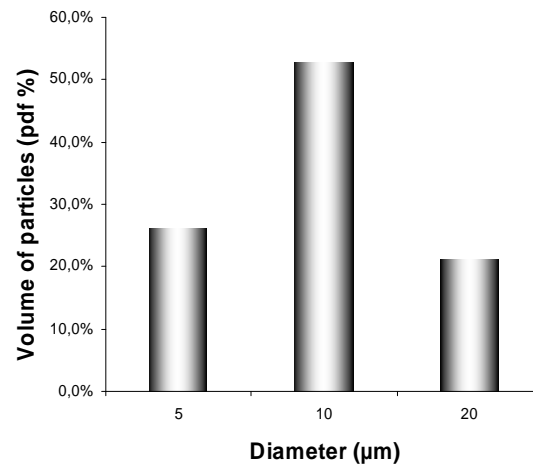


Figure 131: Distribution de taille de particule (en volume).

8. Listes des figures

Figure 1: Comparaison des modes de combustion des moteurs à injection directe.....	13
Figure 2: Implantation de l'injecteur dans la chambre de combustion. a) Configuration jet dévié ("wall guided"), b) Configuration jet auto guidé (spray-guided).	14
Figure 3: Morphologie des sprays essence à pression atmosphérique (Wigley 2006).....	15
Figure 4: Lignes de courant orientées. a) Spray conique plein, b) Spray conique creux.....	19
Figure 5: Banc d'injection directe essence haute pression	24
Figure 6: Pompe hydraulique 3-pistons haute pression 200bars (Siemens VDO)	25
Figure 7: Illustration des différentes phases de pilotage du cœur piézoélectrique de l'injecteur.	27
Figure 8: a- Rampe commune Siemens VDO de 250 cm ³	28
Figure 9: Evolution de la pression dans la rampe commune dans le cas de 10 injections successives. $t_{pw} = 1500 \mu s$, $P_{inj} = 185 \text{ bars}$, $E_{lift} = 9$, $P_c = 1 \text{ bar}$	29
Figure 10: Injecteur piézo-électrique C1 sample n°130084 (Siemens VDO).....	30
Figure 11: Coupe schématique de la buse d'injection. Conception géométrique interne de type convergent-divergent.	31
Figure 12: Image obtenue par ombroscopie du spray conique creux généré par l'injecteur piézoélectrique. Injection à 200 bars pour une levée intermédiaire (9/15) réalisée à pression atmosphérique.	31
Figure 13: Influence de la position du volume de mesure sur l'évolution des diamètres des gouttes. $P_{inj} = 200 \text{ bars}$, levée intermédiaire, pression atmosphérique.....	35
Figure 14: Influence des conditions d'injection sur l'évolution des diamètres des gouttes. Pression atmosphérique.....	35
Figure 15: Evolution du débit massique moyen en fonction du temps d'injection.....	36
Figure 16: Evolution du débit massique moyen,	37
Figure 17: Taux d'introduction de liquide instantané.....	37
Figure 18: Configuration du dispositif pour l'application de la technique FPIV.	38
Figure 19: Système de pressurisation et d'ensemencement.	40
Figure 20: Exemple de capotage pour les faisceaux du laser Nd:Yag 2*400 mJ.....	41
Figure 21: a) Niveau de gris de l'image F-PIV instantanée brute (1/2), b) Grossissement de l'image au niveau de l'interface gaz/ liquide. $P_{inj} = 200 \text{ bars}$, $P_c = 10 \text{ bars}$, Levée intermédiaire, $t_{pw} = 500 \mu s$ et $t_{aso} = 0.50 \text{ ms}$	42

Figure 22: Histogramme des niveaux de gris de l'image.	43
Figure 23: Exemple d'un champ de vitesses instantanées brutes (non filtrés) obtenu par un calcul itératif sub-pixel.	44
Figure 24: Visualisation des zones de validité sur un champ instantané filtré sur les critères de norme et de rapport signal sur bruit.....	45
Figure 25: Influence du seuillage sur le pourcentage de vecteurs rejetés en fonction des 3 algorithmes PIV: a) test du critère RSB, b) test du critère de la norme.	46
Figure 26: Schéma d'interprétation du filtre sur des résidus médian normalisés.....	48
Figure 27: Schéma d'interprétation du filtre sur le nombre de voisins faux.	48
Figure 28: Algorithme de filtrage d'un champ instantané F-PIV.....	49
Figure 29: Visualisation de l'efficacité du filtrage d'un champ instantané. a) Filtrage PIV classique, b) Filtrage FPIV avec le test RMN généralisé.	49
Figure 30: Champ moyen de vitesse du gaz.....	50
Figure 31: Cartographie du pourcentage de vecteurs valides (sur 30 champs instantanés)..	51
Figure 32: Champ de fluctuation de la vitesse.	52
Figure 33: Convergence statistique de la vitesse moyenne en un point M (10;-5). a) Vitesse radiale, b) Vitesse axiale.	52
Figure 34: Evolution de l'erreur sur le bilan de masse en fonction du nombre de champs instantanés des vitesses utilisé pour la moyenne.	53
Figure 35: Champ moyen de vitesse du gaz.1.1500.200.9.9@1.00ms ($\rho_g = 10.8 \text{ kg/m}^3$).	54
Figure 36: Evolution des composantes de la vitesse du gaz le long de la ligne (A).	55
Figure 37: Vérification de l'établissement des vitesses dans la zone d'Entraînement Latérale. Evolution des composantes de la vitesse du gaz le long de la ligne A. P_{inj} 200 bars, $P_c = 6$ bars ($\rho_g = 7.2 \text{ kg/m}^3$).	57
Figure 38: Profils de vitesse perpendiculairement à la frontière du spray (ligne B). Evolution des composantes de la vitesse du gaz à différentes distances du point d'injection. Cas de référence.....	58
Figure 39: Similarité des profils de vitesse suivant la composante normale.....	58
Figure 40: Champ moyen de vitesse du gaz à différents temps d'observation.....	59
Figure 41: Evolution axiale de la composante normale de la vitesse du gaz le long de la nappe liquide. P_{inj} 50 bars, levée minimale, $P_c = 1$ bars ($\rho_g = 1.2 \text{ kg/m}^3$).	60
Figure 42: Schéma de principe de la méthode directe de calcul de l'entraînement d'air.....	60

Figure 43: Evolution du taux d'entraînement massique en fonction de la distance au point O_1^* le long de la ligne (A) pour différentes valeurs de l'angle θ_c	62
Figure 44: Influence de la distance à la frontière sur la surface de contrôle.....	63
Figure 45: Evolution axiale des composantes normale U_n et tangentielle U_t de la vitesse du gaz le long de la ligne (A).	64
Figure 46: Evolution axiale du débit massique cumulé de gaz total le long de la zone d'entraînement latéral (ligne A).....	65
Figure 47: Evolution axiale de la vitesse du gaz entraîné à différentes densités ambiantes le long de la ligne (A). $P_{inj} = 200$ bars, Levée médium, $t_{asoi} = 1.00$ ms.	67
Figure 48: Evolution de la longueur des zones d'entraînement quasi-stationnaire et latérale en fonction de la densité ambiante.....	68
Figure 49: Evolution axiale du taux d'entraînement massique à différentes densités ambiantes. $P_{inj} = 200$ bars, Levée médium, $t_{asoi} = 1.00$ ms.	68
Figure 50: Evolution axiale du débit massique cumulé de gaz entraîné le long de la ligne (A) à différentes densités ambiantes. $P_{inj} = 200$ bars, Elift =9/15, $t_{asoi} = 1.00$ ms.	69
Figure 51: Evolution du débit massique cumulé. Influence de la densité ambiante.	70
Figure 52: Evolution axiale de la vitesse du gaz entraîné à différentes pressions d'injection le long de la ligne (A). $P_c = 9$ bars, levée intermédiaire, $t_{asoi} = 1.00$ ms.	70
Figure 53: Evolution de la longueur des zones d'entraînement quasi-stationnaire et latérale en fonction de la pression d'injection.....	71
Figure 54: Evolution axiale du taux d'entraînement massique et du débit massique cumulé de gaz pour différentes pression d'injection. $P_c = 9$ bars, $t_{asoi} = 1.00$ ms.	71
Figure 55: Evolution axiale du coefficient d'entraînement et du taux de mélange à différentes pressions d'injection. $P_c = 9$ bars, $t_{asoi} = 1.00$ ms.	72
Figure 56: Evolution du débit massique cumulé et du taux de mélange normalisé. Influence de la pression d'injection.	73
Figure 57: Evolution axiale de la vitesse du gaz entraîné à différents niveaux de levée le long de la ligne (A). $P_c = 9$ bars, $P_{inj} = 200$ bars, $t_{asoi} = 1.00$ ms.....	73
Figure 58: Evolution de la longueur des zones d'entraînement quasi-stationnaire et latérale en fonction. Influence du niveau de levée.	74
Figure 59: Evolution axiale du taux d'entraînement massique à différents niveaux de levée le long de la ligne (A). $P_{inj} = 200$ bars, $P_c = 9$ bars, $t_{asoi} = 1.00$ ms.....	74
Figure 60: Evolution axiale du taux de mélange et du coefficient d'entraînement à différents niveaux de levée. $P_{inj} = 200$ bars, $P_c = 9$ bars, $t_{asoi} = 1.00$ ms.....	75

Figure 61: Evolution du débit massique cumulé et du taux de mélange normalisé. Influence de la levée d'aiguille.	75
Figure 62: Evolution axiale de la composante normale de la vitesse du gaz entraîné. Comparaison des résultats de l'expérience avec les modèles étudiés à 2 mm de distance de la frontière du spray. Cas de référence (1.1500.200.9.9@1.00ms).	77
Figure 63: Evolution axial du débit massique cumulé de gaz. Comparaison entre le modèle semi-empirique et l'expérience.	81
Figure 64: Lignes de courant figées de l'écoulement. 1.500.200.9.10@0.50 ms.	86
Figure 65: Evolution de la vitesse du gaz le long de la ligne de courant ψ_M	86
Figure 66: Lignes de courant instantanées de l'écoulement de gaz en phase d'injection.	88
Figure 67: Lignes de courant instantanées de l'écoulement de gaz en phase d'après injection.	89
Figure 68: Champ de vitesse du gaz et lignes de courant figées à différents temps d'observation. $t_{pw} = 500 \mu s$, $P_{inj} = 50$ bars, levée minimale, $P_c = 1$ bars.	90
Figure 69: Influence des conditions d'injection sur la forme prise par le spray à 0.50 ms après la fin de l'injection.	91
Figure 70: Schéma de principe de la méthode directe de calcul de l'entraînement en régime non-stationnaire.	92
Figure 71: a) niveau de gris de l'image moyenne, b) pourcentage de points valides.	94
Figure 72: Définition du contour de post-traitement à partir de l'interface entre le spray et le gaz.	94
Figure 73: Evolution curviligne de la vitesse du gaz. Cas de référence (1.1500.200.9.9@1.00ms). a) Composante normale, b) Composante tangentielle.	95
Figure 74: Evolution curviligne du débit massique cumulé de gaz entraîné, influence de la distance à l'interface.	97
Figure 75: Influence de la distance à l'interface sur le débit massique cumulé.	97
Figure 77: Evolution curviligne de γ_e , influence de la distance à l'interface.	98
Figure 78: Influence de la distance à l'interface sur γ_e	99
Figure 81: Evolution temporelle du contour du spray (iso-contour 0) pour le cas de référence.	100
Figure 80: Evolution temporelle de la pénétration axiale du spray pour le cas de référence.	100

Figure 82: Champ de vitesse et lignes de courant figées (rouge) superposés aux iso-contours de niveaux de gris de l'image moyenne (bleu). Visualisation en champ moyen. Cas de référence de l'étude non-stationnaire.	101
Figure 83: Champ de vitesse et lignes de courant figées (rouge) superposés aux iso-contours de niveaux de gris de l'image moyenne (bleu). Visualisation en champ lointain. Cas de référence de l'étude non-stationnaire.	102
Figure 84: Evolution temporelle du débit massique cumulé total de gaz entraîné pour le cas de référence.	103
Figure 85: Evolution curviligne du débit massique cumulé le long du contour à 2 mm de l'interface entre le spray et le gaz. Cas de référence.	103
Figure 87: Evolution temporelle de la γ_e pour le cas de référence.	104
Figure 88: Evolution curviligne de γ_e (à 2 mm). Cas de référence.	104
Figure 89: Intégration de la vorticité induite par les recirculations externe et interne.	105
Figure 90: Lignes de courant figées de l'écoulement de gaz à l'extérieur et à l'intérieur du spray en phase d'injection. Visualisation de l'interface entre le gaz et le spray et iso-contour à 2 mm. a) Phase d'injection, b) Phase d'après injection.	106
Figure 91: Evolution curviligne du débit massique cumulé le long de l'iso-contour à 2 mm suivant une enveloppe externe et interne.	106
Figure 92: Evolution curviligne de γ_e le long de l'iso-contour à 2 mm suivant une enveloppe externe et interne.	107
Figure 93: Schématisation des mécanismes d'entraînement de gaz par le spray conique creux à haute pression. a) Phase d'injection, b) Phase d'après injection.	110
Figure 94: Influence du niveau de levée d'aiguille.	112
Figure 95: Champ de vitesse et lignes de courant figées (rouge) superposés aux iso-contours de niveaux de gris de l'image moyenne (noir). Influence du niveau de levée. $P_{inj} = 200$ bars, $P_c = 10$ bars, $t = t_{pw}$	113
Figure 96: Evolution temporelle de la longueur de pénétration axiale du spray. Influence du niveau de levée.	114
Figure 97: Influence du niveau de levée sur l'évolution temporelle de	115
Figure 98: Influence de la pression d'injection.	115
Figure 99: Champ de vitesse et lignes de courant figées (rouge) superposés aux iso-contours de niveaux de gris de l'image moyenne (bleue). Influence de la pression d'injection. $P_c = 10$ bars, $E_{lift} = 9/15$, $t = 1$	116

Figure 100: Evolution temporelle de la pénétration axiale du spray relative au cas de référence. Influence de la pression d'injection.	117
Figure 101: Influence de la pression d'injection sur l'évolution temporelle	117
Figure 102: Champ de vitesse et lignes de courant figées (rouge) superposés aux iso-contours de niveaux de gris de l'image moyenne (bleu). Influence de la contre pression. $P_{inj} = 200$ bars, $E_{lift} = 9/15$, $t^* = 1$	118
Figure 103: Evolution temporelle de la pénétration axiale du spray relative au cas de référence. Influence de la contre pression.	119
Figure 104: Influence de la contre pression sur l'évolution temporelle	120
Figure 105: Champ de vitesse et lignes de courant figées (rouge) superposés aux iso-contours de niveaux de gris de l'image moyenne (noir).	121
Figure 106: Champ de vitesse et lignes de courant figées (rouge) superposés aux iso-contours de niveaux de gris de l'image moyenne (noir). Influence de la répartition de la masse. $P_{inj} = 200$ bars, $P_c = 10$ bars. a) $t^* = 1.15$, b) $t^* = 1.15$, c) $t^* = 1.3$	122
Figure 107: Evolution temporelle de la pénétration axiale du spray relative au cas de référence. Influence de la répartition de la masse.	122
Figure 108: Evolution temporelle du débit massique cumulé de gaz entraîné et de γ_e . Influence de la répartition de la masse.	123
Figure 109: Image instantanée FPIV, cas 1.5000.200.9.10@0.50aso,	135
Figure 110: Cas 1.500.200.9.10@0.50aso, a) Image FPIV moyenne brute, b) Image FPIV moyenne binarisée.	136
Figure 111: Effet du coefficient de binarisation sur la détection du contour du spray par l'algorithme de seuillage automatique. Cas 1.500.200.9.10@0.50aso.	136
Figure 112: Visualisation des contours de post-traitement défini entre 0 mm et 4 mm de distance de l'interface. Cas de référence : $\tau_{pw} = 500 \mu s$, $P_{inj} = 200$ bars, $P_c = 10$ bars, $E_{lift} = 9/15$	137
Figure 113: Evolution curviligne du débit massique cumulé et de l'indicateur de recirculation le long de contours de post-traitement défini à différentes distances de l'interface. Cas de référence.	137
Figure 114: Visualisation des contours de post-traitement défini entre 0 mm et 4 mm de distance de l'interface. Cas obtenu en conditions FPIV favorables.	138
Figure 115: Evolution curviligne du débit massique cumulé et de l'indicateur de recirculation le long de différents iso-contours. Cas obtenu pendant l'injection.	138
Figure 116: Evolution curviligne du débit massique cumulé et de l'indicateur de recirculation le long de différents iso-contours. Cas obtenu après l'injection.	138

Figure 117: Mesure sur l'iso-contour 0 de l'influence des conditions d'injection sur l'évolution temporelle	139
Figure 118: Algorithme de résolution du code FIRE (AVL 2003)	142
Figure 119: Algorithme de résolution du modèle de spray.....	143
Figure 120: Maillage de type cylindre-hexaèdre raffiné au centre (122360 cellules).....	145
Figure 121: Structure de l'écoulement d'air autour du spray. Résultat de simulation. Cas de référence $P_{inj} = 200$ bars, $P_c = 10$ bars, levée intermédiaire, $t = 0.50$ ms.	145
Figure 122: Evolution temporelle de la longueur de pénétration axiale de liquide. Mise en défaut des résultats de simulations.	146
Figure 123: Distribution de taille de gouttes. $P_{inj} = 200$ bars, levée intermédiaire, $P_c = 1$ bars.	148
Figure 124: Morphologie d'un spray PZ à pression atmosphérique. Mise en évidence de lignes de concentration préférentielle de liquide (streaks)	149
Figure 125: Influence de la prise en compte de la buse d'injection. a) sans, b) avec.....	149
Figure 126: Maillage modifiée avec prise en compte de la buse d'injection.	150
Figure 127: Comparaison entre l'épaisseur de la nappe diphasique ($e_n \sim 50 \mu m$) et la taille de maille ($dx = 500 \mu m$)	150
Figure 128: Echange de quantité de mouvement entre la phase liquide et la phase gazeuse (Baumgarten, 2006).....	151
Figure 129: Comparaison des résultats des mesures FPIV (a) et de simulation (b).	152
Figure 130: Comparaison des résultats des mesures FPIV (a) et de simulation (b).	152
Figure 131: Evolution temporelle de la longueur de pénétration du spray. Comparaison entre les résultats de simulation (sim.) et expérimentaux (exp.).	153
Figure 132: Evolution axiale des composantes de la vitesse le long d'une ligne de contrôle définie à 2 mm de la frontière du spray et à $t = 0.50$ ms. Exp: expérience, Sim: simulation. a) Composante tangentielle, b) Composante normale.....	153
Figure 133: Loi d'introduction. a) débit liquide, b) ouverture des orifices.....	155
Figure 134: Distribution de taille de particule (en volume).	156

9. BIBLIOGRAPHIE

Achleitner, E., Berger, S., Frenzel, H., Klepatsch, M., Warneck, V. (2004). Benzin-Direkteinspitzung auf Piezo-Basis. *MTZ* 65.

- Adrian, R. J. (2005). Twenty years of Particle Image Velocimetry. *Exp. Fluids* 39.
- Araneo, L. (2003). Penetration and scale law for a GDI swirled spray and its surrounding air pattern. *9th Int. Conf. on Liquid Atomization and Spray Systems*, Sorrento, Italy.
- Arbeau, A., Bazile, R., Charnay, G., Gastaldi, P. (2004). A new application of the particle image velocimetry (PIV) to the air entrainment in Gasoline Direct Injection sprays. SAE 2004-01-1948.
- AVL (2003). CFD Solver - Theory. *FIRE manual*.
- Baumgarten, C. (2006). Mixture Formation in Internal Combustion Engines. *Ed. Springer*.
- Benteboula, S. (2006). Resolution des équations de Navier-Stokes à faible nombre de Mach: Application à l'étude de l'anneau de vorticit   à masse volumique variable. *Th  se de doctorat de l'Universit   de Marne-la-Vall  e*.
- Broca, O. (2007). Am  lioration de la caract  risation des conditions en amont d'un injecteur. Rapport ADEME, IMFT.
- Bury, Y. (2000). Structure de jets l  gers ou lourds en   coulement fortement pulse
Experimentation mod  le du m  lange de carburants gazeux dans les moteurs alternatifs.
Th  se de doctorat de l'INPT, Toulouse.
- Cao, Z. M., Nishino, K., Mizuno, S. and Torii, K. (2000). PIV measurement of internal structure of diesel fuel spray. *Exp. Fluids* [Suppl.]: s211-s219.
- Cid, E., Gardelle, F. (2005). Manuel d'utilisation du logiciel PIVIS. *Documentation IMFT S&I*.
- Cochet, M. (2007). Etude exp  rimentale de l'  vaporation d'un brouillard de gouttes polydispers  es dans un   coulement de type turbulence homog  ne isotrope intense. *Th  se de doctorat de l'INPT, Toulouse*.
- Coghe, A., Cossali, G.E, Araneo (2000). Gas entrainment in Diesel sprays. *International Conference on Thermo and Fluid Dynamic Processes in Diesel Engines*.
- Comer, M. A., Bowen, P.J., Sapsford, S.M., Bates, C.J. (2001). Critical Appraisal of Current Laser Diagnostic Techniques for G-DI Spray Kinematic Quantification. *Optical Diagnostics in Engineering* 5 (1): 39-50.
- Corbinelli, G., Prospero, B., Helie, J., Unterweger, G. (2005). Industrial application of CFD to fuel injection nozzle design. *20th Annual Conference on Liquid Atomization and Spray Systems*, Orl  ans, France.

Cossali, G. E. (2001). An integral model for gas entrainment into full cone sprays. *J. Fluids Mechanics* 439: 353-366.

de Francqueville, L., Thirouard, B., Ricordeau, V., Chereil, J., Hermant, L., Tourteaux, N., Dognin, C. (2005). Experimental Investigation of the Air Entrainment Characteristics Within the Periphery of a Gasoline Direct Injection (GDI) Spray by PIV. *18th Annual Conference on Liquid Atomization and Spray Systems*, Irvine, CA.

Delay, G. (2005). Analyse des écoulements transitoires dans les systèmes d'injection directe essence, effets sur l'entrainement d'air instationnaire du spray. *Thèse de doctorat de l'INPT*, Toulouse.

Delay, G., Arbeau, A., Bazile, R., Charnay, G. (2005). Experimental analysis of density effect on air entrainment in diesel and gasoline dense spray by PIV on fluorescent dyes. *6th Conference on Experimental Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics*, Matsushima, Japon.

Donghee, H., Mungal, G. (2001). Direct measurement of entrainment in reacting nonreacting turbulent jets. *Combustion and flame* 124: 370-386.

Drouin, V., Bottaro, A. (2004). Modeling of centrifugal instabilities in an automotive injector. *Rapport interne Siemens VDO Automotive*

Dukowicz, J. K. (1980). A particle-fluid numerical model for liquid sprays. *J. Comp. Physics* 35, 229-253.

Ferrand, V. (2001). Analyse physique d'un jet d'air turbulent chargé en gouttelettes. Diagnostics lasers applicables à l'injection d'essence dans les moteurs. *Thèse de doctorat de l'INPT*, Toulouse.

Germain, P., Muller, P. (1980). Introduction à la mécanique des milieux continus. *Ed. Masson*.

Gharib, M., Rambod, E., Shariff, K. (1998). A universal time scale for vortex ring formation. *J Fluids Mechanics* 360: 121-140.

Ghosh, S., Hunt, J. C. R. (1994). Induced air velocity within droplet driven sprays. *Proc R Soc Lond A* 444:105-127.

Ghosh, S., Hunt, J. C. R. (1998). Spray jets in cross-flow. *J Fluids Mechanics* 365: 109-136.

Helie, J. (2007). JET IDE 2. *Rapport PREDIT*

Hélie, J. (2001). Simulation numérique et modélisation de la propagation de flammes de prémélange dans un milieu stratifié en essence. *Thèse de doctorat de l'INPT*, Toulouse.

Hill, B. J. (1972). Measurement of local entrainment rate in the initial region of axisymmetric turbulent air jets. *J Fluids Mechanics* 51: 773-779.

Jones, W. P., Launder, B. E. (1972). The prediction of laminarization with two-equation model of turbulence. *Int. J. of Heat and Mass transfer* 15(301-14).

Kim, N. S. (2005). Analyse expérimentale d'un jet turbulent impactant sur une plaque plane et sur un obstacle de section carrée. Energetique et transfert, Université Paul Sabatier Toulouse III. Ph.D.

Kosiwczuk, W., Cessou A., Trinité M., Lecordier, B. (2006). Simultaneous measurements of gas and droplets velocity fields for turbulent mixing of GDI sprays by means of two-phase PIV. *13th Int. Symp. on Appl. Laser Techniques to Fluid Mechanics*, Lisbon, Portugal.

Kosiwczuk, W., Cessou, A., Trinite, M., Lecordier, B. (2005). Simultaneous velocity field measurements in two-phase flows for turbulent mixing of sprays by means of two-phase PIV. *Exp. Fluids* 39: 895-908.

Landau, L., Lifchitz, E. (1982). Physique théorique. Ed. MIR.

Launder, B. E., Spalding, D. B. (1974). The numerical computation of turbulent flow. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering* 3(269-289).

Le Coz, J. F., Cherel, J., Le Mirronet, S. (2003). Fuel/ Air Mixing Process and Combustion in an Optical Direct-Injection Engine. *Oil & Gas Science and Technology - Rev. IFP*, 58(1): 63-78.

Lecordier, B. (1999). Etude de l'interaction de la propagation d'une flamme prémélangée avec le champ aérodynamique par association de la tomographie laser et de la vélocimétrie par image de particules. *Thèse de doctorat de l'Université de Rouen*

Lecordier, B., Trinité, M. (2003). Advanced PIV algorithms with image distortion validation and comparison using synthetic images of turbulent flow. *Proceeding of EUROPIV2 workshop*, Zaragoza.

MacGregor, S. A. (1991). Air entrainment in spray jets. *Int. Journal of Heat and Fluid Flow* 12(3).

Marchi, A., Nouri, J. M., Yan, Y., Arcoumanis, C. (2007). Internal Flow and Spray Characteristics of Pintle-Type Outwards Opening Piezo Injectors for Gasoline Direct-Injection Engines. *SAE 2007-01-1406*.

Miyamoto, T., Kobayashi, T., Matsumoto, Y. (1996). Structure of Sprays from an Air-Assist Hollow-Cone Injector. *SAE Paper 960771*.

Nauwerck, A., Pfeil, J., Velji, A., Spicher, U., Richter, B. (2005). A Basic Experimental Study of Gasoline Direct Injection at Significantly High Injection Pressures. *SAE 05P-559*.

Nishida, J. L. a. K., Yamakawa, M. (2002). An Analysis of Ambient Air Entrainment into Split Injection D.I. Gasoline Spray by LIF-PIV Technique. *SAE 2002-01-2662*.

Nogueira, J., Lecuona, A., Rodriguez, PA. (1997). Data validation, false vectors correction and derived magnitudes calculation PIV data. *Meas. Sci. Tech.*

Nouri, J. M., Hamid, M.A., Yan, Y., Arcoumanis (2007). Spray characterization of a pintle-type injector for gasoline direct injection engines. *J. Physics* 85(012037).

Nuglisch, H. J. (2005). Caractérisation des jets transitoires pour la deuxième génération des moteurs à injection directe essence. *Rapport ADEME*.

Papoulias, D., Giannadakis, E., Mitroglou, N., Gavaises, M., Theodorakakos, A. (2007). Cavitation in Fuel Injection Systems for Spray-Guided Direct Injection Gasoline Engines. *SAE 2007-01-1418*.

Patankar, N. A., Joseph, D. D. (1999). Lagrangian numerical simulation of particulates flows. *Int. J. Multiphase Flow* 26.

Patankar, N. A., Joseph, D. D. (2001). Modeling and numerical simulation of particulate flows by the Eulerian-Lagrangian approach. *Int. J. Multiphase Flow* 27(10): 1659-1684.

Patankar, S. V. (1980). Numerical heat transfert and fluid flow. *McGraw-Hill*, New York.

Poinsot, T., Veynante, D. (1996). Theoretical and Numerical Combustion. *Ed. Edwards*.

Prospéri, B., Delay, G., Bazile, R., Hélie, J. (2007). FPIV study of gas entrainment by hollow cone spray submitted to variable density. *Exp. Fluids* DOI 10.1007/s00348-007-0304-4.

Rajaratnam, N. (1976). Turbulent jets. *Elsevier Scientific*.

Rhim, D.-R., Farrell, P. V. (2002). Air Flow Surrounding Burning Transient Diesel Sprays. *SAE 2001-01-2668*.

Ricou, F. P., Spalding, D.B. (1961). Measurements of entrainment by axisymmetrical turbulent jets. *J Fluids Mechanics* 11: 21-32.

Riviere, J. P. (1998). Technologie des moteurs à combustion interne. . *Polycopié de cours*, Paris.

Rottenkolber, G., et al. (2002). Spray analysis of a gasoline direct injector by means of two-phase PIV. *Exp. Fluids* 32: 710-721.

Rottenkolber, G., Meier, R., Schafer, O., Dullenkopf, K., Witting, S. (2001). Combined "Fluorescence" LDV (FLDV) and PDA Technique for Non-ambiguous Two Phase Measurements Inside the Spray of a SI-Engine. *Part. Syst. Charact.* 18: 216-225.

Sandquist, H., Lindgren, R., Denbratt, I. (2000). Sources of Hydrocarbon Emissions from a Direct Injection Stratified Charge Spark Ignition Engine. *SAE 2000-01-1906*.

Sazhin, S. S., Kaplanski, F., Feng, G., Heikal, M. R., Bowen, P.J. (2001). A fuel spray induces vortex ring. *Fuel* 80: 1871-1883.

Schiller, L., Naumann, M. A. (1933). Über die grundlegenden berechnungen bei der schwerkraftaufbereitung. *Vereines Deutscher Ingenieure* 7:318.

Schwarz, C., Schunemann, E., Durst, B., Fischer, J., Witt, A. (2006). Potential of the Spray-Guided BMW DI Combustion System. *SAE 2006-01-1265*.

Seibel, C., Gartnung, K., Arndt, S., Weignand, B. (2003). Detailed Analysis of Spray Structure and Air Entrainment in GDI Sprays using a Tomographic Approach. *ICLASS, 9th Sorrento, Italy*.

Seneschal, J. (2005). Etude et réalisation d'un système automatique de caractérisation de jets Diesel en champ proche et lointain. *Thèse de doctorat de l'Université Jean Monnet, St Etienne*.

Skogsberg, M., Dahlander, P., Denbratt, I. (2007). Spray shape and atomization quality of an outward-opening piezo gasoline DI injector. *SAE 07PFL-788*.

Skogsberg, M., Dahlander, P., Lindgren, R., Denbratt, I. (2005). Effects of injector parameters on mixture formation for multi-hole nozzles in a spray-guided gasoline DI engine. *SAE 2005-01-0097*.

Soulas, J. (2002). Modélisation et Simulation de la Pulvérisation d'un Jet Liquide. Application à l'Injection Directe Essence. Dynamique des fluides. Toulouse, France, INP. PhD.

Source-Gouvernement (2003). Plan véhicule propre et économe en énergie.

Springer G.S, P., D.J (1973). Engine emissions : Pollutant formation and measurement. *New York and London : Plenum press*.

Tatschl, R., Gabriel, H. P., Priesching, P. (2001). FIRE - A Generic CFD Platform for DI Diesel Engine Mixture Formation and Combustion Simulation. *SAE*.

Vermorel, O. (2003). Etude numérique et modélisation de la turbulence dans un écoulement de nappe chargée en particules. *Thèse de doctorat de l'INPT, Toulouse*.

Wang, J. (2006). X-ray Visions of Multiphase Flow. *13th Int. Symp. on Appl. Laser Techniques to Fluid Mechanics*, Lisbon, Portugal.

Westerweel, J., Scarano, F. (2005). Universal outlier detection for PIV data. *Exp. Fluids* 39:1096-1100.

Wigley, G. (2006). PDA and CCD Image Analysis of Three Siemens Piezo GDI Injectors. *Rapport Interne Siemens VDO-Automotive*.

Wigley, G., Pitcher, G. (2001). PDA Analysis of a polydisperse GDI fuel spray with droplet size class discrimination. *ILASS Europe*, Zürich, Suisse.

Wigley, G., Pitcher, G., Nuglisch, H.J., Ladommatos, N. (2008). Fuel Spray Formation and Gasoline Direct Injection. *ICLASS Europe*.

Zhao, F., Harrington, D. L., Lai, M.-C. (2002). Automotive Gasoline Direct Injection Engine. *SAE*, Warrendale, PA

Zhao, F., Lai, M.-C., Harrington, D. L. (1999). Automotive spark-ignited direct-injection gasoline engines. *Prog. energy combust. sci.* 25(5).