

N° d'ordre : 2003-16

THESE

présentée devant

L'ECOLE CENTRALE DE LYON

Ecole Doctorale : M.E.G.A.

par

Ihab BAZ

pour obtenir le titre de DOCTEUR

Spécialité : THERMIQUE ET ENERGETIQUE

CONTRIBUTION A LA CARACTERISATION DE LA CAVITATION DANS LES INJECTEURS DIESEL A HAUTE PRESSION

Soutenue le 16 juin 2003 devant la commission d'examen composée de :

J.-C.	CHAMPOUSSIN	<i>Directeur de thèse</i>
H.	CHAVES	<i>Rapporteur</i>
M.	FUNK	
M.	LANCE	
M.	LEDOUX	<i>Rapporteur</i>
J.-L.	MARIE	
J.-P.	SCHÖN	<i>Président</i>

Remerciements

Ce travail de thèse a été mené à l'Ecole Centrale de Lyon au sein du Laboratoire de Mécanique des Fluides et d'Acoustique (LMFA), UMR CNRS 5509.

Je tiens à remercier tout particulièrement mon directeur de thèse, le Professeur Jean-Claude CHAMPOUSSIN, pour m'avoir accueilli au sein de son équipe et m'avoir guidé tout au long de mes recherches. Je lui suis très reconnaissant de la confiance qu'il m'a toujours accordée, de son enthousiasme constant et de son dévouement sans limite pour ses chercheurs.

J'exprime mes sincères remerciements à Michel LANCE, directeur du LMFA, pour m'avoir accueilli dans la formation doctorale Thermique et Energétique dont il était responsable et pour son co-encadrement efficace.

Je remercie Humberto CHAVES, Professeur à l'Institut für Mechanik und Fluidodynamik (Allemagne), et Michel LEDOUX, Professeur à l'Université de Rouen, pour avoir rapporté ce document, et pour l'intérêt qu'ils ont manifesté pour cette étude.

Que Jean-Paul SCHÖN, Professeur à l'Université de Saint-Etienne, soit vivement remercié pour l'intérêt qu'il a porté à ce travail.

J'exprime également ma profonde gratitude à Jean-Louis MARIE, Chargé de Recherche CNRS, pour sa disponibilité et nos nombreuses discussions sur les écoulements polyphasiques.

Je remercie Mai FUNK, ingénieur chez Renault, pour avoir accepté l'invitation à ce jury de thèse.

J'exprime aussi mes remerciements à Bertrand BARBEAU, ingénieur chez PSA Peugeot Citroën, et à Jean-Marc DUCLOS, ingénieur chez Renault, pour le soutien, la totale confiance, les conseils, et l'aide qu'ils m'ont toujours apportés durant nos différentes réunions tout au long de ma thèse. Que Thierry GEORJON, ingénieur chez PSA Peugeot Citroën, reçoive ici mes remerciements pour l'aide qu'il m'a apportée.

Je tiens à remercier Pascal GUCHER, Bernard MAURIN et Pierre EYNARD, ingénieurs chez EFS pour leur collaboration et l'aide et les conseils qu'ils m'ont apportés.

Un remerciement particulier s'adresse à Michel GAUD, technicien au LMFA, pour le soutien et son aide quotidienne lors de la réalisation de pièces mécaniques et des mesures.

Je remercie également Rémy POINT, Maître de Conférence, et Michel TESSIEUX, technicien au LMFA, pour la réalisation de l'électronique et le soutien qu'ils m'ont apporté.

J'exprime mes remerciements à Patrick DUTHEIL et à Jacques MORCILLO, ingénieurs du bureau d'études, pour l'aide qu'ils m'ont apportée dans la conception et le dessin technique.

Je remercie Christophe DUCOTTET, Maître de Conférence à l'Université Jean-Monnet, et Nathalie BOCHARD, ingénieur de recherche au Laboratoire "Traitement du Signal et Instrumentation", pour leur collaboration et l'aide qu'ils m'ont apportée.

Un grand merci à Emmanuel JONDEAU, Christian NICOT, Jean-Michel PERRIN, Nathalie GROSJEAN, Alain EFFERNELLI, Bernard GRANDJEAN, Gérard MILLARD et Dominique ECHAMPARD, pour l'aide quotidienne. J'associe dans ces remerciements Marie-Gabrielle PERRIAUX et Arlène TAULET, pour leur aide administrative.

Un remerciement tout particulier s'adresse à Thomas BOËDEC, Jérôme SENESCHAL, Pierre MARUZEWSKI, Guillaume PINGUET, Mauricio TOLEDO, Ralph SALIBA, Eric TOMASELLI et Serge LABOR. Leur aide de chaque instant, leur bonne humeur, leur soutien constant, ont été déterminants dans le bon déroulement de ce travail. Que les liens d'amitiés noués pendant ces années de thèse perdurent...

Je salue très chaleureusement toutes les personnes que j'ai pu rencontrer durant cette période, notamment Laurent JARRIER, Philippe GYAN, Cédric DANO, Isabelle ESQUIVA-DANO, Cédric GALIZZI, Jérôme BOUDET, Javier-Mauricio CASTELLANOS, Jérôme TOURNIER, Samuel VAUX, Stéphane AMALFI, Charles GOEPFERT, Laurent GRAFTIEAUX, Guillaume RICHARD, Marc ELMO et Emmanuel SERGENT.

Je tiens à remercier tous ceux qui, de près ou de loin, m'ont encouragé et aidé à présenter ce travail, notamment Béatrice DESMETTRE, Agnès DUBU, Françoise BAILLY, Odile et Jean SONDAZ, Sophie et Olivier BEUCHERIE, Cécile et Jean-Christophe MARCAUD, Céline BAILLY, Fadi KHAYRALLAH et Dany ZEBIANE.

Que l'ADEME, le groupe PSA Peugeot Citroën, le groupe Renault, la société EFS, le CNRS et la région Rhône-Alpes soient ici remerciés pour le support financier et technique apporté.

RESUME

La nécessité de diminuer la pollution automobile conduit à rechercher une meilleure gestion du mélange air-carburant et donc de l'injection. Ce travail s'inscrit dans ce cadre. Il constitue une contribution à la caractérisation expérimentale de la cavitation qui se développe dans des écoulements de liquide à grande vitesse dans de petits orifices.

Un écoulement périodique sous haute pression (300 à 700 bar), est produit par le système d'injection, à travers des orifices de diamètres 0,3 à 0,4 mm, débouchant dans une chambre pressurisée (1 à 40 bar) à la température ambiante. L'étude de la cavitation est réalisée au moyen d'un couplage de mesures physiques (levée d'aiguille, pressions, températures et débit) et de diagnostics optiques (ombroscopie et tomographie Laser) suivis de traitement et analyse d'images.

Les mesures de pression et de température dans le sac d'un injecteur "métallique" associées aux mesures de débit injecté ont permis de calculer les nombres de cavitation et de Reynolds instantanés durant les cycles d'injection. Alors que, les diagnostics optiques permettent de connaître la distribution de la probabilité d'existence de cavitation dans un orifice d'injection "transparent" ainsi que le taux de cavitation. La corrélation des résultats de toutes ces mesures montre que l'écoulement dans l'orifice devient quasi-stationnaire au delà d'environ trois quarts de la levée maximale de l'aiguille.

Une expression empirique du coefficient de décharge dans l'orifice d'injection a été établie d'après les mesures physiques. Ce coefficient diminue avec l'augmentation du nombre de cavitation alors qu'il augmente linéairement en fonction du nombre de Reynolds.

La cavitation se déclenche à l'entrée de l'orifice d'injection et s'étale sous forme d'un film au voisinage de la paroi. Le moindre défaut de géométrie de l'injecteur introduit une forte dissymétrie de la cavitation. Le taux de cavitation augmente en même temps que le nombre de cavitation alors qu'il diminue avec l'augmentation du nombre de Reynolds. Les taux de cavitation maximaux sont atteints durant les phases transitoires. Pendant celles-ci le film de cavitation s'épaissit par rapport à la phase quasi-stationnaire.

Mots clés : Cavitation, Injection Diesel haute pression, Injecteur transparent, Ombroscopie, Tomographie Laser, Traitement d'images, Taux de cavitation, Coefficient de décharge.

ABSTRACT

The need for decreasing automobile pollution lead to seek a better management of the air-fuel mixture and thus of the fuel injection. This work lies within this scope. It constitutes a contribution to the experimental characterisation of the cavitation existing in high speed flows inside the injection nozzle.

A periodic flow under high pressure (300 to 700 bar), is produced by the injection system of injection, through orifices of diameters 0,3 to 0,4 mm, emerging in a pressurised back pressure chamber (1 to 40 bar) at the ambient temperature. The study of cavitation is carried out by coupling physical measurements (needle lift, pressures, temperatures and flow rate) and optical diagnostics (Shadowgraphy and Laser Tomography) followed by a treatment and images analysis.

Measurements of pressure and temperature in the sac of a "metallic" injector combined with the measurements of flow rate, enabled to calculate the instantaneous cavitation and Reynolds numbers during the injection cycles. Then, the optical diagnostics allow to know the distribution of the probability of the cavitation existence in a "transparent" injection orifice as well as the rate of cavitation. The correlation of the results of all these measurements shows that the flow in the orifice becomes quasi-stationary beyond approximately three quarters of the maximum needle lift.

An empirical expression of the discharge coefficient in the injection orifice was established according to physical measurements. This coefficient decreases with increasing the cavitation number and it increases linearly with the Reynolds number.

Cavitation starts at the entry of the injection orifice and is spread out in the form of a film wall. The least defect of nozzle geometry introduces a strong dissymmetry of the cavitation. The rate of cavitation increases at the same time as the cavitation number and it decreases with increasing in the Reynolds number. The maximum rates of cavitation are reached during the transient phases. During those the film of cavitation gets thicker than in the quasi-steady phase.

Key words: Cavitation, High Pressure Diesel Injection, Transparent Injector, Shadowgraphy, Laser Tomography, Image processing, Rate of cavitation, Discharge coefficient.

Table des matières

Nomenclature.....	4
Introduction générale.....	6
1. Revue bibliographique.....	9
1.1. Généralités sur l'injection directe haute pression.....	9
1.1.1. Aperçu rapide des systèmes d'injection Diesel	10
1.1.2. L'injecteur Diesel de type Common Rail	11
1.1.3. Présentation des différentes architectures de buses d'injection	12
1.1.4. Synthèse	15
1.2. Le phénomène physique de cavitation.....	16
1.2.1. La pression de vapeur saturante	16
1.2.2. Formes diverses des cavités de vapeur	18
1.3. Les écoulements dans les orifices d'injection.....	18
1.3.1. Les paramètres caractéristiques de la cavitation	19
1.3.2. Les régimes d'écoulement	22
1.3.2.1. Ecoulements laminaires – Ecoulements turbulents	23
1.3.2.2. Ecoulements cavitants	26
1.3.3. Cavitation dans le sac	30
1.3.4. Influence de la cavitation sur le spray	31
1.4. Description des techniques de mesures existantes.....	34
1.4.1. Mesures physiques sur les écoulements dans les injecteurs Diesel	34
1.4.2. Mesures optiques appliquées aux écoulements dans les orifices	36
1.5. Coefficient de décharge.....	40
1.5.1. Influence du nombre de Reynolds	41
1.5.2. Influence de la géométrie de l'orifice	41
1.5.3. Influence des conditions opératoires	45
1.5.4. Influence de la cavitation	46
1.5.5. Expressions empiriques	48
1.6. Conclusion.....	50
2. Dispositif expérimental et techniques de diagnostics.....	51
2.1. Le système physique expérimental.....	51
2.1.1. Le support expérimental	51
2.1.1.1. Système d'injection	51
2.1.1.2. Chambre de contre pression	52
2.1.2. Le système de contrôle	54
2.1.2.1. Electronique de commande	54
2.1.2.2. Système d'acquisition	59

2.1.3. Le siège du phénomène de cavitation – L’orifice d’injection	61
2.1.3.1. Géométrie du nez (sac – orifice)	61
2.1.3.2. Montage de l’injecteur transparent	66
2.1.4. Conditions expérimentales	70
2.2. Les moyens de mesure	71
2.2.1. Mesure de la levée d’aiguille.....	71
2.2.2. Mesures des pressions	71
2.2.2.1. Pression rail	72
2.2.2.2. Pression sac	72
2.2.2.3. Pression chambre	73
2.2.3. Mesure de température	73
2.2.3.1. Choix et montage des thermocouples	74
2.2.3.2. Procédure d’essais	74
2.2.4. Mesure du débit instantané et de la vitesse moyenne dans l’orifice	76
2.2.4.1. Débitmètre EMI2	77
2.2.4.2. Montage et adaptation	78
2.2.4.3. Calcul de débit et de vitesse	80
2.3. Méthodes et techniques de diagnostic	81
2.3.1. Système d’acquisition d’images	82
2.3.2. Visualisation par ombroscopie	85
2.3.3. Visualisation par diffusion de lumière	86
3. Traitement des mesures et outils d’analyse des données	92
3.1. Analyse des paramètres d’injection.....	92
3.1.1. Levée d’aiguille	92
3.1.2. Pressions rail – sac	97
3.1.3. Température	102
3.1.4. Débit d’injection	105
3.1.5. Influence des paramètres d’injection sur les propriétés de l’huile	112
3.2. Interprétation de l’écoulement par analyse d’images.....	113
3.2.1. Traitement des images	113
3.2.2. Vitesse de l’écoulement	122
3.3. Conclusion.....	124
4. Analyse phénoménologique de l’écoulement cavitant.....	125
4.1. Observations préliminaires qualitatives	125
4.1.1. Ecoulement dans le sac et dans l’orifice	125
4.1.2. Détection des zones d’apparition de la cavitation	128
4.2. Paramètres caractéristiques de l’écoulement.....	130
4.2.1. Nombre de cavitation	130
4.2.2. Perte de charge	133
4.2.3. Nombre de Reynolds	137

4.3. Analyse de la cavitation	140
4.3.1. Influence de l'injection cyclique sur la cavitation	140
4.3.2. Taux de cavitation	144
4.3.2.1 Evolution instantanée du taux de cavitation	145
4.3.2.2 Influence des conditions expérimentales sur le taux de cavitation	149
4.3.3. Interaction entre la pression sac et la cavitation dans l'orifice	152
4.3.4. Evolution de l'angle du spray	154
Conclusions et Perspectives.....	155
Références bibliographiques.....	161
Annexes	171
Annexe 1. Composants du système Common Rail	172
Annexe 2. Electronique de commande	178
Annexe 3. Diffusion Mie et Rayleigh	182
Annexe 4. Propriétés de l'huile ISO 4113	185
Annexe 5. Plans mécaniques	192

Nomenclature

Termes utilisés

<i>Rail</i>	Accumulateur de carburant sous pression
<i>Injecteurs de taille réelle</i>	injecteurs de moteur Diesel
<i>Pression rail</i>	Pression du carburant dans le rail
<i>Pression sac</i>	Pression du carburant dans le sac de l'injecteur
<i>Pression chambre</i>	Pression du gaz à la sortie de l'injecteur
<i>Ou Contre-pression</i>	

Notations latines

a	Paramètre de taille (Annexe 3) Ou Vitesse du son	-
B	Module de Bulk	[MPa]
C_c	Coefficient de contraction des veines	-
C_d	Coefficient de décharge	-
d	Diamètre de l'orifice d'injection	[μm ou mm]
e	Epaisseur de la nappe Laser	[μm]
f	Focale d'une lentille Ou Fréquence	[mm] [Hz]
l	Longueur de l'orifice d'injection	[μm ou mm]
L_a	Levée d'aiguille	[%]
$\dot{m}$	Débit massique	[kg/s]
P	Pression	[Pa]
P_c	Pression chambre (contre-pression)	[bar]
P_R	Pression rail (pression d'injection)	[bar]
P_v	Pression de vapeur saturante	[bar]
Q_t	Débit instantané	[mm ³ /ms]
Q_T	Quantité totale injectée	[mm ³]
S	Section de l'orifice d'injection	[mm ²]
S_c	Surface de la cavitation	[pixel ²]
S_t	Surface totale projetée de l'orifice d'injection	[pixel ²]
S_c/S_t	Taux de cavitation	-
T	Température Ou Période	[K] [s]
t	Température	[°C]

t_a	Instant après le top de déclenchement d'injection	[μ s]
t_e	Temps d'excitation de l'électro-injecteur	[ms]
t_s	Température sac	[°C]
V_t	Vitesse moyenne instantanée	[m/s]
V_B	Vitesse de Bernoulli	[m/s]

Notations grecques

α	Angle	[°]
ε	Permittivité magnétique du milieu (Annexe 3)	[F.m ⁻¹]
λ	longueur d'onde	[nm]
μ	Viscosité dynamique	[kg/(m.s)]
	Ou Perméabilité magnétique du milieu (Annexe 3)	[H.m ⁻¹]
ρ	Masse volumique	[kg/m ³]
σ	Conductance du milieu (Annexe 3)	[Ω^{-1}]
ν	Viscosité cinématique ($\nu=\mu/\rho$)	[m ² /s]
χ	Compressibilité	[Pa ⁻¹]

Nombres sans dimension

K	Nombre de cavitation
Re	Nombre de Reynolds

Abréviations

CCD	<i>Charged Couple Device</i>
Laser	<i>Light Amplification by Stimulated Emission of Radiation</i>
LVDT	<i>Linear Variable Displacement Transducer</i>
MIL	Modulation d'Impulsions en Largeur
PID	<i>Proportional Integral Derivative</i>
RCO	Rapport Cyclique d'Ouverture
TTL	Transistor Transistor Logic (0-5V)

Introduction générale

Ce travail de recherche est mené dans le cadre d'une Action de Recherche Concertée Diphasique, élaborée en 1999, et dont l'objectif est la maîtrise de phénomènes gouvernant l'injection diesel à très haute pression (Common Rail). Elle associe le CNRS, via le programme ECODEV, les constructeurs automobiles (PSA Peugeot-Citroën et Renault), et quatre laboratoires universitaires (LMFA, CORIA, LMM et IUSTI). La contribution du LMFA à ce programme porte sur le thème de la cavitation dans les injecteurs par la création d'une base de données expérimentales permettant la validation des simulations numériques et des calculs développés par le LMM et l'IUSTI.

Le marché des voitures particulières Diesel a explosé ces dernières années. Cependant pour respecter les contraintes de pollution, des efforts restent à faire.

Auto-inflammation, combustion, et formation de polluants sont déterminées en partie par les caractéristiques du spray Diesel. Les polluants émis par les moteurs Diesel (HC, CO, NOx, et particules) exigent la compréhension préalable de la formation du jet Diesel afin de permettre un contrôle précis du processus de combustion qui suit. Malgré les progrès réalisés au niveau de l'élaboration de nouveaux systèmes d'injection Diesel, les prochaines réglementations en termes d'émissions de polluants (Euro IV en 2005) de plus en plus sévères, obligent les motoristes à réduire encore plus les émissions sur leurs nouvelles générations de moteurs. Le grand défi de la conception de moteur est la réduction des polluants au moindre coût. Le développement de l'électronique permet l'utilisation de nouveaux composants, toujours plus sophistiqués, à l'injection ou à l'allumage. Cependant, il convient de réaliser en parallèle à ces démarches purement techniques, un effort de compréhension des phénomènes physiques impliqués pour mieux les prédire.

L'étude proposée ici s'inscrit alors dans le cadre des travaux réalisés sur l'injection au sein des moteurs à allumage par compression. L'adoption de l'injection directe par accumulateur « Common Rail » est actuellement l'évolution majeure des moteurs Diesel. Par rapport aux systèmes conventionnels, elle ouvre des perspectives nouvelles pour le développement de ces moteurs par des possibilités accrues de contrôle de l'injection, et ainsi de la combustion. Cependant, afin de l'exploiter au mieux, il est indispensable de bien connaître les phénomènes physiques liés à cette technologie et leurs conséquences sur l'écoulement interne dans les injecteurs. Ceci permet de mieux contrôler l'atomisation du spray et par suite la combustion, tout particulièrement en terme d'émissions polluantes. Par ailleurs, une meilleure compréhension des phénomènes intervenant dans un cycle d'injection permet de mieux les modéliser et ainsi d'améliorer la prédictibilité des codes de calcul utilisés pour la conception des nouveaux groupes motopropulseurs.

Les hautes pressions d'injection associées aux vitesses élevées de l'écoulement et à la forme géométrique des injecteurs Diesel sont à l'origine d'une détente locale de l'écoulement et d'implosion de bulles de gaz. Ce phénomène, reconnu sous le nom de cavitation, joue un rôle déterminant dans la physique de l'atomisation primaire des jets Diesel en favorisant la formation de gouttelettes plus fines.

Notre étude se propose alors de contribuer au développement des connaissances sur les phénomènes physiques liés à l'injection directe Diesel par Common Rail, et plus particulièrement la cavitation au sein des injecteurs. Vu la complexité de réalisation d'injecteurs multi-trous munis d'un accès optique à l'écoulement interne et résistants aux contraintes exercées par les hautes pressions d'injection, nous étudierons un injecteur mono-trou à sac.

Il existe actuellement un véritable verrou scientifique au niveau de la connaissance des phénomènes dans l'orifice d'injection. Sans leur connaissance il est impossible de prédire les caractéristiques du jet en sortie d'injecteur. A la suite des travaux initiaux de Bergwerk (1959), des efforts pour déterminer le mécanisme de cavitation ont eu lieu ces dernières années. Cependant, la majorité des études ont été réalisées sur des écoulements stationnaires à faibles pressions d'injection et sur des orifices de grandes dimensions. Peu d'études ont examiné l'écoulement cavitant dans des orifices de petites tailles et sous des conditions cycliques d'injection. Aussi, ces études se sont limitées à la description qualitative de l'apparition de la cavitation durant le cycle d'injection indépendamment des paramètres physiques adimensionnels (nombre de cavitation, nombre de Reynolds, coefficient de décharge) qui caractérisent les états de l'écoulement.

L'intérêt plus global reste la détermination des conditions initiales et d'une base de données nécessaires pour toute description/prédiction/validation numérique dans les codes de calcul utilisés par les motoristes. Il subsiste donc un manque de connaissance sur les mécanismes de la formation de la cavitation, aussi bien que sur l'influence des paramètres géométriques de l'injecteur et des conditions opératoires. Les difficultés expérimentales sont réelles.

La description de la cavitation s'obtient aussi par un couplage expérience/numérique important. Mais toute description numérique fine du processus complet est encore limitée. En ce qui concerne la structure interne, les bases de données expérimentales qui permettraient le développement de sous-modèles plus précis pour des codes de calcul, sont peu nombreuses et par conséquent nécessaires.

Ainsi, l'objectif de ce travail est de comprendre la physique de l'écoulement interne dans les injecteurs Diesel à haute pression d'injection, en étudiant les rapports mutuels entre le développement de la cavitation dans l'orifice d'injection au cours d'une injection cyclique

(phases transitoires et quasi-stationnaires), les paramètres physiques de l'écoulement interne (nombre de Reynolds, nombre de cavitation, coefficient de décharge), la dynamique de l'aiguille de l'injecteur, la pression d'injection, la contre pression et la géométrie de l'orifice d'injection.

Le présent manuscrit s'articule en quatre chapitres. Le premier est consacré à la présentation des notions générales des systèmes d'injection directe Diesel et des régimes d'écoulement qu'on peut rencontrer dans les orifices d'injection. Ce chapitre s'appuie sur une étude bibliographique des régimes d'écoulement et des phénomènes de cavitation au sein des orifices d'injection de grande et de petite taille, en se focalisant sur les dispositifs expérimentaux utilisés. Il a pour objectif de situer le contexte de l'étude et de jeter les bases d'analyses des résultats expérimentaux. Nous tirerons ensuite les conclusions relatives aux problèmes encore non résolus.

Le dispositif expérimental est décrit dans un second chapitre. Le système d'injection instrumenté, le montage et les caractéristiques géométriques des injecteurs utilisés, les moyens de mesures instantanées durant l'injection et les techniques de visualisation sont présentés.

Le troisième chapitre est dédié à l'analyse des résultats expérimentaux concernant l'injection (levées d'aiguille, pressions, températures et débits) et à la présentation des principes de traitement et d'exploitation des images de l'écoulement cavitant. La reproductibilité des mesures, la validation des moyens d'essai et la représentativité de l'échantillonnage sont étudiées.

Un quatrième chapitre est ensuite destiné à l'analyse et l'interprétation de l'écoulement cavitant et son développement au cours du cycle d'injection, en fonction des phases transitoires et quasi-stationnaires définies par la position de l'aiguille. Cette analyse est fondée sur le couplage des résultats obtenus d'après les techniques de diagnostics optiques et des paramètres adimensionnels (nombres de Reynolds et de cavitation) obtenus d'après les mesures de pressions, de débits et de températures. Une caractérisation de la fraction de vapeur présente dans l'écoulement est aussi présentée en fonction des conditions opératoires d'injection.

Enfin une synthèse de ces différents résultats expérimentaux et des perspectives est exposée en conclusion à l'étude.

Chapitre 1

Revue bibliographique

Afin de mieux comprendre le développement des régimes d'écoulements dans les injecteurs Diesel et les différents paramètres qui les contrôlent, il est utile de rappeler certaines notions générales gouvernant ces régimes. Pour cela, ce premier chapitre est destiné à introduire les principes fondamentaux et à exposer les différentes terminologies employées au cours de notre étude.

1.1. Généralités sur l'injection directe haute pression

Le principe de chambre divisée (ou injection indirecte), sous diverses formes, s'est imposé sur le moteur Diesel jusqu'à ces dernières années. Cette configuration a permis de réaliser des moteurs capables d'atteindre des régimes élevés, de l'ordre de 5000 tr/mn, avec un niveau de bruit acceptable et un comportement bien adapté à la motorisation des voitures. Le dispositif d'injection requis est assez simple, et des pressions d'injection de l'ordre de 200 bar suffisent.

Par contre le moteur Diesel à injection indirecte présente deux inconvénients préjudiciables à son rendement énergétique : d'une part, la combustion est initiée dans une chambre annexe, augmentant ainsi les pertes thermiques, et d'autre part, les gaz chauds doivent passer de cette chambre au cylindre à travers un étroit canal générateur de pertes de charge.

C'est pourquoi les constructeurs automobiles se sont orientés vers le procédé d'injection directe qui évite ces pertes thermo-mécaniques. Si cette configuration s'est imposée depuis longtemps sur les moteurs industriels, son adaptation aux petits moteurs rapides automobiles s'est heurtée à d'importants problèmes liés au bruit et aux fumées.

La technologie d'injection et les principes physiques fondamentaux qui la gouvernent sont des paramètres importants dans le déroulement du cycle moteur. Ils conditionnent l'introduction de la charge de carburant dans une masse d'air en cours de compression.

Les phénomènes régissant le taux d'introduction, la pulvérisation et la vaporisation sont autant de paramètres à comprendre pour évaluer leur implication respective sur la qualité de la combustion. Cela permettra de mieux contrôler cette dernière, particulièrement en termes d'émissions. De plus, une compréhension accrue des phénomènes physiques liés à l'injection permet de mieux les modéliser et ainsi d'améliorer la prédictibilité des codes de calcul utilisés pour la conception des nouveaux groupes motopulseurs.

Ainsi, d'une manière générale, le principe d'atomisation peut être décomposé en cinq étapes principales schématisées sur la figure 1.1. Chacune d'elles présente des problèmes spécifiques et influence de manière non négligeable celles qui la suivent.

Seul responsable des propriétés du système liquide et influençant considérablement la forme du spray, l'injecteur est la pièce maîtresse de ce diagramme. Les caractéristiques de l'écoulement liquide qu'il génère conditionnent tout le processus d'atomisation et donc le spray qui en résulte. Elles sont imposées par l'écoulement qui se développe au sein même de l'injecteur, et dépendent de sa géométrie interne, de la pression d'injection et des propriétés physiques du liquide.

A partir de l'orifice du nez d'injecteur, l'écoulement liquide évolue librement dans un environnement gazeux dont les propriétés physiques et cinématiques jouent, elles aussi, un rôle sur la formation du spray.

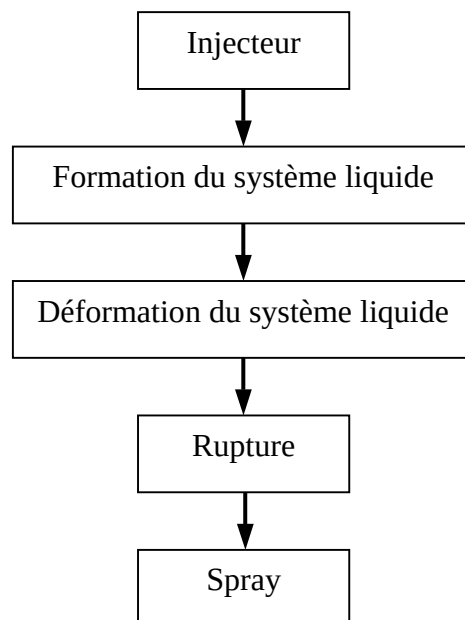


Figure 1.1 Etapes de la formation d'un spray (Dumouchel, 1996)

1.1.1. Aperçu rapide des systèmes d'injection Diesel

Le système d'injection assure l'alimentation en carburant du moteur Diesel. Il y a plusieurs types de systèmes d'injection, entre autres : Les pompes d'injection en ligne, les pompes d'injection distributrices, les pompes d'injection unitaires basse et haute pression, l'injecteur pompe (ces systèmes font aussi partie des pompes d'injection unitaires), le système d'injection à accumulateur (*Common Rail CR*) et plus récemment une nouvelle génération du système d'injection à accumulateur équipé d'un injecteur avec une commande piézoélectrique (*Piezoelectric Common Rail PCR*).

A part les systèmes d'injection à accumulateur, la pression d'injection de tous les autres systèmes dépend de la vitesse de rotation de la pompe et la programmation de l'instant d'injection nécessite l'intervention d'un système mécanique (synchronisation mécanique ou commande directe par l'arbre à came). Aussi, la pression à l'entrée de l'injecteur augmente progressivement durant l'injection en passant par un pic. La réalisation d'injections multiples n'est pas possible avec ces systèmes. A la fin des années 90, nous avons connu les injecteurs à double ressort qui sont utilisés avec les pompes distributrices. Ces injecteurs permettent une levée d'aiguille à deux étages. L'apparition de ces injecteurs fut une étape avant le passage aux systèmes d'injection Common Rail qui permettent la réalisation d'injections multiples indépendamment de la pression d'injection qui est maintenue constante dans un accumulateur de carburant. Egalement, les instants et les durées d'injection peuvent être maîtrisés avec une grande souplesse grâce à la commande électronique de l'injecteur.

1.1.2. L'injecteur Diesel de type Common Rail

Les injecteurs Diesel équipant les systèmes d'injection directe Common Rail sont des électro-injecteurs. Autrement dit, ils sont pilotés électriquement. Si l'injecteur est resté, dans son principe, identique à ceux d'un dispositif plus ancien, le porte injecteur (figure 1.2) est maintenant surmonté d'une électrovanne de commande dont le principe est le suivant (pour plus de détails se référer à l'annexe 1) :

Le porte injecteur reçoit à sa base l'injecteur. Ce dernier est constitué d'une aiguille et d'un nez percé de plusieurs trous ou buses.

L'ouverture des injecteurs est obtenue par un effet de pression différentielle. Lorsqu'une commande électrique d'ouverture de l'injecteur est reçue (un temps de commande), le bobinage **H** est alimenté par un fort courant d'appel (20 A). La force magnétique résultante provoque la levée rapide de l'aiguille pilote **G**.

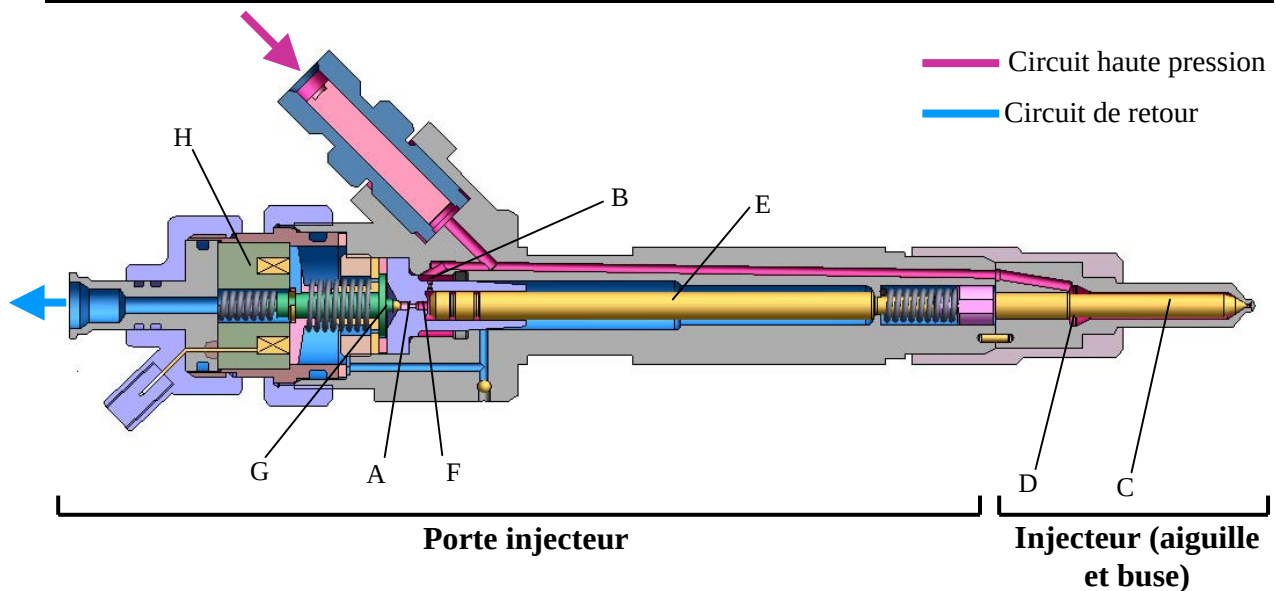
La bille est soulevée de son siège par la haute pression issue du rail d'accumulation, ouvrant alors la communication avec le circuit de retour au réservoir de carburant.

Par les deux calibrages **A** et **B**, la pression régnant dans le volume de commande **F** se détend en regard de celle entretenue par le rail dans la chambre de pression **D**.

La force agissant sur le piston de commande **E** diminue, l'équilibre est rompu. La force engendrée par la haute pression de la chambre **D** provoque le soulèvement de l'aiguille **C**.

Malgré la commande électrique de cet injecteur, l'ouverture de l'aiguille est obtenue par un effet de pression différentielle qui retarde le début de l'injection (quelques centaines de microsecondes) et par suite, limite le nombre d'injections multiples. En plus, la commande électrique ne permet pas de gérer la position de l'aiguille. D'où, une nouvelle génération du

système d'injection Common Rail, équipée d'un injecteur piézoélectrique, a été créée. La bobine a été remplacée par un activateur piézoélectrique et le volume de commande a été supprimé (Stegemann, 2002). Ainsi, parmi les avantages de ce système, nous citons : plus de précision sur les durées et les instants d'injections, une meilleure gestion du positionnement de l'aiguille et une augmentation du nombre d'injections (multi-injections).



A- Gicleur d'ouverture de l'injecteur	E- Piston de commande
B- Gicleur de réalimentation	F- Volume de commande (10 mm ³)
C- Aiguille d'injecteur	G- Aiguille pilote et sa bille
D- Chambre de pression	H- Solénoïde

Figure 1.2 Schéma de principe d'un injecteur de type Common Rail.

1.1.3. Présentation des différentes architectures de buses d'injection

Les techniques d'injection Diesel connaissent depuis quelques années une réelle révolution. L'apparition sur le segment des voitures particulières de l'injection directe haute pression a permis le développement de nouvelles techniques, motivées par l'avènement de normes d'émissions plus sévères et par les exigences de la clientèle. Dans le cadre des équipements liés à l'injection à rampe commune, le porte injecteur et le nez d'injecteur ont dû être adaptés pour pulvériser au mieux le gasoil et limiter les dispersions jet à jet et cycle à cycle. Ces fluctuations incontrôlées étant autant de sources de formation de polluants, et de surconsommation.

Double guidage

Les aiguilles des injecteurs sont désormais à double guidage. La levée est mieux maîtrisée, par l'intermédiaire d'un meilleur suivi de l'axe théorique du mouvement de

l'aiguille. Les efforts qu'elle subit au cours de l'injection sont mieux répartis. De plus, en étant guidée à deux endroits de sa course, ses vibrations sont limitées. Les jets sont alors plus reproductibles cycle à cycle, et ont chacun un débit plus constant au cours de la vie du système d'injection.

Facteur k : buses à profil conique

Les progrès en terme d'usinage de buses ont par ailleurs permis une réduction du diamètre de chaque orifice, et une meilleure qualité de fabrication. Les diamètres courants sont maintenant de 160 μm alors qu'en 1997 les buses de 200 μm n'étaient encore que des prototypes. La réduction de la section de passage et l'augmentation de la pression d'injection sont en effet deux des principaux facteurs intervenant en faveur d'une meilleure pulvérisation des sprays dans la chambre de combustion.

Afin de garantir une bonne perméabilité du nez d'injecteur, c'est-à-dire une bonne faculté à injecter une grande quantité de gasoil en un temps donné ; il a fallu limiter les phénomènes de cavitation, et de pertes de charge en général, à l'intérieur de la buse. De nouveaux injecteurs ont alors fait leur apparition, dotés de buses à profil conique, quantifié par le facteur « k » (fig. 1.3). Le canal a une section qui se rétrécit vers la chambre de combustion. De cette manière, les pertes de charge au niveau du corps du nez d'injecteur sont limitées, et la cavitation minimisée. Cependant cette géométrie semble très sensible à l'encrassement des orifices débitants.

L'usinage est effectué par décharges électriques (EDM pour Electro Discharge Machining), ce qui permet une bonne finition et une précision de l'ordre du micron. La buse ainsi usinée est ensuite hydro-érodée (HE) afin d'affiner son débit théorique et la tolérance admise en réduisant les angles vifs. Potz et *al.* (2000) annoncent $\pm 2\%$ d'erreur sur les valeurs de débit par rapport à la consigne.

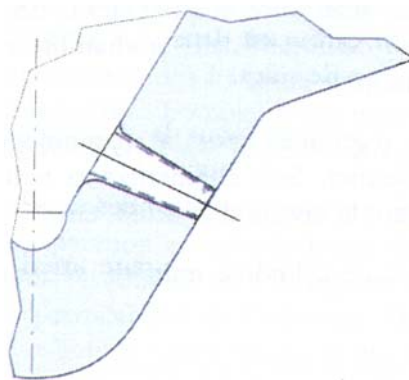


Figure 1.3 Concept de buse à facteur K . En pointillé : après EDM ;
En traits pleins : Après EH

Injecteur à sac / Injecteur VCO

Du point de vue de la sensibilité aux émissions normalisées, les constructeurs d'équipements d'injection haute pression Diesel ont beaucoup travaillé sur la définition du petit volume mort, appelé "sac" (fig. 1.4), présent à la base de l'aiguille quand elle repose sur son siège.

L'augmentation de la contenance de ce « sac » dégrade les émissions d'hydrocarbures imbrûlés. En effet, lors de la fin de l'injection, lorsque l'aiguille est retombée, ce volume se déverse dans le cylindre à faible pression d'injection. Cette fraction de carburant brûle très lentement et de manière incomplète. Par contre, si son volume est trop réduit, l'aiguille vient obstruer l'orifice débitant. On emploie alors le terme de VCO pour Valve Covered Orifice (fig. 1.4).

Dans ce cas, pour des charges faibles et moyennes, l'aiguille n'est que partiellement levée. Les sprays deviennent très dissymétriques, induisant une forte augmentation de l'émission de particules à l'échappement. En effet la répartition du carburant dans la chambre étant changée, des zones très riches apparaissent, induisant la formation de suies.

Différents compromis sont alors proposés, regroupés sous la terminologie de mini et micro-sac suivant l'importance en volume de ce dernier. Son augmentation tend à limiter l'émission de suies à charges partielles, mais augmente le niveau d'imbrûlés émis.

Actuellement sur le marché, tous les moteurs de cylindrée unitaire inférieure ou égale à 500 cm³ sont munis d'injecteurs de type VCO.

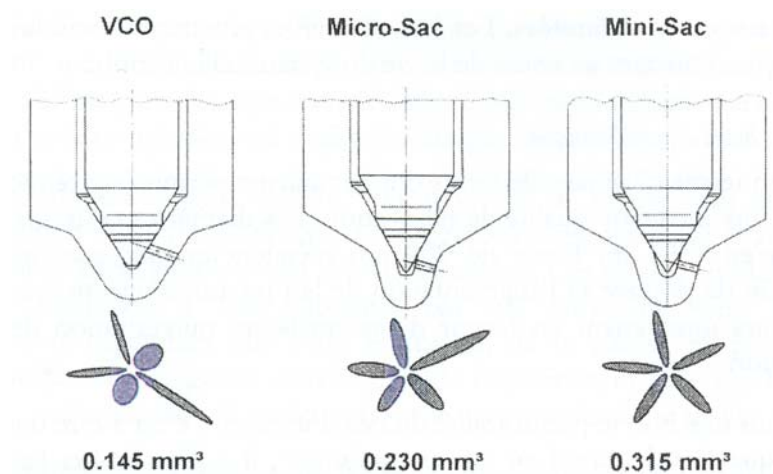


Figure 1.4 Comparaison des architectures en VCO, Micro-sac ou Mini-Sac. Un ordre de grandeur du volume du sac (orifices débitants compris, soit ~0,088mm³) et de la symétrie moyenne des sprays sont respectivement indiqués (d'après Potz et al., 2000)

Siège ZHI

L'avènement de l'électronique de puissance dans le pilotage des injecteurs a permis le développement de stratégies nouvelles d'injection. Il est désormais courant d'avoir trois phases successives d'introduction de la charge dans la chambre de combustion voire plus, qualifiées respectivement d'injection pilote, d'injection principale et de post-injection. Les quantités injectées pour une unique commande d'injecteur ont ainsi tendance à diminuer. Ceci nécessite par conséquent une maîtrise accrue des débits injectés pour les faibles levées.

Par ailleurs, de nouvelles formes de sièges ont alors fait leur apparition (fig. 1.5) tolérant mieux les déformations du corps de l'injecteur face aux forts gradients de pressions subis lors d'une injection. De cette manière, les faibles levées sont mieux pilotées, le siège étant toujours d'une forme optimale (Potz et *al.* 2000).

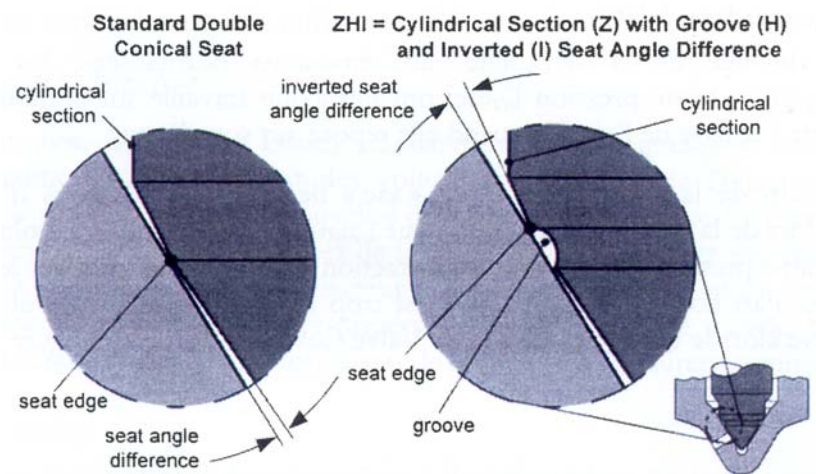


Figure 1.5 comparaison entre un siège standard à double conicité (à gauche) et un profil ZHI (à droite). (d'après Potz et *al.* 2000)

1.1.4. Synthèse

En conclusion de ce volet sur l'injection Diesel, la combinaison d'architectures novatrices et l'avènement de normes d'émissions sans cesse plus sévères, tend à une réduction des diamètres des buses et à l'augmentation de la pression d'injection. L'amélioration de la qualité des sprays, issus des orifices d'injection, limite les émissions polluantes, et l'accroissement induit du débit permet de répondre au désir toujours croissant d'amélioration des performances des moteurs. Cependant, la structure de l'écoulement interne dans les injecteurs et les phénomènes de cavitation rencontrés restent encore méconnus de la plupart des acteurs de l'injection directe Diesel. On leur reconnaît certains bienfaits et de multiples inconvénients.

1.2. Le phénomène physique de cavitation

La cavitation est la formation de poches et de bulles de vapeur au sein d'un milieu liquide initialement homogène. Elle prend des formes très différentes selon la configuration d'écoulement où elle se produit, la forme et le mouvement des parois qui le limitent, les propriétés physiques du liquide lui-même, les contraintes qui lui sont appliquées, etc. Elle a été définie par Franc et *al.* (1995) comme étant « la rupture du milieu continu de liquide sous l'effet de contraintes excessives ». La notion de contrainte, dans le domaine de la cavitation, s'identifie à la pression absolue.

La cavitation peut avoir lieu dans un liquide au repos comme dans un liquide en mouvement. Dans cette étude, nous serons concernés spécialement par la cavitation produite dans les écoulements au sein d'organes hydrauliques et plus particulièrement dans les orifices des injecteurs Diesel.

1.2.1. La pression de vapeur saturante

La cavitation apparaît dans la région d'un liquide où la valeur minimale de la pression absolue atteint celle de la vapeur saturante, fonction de la température du milieu considéré.

Si l'on considère le diagramme thermodynamique des états solide, liquide et gazeux d'un corps (fig. 1.6), la courbe T_rC , partant du point triple et aboutissant au point critique C , figure l'ensemble des transformations liquide-vapeur qu'il est possible d'effectuer d'une manière réversible à partir d'un point initial F qui représente l'état liquide à l'entrée de l'organe considéré. Deux chemins simples principaux permettent d'effectuer le changement de phase : ou bien on élève la température à pression constante de la valeur T_f jusqu'à la température d'ébullition par un apport de chaleur extérieur, ou bien, à température constante, on abaisse la pression jusqu'à atteindre la courbe de vaporisation pour la valeur $P_v(T_f)$ de la pression. C'est ce chemin que l'on s'attend à suivre dans le phénomène de cavitation où la réduction de la pression est imposée localement par la dynamique de l'écoulement et le caractère isotherme de la transformation résulte de la très petite quantité de chaleur nécessaire à la formation d'un volume significatif de vapeur. Ainsi décrit, le phénomène de cavitation s'apparente à l'ébullition, étant entendu que les termes moteurs de la transformation de la phase diffèrent dans les deux cas.

Il se trouve d'ailleurs, d'après Franc et *al.* (1995), que la cavitation ne se fait pas toujours selon un chemin isotherme : les échanges thermiques nécessaires à la vaporisation du liquide nécessitent une température de changement de phase T_f' un peu inférieure à la température T_f du système (fig. 1.6). Les auteurs ont appelé ce phénomène "retard thermique à la cavitation".

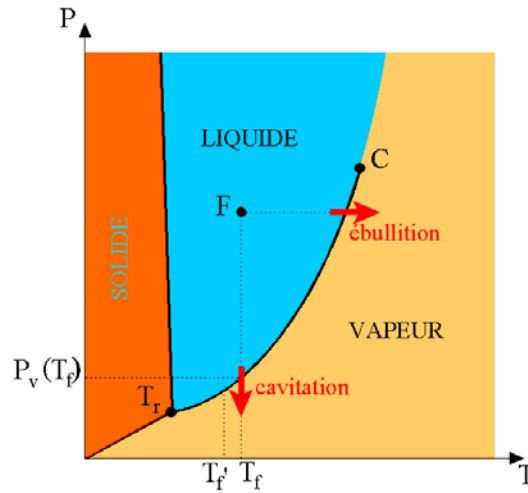


Figure 1.6 Diagramme des états d'un corps et courbes de changement de phase (d'après Franc et *al.* 1995)

D'après Brennen (1995) et Franc et *al.* (1995), il peut exister des cas où le liquide évolue de manière proche de l'équilibre, sans se vaporiser, à une pression inférieure à sa pression de vapeur saturante (fig. 1.7). Une telle évolution dans un état d'équilibre métastable correspond au chemin AM, branche descendante de la relation de Van der Waals E(1.1) qui modélise assez bien le comportement liquide et gazeux du fluide réel, et notamment les isothermes d'Andrews dans le plan du volume spécifique v et de la pression absolue p .

$$\left(p + \frac{a}{v}\right)(v - b) = RT \quad \text{E(1.1)}$$

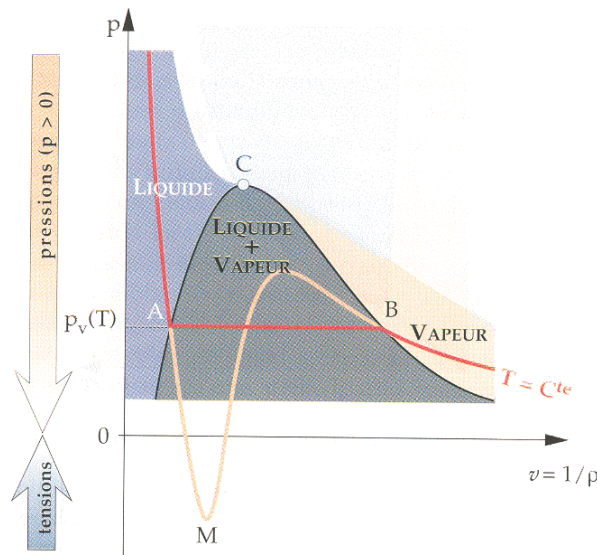


Figure 1.7 Isothermes d'Andrews (d'après Franc et *al.* 1995)

Ainsi, la condition : pression absolue égale à la pression de vapeur saturante correspondant à la température de fonctionnement du système, qui est habituellement adoptée

comme critère de passage au régime cavitant, ne suffit pas toujours en fait à assurer la transformation du liquide en vapeur.

1.2.2. Formes diverses des cavités de vapeur

Dans les liquides couramment rencontrés dans les situations industrielles, on est conduit à postuler l'existence d'amorces de rupture constituées par des inclusions de gaz et de vapeur présentes au sein du fluide (Brennen 1995, Franc et *al.* 1995), c'est-à-dire à substituer à l'image d'un milieu liquide homogène celle d'un milieu hétérogène. Franc et *al.* (1995) ont donné à ces microbulles le nom de germes de cavitation.

Ainsi, lorsque la cavitation se produit au sein d'un écoulement, elle prend les principales formes suivantes (Hammit 1980, Brennen 1995, Franc et *al.* 1995) :

- a- Bulles isolées, emportées avec l'écoulement, qui sont issues des germes microscopiques contenus dans le liquide. Ces bulles explosent dans les régions de basse pression et implosent ensuite lorsqu'elles rencontrent un gradient de pression adverse.
- b- Poches de cavitation accrochées aux parois. Dans ce cas, on distingue le régime de cavitation partielle dans lequel la cavitation prend naissance au niveau d'un changement de géométrie (exemple : l'entrée des orifices d'injection, zone de décollement) et le régime de supercavitation dans lequel la poche se referme au sein de l'écoulement à l'aval du corps qui a donné lieu à sa naissance.
- c- Filaments tourbillonnaires cavitants qui résultent des basses pressions engendrées dans les zones où la vorticité est fortement concentrée : zones de cisaillement entre deux écoulements de vitesses d'ensemble différentes (exemple : sillages de poches de cavitation).

1.3. Les écoulements dans les orifices d'injection

Dans les orifices d'injection type Diesel, l'écoulement se sépare de la paroi à l'entrée de l'orifice et se rattache à une certaine distance en aval de l'entrée. Comme le montre la figure 1.8-a, cette séparation mène certainement à une contraction de veine au centre de l'orifice et une zone de recirculation   proximité de la paroi. Sur l'axe de l'orifice, la pression absolue décroît rapidement jusqu'à l'atteinte de la section minimale au niveau de la veine de contraction. Au delà de cette zone, la pression remonte légèrement et ensuite reprend à diminuer à cause des frottements exercés par les parois et des pertes dues à la turbulence (He 1997). La pression statique dans la zone de recirculation diminue avec l'augmentation de la vitesse. Lorsque cette dernière atteint des valeurs très élevées, la pression statique dans la zone de recirculation chute jusqu'à la pression de vapeur et la cavitation se déclenche à l'entrée de l'orifice (fig. 1.8-b).

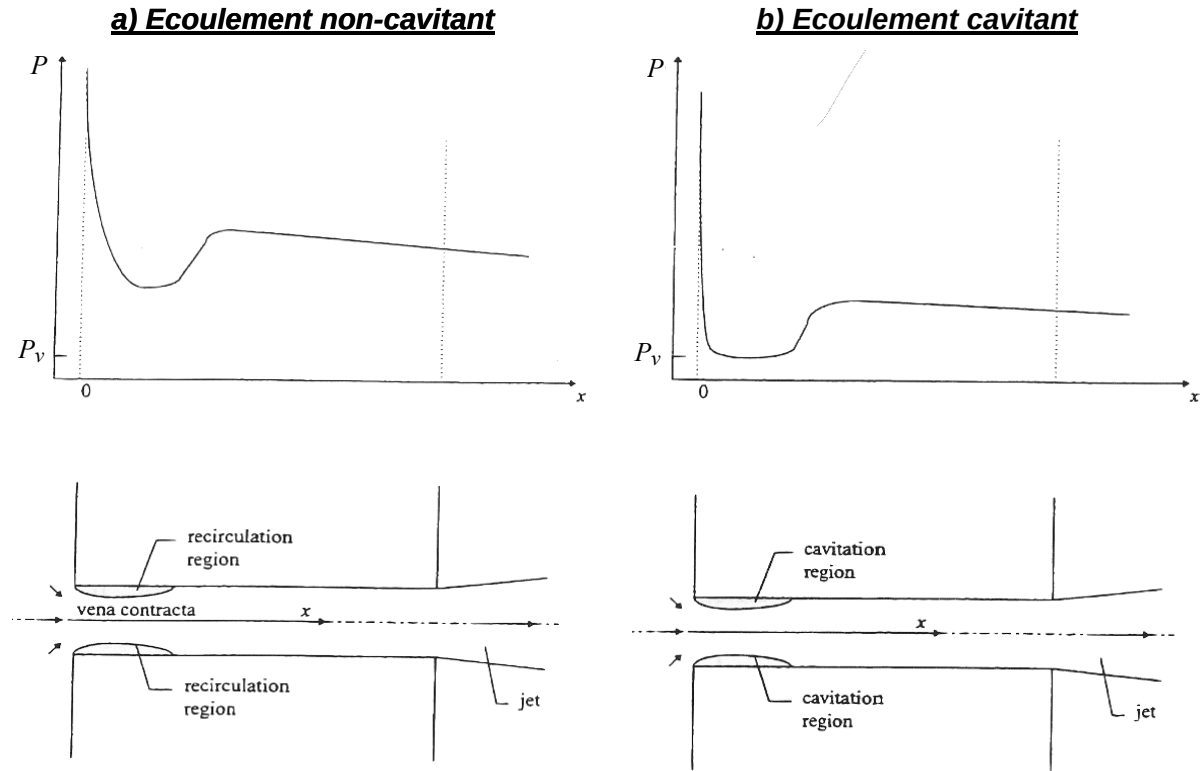


Figure 1.8 Ecoulement dans les orifices et la pression absolue correspondante
a) Ecoulement non-cavitant ; b) Ecoulement cavitant (D'après He 1997)

1.3.1. Les paramètres caractéristiques de la cavitation

Les recherches antérieures réalisées sur la cavitation montrent que la naissance et le développement de la cavitation dépendent d'un paramètre adimensionnel nommé paramètre ou nombre de cavitation.

Le paramètre de cavitation

Les paramètres utilisés dans la littérature pour la description du début et du développement de la cavitation sont en conflit. Certaines études sur la cavitation (Knapp et al. 1970) utilisent le paramètre ou nombre de cavitation σ défini comme suit :

$$\sigma = \frac{P_{\infty} - P_v}{\frac{1}{2} \rho V^2} \quad \text{E(1.2)}$$

Où P_{∞} est la valeur caractéristique imperturbable de la pression, P_v est la pression de vapeur, ρ est la masse volumique du fluide et V sa vitesse moyenne.

Pour le cas particulier d'un orifice à écoulement cavitant, ce paramètre est donné par :

$$\sigma = \frac{P_2 - P_v}{\frac{1}{2} \rho V^2} \quad \text{E(1.3)}$$

Ce paramètre lie le changement de pression potentielle de l'écoulement (équation de Bernoulli) à celui qui peut causer la cavitation dans le fluide. En utilisant ce paramètre, la condition de "*Hydraulic Flip*" (pour laquelle le liquide se détache de la paroi à l'entrée de l'orifice et ne rattache plus à cette paroi tout le long de l'orifice) correspond à $\sigma = 0$ pour un orifice de longueur arbitraire. En réalité, le "*Hydraulic Flip*" se produit à une valeur de σ supérieur à zéro puisque l'orifice a une longueur finie.

Bergwerk (1959) préfère utiliser le nombre de cavitation suivant :

$$K = \frac{P - P_2}{P_2 - P_v} \quad \text{E(1.4)}$$

Où P_1 est la pression en amont de l'orifice d'injection. Ce même paramètre a été utilisé par Spikes et Pennington (1959) et plus récemment par Chaves et *al.* (1995), Soteriou et *al.* (1995, 2000) et Arcoumanis et *al.* (1998-2001) pour caractériser la cavitation dans les injecteurs Diesel.

Pearce et Lichtarowicz (1971) ont défini leur nombre de cavitation K_1 comme étant le rapport de la pression statique qui s'oppose à la cavitation par la pression dynamique qui a tendance à la produire. Ce nombre est l'inverse de celui défini par Bergwerk (1959) :

$$K_1 = \frac{P_2 - P_v}{P - P_2} \quad \text{E(1.5)}$$

Hall (1963) a défini le paramètre K_2 comme suit :

$$K_2 = \frac{P - P_2}{P - P_v} \quad \text{E(1.6)}$$

Nurick (1976) a fait une étude expérimentale sur les écoulements cavitants dans les orifices circulaires et rectangulaires. Il a établi un modèle théorique pour prédire le début de la cavitation dans ces orifices. Dans son modèle, il a proposé un nombre de cavitation K_3 défini comme suit :

$$K_3 = \left(\frac{P - P_v}{P - P_2} \right) \left(\frac{1}{C_d} \right)^2 \quad \text{E(1.7)}$$

Nurick a trouvé que son paramètre K_3 est une fonction simple du coefficient de contraction des veines C_c :

$$K_3 = \left(\frac{1}{C_c} \right)^2 \quad \text{E(1.8)}$$

Evidemment, ces différents paramètres peuvent être exprimés les uns en fonction des autres par des simples relations :

$$K_3 = \left(\frac{1}{K_2}\right) \left(\frac{1}{C_d}\right)^2 = (1 + K_1) \left(\frac{1}{C_d}\right)^2 = \left(1 + \frac{1}{K}\right) \left(\frac{1}{C_d}\right)^2 \quad E(1.9)$$

Certains des auteurs cités ci-dessus, ainsi que d'autres, ont établi ou défini une valeur critique du paramètre de cavitation qui correspond à la naissance de la cavitation dans l'écoulement.

Le paramètre critique de cavitation

D'après Franc et *al.* (1995), le paramètre critique de cavitation dépend des paramètres géométriques et physiques suivants :

- Nombre de Reynolds (Effet de la viscosité)
- Nombre de Froude (Effet de la gravité)
- Nombre de Weber (Effet de la tension superficielle)
- Taux de turbulence
- Rugosité relative
- Paramètres thermiques
- Qualité du liquide par rapport aux germes de cavitation (Existence de microbulles de gaz)

Nurick (1976) a discuté aussi comment la géométrie du bord d'entrée de l'orifice affecte la cavitation. Il a constaté qu'une entrée à bord arrondi diminue la valeur critique de cavitation K_{2-crit} et que la veine de contraction ne se forme pas lorsque le rayon de l'arrondi est supérieur à $0,14d$. L'auteur a établi une expression du nombre critique de cavitation :

$$K_{2-crit} = - 11,4 r/d + 2,6 \quad E(1.10)$$

Où r est le rayon de courbure de l'arrondi et d est le diamètre de l'orifice. Ainsi, la condition de déclenchement de la cavitation selon Nurick est $K_2 < K_{2-crit}$.

En 1991, Ruiz a formulé les valeurs critiques de certains des paramètres de cavitation définis ci-dessus, en fonction du coefficient de contraction des veines C_c et du rapport l/d de l'orifice. Ainsi, les expressions des valeurs critiques obtenues par Ruiz (1991) et la condition de déclenchement de cavitation sont les suivantes :

$$\sigma < \sigma_{crit} = 2(1/C_c - 1) - 0,04 l/d \quad E(1.11)$$

$$K_2 > K_{2-crit} = C_c^2 + (1 - C_c)^2 + 0,04 C_c^2 l/d \quad E(1.12)$$

$$K > K_{crit} = K_{2-crit} / (1 - K_{2-crit}) \quad E(1.1.3)$$

En négligeant les pertes de charge par frottement contre la paroi, le terme en l/d peut être supprimé et par suite pour un orifice à bord d'entrée aigu ($C_c = \pi/(\pi+2) = 0,611$, Ruiz 1991) les valeurs critiques sont les suivantes :

$$\sigma_{crit} = 1,273$$

$$K_{crit} = 1,103$$

$$K_{2-crit} = 0,525$$

Dans les études les plus récentes sur la cavitation dans les orifices d'injection (Arcoumanis *et al.* 2001 et Soteriou *et al.* 1999), la valeur critique K_{crit} du paramètre de cavitation a été détectée expérimentalement. Ainsi, Arcoumanis *et al.* (2001) ont trouvé que cette valeur critique varie entre 0,6 et 0,7 pour les orifices de grandes échelles alors qu'elle varie entre 3 et 5 pour les orifices d'injection de taille réelle. Soteriou *et al.* (1999) ont réalisé leurs mesures sur des injecteurs de grandes échelles. Ils ont trouvé que cette valeur critique est de 0,68. Cependant, les auteurs n'ont pas présenté en détail les dimensions géométriques de leurs injecteurs et surtout les bords d'entrée.

1.3.2. Les régimes d'écoulement

Des études récentes ont approché le phénomène de cavitation en le créant expérimentalement soit par l'introduction d'une pointe ou d'une cavité à la paroi dans le tube d'injection (Tamaki *et al.* 1998), soit par la fabrication d'un injecteur à bord d'entrée dissymétrique (Tamaki *et al.* 1999).

D'après Bode *et al.* (1992), le développement du spray est déterminé par l'écoulement à l'intérieur de l'injecteur. Des visualisations en cinématographie rapide de l'écoulement à l'intérieur d'un injecteur transparent, de diamètre 0,2 mm, et de longueur 1 mm, collé à un injecteur de série avec une injection commandée par une valve magnétique, ont été réalisées par Bode *et al.* (1991, 1992). A une certaine pression d'injection, l'écoulement se détache de la paroi, en formant un second écoulement de recirculation, tandis que l'écoulement principal se contracte. Il peut se recoller ensuite. Avec l'augmentation de la pression d'injection, et donc de la vitesse, la pression locale peut descendre en dessous de la pression de vapeur saturante, et la cavitation peut alors apparaître, sous forme de films. Pour la haute pression, ces films peuvent se détacher et atteindre la sortie de l'injecteur. D'une manière générale, la cavitation augmente avec la pression d'injection, tandis qu'une augmentation de la pression de la chambre accélère l'absorption (collapse) des cavités. Des cavités allongées, qui débutent au bord d'entrée du trou de l'injecteur, apparaissent pour des pressions d'injection et des contre-pressions particulières. Avec l'augmentation de la pression d'injection, les cavités sortent du trou, et déforment l'interface liquide gaz. Ces résultats ont été comparés avec les simulations monodimensionnelles qui décrivent les effets de détachement de l'écoulement à l'intérieur du trou, et de la cavitation sur la vitesse de sortie du gazole (Bode *et al.* 1992).

1.3.2.1. Ecoulements laminaires – Ecoulements turbulents

On considère généralement que l'écoulement dans les orifices d'injection est similaire à celui dans une conduite, et par conséquent la nature de l'écoulement est liée au nombre de Reynolds. Les mesures du coefficient de décharge réalisées par Bird (1930) et Gellales (1931) montrent des grandes différences entre les résultats obtenus à faible nombre de Reynolds et ceux obtenus à haut nombre de Reynolds. Schweitzer (1937) a constaté que le spray est plus rapidement dispersé quand le nombre de Reynolds dépasse une certaine valeur et il a attribué ceci à la transition d'un écoulement laminaire à un écoulement turbulent, qui résulte en une perturbation plus rapide du jet.

La valeur critique du nombre de Reynolds à laquelle l'écoulement laminaire se transforme en écoulement turbulent se trouve souvent entre 2000 et 3000. Lorsque le nombre de Reynolds est inférieur à la valeur critique, l'écoulement tend à être laminaire et pour les valeurs supérieures, il tend à être turbulent. Le nombre de Reynolds ne peut pas être défini précisément pour une seule raison, c'est qu'il dépend de la géométrie de l'injecteur et des propriétés du liquide (Schweitzer 1937, Giffen et Muraszew 1953).

Pour les liquides à faible viscosité, comme le gazole, l'écoulement dans l'injecteur est normalement turbulent. Cependant, pour les injections intermittentes, telle que l'injection Diesel, il existe une période en début de chaque injection où la vitesse de l'écoulement part de zéro et une seconde période à la fin où cette vitesse diminue vers zéro, durant lesquelles l'écoulement est laminaire ou semi-turbulent (Lefebvre, 1989).

Ecoulement laminaire

Généralement, l'écoulement laminaire est favorisé par :

- 1- Une entrée arrondie de l'orifice
- 2- Une paroi lisse
- 3- L'absence de courbures
- 4- Une viscosité élevée du liquide
- 5- Une faible vitesse d'écoulement

Une analyse théorique, basée sur les équations de Navier-Stokes, a été réalisée par Sparrow et *al.* (1977) sur le développement d'un écoulement laminaire dans un conduit rectangulaire avec un fluide prélevé à un réservoir de volume illimité. L'entrée du conduit est à angle vif. Ils ont fait varier le nombre de Reynolds, basé sur le double de la hauteur du conduit, dans l'intervalle de 1 à 1000, couvrant les régimes d'écoulement visqueux d'écoulement dépendant à la fois de la viscosité du fluide et des effets d'inertie. Ils ont trouvé que la rotation brusque du fluide autour de l'angle d'entrée, produit sa pénétration vers le centre du conduit suivie d'un changement de sa trajectoire vers la paroi. Les profils de vitesse

d'entrée deviennent de plus en plus aplatis avec l'augmentation du nombre de Reynolds qui entraîne aussi une augmentation de la longueur de la région d'entrée du fluide.

Notons que les écoulements laminaires n'apparaissent que quelques microsecondes en début et à la fin de l'injection Diesel (Lefebvre, 1989). Pour cela, leur étude et leurs effets sur l'atomisation des sprays ont souvent été négligés dans les recherches appliquées à l'injection Diesel.

Ecoulement turbulent

L'écoulement turbulent est favorisé par :

- 1- Des grands diamètres de passage
- 2- Des variations de la vitesse d'écoulement et de sa direction
- 3- Un changement brusque de la section de passage
- 4- La rugosité de la surface
- 5- Des imperfections géométriques de l'orifice
- 6- Des vibrations mécaniques
- 7- Une faible viscosité du liquide
- 8- Un écoulement à vitesse élevée

La turbulence contribue à une bonne atomisation mais souvent au prix d'une augmentation de la perte de charge dans l'écoulement (Lefebvre, 1989). Avant la naissance de la cavitation, les écoulements dans les orifices d'injection Diesel sont turbulents (Tamaki et *al.* 1998, Arcoumanis et *al.* 1998, Knox-Kelecy et *al.* 1993).

En 1995, He et Ruiz ont réalisé une étude expérimentale sur la turbulence dans les écoulements cavitants. Ils ont utilisé un orifice d'injection transparent de grande échelle (environ 200 fois le diamètre d'un orifice d'injection Diesel de taille réelle). Mais, ils ont adopté des nombres de Reynolds et de cavitation équivalents à ceux d'un orifice de taille réelle. Ils ont mesuré l'intensité de turbulence dans des écoulements non-cavitants et des écoulements cavitants en utilisant un système de mesure ADL. Ils ont constaté que l'intensité de la turbulence, en aval de la zone de recirculation à l'entrée de l'orifice (fig. 1.9, 1.10), augmente de 10 à 20 % après le déclenchement de la cavitation. Ces auteurs confirment le fait que la turbulence joue un rôle très important dans l'atomisation du spray.

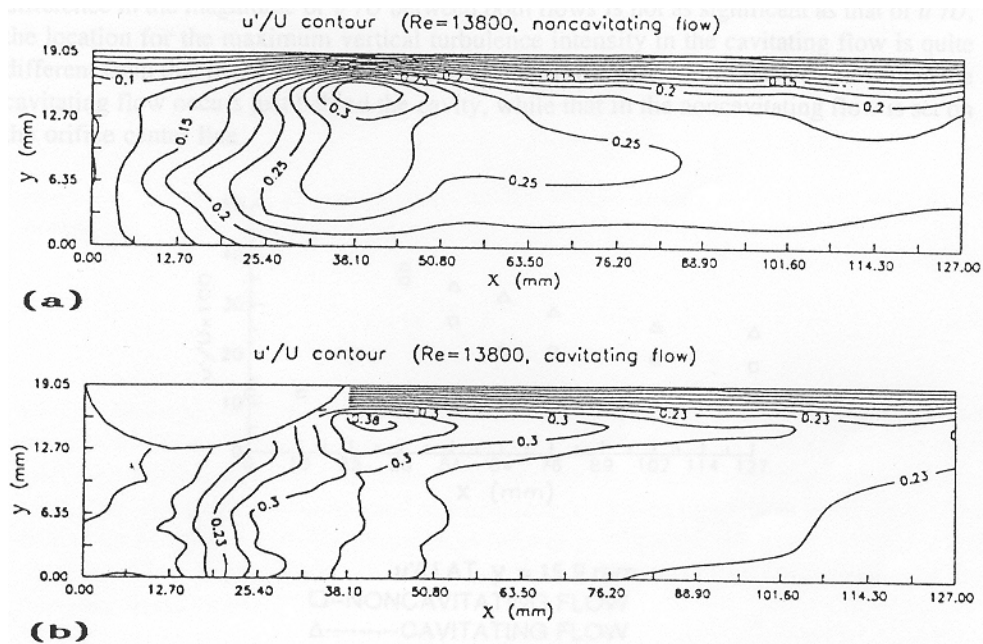


Figure 1.9 Contours de l'intensité de turbulence horizontale. (He et Ruiz 1995)

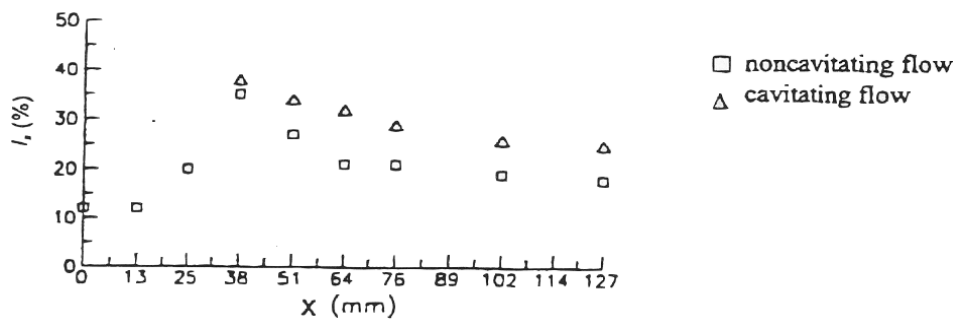


Figure 1.10 Profil de l'intensité de turbulence I_x à $y = 15,9$ mm. (He et Ruiz 1995)

He (1997) a mesuré l'intensité de turbulence en aval d'une poche de cavitation soumise à des pulsations sous différentes fréquences. Il a trouvé que le fait de soumettre la poche de cavitation à des pulsations, augmente l'intensité de turbulence. Mais, en comparant les résultats obtenus à deux fréquences de pulsations différentes (5 Hz et 20 Hz), il a trouvé que l'intensité de turbulence est plus élevée lorsque les pulsations sont à faible fréquence.

Badock *et al.* (1997) ont étudié la cavitation dans des injecteurs mono-trou transparents. Ils ont décrit comment l'instabilité des films de cavitation amplifie les effets de la turbulence de l'écoulement sur les instabilités de la surface du spray.

Il ne faut pas oublier l'effet de la levée d'aiguille qui a été abordé dans plusieurs études sur les sprays Diesel. Kim *et al.* (1997) ont montré que l'angle du spray diminue avec l'augmentation de la levée d'aiguille. En fait, lorsque la levée d'aiguille augmente, la turbulence de l'écoulement dans le sac diminue. Une étude équivalente et plus récente sur des injecteurs Common Rail piézoélectriques a été réalisée par Stegemann *et al.* (2002), confirme

la diminution de l'angle du spray avec l'augmentation de la levée d'aiguille, qu'il a interprétée par l'augmentation de la turbulence dans le sac de l'injecteur due à la cavitation sur le siège de l'aiguille à faible levée.

Franc et *al.* (1995) ont parlé du caractère des arrières de poches de cavitation. La zone de fermeture d'une poche de cavitation est la zone où l'écoulement de liquide recolle à la paroi. L'écoulement qui longeait initialement la cavité a schématiquement, comme l'illustre la figure 1.11, la structure d'un jet venant frapper la paroi. Ce jet se sépare en deux parties, l'une donne naissance à un jet rentrant dans la cavité alors que l'autre assure le recollement de l'écoulement à la paroi. Selon ces auteurs, une telle configuration ne peut pas exister de façon permanente. Ils supposent qu'il y a alternance de phases d'existence du jet rentrant tendant à alimenter la cavité en liquide et de phases de soutirage tendant à la vidanger et à entraîner en même temps une partie de la vapeur. Cette alternance peut, sous certaines conditions, donner naissance à un cycle périodique de pulsations de poche. Aussi, les auteurs considèrent que les arrières de poches sont un siège de fluctuations plus ou moins importantes.

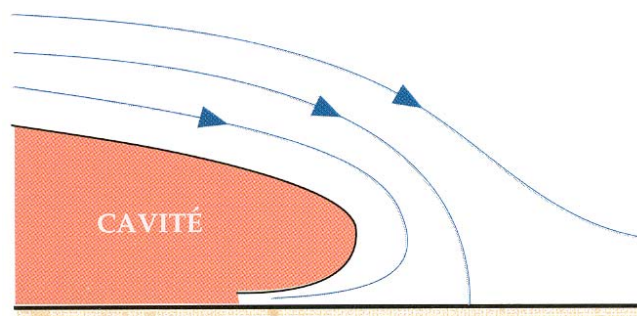


Figure 1.11 Structure schématique de la zone de fermeture d'une poche de cavitation. (Franc et *al.* 1995)

La turbulence dans les orifices d'injection est un phénomène encore mal quantifié et ne fera pas partie de la présente étude expérimentale.

1.3.2.2. Ecoulements cavitants

La cavitation dans les orifices se déclenche dans la zone de recirculation à l'entrée de l'orifice (fig. 1.12-a). Avec l'augmentation de la pression en amont de l'orifice, la cavitation se développe jusqu'à l'atteinte de la sortie de cet orifice (fig. 1.12-b). Les chercheurs ont souvent donné, à ce type de cavitation, le nom de supercavitation. Dans ce cas, l'effondrement de la cavitation se produit en aval de l'injecteur. Une légère augmentation de la pression amont entraîne un détachement complet de l'écoulement de la paroi et par suite la recirculation des gaz ambiants vers l'orifice (fig. 1.12-c). Ce phénomène a été nommé "hydraulic flip". Dans certains cas, à cause de la dissymétrie de l'orifice d'injection et des imperfections d'usinage, le décollement se produit d'un seul côté dans l'orifice alors que de l'autre côté la cavitation peut se déclencher sans atteindre la sortie de l'orifice (fig. 1.12-d).

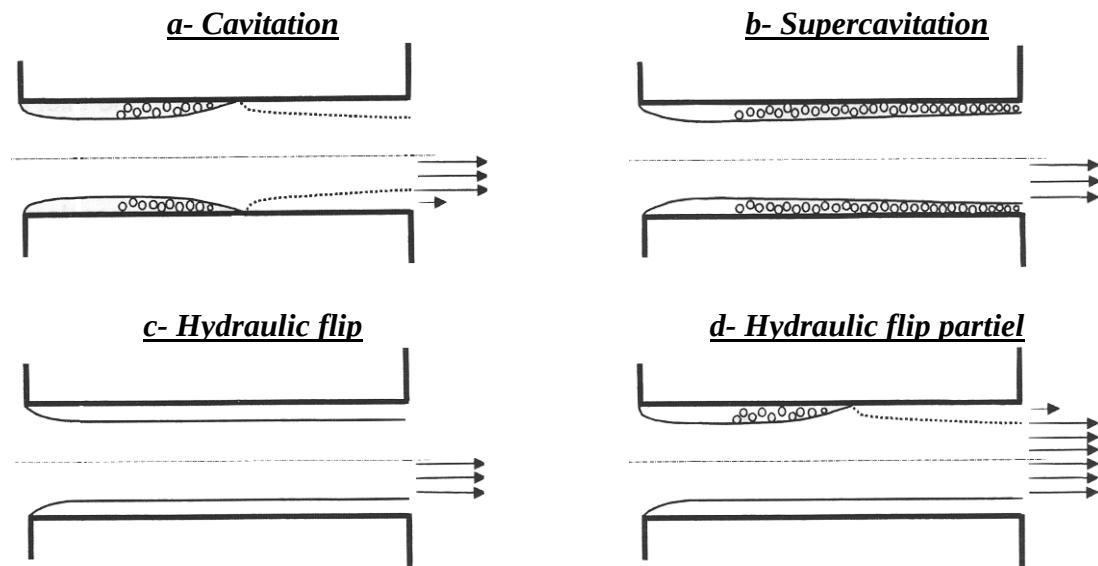


Figure 1.12 Schématisation du comportement de la cavitation dans les orifices d'injection

Le "*hydraulic flip*" ne peut pas se produire lorsqu'on injecte le liquide dans une enceinte remplie du même liquide (Soteriou et *al.* 1995). Ces auteurs, ainsi que Goney et *al.* (2000), supposent que dans les injecteurs Diesel de taille réelle, il ne peut se produire qu'un *hydraulic flip* partiel à cause de la dissymétrie des injecteurs et des imperfections d'usinage.

L'existence de la cavitation dans l'orifice réduit la section effective de l'écoulement liquide et par suite les vitesses du liquide issu de l'orifice augmentent (Arcoumanis et *al.* 1998, Chaves et *al.* 1995-1998)

La plupart des études expérimentales sur la cavitation dans les orifices ont été réalisées dans des modèles d'injecteurs de grande échelle à cause des difficultés de la visualisation des écoulements dans des orifices de petite taille (taille réelle) et de la montée en pression et en vitesse dans les matériaux transparents. Cependant, les auteurs ont souvent adopté des nombres de Reynolds semblables à ceux de l'écoulement dans des injecteurs de taille réelle.

Malgré les difficultés dans l'extrapolation des résultats des injecteurs à grande échelle à ceux de taille réelle, il est attendu que de petites bulles ou une écume opaque se forment pour les nombres de cavitation et Reynolds rencontrés dans les injecteurs Diesel, et dans certains cas, un écoulement à bouchon de bulles peut apparaître (Soteriou et *al.*, 1998).

Soteriou et *al.* (1995) ont trouvé des ressemblances dans la structure des sprays générés par les injecteurs à grande échelle et de taille réelle opérant sous des nombres Reynolds et cavitation similaires.

Chaves et *al.* (1995) supposent que la longueur des poches de cavitation dans les injecteurs de taille réelle, ainsi que l'effondrement de la cavitation dans ces injecteurs, ne peuvent pas être estimés par des mesures sur des injecteurs de grande taille.

D'après Arcoumanis et *al.* (2001), dans les injecteurs Diesel de taille réelle, un nombre de cavitation plus élevé est nécessaire pour que la cavitation apparaisse, comparativement aux injecteurs à grande échelle. Ces auteurs ont constaté que le nombre de cavitation pour lequel apparaît la cavitation est de l'ordre de 0,6 à 0,7 pour les injecteurs à grande échelle, alors qu'il est de l'ordre de 3 à 5 dans les injecteurs réels.

En 2000, Arcoumanis et *al.* ont montré que même si l'évolution du coefficient de perte de charge en fonction du nombre de cavitation est identique à celle observée dans le cas réel, la nature de la cavitation est probablement différente. Elle est sous forme des bulles avec des noyaux homogènes dans les injecteurs à grande échelle, alors qu'elle est sous forme de films de cavitation dans les injecteurs réels.

Les mesures réalisées par Badock et *al.* (1997-1999) n'ont pas été très nombreuses car les auteurs étaient bloqués par la durée de vie de l'injecteur transparent réalisé en plexiglas. Aussi, leurs mesures n'ont pas été couplées à la caractérisation de l'écoulement par un nombre de cavitation adimensionnel et une estimation du nombre de Reynolds. Tout de même, ils ont pu observer le développement de la cavitation durant la phase transitoire d'injection et voir son influence sur le spray. D'après leurs mesures par tomographie Laser, ils ont constaté que la cavitation se développe au voisinage de la paroi de l'orifice avec quelques bulles qui sont entraînées par l'écoulement. Cependant, ils n'ont pas vu de différences entre les différentes pressions rail qu'ils ont utilisées. Ils ont trouvé que les fluctuations du phénomène observé d'une injection à une autre, au même instant durant le cycle d'injection, sont similaires au changement de conditions d'injection et quelles que soient les conditions de pressions, les films de cavitation ont quasiment les mêmes dimensions. Un grand noyau liquide intact dans l'écoulement est visible dans toutes les conditions de pression. Dans certains cas, ils ont observé des bulles de cavitation ou des ruptures des films de cavitation qui sont entraînés par l'écoulement liquide. Les auteurs ont aussi testé les effets d'un broyage hydraulique par un fluide abrasif (*hydro grinding*) sur cette cavitation (Badock et *al.*, 1999) et l'évolution du spray qui en résulte. En fait, l'application du "*hydro grinding*" retarde le déclenchement de la cavitation durant le cycle d'injection et diminue l'angle du spray issu de l'injecteur.

L'influence de la géométrie du bord d'entrée de l'orifice d'injection a été étudiée par Tamaki et *al.* (1998) et par Marcer et *al.* (2000). Ces derniers ont constaté que l'augmentation du rayon de courbure du bord d'entrée produit une diminution de la longueur de la zone de cavitation et qu'un grand rayon de courbure (environ 150 μm) entraîne la disparition complète de la cavitation.

L'apparition des poches de cavitation et leur longueur ne sont pas stables. Marcer et *al.* (2000) ont mesuré la périodicité d'apparition de la cavitation dans les orifices d'injection Diesel. Ils ont trouvé que la fréquence d'apparition de la cavitation varie entre 20 et 30 kHz.

Arcoumanis et *al.* (1999) ont comparé le comportement de l'écoulement cavitant entre l'augmentation et la diminution du nombre de cavitation K . Ils ont constaté que ce nombre présente de l'hystérésis lors de la disparition de la cavitation.

Kim et *al.* (1997) parle de la position de l'aiguille qui change la vitesse de l'écoulement au niveau du siège et augmente la turbulence lorsque la section de passage est petite (faible levée d'aiguille). Les tests qui ont été faits par Soteriou et *al.* (1995) après suppression de l'aiguille confirment l'influence de cette dernière sur le niveau de turbulence dans l'écoulement. Arcoumanis et *al.* (1999) ont trouvé que la cavitation est influencée aussi par l'excentricité de l'aiguille.

En 1999, Badock et *al.* ont constaté que, pour une pression rail de 250 bar et une contre-pression de 15 bar, la cavitation qui se déclenche à l'entrée de l'orifice ($d = 0,2$ mm, $l = 1$ mm), atteint la sortie de l'injecteur en moins de 20 μ s. Egalement, Chaves et *al.* en 1995 ont constaté que la transition d'une faible cavitation à une cavitation bien développée est très rapide et ils ont estimé la durée mise par la cavitation pour atteindre la sortie (orifice : $d = 0,2$ mm, $l = 1$ mm) de l'ordre de quelques microsecondes.

En premier lieu, de nombreuses études architecturales ont cherché à limiter les phénomènes de cavitation au sein de buses de plus en plus petites, et soumises à des pressions d'injection de plus en plus élevées, l'argument général étant que ces inclusions limitent le débit total et donc la perméabilité de l'injecteur. Bien que certaines visualisations aient montré qu'il persistait un cœur liquide (Arcoumanis et *al.*, 2000), la détente d'une partie du fluide diminue en effet la masse expulsée par unité de temps. Par contre, l'implosion de ces poches de gaz entre en jeu dans l'atomisation primaire du spray. La corrélation entre des architectures à forte cavitation et des résultats d'endurance montre que ces phénomènes jouent un rôle important dans le nettoyage des orifices de sortie des buses. Par exemple, les injecteurs à facteurs k voient leur développement freiné par des problèmes de dépôts de suies précoces, obstruant petit à petit les buses.

Dans le tableau 1.1, nous présentons l'ensemble des études qui ont été réalisées sur des injecteurs de tailles réelles.

Auteurs	Taille de l'orifice (mm)	Pression d'injection maximale (bar)
Badock et <i>al.</i> (1997-1999)	0,2	600
Dan et <i>al.</i> (1997)	0,18 – 0,40	200
Chaves et <i>al.</i> (1995, 1998)	0,20	500
Bergwerk (1959)	0,30	100

Tableau 1.1 Etudes expérimentales sur les injecteurs transparents Diesel mono trou
(D'après Arcoumanis et *al.* 1999)

1.3.3. Cavitation dans le sac

Un autre type de structure de cavitation a été identifié, et a pour origine l'intérieur du sac. La cavitation dans le sac peut apparaître sous deux formes :

- 1- De courant de bulles formant une corde (*String*) continue qui s'étend entre deux trous adjacents dans le cas des injecteurs multi-trous (fig. 1.13) ou aussi entre la surface de l'aiguille et l'orifice (fig. 1.14).
- 2- De la cavitation qui se déclenche sur le siège de l'aiguille à faible levée et se propage dans le sac (fig. 1.15).

D'après Arcoumanis et *al.* 1999, l'apparition de strings de cavitation est aléatoire et instable. Ces strings sont dus à des tourbillons transitoires qui se produisent entre des orifices adjacents. L'augmentation du nombre de Reynolds les rend plus stables, ce qui veut dire que ces phénomènes dépendent du champ de vitesse dans le sac et non pas de la pression à la sortie des orifices d'injection. Ces strings agissent fortement sur les films de cavitation qui se développent dans les orifices d'injection (Arcoumanis et *al.* 1999). Ces auteurs estiment que l'interaction de ces strings avec les films de cavitation dans l'orifice d'injection favorise la perturbation de l'écoulement cavitant dans les orifices et par suite la diffusion de la cavitation à toutes les zones de l'écoulement y compris son centre.

D'après leurs études expérimentales et numériques sur des injecteurs de grandes échelles, Kim et *al.* (1997) ont confirmé l'instabilité des ces strings malgré la stabilité des conditions opératoires de mesure et ont constaté que l'existence de ce type de cavitation augmente la turbulence de l'écoulement dans le sac et entraîne une augmentation de l'angle du spray. Ces auteurs ont trouvé que pour les faibles levées d'aiguille, les strings apparaissent entre la surface de l'aiguille et les films de cavitation dans les orifices. Alors que, pour les hautes levées d'aiguille, ces strings apparaissent entre les orifices adjacents.

Dans leur étude en 2000, Arcoumanis et *al.* ont trouvé que les strings de cavitation apparaissent dans le sac des injecteurs de taille réelle uniquement pour les grandes levées d'aiguille, alors qu'ils sont présents pour n'importe quelle levée d'aiguille dans les injecteurs à grande échelle.

En 2000, Walther et *al.* ont constaté que les strings peuvent apparaître aussi entre le sac et la surface de l'aiguille (fig. 1.14). Leur étude était réalisée sur des injecteurs Common Rail de taille réelle. Les strings ont été détectés pour la pleine levée d'aiguille (grande levée).

Dan et *al.* (1997) ont observé que la cavitation se déclenche sur le siège de l'aiguille et s'étale jusqu'au sac de l'injecteur et dans certains cas, ce dernier peut être rempli entièrement par des bulles de vapeur.

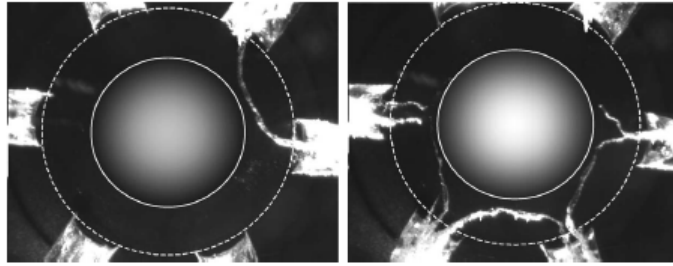


Figure 1.13 Strings de cavitation entre les orifices adjacents d'un injecteur multi-trous de taille réelle (Arcoumanis et *al.* 2001).

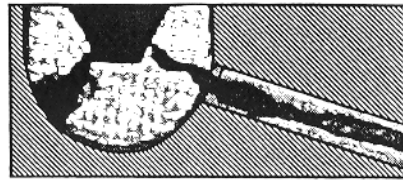


Figure 1.14 Strings de cavitation entre la surface de l'aiguille et les orifices d'injection d'un injecteur multi-trous de taille réelle (Walther et *al.* 2000)

En 1999, Badock et *al.* ont réalisé une étude sur la cavitation dans les injecteurs de taille réelle et dans des conditions d'injections cycliques. Ils ont observé des bulles d'air qui restent dans le sac entre deux injections successives et de la cavitation qui se déclenche sur le siège de l'aiguille pour ses faibles levées.

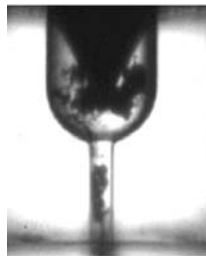


Figure 1.15 Cavitation sur le siège de l'aiguille (Badock et *al.* 1999)

1.3.4. Influence de la cavitation sur le spray

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

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

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

Schweitzer (1937) supposait que seule la turbulence du liquide était responsable des déformations initiales de la surface du jet, qui, amplifiées par les forces aérodynamiques, conduisaient au *breakup*. Pour DeJuhasz (1931), le *breakup* commence aussi dès la sortie de l'injecteur et résulte de la turbulence, tandis que Bergwerk (1959) notait que la cavitation dans l'injecteur pouvait influencer le *breakup* ultérieur du jet par désymétrisation en sortie d'injecteur de la surface du jet. Reitz et Bracco (1982) discutent la possibilité d'un cœur liquide intact. Ils suggèrent que les interactions aérodynamiques, combinées avec la cavitation du liquide dans l'injecteur et/ou les effets des gradients de vitesse de la couche limite, peuvent expliquer les observations du *breakup*. Ruiz et Chigier (1985) pensent également que la cavitation génère des perturbations initiales dans le liquide qui conduisent au *breakup*. Arai (1994) a étudié l'écoulement d'eau stationnaire dans un trou de 3 mm de diamètre, et de longueur 12 mm. A partir de 10 m/s, une poche de cavitation apparaît dès l'entrée du trou. La turbulence causée à la sortie du trou par la destruction de la cavité conjuguée avec le frottement de la paroi, produit la perturbation de la surface du jet. Cette perturbation est amplifiée par les forces interfaciales et entraîne une longueur de *breakup* plus courte.

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

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

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

La relation entre la distribution en taille de gouttes du spray, la géométrie du trou représentée par le rapport l/d , et la forme de l'entrée du trou dans l'injecteur (entrée à angle vif, en cône ou arrondi) est l'objet de l'étude de Karasawa et *al.* (1992). Sur un jet d'eau stationnaire, avec les pressions usuelles de l'injection Diesel (vitesse d'injection allant de 90 à 180 m/s), la taille des gouttes est mesurée par PDA. Pour les trous à bord d'entrée aigu, la taille des gouttes est insensible à l/d jusqu'à une certaine valeur de ce rapport, et augmente avec ce rapport au delà. Par contre, pour les trous à bord d'entrée arrondi, la taille ne dépend jamais du rapport l/d . Il y a possibilité de rattachement de l'écoulement pour un grand l/d dans le cas du trou droit. Ce mécanisme a été vérifié par la mesure des coefficients de décharge de l'injecteur. Pour l/d de 4, la taille des gouttes décroît exponentiellement avec l'augmentation de la vitesse moyenne d'injection calculée à partir du diamètre du trou. La taille des gouttes est la plus faible dans le cas "angle vif", et la plus forte dans le cas "arrondi". La forme d'angle vif est la plus adaptée à l'atomisation. Plusieurs injecteurs de même spécificité, mais de coefficients de décharge différents (dus à la dispersion résultant de la méthode de perçage), ont été testés. Il y a une différence de distribution de taille de gouttes avec ces injecteurs. En terme d'atomisation, les injecteurs à bord d'entrée aigu ou conique ont sensiblement les mêmes performances. L'injecteur arrondi est un peu en deçà, à cause de son coefficient de frottement supérieur. Cette étude de Karasawa et *al.* (1992) montre la dépendance de l'atomisation (en terme de taille de gouttes) à la configuration de l'injecteur pour un jet stationnaire.

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

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

La cavitation est apparue aussi pour les injecteurs coaxiaux (Ruiz et Chigier 1985). Nous ne pouvons pas occulter le fait que de nombreuses recherches sur l'atomisation ont pour base un injecteur coaxial (Bazile 1994, Préaux et *al.* 1998) pour des travaux orientés vers une application aux moteurs de fusée à propergol liquide. Ruiz et Chigier (1985) ont ainsi étudié le comportement du *breakup* pour un injecteur coaxial diphasique (liquide entouré d'air) par photographie. Avec ce type d'injecteur, la cavitation est apparue pour un grand nombre de conditions opératoires, y compris celles correspondant au Diesel. Des changements dans la structure de l'écoulement sont intervenus lorsque la cavitation affectait le coefficient de pertes de charge. L'effet d'instabilité est étroitement lié à la vitesse relative entre le jet liquide et l'atmosphère environnante. Un schéma conceptuel est proposé, qui intègre la génération de perturbations par cavitation, le mouvement d'onde et l'interaction aérodynamique.

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

1.4. Description des techniques de mesures existantes

Pour l'étude de la cavitation dans les orifices d'injection de type Diesel, les chercheurs ont toujours adopté des diagnostics optiques couplés, le plus souvent, à des mesures de pressions et/ou de débits pour la détermination des nombres adimensionnels comme le nombre de cavitation et le nombre de Reynolds.

1.4.1. Mesures physiques sur les écoulements dans les injecteurs Diesel

Les paramètres les plus importants pour la caractérisation des écoulements cavitants sont les pressions en amont de l'orifice, le débit de l'écoulement et sa température.

Cette dernière n'a pas été souvent prise en compte vis-à-vis de ses effets sur les propriétés du fluide (viscosité, densité, ...). Evidemment, les changements de température de l'écoulement dans l'orifice, peuvent être négligés pour les faibles pressions d'injection. Alors que lorsque la pression d'injection est très importante, ces changements de température ne peuvent pas être omis. Winklhofer et *al.* (2000) estiment que pour les pressions d'injection inférieures à 150 bar, les écarts de température entre le réservoir de fluide et son écoulement dans l'orifice à des vitesses de l'ordre de 130 m/s, sont inférieures à 5 %. Dans leur étude, les auteurs ont négligé les variations de température.

Pour les mesures de pression et de débit, différentes techniques et méthodes ont été utilisées dans la littérature.

Mesures de pression

Schmidt et *al.* (1997) ont mesuré la pression, par un capteur de pression à jauge de contraintes, en amont du siège de l'aiguille à cause des difficultés de la mesure de la pression

dans le sac en aval du siège. Ces auteurs ont considéré que la perte de charge au niveau du siège de l'aiguille est de 20 % environ lorsque la levée d'aiguille est au delà de 98 % de la levée maximale. De la même façon, Dan et *al.* (1997) et Miranda et *al.* (2002) ont réalisé leurs mesures de pression.

En 2000, Goney et *al.* ont instrumenté un injecteur pour la mesure de la pression sac la plus proche de l'entrée des orifices d'injection. En fait, la pression sac a été mesurée par une jauge de contrainte soigneusement collée sur le nez de l'injecteur autour de la paroi du sac. Les auteurs ont signalé dans leur étude que cette mesure n'est pas très précise mais elle leur permet de voir la différence d'une injection à une autre. Avant Goney et *al.*, cette technique de mesure de pression sac a été utilisée aussi par Tsunemoto et *al.* (1999).

Sur des orifices à section rectangulaire, Winklhofer et *al.* (2000) ont réalisé la mesure des champs de pression dans les écoulements cavitants en utilisant un interféromètre Mach Zehnder. Cette technique est basée sur la mesure du chemin optique qui sera converti en densité. Cette dernière fournit une relation entre la température et la pression. Ainsi, à température constante, les auteurs ont pu évaluer la pression.

Mesures de débit

Dans la littérature, nous trouvons plusieurs techniques permettant la mesure du débit. Chacune de ces techniques a ses avantages. Dans ce paragraphe, nous décrivons les trois techniques les plus utilisées dans les débitmètres commercialisés.

Le débitmètre Bosch (Bosch 1966) a souvent été utilisé pour la mesure des débits instantanés durant l'injection. Il est constitué d'un long tube (quelques dizaines de mètres) rempli de liquide dans lequel se fait l'injection du même liquide. A la sortie de l'injecteur, un capteur de pression mesure l'onde de pression engendrée par le liquide injecté. Cette onde de pression est fonction de la vitesse de l'écoulement (Bosch 1966) :

$$P = a \times \rho \times U \quad \text{E(1.14)}$$

Où P : la pression

a : vitesse du son dans le liquide

ρ : densité du liquide

U : vitesse du liquide (dans la section de passage du tube de mesure)

Par suite, le débit instantané dV/dt est donné par l'équation suivante (Bosch 1966) :

$$\frac{dV}{dt} = \frac{A}{a \times \rho} \times P \quad \text{E(1.15)}$$

Où A : la section intérieure du tube

t : représente le temps

Avec cette technique de mesure, la loi d'injection peut être obtenue avec une très bonne approximation alors que la quantité injectée manque de précision (environ 4 %) comparée aux autres techniques de mesure de débit.

La deuxième technique est la méthode de Zeuch (Bower et *al.* 1991, Ishikawa et *al.* 2000). Le principe consiste à injecter le liquide dans une chambre à volume constant remplie du même liquide. La pression dans la chambre augmente proportionnellement à la quantité injectée qui peut ainsi être détectée par la mesure de la variation de pression dans cette chambre. Ainsi, pour un volume de liquide injecté ΔV dans une chambre de volume constant V , l'augmentation de la pression de ΔP est déterminée par l'équation suivante :

$$\Delta P = B \frac{\Delta V}{V} \quad \text{E(1.16)}$$

Où B est le module de Bulk du liquide.

Par suite, le débit volumique instantané dV/dt est obtenu par la différentiation de l'équation E(1.16) :

$$\frac{dV}{dt} = \frac{V}{B} \frac{dP}{dt} \quad \text{E(1.17)}$$

Comparée au débitmètre Bosch, la quantité injectée par cette technique est plus précise. Alors que, le signal du débit instantané est plus bruité car il est obtenu par la dérivation d'un signal analogique mesuré (signal de pression).

La troisième technique est celle que nous avons adoptée dans notre étude. Elle est utilisée sur les débitmètres EMI et les débitmètres AKRIBIS. Son principe est basé sur l'injection dans la chambre d'un cylindre équipé d'un piston qui se déplace sous l'action du liquide injecté. Cette technique sera décrite en détail au chapitre 2 de la présente étude.

D'autres techniques de mesure de débit d'injection Diesel peuvent être trouvées dans les références suivantes : Iwasaki et *al.* (1997), Shmid et *al.* (2001) et Marcic et *al.* (1998).

1.4.2. Mesures optiques appliquées aux écoulements dans les orifices

La présence des interfaces liquide-vapeur constitue évidemment un aspect essentiel des écoulements cavitants qui, jointe à la valeur quasi-constante de la pression de vapeur, permet de comprendre leur caractère souvent fortement instable.

L'utilisation de sondes matérielles telles que sondes d'interfaces ou de vitesses n'est pas possible en écoulement cavitant, la sonde étant source de cavitation et perturbant de ce fait l'écoulement à mesurer.

Dans le cas où le liquide est transparent, il est possible d'acquérir une bonne compréhension des phénomènes cavitants par l'usage des techniques de diagnostics optiques.

L'ombroscopie est la technique la plus utilisée pour la caractérisation des écoulements cavitants (Badock et *al.* 1997-1999, Arcoumanis et *al.* 1998-2000, Chaves et *al.* 1995, Soteriou et *al.* 1995-2000, ...). Cette technique basée sur un éclairage de l'écoulement d'un côté par un faisceau de rayon parallèle et une acquisition d'images de l'autre côté de l'écoulement, fournit une étude qualitative très générale du phénomène de cavitation. Les sources d'éclairage utilisées le plus souvent par les chercheurs, sont des lampes à flash de courte durée (de quelques nanosecondes jusqu'à quelques centaines de microsecondes) et de haute puissance lumineuse (quelques centaines de Joules). Alors que, pour l'acquisition d'images, ce sont les caméras CCD (Charge Couple Device), intensifiées dans certains cas, qui sont les plus utilisées (Arcoumanis et *al.* 1998-2000) et dans certains cas des caméras vidéos (Chaves et *al.* 1995, Badock et *al.* 1997). Badock et *al.* (1999) ont utilisé une caméra équipée de 8 capteurs CCD intensifiée permettant l'acquisition d'images à très haute cadence (jusqu'à 1 million d'images/s) avec un temps d'exposition d'images qui peut descendre jusqu'à 10 ns. Ce type de caméra rapide permet le suivi du développement de la cavitation dans l'orifice d'injection. Kent et *al.* (1983) et plus tard Roosen et *al.* (1997) ont utilisé l'ombroscopie pour la caractérisation de la cavitation dans des orifices de section rectangulaire.

Après l'ombroscopie, la deuxième technique est la tomographie Laser qui a été utilisée par Dan et *al.* (1997), Soteriou et *al.* (1999), Arcoumanis et *al.* (1999) et par Badock et *al.* (1998-1999) Tamaki et *al.* (1998). L'application de cette technique consiste à éclairer l'écoulement par une nappe Laser de faible épaisseur et acquérir l'image, de la lumière diffusée par les bulles et poches de cavitation, dans un angle le plus souvent égal à 90°. Les caméras utilisées sont souvent des caméras CCD. Soteriou et *al.* (1999) ainsi que Arcoumanis et *al.* (1999) ont appliqué cette technique sur des écoulements cavitants stationnaires dans des orifices de grandes échelles. Dan et *al.* (1997) l'ont appliquée sur des orifices à section rectangulaire (0,4 x 5 mm²) et un écoulement stationnaire. Ils ont utilisé un Laser à argon ionisé et une nappe d'épaisseur 0,2 mm. En 1999, Badock et *al.* ont réalisé une nappe Laser de 20 µm d'épaisseur, avec un Laser Nd : YAG, pour l'éclairage de l'écoulement cavitant dans un orifice d'injection de taille réelle (0,2 mm) monté sur un système d'injection Common Rail. Leur injecteur transparent usiné dans du plexiglas, est un injecteur mono-trou à sac coaxial.

En 2000, Walther et *al.* ont appliqué la technique de PIV (*Particle Image Velocimetry*) en utilisant le même dispositif expérimental réalisé par Badock et *al.* (1999) pour la tomographie Laser. Les auteurs ont dopé leur fluide (ISO 4113) de particules fluorescentes de diamètre moyen 2 µm. La densité de ces particules (850 kg/m³) est très proche de celle du

fluide utilisé (840 kg/m^3). Parmi les principaux problèmes rencontrés par ces auteurs, d'une part le blocage de l'aiguille lorsque la concentration en particules est élevée et d'autre part la haute vitesse de l'écoulement (250 m/s) qui les a obligés à utiliser des fenêtres mobiles pour le traitement par corrélation de leurs images. Avec cette technique, les auteurs ont pu tracer quelques champs de vitesses de l'écoulement interne dans l'orifice d'injection. Cependant, les particules rajoutées au fluide en tant que traceur, peuvent être un élément favorable au déclenchement et au développement de la cavitation. Cette dernière a des effets non négligeables sur la vitesse de l'écoulement.

Soteriou et al. (1998-1999) ont réalisé des mesures de vitesses dans les écoulements non-cavitants par Anémométrie à Phase Doppler (ADL). Ils ont dopé leur fluide d'un traceur fluorescent. D'après ces auteurs, l'application de cette technique sur les écoulements cavitants peut perturber la cavitation à cause des particules du traceur. He (1997) ainsi que Arcoumanis et al. (1998) ont étudié, par cette technique, les champs de vitesses de l'écoulement et les phénomènes de turbulence en aval des poches de cavitation dans les orifices d'injection. L'ADL a souvent été appliquée sur des orifices d'injection de grandes échelles et des écoulements stationnaires.

Arcoumanis et al. (1999) ont présenté un résumé de certaines études qui ont adopté l'une des techniques de diagnostics citées ci-dessus sur des modèles d'injecteurs à grandes échelles. Nous présentons ce résumé dans le tableau 1.2. Dans ce tableau, ils ont précisé les études dans lesquelles il y a eu une correction de l'indice de réfraction du fluide (en créant une solution de plusieurs composants) par rapport à celui du matériau transparent. Cette correction d'indice de réfraction a été faite par certains auteurs dans le but de diminuer les erreurs de mesures optiques.

Chaves et al. (1995) ont développé une technique de mesure de vitesse d'écoulements cavitants. Cette technique consiste à éclairer l'écoulement par un faisceau Laser (fig. 1.16). Une lentille installée de l'autre côté de l'écoulement par rapport au Laser, projette l'image de cet écoulement sur un plan avec un grossissement de 50 fois. Sur ce plan, ils ont installé deux fibres optiques, séparées d'une distance connue, qui collectent la lumière et la transmettent à deux photomultiplicateurs (PM). Ainsi, lors du passage d'une bulle de cavitation, son signal est enregistré successivement par les deux PM. La cross-corrélation des deux signaux donne un coefficient de corrélation maximal qui correspond au temps entre l'enregistrement des deux signaux. Ainsi, les auteurs ont pu mesurer la vitesse des bulles entraînées par l'écoulement. Cette même technique a été utilisée plus récemment par Marcer et al. (2000) pour la mesure de la fréquence d'apparition de la cavitation dans les orifices d'injection Diesel.

Auteurs	Type de l'injecteur	Facteur d'échelle	Nombre de Reynolds	Nombre de Cavitation	Indice de réfraction	Techniques de mesure
Arcoumanis et <i>al.</i> (1992)	Mono-trou	7	20 000	-	Oui	LDV dans le trou
Arcoumanis et <i>al.</i> (1998)	6 trous, mini-sac vertical	20	20 000	-	Oui	LDV dans le sac et les trous.
Date et <i>al.</i> (1993)	4 trous, Incliné	40	64 000	-	Non	Vitesse, distribution de la pression
Hiroyasu et <i>al.</i> (1991)	Mono-trou, entrée variable	10	30 000	-	Non	Visualisation de la cavitation dans le trou
Kato et <i>al.</i> (1997)	4 trous, mini-sac incliné	40	65 000	-	Non	Distribution de la pression
Kim et <i>al.</i> (1997)	2 trous, sac vertical et incliné, mini-sac et VCO	10	40 000	-	Non	Visualisation de la cavitation dans le trou
Knox-Kelecy et Farell (1993)	Mono-trou	50	10 500	-	Non	PDPA-caractéristiques de la turbulence
Soteriou et <i>al.</i> (1995)	Mono-trou, 5 trous, sac vertical et incliné, et VCO	20	5 000 - 30 000	0,4 - 50	Non	Visualisation de la cavitation dans le trou
Soteriou et <i>al.</i> (1998)	Mono-trou	20	10 000	0,5 - 15	Oui	LDV dans le trou, Visualisation de la cavitation dans le trou
He et Ruiz (1995)	Mono-trou	200	13 800	-	Non	LDV dans le trou, caractéristiques de la turbulence

Tableau 1.2 Etudes expérimentales sur des modèles d'injecteurs à grande échelle (d'après Arcoumanis et *al.* 1999).

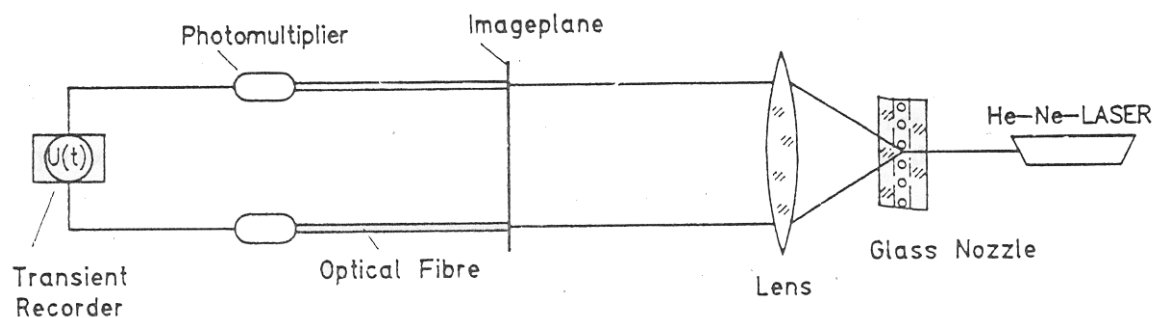


Figure 1.16 Mesures de la vitesse des écoulements cavitants (Chaves et *al.* 1995)

En 1998, Tamaki et *al.* ont mesuré les vibrations engendrées par la cavitation dans l'orifice d'injection au moyen d'un capteur d'accélération piézoélectrique (fig. 1.17). La bande passante de leur capteur est de 2 Hz à 50 kHz et la fréquence de résonance est de 65 kHz. Les auteurs ont observé que la fréquence des chocs de pression dus à la cavitation, ne dépasse jamais les 50 kHz. Les auteurs ont utilisé cette technique sur des injecteurs de taille réelle (0,3 à 0,5 mm de diamètre) et des écoulements d'eau stationnaire sous pression d'injection allant jusqu'à 100 bar. Ainsi, ils ont comparé les niveaux de vibrations dus à la cavitation sous différentes conditions d'injection.

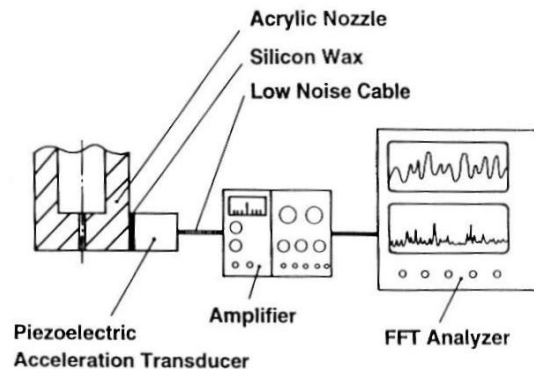


Figure 1.17 Mesure du niveau de vibration engendrée par la cavitation (Tamaki et *al.* 1998)

Chacune des techniques, présentées dans ce paragraphe, a ses avantages et ses limites d'application selon les conditions opératoires des mesures.

1.5. Coefficient de décharge

Le coefficient de décharge des orifices d'injection est défini par les pertes de charge produites dans l'injecteur et par la section effective de l'écoulement dans les orifices d'injection. Il est lié au débit massique par l'équation suivante :

$$\dot{m} = C_d \cdot S \cdot \sqrt{2 \cdot \rho \cdot (P_1 - P_2)} \quad \text{E(1.18)}$$

où $\dot{m}$: débit massique (g/s)

S : section géométrique de l'orifice d'injection

ρ : masse volumique de liquide injecté (Kg/m^3)

P_1 : pression amont du liquide

P_2 : pression aval du gaz ambiant

Les mesures du coefficient de décharge réalisées sur des orifices avec diverses configurations et sous différentes conditions opératoires indiquent que les paramètres les plus importants sont : le nombre de Reynolds, le rapport longueur/diamètre l/d de l'orifice, la

pression d'injection, la pression du gaz ambiant, la géométrie de l'entrée de l'orifice d'injection et la cavitation.

1.5.1. Influence du nombre de Reynolds

L'influence du nombre de Reynolds sur le coefficient de décharge a été étudiée par Bird (1930), Gellales (1931), Bergwerk (1959), Spikes et Pennington (1959), Lichtarowicz et *al.* (1965), Arai et *al.* (1985) et plus récemment par Ohn et *al.* (1991) ainsi que d'autres. La manière suivant laquelle le nombre de Reynolds influence le coefficient de décharge d'un simple orifice plat est illustrée sur la figure 1.18. Cette figure montre trois zones distinctes. Dans la première phase correspondante à un écoulement laminaire, le coefficient de décharge C_d augmente presque linéairement avec la racine carrée du nombre de Reynolds Re . Durant la deuxième phase, correspondant à un écoulement semi-turbulent, C_d augmente premièrement avec l'augmentation de Re jusqu'à l'atteinte d'une valeur maximale à partir de laquelle une augmentation supplémentaire de Re produit une diminution du C_d . Dans la phase complètement turbulente, qui est pratiquement la phase la plus intéressante, C_d reste sensiblement constant.

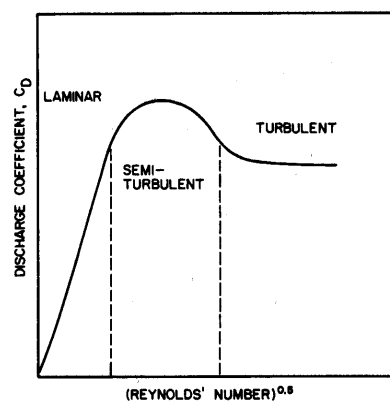


Figure 1.18 Variation du coefficient de décharge en fonction du nombre de Reynolds
(Giffen et Muraszew, 1953)

1.5.2. Influence de la géométrie de l'orifice

Dans plusieurs études, les chercheurs ont trouvé que le coefficient de décharge dépend des dimensions de l'orifice d'injection, particulièrement du rapport longueur/diamètre (l/d) mais il dépend aussi de la forme géométrique du bord d'entrée de l'orifice.

Rapport longueur/diamètre

Comme l'illustre la figure 1.19, le pic caractéristique sur la courbe de C_d en fonction de Re , pour un orifice à bord d'entrée aigu, diminue rapidement avec l'augmentation de l/d de 0,5 à 1. Cette figure est basée sur des données expérimentales compilées, de plusieurs sources, par Lichtarowicz et *al.* (1965). Elle montre que pour $l/d = 0,5$, le passage de l'orifice

d'injection est similaire à celui d'un simple orifice plat (fig. 1.20). Le coefficient de décharge est faible car le liquide en écoulement forme une veine de contraction, qui, sur une courte longueur disponible, n'a pas le temps de se détendre et de remplir l'orifice d'injection. Avec l'augmentation du rapport l/d , l'écoulement se détend dans l'orifice et C_d augmente et atteint un maximum pour une valeur de l/d aux alentours de 2. L'augmentation du rapport l/d au delà de 2, réduit C_d à cause de l'augmentation des pertes frictionnelles.

La figure 1.19 montre que le coefficient de décharge augmente généralement avec l'augmentation du nombre de Reynolds jusqu'à atteindre une valeur maximale à un nombre de Reynolds aux alentours de 10 000. Au delà de ce point, la valeur de C_d reste sensiblement constante et indépendante du nombre de Reynolds selon Lichtarowicz et *al.* (1965). Soteriou et *al.* (1995) confirment l'indépendance entre le coefficient de décharge C_d et le nombre de Reynolds Re . Cependant, Ohn et *al.* (1991) ont montré, d'après leur étude expérimentale, que dans cette zone où le nombre de Reynolds est supérieur à 10 000, la variation du C_d en fonction de Re possède un profil relativement plat dont la pente dépend de la géométrie de l'entrée de l'orifice d'injection et particulièrement du rapport r/d (r : rayon de courbure du bord d'entrée).

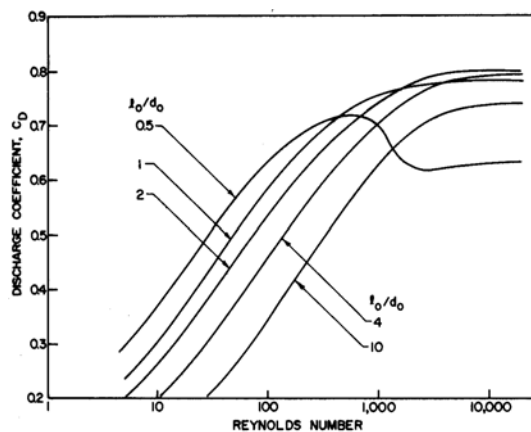


Figure 1.19 Variation du coefficient de décharge en fonction du nombre de Reynolds pour différents rapports l/d . Base de données expérimentales compilées par Lichtarowicz et *al.* (1965).

Sur la figure 1.21, nous présentons les valeurs maximales C_{d-max} du coefficient de décharge en fonction du rapport l/d . Ces données expérimentales sont obtenues d'après l'étude de Lichtarowicz et *al.* (1965). Cette figure montre que, avec l'augmentation de l/d de 0 à 2, les C_{d-max} augmentent brutalement de 0,61 environ à une valeur maximale d'environ 0,81. Une augmentation supplémentaire de l/d produit une diminution de C_d lente et presque linéaire jusqu'à environ 0,74 à $l/d = 10$. Ainsi, pour l'intervalle de l/d entre 2 et 10, la figure 1.21 indique une relation linéaire entre C_{d-max} et le rapport l/d . Pour cette région, Lichtarowicz et *al.* (1965) propose l'expression suivante, basée sur leurs données expérimentales avec un coefficient de corrélation de 1 % environ :

$$C_{d-max} = 0.827 - 0.0085 \frac{l}{d} \quad E(1.19)$$

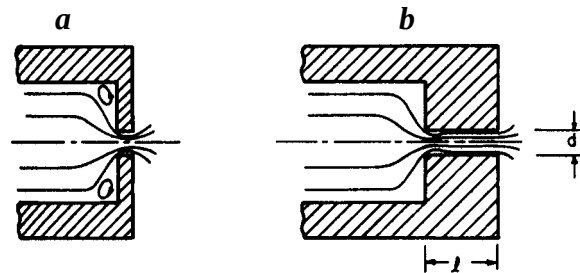


Figure 1.20 Influence du rapport longueur/diamètre sur le comportement de l'écoulement ; a : orifice plat simple ($l/d < 0,5$), b : orifice ayant $l/d > 0,5$

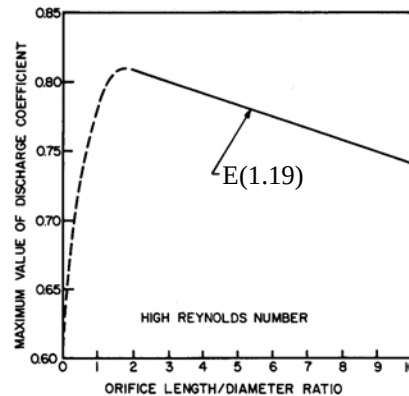


Figure 1.21 Variation de la valeur maximale du coefficient de décharge en fonction du rapport longueur/diamètre. Base de données expérimentales compilées par Lichtarowicz et *al.* (1965)

Géométrie du bord d'entrée de l'orifice

Durant ses tests sur les injecteurs Diesel, Bergwerk (1959) a observé que l'existence d'un chanfrein à l'entrée de l'orifice d'injection, peut augmenter le coefficient de décharge. Des résultats similaires ont été obtenus par Zucrow (1928) qui a observé que le coefficient de décharge atteint un maximum pour les orifices submergés avec une faible chute de pression quand l'angle du chanfrein est entre 20° et 60°.

Des informations détaillées de l'influence du chanfrein d'entrée sur le coefficient de décharge peuvent être trouvées dans Spikes et Pennington (1959). Ces auteurs ont réalisé des mesures sur des orifices submergés pour la détermination de l'optimum de l'angle et de la profondeur du chanfrein afin de maintenir un coefficient de décharge constant sur un large intervalle de conditions opératoires. Dans une première série de mesures, ils ont fait varier l'angle du chanfrein. Un orifice de 1,57 mm de diamètre, de 0,51 mm de longueur et ayant un chanfrein de 0,51 mm de profondeur a été choisi pour leurs tests. Leurs résultats ont été

compilés par Lefebvre (1989). La principale caractéristique de ces résultats est l'augmentation du coefficient de décharge avec l'angle du chanfrein comme on le voit sur la figure 1.22-a. Cette figure montre un angle optimal du chanfrein d'environ 50° , qui est cohérent avec l'angle optimal trouvé par Zucrow (1928).

D'autres tests ont été réalisés par ces auteurs pour examiner les effets de la profondeur du chanfrein. La figure 1.22-b présente la variation du coefficient de décharge en fonction de la profondeur du chanfrein ayant un angle de 50° . Cette figure montre une forte dépendance entre le coefficient de décharge et la profondeur du chanfrein.

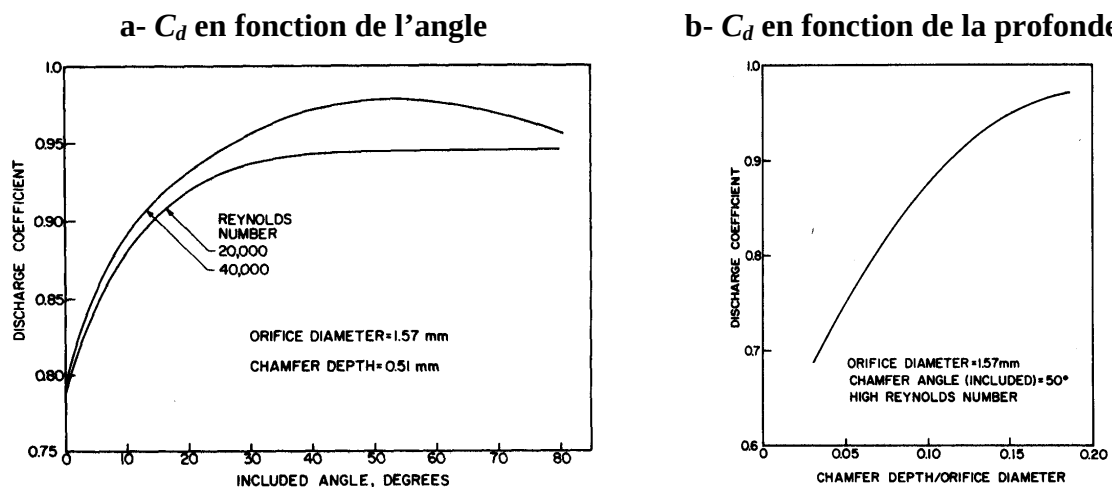


Figure 1.22 Variation du coefficient de décharge a) en fonction de l'angle du chanfrein b) en fonction de la profondeur du chanfrein. Données expérimentales d'après Spikes et Pennington (1959) compilées par Lefebvre (1989).

Ohrn et *al.* (1991) ont étudié l'influence d'un angle vif ou d'un arrondi sur le coefficient de décharge. Ils ont constaté que le coefficient de décharge est très sensible à la forme des bords d'entrée. Même en utilisant des injecteurs à bords d'entrée aigus (angle vif), le moindre défaut, comme la rugosité ou un léger arrondissement, entraîne une augmentation du coefficient de décharge. Ces auteurs ont trouvé que les orifices ayant des bords d'entrée arrondis avec un rapport r/d (r : rayon de courbure de l'arrondi) inférieur à 0,2, le coefficient de décharge est une fonction linéaire du nombre de Reynolds dont la pente est inférieure ou égale à zéro (quel que soit Re dans l'intervalle 7000 à 30 000). Alors que pour les orifices ayant un rapport r/d supérieur à 0,2, le coefficient de décharge reste une fonction linéaire du nombre de Reynolds mais avec une pente positive (fig. 1.23).

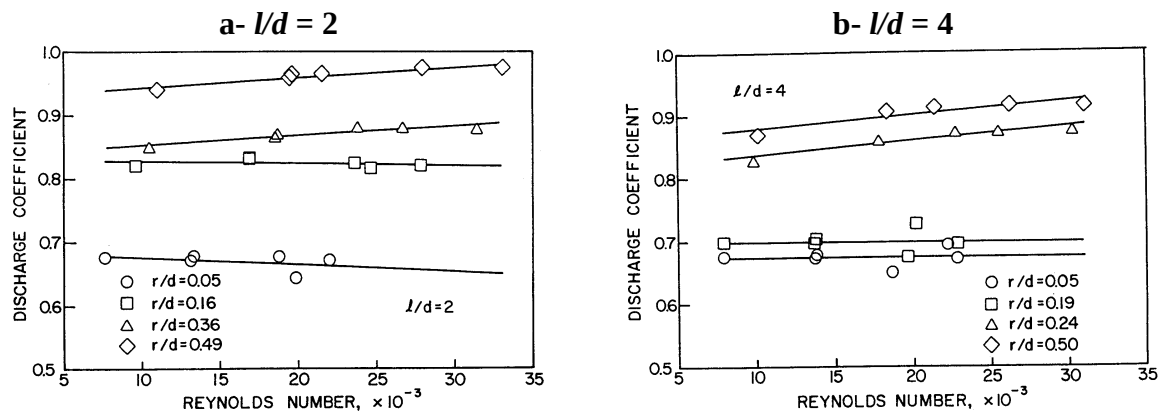


Figure 1.23 Influence du rayon de courbure du bord d'entrée de l'orifice
a) $l/d = 2$; b) $l/d = 4$. (Ohrn et *al.*, 1991)

1.5.3. Influence des conditions opératoires

Les pressions en amont et en aval de l'orifice d'injection déterminent le débit de l'écoulement qui dépend du coefficient de décharge. L'influence de ces pressions sur le coefficient de décharge a été traitée dans plusieurs études antérieures.

Pression d'injection

L'influence de la pression d'injection sur le coefficient de décharge C_d est petit. Par exemple, Gellales (1931) a trouvé, pour le gazole, une augmentation de C_d de 0,91 à 0,93 pour une augmentation quintuple de la pression d'injection. Le résultat a été obtenu pour un rapport l/d de 3. Pour des valeurs de l/d supérieures à 3, le coefficient de décharge diminue avec l'augmentation de la pression d'injection. Ceci est dû principalement à l'augmentation des pertes frictionnelles qui augmentent avec le carré de la vitesse (Giffen et *al.*, 1953).

Chaves et *al.* (1995) ont trouvé que le coefficient de décharge devient indépendant de la pression d'injection lorsque l'écoulement est supercavitant.

Pression des gaz ambiants

L'effet de l'air ou du gaz comprimé sur le coefficient de décharge a été étudié par Arai et *al.* (1985). Leurs résultats sont présentés sur la figure 1.24. Ils étaient obtenus sur un écoulement d'eau à travers un orifice circulaire de 1,2 mm de longueur et de 0,3 mm de diamètre. Il est intéressant d'observer sur cette figure que le coefficient de décharge C_d ne change pas seulement avec le nombre de Reynolds Re mais aussi avec la contre pression. A pression atmosphérique, C_d atteint une valeur maximale d'environ 0,8 à $Re = 3000$. Pour des nombres de Reynolds variant entre 3000 et 15 000, il y a deux valeurs. La valeur supérieure correspondant aux nombres de Reynolds qui augmentent de 3000 jusqu'à 15 000 et la valeur inférieure correspond aux nombres de Reynolds qui diminuent de 15 000 vers 3000. Pour les nombres de Reynolds supérieures à 15000, C_d reste quasiment constant aux alentours de 0,7.

Pour des pressions ambiantes supérieures à la pression atmosphérique, l'existence de valeurs doubles de C_d n'a pas été constatée. Pour les nombres de Reynolds variant entre 2000 et 20 000, C_d reste quasiment constant à environ 0,8 et indépendant de la pression ambiante. Au delà de $Re = 20\,000$, C_d diminue progressivement de 0,8 jusqu'à environ 0,72 à $Re = 50\,000$.

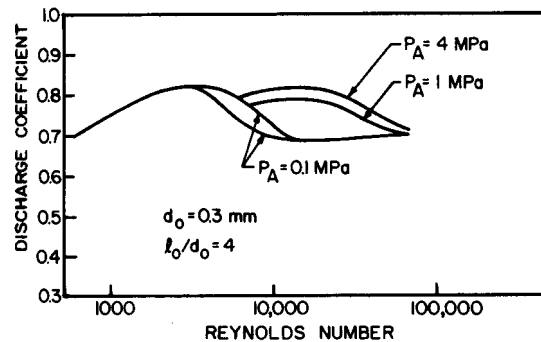


Figure 1.24 Influence de la pression des gaz ambiants sur le coefficient de décharge. Basée sur des données expérimentales de Arai et *al.* (1985) compilées par Lefebvre (1989).

1.5.4. Influence de la cavitation

La vapeur et les gaz qui apparaissent dans les zones de cavitation, peuvent avoir une influence importante sur le coefficient de décharge. L'implosion et l'effondrement des bulles de cavitation peuvent aussi accélérer l'atomisation du spray (Lefebvre, 1989). En plus de ses effets inverses sur le coefficient de décharge, la cavitation peut produire une érosion des passages de l'injecteur. Les régimes de fonctionnement normal des injecteurs Diesel, font que les deux types d'écoulement, cavitant et non-cavitant, peuvent avoir lieu sous certaines conditions.

Spikes et Pennington (1959) ont réalisé des mesures sur des orifices à bord d'entrée aigu. Certains de leurs résultats ont été compilés par Lefebvre (1989) et sont présentés sur la figure 1.25. Sur les courbes de cette figure, le coefficient de décharge est tracé en fonction du nombre de Reynolds et du nombre de cavitation K (*cf.* 1.3.1).

La figure 1.25 montre que les effets de la cavitation sur le coefficient de décharge sont supérieurs à ceux du nombre de Reynolds quand ce dernier est élevé.

Plusieurs orifices montrent une instabilité autour du point de changement d'un écoulement cavitant à un écoulement non-cavitant (Lefebvre, 1989). Avec des orifices longs, ceci est dû à la tendance du liquide en aval de la veine de contraction à s'étendre et à remplir la cavité. L'utilisation d'orifices de très courte longueur, place la zone de cavitation à une certaine distance en aval de l'orifice, qui par suite ne peut pas influencer le comportement de l'écoulement dans l'orifice. Les instabilités peuvent aussi être éliminées par la réalisation

d'orifices suffisamment longs, mais cela crée un changement important du coefficient de décharge simultanément avec le nombre de cavitation et le nombre de Reynolds (Spikes et Pennington, 1959).

Les effets d'un bord d'entrée à angle vif sur la cavitation, en créant une région d'écoulement à haute vitesse et faible pression statique, peuvent être adoucis dans une certaine mesure par le remplacement de l'entrée aiguë par un chanfrein. D'après Sipkes et Pennington (1959), l'angle optimal du chanfrein est de 50° et la profondeur est 0,3 fois le diamètre de l'orifice. Cependant, l'existence de ce type de chanfrein supprime la cavitation sur un large intervalle de nombre de Reynolds qui aura des effets importants sur le coefficient de décharge (Spikes et Pennington, 1959).

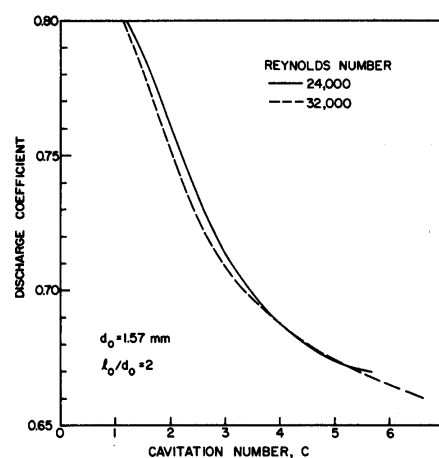


Figure 1.25 Influence de la cavitation sur le coefficient de décharge pour un orifice à bord d'entrée aigu. Basé sur des données expérimentales de Spikes et Pennington (1959) compilées par Lefebvre (1989).

Dans la dernière décennie, plusieurs études se sont intéressées à la caractérisation du coefficient de décharge en fonction du nombre de cavitation. Parmi ces études, nous citons celles réalisées par Soteriou et *al.* (1995), Marcer et *al.* (2000) et Arcoumanis et *al.* (1999, 2000). Ces auteurs ont trouvé que le coefficient de décharge est indépendant du nombre de Reynolds mais il varie avec le nombre de cavitation K défini par l'équation E(1.19). Quand ce dernier augmente, le coefficient de décharge diminue asymptotiquement jusqu'à une valeur minimale. La mesure du coefficient de décharge réalisée par ces auteurs a été mesurée pour une levée d'aiguille constante entre l'amont de l'aiguille et la sortie des orifices d'injection. Ils ont trouvé que C_d dépend fortement de la position de l'aiguille. Pour les mêmes nombres de Reynolds, Arcoumanis et *al.* en 2000 ont comparé le coefficient de décharge en fonction du nombre de cavitation entre les injecteurs de taille réelle et ceux des modèles à grandes échelles. Ils ont trouvé que, pour des grandes levées d'aiguille (taille réelle : 0,3 mm et l'équivalent en grande échelle : 6 mm) et pour un même nombre de Reynolds, le coefficient de décharge, en fonction du nombre de cavitation, possède les mêmes valeurs pour les deux

échelles d'injecteurs (fig. 1.26-a). Alors que, lorsque la levée d'aiguille est petite (taille réelle : 0,08 mm et l'équivalent en grande échelle : 1,75 mm), pour le même nombre de Re , le coefficient de décharge en fonction du nombre de cavitation devient légèrement plus faible pour les orifices de taille réelle (fig. 1.26-b).

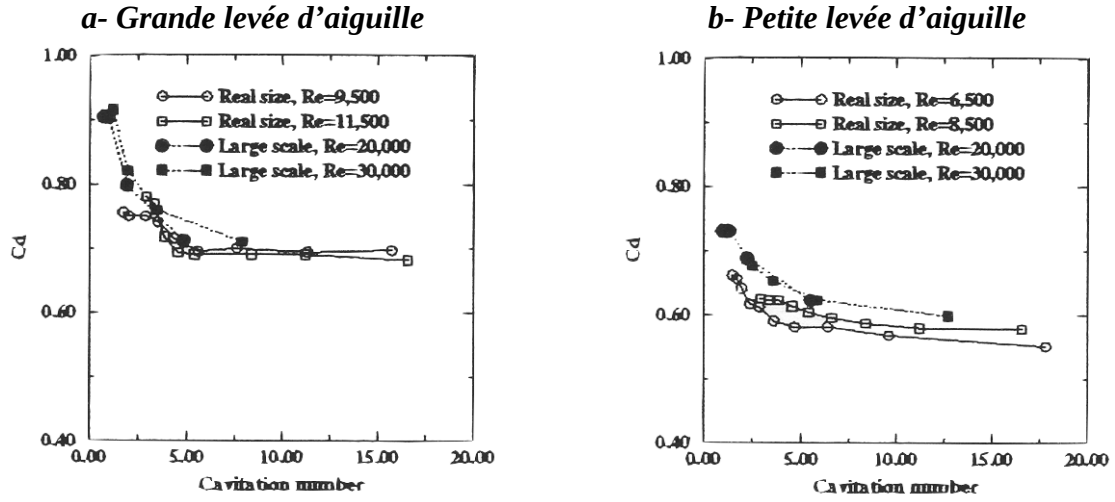


Figure 1.26 Variation du coefficient de décharge en fonction du nombre de cavitation pour différents nombres de Reynolds (Arcoumanis et *al.*, 2000).

1.5.5. Expressions empiriques

Le manque de théories quantitatives pour les écoulements dans les orifices sur des grands intervalles du nombre de Reynolds, a mené à l'établissement d'un certain nombre d'expressions empiriques pour les écoulement non-cavitants. Selon Nakayama (1961) :

$$C_d = \frac{Re^{5/6}}{17.11l/d + 1.65Re^{0.8}} \quad E(1.20)$$

Ceci pour l/d dans l'intervalle 1,5 et 17 et Re dans l'intervalle 550 et 7000 et une précision de 2,8 %. Nakayama propose aussi :

$$C_{d-max} = 0.868 - 0.0425 \left(\frac{l}{d} \right)^{0.5} \quad E(1.21)$$

comme expression pour le coefficient de décharge à des nombres de Reynolds élevés, et valable pour le même intervalle de l/d . Cette formule donne des valeurs inférieures à celle obtenue par l'équation E(1.19) proposée par Lichtarowicz et *al.* (1965), car Nikayama (1961) s'est limité dans ses mesures à un nombre de Reynolds maximal de 7000.

Lichtarowicz et *al.* (1965) propose une autre expression du coefficient de décharge :

$$\frac{1}{C_d} = \frac{1}{C_{d-max}} + \frac{20}{Re} \left(1 + 2.25 \frac{l}{d} \right) \quad E(1.22)$$

Où C_{d-max} est donné par l'équation (1.2). Ceci permet un excellent accord avec les mesures expérimentales réalisées par ces auteurs dans l'intervalle de 2 à 10 pour l/d et dans l'intervalle de 10 à 20 000 pour Re .

Il est important de noter que ces équations ne peuvent pas être appliquées sur les écoulements cavitants. Les mesures réalisées par Ruiz et Chigier (1985) sur les injecteurs Diesel électromagnétiques montrent l'existence de cavitation dans ce type d'injecteur sur la plupart des conditions de fonctionnement. D'après ces auteurs, C_d reste constant aux alentours de 0,7 jusqu'à l'atteinte d'un Re de 40 000. Mais avec l'augmentation de Re jusqu'à 50 000, la cavitation produit la baisse de C_d jusqu'à environ 0,6.

Une autre complication sur les injecteurs Diesel est que le nombre de Reynolds varie durant la période d'injection. Varde et Popa (1984) ont trouvé que le coefficient de décharge des injecteurs Diesel varie entre 0,5 et 0,8 en fonction du nombre de Reynolds.

D'après Bergwerk (1959), le coefficient de décharge varie essentiellement avec le nombre de Reynolds. En appliquant l'équation de Bernoulli sur l'écoulement dans l'orifice, Pearce et Lichtarowicz (1971) ont développé une équation pour le coefficient de décharge des écoulements cavitants. Ils ont supposé qu'il n'y a pas de pertes lors de la contraction et lorsque la pression dans la veine de contraction atteint la pression de vapeur, le débit d'écoulement est contrôlé par la différence entre la pression amont et la pression de vapeur. Les auteurs ont postulé que le coefficient de décharge commence à diminuer à partir de ce point qui correspond à la valeur critique du nombre de cavitation (début de la cavitation). Ils ont ainsi exprimé le coefficient de décharge comme suit :

$$C_d = C_c \sqrt{\frac{P - P_v}{P - P_2}} \quad \text{E(1.23)}$$

Où C_c est le coefficient de contraction de veine pris égal à 0,61 pour les orifices à bord d'entrée aigu.

En examinant leurs résultats, les auteurs ont trouvé qu'il y a un excellent accord entre leurs données expérimentales et l'équation E(1.23). Ils ont signalé une déviation des résultats pour les nombres de Reynolds inférieurs à 5000. Ceci semble être cohérent avec la supposition de C_c constant. En fait, pour les faibles nombres de Reynolds, la structure de l'écoulement change significativement entraînant le changement de C_c .

L'équation E(1.23) a aussi été démontrée par plusieurs auteurs, dont Nurick (1976) et plus récemment Schmidt et *al.* (1997). Nurick (1976) a réalisé une étude sur les orifices à bord d'entrée aigu et de grande dimension. Dans son étude, Nurick a adopté le coefficient de contraction des veines défini par Daily et Harleman (1966) :

$$C_c = 0,62 + 0,38 \left(\frac{A_c}{A} \right) \quad \text{E(1.24)}$$

Nurick (1976) suppose, comme Pearce et Lichtarowicz (1971), que les coefficients de contraction des veines de l'écoulement cavitant et de l'écoulement non-cavitant sont similaires, car l'équation E(1.24) est représentative d'un écoulement non-cavitant. Les différentes données expérimentales collectées par Schmidt et *al.* (1997) montre que le calcul du coefficient de décharge des écoulements cavitants suivant l'approche de Nurick (1976) donne une très bonne satisfaction.

1.6. Conclusion

Ce premier chapitre nous a permis de dresser un état des connaissances générales concernant les phénomènes intervenant au sein des injecteurs Diesel et de recenser les investigations menées sur les écoulements dans ce type d'injecteurs au niveau expérimental. Ainsi, les notions fondamentales (turbulence, paramètre de cavitation, nombre de Reynolds, géométrie des injecteurs, existence de l'aiguille) liées au développement de la cavitation dans les orifices d'injection et son influence sur le coefficient de décharge et l'atomisation des sprays ont été introduites.

La majorité des études expérimentales sur les écoulements cavitants ont été réalisées sur des modèles d'injecteurs de grandes échelles et dans des conditions d'écoulements stationnaires. La compréhension totale et la modélisation du comportement de la cavitation dans des conditions d'injections cycliques et dans des injecteurs de tailles réelles ont été peu abordées. Dans ce genre de configurations, il existe peu d'investigations expérimentales effectuées sur le couplage des mesures de levées d'aiguille, de pressions, de débits et de températures avec des diagnostics optiques sur l'écoulement interne. Les limitations physiques sont associées aux conditions extrêmes, loin des conditions habituelles, dans lesquelles se trouve le fluide : la rapidité du phénomène et les hautes pressions. Ce qui montre la nécessité de poursuivre les recherches expérimentales sur la cavitation afin de caractériser ce phénomène dans les conditions les proches de l'injection directe sur les moteurs Diesel.

Chapitre 2

Dispositif expérimental et techniques de diagnostics

Après ce premier volet destiné à introduire les notions fondamentales concernant les écoulements dans les orifices d'injection, ce deuxième chapitre propose un descriptif des moyens d'essais utilisés au cours du présent travail et de leur mise en œuvre.

Nous avons conçu un banc d'injection équipé d'un système d'injection Diesel Common Rail et afin d'observer les différents phénomènes qui se produisent au sein des injecteurs Diesel sans les perturber, un injecteur transparent permet un accès optique à l'écoulement interne. Nous présentons ensuite les diagnostics optiques spécialement développés pour l'observation phénoménologique de l'écoulement cavitant ainsi que les mesures thermomécaniques. Les différentes techniques de traitement des données et des images appliquées aux résultats d'essais sont ensuite décrites. Ces techniques nous ont permis de collecter une large base de données expérimentales quantitative.

2.1. Le système physique expérimental

Dans ce paragraphe, nous décrivons le support expérimental, les systèmes de commande et de contrôle du système d'injection et du matériel optique et d'acquisition, et la conception et le montage des injecteurs pour l'étude de la cavitation.

2.1.1. Le support expérimental

Nous avons recherché des dispositifs les plus proches possibles des systèmes montés sur les moteurs Diesel actuels. Nous décrivons dans ce paragraphe le système d'injection et la chambre de contre pression. Les expériences ont été effectuées à partir d'un système d'injection *Common Rail* Bosch, qui permet d'obtenir des conditions d'injections instationnaires réalistes. L'avantage principal de ce système réside dans la possibilité d'ajuster la durée de l'injection, sa pression d'alimentation et le nombre d'injections successives (Stumpp et al. 1996, Guerrassi et al. 1998).

2.1.1.1. Système d'injection

Le système d'injection comprend différents circuits : hydraulique, pneumatique et électronique (figure 2.1). Une pompe de gavage électrique (EKP) aspire le carburant du réservoir pour alimenter sous pression de 5 bar, via un filtre à carburant, la pompe haute pression qui génère la pression nécessaire à l'injection du carburant et le refoule dans l'accumulateur haute pression (rail ou rampe) de volume 40 cm³ environ. Ce volume permet

d'amortir les oscillations créées par l'alimentation pulsée de la pompe haute pression et au cours des prélèvements brusques de carburant à travers l'électro-injecteur dont l'extrémité de la buse a été remplacée par une pièce transparente reproduisant le sac et le trou d'injection.

Le carburant est injecté dans une chambre de contre-pression à volume constant, remplie d'air ou d'azote sous une pression constante mais ajustable. A cet effet, elle est équipée d'un système de vannes de remplissage et de vidange. Les gaz sont stockés dans des bouteilles équipées d'un détendeur de pression manuel.

La régulation de la pression rail est assurée par un capteur de pression AVL à jauge de contrainte (31 DP 1200 E-2,0) installé entre le rail et le porte injecteur. Pour des raisons de sécurité, cette pression rail quasiment maintenue stable est affichée sur un manomètre Bourdon permettant sa surveillance constante durant le fonctionnement du système.

L'électro-injecteur utilisé est équipé d'un perçage NHG spécifique, destiné à l'implantation d'un capteur de levée d'aiguille permettant le suivi de la position de l'aiguille en instantané durant l'injection.

Afin de réguler la température du carburant dans le réservoir, un échangeur carburant/eau a été implanté sur le circuit de retour de la pompe de gavage électrique. Le débit d'eau froide, réglable, nous permet de maintenir le carburant du réservoir à une température stable (38 à 40 °C).

L'ensemble porte-injecteur, injecteur transparent et chambre de contre-pression est monté sur la table d'une fraiseuse assurant des déplacements de précision suivant les trois axes. Son moteur entraîne la pompe haute pression par l'intermédiaire d'une courroie (fig. 2.33).

Les caractéristiques des différents composants du système d'injection (pompe haute pression, électro-injecteur, électrovanne de régulation de pression, ...) sont détaillées dans l'annexe 1.

2.1.1.2. Chambre de contre pression

Afin de pouvoir modifier la contre pression, une chambre à volume constant (environ 65 cm³) a été réalisée. A cet effet, elle est équipée d'un système de vannes assurant son remplissage et sa vidange en air ou en azote (fig. 2.1) à la température ambiante (entre 21°C et 23°C) sous une pression réglable pouvant atteindre 100 bar.

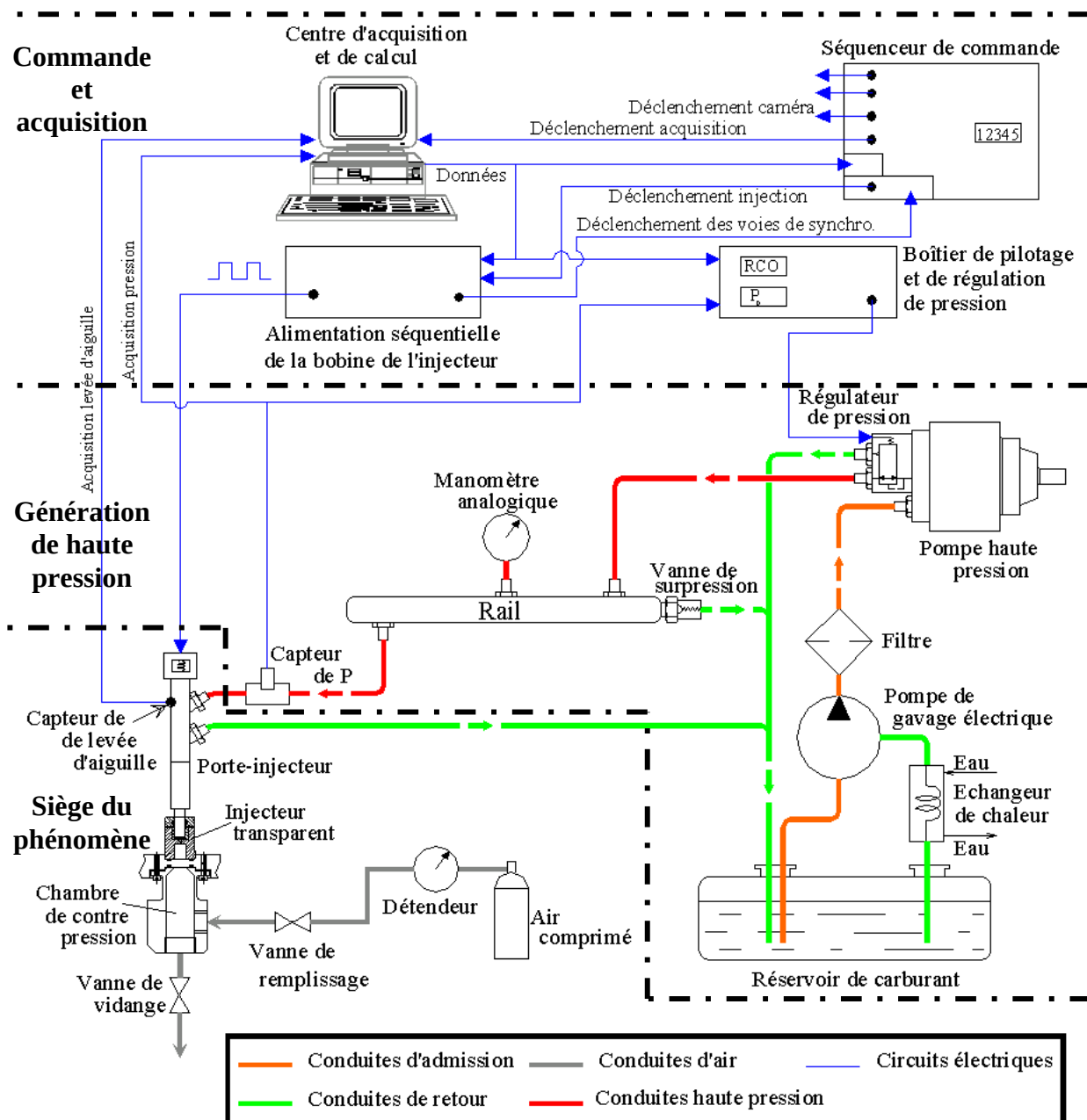


Figure 2.1 Schéma du dispositif expérimental

Le choix de l'azote comme gaz inerte pour l'étude de la cavitation sans inflammation à la sortie de l'injecteur, est justifié par sa présence en forte concentration dans l'air et par sa masse molaire et sa densité proches de celles de l'air.

La chambre de contre pression est de forme conique, de diamètre supérieur 8 mm, de diamètre inférieur 60 mm et de hauteur 90 mm. Le fond de la chambre est équipé d'un hublot transparent en quartz, de diamètre 50 mm, collé sur le porte hublot avec une colle silicone assurant une parfaite étanchéité et permettant un accès optique coaxial à l'orifice d'injection (fig. 2.2). Ce hublot est couvert d'un film d'huile de 2 mm d'épaisseur pour éviter le dépôt de gouttelettes durant la prise d'images. Il est entouré d'un canal de récupération relié au circuit de vidange, ce qui permet de maintenir la même épaisseur du film d'huile sur toutes les

injections. Le quartz et l'huile ISO 4113 ont le même indice de réfraction ($n=1,46$) et le hublot est à faces parallèles, ce qui fait qu'un faisceau de rayons lumineux, traversant ce hublot et le film d'huile, sort parallèle à lui-même.

Dans le cadre de cette étude, nous n'avons pas réalisé des visualisations via ce hublot. Il servira pour des visualisations dans des sections transversales de l'orifice d'injection (éclairage par tranche Laser perpendiculaire à l'axe de l'orifice), qui nous permettent de quantifier la section effective de l'écoulement liquide.

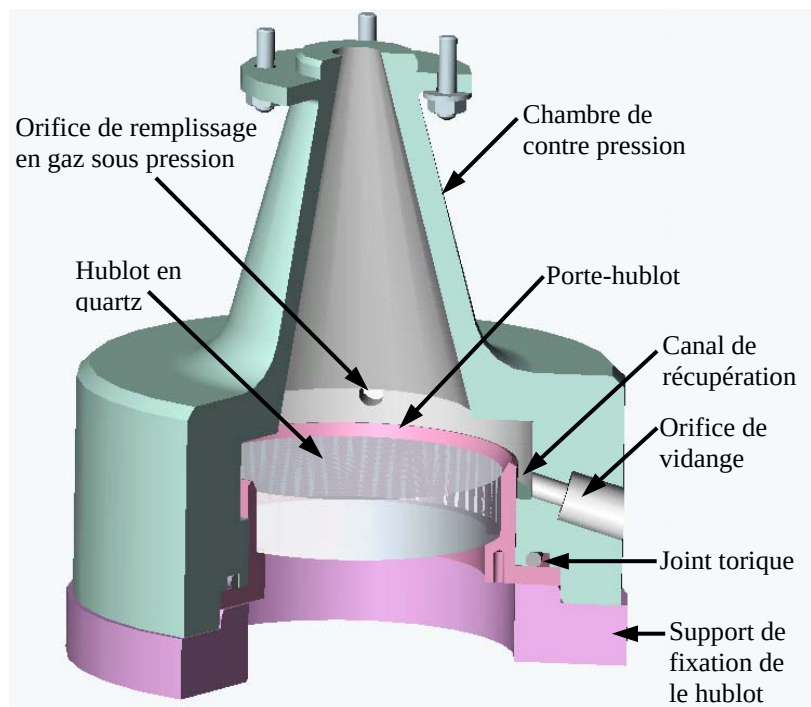


Figure 2.2 Chambre de contre pression en acier (Voir plan coté dans l'annexe 5)

2.1.2. Le système de contrôle

Des systèmes de contrôle électronique à haute résolution et d'acquisition à haute fréquence ont été réalisés. Ces systèmes ont pour rôle de gérer et commander le système d'injection, de synchroniser le déclenchement de l'injection avec d'une part les appareils de mesures et de diagnostics (Laser, caméra, ...), d'autre part avec le système d'acquisition permettant l'enregistrement en temps réel de différents paramètres comme la pression d'injection, la levée d'aiguille, la température, le débit d'injection...

2.1.2.1. Electronique de commande

Elle réalise trois fonctions : la première assure le pilotage et la régulation de la pression dans le rail par l'intermédiaire de l'électrovanne de régulation fixée sur la pompe d'injection, la deuxième fonction gère le pilotage de l'électro-injecteur pour simple, double ou triple

injection alors que la troisième fonction synchronise les différents composants du dispositif expérimental. La programmation de tous ces composants électroniques, selon les conditions d'injection et les durées et délais de synchronisation, se fait via un logiciel spécifique que nous avons réalisé sur TestPoint. Dans ce paragraphe, nous résumons les principales caractéristiques de cette électronique. Les détails de sa constitution et ses modes de fonctionnement sont donnés en annexe 2.

Pilotage et régulation de la pression d'injection

Cette électronique régule la pression dans le rail en agissant sur une électrovanne montée sur la pompe haute pression. D'après son principe de fonctionnement (annexe 1), l'électrovanne nécessite un courant variable créé par des cycles (modulation d'impulsions en largeur MIL). Pour cela, ce boîtier électronique comporte deux composants :

- Un modulateur d'impulsions en largeur permettant la génération de créneaux suivant un rapport cyclique d'ouverture (RCO) de l'électrovanne dans la plage de 5 à 95 %.
- Un contrôleur PID modifiant le RCO tout en comparant la valeur de la pression prédéfinie par l'utilisateur à celle mesurée par le capteur de pression installé entre le rail et l'entrée du porte injecteur.

Alimentation séquentielle de l'électro-injecteur

Ce composant permet l'alimentation en puissance de la bobine de l'électro-injecteur en simple, double ou triple impulsion selon des retards et des durées (fig. 2.3) convenablement choisis par l'utilisateur.

Le déclenchement de l'injection peut se faire manuellement ou via un signal TTL externe. Le top du signal d'excitation de l'électro-injecteur (0-12V), déclenche un signal TTL (0-5V) qui a la même durée D_i du signal d'excitation de l'électro-injecteur et qui servira au déclenchement des voies du séquenceur de synchronisation.

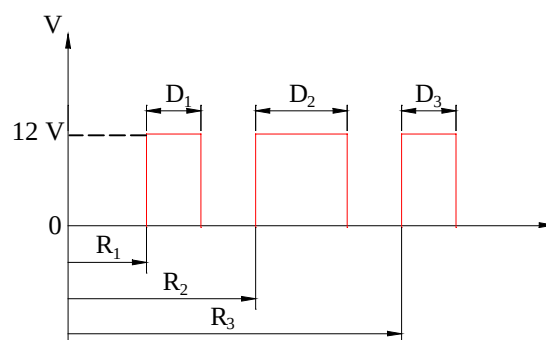


Figure 2.3 Exemple de définition des retards (R_i) et durées (D_i) pour une double injection

Séquenceur de synchronisation

Le rôle de ce composant est de synchroniser le déclenchement de l'injection avec les systèmes de diagnostic (caméra, Laser pulsé, débitmètre...) et d'acquisition de données. Il est constitué d'une carte compteur Keithley KPCI 3140 comportant 4 sorties digitales (signaux TTL 0-5V) ayant une résolution de 16 bits sur une base de temps de 40 MHz et une sortie d'impulsions TTL (0-5V) qui ne peut être déclenchée que par software. Les retards (par rapport à une même référence) et les durées des signaux TTL générés par ces 4 voies, sont programmables indépendamment et ils peuvent être déclenchés soit en interne par software soit en externe par un signal TTL.

En mode de déclenchement interne, le séquenceur déclenche automatiquement la sortie d'impulsion TTL et les 4 voies de synchronisation. Ce mode de déclenchement n'a été utilisé que pour des cas de test de matériels et de mises au point. En mode de déclenchement externe, le séquenceur déclenche la sortie « impulsion TTL » de la carte compteur qui permet le déclenchement de l'injection. Le top de déclenchement de cette dernière produit un signal TTL qui permet de déclencher les 4 voies du séquenceur selon les retards et les durées prédéfinis. Sur la figure 2.4, nous présentons un schéma du principe de fonctionnement en mode externe. La répétition du déclenchement de synchronisation, suivant une fréquence prédéfinie, est gérée par software (fig. 2.5).

Le mode de fonctionnement en déclenchement externe permet d'avoir une parfaite précision, de l'ordre de quelques nanosecondes, sur la synchronisation et la reproductibilité des signaux de déclenchement électroniques. Dans le cadre de notre étude, nous l'avons toujours utilisé durant les mesures.

A noter que la vérification de la précision fournie par cette électronique, a été faite sur un oscilloscope ayant une fréquence d'échantillonnage de 100 MHz, ce qui est équivalent à un temps de réponse de 10 ns.

Programme de configuration

Un programme pour la configuration de l'électronique, depuis un ordinateur par port série (RS232 C), a été réalisé sur le logiciel TestPoint. Ce programme présente une grande souplesse lors du changement des conditions expérimentales. Il est constitué d'une interface principale et de deux interfaces secondaires (fig. 2.6).

L'interface principale nous permet de :

- Choisir la période de répétition de l'injection et de sa synchronisation avec les 4 voies du séquenceur dans les mêmes conditions.

- Choisir le nombre de répétitions
- Configurer l'ensemble de l'électronique selon les paramètres qui ont été validés sur les interfaces secondaires A et B.
- Lancer le déclenchement interne ou externe (selon le mode choisi sur le séquenceur) d'une injection et des voies de synchronisation ou de tous les cycles d'injection prédéfinis par le paramètre de répétition (**Nb cycles**).

La première interface secondaire (fig. 2.6, A) assure le paramétrage des boîtiers de pilotage et de régulation de la pression et d'alimentation séquentielle de l'électro-injecteur. Elle nous permet de définir les conditions d'injection :

- Pression rail : dans la plage de 100 à 1200 bar par pas de 1 bar. La limite supérieure à 1200 bar est fixée par le capteur de pression utilisé pour la régulation de la pression rail.
- Nombre d'injections : simple, double ou triple
- Retard par injection : dans la plage de 0 à 1,677 s par pas de 0,1 μ s (électronique de 24 bits sur une base de temps de 10 MHz)
- Durée par injection : dans la plage de 0 à 6,55 ms par pas de 0,1 μ s (électronique de 16 bits sur une base de temps de 10 MHz). En pratique, nous ne dépasserons pas une durée de 3 ms, car nous risquons de griller la bobine de l'électro-injecteur.

La deuxième interface secondaire (fig. 2.6, B) assure le paramétrage des retards et des durées des 4 voies du séquenceur de synchronisation dans la plage de 0 à 1,63 ms par pas de 25 ns. Ces valeurs sont imposées par la carte « **compteurs** » qui fonctionne sur 16 bits et une base de temps de 40 MHz.

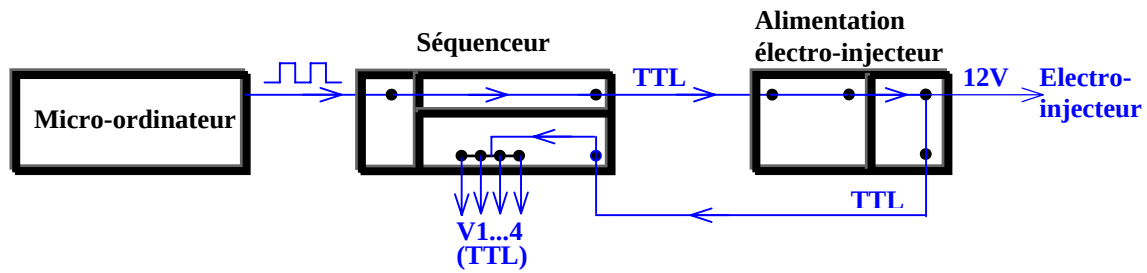


Figure 2.4 Principe de fonctionnement du séquenceur en mode externe

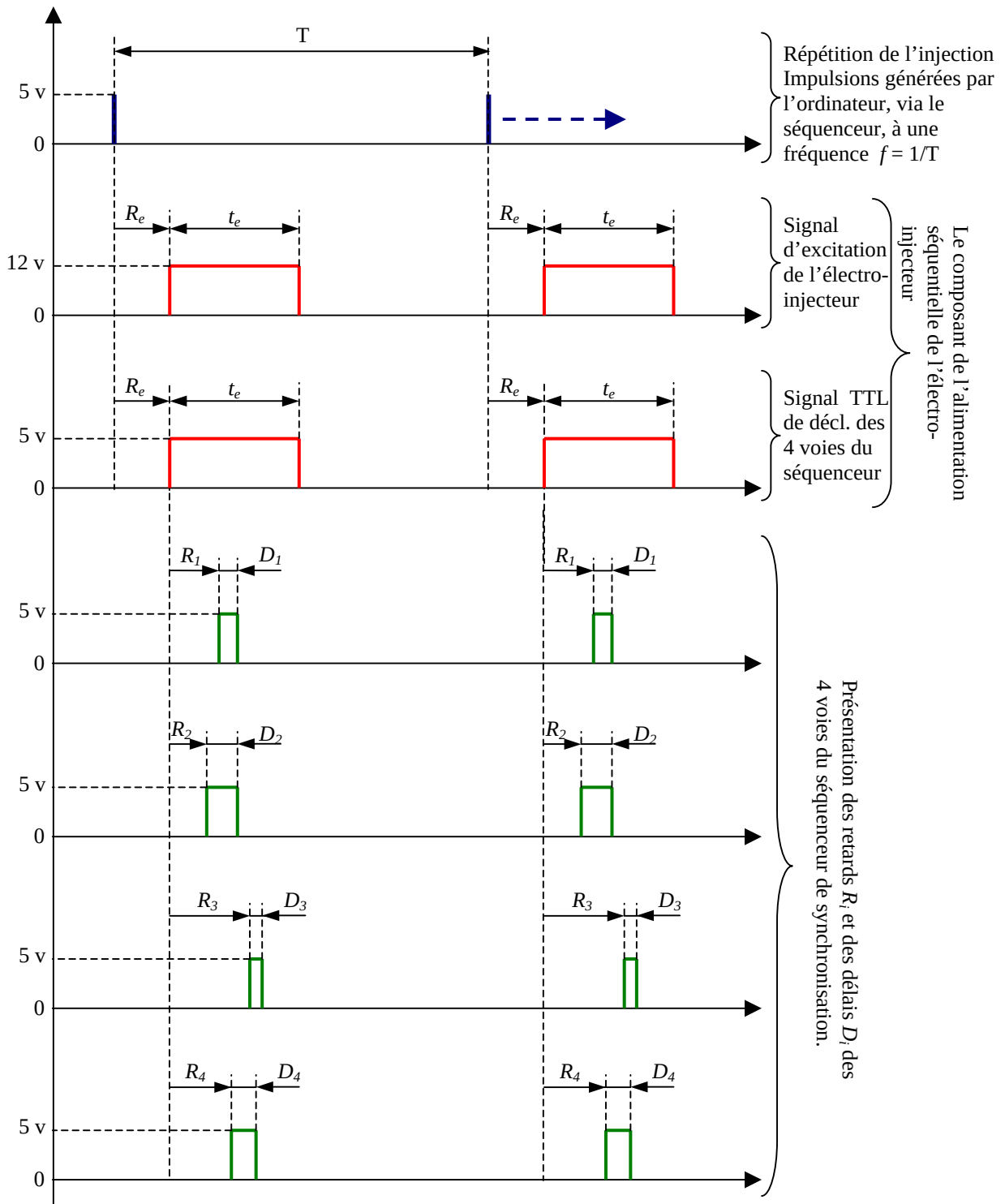


Figure 2.5 Séquence et temporisation des différents signaux de déclenchement

2.1.2.2. Système d'acquisition

Les données fournies par les différents capteurs sont enregistrées sur un micro-ordinateur dédié à l'acquisition rapide, par l'intermédiaire d'une carte de conversion analogique numérique : National Instruments 6110E (4 entrées analogiques à une fréquence de 5 MHz par voies et une résolution de 12 bits) et d'une interface d'acquisition que nous avons programmée sur LabView permettant l'enregistrement depuis les entrées analogiques de la carte sur un signal de déclenchement externe pour des raisons de synchronisation avec d'autres systèmes.

La sélection de la carte est faite selon les critères suivants :

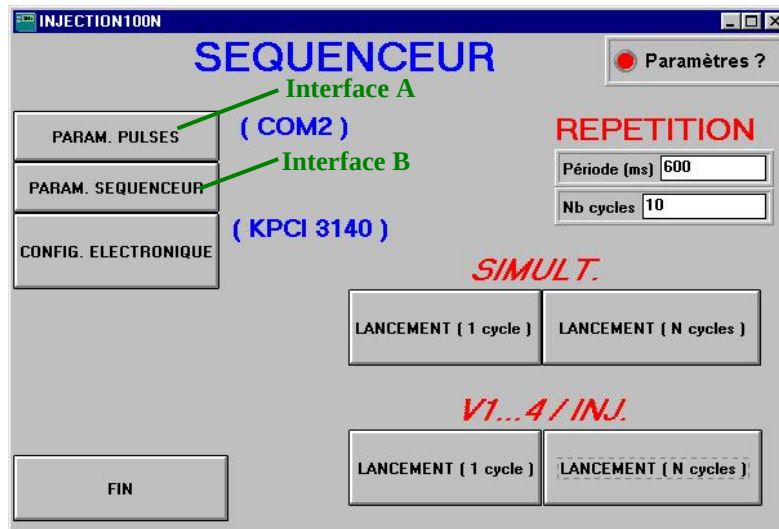
- Nombre de voies : plusieurs signaux doivent être enregistrés simultanément durant l'injection tels que : la levée d'aiguille, la pression rail, la pression sac, le débit injecté, les températures ... Pour cela, selon la configuration de nos montages, 4 voies d'acquisition analogique sont nécessaires.
- Fréquence d'acquisition : d'après le théorème de Shannon, pour que la répétition d'un spectre ne déforme pas le motif répété, il faut que la fréquence d'échantillonnage soit égale ou supérieure à 2 fois la fréquence maximale du signal échantillonné. Vu que la fréquence de certains de nos signaux comme la levée d'aiguille peuvent atteindre quelques centaines de kHz, une fréquence d'échantillonnage 5 MHz évite les problèmes de déformation de spectre.
- Résolution : selon le niveau de tensions sur lequel nous réalisons l'échantillonnage, l'augmentation de la résolution permet la détection des tensions de plus en plus faibles et par suite la suppression de certains amplificateurs de signaux qui peuvent bruyé le signal. Nous avons besoin d'une haute résolution pour détecter les faibles tensions (quelques millivolts) issues de certains appareils comme la sortie analogique du débitmètre qui délivre 6,24 mV pour 1 mm³/s, d'où le choix d'une résolution minimale de 12 bits sur les entrées analogiques de la carte est obligatoire (pour une plage de mesure 0-10V, 1bit $\equiv$ 2,44 mV).

Quant au programme d'acquisition, nous l'avons réalisé sur LabView. Il permet l'acquisition simultanée de 4 signaux analogiques et leur stockage sur le disque dur dans un fichier format ASCII ainsi que le déclenchement externe de la carte d'acquisition depuis un signal TTL et sa réinitialisation après chaque déclenchement. Les différents éléments paramétrables dans ce programme sont les suivants :

- Nombre de voies analogiques : 1 à 4 voies
- Fréquence d'acquisition : 0 à 5 MHz (par voie)

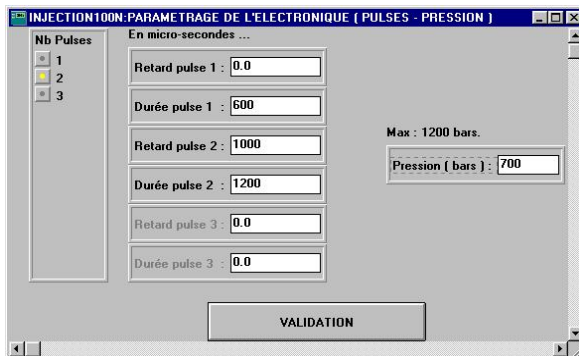
- La sélection du type de déclenchement externe : sur un front montant ou descendant du signal TTL.
- Durée d'acquisition : la limite supérieure dépend de la mémoire vive du micro-ordinateur contenant la carte et de la fréquence d'acquisition (ces deux paramètres permettent de définir la taille des fichiers de stockage).
- La taille du tampon à réserver dans la mémoire vive du micro-ordinateur.
- Le nom et le répertoire des fichiers de sauvegarde.
- L'intervalle des limites supérieures et inférieures des tensions à mesurer : Ce paramètre nous permet de mieux gérer la résolution de la carte. Les plages de mesure que nous pouvons choisir sont prédéfinies sur la carte et se situent entre -42 V à $+42\text{ V}$ (la plage de mesure utilisée $0-10\text{ V}$).
- Le nombre d'acquisition que le programme doit faire : Ce nombre est limité par l'espace disponible sur le disque dur de l'ordinateur.
- Un affichage graphique des signaux enregistrés par le système d'acquisition

Interface principale



Interface secondaire A

Paramétrage des injections et de la pression



Interface secondaire B

Paramétrage du séquenceur de synchronisation

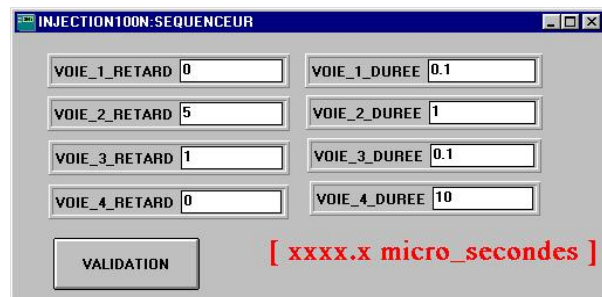


Figure 2.6 Interfaces du logiciel de configuration de l'électronique de commande (programmé sur TestPoint)

2.1.3. Le siège du phénomène de cavitation – L'orifice d'injection

La conception et la mise en place d'un montage équipé d'un porte-injecteur Common Rail, d'un injecteur transparent permettant l'accès optique à l'écoulement interne et d'une enceinte pressurisée ont fait l'objet d'une longue étude de conception : sélection de matériaux transparents résistants aux chocs et aux hautes pressions d'injection, forme géométrique et dimensions de l'injecteur transparent, techniques d'usinage des injecteurs transparents, techniques de montage et d'étanchéité vis-à-vis des hautes pressions...

2.1.3.1. Géométrie du nez (sac – orifice)

Afin de se rapprocher au mieux des conditions du moteur Diesel, un injecteur Diesel standard, a été choisi comme point de départ. L'extrémité de la buse d'injection (aiguille à

simple guidage) a été remplacée par une pièce en quartz ou en plexiglas optiquement polie reproduisant un sac et un trou d'injection (fig. 2.7).

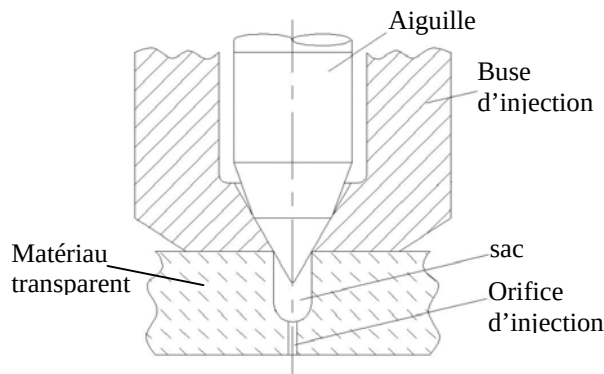


Figure 2.7 Modification d'une buse d'injection standard

Pour les faibles levées d'aiguille, la cavitation se déclenche sur le siège de l'aiguille et se propage jusqu'au sac de l'injecteur. Afin d'éviter la confusion entre cette cavitation et celle qui apparaît dans l'orifice d'injection faisant l'objet principal de notre étude, nous avons choisi de réaliser des injecteurs transparents à sac relativement longs (2 mm). Le diamètre de ce dernier (1,6 mm) est égal à celui de la sortie de la buse d'injection dont l'extrémité a été coupée.

Quant à l'orifice d'injection, son diamètre minimal est limité par les difficultés d'usinage. Notre objectif était de réaliser le plus petit diamètre tout en gardant un rapport longueur sur diamètre l/d aux alentours de 4. Ainsi, les diamètres de tous les orifices transparents que nous avons réalisés, varient entre 300 et 400 μm .

A noter que la durée de vie d'un injecteur transparent dépend de la pression d'injection et du nombre d'injections (jusqu'à quelques milliers d'injections). Pour cela, nos mesures ont été réalisées sur plusieurs injecteurs transparents.

Deux types de matériaux transparents ont été utilisés : le plexiglas et le quartz. Ils ont le même indice de réfraction ($n=1,46$) que le liquide (huile ISO 4113). L'avantage du quartz est sa haute résistance aux contraintes engendrées par la pression du carburant. Cependant, son usinage et son polissage sont beaucoup plus difficiles que ceux du plexiglas.

Les injecteurs en quartz ont été réalisés par usinage ultrasonore au Laboratoire de Chronométrie Electronique et Piézoélectricité. Leur polissage est manuel. Quant aux injecteurs en plexiglas, ils ont été usinés par perçage permettant d'avoir une surface polie durant l'usinage grâce à une huile spéciale de lubrification. A cause des difficultés et des problèmes techniques d'usinage micromécanique et de polissage des orifices, il était impossible d'avoir une parfaite reproductibilité des dimensions et de la géométrie d'un

injecteur à un autre, d'où l'apparition des défauts de géométrie dus à la fabrication. Les diamètres moyens et les rapports l/d de tous les injecteurs utilisés dans le cadre de cette étude sont résumés dans le tableau 2.1. D'autres paramètres de dimension comme les rayons des bords d'entrée de l'orifice d'injection, les angles entre le fond du sac et les arêtes de l'orifice, les angles de conicité et de divergence des orifices... ont une influence très importante sur le déclenchement et le développement de la cavitation dans l'orifice d'injection. Ces paramètres pour chacun des 4 injecteurs transparents sont présentés sur les figures 2.8 à 2.11. Pour la réalisation de leurs visualisations, les injecteurs ont été remplis d'une graisse noire (matière qui absorbe la lumière sans réflexion). Nous avons utilisé un éclairage ombroscopique et une acquisition d'images via un microscope longue distance, ce montage sera décrit en détail au paragraphe 2.3.2. La résolution obtenue pour la vue globale de chacun des injecteurs est de $1,6 \mu\text{m}/\text{pixel}$ et pour les vues des bords d'entrée est de $0,43 \mu\text{m}/\text{pixel}$. Malgré cette haute résolution, il pourrait y avoir une erreur de quelques micromètres due aux bruits de l'imagerie.

La mesure de la pression sac sur des injecteurs transparents n'était pas possible à cause des problèmes techniques d'usinage et d'encombrement du capteur qui l'affaiblissent. En plus, l'insertion d'un capteur de pression au niveau du sac perturbe l'écoulement et modifie son taux de cavitation.

	Matériau	d (moyen)	l/d
Injecteur 1	Plexiglas	$390 \mu\text{m}$	3,5
Injecteur 2	Quartz	322	4,3
Injecteur 3	Plexiglas	$360 \mu\text{m}$	4
Injecteur 4	Quartz	$332 \mu\text{m}$	3,56

Tableau 2.1 Dimensions et caractéristiques géométriques des injecteurs transparents

Avec ces injecteurs transparents et les moyens expérimentaux disponibles, la mesure de débit instantané n'était pas réalisable sur le débitmètre utilisé à cause des fluctuations du signal engendré par cet appareil.

Pour cela, ces deux mesures, citées plus haut, ont été réalisées sur deux injecteurs métalliques c et d (figure 2.12) conçus et réalisés pour reproduire au mieux la géométrie des injecteurs transparents (sac et trou) et leurs dimensions (sac de diamètre $1,6 \text{ mm}$ et de longueur 2 mm , orifice de diamètre $0,4 \text{ mm}$ et de longueur $1,6 \text{ mm}$). La vérification des défauts de géométrie et des dimensions après l'usinage, n'a pas été réalisée pour ces deux injecteurs. Mais, l'usinage micromécanique et les perçages de ces deux injecteurs, ont été faits sur des machines de précision. Leurs montages seront détaillés au paragraphe 2.2.

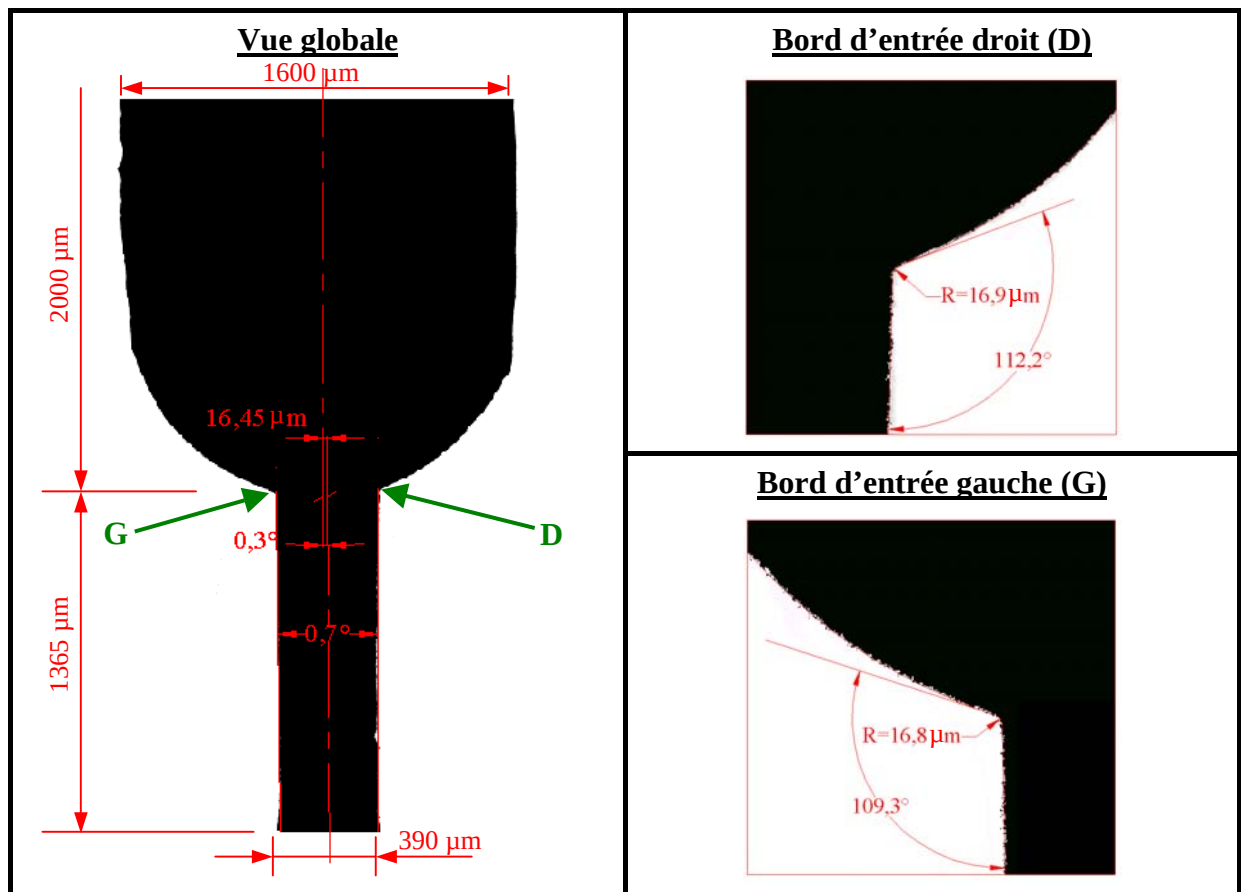


Figure 2.8 Caractéristiques géométriques de l'injecteur 1 (Plexiglas)

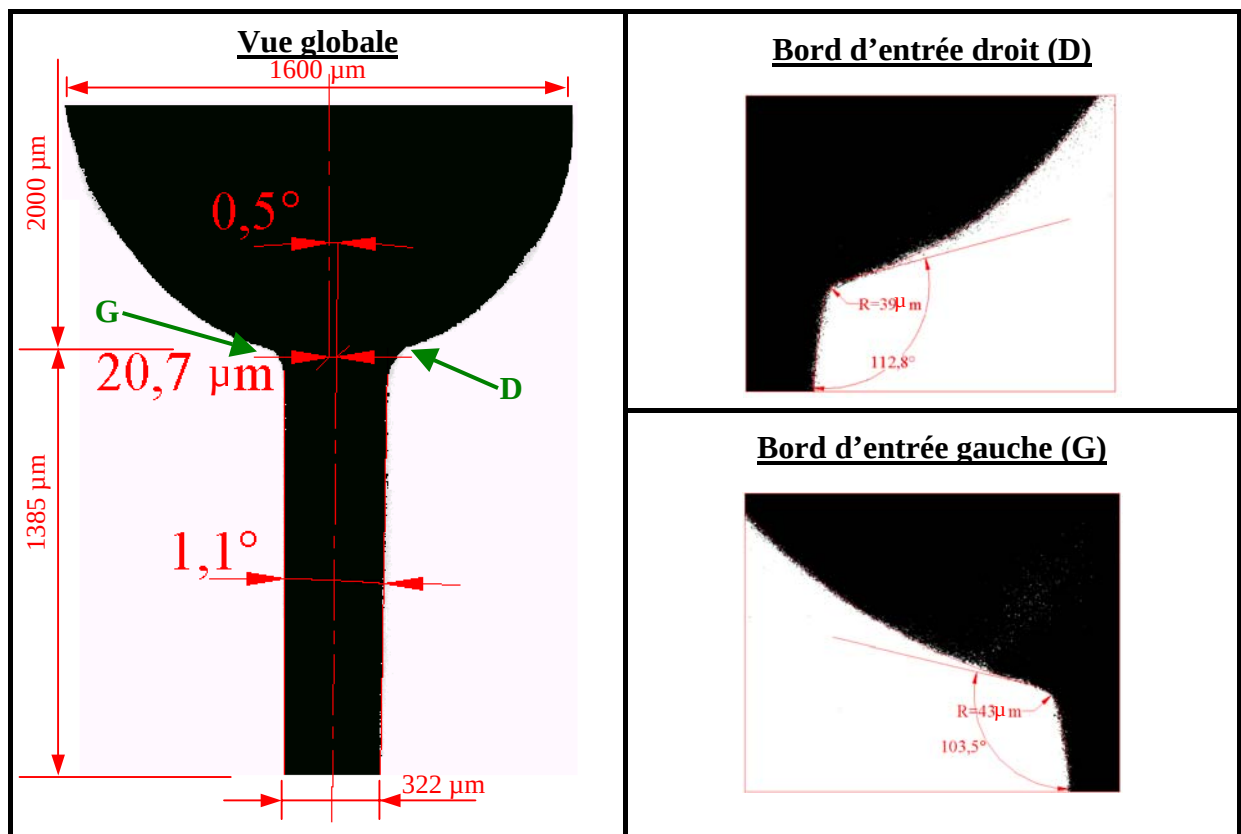


Figure 2.9 Caractéristiques géométriques de l'injecteur 2 (Quartz)

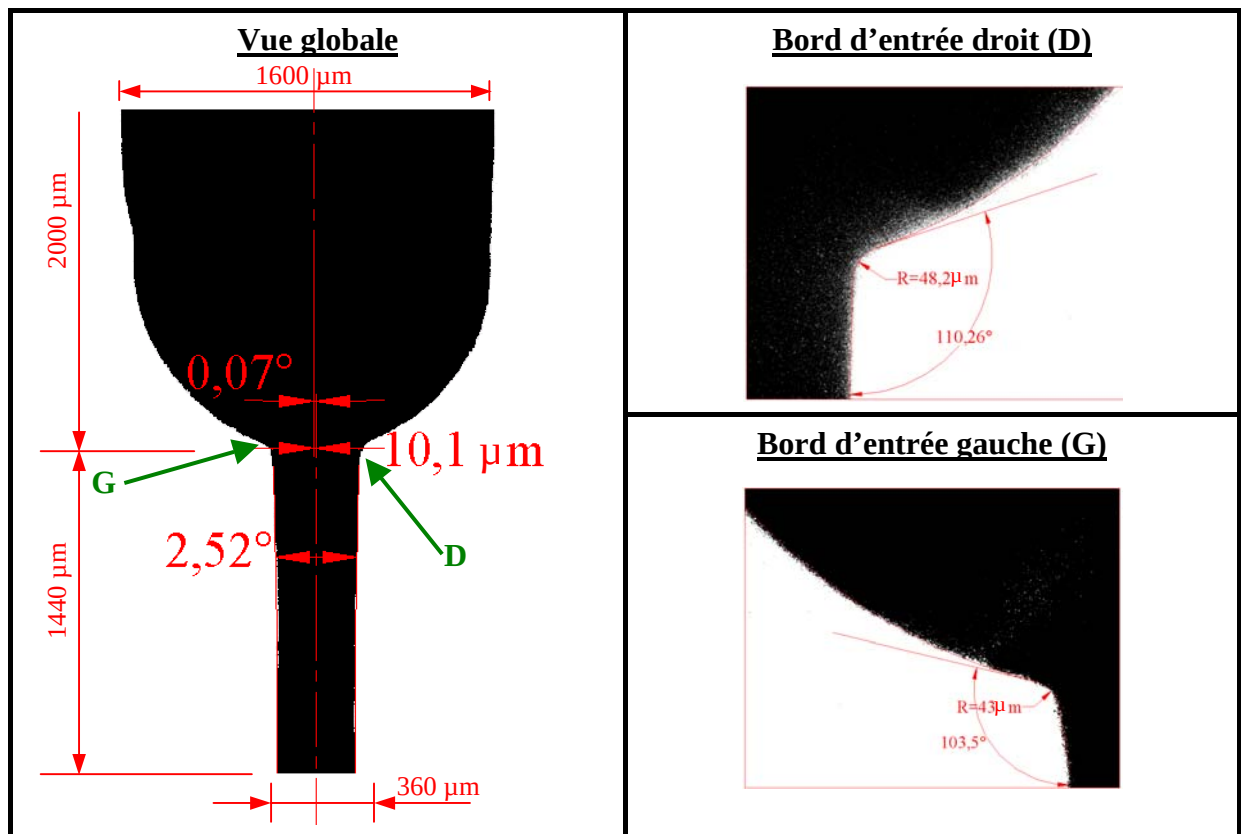


Figure 2.10 Caractéristiques géométriques de l'injecteur 3 (Plexiglas)

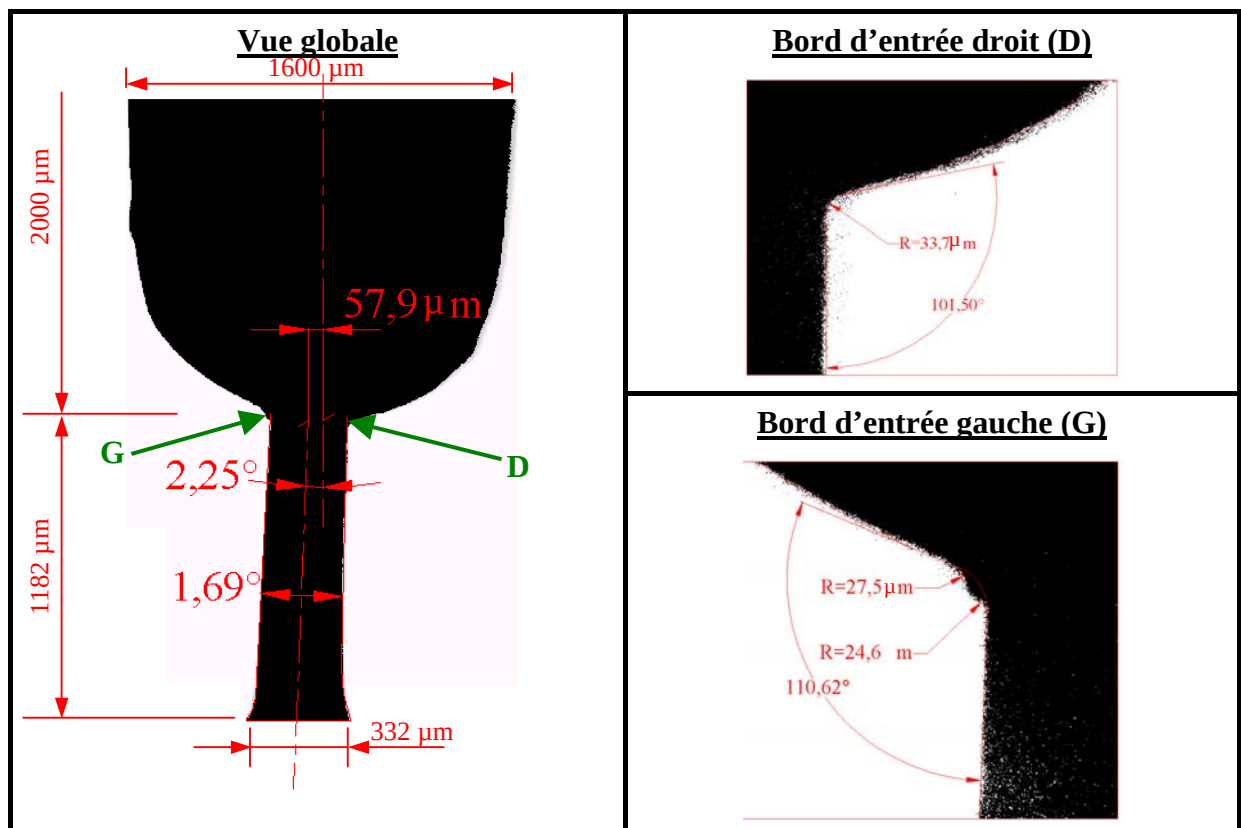


Figure 2.11 Caractéristiques géométriques de l'injecteur 4 (Quartz)

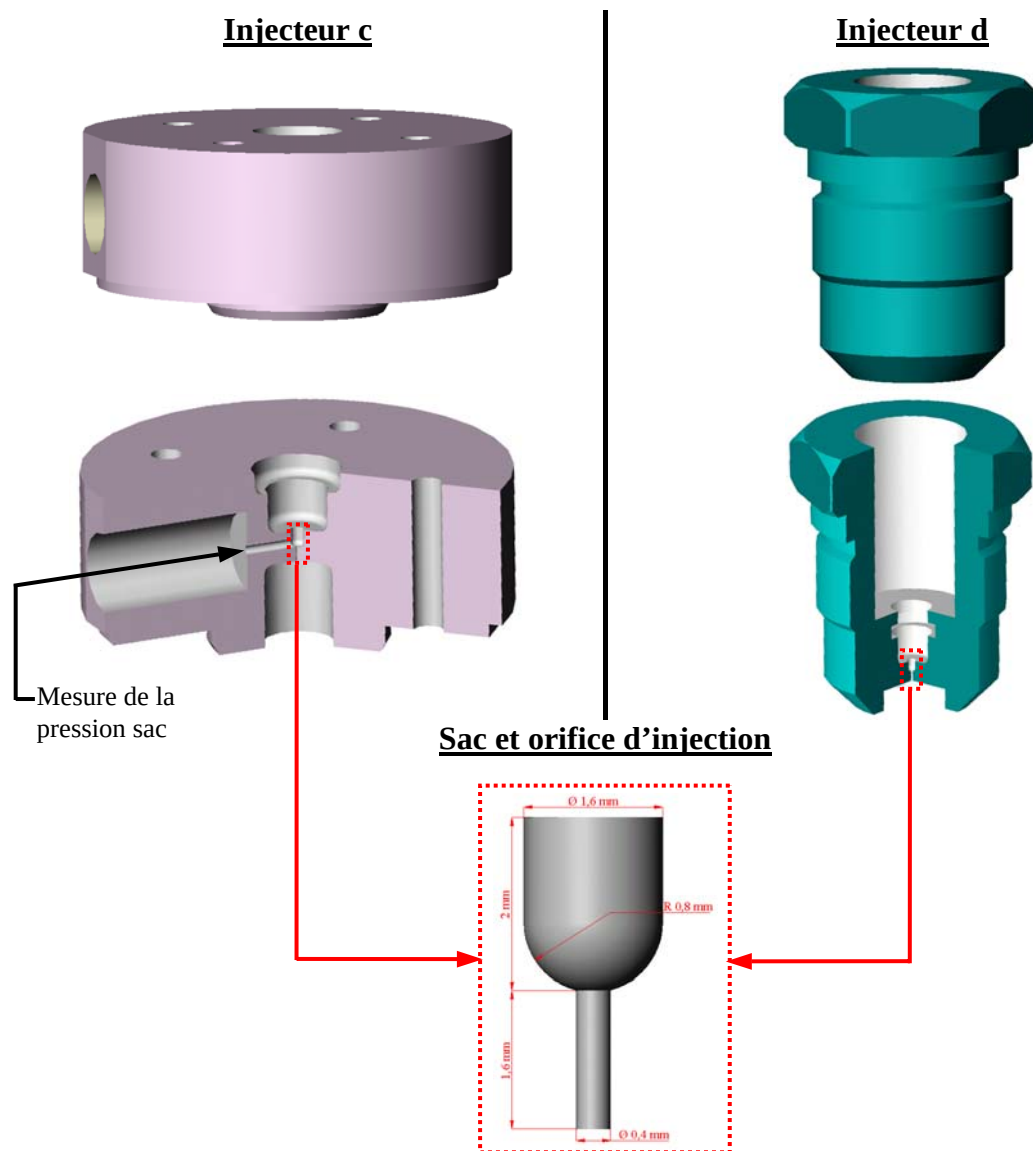


Figure 2.12 Caractéristiques géométriques des injecteurs métalliques utilisés pour les mesures de la pression sac et le débit d'injection

2.1.3.2. Montage de l'injecteur transparent

La figure 2.13 montre en détail tous les composants constitutifs du montage réalisé.

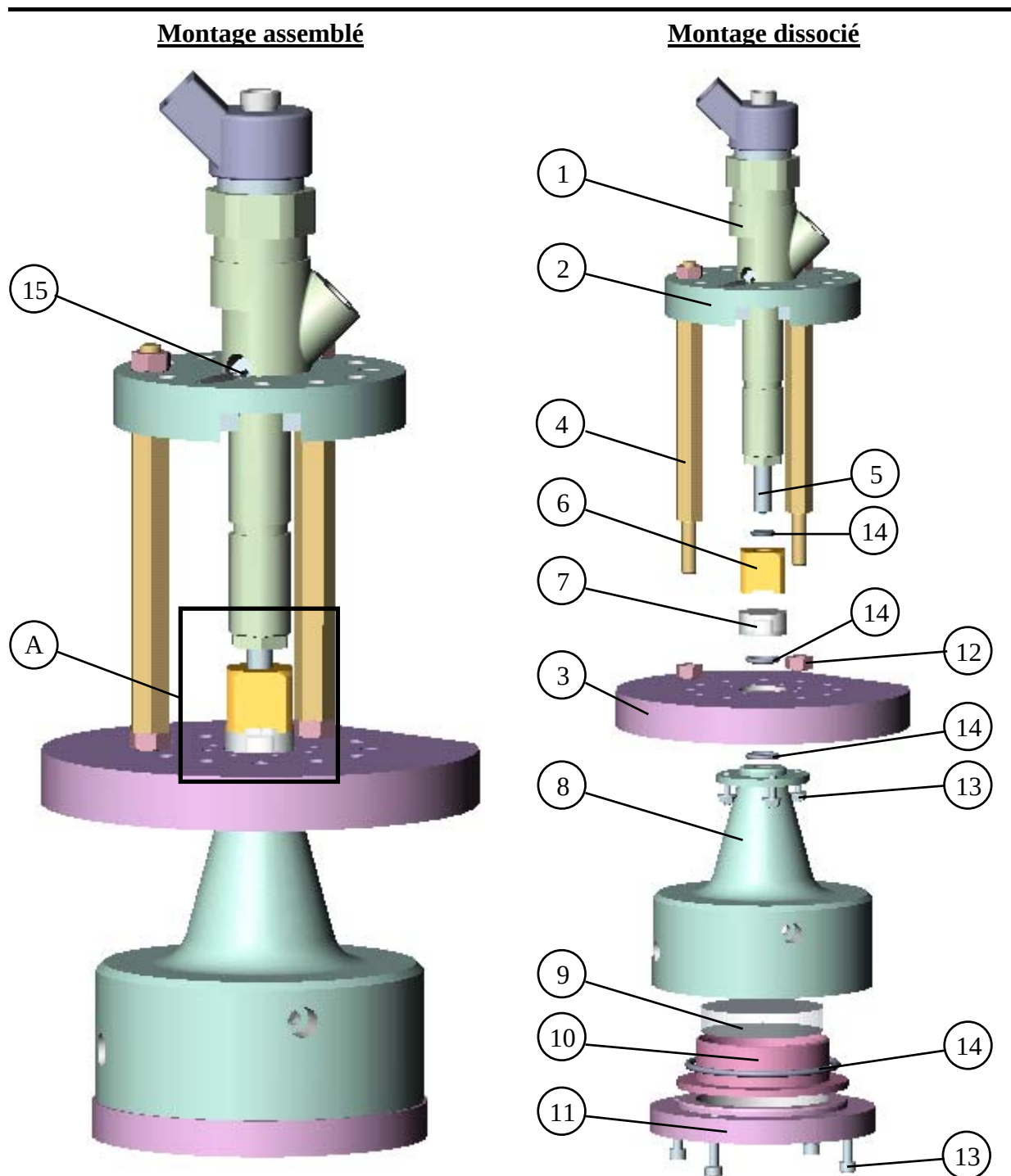
L'étanchéité et la résistance du matériau transparent à la pression engendrée par l'injection, étaient les deux problèmes techniques majeurs. En effet, la conception du montage de l'injecteur transparent (fig. 2.13, A) et sa géométrie ont été modifiées plusieurs fois afin d'améliorer sa tenue mécanique aux hautes pressions d'injection. Les différentes étapes de l'évolution de ce montage sont présentées sur la figure 2.14. Sur la première conception, l'étanchéité a été réalisée par un joint torique monté entre la buse d'injection et l'injecteur transparent (fig. 2.14, composant 1). Avec ce montage, le carburant sous haute pression a une grande surface de contact (fig. 2.14, composant 2) avec le matériau transparent, ce qui

augmente les contraintes mécaniques exercées sur l'injecteur transparent et par suite produit sa fracture au niveau des angles A1 (fig. 2.14).

Pour supprimer cette surface de contact, nous avons inséré une pièce intermédiaire (fig. 2.14, composant 3), entre la buse d'injection et l'injecteur transparent, sur laquelle nous avons fixé l'injecteur transparent (fig. 2.14, composant 4) par collage (colle époxyde rapide translucide). Il s'est avéré que lorsqu'une fuite se produit au niveau de la colle, l'injecteur transparent casse au niveau des angles A2 (fig. 2.14).

Pour cela, la suppression de cette grande surface de contact était inévitable. D'où, la réalisation de la conception définitive (fig. 2.14, conception 3), qui a été adoptée pour toutes nos mesures. Le centrage entre le manchon métallique (fig. 2.14, composant 5) et l'injecteur transparent (fig. 2.14, composant 6) est assuré sur la surface cylindrique externe de ce dernier. Avec ce dernier montage, nous avons pu atteindre, sans risque de rupture et de fuite, des pressions d'injection de 1000 bar sur des injecteurs transparents en quartz.

L'orifice d'injection débouche dans la chambre de contre-pression (fig. 2.13) décrite au paragraphe 2.1.1.2.



1-porte injecteur	2-bride supérieure	3-bride inférieure	4-entretoise (x3)	5-buse d'injection
6-manchon acier	7-injecteur transparent	8-chambre de contre-pression	9-hublot	
10-porte-hublot	11-support de fixation	12-écrou de contre serrage (x3)	13-vis	14-joints toriques
15-connexion de la levée d'aiguille				

Figure 2.13 Montage de l'injecteur transparent sur une chambre de contre-pression

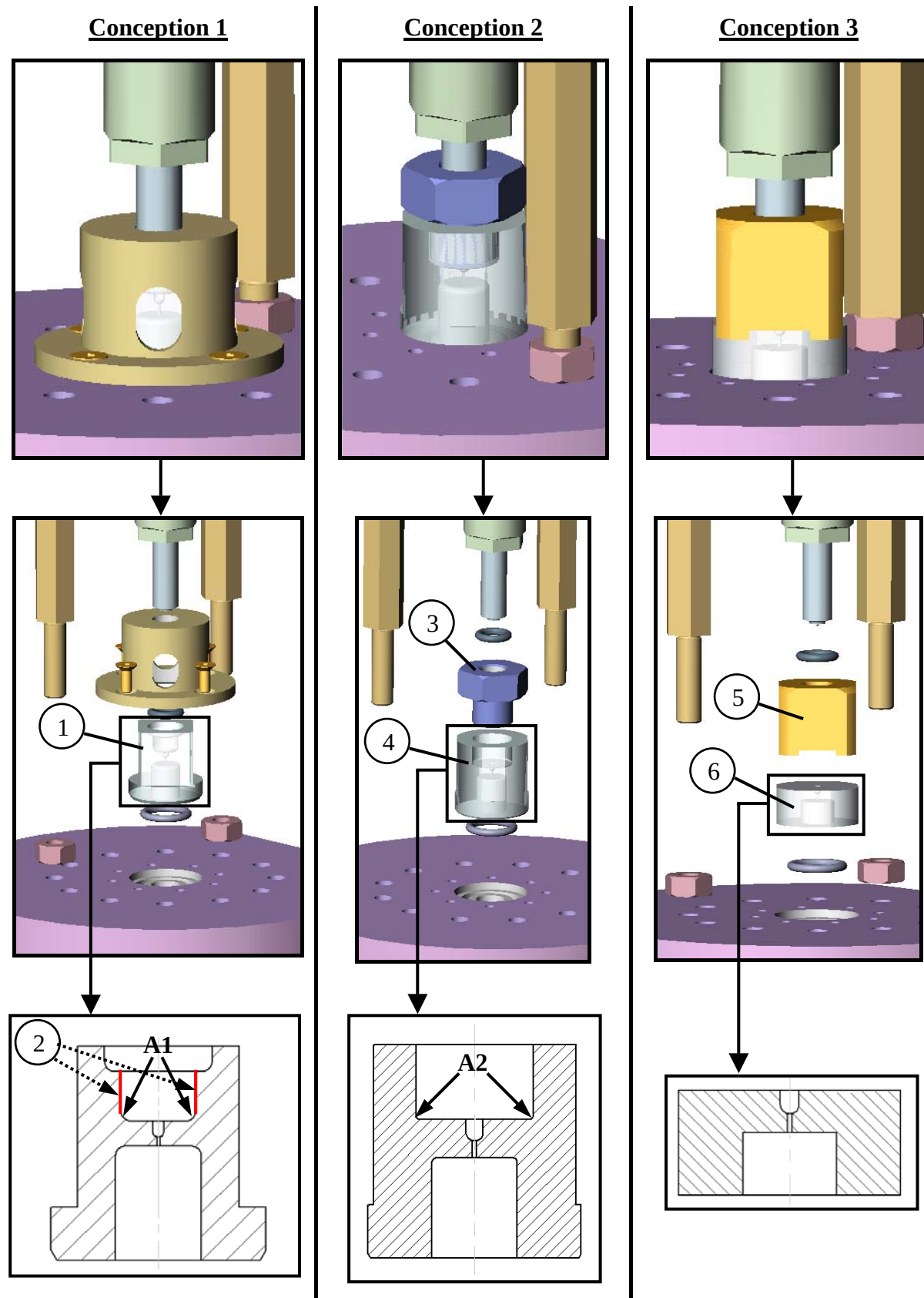


Figure 2.14 Evolution du montage des injecteurs transparents et de leur étanchéité
(Plans cotés des injecteurs transparents sont dans l'annexe 1)

2.1.4. Conditions expérimentales

Dans cette étude, nous avons traité les conditions d'apparition de la cavitation et son développement dans l'orifice sur des injections simples en conditions cycliques mais quasi-stationnaires. En effet, quelles que soient les conditions de pression (pression rail et contre-pression), nous avons toujours utilisé une durée d'excitation de l'électro-injecteur de 2,5 ms. Cette durée, relativement longue par rapport aux injections dans un moteur Diesel (0,4 à 2 ms), a été choisie dans le but d'atteindre une phase quasi-stationnaire suffisante pour l'observation de la cavitation lors de la pleine levée d'aiguille durant le cycle d'injection. Une fréquence d'injection de 1 Hz a été adoptée pour toutes nos mesures. Cette faible fréquence a été choisie afin de permettre la réinitialisation des systèmes d'acquisition et d'enregistrement (de données et d'images) en temps réel durant l'injection.

Les conditions expérimentales des mesures réalisées ainsi que les techniques de visualisations adoptées pour chaque condition et chaque injecteur sont présentées dans le tableau 2.2.

	Pression rail P_R (bar)	Contre-pression P_c (bar)	Techniques optiques
Injecteur 1	300-500	1	Ombroscopie
Injecteur 2	300	1-25	Ombroscopie
Injecteur 3	300	5-10-15	Ombroscopie
	300-400	10-15	Ombroscopie
Injecteur 4	300	10-20-30-40	Tomographie
	300-500-700	10	Ombroscopie/Tomographie

Tableau 2.2 Conditions expérimentales de pressions et techniques optiques
Durée d'excitation de l'électro-injecteur constante $t_e = 2,5$ ms

Quant aux mesures de pressions sac et de débits, réalisées sur les injecteurs c et d, nous avons reproduit les mêmes conditions que celles adoptées sur les injecteurs transparents, en plus de quelques conditions supplémentaires réalisées dans le but d'enrichir la base de données pour le calcul du coefficient de décharge. Ainsi, l'ensemble des conditions de pressions rail et de contre-pressions balayées sur ces deux injecteurs sont résumées dans le tableau 2.3. La durée d'excitation de l'électro-injecteur a toujours été maintenue à 2,5 ms.

Le liquide adopté pour nos mesures est l'huile ISO4113 synthétique normalisée (Norma Fluid BR, Shell) dont les propriétés physiques détaillées en annexe 4 (à 1 bar et 40°C : densité 810 kg/m³ et viscosité cinématique 2,78 mm²/s) sont proches de celles du gazole. Un autre avantage est la proximité de l'indice optique de cette huile et de celui des deux matériaux transparents utilisés ($n=1,46$), qui permet de minimiser les effets de réfraction quand la lumière traverse la surface interne cylindrique de l'injecteur.

Pression rail P_R (bar)	Contre-pression P_c (bar)
300	1-5-10-15-20-25-30-40
400	10-15
500	10-20
700	10-20-40

Tableau 2.3 Conditions expérimentales de pressions adoptées sur les injecteurs c et d
Durée d'excitation de l'électro-injecteur constante $t_e = 2,5$ ms

Pour toutes nos mesures la température de l'huile dans le réservoir a été maintenue à 40°C environ grâce à un échangeur de chaleur eau-huile (cf. 2.1.1.1). La variation des propriétés de cette huile en fonction des pressions et températures durant l'injection seront détaillées au paragraphe 3.1.5. Au cours des campagnes de mesure, l'huile du réservoir a été changée toutes les 2 semaines pour éviter les problèmes d'oxydation qui modifient ses propriétés.

2.2. Les moyens de mesure

Nous avons classé nos mesures en deux grandes classes : mesures optiques basées sur des techniques de diagnostic optique et mesures thermomécaniques (pressions, débits, vitesses, températures).

Il n'est pas possible de mesurer simultanément toutes les grandeurs. La pression sac, le débit d'injection et les températures ont été mesurés dans des conditions identiques de géométrie, de pression rail et contre-pression avec la levée d'aiguille comme référence temporelle.

2.2.1. Mesure de la levée d'aiguille

Un capteur de proximité mesure le déplacement de l'aiguille de commande de l'injection. Ce capteur de type Micro-Epsilon S05 est implanté sur le porte-injecteur équipé d'un perçage NHG spécifique. Le signal électrique recueilli est enregistré, via un amplificateur de charge, pour déterminer la position instantanée de l'aiguille durant l'injection.

2.2.2. Mesures des pressions

Le contrôle des pressions depuis le rail jusqu'à la chambre de contre pression détermine la qualité des mesures et leur reproductibilité. Il en résulte de bonnes estimations :

- Des nombres adimensionnels comme le nombre de Reynolds Re et le nombre de cavitation K qui sont primordiaux pour la caractérisation de l'écoulement

- Des pertes de charge d'une part entre rail et le sac et d'autre part entre le sac et la chambre de contre-pression.

Pour cela, la mesure de la pression a été réalisée à trois endroits différents : dans le rail, dans le sac de l'injecteur et dans la chambre de contre-pression.

2.2.2.1. Pression rail

Cette pression a été mesurée par l'intermédiaire d'un capteur de pression AVL à jauge de contrainte (31 DP 1200 E-2,0) installé entre le rail et l'entrée du porte injecteur (fig. 2.1). La régulation de la pression rail, par un contrôleur PID (*cf.* 2.1.2.1), utilise le signal livré par ce capteur. Malgré cette régulation, une chute de la pression rail variant entre 5 et 8 % ainsi que des fluctuations, qui dépendent uniquement de la durée d'excitation t_e de l'électro-injecteur, ont été constatées durant l'injection. Le changement du nez d'injection, transparent (Injecteur 1, 2, 3 ou 4) ou acier (Injecteur c ou d), n'a pas d'incidence sur l'amplitude de cette chute et des fluctuations de la pression rail.

Pour une bonne mesure de la perte de charge dans le porte injecteur « entre le rail et le sac de l'injecteur », la pression rail a été mesurée en instantané sur chaque cycle d'injection. Ensuite, cette mesure instantanée a été moyennée sur une série de 60 injections. Dans toutes les conditions étudiées, l'écart type de la moyenne instantanée est inférieur à 1 % voire 0,5 % dans certains cas.

2.2.2.2. Pression sac

La pression sac P_s est la pression de l'huile située entre le siège de l'aiguille et l'entrée de l'orifice d'injection dans lequel nous cherchons à étudier le phénomène de cavitation.

L'installation d'un capteur de pression sur les nez d'injection transparents, utilisés pour les visualisations optiques, n'est pas faisable à cause des problèmes techniques d'usinage dans les matériaux transparents. Pour cela, nous avons réalisé un nez d'injection en acier, ayant un sac et un orifice de dimensions comparables à celles des injecteurs transparents, sur lequel nous avons monté un capteur de pression miniature à jauge de contrainte (AVL SL31D2000, fig. 2.15) ayant une fréquence naturelle supérieure à 100 kHz. La surface sensible de ce capteur a un diamètre de 1 mm. D'où, un tube de diamètre 1 mm a été percé sur une longueur de 5,2 mm, perpendiculaire au sac, permettant de relier ce dernier au capteur de pression (fig. 2.16). Etant donné que l'huile est incompressible pour les pressions utilisées dans cette étude, inférieure à 1000 bar, la pression se transmet à des vitesses de l'ordre de la vitesse du son dans l'huile (supérieure à 1200 m/s) et par suite la durée de propagation d'une onde de pression entre le sac et le capteur de pression est inférieure à 4,3 μ s, négligeable comparée à la durée d'injection supérieure à 2500 μ s.



Figure 2.15 Capteur de pression SL31D2000 (doc. AVL)

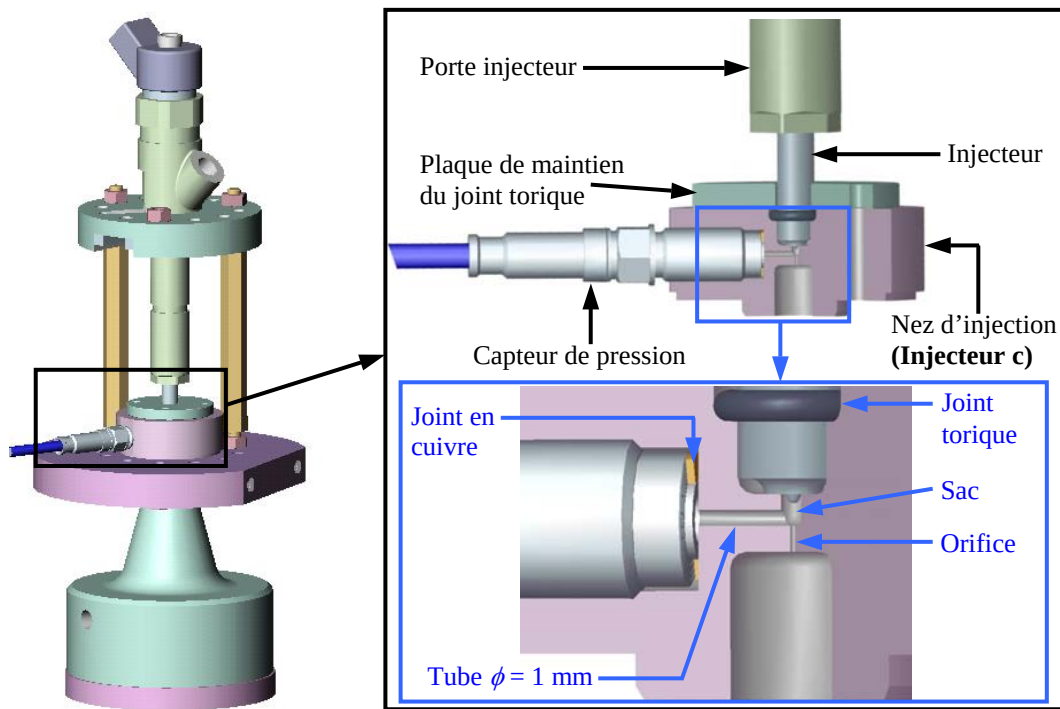


Figure 2.16 Mesure de la pression sac : montage du capteur, assemblage

2.2.2.3. Pression chambre

La pression chambre, nommée contre-pression P_c , est mesurée par le manomètre analogique du détendeur (fig. 2.1) avec une précision de $\pm 0,5$ bar sur la plage de 1 à 100 bar.

2.2.3. Mesures de température

La température de l'huile a une influence importante sur sa densité et sa viscosité. C'est aussi un paramètre qui favorise le déclenchement et l'évolution de la cavitation dans l'orifice d'injection.

Depuis le réservoir d'huile jusqu'au sac de l'injecteur, nous avons contrôlé et mesuré la température à différents endroits sur le circuit d'injection, pour aboutir à une bonne estimation de la température de l'huile dans le sac. Sur notre montage, nous avons utilisé l'injecteur c qui a été adopté pour la mesure de la pression sac.

2.2.3.1. Choix et montage des thermocouples

Pour la mesure de la température, cinq thermocouples type K ont été installés à différents endroits sur le circuit d'injection (fig. 2.17) :

- Le thermocouple T1 mesure la température de l'huile dans le réservoir. Cette température est régulée entre 38 et 40°C grâce un échangeur de chaleur huile/eau.
- Le thermocouple T2 mesure la température de l'huile dans le rail.
- Le thermocouple T3 mesure la température du corps du porte injecteur dont l'échauffement est dû aux frottements visqueux dans l'écoulement, associés aux frottements mécaniques (déplacement de l'aiguille et du système de contrôle). Pour une pression rail, une fréquence d'injection et une température ambiante données, la température du porte injecteur se stabilise au delà d'un certain nombre d'injections (environ 1000 injections).
- Le thermocouple T4 mesure la température du corps du nez d'injection, d'une part chauffé par l'écoulement de l'huile en provenance du porte-injecteur et d'autre part refroidi par le support inférieur de l'ensemble.
- Le thermocouple T5 mesure la température de l'huile dans le sac de l'injecteur, en amont de l'orifice d'injection.

Le thermocouple T1 est plongé dans l'huile du réservoir. Les thermocouples T3 et T4 sont montés par soudage sur le porte-injecteur et sur le nez d'injection respectivement. Les thermocouples T2 et T5 sont montés aux extrémités de tubes remplis de colle entourant les fils et assurant une parfaite étanchéité à des pressions pouvant atteindre 1500 bar (fig. 2.18, 2.19). Le diamètre du thermocouple T5 est de 120 μm , relativement petit pour permettre d'avoir un temps de réponse de l'ordre de la milliseconde comparable à la durée d'injection. L'enregistrement des températures mesurées par ces deux thermocouples se fait durant l'injection sur la carte d'acquisition simultanément avec la levée d'aiguille et la pression rail.

La lecture des températures mesurées par les thermocouples T1, T3 et T4, stables durant l'injection, se fait sur des afficheurs digitaux.

2.2.3.2. Procédure d'essais

Les mesures de température ont été réalisées dans les conditions suivantes :

- Température ambiante : maintenue entre 21 et 23°C.
- Température de l'huile du réservoir : maintenue entre 38 et 40°C.
- Contre pression : sous pression atmosphérique (1 bar).
- Pression d'injection : les mêmes pressions d'injection qui ont été adoptées pour les diagnostics optiques : 300 bar, 400 bar, 500 bar et 700 bar.

- Temps d'excitation de l'injecteur : comme pour les diagnostics optiques, le temps d'excitation de l'injecteur est fixé à 2,5ms pour chaque injection.
- Fréquence d'injection : 5 Hz pour la montée en température du système d'injection et 1 Hz pour la mesure de température. Cette dernière fréquence a été adoptée pour les mesures optiques.

La stabilisation de la température du réservoir d'huile est obtenue en faisant fonctionner le système d'injection pendant une certaine durée sans injection (environ 1h) et sous une pression rail supérieure ou égale à 300 bar. Une fois la température du réservoir atteinte, nous fixons la pression d'injection à 300 bar et nous déclenchons l'injection à une fréquence de 5 Hz. Nous attendons ensuite la stabilisation de la température sur les thermocouples T2, T3 et T4. Après cette phase d'échauffement du système, nous changeons la fréquence d'injection à 1 Hz et nous faisons l'acquisition des températures. Nous passons ensuite à 400 bar et nous chauffons le système en injectant sous une fréquence de 5 Hz et ainsi de suite jusqu'à 700 bar.

A noter que cette mesure de température n'est pas parfaite à cause des pertes thermiques et des différences de nature de matériaux (quartz et acier) et du volume de chacun des nez d'injection étudiés. Cependant, elle nous permet d'avoir un ordre de grandeur de la température pour chaque pression d'injection.

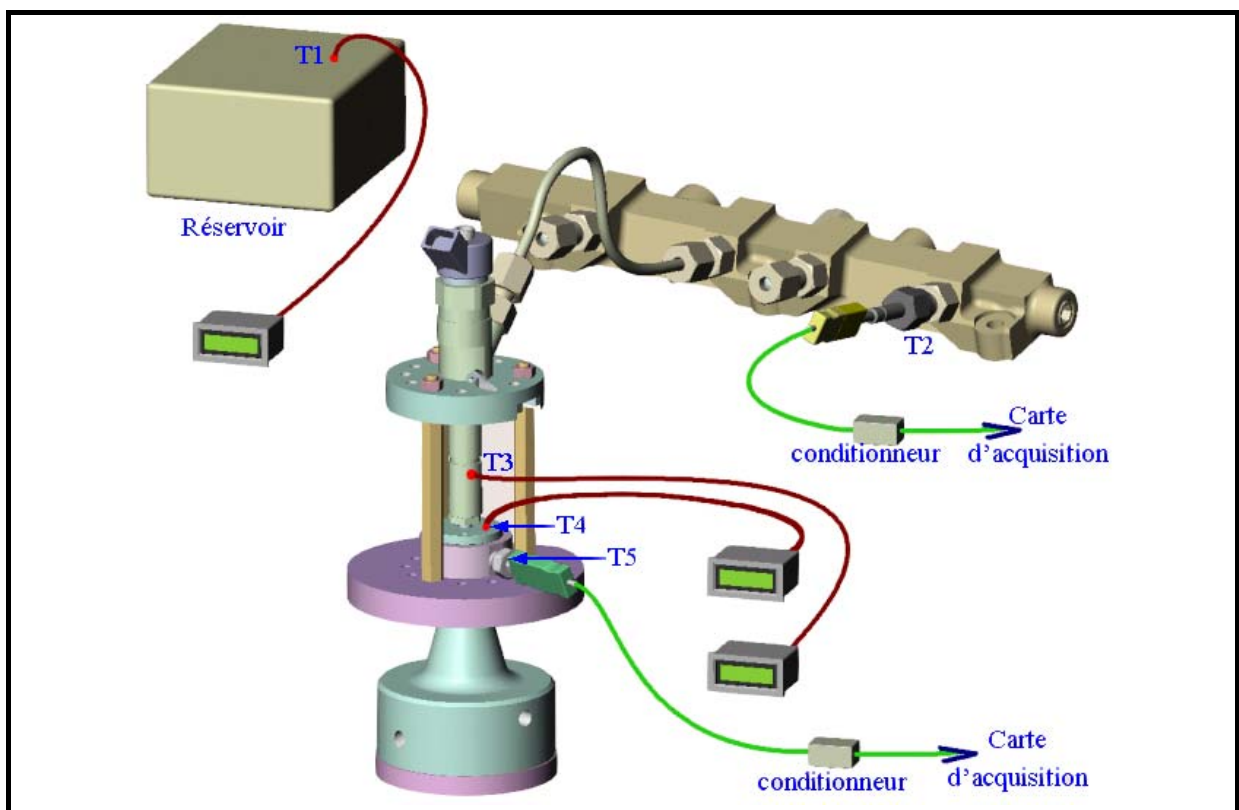


Figure 2.17 Montage des thermocouples T_i sur le circuit hydraulique du système d'injection

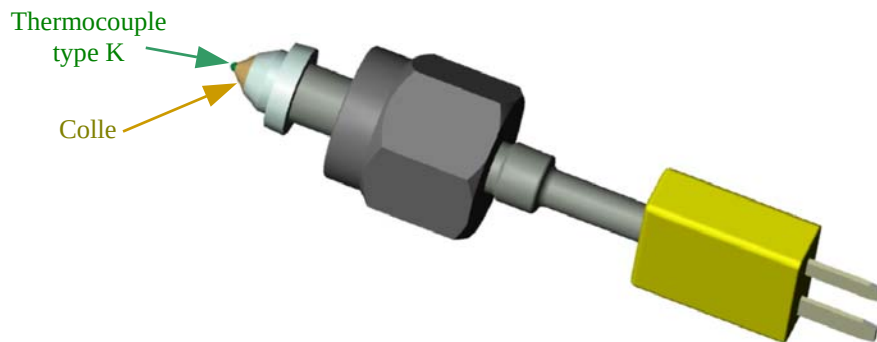


Figure 2.18 Thermocouple T2

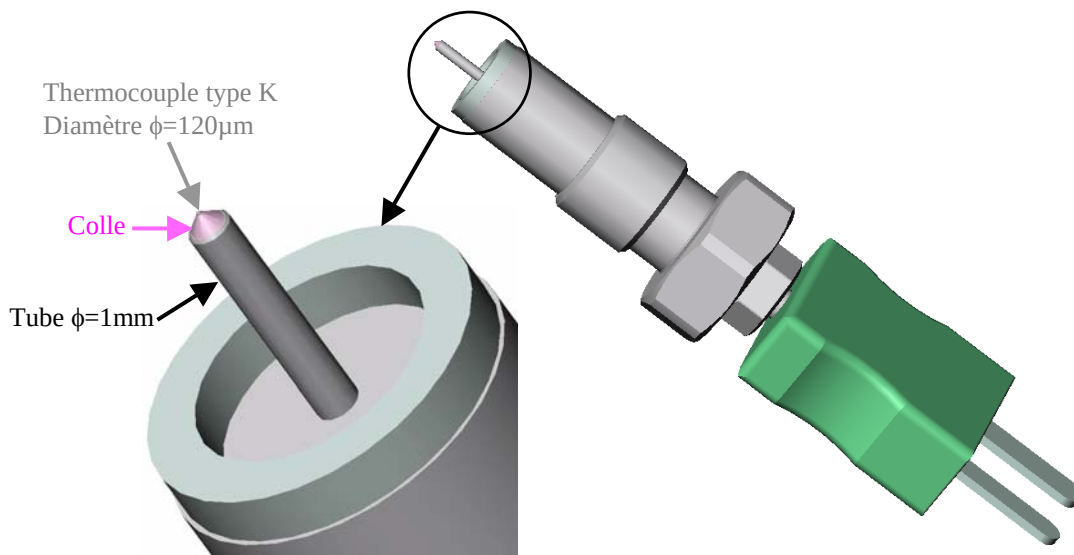


Figure 2.19 Thermocouple T5

2.2.4. Mesure du débit instantané et de la vitesse moyenne dans l'orifice

La connaissance de la vitesse moyenne instantanée est indispensable pour le calcul du nombre de Reynolds. Il s'agit de la vitesse moyenne du liquide, intégrée sur toute la surface du trou d'injection (vitesse de débit). Cette vitesse est obtenue à partir de l'équation de Bernoulli, appliquée entre le sac de l'injecteur et la chambre de contre pression, en introduisant un coefficient de décharge C_d (Lévy 1997). Ce coefficient inconnu est déduit de la mesure directe de débit ou d'estimations algébriques simples (He & Ruiz 1995, Kuo & Bracco 1982, Koo & Martin 1990, Gonzales et *al.* 1992). Dans le cadre de notre étude, nous avons mesuré le débit instantané sur un débitmètre EMI2 que nous avons adapté à notre montage comme nous le décrivons dans la suite de ce paragraphe.

2.2.4.1. Débitmètre EMI2

Nous ne disposons pas de débitmètre mesurant le débit du spray dans la chambre de contre-pression. Mais pour des conditions d'injection fixées (températures et pressions), nous mesurons le débit diphasique en sortie d'orifice, débit qui alimente une chambre à volume variable contenant la même huile que celle injectée – chambre à pression réglable dans la plage de 0 à 100 bar.

Le débitmètre EMI2 utilisé mesure des volumes instantanés d'injection coup par coup. Son principe de mesure repose sur le déplacement d'un piston relativement léger (poids 8,64 g) sous l'action du fluide injecté (fig. 2.20).

L'injecteur installé en haut de l'appareil remplit une chambre d'injection à volume variable. Tant qu'on est en phase d'injection, l'électrovanne de vidange reste fermée et le piston descend sous la poussée du fluide d'essai. La variation de la position de ce piston, mesurée par un capteur LVDT (Linear Variable Displacement Transducer), est l'image exacte du volume de fluide injecté. A l'arrêt entre deux injections, l'électrovanne de vidange s'ouvre et le piston, sous la pression d'un ressort et de la contre pression (1-100 bar), refoule le fluide hors de la chambre de mesure vers l'extérieur. Le débitmètre pilote l'électrovanne de vidange de manière à ne pas vider complètement la chambre. La hauteur du fluide restant est réglable. Dans notre cas, nous l'avons fixée à 500 μm , ce qui fait un volume de liquide de 113 mm^3 environ, puisque le diamètre du piston est de 17 mm. Un deuxième volume de 425 mm^3 , existe aussi entre la sortie de l'injecteur et la chambre. Il correspond au volume interne du brise jet qui a pour rôle d'amortir les écoulements issus des orifices d'injection et d'améliorer la répartition de la pression sur le piston. La quantité injectée maximale mesurée par ce débitmètre est de 600 mm^3 , avec une précision de $\pm 0.1 \%$.

L'EMI 2 accepte des cadences d'injection de 30 à 3000 coups par minute. Dans notre étude, nous avons toujours utilisé une cadence de 60 coups par minute (fréquence d'injection $f = 1 \text{ Hz}$). La synchronisation du débitmètre avec l'injection nécessite un deuxième signal de 30 à 3600 impulsions par injection. Nous avons adopté un signal de 1000 impulsions par injection.

Les débits d'injection sont affichés en valeur instantanée, moyennée ou cumulée sur un nombre de coups paramétrable. Les résultats des mesures sont donnés soit en volume, soit en masse, soit en volume compensé à une température donnée.

L'appareil est équipé de plusieurs sorties analogiques parmi lesquelles une sortie analogique de la position du piston (levée de piston, en V) et une sortie analogique de la loi d'injection (dérivée du signal de levée de piston, en V/s).

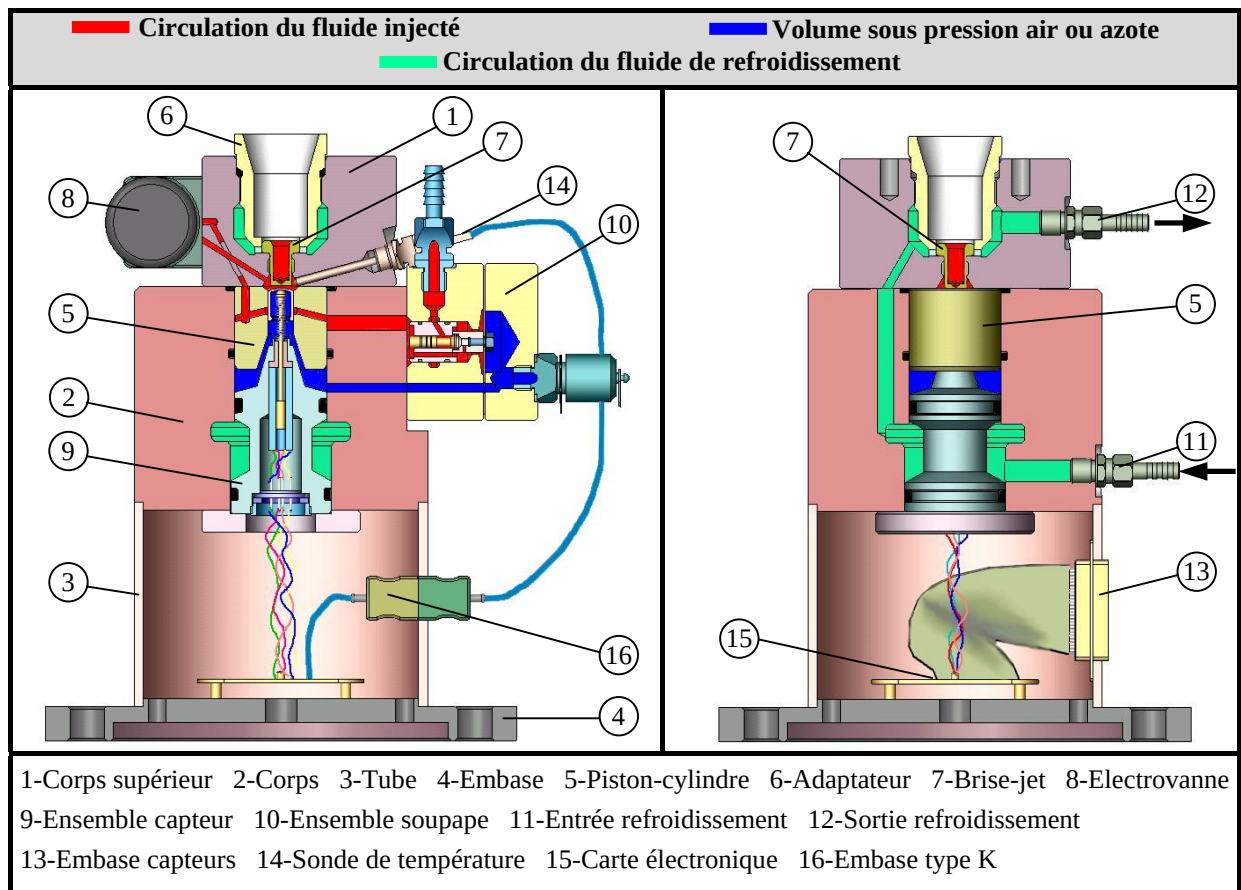


Figure 2.20 Section du débitmètre EMI2

2.2.4.1. Montage et adaptation

L'objectif principal était de pouvoir mesurer la pression rail, la levée d'aiguille, la pression sac et le débit injecté simultanément sur le même injecteur. Pour cela, un premier assemblage a été réalisé comportant : l'électro-injecteur, le nez d'injection utilisé pour la mesure de la pression sac (cf. 2.2.2.2) et le débitmètre EMI 2 sur lequel nous avons percé dans l'adaptateur un tube de 2 mm de diamètre permettant de raccorder la sortie de l'injecteur au brise jet (fig. 2.21). Ce montage a été utilisé pour la quantité injectée. La mesure de la loi d'injection n'était pas significative à cause des fortes oscillations du piston durant l'injection, dues à l'augmentation du volume de liquide entre la sortie de l'injecteur et le piston du débitmètre de 600 mm³ environ. La suppression de l'adaptateur pour éviter ce volume n'a pas été possible puisqu'elle entraîne des modifications radicales au niveau de la conception des circuits hydrauliques (circuit de refroidissement, électrovanne...) du débitmètre. Pour cela, un deuxième montage a été réalisé sur lequel nous avons percé le sac et l'orifice d'injection dans l'adaptateur du débitmètre (fig. 2.22). La géométrie et les dimensions de ce nouveau nez d'injection sont semblables à celles des autres injecteurs utilisés pour la mesure de la pression sac (Injecteur c) et les visualisations de l'écoulement interne (Injecteurs 1, 2, 3 et 4), il a un diamètre $\phi \approx 0.4$ mm et un rapport longueur/diamètre $l/d \approx 4$.

En fonction des conditions expérimentales (Pression rail P_R et contre-pression P_c), entre les 2 configurations, nous avons constaté des écarts sur les quantités injectées qui varient entre 1 et 2 %, calculés sur des quantités moyennées sur 400 cycles d'injection. Ces faibles écarts peuvent être négligés et par suite nous permettent de transposer les mesures de débit instantané et de pression sac entre ces deux injecteurs, ceci en négligeant les effets du fluide remplissant la chambre de contre pression dans le cas du débitmètre. Pour cela, toutes les mesures de débit ont été faites sur ce dernier montage (fig. 2.22) indépendamment des mesures de pression sac faites sur le montage décrit au paragraphe 2.2.2.2. Pour la transposition des mesures entre les différents nez d'injection utilisés, nous prenons la position de l'aiguille comme référence.

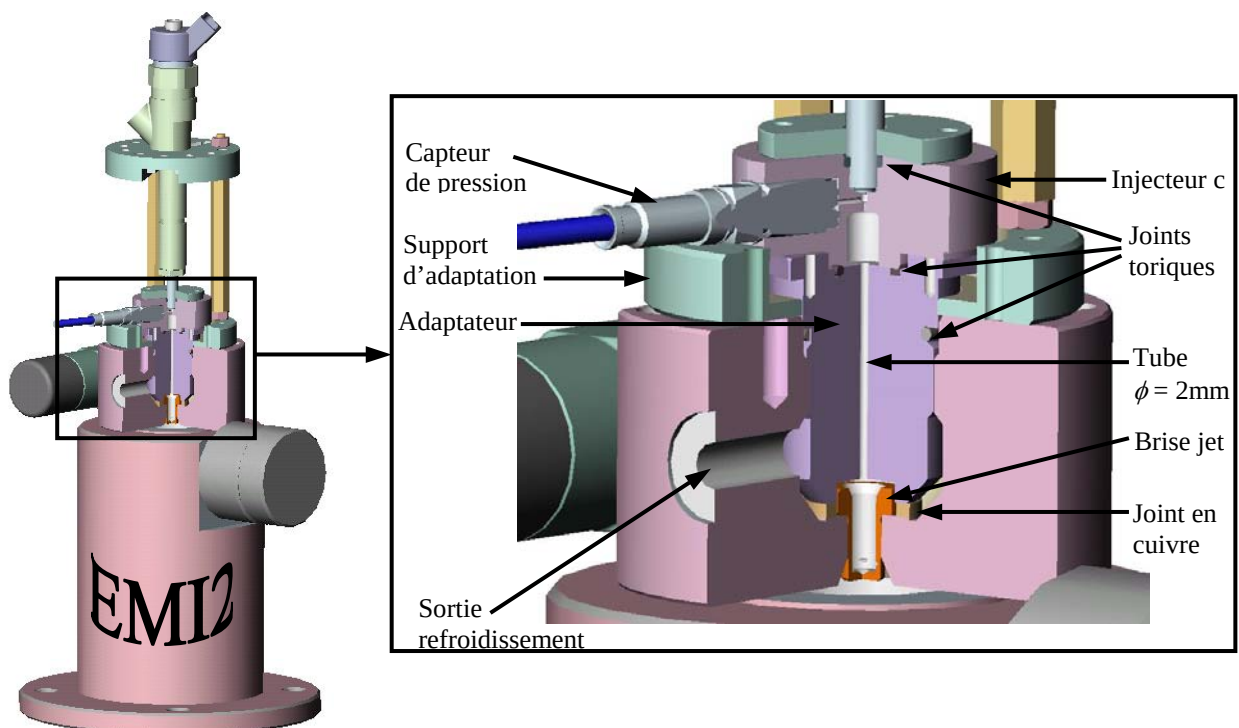


Figure 2.21 Montage de l'injecteur c, utilisé pour la mesure de la pression sac, sur le débitmètre EMI2

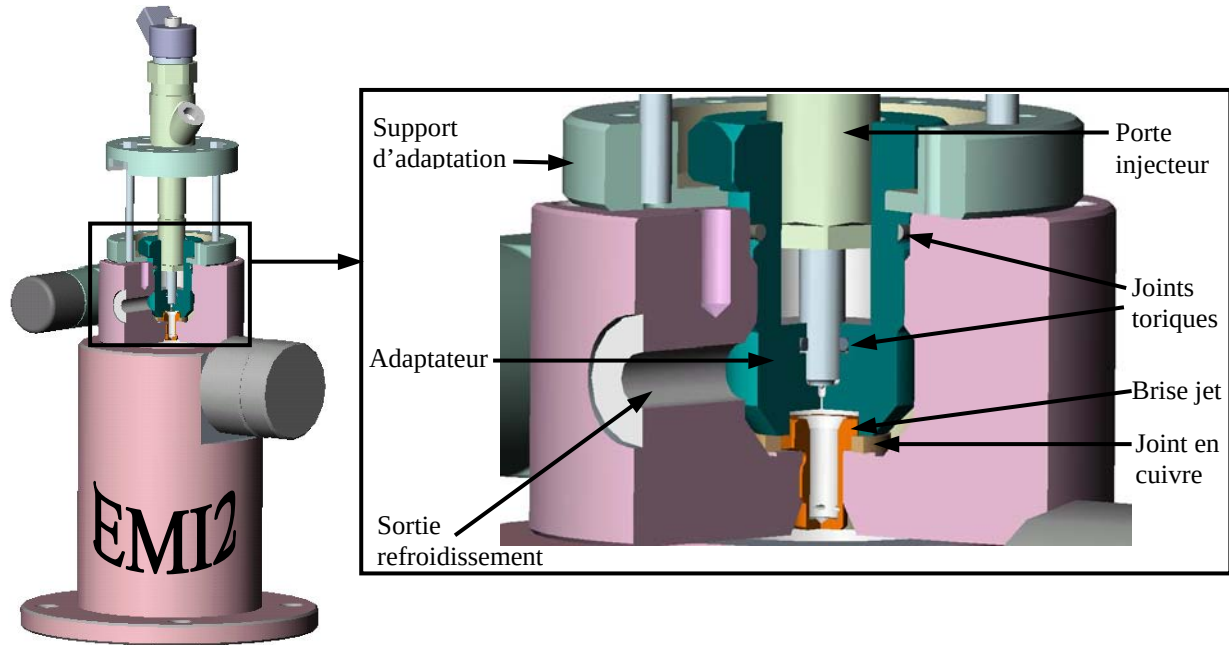


Figure 2.22 Montage du débitmètre EMI2 avec un injecteur usiné dans l'adaptateur (injecteur d)

2.2.4.3. Calcul de débit et de vitesse

Les quantités injectées sont moyennées sur 400 injections. Cependant, les lois d'injection sont moyennées sur 60 injections parmi ces 400. En fait, il s'est avéré que l'écart type instantané de 60 mesures de la loi d'injection, pour n'importe quelle condition expérimentale, est très faible (inférieur à 2 %). Donc, il est inutile d'augmenter le nombre de mesures qui occupent une taille mémoire énorme sur le disque dur de la station de stockage de données et le temps de leur traitement informatique devient plus long.

Le débit instantané du fluide injecté dans le débitmètre correspond à la somme du débit de liquide plus le débit de vapeur due à la cavitation qui apparaît aussi bien dans l'orifice que dans le débitmètre. Nous discutons la variation du débit de vapeur durant le cycle d'injection et son influence sur le débit instantané aux paragraphes 3.1.4. Cependant, la quantité de liquide injecté est mesurée par le débitmètre avec une très bonne précision puisqu'elle est déduite de la mesure de la position du piston au repos, avant et après l'injection.

Ainsi, le débit instantané de l'écoulement dans l'orifice est donné par l'équation suivante :

$$Q_t = Q_r \cdot \frac{1}{\int_{t_o}^{t_f} v_p dt} \cdot v_p \quad \text{E(2.1)}$$

avec

Q_t : le débit de l'écoulement à l'instant t en mm^3/ms

Q_T : la quantité totale injectée en mm^3

d : le diamètre de l'orifice d'injection en mm, $d = 0.4$ mm

v_p : la vitesse du piston à l'instant t , en V/s (fig. 2.23)

t_o : début de l'injection en s

t_f : fin de l'injection en s

On obtient :

$$V_t = 1000 \cdot \frac{4Q_T}{\pi \cdot d^2} \cdot \frac{1}{\int_{t_o}^{t_f} v_p dt} \cdot v_p \quad \text{E(2.2)}$$

où

V_t : la vitesse moyenne de l'écoulement dans l'orifice d'injection à l'instant t en m/s

L'étalonnage de la sortie analogique de la loi d'injection a été déduit d'après l'équation E(2.1), moyenné sur 11 conditions d'injection différentes : 6,24 mV pour $1 \text{ mm}^3/\text{ms}$ avec un écart type de 0,43 %.

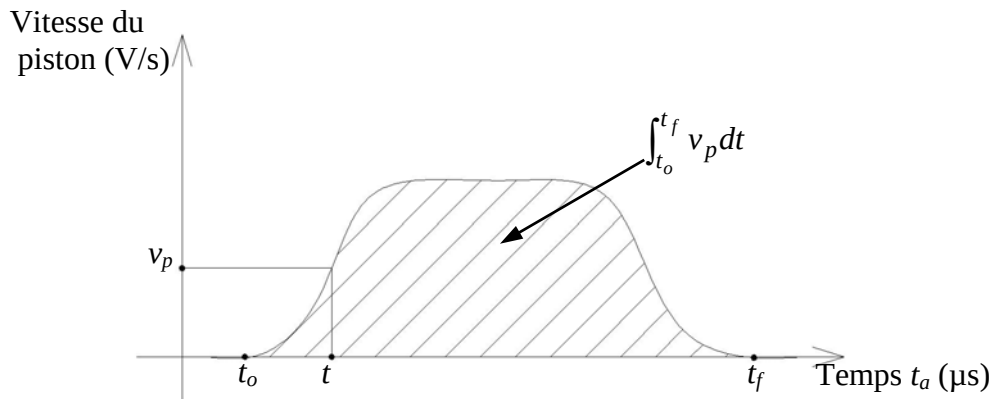


Figure 2.23 Schématisation de la loi d'injection mesurée sur la sortie analogique du débitmètre

2.3. Méthodes et techniques de diagnostic

Ce paragraphe est dédié à la description des techniques de diagnostics optiques qu'il nous a été possible de développer et d'utiliser sur notre système d'injection. Nous cherchons ainsi à localiser, qualifier et quantifier les poches de cavitation et donc à visualiser l'intégralité de l'écoulement in situ. Ceci revient à faire des investigations sur la phase vapeur. Pour cela, nous avons employé deux types de diagnostic optique : l'ombroscopie et la diffusion de lumière par tomographie Laser.

Nous avons essayé de remonter à l'épaisseur du liquide traversé par un faisceau lumineux d'après la mesure de la quantité de lumière absorbée par ce liquide, ceci en utilisant la loi de Beer-Lambert. Mais, il s'est avéré que des bancs d'étalonnage optique de très haute précision doivent être développés pour l'application de cette technique sur des petits champs de visualisations comme les nôtres (de l'ordre du millimètre). Cette technique a fait l'objet d'une évaluation au cours d'un stage de DEA du laboratoire (Goepfert, 2002). Un montage est en construction pour ce type d'application.

2.3.1. Système d'acquisition d'images

Ce système a pour rôle l'acquisition et l'enregistrement des images de l'écoulement cavitant dans l'orifice d'injection.

Microscope longue distance

La définition d'un système de visualisation a commencé par la sélection d'un objectif optique ayant un haut coefficient d'agrandissement de la scène visée. Ainsi, le choix d'un microscope longue distance Questar QM100 a été fait. La taille des objets observés par ce microscope varie en fonction des dimensions du champ de visualisation désiré et en fonction de la résolution en pixel de la caméra qui enregistre les images. La taille minimale des champs de visualisation avec ce microscope est de 0,49 x 0,49 mm et la taille maximale de ses champs est de 2,29 x 2,29 mm. La profondeur du champ dépend de la distance entre le microscope et l'objet observé, de la longueur d'onde d'éclairage et des caractéristiques de la caméra d'enregistrement. Ainsi, pour une longueur d'onde de 546 nm, la profondeur du champ varie entre 28 μm (microscope à 15 cm de l'objet) et 77 μm (microscope à 35 cm de l'objet).

Caméra ultra-rapide à film

Parallèlement aux préparations des injecteurs transparents et leur polissage (cf. 2.1.3), nous avons testé le microscope sur une caméra à film ultra-rapide (Cordin Dynafax) disponible au laboratoire. Ce qui nous a permis de valider le choix et le grossissement du microscope par des visualisations ombroscopiques (fig.2.24).

Cependant, l'utilisation de la caméra ultra-rapide a ses limites :

- Un long temps d'exposition d'image de 3,8 μs (temps minimal quelle que soit la cadence de prise d'images 100 à 35 000 images/s) se traduisant par un déplacement de l'ordre du mm de l'écoulement et des poches et bulles de cavitation qui peuvent être entraînées par cet écoulement à grande vitesse (200 à 400 m/s). Ce qui engendre des traînées lumineuses sur les images.

- L'instant de prise de la première image, par rapport au top du signal de déclenchement de la caméra, ne peut pas être maîtrisé : en effet, après le top du signal de déclenchement de la caméra, la première image est prise à un instant qui se situe entre 0 et 28 μs (pour une cadence de 35 000 images/s). Ce problème nous empêche de synchroniser la caméra avec un stroboscope ou une lampe à flash de courte durée dans le but de raccourcir le temps d'exposition d'images décrit plus haut.

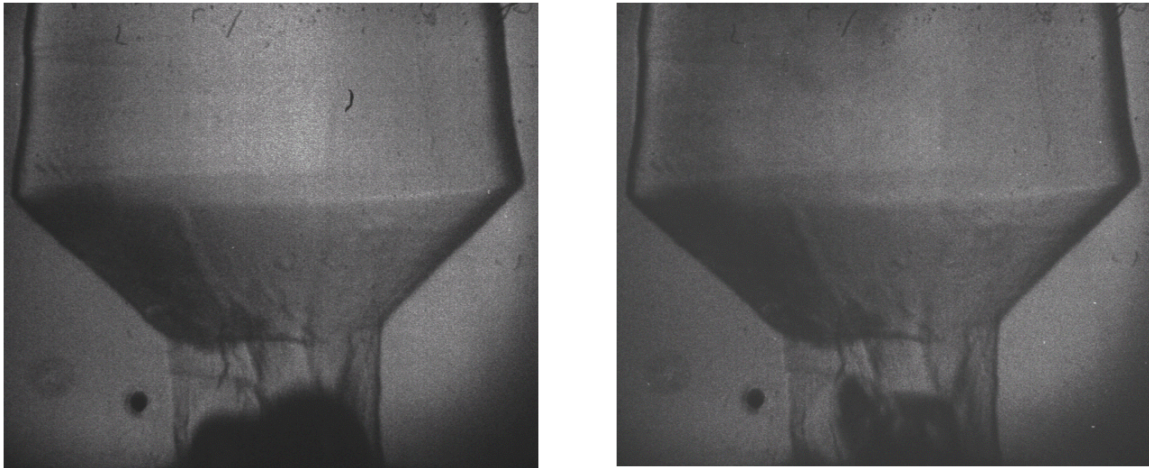


Figure 2.24 Images ombroscopiques sur injecteur transparent pour test et validation de l'agrandissement du microscope longue distance. La couleur noire représente la cavitation.

Caméra CCD intensifiée

Le choix d'une autre caméra était indispensable. Les caméras CCD (*Charged Couple Device*) donnent la possibilité de déclenchement par un signal externe pour la synchronisation des instants de prises d'images avec le phénomène observé, avec une très haute précision temporelle. De telles caméras sont constituées d'un ensemble de capteurs CCD (pixels) transformant les photons lumineux en charge électrique. L'ensemble forme une matrice de pixels jointifs permettant la discrimination physique des points d'une image. Les images numériques sont immédiatement enregistrées sur un ordinateur pour traitement afin d'obtenir l'information. Ces caméras peuvent être intensifiées. En effet, l'intensificateur a pour rôle d'amplifier le signal lumineux restitué par le capteur, de réduire le temps d'exposition d'image de quelques centaines de nanosecondes à quelques nanosecondes. Il a pour inconvénient d'augmenter légèrement le bruit de fond des images enregistrées.

Les sources lumineuses disponibles sont des sources d'éclairage continu (Laser à argon ionisé et lampe à arc au xénon). Avec ce type de source, d'une part on est limité en énergie lumineuse dont on a fortement besoin pour des petits champs de visualisation de l'ordre du

millimètre et d'autre part la courte durée d'obturation par la caméra (court temps d'exposition d'images) s'impose pour éviter les problèmes de traînées lumineuses.

Pour cela, le choix d'une caméra CCD intensifiée DicamPro a été fait. Les caractéristiques de cette caméra sont les suivantes :

- Résolution du capteur CCD : 1280x1024 pixels. Cette haute résolution associée à l'agrandissement du microscope nous a permis d'avoir une résolution objet sur image qui varie entre 0,3 et 2 $\mu\text{m}/\text{pixel}$ en fonction des dimensions de notre champ de visualisation. Pour la visualisation entière de l'orifice d'injection avec une partie du fond du sac, nous avons adopté des champs de visualisation de 2 x 1,6 mm dont l'image est restituée sur la totalité du capteur CCD. Ce qui fait une résolution de 1,65 $\mu\text{m}/\text{pixel}$. Le calibrage de la résolution spatiale a été fait par la visualisation d'un réticule gradué par pas de 10 μm et positionné dans le champ de visualisation (fig. 2.25).
- Double obturation pour prise de doublets d'images : le temps minimal entre les deux images est de 500 ns. Nous avons utilisé ce mode de fonctionnement pour la mesure de la vitesse des bulles de cavitation entraînées par l'écoulement.
- Court temps d'exposition d'images : minimum de 3 ns en simple obturation et 20 ns en double obturation. Pour nos mesures nous avons toujours utilisé la caméra en mode double obturation (prise de 2 images successives par injection) avec un temps d'exposition de 20 ns. Pour des vitesses d'écoulement de 200 à 300 m/s, l'écoulement se déplace de 4 à 6 μm sur l'image (environ 3 pixels). Cependant, les visualisations ont montré que, quand l'écoulement atteint des grandes vitesses, les tailles des poches de cavitation sont toujours supérieures à quelques dizaines voire quelques centaines de microns. Pour cela, ce déplacement de 4 à 6 μm peut être négligé
- Résolution de 12 bit : ce qui fait 4096 niveaux de gris.
- Fréquence d'acquisition maximale : 12 Hz en simple obturation et 4 Hz en double obturation. Dans notre étude, nous avons toujours utilisé une fréquence de 1 Hz synchronisée avec l'injection et l'acquisition de données.

Ce système d'acquisition d'images a été monté sur un système de positionnement micrométrique suivant les trois dimensions et il a été utilisé sur les deux bancs optiques (ombroscopie et tomographie Laser) développés pour l'étude de la cavitation.

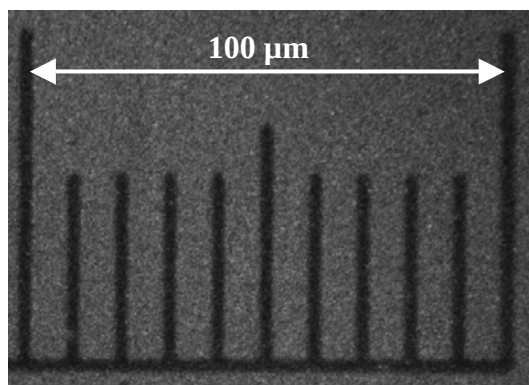


Figure 2.25 Réticule de calibrage de la résolution spatiale

2.3.2. Visualisation par ombroscopie

L'ombroscopie est la visualisation des gradients transverses de l'indice du milieu traversé. En effet, le faisceau incident est globalement dévié par les gradients transverses moyens. Par suite, la structure du faisceau transmis est modifiée par les inhomogénéités de ces gradients. L'éclairement relatif sur l'ombre portée est proportionnel à la dérivée seconde des gradients transverses de la densité traversée.

Pour l'illumination de l'écoulement, nous avons utilisé une lampe à arc au xénon d'une puissance de 1 kW. Contrairement aux lampes halogènes, les lampes à arc ont l'avantage d'émettre une lumière blanche continue indépendante de la fréquence du secteur électrique (50Hz) et issue d'une source quasi-ponctuelle (arc).

L'ombroscopie consiste en un éclairage par faisceau de rayons parallèles qui a été réalisé par une série de lentilles sphériques (fig. 2.26) permettant de focaliser la plus grande partie de l'énergie lumineuse, émise par l'arc, dans un faisceau de diamètre 14 mm environ qui éclaire la totalité du sac et de l'orifice d'injection. Le choix et le positionnement de ces lentilles ont été définis suite à un calcul d'optique géométrique simple.

Dans des études antérieures, les auteurs ont utilisé des lampes à flash associées à des caméras CCD non-intensifiées en cas de flash à courte durée (Arcoumanis 2000) ou des caméras intensifiées (à court temps d'exposition d'images) en cas de flash de longue durée (Badock 1999). L'avantage de l'utilisation de lampe à flash est souvent la puissance lumineuse élevée émise et dans certains cas sa courte durée d'éclairage. Cependant, dans notre cas, l'utilisation de la caméra intensifiée associée à la lampe à arc (éclairage par un faisceau de faible diamètre) décrites plus haut, nous a permis à la fois d'avoir une énergie lumineuse suffisante et des courts temps d'exposition d'images.

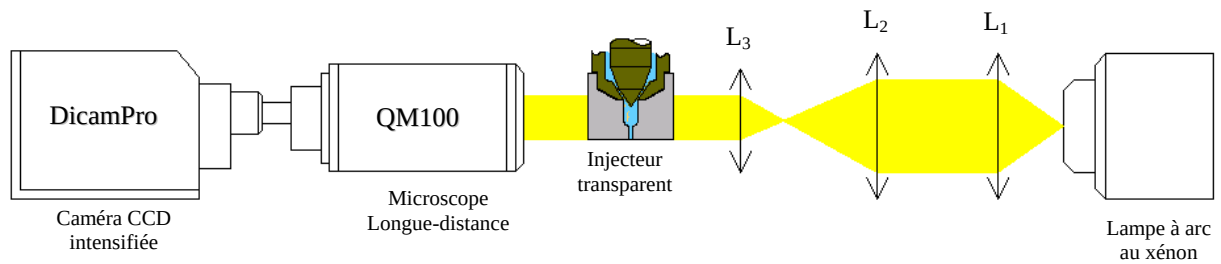


Figure 2.26 Montage pour visualisation par ombroscopie. L_1 , L_2 et L_3 : lentilles convergentes de distances focales respectives $f_1 = 300$ mm, $f_2 = 230$ mm et $f_3 = 40$ mm

2.3.3. Visualisation par tomographie Laser

La tomographie Laser est un des moyens efficaces d'évaluation et de caractérisation des écoulements diphasiques. Son application est basée sur le principe de diffusion de lumière selon la théorie de la diffusion de Mie et la diffusion Rayleigh.

La théorie de la diffusion de Mie concerne la diffusion d'une onde électromagnétique par une sphère homogène dont le rayon est du même ordre de grandeur que la longueur d'onde incidente. Cette théorie permet de décrire toutes les particules liquides en suspension dans les poches de cavitation. La diffusion Rayleigh concerne les particules dont le rayon est petit devant la longueur d'onde incidente. Ce qui correspond aux poches de gaz. L'intensité de lumière diffusée est plus faible que dans le cas de la diffusion de Mie.

Ces deux types de diffusion, dont les principes sont rappelés dans l'annexe 3, ont été largement appliqués dans plusieurs études antérieures sur les sprays Diesel (Espey et *al.* 1994-1995, Cavaliere et *al.* 1988, Gülder et *al.* 1992, Smallwood et *al.* 1994) et sur la cavitation dans les injecteurs Diesel (Soteriou et *al.* 1998, Badock et *al.* 1999).

L'application de cette technique de diagnostic a fait l'objet d'une mise en place d'une nappe Laser de très faible épaisseur (quelques dizaines de microns). Pour cela, nous avons utilisé une optique permettant de transformer le faisceau laser en une nappe. Cette optique (fig. 2.27), constituée de lentilles cylindriques et sphériques, a été développée par Dantec. Elle est compatible avec les Lasers Nd : YAG pulsé et avec les Lasers continus à argon ionisé. Cependant, les dimensions de la nappe (épaisseurs et hauteurs) changent d'un Laser à un autre en fonction des caractéristiques de son faisceau (diamètre et divergence) et en fonction du montage de l'optique sur le Laser. Les épaisseurs fournies par Dantec sont de 40 μm mesurés sur un Laser Nd : YAG pulsé 30 mJ et de 30 μm environ calculés pour un Laser continu à argon ionisé.

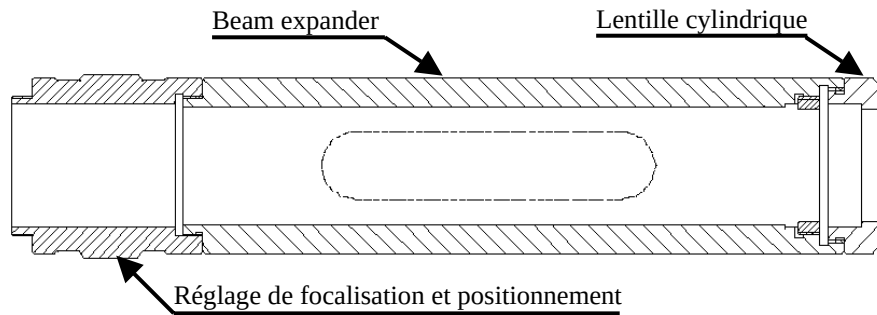


Figure 2.27 Optiques nécessaires à la création de la nappe laser (doc. Dantec)

Pour son montage et sa validation sur notre Laser (Spectra-Physics) continu à argon ionisé 4W (longueur d'onde 488 à 514 nm en toutes raies), nous avons développé un banc optique permettant la mesure de l'épaisseur et de la position de la nappe et par suite son réglage pour atteindre la nappe la plus fine possible. Ce banc est constitué des éléments suivants (fig. 2.28) :

- Le Laser sur lequel nous avons monté l'optique Dantec.
- Une caméra CCD de base (capteur CCD 640x480 pixels, taille d'un pixel 10 μm) : l'objectif optique de cette caméra a été supprimé pour éviter la déformation de la nappe Laser. Cette caméra est montée sur un système de réglage micrométrique à trois dimensions.
- Un atténuateur de lumière à faces parallèles (bande passante 400-600 nm) : Cet atténuateur est monté perpendiculairement au faisceau de la nappe Laser. Il permet de protéger le capteur et sa saturation par la haute énergie lumineuse contenue dans la nappe. Les faces parallèles de cet atténuateur font que le faisceau entrant de la nappe sort parallèle à lui-même sans déformation.
- Une carte d'acquisition vidéo (Studio DC10) pour l'enregistrement de l'image de la nappe Laser. Cette carte peut être déclenchée par un signal externe en cas de mesure sur un Laser pulsé.

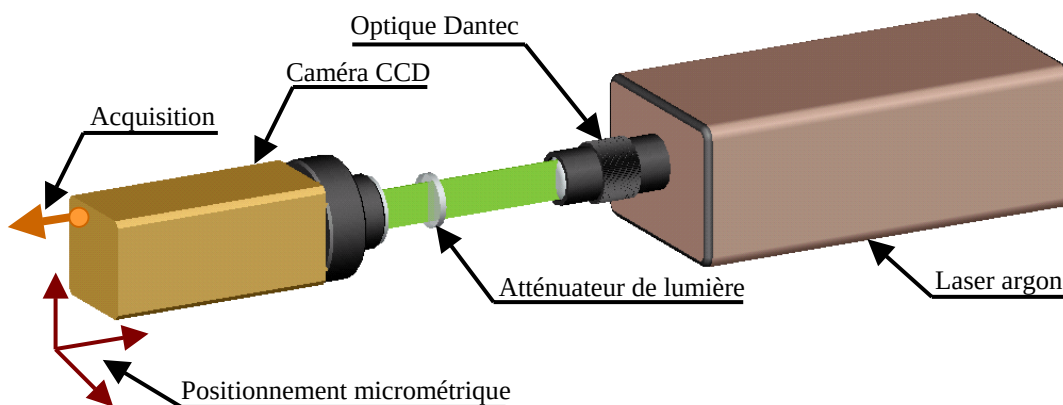


Figure 2.28 Mesure de l'épaisseur et de la position de la nappe Laser

Le résultat de la visualisation de la nappe (fig. 2.29) donne une épaisseur environ $30\text{ }\mu\text{m}$ (énergie lumineuse répartie sur une Gaussienne dont le pic est au centre de l'épaisseur) à une distance de 62 mm (fig. 2.30) de l'extrémité de l'optique Dantec. Cette épaisseur garde quasiment la même grandeur sur une longueur de 1 mm environ. Sa hauteur est de 12 mm environ (largement suffisante pour éclairer l'orifice d'injection).

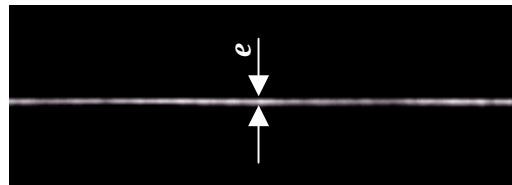


Figure 2.29 Exemple de nappe Laser visualisée

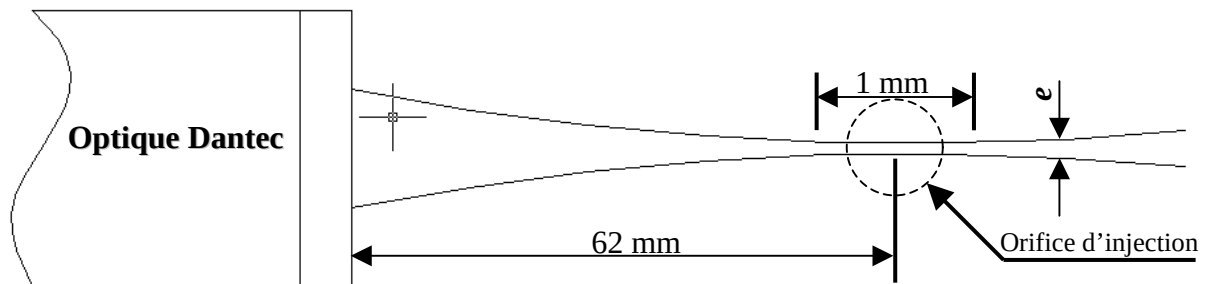


Figure 2.30 Dimensionnement de la nappe Laser

D'autres systèmes (exemple HASO : analyseur de front d'onde) existent sur le marché pour la mesure de la distribution spatiale de l'énergie lumineuse dans les faisceaux de lumière Laser, mais ces systèmes sont très onéreux.

Le Laser argon, équipé de l'optique Dantec, est ensuite monté sur le dispositif expérimental pour assurer l'illumination d'une section longitudinale dans l'axe de l'orifice d'injection. L'information lumineuse émise par les bulles et les poches de cavitation présentes dans le plan laser est récupérée dans la direction perpendiculaire au plan laser par l'intermédiaire du système d'acquisition d'images (fig. 2.31).

A noter que la puissance du Laser qu'on a adoptée est 1 W . Cette faible énergie est suffisante car la lumière issue est focalisée sur une épaisseur de $30\text{ }\mu\text{m}$ (épaisseur de la nappe).

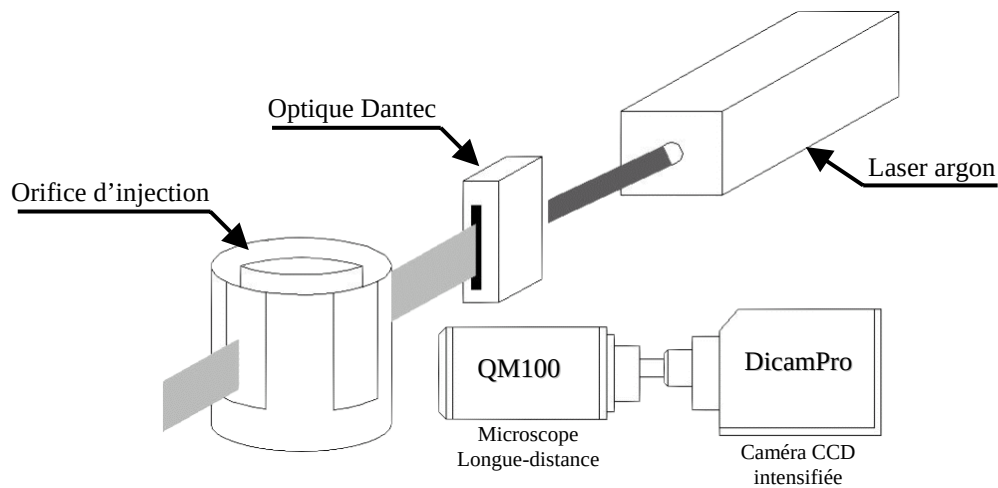


Figure 2.31 Montage pour visualisation par tomographie Laser

En début de chaque cycle d'injection, des bulles et des poches de vapeur individuelles de plusieurs tailles peuvent quelques fois apparaître dans l'orifice d'injection. Egalement, après la fermeture de l'aiguille de chaque cycle d'injection, la disparition de la cavitation produit d'une part l'apparition transitoire de bulles de vapeur qui se réunissent pour former des agglomérats individuels et d'autre part, sur certains cycles d'injection, la remontée de bulles d'air dans l'orifice depuis la chambre de contre pression, ceci après la disparition complète de la cavitation, surtout si l'injection se produit à pression atmosphérique. L'acquisition d'images de ces bulles avec un double éclairage (ombroscopique et tomographique), nous a permis de valider la technique de tomographie Laser. L'éclairage ombroscopique sert à détecter les bulles et l'éclairage tomographique nous permet d'identifier les zones de ces bulles qui diffusent la lumière Laser.

En effet, les grosses bulles d'air sphériques diffusent la lumière Laser en quelques points de leur contour (fig. 2.32, bulle 1), pour cela ce dernier ne peut pas être entièrement détecté par tomographie Laser. Si les bulles d'air ont de longues interfaces de contact avec la paroi de l'orifice d'injection (fig. 2.32, bulles 2 et 3), elles diffusent la lumière tout le long de ces interfaces de contact. Les petites bulles d'air (fig. 2.32, bulles 4) diffusent des points lumineux qui représentent approximativement leur taille.

La surface de la lumière Laser, diffusée par les micro-bulles et poches de vapeur interceptées par le plan Laser, est du même ordre de grandeur que leur surface réelle coupée par ce plan (fig. 2.32, poche de vapeur 5). Par suite, l'application de cette technique sur les écoulements cavitants fournit non seulement une caractérisation qualitative de la cavitation mais aussi une approche quantitative du taux de vapeur existant dans une section longitudinale de l'orifice d'injection.

Le dispositif expérimental et les bancs de diagnostics optiques, décrits dans ce chapitre, sont présentés sur la figure 2.33 qui montre la position et la fixation de chacun des composants mécaniques et optiques.

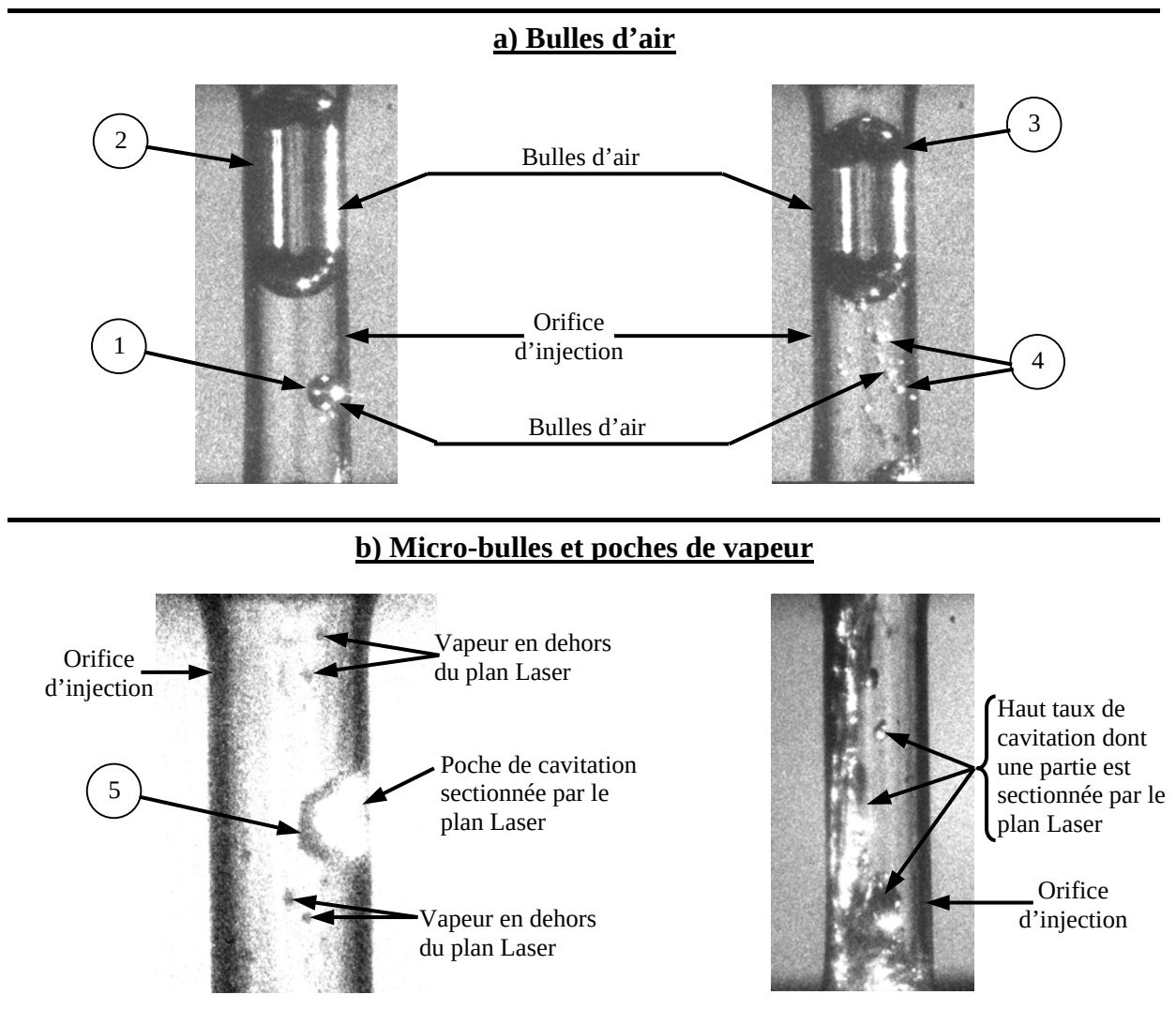
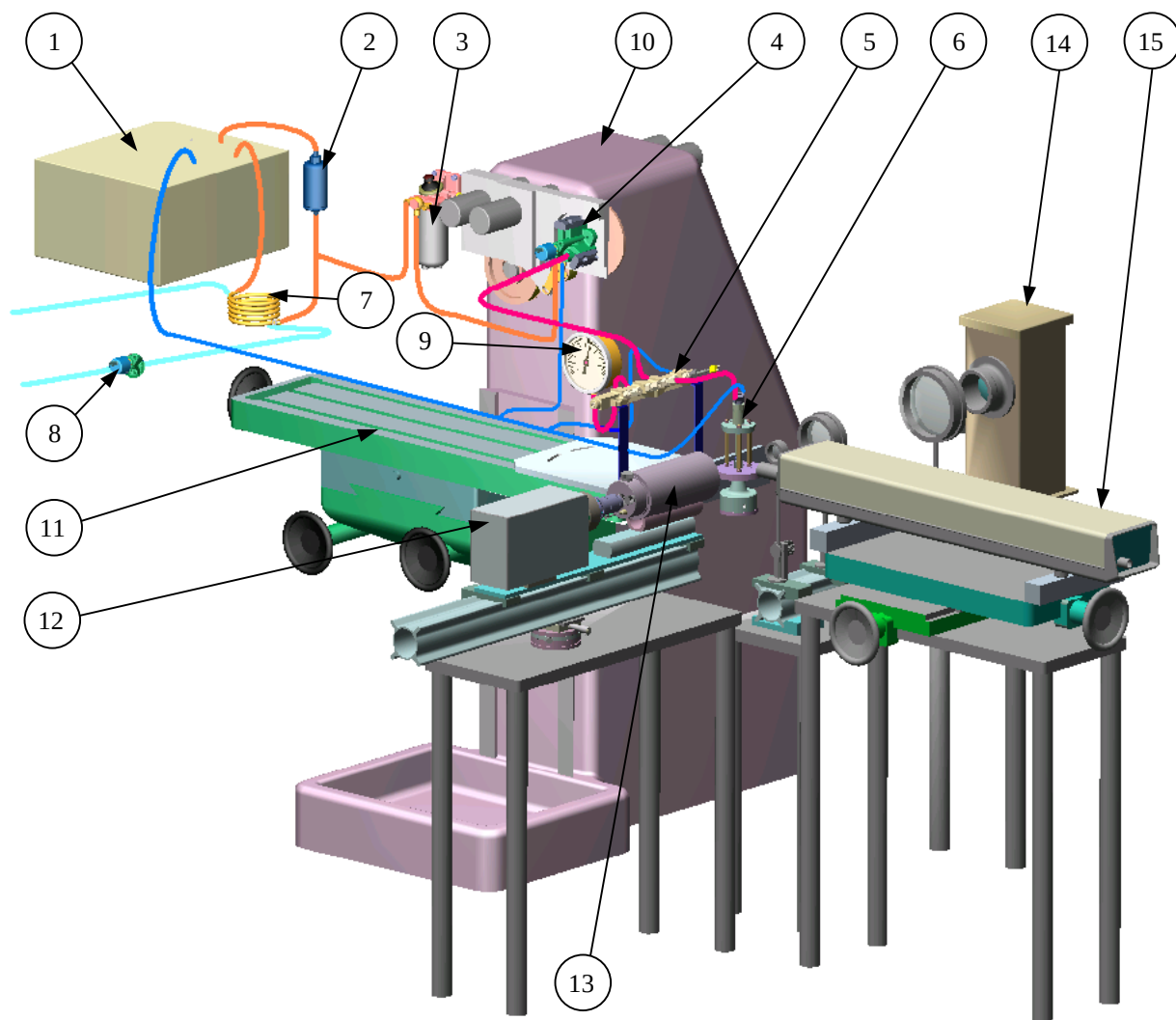


Figure 2.32 Diffusion de lumière par les bulles d'air et de vapeur
 Couleur noire : image ombroscopique des bulles
 Couleur blanche : image tomographique des bulles



— Circuit basse pression

— Circuit de retour

— Circuit haute pression

— Circuit d'eau de régulation

1- Réservoir	6- Ensemble injecteur-chambre	11- Table de la fraiseuse
2- Pompe électrique	7- Echangeur de chaleur	12- Caméra
3- Filtre	8- Vanne de régulation	13- Microscope
4- Pompe haute pression	9- Manomètre analogique	14- Lampe à arc
5- Rail (accumulateur)	10- Fraiseuse	15- Laser argon

Figure 2.33 Dispositif expérimental : banc d'injection et bancs optiques

Chapitre 3

Traitement des mesures et outils d'analyse des données

Ce chapitre est constitué de deux parties : dans un premier temps, nous présentons les principaux résultats obtenus sur les mesures de paramètres physiques du système d'injection : levées d'aiguille, pressions, débits et températures. Nous interprétons aussi l'évolution instantanée durant le cycle d'injection de chacun de ces paramètres et les fluctuations autour de la moyenne qui représentent la reproductibilité de la mesure sur plusieurs cycles d'injection. La deuxième partie est consacrée à la présentation des méthodes de traitement d'images adoptées : extraction des informations contenues dans ces images et représentativité de la population d'images acquises sur plusieurs cycles d'injection.

3.1. Analyse des paramètres d'injection

Dans ce paragraphe nous présentons les différentes variables mesurées (pressions, levée d'aiguille, débit d'injection, températures) sous forme de moyenne instantanée durant le cycle d'injection. Elles sont calculées sur une soixantaine de cycles d'injection successifs réalisés dans les mêmes conditions de mesure. L'analyse de chacune de ces variables nous permet d'une part d'avoir une bonne compréhension du fonctionnement et des temps de réponse du système d'injection et d'autre part de révéler leurs variations durant les phases transitoires de l'injection en fonction des valeurs de la pression d'injection et de la contre-pression et de la géométrie du nez d'injection. Nous étudions aussi leur reproductibilité d'une injection à une autre, par l'analyse de leurs écarts types.

3.1.1. Levée d'aiguille

L'aiguille agit fortement sur la nature de l'écoulement, monophasique ou diphasique, notamment au niveau de son siège. Pour un porte-injecteur donné, en fixant les paramètres : pression rail, contre-pression, dimensions et géométrie du nez d'injection (sac, orifice), la pression sac instantanée et le type de l'écoulement dans le sac dépendront uniquement de la position instantanée de l'aiguille durant le cycle d'injection. Nous avons utilisé la position de l'aiguille comme référence pour associer à l'écoulement dans les injecteurs transparents, son nombre de Re et son nombre de cavitation K calculés d'après les mesures de pression et de débit sur des injecteurs métalliques (cf. 2.1.3.1). Pour cela, sur chacun des cycles d'injection réalisés, la levée d'aiguille a été mesurée simultanément avec des mesures optiques (ombroscopie et tomographie) et avec des mesures de paramètres et de grandeurs physiques (pression, température, débit).

Retards à l'ouverture et à la fermeture de l'aiguille

L'ouverture et la fermeture de l'aiguille exigent quelques centaines de microsecondes qui sont dues, respectivement, au temps de vidange et au temps de remplissage en liquide de la chambre de pression (*cf.* 1.1.2, fig. 1.2-F) lors de l'activation et de la désactivation de la commande électrique du solénoïde de l'électro-injecteur. Il en résulte des retards qui ont été constatés (fig. 3.1) d'une part entre le top du signal d'activation A et le début de la levée d'aiguille B et d'autre part entre l'arrêt du signal d'activation C et la fermeture complète de l'aiguille D. Pratiquement, les motoristes évaluent ces retards par la mesure du débit instantané puisque tous les injecteurs montés en série sur les moteurs Diesel ne sont pas équipés avec des capteurs de levée d'aiguille. L'objectif des fabricants d'injecteurs est de diminuer au maximum ce retard et d'avoir une meilleure maîtrise de la levée d'aiguille et de ses phases transitoires. Le système d'injection Common Rail deuxième génération à commande piézo-électrique (technologie brevetée par SiemensVDO Automotive) répond à ce souci. Il se distingue par la rapidité de ses temps de commutation, de l'ordre de 100 μ s (Stegemann et *al.* 2002).

Influence de la pression rail sur l'aiguille

L'influence de l'augmentation de la pression rail sur la rapidité de l'ouverture et de la fermeture de l'aiguille est remarquable (fig. 3.2). Pour les mêmes conditions expérimentales (contre-pression P_c , temps d'excitation de l'électro-injecteur t_e , nez d'injection), en augmentant la pression rail de 300 bar à 700 bar, la durée d'ouverture de l'aiguille est divisée par 2. En fait, avant l'activation de la commande électrique du solénoïde, la pression dans la chambre de pression (*cf.* 1.1.2, fig. 1.2-F), au dessus du piston de commande de l'aiguille (*cf.* 1.1.2, fig. 1.2-E), est égale à la pression rail P_R . Lors de l'activation de la commande, cette chambre de pression est ouverte vers la pression atmosphérique (le circuit de retour), par suite, sa vidange (permettant l'ouverture de l'aiguille) devient de plus en plus rapide avec l'augmentation de la pression rail.

Influence de la contre-pression sur l'aiguille

L'influence de la contre-pression P_c est très faible comparée à celle de la pression rail (fig. 3.3). Cette contre-pression exerce une force sur le nez d'injection et sur l'aiguille, ce qui modifie très légèrement la levée d'aiguille pour les faibles pressions rail. Ainsi, à une pression rail de 300 bar, l'ouverture de l'aiguille devient plus rapide avec l'augmentation de la contre-pression, tout particulièrement avec une contre-pression de 40 bar, ce qui augmente légèrement la durée d'ouverture de l'aiguille (fig. 3.3-a). Cependant, pour une pression rail élevée, le changement de la contre-pression ne modifie pas la levée d'aiguille (fig. 3.3-b).

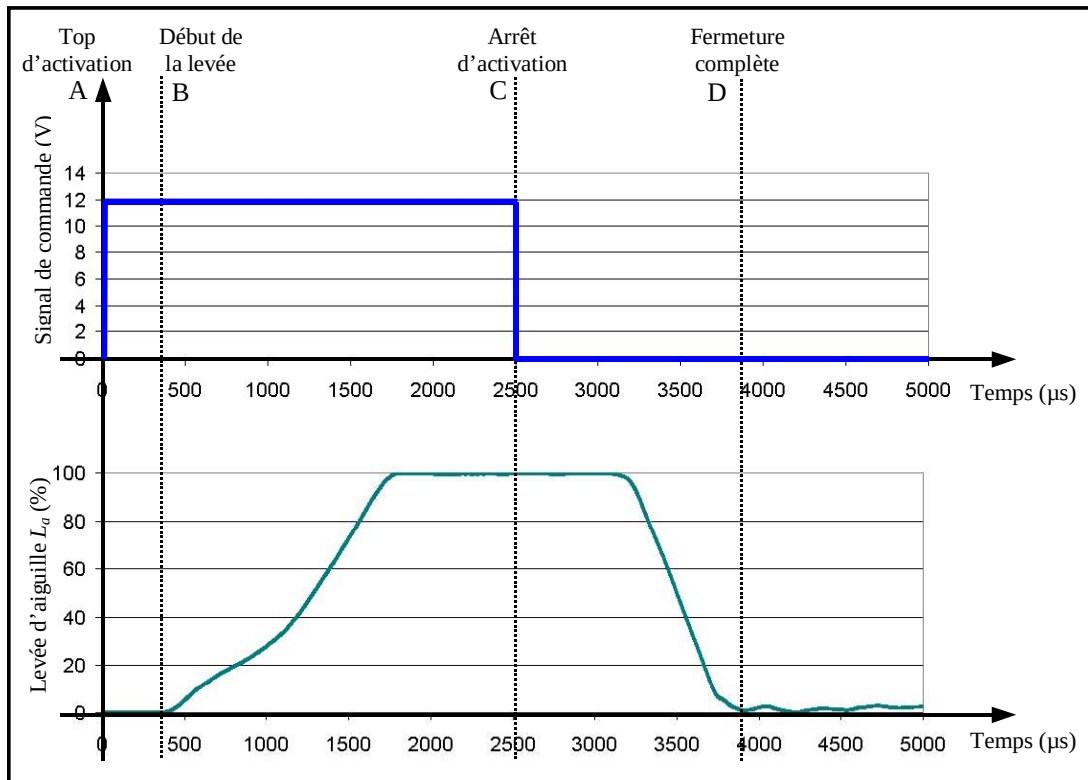


Figure 3.1 Exemple des retards entre le signal de commande électrique de l'électro-injecteur et le signal de la levée d'aiguille ; $P_R = 500$ bar, $P_c = 10$ bar, $t_e = 2,5$ ms

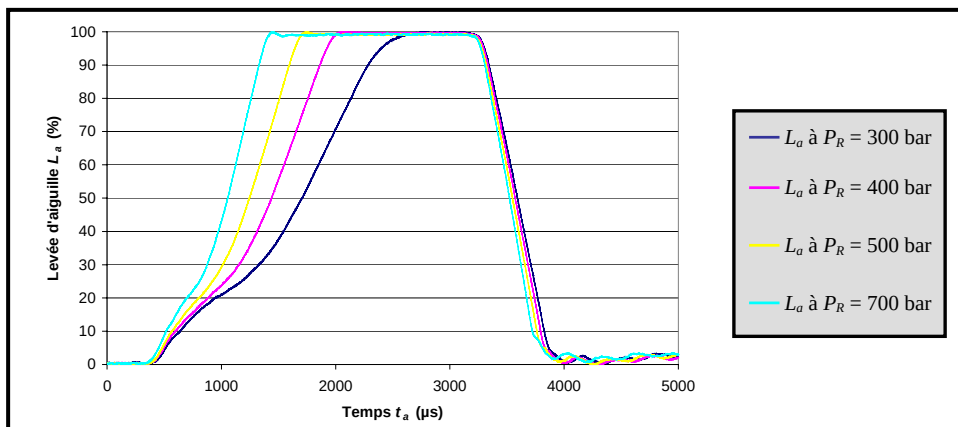


Figure 3.2 Influence de la pression rail P_R sur la levée d'aiguille. $P_c = 10$ bar, $t_e = 2,5$ ms, injecteur c. L_a moyennée sur 60 échantillons.

Reproductibilité de la levée d'aiguille

Sur la figure 3.4, nous présentons les écarts types de la levée pour différentes conditions de pression rail, de contre-pression et de nez d'injection. Nous constatons que :

- pour les faibles pressions rail (300 bar), la dispersion des levées d'aiguille a un écart type atteignant un maximum de 8 % (fig. 3.4-a), localisé vers la fin de la phase d'ouverture de l'aiguille (environ 2,2 ms après le top de déclenchement de l'injection). Par contre, l'écart

type maximal atteint pour les autres pressions rail supérieures à 300 bar, est de 2 à 3 % (fig. 3.4-c,d), localisé vers la fin de la phase de fermeture de l'aiguille (environ 3,8 ms après le top de déclenchement de l'injection).

- Quels que soient le nez d'injection et la contre pression, nous avons toujours le même écart type, par suite la même reproductibilité de la levée d'aiguille.

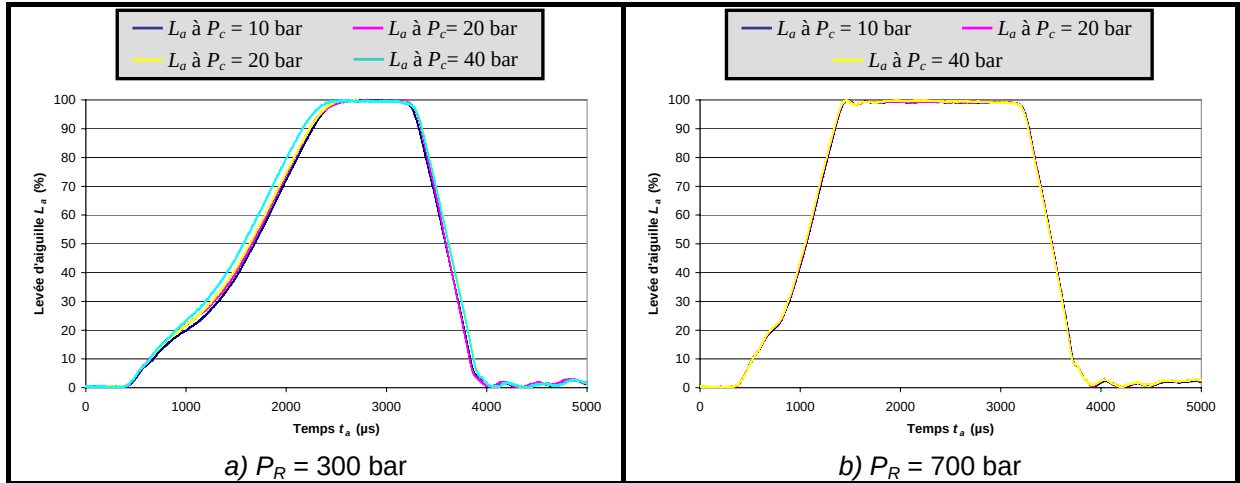


Figure 3.3 Influence de la contre-pression rail P_c sur la levée d'aiguille, pour $P_R = 300$ bar et $P_R = 700$ bar, $t_e = 2,5$ ms, injecteur d., L_a moyennée sur 60 échantillons.

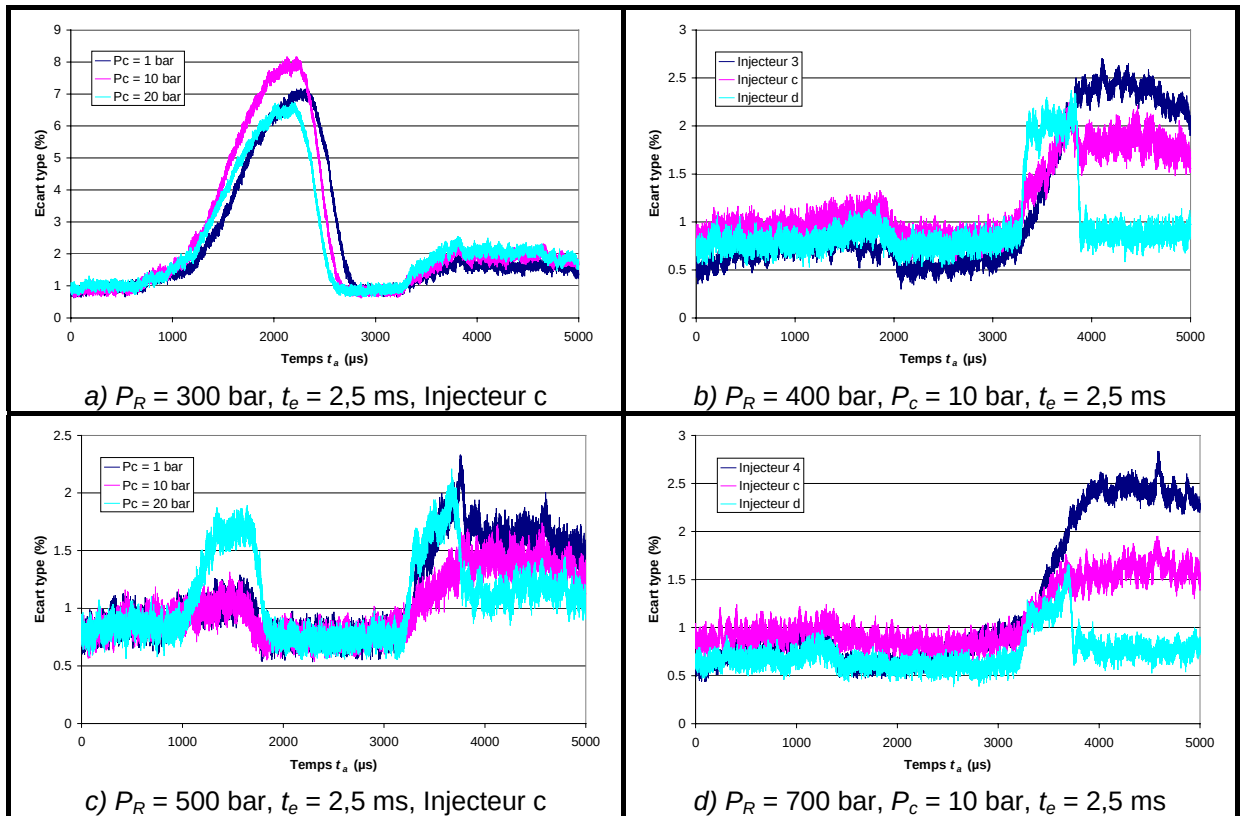


Figure 3.4 Quelques exemples présentant la reproductibilité de la levée d'aiguille L_a traduite par des écarts types calculés sur 60 mesures de L_a .

Influence du nez d'injection sur la levée d'aiguille

Nous avons aussi étudié l'influence du nez d'injection sur la levée d'aiguille, dans les mêmes conditions de mesures (P_R , P_c , t_e). Les nez d'injection étudiés ont été présentés au chapitre 2 (cf. 2.1.3.1), transparents (Injecteurs 1, 2, 3 et 4) et métalliques (Injecteurs c et d). Pour les mêmes contre-pressions et les mêmes temps d'excitation de l'injecteur, nous constatons que, quelle que soit la pression rail, les écarts maximaux instantanés calculés sur la levée d'aiguille, entre différents nez d'injection, sont inférieurs à 5 % à l'ouverture de l'aiguille et inférieurs à 9 % à sa fermeture (fig. 3.5).

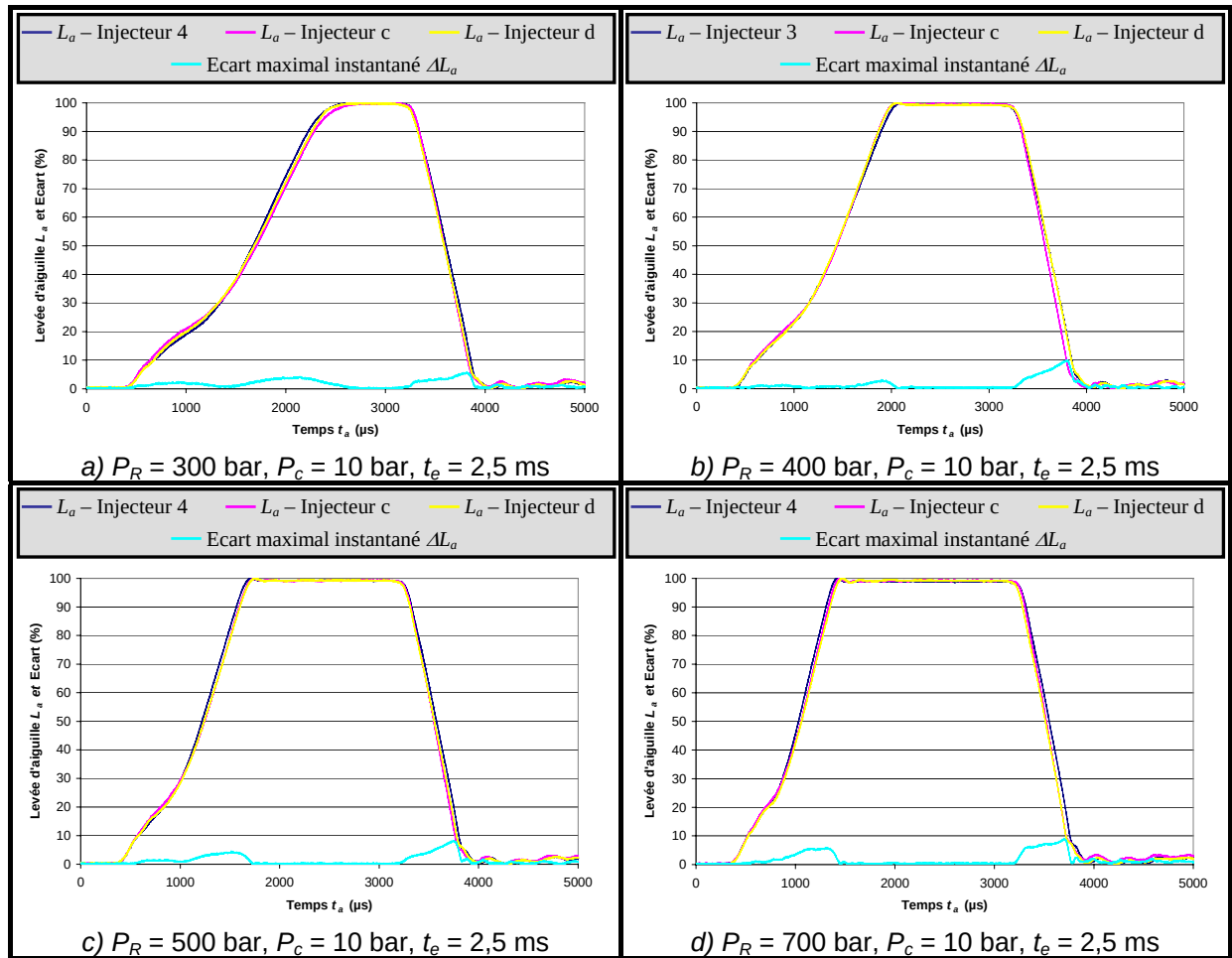


Figure 3.5 Quelques exemples présentant l'influence du nez d'injection sur la levée d'aiguille.

L'écart maximal instantané = $(L_{a_max} - L_{a_min})$ instantanée durant le cycle d'injection.

Les courbes de la levée d'aiguille sont moyennées sur 60 mesures.

Cependant, les pressions sac et les débits instantanés des injecteurs transparents (injecteurs 1, 2, 3 et 4) sont évalués d'après les mesures réalisées sur les injecteurs métalliques (injecteurs c et d) dans les mêmes conditions expérimentales. Pour cela, lors du transfert des résultats de ces mesures depuis les injecteurs métalliques vers les injecteurs transparents, si nous prenons comme référence le temps t_a après le top du signal de commande électrique de l'injection, les écarts entre les levées d'aiguille de différents nez d'injection (5 %

et 9 %) présentés ci-dessus engendreront une erreur d'évaluation de la pression sac et du débit instantané dans les injecteurs transparents. Ainsi, pour éviter cette erreur, nous avons pris comme référence, la position de l'aiguille qui a été mesurée sur tous les nez d'injection (transparents et métalliques).

Egalement, dans la suite, les nombres de Reynolds et de cavitation, calculés d'après les mesures de pression et de débit, seront accordés à l'écoulement correspondant, visualisé dans les injecteurs transparents, en se basant sur la position de l'aiguille durant le cycle d'injection.

3.1.2. Pressions rail – sac

Durant l'injection, les mesures instantanées des pressions rail et sac ont été faites simultanément avec la levée d'aiguille. Sur la figure 3.6, nous présentons quelques courbes de la pression rail sur lesquelles apparaissent les fluctuations que nous avons évoquées au paragraphe 2.2.1.1. La pression sac dépend de plusieurs éléments et paramètres : le porte injecteur, la position de l'aiguille, la pression rail, la contre pression...

En fonction de sa géométrie intérieure et de la dimension de ses tubulures, le porte injecteur agit sur la perte de charge entre son entrée et l'aiguille. Cette dernière, en fonction de sa position, agit sur la section de passage géométrique du liquide au niveau de son siège. Ceci se traduit par une variation de la perte de charge en amont du sac. Ainsi, l'ouverture de l'aiguille entraîne une augmentation de la section de passage géométrique du liquide au niveau du siège et par suite, une diminution de la perte de charge (Lévy, 1997) et une augmentation de la pression sac. La pression sac est une fonction croissante de la levée d'aiguille (fig. 3.6) qui tend asymptotiquement vers une pression constante. Au delà de 70 % de la levée maximale de l'aiguille, la pression sac peut être considérée stable et indépendante de la position de l'aiguille et par suite la perte de charge en amont du sac se produit uniquement dans les tubulures du porte injecteur. Quant à la pression rail, son augmentation produit une augmentation de la pression sac, ceci pour les mêmes positions de l'aiguille (fig. 3.6).

Chute de pression rail-sac

Nous parlons d'une chute de pression rapportée à la pression rail. Elle correspond à la différence entre la pression rail moins la pression sac, divisée par la pression sac, instantanément durant le cycle d'injection.

Comme nous le voyons sur la figure 3.7, la chute relative de pression rail-sac décroît avec l'augmentation de la levée d'aiguille puisque la section de passage sur le siège de l'aiguille augmente parallèlement à la levée d'aiguille entraînant une diminution des pertes de charge à ce niveau.

Quelles que soient les conditions d'injection, la chute de pression minimale observée à partir d'environ 70 % de la pleine levée est aux alentours de 30 % de la pression rail. En fonction de la levée d'aiguille, elle diminue légèrement avec l'augmentation de la pression rail (fig. 3.7).

A noter, que cette chute de pression n'est pas due uniquement à des pertes de charge singulières et régulières, mais elle est aussi due aux fuites d'huile sous pression au niveau du gicleur d'ouverture de l'injecteur (cf. 1.1.2, fig. 1.2-A).

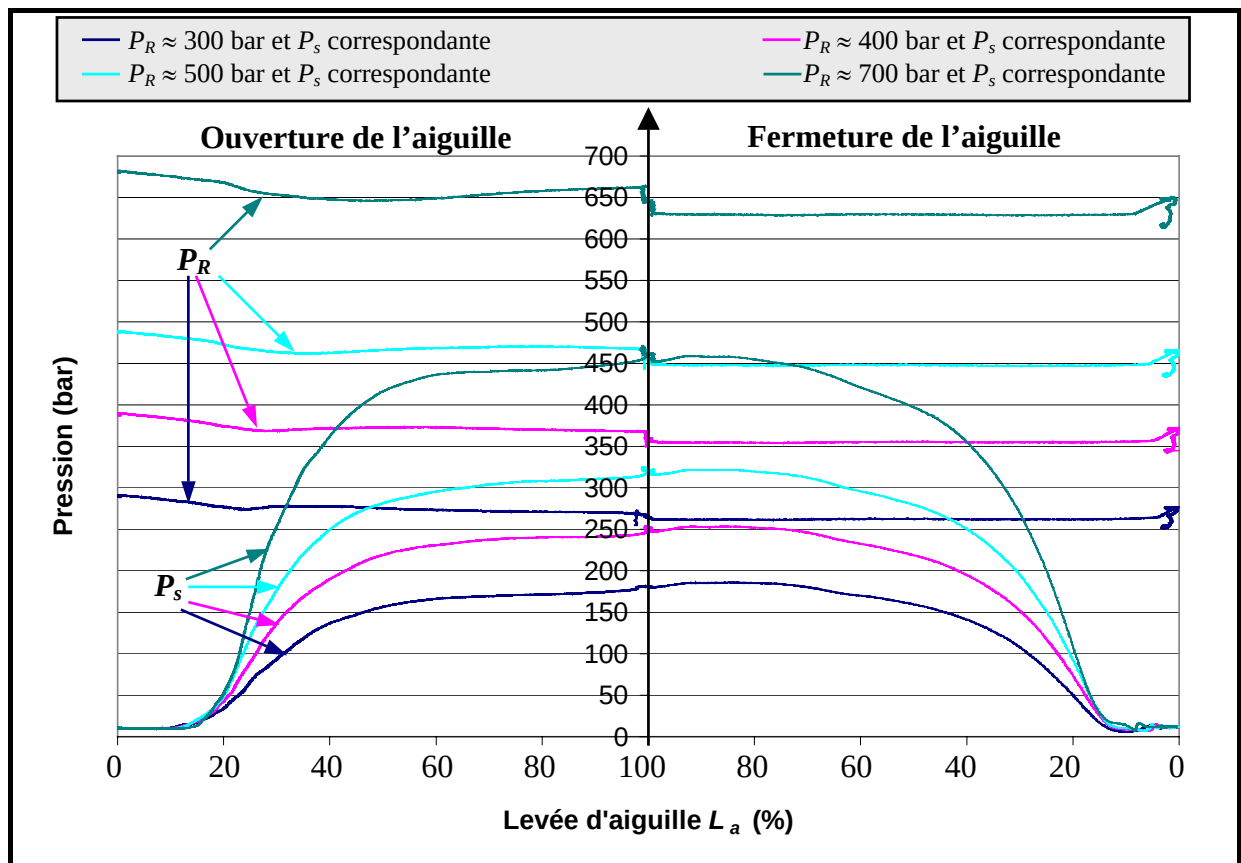


Figure 3.6 Variation de la pression sac en fonction de la levée d'aiguille et la pression rail ; $P_c = 10$ bar

Variation de la pression sac entre l'ouverture et la fermeture de l'aiguille

Pour une même position de l'aiguille, la pression sac n'est pas parfaitement la même entre l'ouverture et la fermeture de l'aiguille (fig. 3.8). Pour les faibles pressions rail ($P_R \approx 300$ bar), la pression sac à la fermeture de l'aiguille est supérieure à celle de l'ouverture (fig. 3.8-a). En augmentant la pression rail jusqu'à 400 bar, la pression sac de fermeture reste supérieure à celle de l'ouverture mais les deux courbes d'ouverture et de fermeture ont une zone de contact entre 45 et 60 % de la levée d'aiguille (fig. 3.8-b). Ensuite, en augmentant davantage la pression rail jusqu'à 500 bar, cette zone se transforme en une zone de croisement (fig. 3.8-c) qui s'amplifie d'autant plus avec l'augmentation de la pression rail jusqu'à 700 bar

(fig. 3.8-d). Ce phénomène est lié au fait que pendant l'ouverture de l'aiguille, le liquide qui circule dans le porte injecteur est ouvert vers le retour via le gicleur d'ouverture de l'injecteur (cf. 1.1.2, fig. 1.2-A). Alors que pendant la fermeture de l'aiguille, ce gicleur est fermé par l'aiguille et sa bille (cf. 1.1.2, fig. 1.2-G).

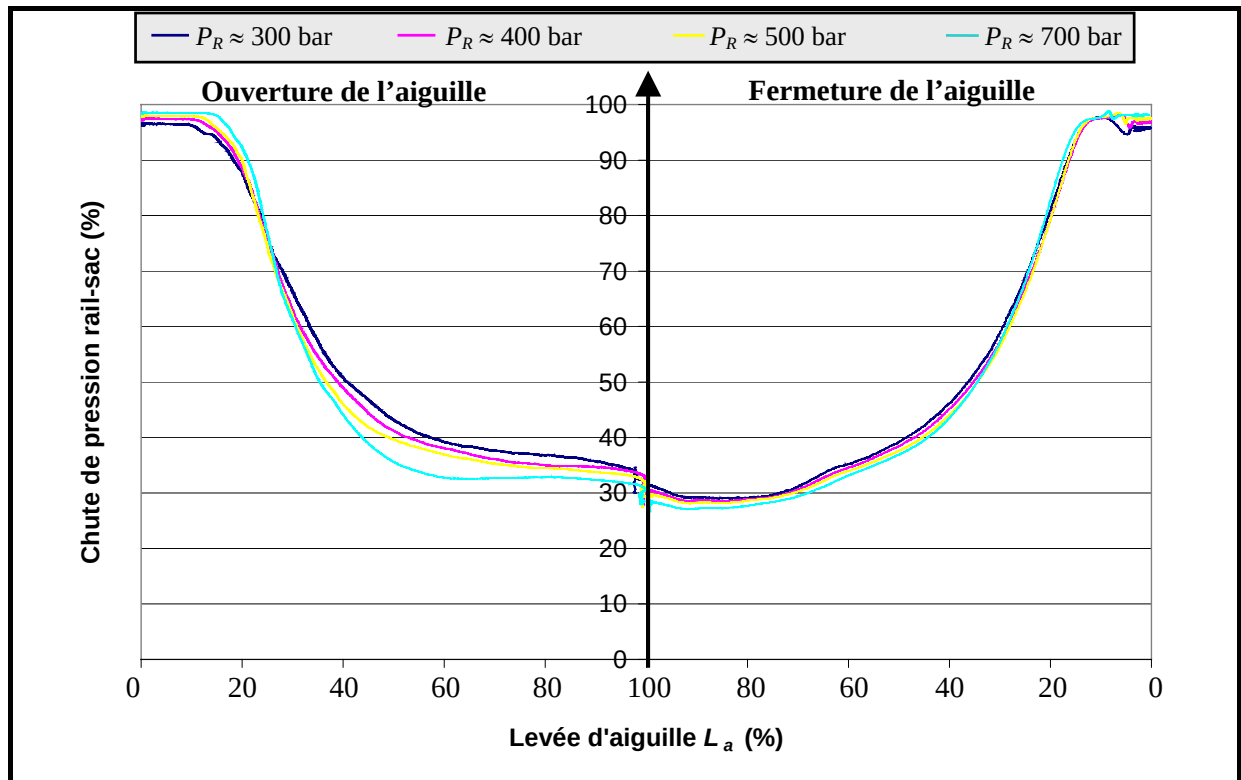


Figure 3.7 Chute de pression rail-sac en fonction de la levée d'aiguille et la pression rail ; $P_c = 10$ bar

Décalage entre la levée d'aiguille et la pression sac

Un retard entre le décollage de l'aiguille et le début de la montée de la pression sac et une avance de la chute de la pression sac jusqu'à la contre pression par rapport à la fermeture complète de l'aiguille ont été constatés (fig. 3.9). En fait, tant que la levée d'aiguille est en dessous de 10 % environ de la levée maximale, la section de passage sur le siège de l'aiguille est très faible par rapport à la section de l'orifice d'injection, ne permettant pas le remplissage du sac et l'augmentation de sa pression. Le retard en début de l'injection a aussi été identifié par les mesures optiques.

Influence de la contre-pression sur la pression sac

Egalement, l'influence de la contre pression sur la pression sac est relativement importante. Avec l'augmentation de la contre-pression, les pressions sac démarrent de la contre-pression (fig. 3.10, zone a) et au delà d'une certaine levée d'aiguille on aura des pressions sac inférieures à celles correspondant à une plus faible contre-pression (fig. 3.10,

zone b). L'interprétation de ce phénomène sera détaillée au chapitre 4 en se basant sur le comportement de l'écoulement cavitant dans l'orifice d'injection en aval du sac.

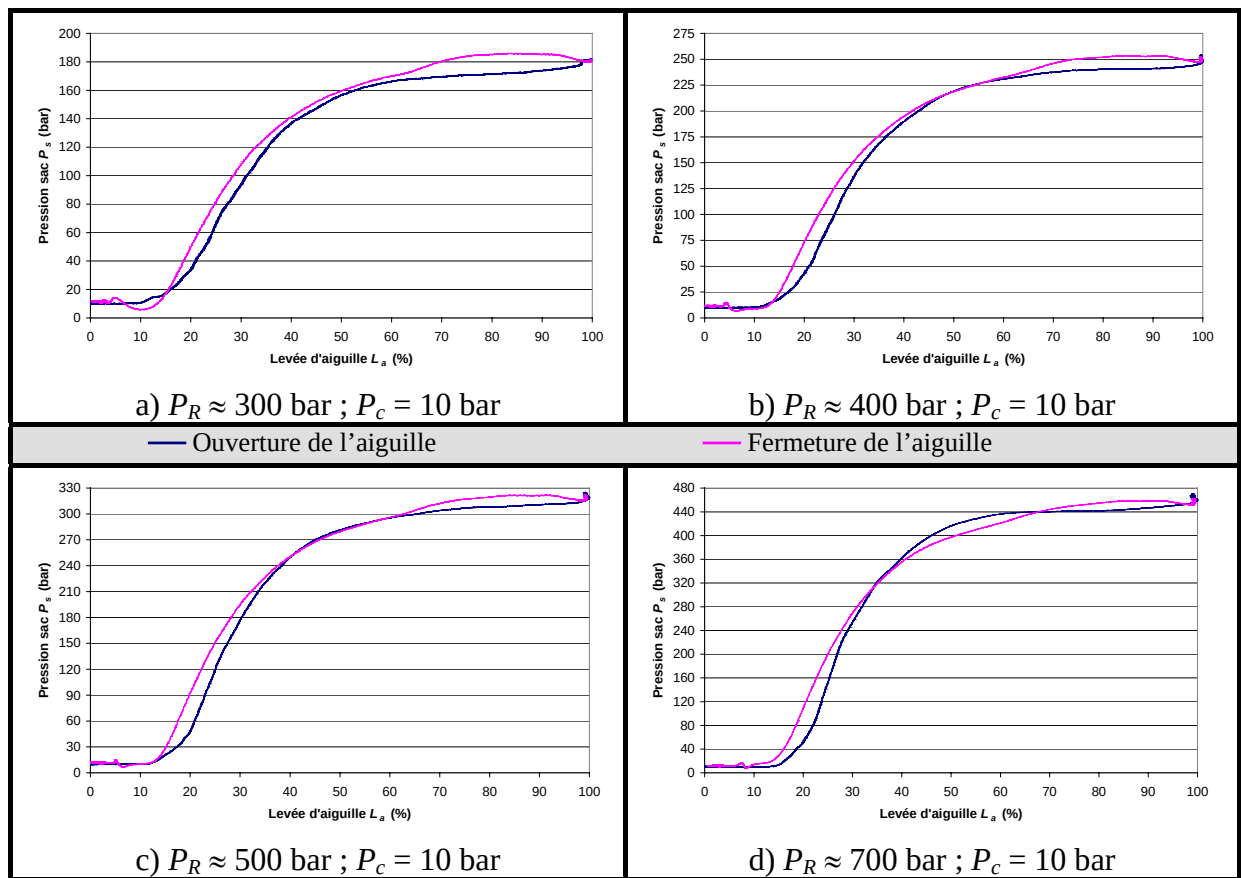


Figure 3.8 Comparaison de la pression sac entre l'ouverture et la fermeture de l'aiguille

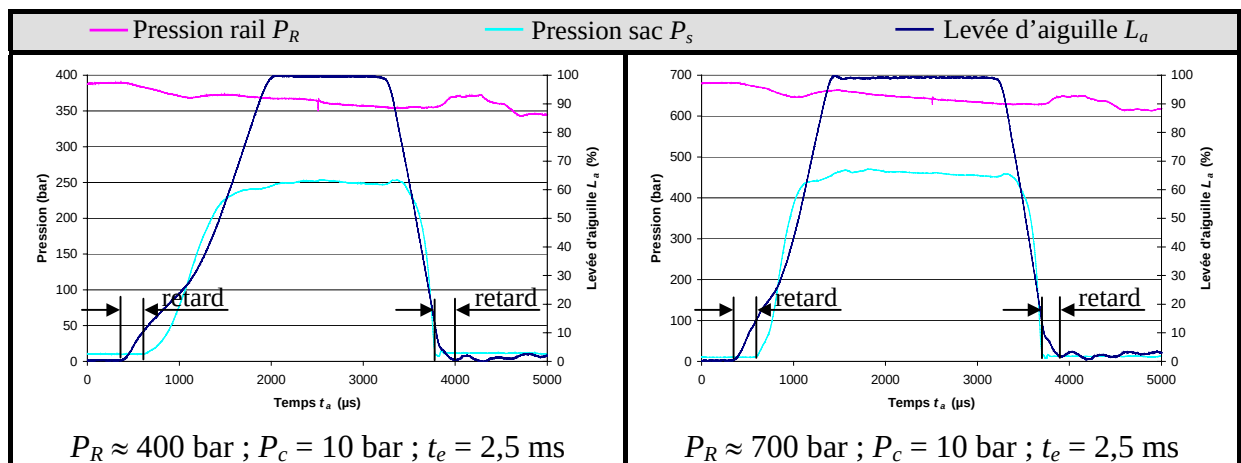


Figure 3.9 Exemples de décalage temporaire entre la levée d'aiguille et la pression sac

Fluctuations de la pression sac

Une fluctuation de la pression sac est constatée en début de la levée d'aiguille pour les conditions d'injection sans contre pression ($P_c = 1$ bar, fig. 3.11). Elle est due au passage de

bulles en face du capteur de pression en provenance de la cavitation au niveau du siège de l'aiguille et des bulles résiduelles qui restent dans le sac entre deux injections successives. Ces bulles seront illustrées par des images au paragraphe 4.1.1.

Les oscillations de la pression qui apparaissent après la fermeture de l'aiguille (fig. 3.7) sont dues au passage de bulles en face du capteur de pression qui remontent dans le sac depuis l'orifice en phase de leur disparition après l'injection. La remontée de ces bulles de cavitation devient plus rapide avec l'augmentation de la contre pression, ceci a été constaté d'après les visualisations optiques après l'injection. Pour cela, l'amplitude de ces oscillations s'amplifie avec l'augmentation de la contre pression suite à l'arrivée de grandes poches de vapeur en face du capteur en provenance de l'orifice à l'arrêt de l'écoulement. Il se peut que le rebondissement de l'aiguille à la fermeture favorise ces oscillations.

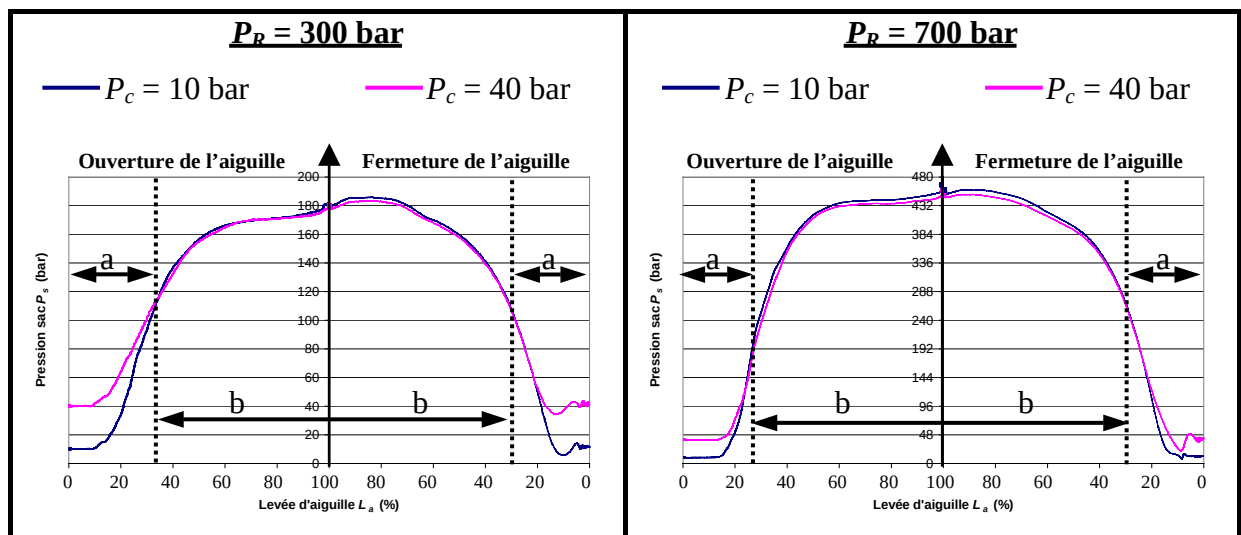


Figure 3.10 Variation de la pression sac en fonction de la contre pression

Reproductibilité des pressions rail – sac

A noter que les mesures de la pression rail et la pression sac, affichent une excellente reproductibilité qui se manifeste par des écarts types relativement faibles (fig. 3.12), sauf pour la pression sac mesurée à une pression rail de 300 bar (fig. 3.12-a), son écart type correspondant à la phase d'ouverture de l'aiguille, est légèrement supérieur aux autres écarts types. Ceci est dû aux fluctuations signalées sur la levée d'aiguille dans cette condition de pression rail (cf. 3.1.1).

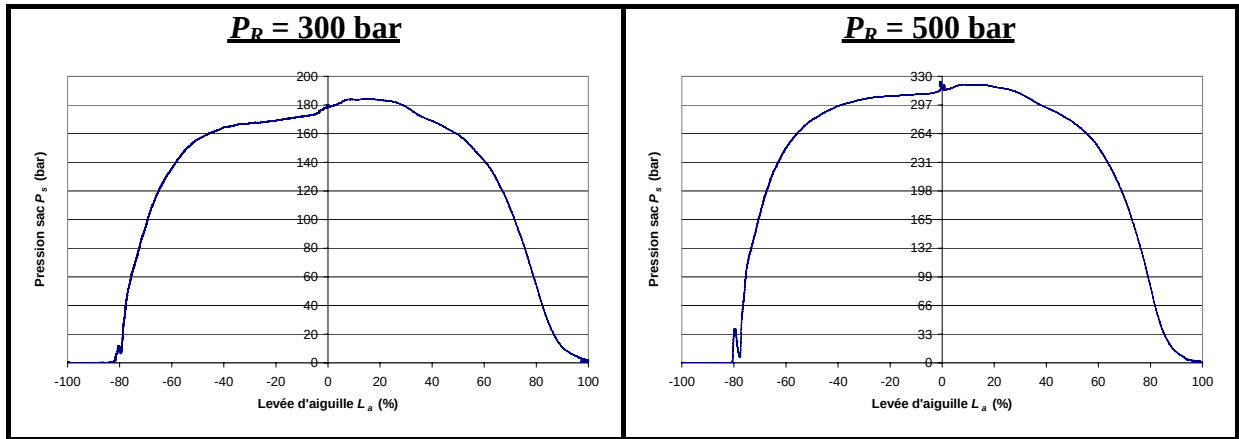


Figure 3.11 Oscillation de la pression sac en début de l'injection pour $P_c = 1$ bar

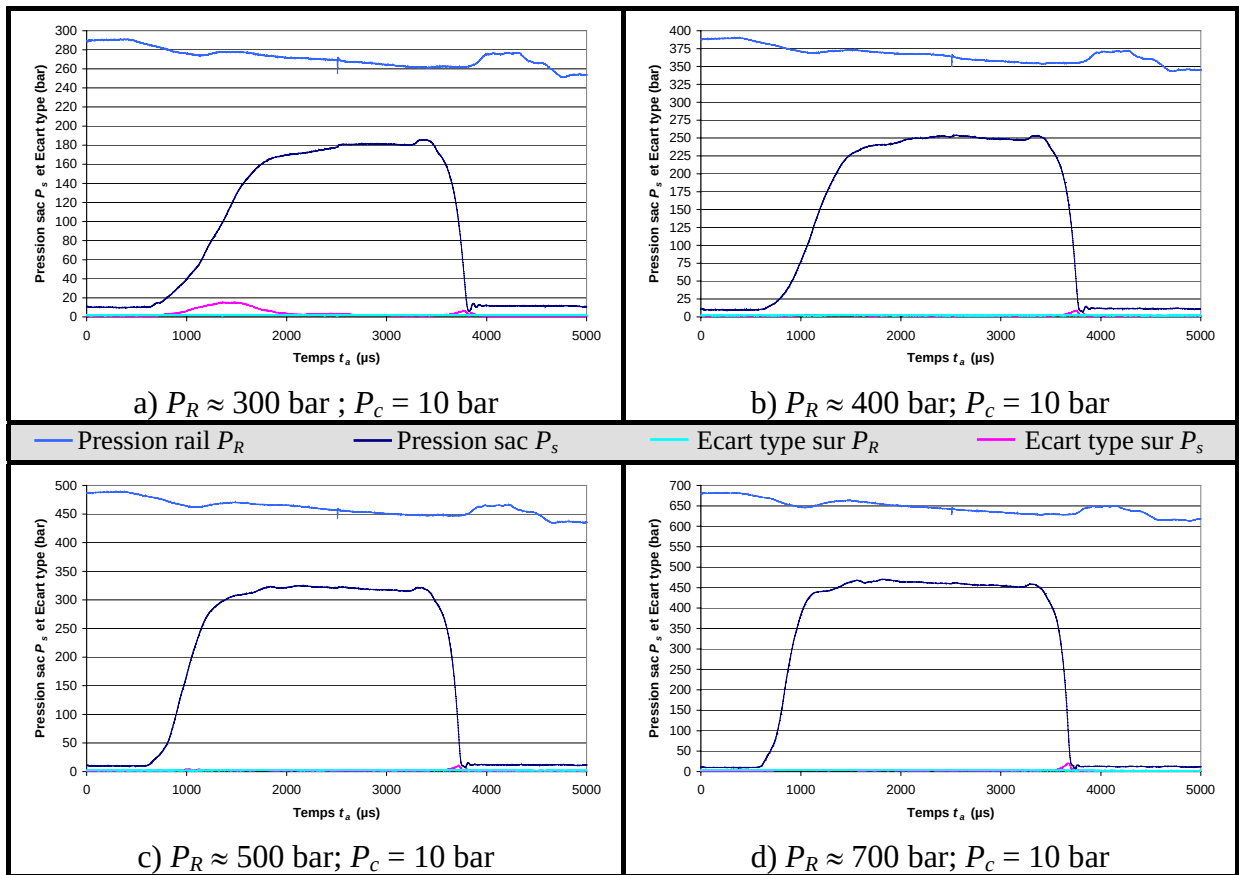


Figure 3.12 Reproductibilité des mesures de pression présentée sous forme d'écart type

3.1.3. Température

Le montage mécanique pour cette mesure, ainsi que la position des thermocouples installés ont été présentés au paragraphe 2.2.2. Comme on l'a dit dans ce dernier, les températures mesurées par les thermocouples T1, T2, T3, et T4 se stabilisent au bout d'environ 1000 injections. Elles dépendent principalement de la pression d'injection. La seule température qui varie durant le cycle d'injection est celle mesurée dans le sac par le

thermocouple T5. Le tableau 3.1 présente les températures t_1 , t_2 , t_3 et t_4 pour les quatre conditions de pression d'injection étudiées (300 bar, 400 bar, 500 bar et 700 bar) sans contre pression.

Pression rail (bar)	t_1 (°C)	t_2 (°C)	t_3 (°C)	t_4 (°C)
300	39	29,5	33	29,5
400	39	30	37,5	31
500	39	32	44	35
700	40	33,5	54	44

Tableau 3.1 Températures mesurées par les thermocouples T1, T2, T3 et T4

Dans tous les cas présentés ci-dessus, on voit que la température t_3 du porte injecteur est toujours supérieure à celle du nez de l'injecteur t_4 . Ceci est dû aux échanges thermiques du nez de l'injecteur avec le support inférieur du montage, discutés précédemment (cf. 2.2.2). La température t_2 a été aussi mesurée en instantané durant le cycle d'injection simultanément avec la température t_s et la levée d'aiguille L_a . En effet, ces deux températures ont été moyennées sur 10 cycles d'injections. Le résultat obtenu est présenté sur la figure 3.13. Dans les quatre conditions étudiées, on voit que la température t_s part de la température t_4 , mesurée sur la masse du nez de l'injecteur, pour atteindre une température intermédiaire entre celle du porte injecteur t_3 et celle du nez de l'injecteur t_4 . En effet, entre deux injections successives, l'huile sous pression en amont du siège de l'aiguille prend la température t_3 du porte injecteur et l'huile résiduelle dans le sac prend la température t_4 du nez de l'injecteur.

Dans les quatre cas présentés sur la figure 3.13, après la fermeture de l'aiguille, nous observons des oscillations sur la température t_s . Ces oscillations sont dues au passage, devant le thermocouple T5, de bulles de vapeur ou d'air qui remontent entre deux injections. Nous parlerons plus en détail de ces bulles au paragraphe 4.1.1.

Pour la suite de ce travail, la température du fluide qui sera utilisée pour nos calculs (densité, viscosité, pression de vapeur, ...) correspond à la température t_s maximale mesurée dans le sac (la moyenne) durant le cycle d'injection. Cette hypothèse est fixée en se basant sur les éléments suivants :

- *Dans le cas des mesures optiques* : les coefficients de conduction des matériaux transparents (quartz et plexiglas) sont inférieurs à celui de l'acier, ainsi que son volume et sa surface extérieure, ce qui implique d'une part, moins d'échanges de chaleur avec l'environnement extérieur dans le cas d'un matériau transparent que dans le cas de l'acier et d'autre part, un flux de chaleur du fluide en écoulement vers le matériau transparent négligeable par rapport à celui du fluide vers l'acier. Pour cela, dans le cas du quartz ou du

plexiglas, le fluide injecté dans le sac a plus tendance à avoir une température proche de celle du porte injecteur.

- Dans le cas des mesures de débit : dans cette configuration, le nez de l’injecteur est intégré dans le débitmètre (cf. 2.2.3). Ce dernier est refroidi par le fluide du réservoir maintenu entre 38°C et 40°C. Par suite, la température du nez d’injection dépend de la température du débitmètre qui a été mesurée durant la mesure du débit.

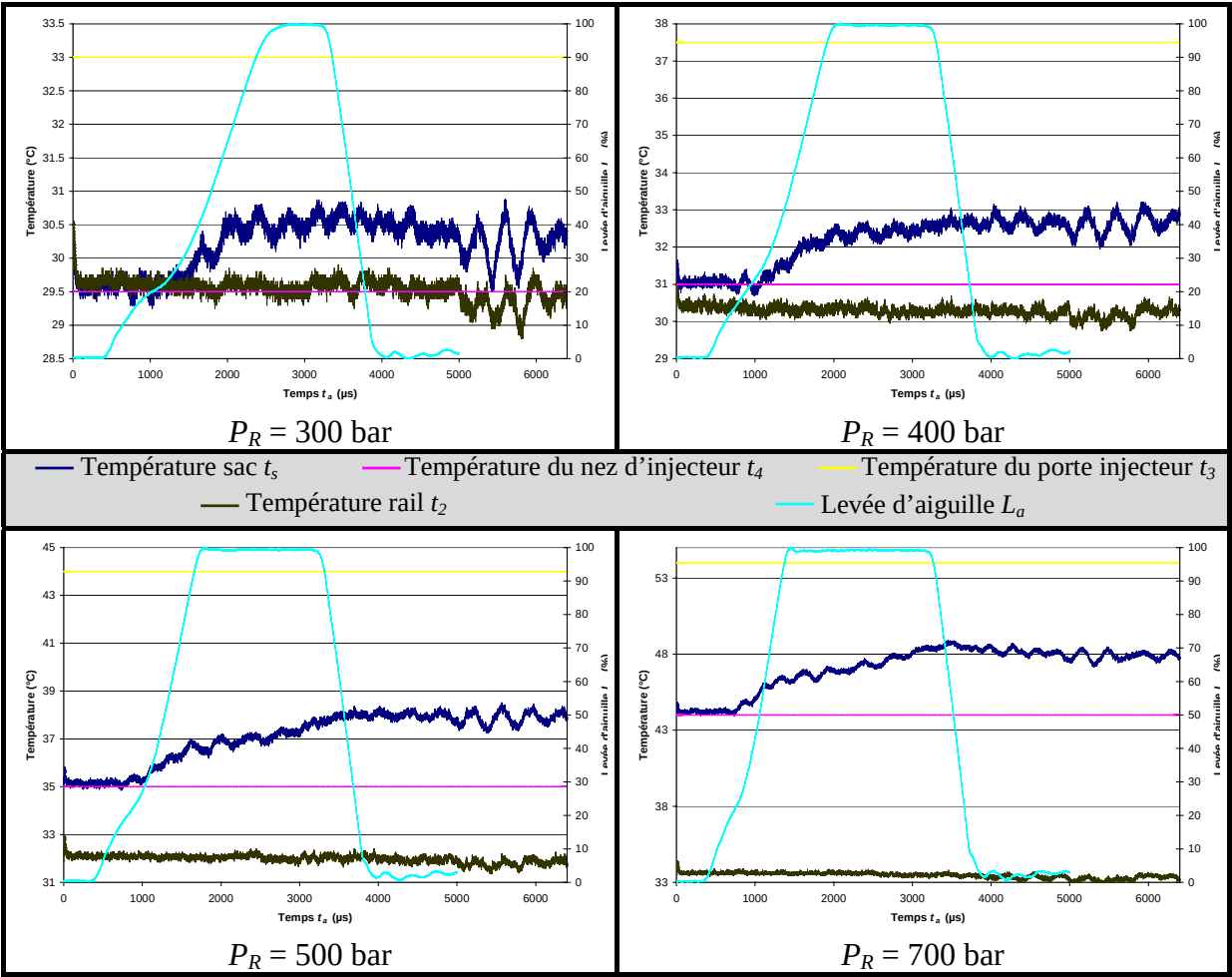


Figure 3.13 Températures t_2 , t_3 , t_4 , et t_s et levée d’aiguille L_a . Les températures instantanées t_2 et t_s moyennées sur 10 cycles d’injection. Fréquence d’injection 1 Hz, temps d’excitation de l’injecteur $t_e = 2,5ms$, contre pression $P_c = 1$ bar.

En se basant sur cette hypothèse, nous présentons, dans le tableau 3.2, les températures t_s qui seront adoptées par la suite.

Pression rail P_R	300 bar	400 bar	500 bar	700 bar
Température t_s	31°C	33°C	38°C	49°C

Tableau 3.2 Température de l’huile dans le sac (t_s).

Ces températures définies dans le tableau 3.2 sont comprises entre deux limites : d'une part la température du porte-injecteur t_3 et d'autre part la température du corps du nez d'injection t_4 . Les écarts (Δt_3 et Δt_4) entre chacune de ces deux limites et la valeur de t_s définie dans le tableau 3.2 peuvent être considérés comme les limites supérieures et inférieures de l'erreur maximale qui pourrait être commise sur la mesure de la température t_s . Dans le tableau 3.3, nous résumons les températures du porte injecteur t_3 et du nez d'injection t_4 et les écarts Δt_3 et Δt_4 dans les deux configurations :

- 1- Montage avec support inférieur (quartz ou acier utilisé pour la mesure de t_s) : Dans cette configuration, nous supposons que la température t_4 du quartz ou du plexiglas est égale à celle mesurée sur l'acier.
- 2- Montage sur le débitmètre : Dans cette configuration, nous supposons que la température du nez d'injection est égale à celle de l'huile du réservoir (environ 39°C) utilisée pour le refroidissement du débitmètre.

Pression rail P_R	300 bar		400 bar		500 bar		700 bar	
Configuration	Acier/ Inj. tr.	Débit- mètre	Acier/ quartz	Débit- mètre	Acier/ quartz	Débit- mètre	Acier/ quartz	Débit- mètre
t_3 (°C)	33	33	37,5	37,5	44	44	54	54
t_4 (°C)	29,5	38	31	39	35	43	44	44,5
Δt_3 (°C)	-2	-2	-4,5	-4,5	-6	-6	-5	-5
Δt_4 (°C)	1,5	-7	2	-6	3	-5	5	4,5

Tableau 3.3 Ecarts entre la température t_s , définie par le tableau 3.2, et les températures t_3 et t_4 qui l'entourent (Inj. tr. = injecteur transparent)

Dans ce dernier tableau, nous avons marqué en rouge, pour chaque pression rail, les écarts maximaux, supérieur et inférieur, qui pourraient exister sur la température de l'huile t_s considérée dans le sac de l'injecteur, en fonction du montage adopté. Le signe « moins » signifie que la température t_s pourrait être sous estimée de la valeur indiquée.

3.1.4. Débit d'injection

Le débit instantané mesuré correspond à celui de l'huile injectée auquel s'ajoute le débit de vapeur due à la cavitation dans l'orifice d'injection et dans le débitmètre. A partir d'une certaine levée d'aiguille, cette cavitation atteint un état quasi stable. En d'autres termes, le volume des poches de vapeur passe dans une zone de stabilisation et par suite le débit de vapeur tend vers zéro dans cette zone. Pour confirmer ceci, des visualisations de la cavitation dans l'huile à la sortie de l'injecteur ont été réalisées sur un injecteur mono-trou ayant un diamètre de 0,1mm et un rapport longueur sur diamètre L/d de 4. Ces visualisations (fig. 3.14)

n'ont pas été réalisées sur les injecteurs transparents car la longueur de pénétration de la cavitation dans l'huile à la sortie de l'orifice d'injection n'est pas entièrement visible sur notre montage. Cependant, sur ces injecteurs transparents, nous avons visualisé une partie de la cavitation à la sortie dans l'huile simultanément avec la cavitation dans l'orifice (fig. 3.18). Evidemment, le taux de cavitation dans l'huile issue de deux injecteurs n'ayant pas les mêmes dimensions, n'est pas le même. Toutefois, son évolution durant l'injection est comparable entre ces deux injecteurs.

Cavitation à la sortie de l'injecteur

Sur la figure 3.14, nous présentons une série d'images dont chacune est la moyenne de 32 images prises au même instant durant l'injection et dans les mêmes conditions d'injection. La levée d'aiguille de l'injection correspondant à ces images est présentée sur la figure 3.15.

Sur les deux premières images (fig. 3.14-a, b), nous avons un écoulement non-cavitant. La cavitation se déclenche entre les images b et c pour une levée d'aiguille aux alentours de 12 %. Elle se développe au fur et à mesure de l'ouverture de l'aiguille pour atteindre une longueur de pénétration L_p quasiment constante (fig. 3.14-e, f, g, h). Ensuite, durant la fermeture de l'aiguille, en dessous d'une levée d'aiguille de l'ordre de 11 %, cette cavitation commence à disparaître.

La disparition de la cavitation est plus lente que son apparition. En effet, pour une levée d'aiguille de 11,7 % durant son ouverture (fig. 3.14-b), la cavitation ne s'est pas encore déclenchée. Cependant, pour une levée d'aiguille de 7,4 % durant sa fermeture (fig. 3.14-k), elle n'a pas encore complètement disparu.

Débit instantané

Les quantités injectées à chaque cycle d'injection pour une contre pression de 10 bar et une durée d'excitation de l'injecteur de 2,5 ms sont : $57,6 \text{ mm}^3$ à $P_R \approx 300 \text{ bar}$, $71,78 \text{ mm}^3$ à $P_R \approx 400 \text{ bar}$, $81,66 \text{ mm}^3$ à $P_R \approx 500 \text{ bar}$ et $99,21 \text{ mm}^3$ à $P_R \approx 700 \text{ bar}$. Ces valeurs ont été moyennées sur 400 cycles d'injection et ont des écarts types inférieurs à 0,5 %. En fonction de la pression rail, la contre pression n'a pas la même influence sur la quantité injectée. A faible pression rail (300 bar), l'augmentation de la contre pression entraîne une augmentation de la quantité injectée ($60,17 \text{ mm}^3$ à $P_c = 40 \text{ bar}$). Cependant, à haute pression rail (500 et 700 bar), l'augmentation de la contre-pression entraîne une légère diminution de la quantité injectée ($80,99 \text{ mm}^3$ à $P_R \approx 500 \text{ bar}$ et $P_c = 20 \text{ bar}$; $98,9 \text{ mm}^3$ à $P_R \approx 700 \text{ bar}$ et $P_c = 40 \text{ bar}$). Nous interprétons ceci en nous basant sur la durée de l'ouverture de l'aiguille qui, à une pression rail de 300 bar, augmente avec l'augmentation de la contre-pression, cependant, pour les hautes pressions rail, elle est indépendante de la contre pression (cf. 3.1.1). Dans ce dernier cas, l'augmentation de la contre-pression limite légèrement le débit du fluide injecté.

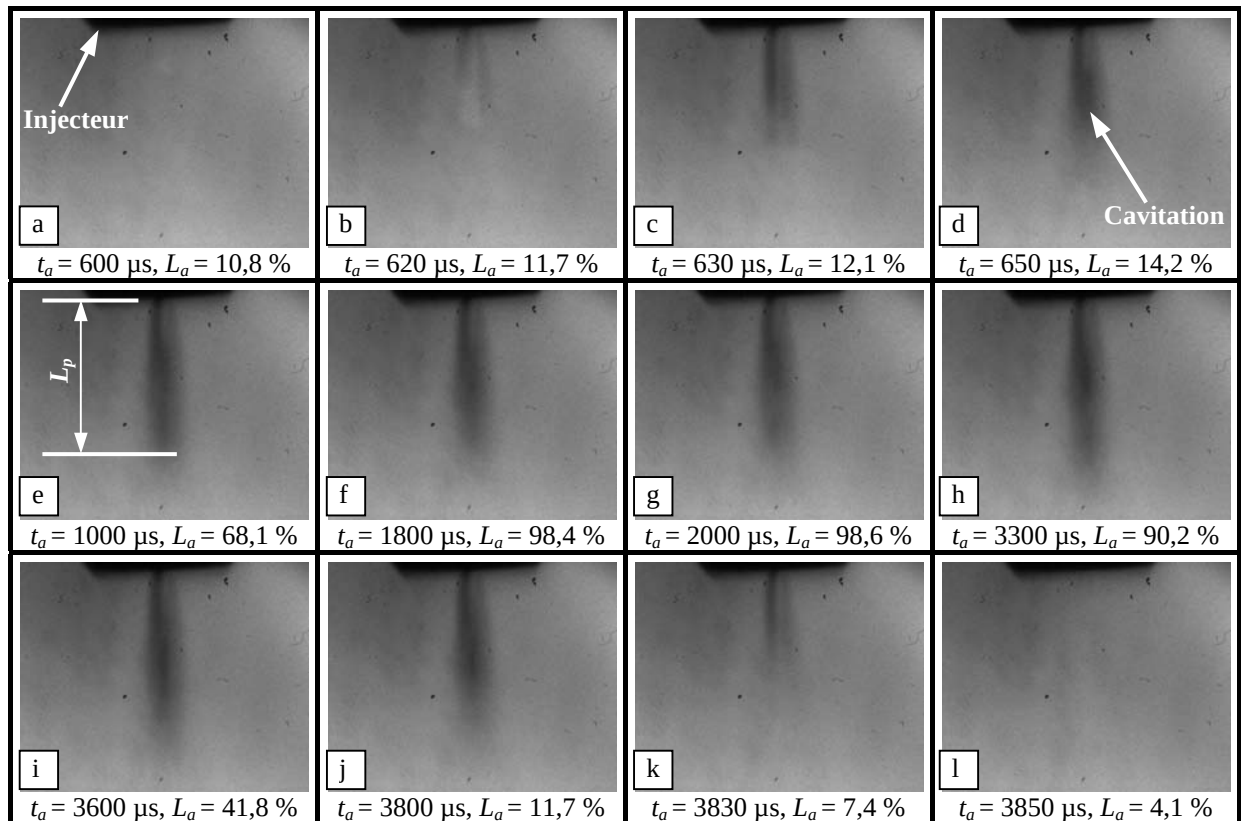


Figure 3.14 Evolution de la cavitation dans l'huile issue d'un injecteur mono-trou ; Images moyennées sur 32 cycles d'injection. $d = 0,1$ mm ; $l/d = 4$; $P_R = 500$ bar ; $P_C = 10$ bar ; $f = 1$ Hz ; $t_e = 2,5$ ms

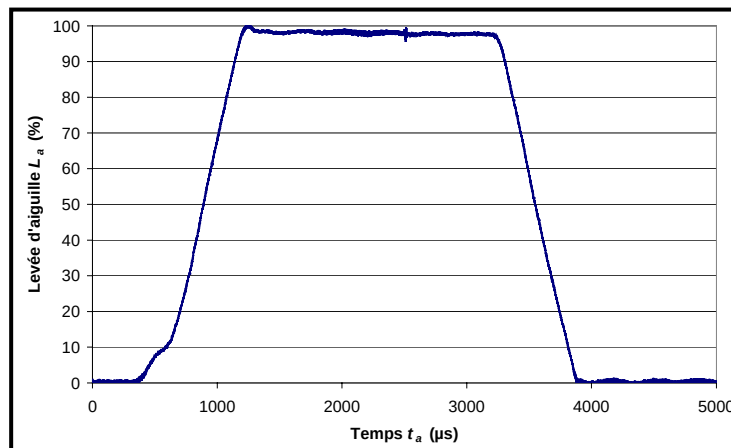


Figure 3.15 Levée d'aiguille moyennée sur 100 injections ; $d = 0,1$ mm ; $l/d = 4$; $P_R = 500$ bar ; $P_C = 10$ bar ; $f = 1$ Hz ; $t_e = 2,5$ ms

Oscillations du débit instantané

Pour toutes les pressions rail étudiées avec une contre pression de 1 bar et pour la pression rail de 700 bar étudiée avec une contre pression de 10 bar, la mesure du débit instantané sur le débitmètre n'a pas été possible à cause des fortes oscillations du piston du

débitmètre (fig. 3.16). En fait, l'augmentation de la contre pression agit de deux façons sur la réduction des oscillations : d'une part, elle permet d'amortir les oscillations dues à l'inertie du piston et d'autre part elle diminue le taux de cavitation et limite le développement de cette dernière dans le débitmètre.

Les oscillations du piston après la fermeture de l'aiguille, peuvent être affectées à plusieurs raisons ; d'une part les problèmes de compressibilité des gaz en dessous du piston et de son inertie et d'autre part au rebondissement de l'aiguille qui les favorise.

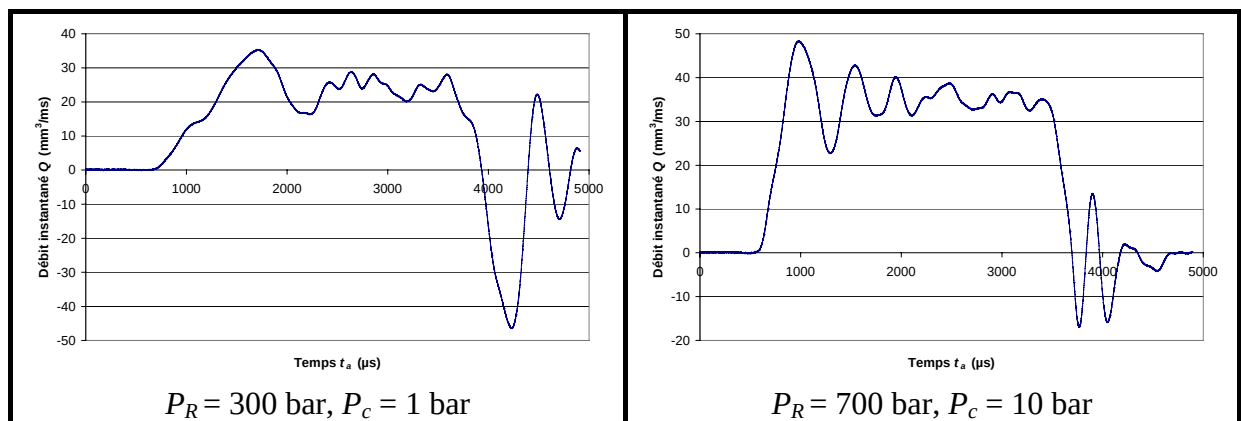


Figure 3.16 Oscillations de la vitesse de l'écoulement mesurée pour des contre-pressions relativement faibles par rapport à la pression rail.

Détection des zones de confiance de la mesure du débit instantané

Quelles que soient la pression d'injection et la contre-pression, nous distinguons sur le débit instantané mesuré cinq zones différentes (fig. 3.17, 3.18) :

- Zone 1 : Dans cette zone, nous avons un écoulement monophasique. Alors, le débit instantané correspond à celui de l'huile injectée. Cependant, à cause d'une faible différence de pression de part et d'autre du piston du débitmètre, l'inertie du piston et les frottements de ce dernier contre les parois internes du cylindre ne peuvent pas être négligés. L'existence de ces deux résistances au démarrage du piston, fait qu'une légère surpression s'accumule dans la chambre au dessus de ce dernier, ce qui se traduit par un lancement relativement rapide du piston. Mais, comme dans cette étude, nous nous intéressons aux régimes d'écoulement cavitant, nous négligeons les conséquences des erreurs de mesure dans cette zone. Toutefois, la mesure de débit instantané dans cette zone nous permet d'avoir une idée approximative de la vitesse de l'écoulement.
- Zone 2 : Comme on le voit sur la figure 3.18, la cavitation dans le débitmètre se déclenche et se développe dans cette zone. Par suite, le débit instantané mesuré correspond à la somme du débit de d'huile sous forme de liquide plus le débit de vapeur qui apparaît au fur

et à mesure durant la levée d'aiguille. Pour cela, la mesure de débit dans cette zone ne pourra pas être utilisée dans la suite pour le calcul de la vitesse de l'écoulement.

- Zone 3 : A partir d'une certaine levée d'aiguille (entre 65 et 70 % de la levée maximale, correspondante à la stabilisation de la pression sac), la cavitation dans le débitmètre atteint un état de développement quasi-stable, d'où l'apparition de cette troisième zone dans laquelle le piston se déplace à une vitesse quasiment constante correspondant à un débit de liquide constant et un débit de vapeur relativement négligeable présentant quelques fluctuations légèrement amplifiées par l'inertie du piston. La mesure dans cette zone nous permettra par la suite de calculer le coefficient de décharge en fonction du nombre de cavitation et du nombre de Reynolds et de remonter par la suite à la vitesse de l'écoulement, dans les zones d'apparition et de disparition de cavitation (zones 2), que nous n'avons pas pu calculer d'après la mesure de débit.
- Zone 4 : Durant la phase de fermeture de l'aiguille, la cavitation disparaît progressivement. Par suite, le débit instantané mesuré par le débitmètre est légèrement sous estimé d'une valeur qui correspond au débit de la vapeur qui disparaît, erreur à laquelle il faut ajouter celle due à l'inertie du piston.
- Zone 5 : C'est la dernière zone avant l'arrêt de l'injection. Le mouvement du piston est dominé par son inertie et favorisé d'une part, par la compressibilité de l'azote assurant la contre pression et ayant un volume considérable permettant une légère compression et d'autre part, par la compressibilité du fluide diphasique, constitué de liquide et de vapeur résiduelle en phase de disparition, au dessus du piston. Ce qui rend la mesure de débit instantané non significative dans cette zone.

Ainsi, la mesure de débit instantané dans la zone 3, correspondant à des levées d'aiguille supérieures à 70 % environ, présente la meilleure précision. Le résultat de cette mesure sera utilisé dans la suite de notre étude pour l'estimation des pertes de charge dans l'orifice d'injection.

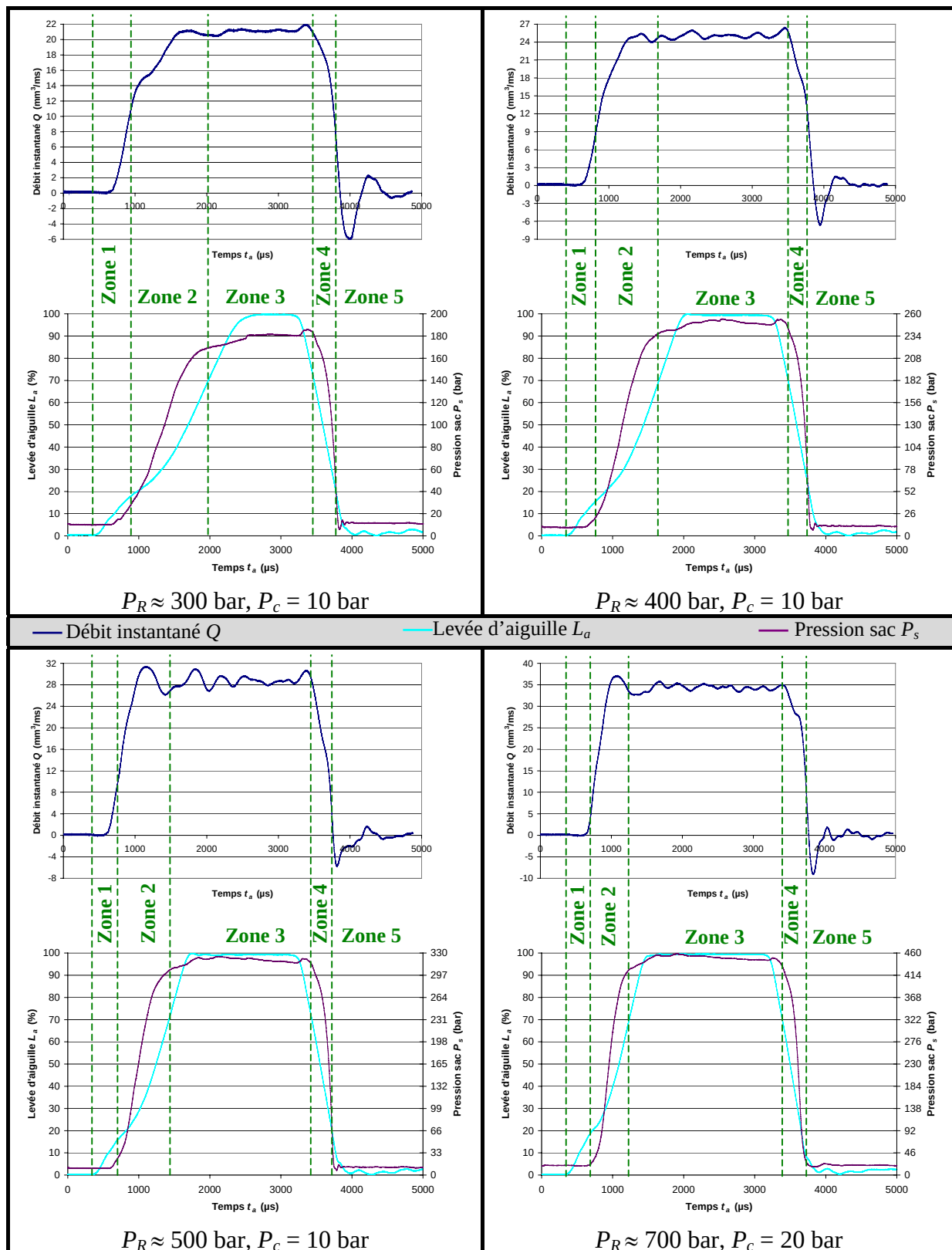


Figure 3.17 Débit instantané mesuré dans différentes conditions d'injection. Identification des zones correspondant à la mesure de débit de liquide et de vapeur durant le cycle d'injection

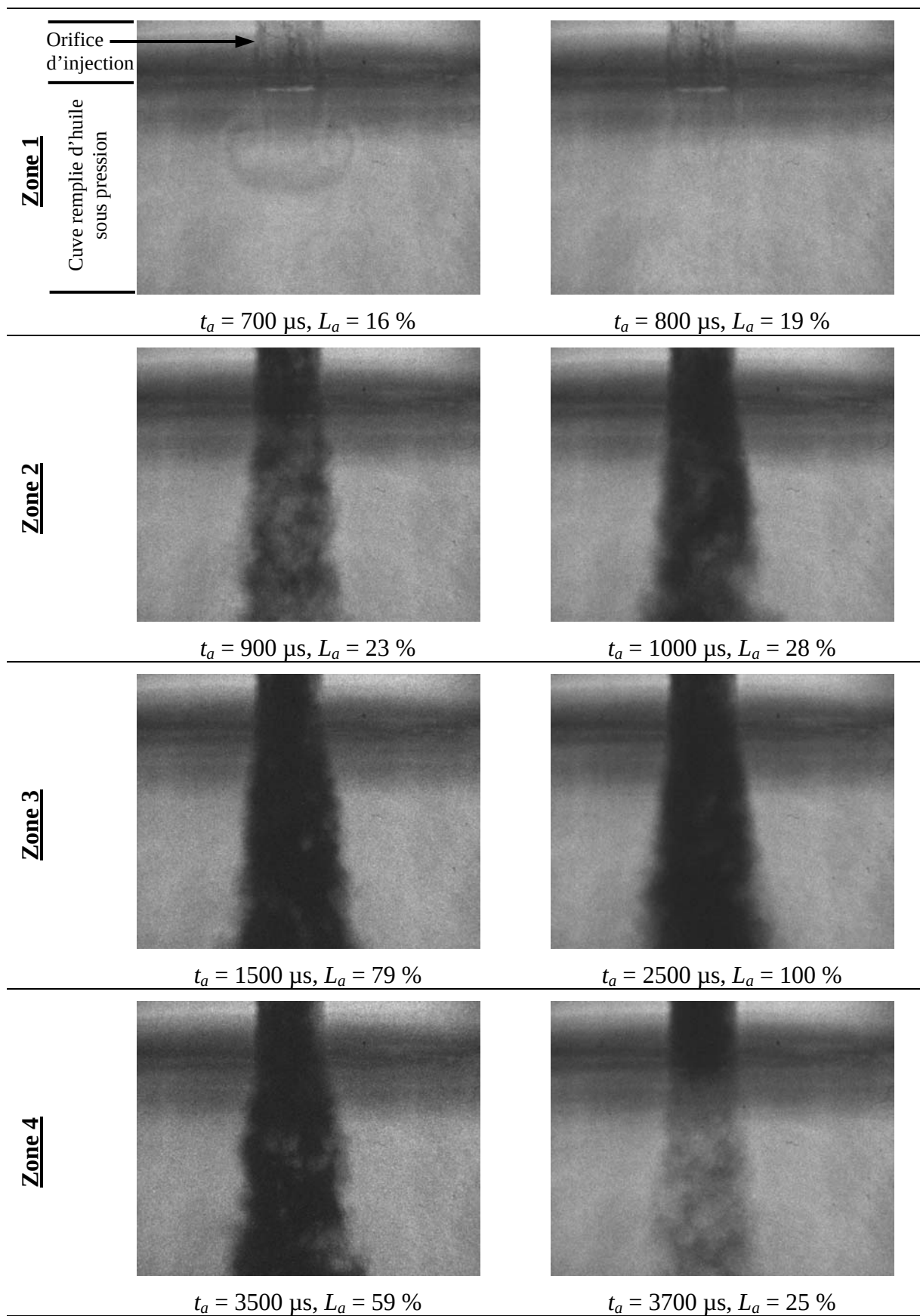


Figure 3.18 Evolution de la cavitation dans une cuve remplie d'huile sous pression simulant la chambre d'injection du débitmètre. $P_R \approx 500 \text{ bar}$, $P_c = 10 \text{ bar}$.

3.1.5. Influence des paramètres d'injection sur les propriétés de l'huile

Pour l'interprétation du phénomène de cavitation dans les orifices d'injection, nous avons recours à plusieurs paramètres et grandeurs physiques (comme le nombre de cavitation, la vitesse de l'écoulement, le nombre de Reynolds, la pression de l'écoulement ...) qui dépendent des propriétés de l'huile (comme la densité, la viscosité, la pression de vapeur ...). Ces derniers sont présentés en détails en annexe 4. Dans ce paragraphe, nous présentons l'influence de la pression sac et de la température sur la variation instantanée des deux propriétés, la densité et la viscosité, qui interviennent et influencent fortement nos résultats et leurs interprétations.

La densité et la viscosité de l'huile dans le sac durant le cycle d'injection, ont été calculées d'après les équations de Rodriguez-Anton et *al.* (2000) et Kouzel (1965) détaillées en annexe 4. Nous les avons calculées à chaque instant durant l'injection en fonction de la pression sac et de la température de l'huile dans ce sac.

Densité de l'huile

Durant l'injection, la température de l'huile dans le sac t_s varie. Cependant, nous avons choisi une température moyenne constante (*cf.* 3.1.3). Pour cela, sur la figure 3.19, nous montrons l'influence d'une variation de température de $\pm 5^\circ\text{C}$ sur la densité de l'huile dans le sac durant le cycle d'injection. Nous constatons que la variation de densité correspondante est de $\pm 0,4 \%$. Cependant, la variation de cette densité en fonction de la pression sac atteint $3,3 \%$ pour une pression rail de 700 bar et une contre pression de 40 bar.

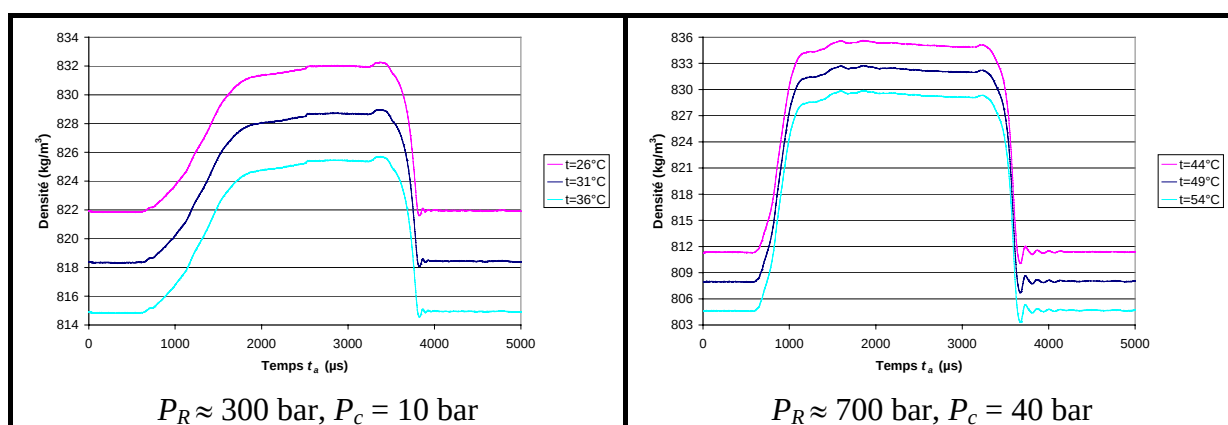


Figure 3.19 Evolution de la densité de l'huile dans le sac durant le cycle d'injection.

Viscosité de l'huile

Une variation de $\pm 5^\circ\text{C}$ de la température autour de la moyenne t_s entraîne une variation de la viscosité cinématique de l'huile de l'ordre de $\pm 11 \%$ (fig. 3.20). Cependant, à température constante t_s , l'augmentation de la pression sac P_s durant l'injection, entraîne une

augmentation de cette viscosité cinématique de l'ordre de 30 % pour une pression rail de 300 bar et une contre-pression de 10 bar, et de l'ordre de 82 % pour une pression rail de 700 bar et une contre-pression de 40 bar.

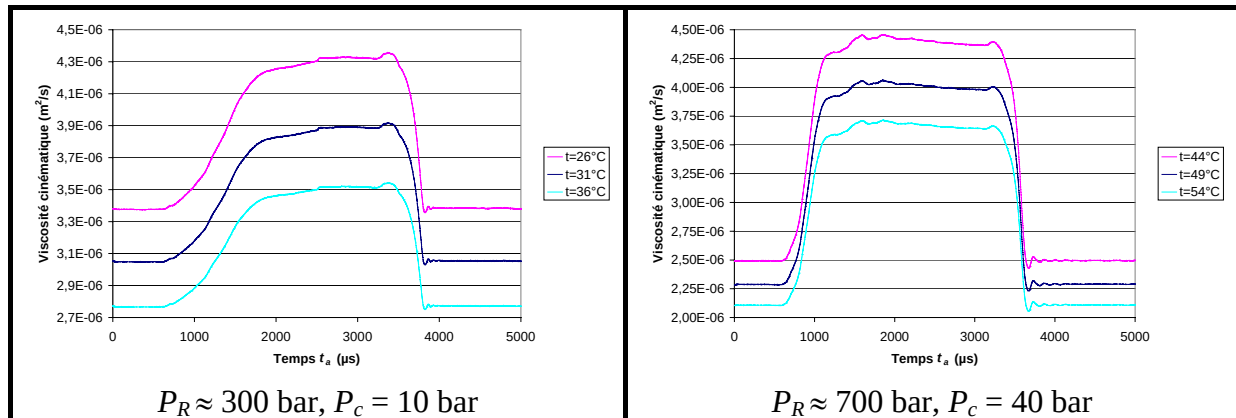


Figure 3.20 Evolution de la viscosité cinématique de l'huile dans le sac durant le cycle d'injection.

3.2. Interprétation de l'écoulement par analyse d'images

Une campagne d'essais, destinée à l'enregistrement d'images, induit un certain nombre de choix en terme de nombre d'images enregistrées. Nous nous proposons d'aborder au cours de ce paragraphe les techniques adoptées pour le traitement de ces images. Nous traitons aussi les estimations statistiques et la représentativité de l'échantillonnage réalisé.

3.2.1. Traitement des images

Les visualisations de l'écoulement interne de l'orifice révèlent une forte dispersion cyclique de la lumière diffusée par la cavitation, surtout les visualisations tomographiques.

Ainsi, pour accéder aux grandeurs instantanées, telles que celles caractérisant la progression des zones de cavitation dans l'orifice, nous devons enregistrer plusieurs images au cours du même cycle d'injection. De cette manière, nous pouvons évaluer, pour un cycle donné, l'expansion de la cavitation entre deux prises d'images ou plus généralement son évolution. Et si ces acquisitions sont répétées plusieurs fois, nous pouvons en faire des traitements statistiques.

Avec notre système d'acquisition d'images, nous sommes limités à deux images par cycle d'injection. A chaque instant du cycle, nous réalisons l'acquisition de 60 doublets d'images sur des cycles d'injection successifs. Afin de balayer toute la durée d'injection, nous décalons l'instant de prises d'un doublet d'images en conservant toujours les mêmes conditions d'injection.

Les traitements et études statistiques des visualisations ont été faits sur MatLab, à l'aide de programmes spécialement réalisés par nos soins et uniquement pour l'écoulement cavitant dans l'orifice d'injection. Cependant, nous avons réalisé aussi des images de l'écoulement dans le sac. Ces images seront interprétées individuellement sans études statistiques.

Binarisation d'images

Chaque image est représentée numériquement par une matrice I_i de taille $x*y$ dont chaque élément (le pixel) possède une valeur (le niveau de gris) compris entre 0 et 255 (image sous format 8 bits).

Les images sont tout d'abord seuillées dans le but de détacher les zones de cavitation du liquide non cavitant. Les images d'une même série d'acquisition sont bien entendu toutes seuillées au même niveau. Ce seuillage correspond en fait à une binarisation (fig. 3.21) des éléments de la matrice représentant l'image (niveau de gris = 0 pour tous les pixels dont le niveau de gris est inférieur au seuil choisi, niveau de gris = 255 sinon). Les images seuillées sont ensuite enregistrées sous format réel (format qui étale les niveaux de gris entre 0 et 1). Ce qui nous donne à partir de chaque image une matrice bidimensionnelle $I_i(x,y)$ remplie par des 0 et 1. Le chiffre 0 correspond à un pixel de couleur noire et le chiffre 1 correspond à un pixel de couleur blanche. Les images ombroscopiques sont inversées après binarisation pour mettre à 1 les zones de cavitation (fig. 3.21).

Ces matrices nous ont permis de calculer d'une part la probabilité d'existence de cavitation en tout point de l'orifice d'injection et d'autre part la surface moyenne de cavitation.

Probabilité d'existence de cavitation

La matrice $M(x,y)$, résultant de la moyenne des matrices $I_i(x,y)$ obtenues d'après une série d'images après la phase de binarisation ci-dessus, correspond à la distribution spatiale des probabilités d'existence de cavitation dans l'orifice d'injection. Cette matrice est donnée par :

$$M(x,y) = \frac{\sum_{i=1}^{60} I_i(x,y)}{60} \quad \text{E(3.1)}$$

Les éléments de cette matrice $M(x,y)$ sont des valeurs comprises entre 0 et 1 et peuvent être représentés par des niveaux de gris (images sous format réel). La présentation des images est ensuite effectuée en fausse couleur, de manière à souligner l'intégralité de la gamme de probabilité et de mettre en évidence les différents niveaux de gris (fig. 3.22).

Rappelons que les images obtenues par ombroscopie représentent la projection du taux de cavitation, tout le long de l'orifice, sur un plan parallèle à l'axe de l'orifice d'injection. En d'autres termes, la probabilité estimée d'après ces images, correspond à la projection de l'intégrité des plans longitudinaux de $-r$ à $+r$ (r étant le rayon de l'orifice d'injection) sur un plan parallèle à ces derniers. Alors que, d'après les images tomographiques, nous estimons la probabilité dans une section longitudinale dans l'axe de l'orifice.

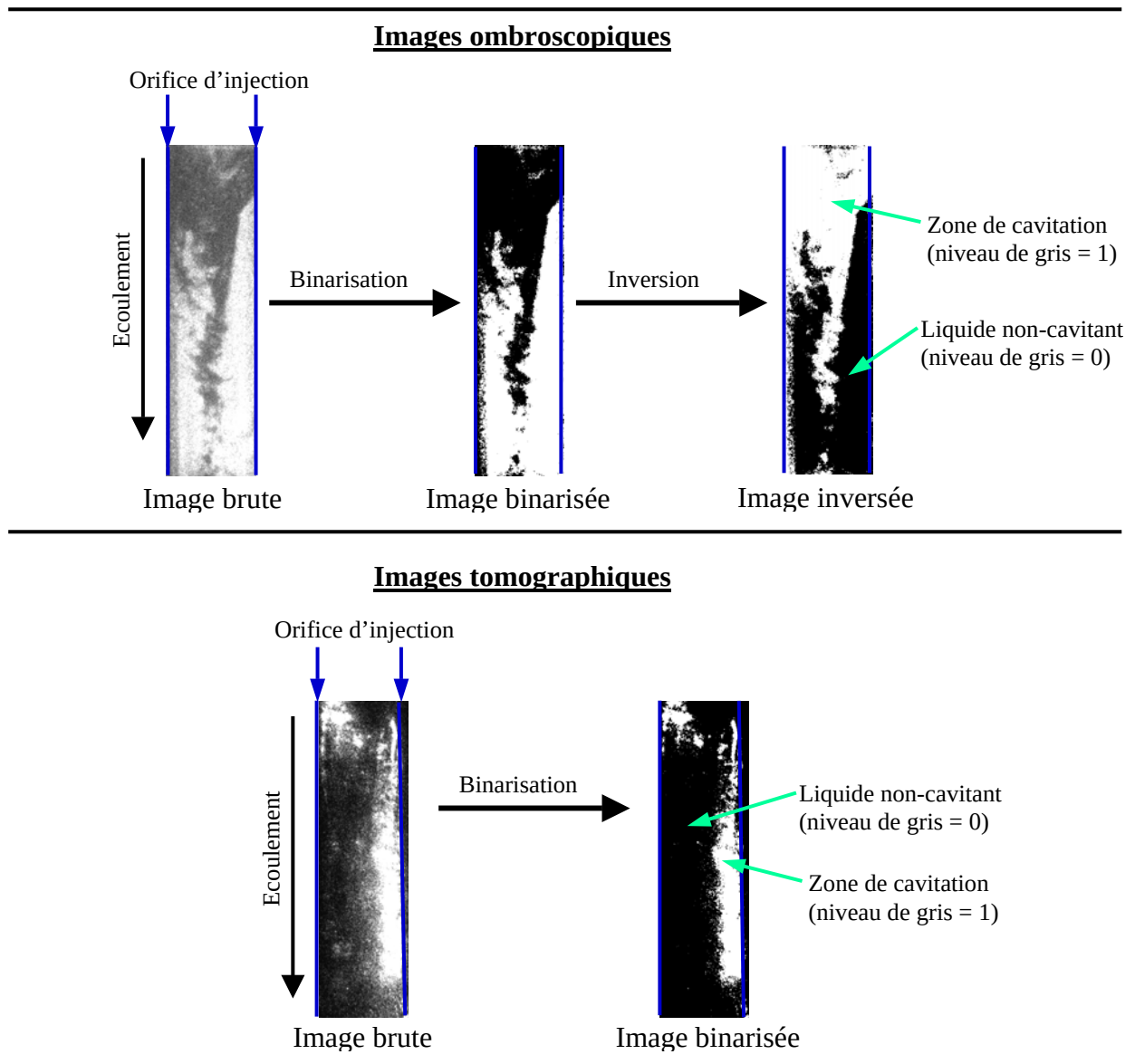


Figure 3.21 Binarisation des images de l'écoulement interne dans l'orifice

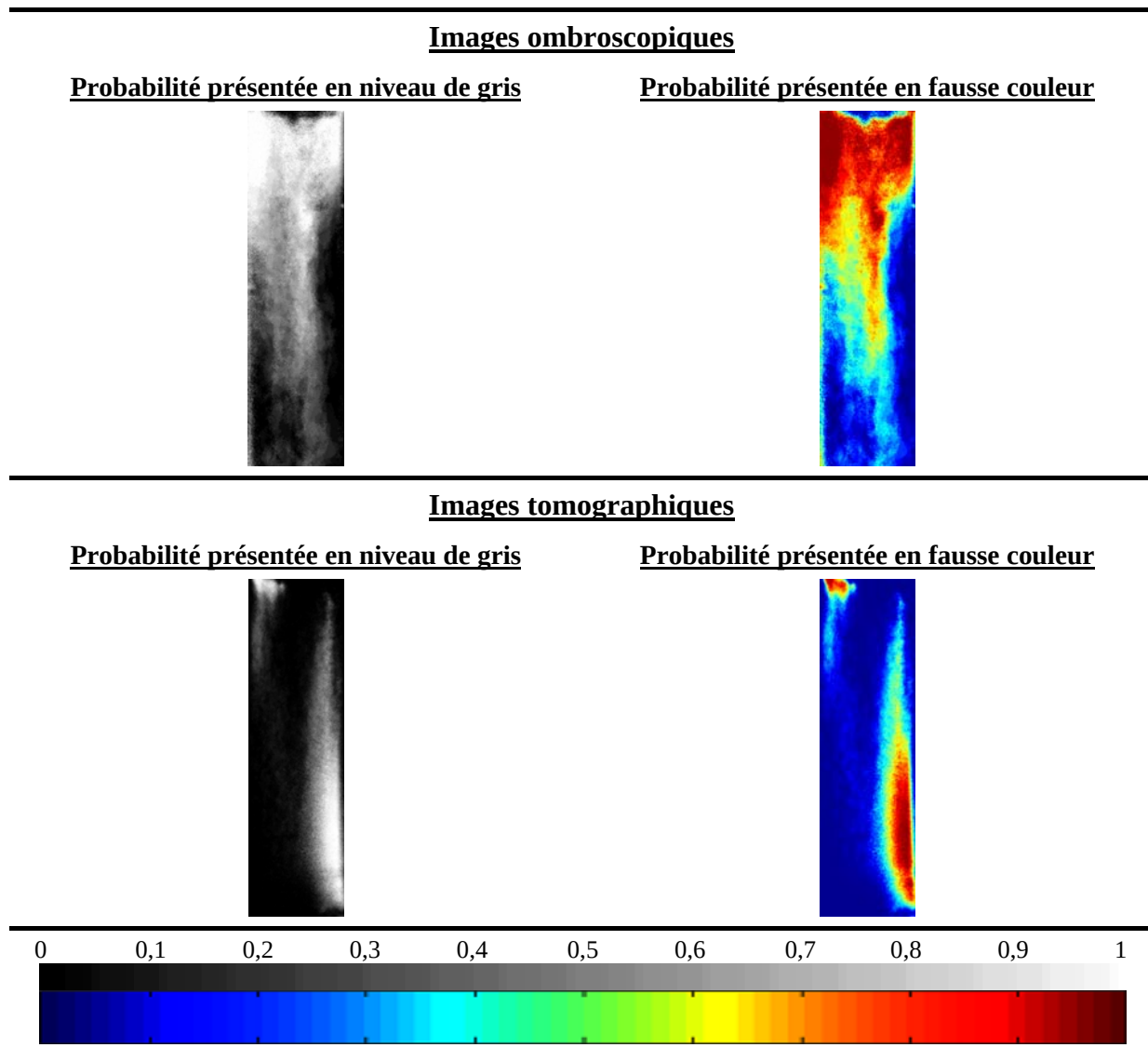


Figure 3.22 Détermination de la densité de probabilité d'existence de cavitation dans l'orifice d'injection

Surface moyenne de cavitation

Une approche quantitative du taux de cavitation dans l'orifice d'injection peut être obtenue par la mesure de la surface occupée par la vapeur par rapport à la surface totale de l'écoulement dans l'orifice.

Pour ce faire, nous avons réalisé un comptage de chiffre 1 (zone de cavitation, fig. 3.21) dans chacune des matrices $I_i(x,y)$ obtenues après la binarisation des images de l'écoulement. Le résultat N_i obtenu de ce comptage sur chaque image individuelle est ensuite moyenné sur la série d'images d'un même instant sur plusieurs cycles d'injection. Ainsi, le nombre moyen de pixels ayant un niveau de gris égal à 1 est :

$$N_{moy} = \frac{\sum_{i=1}^{60} N_i}{60} \quad E(3.2)$$

Dans le cas des visualisations par tomographie Laser, les parois de l'orifice d'injection sont invisibles (pas de diffusion de lumière au niveau de l'interface liquide/paroi). Alors que dans le cas des visualisations par ombroscopie, les parois de l'orifice apparaissent sur les images de l'écoulement. Par suite, pour les images tomographiques, N_{moy} correspond au nombre de pixel N_c représentant la surface des poches et bulles de cavitation. Alors que pour les images ombroscopiques, il faut retrancher la surface projetée des parois de l'orifice.

Pour cela, pour chaque orifice transparent, nous avons réalisé par ombroscopie une série d'images au repos sans injection (orifice rempli d'huile). La binarisation de ces images (fig. 3.23) et la moyenne résultant N_p du comptage de chiffre 1 dans les matrices individuelles correspondantes nous donnent le nombre de pixels moyen que les parois de l'orifice occupent sur les images. D'où, le nombre de pixels occupés par la cavitation dans le cas des images ombroscopiques est :

$$N_c = N_{moy} - N_p \quad E(3.3)$$

La surface des zones de cavitation S_c est obtenue en multipliant le nombre de pixel N_c par la surface d'un pixel ($1 \text{ pixel} \equiv 1,6 \times 1,6 \text{ } \mu\text{m}^2$, cf. 2.3.1). Pour l'estimation du taux de cavitation τ_c dans l'orifice, nous avons divisé la surface des zones de cavitation par celle de l'orifice S_t (surface projetée de l'orifice sur un plan parallèle à son axe).

$$\tau_c = \frac{S_c}{S_t} = \frac{S_c}{d \cdot l} \quad E(3.4)$$

où d et l sont le diamètre et la longueur de l'orifice d'injection

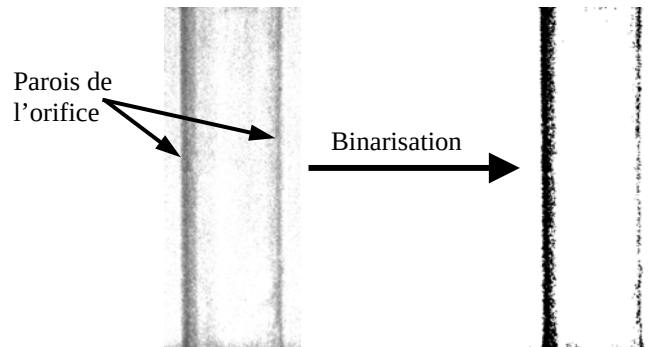


Figure 3.23 Détection des parois de l'orifice en ombroscopie

Rappelons que la surface des zones de cavitation mesurée sur les images ombroscopiques correspond à la superposition des zones de cavitation existantes dans les plans successifs parallèles à l'axe. Alors que, la surface des zones de cavitation mesurée sur les images tomographiques correspond à la surface de cavitation dans une section longitudinale dans l'axe de l'orifice.

Influence du seuil de binarisation

Le seuil de binarisation des images mérite un grand soin. Il est choisi visuellement et subjectivement. L'incertitude que l'on a dans notre choix est environ de + ou – 10 niveaux de gris. Pour cela, nous présentons dans ce paragraphe l'influence de cette incertitude de seuillage sur le résultat des études statistiques que nous avons réalisées.

La probabilité d'existence de cavitation et sa surface de répartition croissent avec l'augmentation du seuil de binarisation des images ombroscopiques et avec sa diminution pour les images tomographiques (fig. 3.24).

Egalement, le taux de cavitation estimé d'après les mesures de surfaces projetées varie parallèlement à la probabilité. Ses variations maximales sont de + ou – 4 % pour les images ombroscopiques et de + ou – 5 % pour les images tomographiques (fig. 3.25).

Il est évident que ce problème de seuillage serait notablement atténué avec des seuils locaux en cours de traitement, d'autant plus qu'un problème essentiel est d'avoir un éclairage égal et homogène. Cela est difficilement possible étant donné les densités variées de vapeur et de liquide dans l'écoulement.

Représentativité de la population enregistrée

Nous exposons dans ce paragraphe le procédé d'estimation de la quantité d'images nécessaire pour être représentative du phénomène à observer. L'objectif principal est de minimiser l'écart type résultant des calculs statistiques sur les images de l'écoulement tout en s'approchant au maximum possible de la valeur moyenne.

Pour cela, sur la figure 3.26, nous comparons les moyennes et les écarts types du taux de cavitation calculé sur 20, 60 et 180 images. Nous constatons que les écarts types gardent les mêmes ordres de grandeurs quel que soit le nombre d'images traitées (fig. 3.26-A2, B2) et qu'au delà de 60 images la moyenne tend à se stabiliser (fig. 3.26-A1, B1) particulièrement durant les phases transitoires (augmentation du taux de cavitation). Vu les limitations du nombre d'injections imposé par la durée de vie des injecteurs transparents, il s'avère qu'une population de 60 images est suffisante.

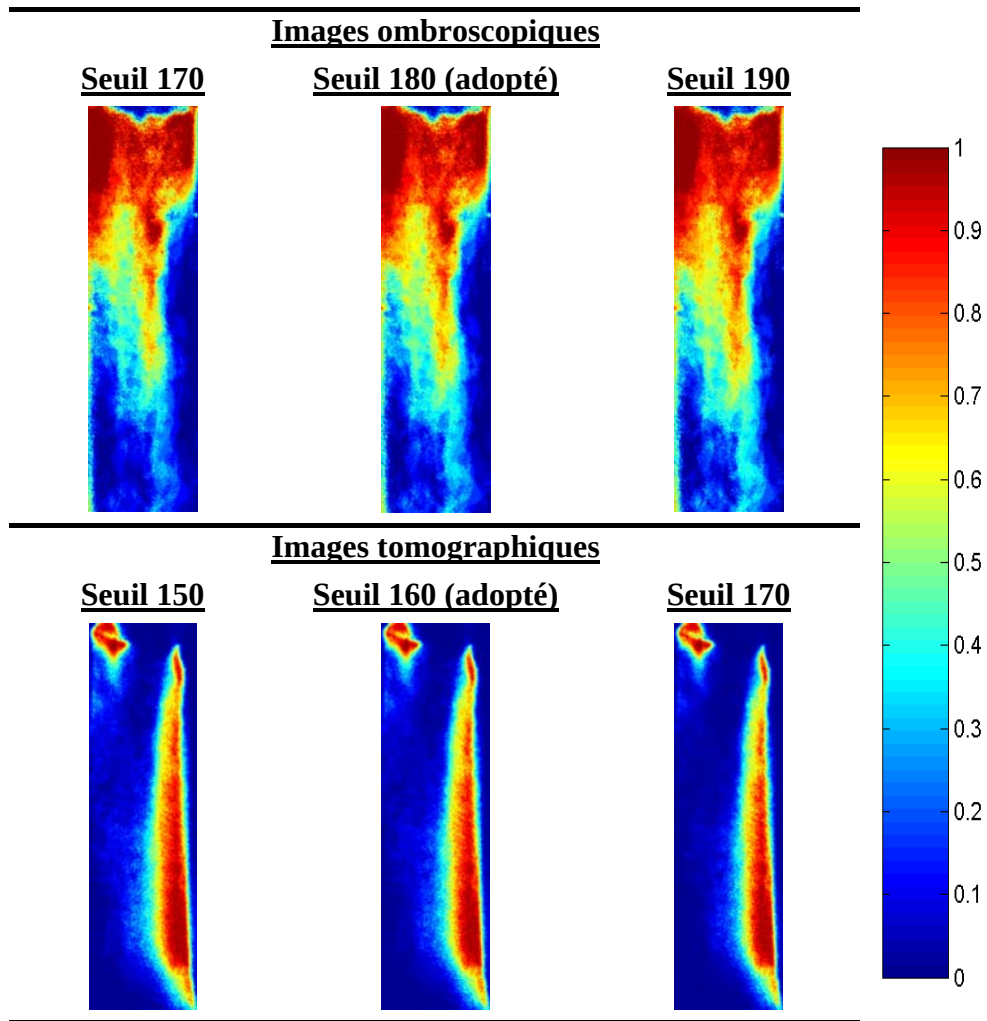


Figure 3.24 Probabilité d'existence de cavitation en fonction du niveau de seuillage

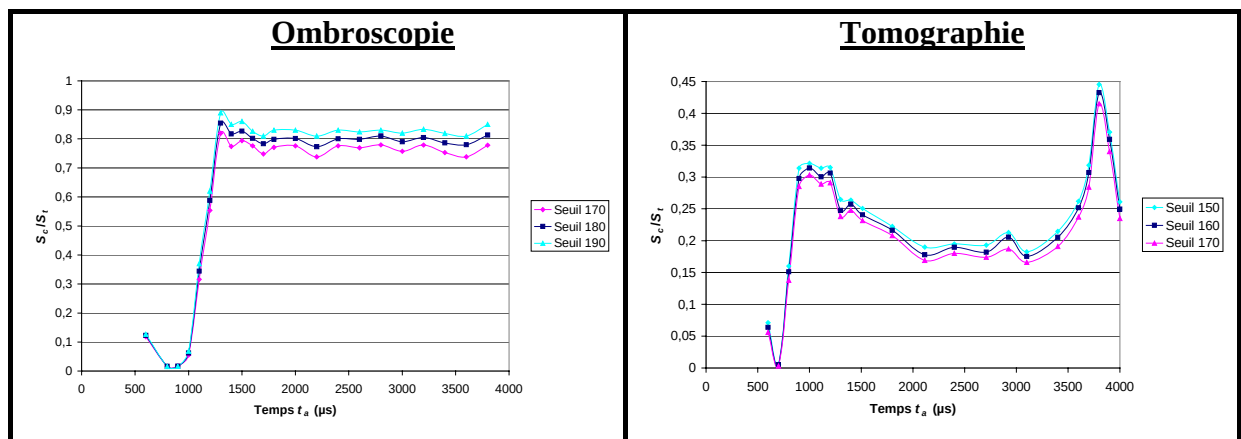


Figure 3.25 Evolution du taux moyen de cavitation en fonction du temps pour différents niveaux de seuillage

Reproductibilité du taux de cavitation

Une faible probabilité d'existence de cavitation associée à un écart type relativement élevé du taux de cavitation se traduisent par une mauvaise reproductibilité de l'apparition de la cavitation dans l'écoulement.

En plus des phénomènes de vibration de l'aiguille et du porte-injecteur durant l'injection qu'on ne maîtrise pas, la reproductibilité de la cavitation est fortement affectée par celle de la levée d'aiguille.

Au paragraphe 3.1.1, nous avons montré que les écarts types les plus importants, détectés sur la levée d'aiguille, sont localisés au cours des phases transitoires (ouverture et fermeture de l'aiguille) et que l'augmentation de la pression rail entraîne une diminution de ces écarts types. Pour cela, les écarts types des taux de cavitation mesurés sur les visualisations en début de la phase transitoire (début de l'établissement et du développement de la cavitation) sont relativement importants (fig. 3.26-A2, B2 : Points P1, P2 et P3). La distribution de la probabilité d'existence de cavitation correspondante possède des zones larges à faibles probabilités 0,3 à 0,5 (fig. 3.27).

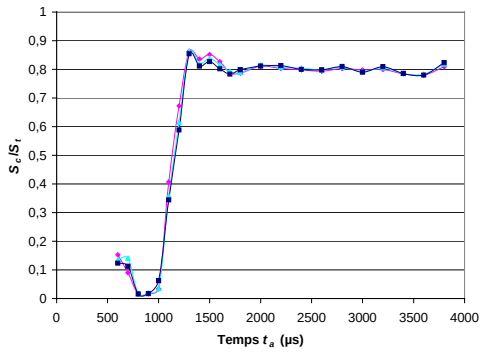
En plus de la reproductibilité de la levée d'aiguille, il y a aussi la périodicité d'apparition de la cavitation. A un même instant durant l'injection, même avec une parfaite reproductibilité de la pression sac d'une injection à une autre, les longueurs de poches et films de cavitation ne restent jamais constantes. Dans plusieurs études antérieures dans des conditions d'écoulements stationnaires (Chaves et *al.* 1995, Xu et *al.* 2001, Marcer et *al.* 2000, Chandra et *al.* 1999), il a été établi que l'apparition de bulles et poches de cavitation et leurs tailles varient selon une fréquence (de quelques kHz jusqu'à quelques dizaines de kHz) qui dépend du nombre de cavitation et de la géométrie de l'orifice d'injection. Cette périodicité se traduit par une baisse de la probabilité d'existence de cavitation et une augmentation de l'écart type du taux de cavitation mesuré.

Les écarts types du taux global de cavitation estimé d'après les visualisations par ombroscopie varient entre 4 et 5 % sauf pour le début de la phase transitoire où ces écarts types peuvent atteindre 27 % pour les faibles pressions rail (300 bar) et 20 % pour les hautes pressions rail (700 bar). Et pour les visualisations par tomographie, les écarts types du taux de cavitation dans une section tomographique varient entre 5 et 6 % sauf pour le début de la phase transitoire ils peuvent atteindre 12 % pour les faibles pression rail (300 bar) et 8 % pour les hautes pressions rail (700 bar).

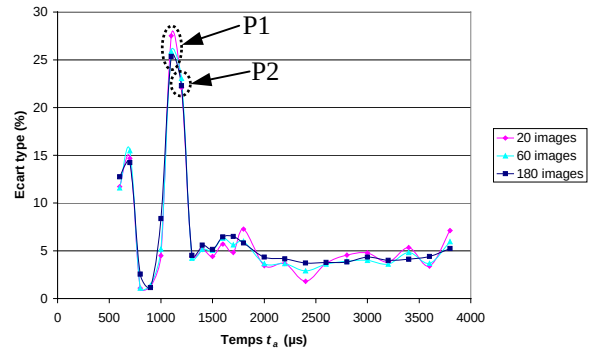
Ombroscopie

(Injecteur 3, $P_R=300$ bar, $P_c=15$ bar)

A1-Taux global de cavitation



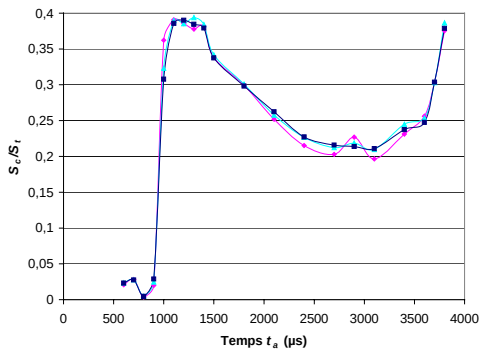
A2-Ecart type



Tomographie

(Injecteur 4, $P_R=300$ bar, $P_c=10$ bar)

B1-Taux de cavitation dans une section



B2-Ecart type

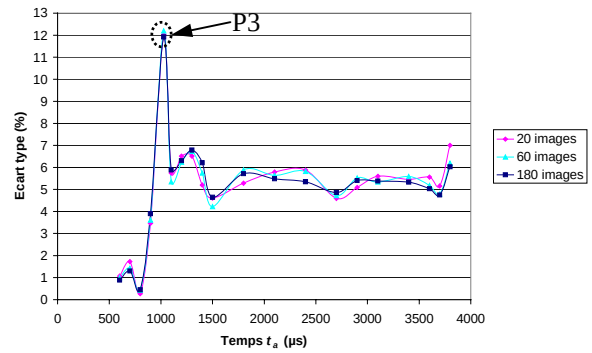


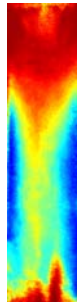
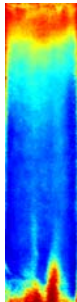
Figure 3.26 Evolution du taux de cavitation et de son écart type en fonction du temps, pour différents nombres d'images analysées.

Images ombroscopiques

(Injecteur 3, $P_R=300$ bar, $P_c=15$ bar)

Point P1, fig. 3.26-A2

Point P2, fig. 3.26-A2



Images tomographiques

(Injecteur 4, $P_R=300$ bar, $P_c=10$ bar)

Point P3, fig. 3.26-B2

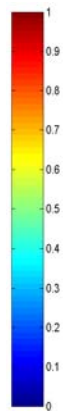
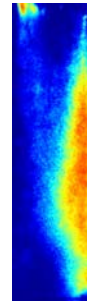


Figure 3.27 Exemples de faibles probabilités d'existence de cavitation

3.2.2. Vitesse de l'écoulement

Au paragraphe 2.2.4, nous avons vu que la vitesse moyenne de l'écoulement peut être obtenue d'après la mesure du débit. Mais la vitesse de l'écoulement peut également être obtenue également d'après les visualisations par ombroscopie.

En effet, sur les images ombroscopiques, nous mesurons le déplacement d'une bulle ou d'une poche de vapeur, entraînée par l'écoulement, sur deux images successives séparées d'une durée dt (fig. 3.28). Cependant, la détection d'une bulle ou poche de vapeur de ce type n'apparaît pas sur toutes les injections. Alors, pour une étude statistique de la vitesse résultant de ces visualisations, il faut multiplier le nombre d'injections pour augmenter le nombre de bulles détectées sur deux images successives. Ce qui augmente énormément le nombre d'injections (quelques centaines à chaque instant étudié) à réaliser pour ce type de mesure et par suite diminue la durée de vie de l'injecteur transparent. Ainsi, une seule condition de pressions (rail et contre-pression) a été réalisée pour le calcul de la vitesse de l'écoulement. Cette dernière a été moyennée sur une vingtaine de bulles à chacun des instants étudiés durant le cycle d'injection.

Le résultat obtenu est présenté sur la figure 3.29 sur laquelle nous le comparons à la vitesse moyenne de l'écoulement calculée par zones : d'une part d'après la mesure du débit instantané (Equation E(2.2)) et d'autre part d'après la mesure de la pression sac par application de la loi de Bernoulli associée à un coefficient de décharge calculé d'après la mesure de débit. Ce calcul de la vitesse moyenne de l'écoulement sera détaillé au paragraphe 4.2, mais rappelons qu'elle correspond à la vitesse de l'écoulement ayant pour section effective celle de l'orifice d'injection.

La zone 1 de la figure 3.29 correspond à un écoulement monophasique avant le déclenchement de la cavitation, pour cela l'écoulement dans cette zone ne contient pas de bulles de vapeur nous permettant la mesure de sa vitesse d'après les visualisations.

La cavitation se déclenche et se développe jusqu'à la sortie de l'injecteur dans la zone 2. Dans cette zone, la vitesse de l'écoulement mesurée d'après les visualisations est supérieure à la vitesse moyenne. La première vitesse est équivalente à celle obtenue par la division du débit par la section effective de l'écoulement liquide qui est inférieure à la section de l'orifice d'injection en raison de la présence de la cavitation sous forme de vapeur. Quant à la vitesse moyenne, elle est obtenue par la division du débit par la section géométrique de l'orifice d'injection. Ce qui explique cette différence entre les deux mesures de vitesses.

La troisième zone sur la figure 3.29 présente les vitesses de l'écoulement mesurées durant la fermeture de l'aiguille en dessous de 70 % de sa levée. Dans cette zone, nous avons aussi un écoulement diphasique car la disparition de la cavitation durant la fermeture de l'aiguille est légèrement déphasée par rapport à celle de l'ouverture de l'aiguille (plus lente),

et les poches de vapeur engendrées par la cavitation persistent dans l'orifice même après la fermeture complète de l'aiguille. La vitesse moyenne et la vitesse résultant de la visualisation de l'écoulement sont très proches. En principe, la vitesse moyenne doit être la plus petite. Mais, comme nous l'avons démontré au paragraphe 3.1.4, cette vitesse est légèrement surestimée dans cette zone à cause des phénomènes d'inertie mécanique dans le débitmètre.

Nous limiterons nos interprétations à ce stade car notre base de données expérimentales ne nous permet pas de développer davantage une telle étude sur les vitesses d'écoulement par imagerie. Toutefois, cette brève comparaison met bien en évidence la différence entre la vitesse moyenne de l'écoulement et sa vitesse effective.

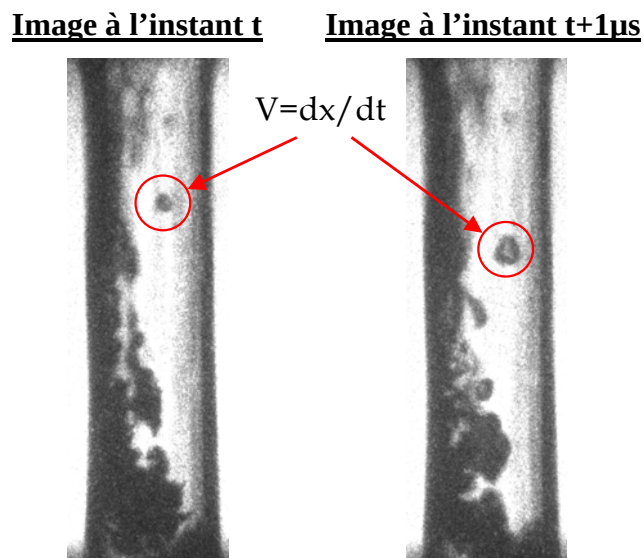


Figure 3.28 Mesure de la vitesse de l'écoulement par détection de bulles

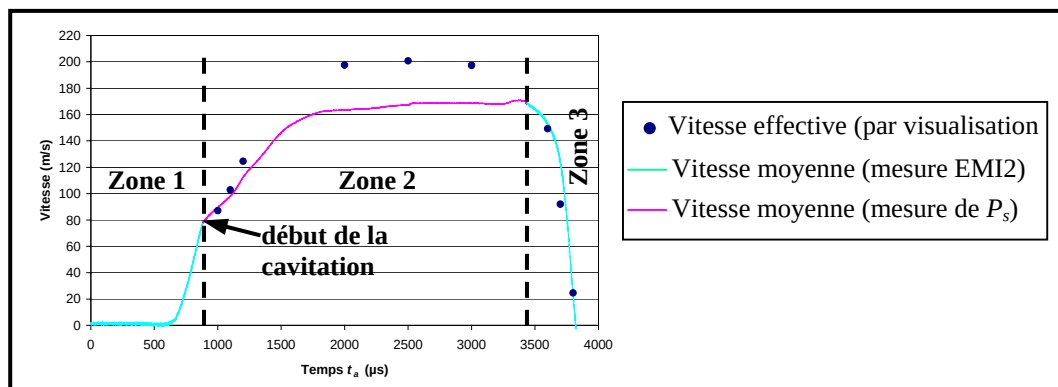


Figure 3.29 Comparaison de la vitesse moyenne de l'écoulement et de sa vitesse effective (Pression rail $P_R = 300$ bar, Contre-pression $P_c = 25$ bar) (Injecteur 2)

3.3. Conclusion

Ce chapitre a été abordé en deux parties : dans la première, nous avons analysé les résultats expérimentaux concernant l'injection (levées d'aiguille, pressions, températures et débits). Dans la deuxième, nous avons présenté les principes de traitement et d'exploitation des images de l'écoulement cavitant. La reproductibilité des mesures et la représentativité de l'échantillonnage ont été aussi étudiées.

Nous avons observé des retards sur l'ouverture et la fermeture de l'aiguille par rapport au début et à la fin du signal de commande de l'injecteur. L'ouverture de l'aiguille est très sensible à la pression rail. Elle s'ouvre plus rapidement avec l'augmentation de cette pression. Alors que, l'influence de la contre-pression sur la levée d'aiguille est très faible. Cette dernière présente une très bonne reproductibilité lors des injections successives.

Au-delà de 70 % environ de la levée d'aiguille, la chute de pression entre le rail et le sac est de l'ordre de 30 %, quelle que soit la pression rail. La pression sac commence à augmenter lorsque la levée d'aiguille devient supérieure à 10 % environ. Aussi, les pressions rail et sac présentent une très bonne reproductibilité lors des injections successives.

Dans le tableau 3.2, nous avons présenté la température de l'huile dans le sac en fonction de la pression rail. Cette température et la pression sac instantanée ont été utilisées pour le calcul de la densité et de la viscosité de l'huile et de la pression de vapeur. La température de l'huile dans le sac augmente avec l'augmentation de la pression rail.

La visualisation de l'écoulement dans l'huile à la sortie de l'orifice d'injection, montre que la cavitation se développe dans ce milieu jusqu'à atteindre une longueur de pénétration constante. Ainsi, nous avons cerné les zones de confiance de la mesure du débit instantané, qui se trouvent au-delà de 70 % environ de la levée d'aiguille.

La vitesse de l'écoulement mesurée par les visualisations ombroscopiques est supérieure à la vitesse moyenne obtenue à partir de la mesure de débit.

Chapitre 4

Analyse phénoménologique de l'écoulement cavitant

Ce dernier chapitre est entièrement consacré à l'étude de l'écoulement cavitant dans les injecteurs. Il est constitué de trois parties principales : dans une première partie, la cavitation est présentée qualitativement durant l'injection. La deuxième partie est destinée à la détermination des paramètres adimensionnels caractéristiques de l'écoulement. Un couplage de ces paramètres caractéristiques avec les résultats de l'étude statistique réalisée sur les images de l'écoulement, fait l'objet de la troisième partie. Dans cette dernière partie, l'évolution qualitative et quantitative de la cavitation au cours des différentes phases de l'injection est décrite en détail en fonction de la position de l'aiguille, du nombre de cavitation et du nombre de Reynolds. Nous présentons aussi, l'influence de la cavitation d'une part sur la pression sac et d'autre part sur l'angle du spray issu des orifices d'injection.

4.1. Observations préliminaires qualitatives

Dans cette partie, nous décrivons qualitativement l'apparition de la cavitation dans le sac et l'orifice d'injection au cours d'un cycle d'injection. Nous présentons également les zones de localisation de la cavitation en fonction des défauts de géométrie du nez d'injection.

4.1.1. Ecoulement dans le sac et dans l'orifice

Les observations sont ici uniquement ombroscopiques. La première observation est l'apparition de bulles de gaz résiduelles (fig. 4.1-a,b) aléatoirement entre deux injections successives, surtout pour les faibles contre-pressions proches de la pression atmosphérique. En fait, la remontée de ces bulles est due d'une part à la dépression (pression de vapeur) engendrée par la préexistence de cavitation après la fermeture de l'aiguille et d'autre part aux poches d'air qui se retrouvaient entre les parois de l'orifice et l'écoulement (*hydraulic flip* imparfait d'après Soteriou et *al.* 1995) durant l'injection. Ces bulles seront tout de suite éjectées par l'orifice dès que l'aiguille se lève.

Pour les faibles levées d'aiguille (inférieures à 25 %), d'une part la section de passage au niveau du siège de l'aiguille est faible et d'autre part la différence de pression entre l'amont et l'aval de ce siège est très importante. Ces deux phénomènes sont à l'origine d'une cavitation qui se déclenche sur le siège de l'aiguille et se propage jusqu'au sac (fig. 4.1-c). Cette cavitation disparaît rapidement (fig. 4.1-d) avec l'ouverture de l'aiguille suite à l'augmentation de la section de passage sur le siège de l'aiguille et la diminution de la différence de pression entre l'amont et l'aval du siège (la pression sac augmente avec l'ouverture de l'aiguille, cf. 3.1.2).

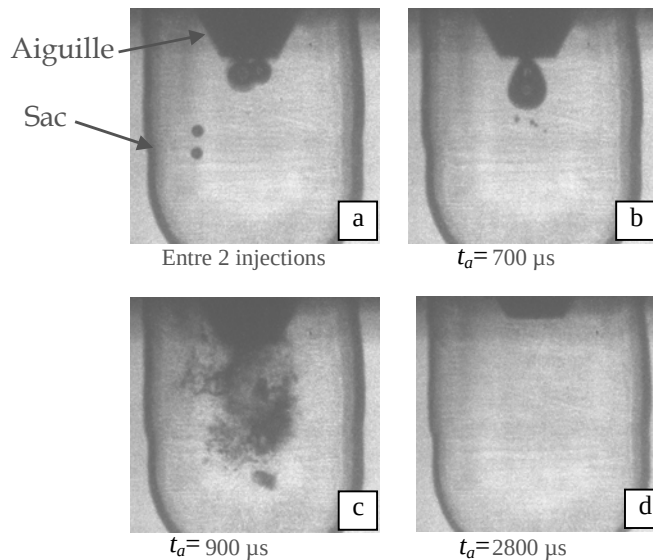


Figure 4.1 Bulles résiduelles et cavitation dans le sac. Injecteur 3, $P_R = 300$ bar, $P_c = 15$ bar. Images ombroscopiques

Dans notre cas, le choix d'un long sac évite l'interaction entre la cavitation qui se déclenche sur le siège de l'aiguille et celle qui se déclenche au bord d'entrée de l'orifice d'injection.

La cavitation dans le sac, en provenance du siège de l'aiguille, favorise la turbulence et le changement de ligne de courant de l'écoulement dans le sac en amont de l'orifice d'injection. Ces deux phénomènes s'ajoutent à la vitesse élevée dans les zones de recirculation à l'entrée de l'orifice pour produire le déclenchement de la cavitation au bord d'entrée de cet orifice.

Ainsi, la visualisation simultanée de l'écoulement dans le sac et de l'écoulement dans l'orifice d'injection associée à l'acquisition de la levée d'aiguille, nous ont permis de distinguer trois zones selon la position de l'aiguille (figure 4.2) :

- Durant l'ouverture de l'aiguille, pour les levées d'aiguille inférieures à 10 % environ, il se produit une légère dépression dans le sac qui entraîne l'aspiration d'une bulle d'air vers l'orifice d'injection (fig. 4.3-a,b).
- Pour des levées d'aiguille qui varient entre 10 et 25 % environ durant l'ouverture de l'aiguille et inférieures à 25 % durant la fermeture de l'aiguille, la cavitation apparaît simultanément dans le sac et dans l'orifice. A noter que, avant le déclenchement de la cavitation dans l'orifice, un écoulement non-cavitant peut avoir lieu dans l'orifice durant l'ouverture de l'aiguille (fig. 4.3-c). Ensuite, on voit apparaître la cavitation au bord d'entrée (fig. 4.3-d).
- Au delà de 25 % environ de la levée d'aiguille, la cavitation dans le sac disparaît complètement et l'écoulement dans ce dernier devient monophasique. Quant à la cavitation

dans l'orifice d'injection, elle continue à se développer pour atteindre la sortie de l'injecteur (fig. 4.3-e,f).

Ces valeurs de levée d'aiguille sont approximatives parce qu'elles varient légèrement en fonction de la pression rail et de la contre-pression.

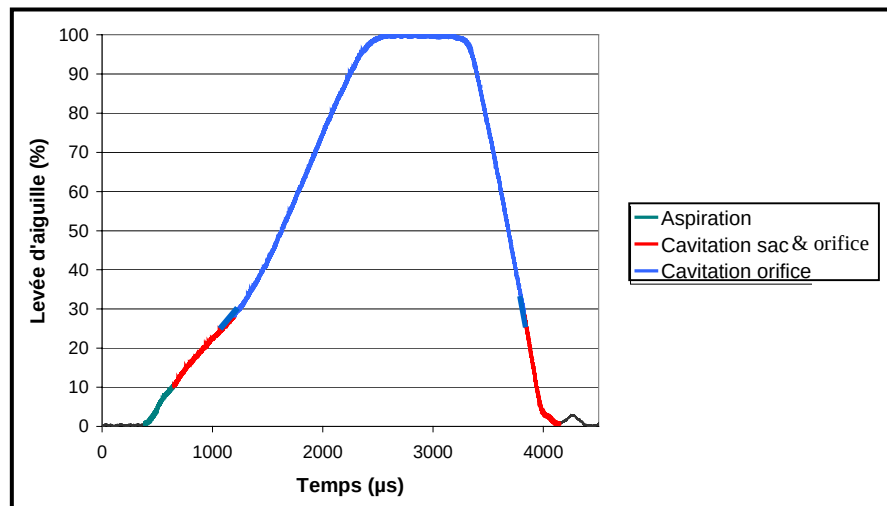


Figure 4.2 Etat de l'écoulement dans le sac et dans l'orifice d'injection en fonction de la levée d'aiguille

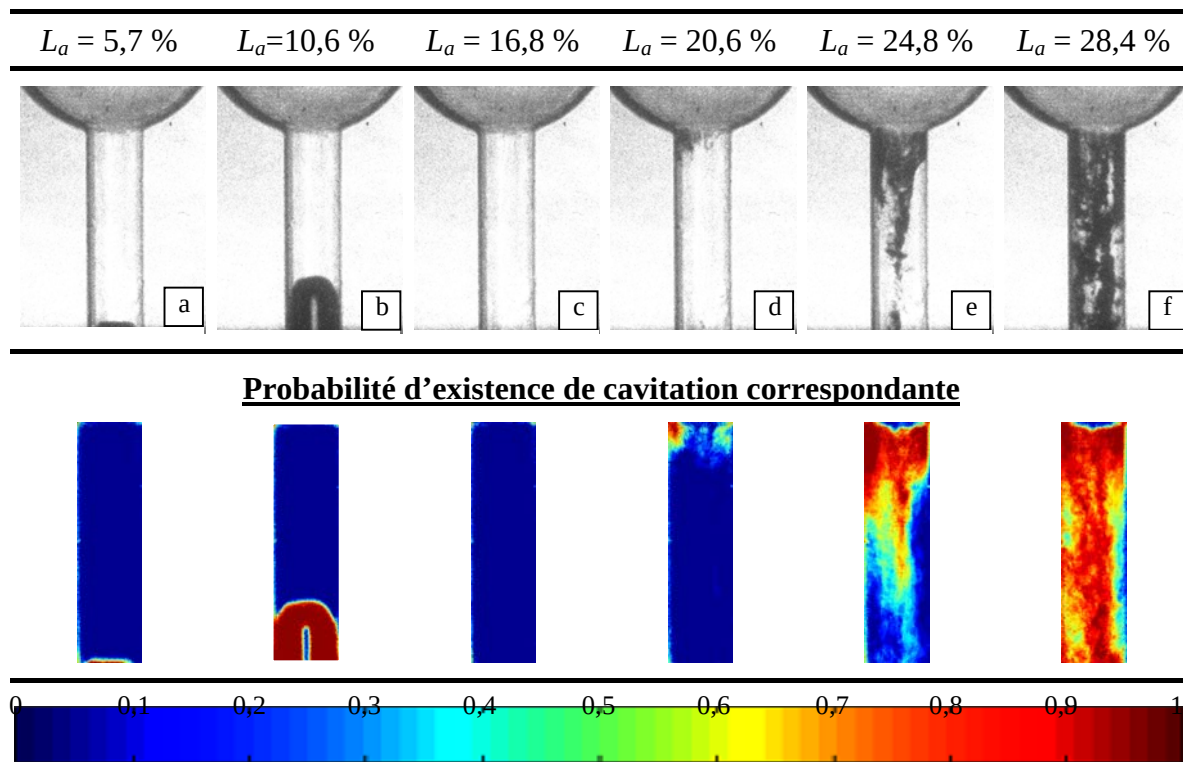


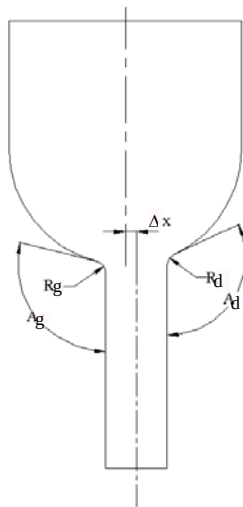
Figure 4.3 Images ombroscopiques présentant l'état de l'écoulement dans l'orifice d'injection. (Injecteur 1, $P_R = 500$ bar, $P_c = 1$ bar)

4.1.2. Détection des zones d'apparition de la cavitation

Dans notre étude, l'utilisation de plusieurs injecteurs transparents avec des défauts de géométrie, nous a permis de localiser les zones d'apparition de la cavitation en fonction de ces défauts parmi lesquels nous citons (fig. 4.4) :

- Décentrage des axes du sac et de l'orifice (Δx)
- Rayons des bords d'entrée de l'orifice (R_d et R_g)
- Angles entre le fond du sac et l'orifice (A_d et A_g)

Paramètres géométriques



Lignes de courant

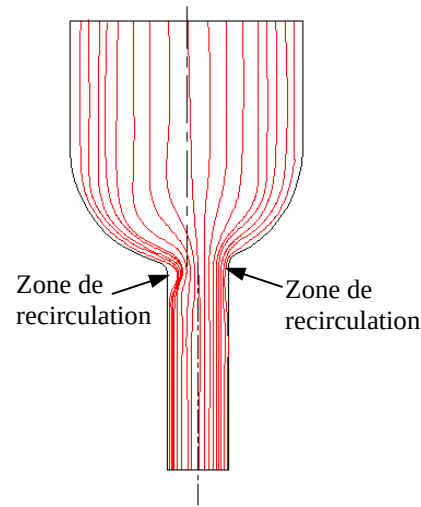


Figure 4.4 Définitions des caractéristiques géométriques de l'injecteur et schématisation des lignes de courant de son écoulement interne.

Ces défauts géométriques modifient essentiellement les lignes de courant et les vitesses de l'écoulement dans les zones de recirculation à l'entrée de l'orifice d'injection (fig. 4.4). Et par suite, ils favorisent le déclenchement de la cavitation dans les zones de vitesses d'écoulement les plus élevées.

Sur la figure 4.5, nous présentons la distribution de la probabilité d'existence de cavitation pour les injecteurs 1, 2 et 4 dont les caractéristiques géométriques sont présentées sur les figures respectives 2.9, 2.10 et 2.12 (chapitre 2). Comparée à celles des injecteurs 2 et 4, la dissymétrie de l'injecteur 1 est très faible. Le rayon droit des bords d'entrée de ce dernier ($R_d=16,9\mu\text{m}$) très légèrement supérieur au rayon gauche ($R_g=16,8\mu\text{m}$) ainsi que l'angle droit de son col entre le sac et les arêtes de l'orifice ($A_d=112,2^\circ$) légèrement supérieur à l'angle gauche ($A_g=109,3^\circ$), en plus du décentrage de l'orifice vers la droite ($\Delta x=16,45\mu\text{m}$) favorisent le développement de la cavitation un peu plus sur le côté gauche de l'orifice que sur le côté droit (fig. 4.5-a). Sur l'injecteur 2, le décentrage de l'orifice vers la droite ($\Delta x=20,7\mu\text{m}$) et l'écart entre l'angle gauche du col entre le sac et les arêtes de l'orifice et l'angle droit ($A_g=103,5^\circ < A_d=112,8^\circ$) deviennent importants. Ce qui fait que la cavitation se déclenche et

se développe uniquement sur le côté gauche de l'orifice (fig. 4.5-b) bien que le rayon droit des bords d'entrée ($R_d=39\mu\text{m}$) soit légèrement inférieur au rayon gauche ($R_g=43\mu\text{m}$). Sur l'injecteur 4, en plus de l'écart entre les angles droit et gauche du col ($A_g=110,62^\circ < A_d=101,5^\circ$), le décentrage ($\Delta x=57,9\mu\text{m}$, décentrage vers la gauche) devient de plus en plus important par rapport aux injecteurs 1 et 2. Ceci permet le déclenchement et le développement de la cavitation sur le côté droit de l'orifice (fig. 4.5-c). Cependant, l'effet d'existence d'un chanfrein déformé au bord d'entrée gauche de l'orifice déclenche une poche de cavitation qui reste piégée à l'entrée (fig. 4.5-c). En fait, l'entrée droite de l'orifice d'injection de cet injecteur est légèrement décalée vers le bas par rapport à l'entrée gauche (fig. 2.12, chapitre 2). Ceci donne aux lignes de courant de l'écoulement une allure qui ressemble à celle schématisée sur la figure 4.6. Cette distribution des lignes de courant empêche le développement de la zone de recirculation à l'entrée gauche de l'orifice.

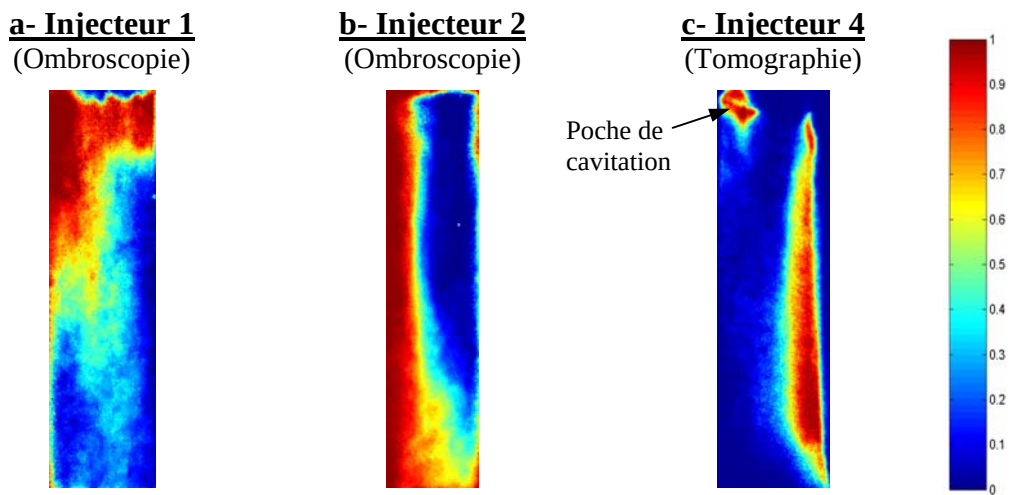


Figure 4.5 Zones de probabilité d'existence de cavitation dans les injecteurs transparents étudiés

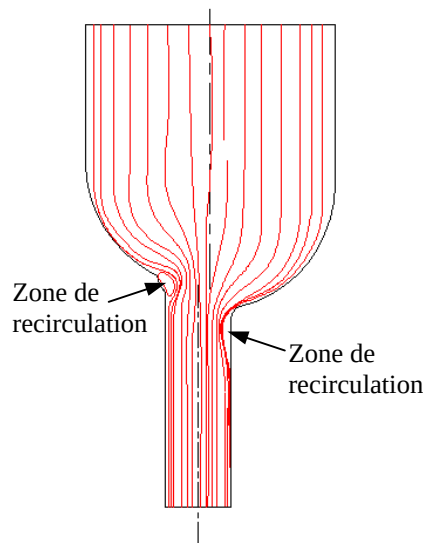


Figure 4.6 Schématisation des lignes de courant de l'écoulement dans l'injecteur 4.

4.2. Paramètres caractéristiques de l'écoulement

Pour une bonne compréhension du développement de la cavitation durant l'injection, les images de l'écoulement interne dans l'orifice doivent être couplées à des paramètres physiques adimensionnels caractéristiques de l'écoulement, parmi lesquels : le nombre de cavitation et le nombre de Reynolds.

Pour cela, nous présentons dans un premier temps le nombre de cavitation et ses deux valeurs critiques qui définissent d'une part le seuil de déclenchement de la cavitation et d'autre part son seuil d'atteinte de la sortie de l'injecteur. Nous comparons ces seuils pour deux injecteurs transparents différents (Injecteurs 3 et 4). Ensuite, nous déterminons une expression empirique du coefficient de décharge. Cette expression sera utilisée pour le calcul de la vitesse de l'écoulement dans l'orifice et par suite le calcul du nombre de Reynolds. Enfin, nous présentons l'évolution du nombre de Reynolds durant le cycle d'injection et son influence sur le seuil de déclenchement de la cavitation.

4.2.1. Nombre de cavitation

Plusieurs définitions du nombre de cavitation ont été présentées au chapitre 1, parmi lesquelles celle de Bergwerk (1959) qui était le premier à examiner la cavitation dans les orifices d'injection. De nombreuses études postérieures, portant sur la cavitation dans les injecteurs Diesel, ont adopté sa définition pour caractériser les différents régimes de cavitation (Arcoumanis et *al.* 1998, Chaves et *al.* 1995, Soteriou et *al.* 1995, Marcer et *al.* 2000). Par similarité, nous adoptons cette même définition :

$$K = \frac{P_s - P_c}{P_c - P_v} \quad \text{E(4.1)}$$

où P_s : la pression amont (pression sac)
 P_c : la pression aval (contre-pression)
 P_v : la pression de vapeur

La pression P_s est mesurée (*cf.* 2.2.1.2 et 3.1.2). La pression P_c est fixée par un détendeur (*cf.* 2.2.1.3). La pression de vapeur est donnée en fonction des conditions expérimentales par l'équation (Rodriguez-Anton et *al.* 2000) :

$$P_v = C_1 \cdot \exp(C_2 / t_s) \quad \text{E(4.2)}$$

où t_s : la température de l'huile dans le sac (*cf.* 3.1.3)
 C_1 et C_2 : deux constantes (voir annexe 4)

D'après les visualisations de l'écoulement interne dans l'orifice d'injection, nous avons constaté que la disparition de la cavitation, durant la fermeture de l'aiguille, ne suit pas parfaitement les mêmes régimes que son apparition. Dans ce paragraphe, nous nous intéressons uniquement à l'établissement de la cavitation durant l'ouverture de l'aiguille. Nous reparlerons de sa disparition au paragraphe 4.3.

En fonction de la levée d'aiguille en phase d'ouverture, nous avons tracé sur la figure 4.7 le nombre de cavitation auquel nous avons associé les images de l'écoulement représentant la probabilité d'existence de cavitation, pour les injecteurs 3 et 4. Nous constatons que la cavitation se déclenche lorsque le nombre de cavitation K atteint une valeur critique K_{crit} d'environ 1,9 pour l'injecteur 3 et d'environ 1,1 pour l'injecteur 4 et elle gagne la sortie de l'orifice d'injection lorsque K atteint une autre valeur critique K'_{crit} d'environ 4 pour l'injecteur 3 et d'environ 1,6 pour l'injecteur 4. Nous interprétons cette différence des nombres critiques de cavitation entre ces deux injecteurs, par la comparaison de leurs formes géométriques (figures 2.10 et 2.11, Chapitre 2) :

- Les défauts d'usinage des bords d'entrée de l'injecteur 4, côté gauche (fig. 2.11), font qu'une poche de cavitation se déclenche et reste piégée à l'entrée (figure 4.7, images tomographiques). Cette poche rétrécit la section de passage de l'écoulement, ce qui augmente sa vitesse et par suite favorise le déclenchement de la cavitation du côté droit de l'entrée et son développement.
- L'arrondi des bords d'entrée droits des deux injecteurs (3 et 4) est quasiment le même (47-48 μm). Cependant, l'angle A_d de l'injecteur 4 ($A_d=101,5^\circ$, fig. 2.11) est inférieur à celui de l'injecteur 3 ($A_d=110,26^\circ$, fig. 2.10). La diminution de cet angle peut être aussi un deuxième élément favorable au déclenchement et au développement de la cavitation.
- La divergence du trou de l'injecteur 4 (fig. 2.11) produit un gradient de pression défavorable tel que les forces de pression sont dirigées, comme les forces de viscosité, en sens inverse de l'écoulement. Ce gradient de pression négatif ne peut pas être supporté longtemps par la couche limite, d'où un renversement du sens de l'écoulement à la paroi et un décollement des lignes de courant (figure 4.8). L'existence de ce type de phénomène favorise le développement de la cavitation et la transition vers un écoulement supercavitant.

Quel que soit l'injecteur utilisé (3 ou 4) et quelles que soient les conditions d'injection, la transition d'un écoulement monophasique à un écoulement cavitant ($K = K_{crit}$) se produit pour des levées d'aiguille inférieures à 20 % et la transition vers un écoulement supercavitant ($K = K'_{crit}$) se produit pour des levées d'aiguilles inférieures à 30 %. Au delà de 70 % de la levée d'aiguille, le nombre de cavitation K tend à se stabiliser (figure 4.7).

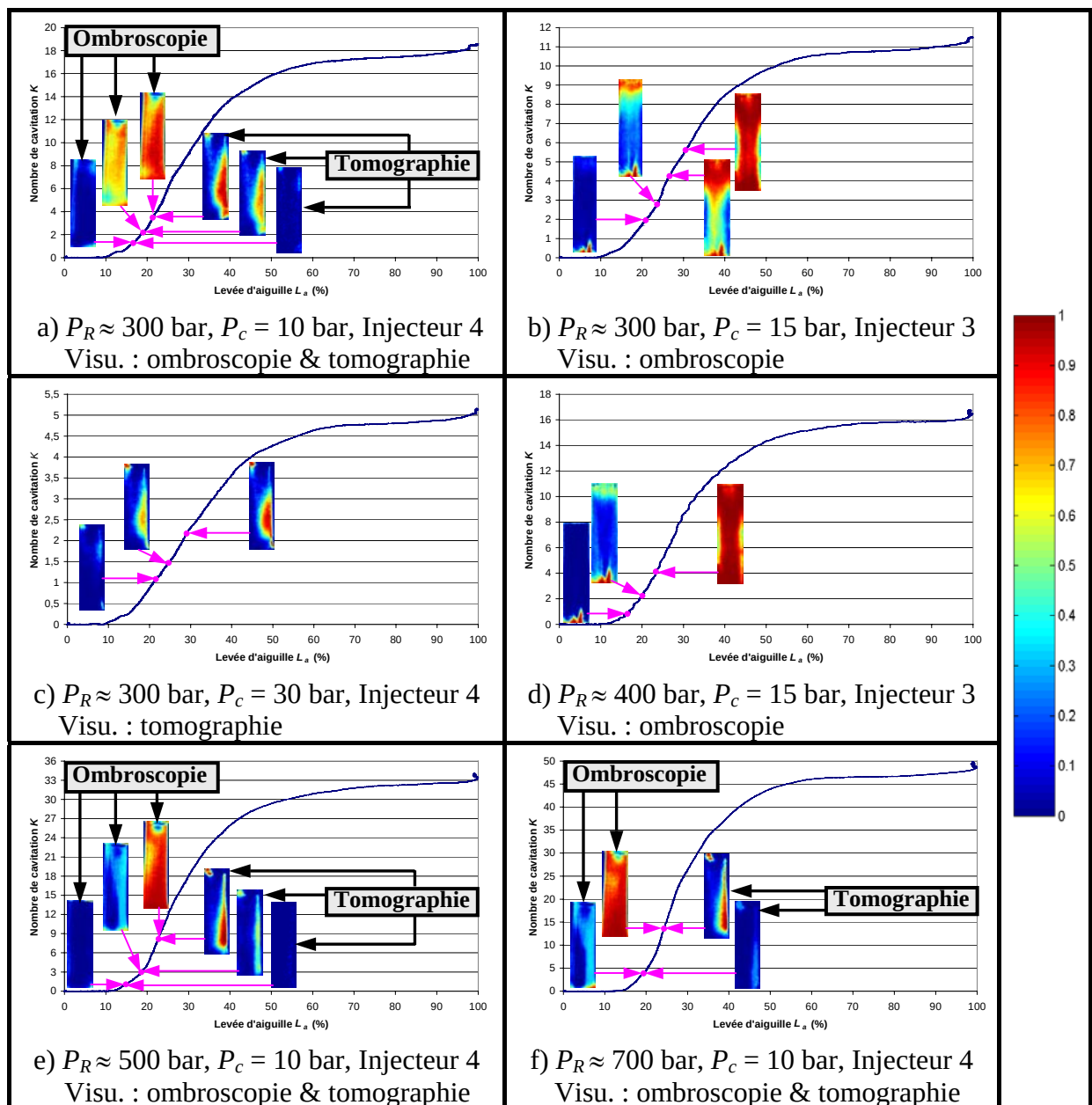


Figure 4.7 Evolution de la cavitation en fonction du nombre de cavitation K et de la levée d'aiguille L_a en phase d'ouverture

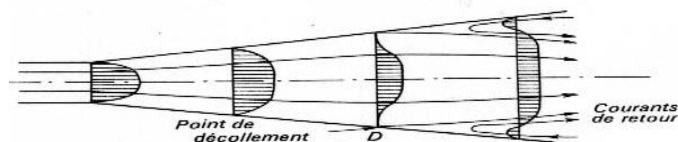


Figure 4.8 Evolution des couches limites dans un divergent (Ouziaux et *al.* 1998)

4.2.2. Perte de charge

Pour une bonne caractérisation des sprays issus des injecteurs, la connaissance de la perte de charge, dans le tube d'injection, dans les tubulures du porte injecteur et sur le siège de l'aiguille, a fait l'objet de nombreuses études (Ohrn et *al.* 1991, He et *al.* 1995, Guerrassi 1993, Lévy 1997). Cependant, la plupart de ces études, numériques ou expérimentales, ont été réalisées sur des écoulements stationnaires et/ou des conditions d'injection loin du Diesel. Dans ce paragraphe, nous étudions la perte de charge entre le sac et la chambre de contre-pression et tout particulièrement le coefficient de décharge. La chute de pression entre le rail et le sac a été présentée au paragraphe 3.1.2.

Ce coefficient représente le rendement de l'injecteur entre le sac et la chambre de contre-pression et par suite toutes les pertes produites dans l'orifice d'injection. Il est donné par l'équation suivante (Lévy 1997, Schmidt et *al.* 1995, Ohrn et *al.* 1991, Marcer et *al.* 2000) :

$$C_d = \frac{\dot{m}}{S\sqrt{2\rho(P_s - P_c)}} \quad \text{E(4.3)}$$

En terme de vitesses, C_d s'écrit sous la forme de :

$$C_d = \frac{V_t}{V_B} \quad \text{E(4.4)}$$

Où V_t : Vitesse moyenne instantanée calculée d'après la mesure du débit instantané

$$V_B : \text{Vitesse de Bernoulli donnée par } V_B = \sqrt{\frac{2(P_s - P_c)}{\rho}}$$

Dans le cadre de cette étude, avec les moyens expérimentaux dont on dispose, la mesure de débit instantané n'est fiable qu'au delà de 70 % de la levée maximale de l'aiguille (*cf.* 3.1.4), zone dans laquelle la cavitation a atteint son état de stabilisation. Aussi, le coefficient de décharge n'a été mesuré que dans cette zone (figure 4.9). Ensuite, par un modèle que nous décrirons dans la suite de ce paragraphe, nous l'avons extrapolé pour les phases transitoires présentant un écoulement cavitant.

La détermination du coefficient de décharge pour l'écoulement monophasique, qui apparaît en début de l'injection avant le déclenchement de la cavitation et qui dépend de plusieurs paramètres parmi lesquels le régime d'écoulement (laminaire ou turbulent) et la rugosité de la paroi qu'on ignore, n'a pas été réalisée. Cependant, la durée d'apparition de cet écoulement est très courte car elle commence à partir de 10 % environ de la levée maximale de l'aiguille (début de l'écoulement, *cf.* 4.1) et s'arrête au plus tard à 20 % de la levée maximale (début de la cavitation, *cf.* 4.2.1 et 4.3.1).

Nous avons déjà observé qu'au delà de 70 % de la levée d'aiguille, quelles que soient les conditions d'injection, la pression sac et le débit instantanés tendent à se stabiliser (cf. 3.1.2 et 3.1.4). Ces deux paramètres entraînent la stabilisation des paramètres suivants :

- Le nombre de cavitation K (cf. 4.3.1)
- La vitesse de Bernoulli V_B
- Le coefficient de décharge C_d (figure 4.9)
- Le nombre de Reynolds Re_B calculé d'après la vitesse de Bernoulli ($Re_B = \frac{d \cdot V_B}{\nu}$)
- Le nombre de Reynolds Re calculé d'après la multiplication de Re_B par C_d .

Ainsi, au delà de 70 % de la levée d'aiguille et pour 11 conditions d'injection différentes, nous avons calculé une valeur moyenne de chacun de ces paramètres présentant des faibles écarts types inférieurs à 1 %. Les moyennes de C_d , K et Re sont présentées dans le tableau 4.1 sur lequel on voit bien que l'augmentation du nombre de cavitation K entraîne une diminution du coefficient de décharge C_d , tandis que l'augmentation du nombre de Reynolds Re entraîne une augmentation de C_d . Pour mieux visualiser l'influence de ces deux nombres sur C_d , nous avons utilisé cette base de données pour formuler C_d en fonction de K et Re .

		Pression rail P_R (bar)											
		300			400			500			700		
		C_d	K	Re	C_d	K	Re	C_d	K	Re	C_d	K	Re
Contre-pression P_c (bar)	10	0,828	18,49	17285	0,829	25,98	19343	0,834	33,51	22136	-	-	-
	15	0,843	11,47	17290	0,834	16,5	19254	-	-	-	-	-	-
	20	0,857	8,34	17356	-	-	-	0,856	15,12	22321	0,852	22,38	27380
	30	0,887	5,11	17364	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	40	0,918	3,55	17350	-	-	-	-	-	-	0,872	10,49	27362

Tableau 4.1 Coefficients de décharge C_d obtenus de la combinaison des mesures du débit instantané et de la pression sac.

L'équation de continuité peut s'écrire en considérant que le débit massique $\dot{m}$ est indépendant de la contre-pression P_c mais dépend uniquement de la pression de vapeur P_v :

$$\dot{m} = S \cdot C_c \sqrt{2\rho(P_s - P_v)} \quad \text{E(4.5)}$$

Où $S \cdot C_c$: représente la section effective de l'écoulement

C_c : Coefficient de contraction des veines

En identifiant les débits donnés par l'équation de Bernoulli E(4.3) et par l'équation de continuité ci-dessus E(4.5), on obtient :

$$C_d = C_c \sqrt{1 + \frac{1}{K}} \quad \text{E(4.6)}$$

Equation utilisée par plusieurs auteurs (Spikes et *al.* 1959, Nurick 1976, Ohrn et *al.* 1991, Schmidt et *al.* 1995) pour exprimer le coefficient de décharge en fonction du nombre de cavitation.

Cependant, ces auteurs ont trouvé que le coefficient de décharge est une fonction linéaire du nombre de Reynolds Re . Ainsi, en interpolant les données du tableau 4.1 nous obtenons l'expression suivante :

$$C_d = (0,767 + 2,46 \cdot 10^{-6} \cdot Re) \sqrt{1 + \frac{1}{K}} \quad \text{E(4.7)}$$

Ce modèle est en très bon accord avec les mesures. Il présente un coefficient de détermination R^2 de 0,988 calculé d'après l'équation suivante :

$$R^2 = 1 - \frac{SSE}{SST} \quad \text{E(4.8)}$$

où $SSE = \sum (Y_i - \hat{Y}_i)^2$ et $SST = \left(\sum Y_i^2 \right) - \frac{(\sum Y_i)^2}{n}$

avec Y_i : grandeur mesurée,

$\hat{Y}_i$: grandeur calculée d'après le modèle

n : nombre de mesures ($n=11$)

Ce coefficient élevé de détermination confirme la linéarité de C_d en fonction de Re et sa proportionnalité à la racine carrée de $(1+1/K)$. Cependant, il a été établi que le coefficient de décharge dépend fortement de la configuration géométrique des orifices d'injection comme les bords d'entrée (arrondis ou à angles vifs) et le rapport longueur sur diamètre l/d (Nurick 1976, Ohrn et *al.* 1991, Marcer et *al.* 2000), pour cela les coefficients de ce modèle sont valables uniquement pour la géométrie de nos injecteurs. Dans cette étude, il nous a été impossible de mesurer le coefficient de décharge pour les injecteurs transparents par défaut de mesure de la pression sac. Nous avons donc transposé les mesures et le modèle établi sur les injecteurs métalliques de ce coefficient sur les injecteurs transparents malgré les imperfections et les différences de géométrie dues à l'usinage, surtout au niveau des bords d'entrée.

Pour les phases transitoires présentant un écoulement cavitant et ayant une levée d'aiguille inférieure à 70 %, nous ignorons Re . Pour cela, dans l'équation E(4.7), nous avons remplacé Re par $(C_d \times Re_B)$ pour avoir C_d en fonction de Re_B :

$$C_d = \frac{0,767 \cdot \sqrt{1+1/K}}{1 - 2,46 \cdot 10^{-6} \cdot Re_B \cdot \sqrt{1+1/K}} \quad \text{E(4.9)}$$

Dorénavant, cette dernière équation sera utilisée pour le calcul du coefficient de décharge de l'écoulement cavitant et pour remonter par la suite au nombre de Reynolds.

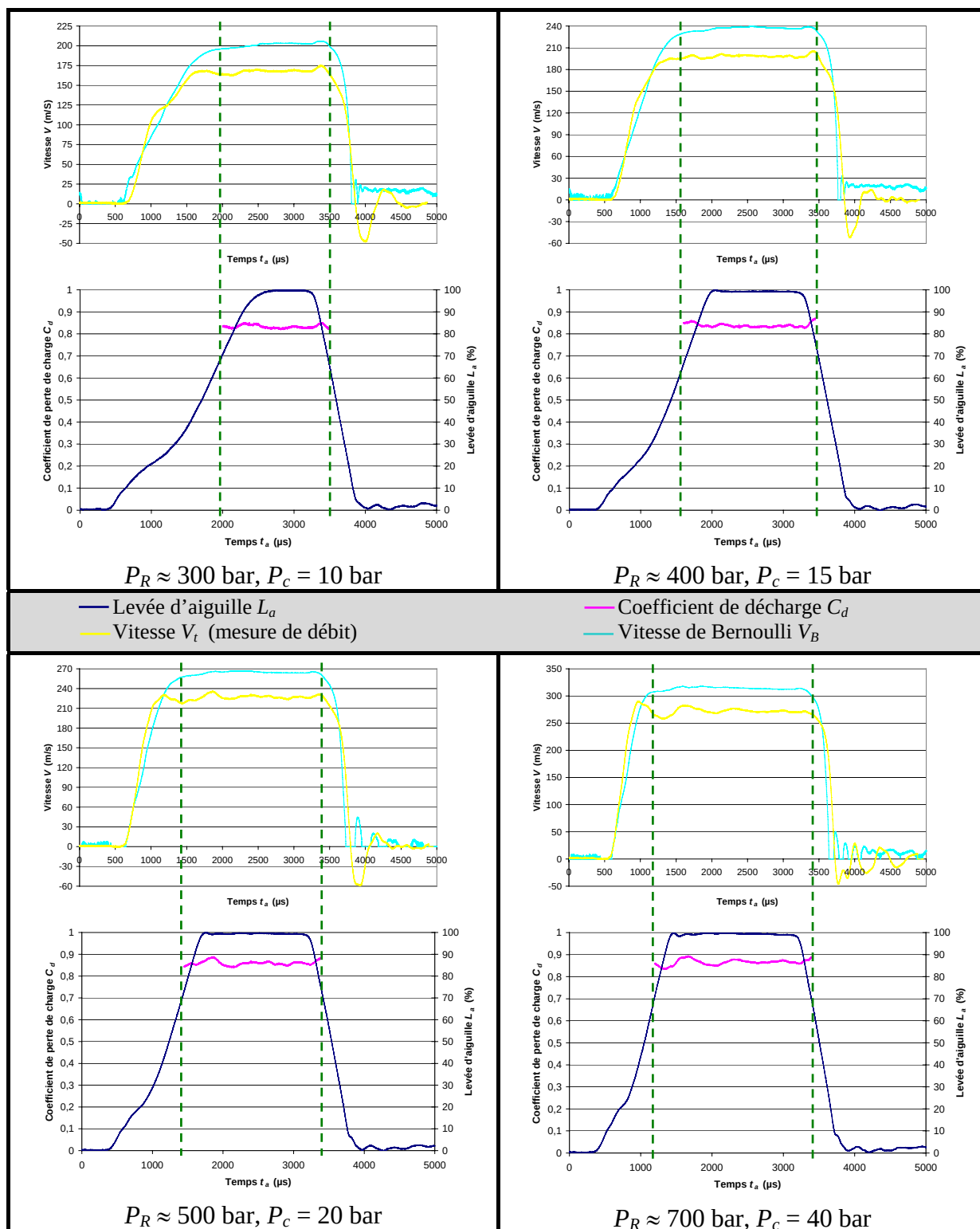


Figure 4.9 Mesure du coefficient de décharge dans l'orifice d'injection.

4.2.3. Nombre de Reynolds

Le nombre de Reynolds est calculé d'après sa définition :

$$Re = \frac{d \cdot V}{\nu} \quad E(4.10)$$

Les mesures de pression et de débit ont été réalisées sur les injecteurs c et d (cf. 2.2 et 3.1) de diamètre 0,4 mm. La viscosité cinématique ν de l'huile est corrigée en fonction de la pression et de la température dans le sac (cf. 3.1.5).

La vitesse de l'écoulement a été calculée par zones : d'une part d'après la mesure de débit instantané et d'autre part d'après l'équation de Bernoulli en adoptant la pression sac mesurée sur l'injecteur c. En début de l'injection, l'écoulement dans l'orifice d'injection est monophasique, la mesure du débit instantané n'est donc pas affectée par l'apparition de vapeur (cf. 3.1.4), et la vitesse moyenne instantanée de l'écoulement est calculée directement à partir du débit instantané (cf. 2.2.3.3). Lorsque le nombre de cavitation dépasse sa valeur critique K_{crit} (cf. 4.2.1), la cavitation dans l'orifice d'injection se déclenche. Par suite, le débit instantané mesuré est faussé par l'apparition de la vapeur. Pour cela, au delà de K_{crit} jusqu'à environ 70 % de la levée d'aiguille durant sa fermeture, nous avons appliqué l'équation de Bernoulli en la corrigeant par le coefficient de décharge modélisé précédemment (équation E(4.9), cf. 4.2.2.2). A noter que l'application du coefficient de décharge dans la phase transitoire durant l'ouverture de l'aiguille, peut engendrer une erreur car ce coefficient a été calculé en phase quasi-stationnaire (pleine levée d'aiguille) et nous verrons plus loin dans cette étude que le taux de cavitation est plus important en phase transitoire qu'en phase quasi-stationnaire. En dessous de 70 % durant la fermeture de l'aiguille, le débit instantané mesuré est moins sensible à cause de la disparition lente de la vapeur (cf. 3.1.4). Dans cette dernière partie de l'injection, la vitesse moyenne de l'écoulement est à nouveau calculée d'après la mesure du débit instantané.

Deux exemples de la vitesse moyenne et du nombre de Reynolds résultant sont présentés sur la figure 4.10. Pour nos conditions expérimentales, les vitesses moyennes maximales atteintes varient entre 170 m/s environ pour une pression rail de 300 bar et 280 m/s environ pour une pression rail de 700 bar. Les nombres de Reynolds maximaux correspondants sont environ 17 500 et 27 800.

Nous avons observé sur les images acquises qu'il n'existe pas un nombre de Reynolds critique unique à partir duquel la cavitation se déclenche quelles que soient les conditions expérimentales. Pour une même pression rail, le nombre de Reynolds, calculé à l'instant du déclenchement de la cavitation, augmente avec l'augmentation de la contre-pression. Nous présentons sur la figure 4.11, deux conditions d'injection qui illustrent ce phénomène. En

effet, pour une pression rail de 300 bar et une contre-pression de 10 bar, le nombre de Reynolds est aux alentours de 5200 quand la cavitation se déclenche. Alors qu'avec l'augmentation de la contre-pression jusqu'à 30 bar, le nombre de Reynolds est aux alentours de 11 800 au moment du déclenchement de la cavitation. Sur la figure 4.12, nous avons tracé l'évolution du nombre de Reynolds et du nombre de cavitation durant l'ouverture de l'aiguille pour chacune des deux conditions de contre-pression. Nous constatons qu'en augmentant la contre-pression pour une même pression rail, la variation du nombre de Reynolds en fonction de la levée d'aiguille est peu affectée tandis que la variation du nombre de cavitation est plus sensible à la levée d'aiguille. Pour cela, pour atteindre, à haute contre-pression, le nombre de cavitation critique k_{crit} , il faut atteindre de grandes levées d'aiguille (fig. 4.12) et par suite des nombres de Reynolds élevés.

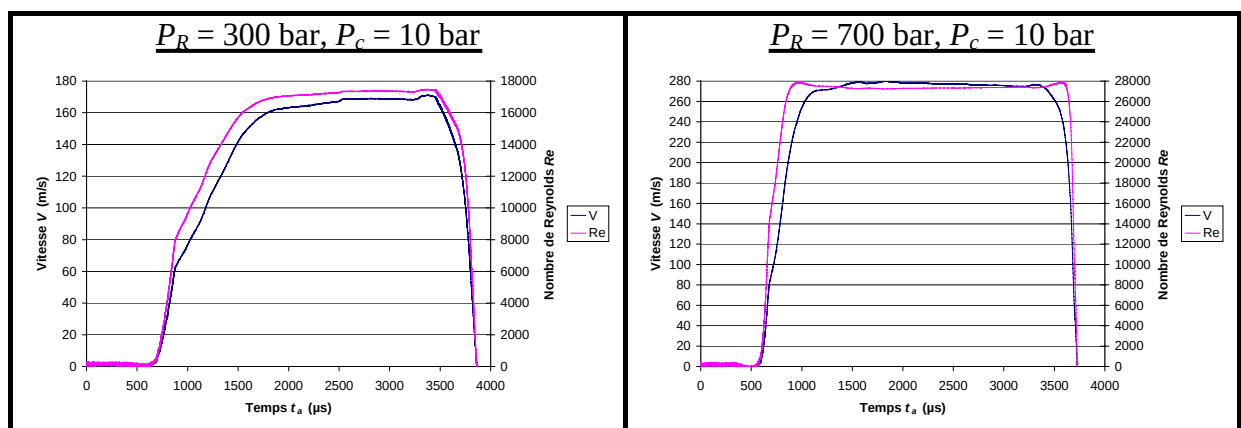


Figure 4.10 Evolution de la vitesse moyenne et du nombre de Reynolds durant l'injection

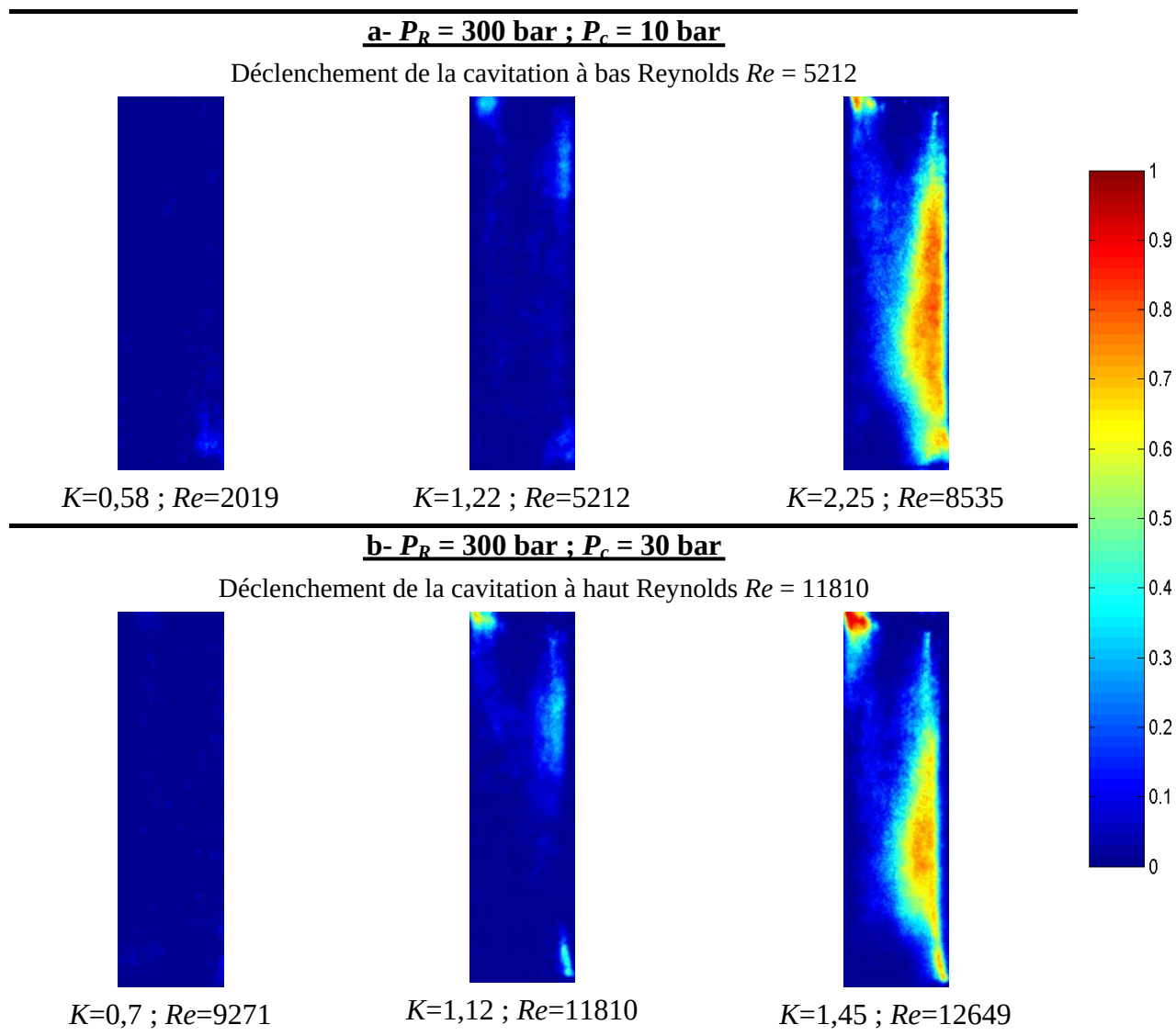


Figure 4.11 Déclenchement de la cavitation en fonction du nombre de Reynolds (Probabilité d'existence de cavitation obtenue sur des images tomographiques, injecteur 4)

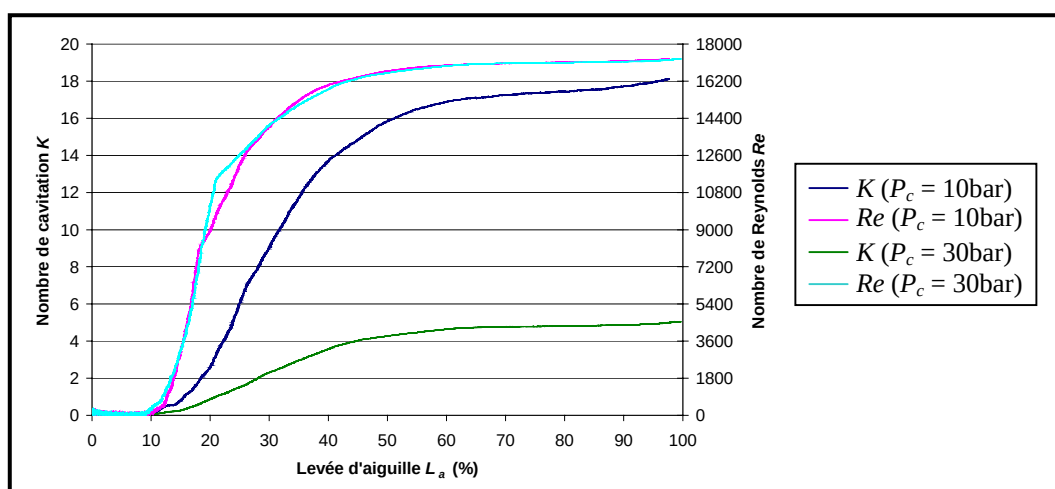


Figure 4.12 Variation du nombre de Reynolds et du nombre de cavitation instantanés avec l'augmentation de la contre-pression, durant l'ouverture de l'aiguille

4.3. Analyse de la cavitation

Il y a deux mécanismes différents qui causent la cavitation dans les injecteurs Diesel (Soteriou et *al.*, 1995) : la cavitation induite géométriquement et la cavitation induite dynamiquement. La première peut se produire dans les écoulements stationnaires comme dans les écoulements transitoires. Elle est initiée par les hautes vitesses dans les zones de recirculation des couches limites. Alors que la cavitation induite dynamiquement se produit uniquement dans les écoulements transitoires et est souvent due à l'existence d'une onde de pression ou au mouvement d'une valve. Ce deuxième mécanisme est reconnu généralement dans les injecteurs Diesel.

Au paragraphe 4.1, nous avons montré les effets de la géométrie et des défauts géométriques sur la cavitation. Dans ce paragraphe, en fonction des conditions d'injection et des caractéristiques de l'écoulement, nous détaillons l'évolution transitoire et quasi-stationnaire du taux de cavitation et de son comportement durant les différentes phases du cycle d'injection.

4.3.1. Influence de l'injection cyclique sur la cavitation

Si le déclenchement de la cavitation et son développement jusqu'à la sortie de l'orifice d'injection dépendent seulement du nombre de cavitation K , son comportement et son volume dépendront à la fois du nombre de cavitation K et du nombre de Reynolds Re , mais aussi de l'état transitoire ou stationnaire de l'écoulement cavitant.

Phase d'ouverture de l'aiguille

En début de l'injection, la vapeur engendrée par le déclenchement de la cavitation en périphérie de l'écoulement diffuse vers son centre. Lorsque le nombre de Re augmente, le film de cavitation qui apparaît au voisinage de la paroi devient de plus en plus fin et par suite la section effective de l'écoulement liquide augmente.

En effet, sur la figure 4.13, nous présentons deux exemples sur lesquels nous voyons que, malgré l'augmentation du nombre de cavitation (légère augmentation de 7,98 à 8,12 sur l'exemple 1 et de 13,2 à 13,8 sur l'exemple 2), la zone d'existence de cavitation, qui s'étend de la paroi de l'orifice jusqu'au centre de l'écoulement, se rétrécit en augmentant le nombre de Reynolds (de 13 400 à 15 620 sur l'exemple 1 et de 15 835 à 23 121 sur l'exemple 2). Egalement, le taux de cavitation S_c/S_t , déterminé par les visualisations tomographiques dans une section transversale de l'orifice, diminue ; il passe de 0,42 à 0,3 sur l'exemple 1 et de 0,37 à 0,29 sur l'exemple 2.

Aussi, la position de l'aiguille et la dynamique de sa levée (malgré sa faible vitesse qui ne dépasse pas les 1 m/s) associées à l'écoulement turbulent dans le sac, favorisent la diffusion de la cavitation vers le centre de l'écoulement durant les phases transitoires de

l'écoulement. Kim et *al.* (1997) ont observé que pour les faibles levées d'aiguille, la cavitation dans l'orifice est plus importante. Sur la figure 4.13, l'influence de l'augmentation du nombre de Reynolds sur la cavitation, domine aussi les effets de la diminution de la levée d'aiguille (L_a diminue de 28,2 % à 22,76 % sur l'exemple 1 et de 38,5 % à 24,35 % sur l'exemple 2).

L'influence du nombre de Reynolds sur la cavitation, peut être interprétée par le temps de coalescence des micro-bulles au sein de l'écoulement. En fait, en augmentant le nombre de Reynolds, le temps de résidence des bulles au milieu de l'écoulement diminue, par suite ces bulles n'ont pas le temps de s'unir pour former des poches de cavitation permettant l'élargissement des films de cavitation de la paroi vers le centre de l'écoulement.

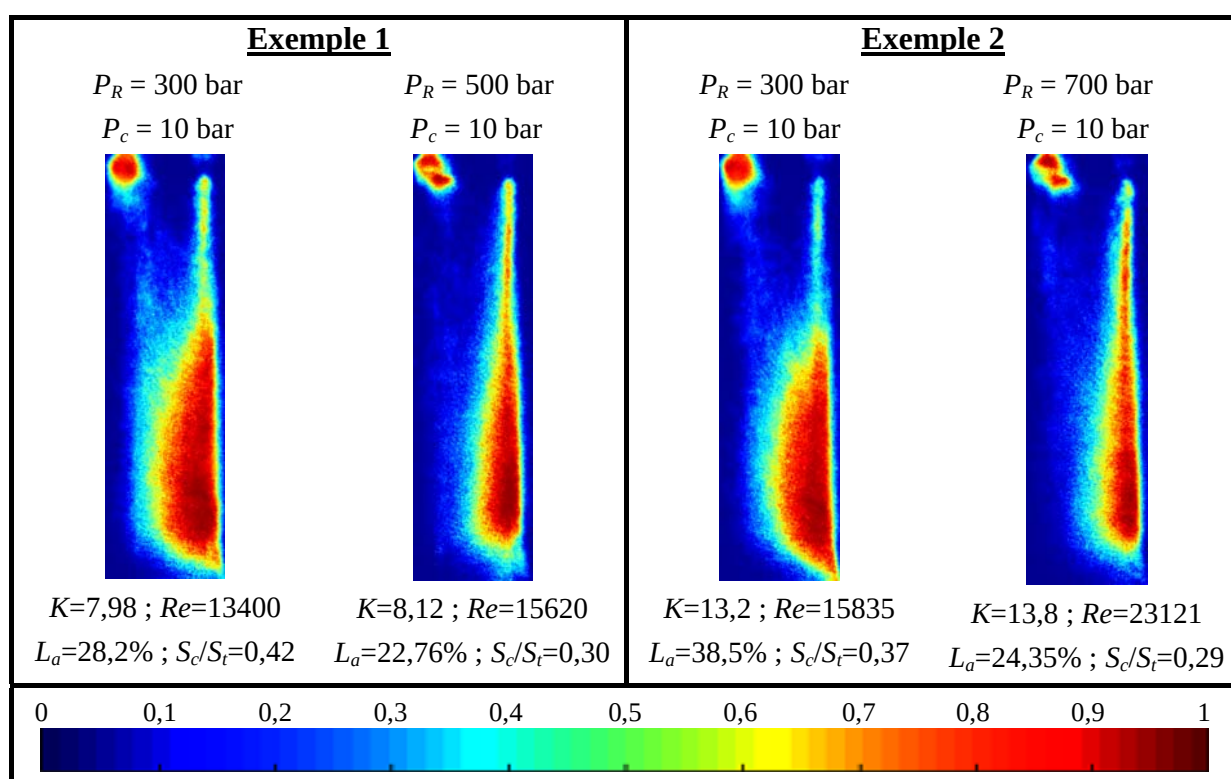


Figure 4.13 Influence du nombre de Reynolds sur l'élargissement de la cavitation en phase transitoire, durant l'ouverture de l'aiguille (images tomographiques, injecteur 4)

Phase quasi-stationnaire

Les longues durées d'injection ($t_e = 2,5$ ms) qui ont été choisies pour les mesures, nous ont permis d'avoir une phase quasi-stationnaire de l'écoulement durant les cycles d'injection. Nous avons démontré précédemment que les valeurs maximales et la stabilisation du nombre de Reynolds et du nombre de cavitation sont atteintes à partir d'environ 70 % de la levée d'aiguille. Mais, malgré l'atteinte de la valeur maximale du nombre de Reynolds, le film de cavitation entre l'écoulement et les parois de l'orifice d'injection n'atteint pas son épaisseur minimale. En fait, le nombre de Reynolds élevé associé à la disparition de la turbulence,

engendrée par la dynamique de l'aiguille lorsqu'elle atteint sa pleine levée (100 %), réduit davantage la diffusion de la cavitation vers le centre de l'écoulement et par suite diminue l'épaisseur du film de cavitation (fig. 4.14).

Le film mince de cavitation, à proximité de la paroi et qui s'étale jusqu'à la sortie de l'orifice d'injection, correspond éventuellement à un "*hydraulic flip*" partiel qui s'établit lorsque la cavitation atteint la sortie de l'injecteur permettant aux gaz dans la chambre de contre-pression de remonter dans l'orifice.

En injectant dans une chambre remplie d'huile, comme dans le cas du débitmètre décrit précédemment (cf. 2.2.3 et 3.1.4), le "*hydraulic flip*" ne se produit jamais. Ceci peut remettre en question le transfert des résultats de la mesure de débit, réalisée (sur l'injecteur d) par injection dans une chambre remplie d'huile (cf. 2.2.3), vers les autres injecteurs (injecteurs 1, 2, 3, 4 et c) expérimentés par injection dans du gaz comprimé. Mais, tous les débitmètres commercialisés actuellement pour l'étalonnage des injecteurs Diesel sont basés sur le principe d'injection dans une chambre remplie de liquide sous pression.

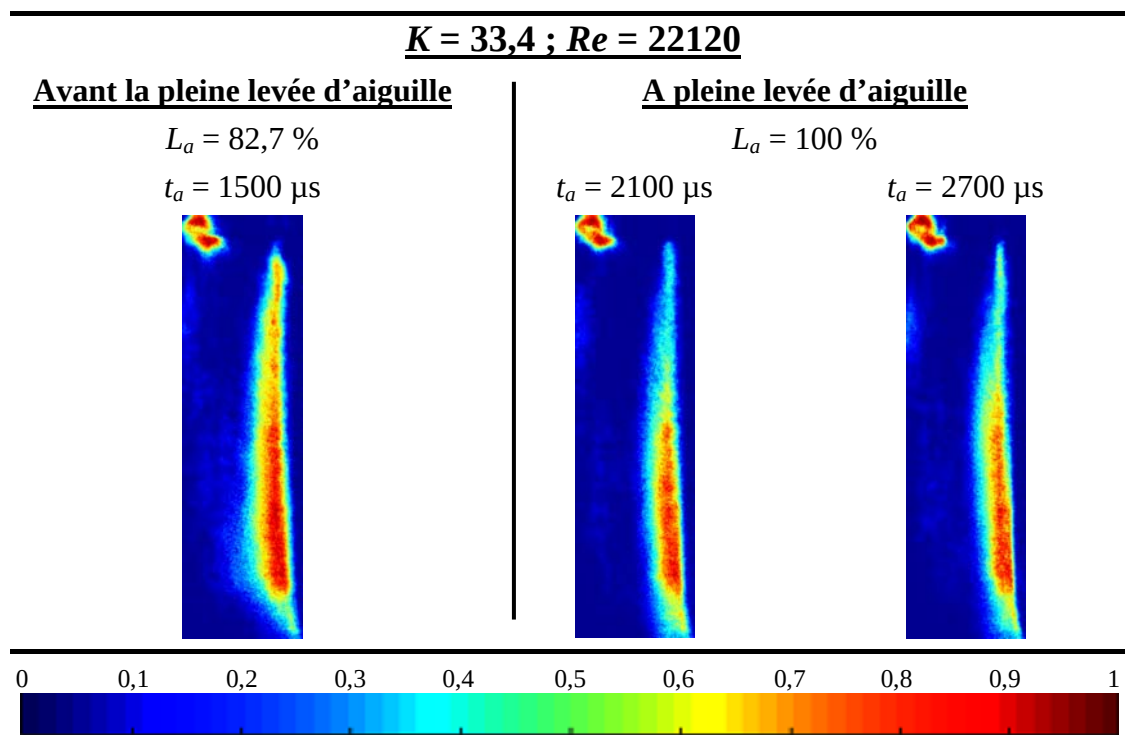


Figure 4.14 Diminution de l'épaisseur du film de cavitation à pleine levée d'aiguille
(images tomographiques, injecteur 4, $P_R = 500$ bar, $P_c = 10$ bar)

En comparant la taille de la zone de cavitation pour des nombres de Reynolds très proches (17 340 et 17 324) et des nombres de cavitation différents (18,42 et 5,1) à pleine levée d'aiguille (fig. 4.15), nous observons que la quantité de vapeur diminue avec la diminution du nombre de cavitation (de 18,42 à 5,1). Ceci montre bien que le nombre de

cavitation garde toujours les mêmes effets sur le taux de cavitation indépendamment de la valeur élevée du nombre de Reynolds et de la dynamique de l'aiguille. Nous reviendrons sur la quantification du taux de cavitation au paragraphe 4.3.2.

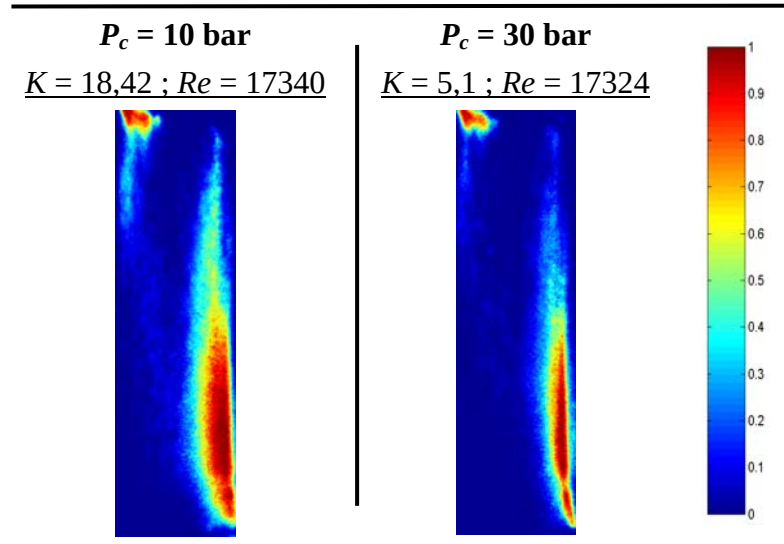


Figure 4.15 Effet du nombre de cavitation pour des nombres de Reynolds élevés et à pleine levée d'aiguille 100 % (Images tomographiques, Injecteur 4, $P_R = 300$ bar)

Phase de fermeture de l'aiguille

Dans les premières parties de ce paragraphe, nous avons montré l'état de la cavitation depuis le début de l'injection jusqu'à la fin de la phase de stabilisation de l'écoulement. Dans cette dernière partie nous discutons le comportement de la cavitation pendant la fermeture de l'aiguille.

L'effet de la dynamique de l'aiguille réapparaît tout de suite en début de sa fermeture avant que le nombre de cavitation et le nombre de Reynolds commencent à diminuer ($L_a > 70$ %). Comme nous l'avons évoqué précédemment, l'influence du mouvement de l'aiguille favorise éventuellement l'augmentation des dimensions de la zone de cavitation et sa diffusion progressive vers le centre de l'écoulement. Nous retrouvons ce phénomène sur la figure 4.16 où nous voyons apparaître le début du gonflement du film de cavitation (S_c/S_t passe de 0,20 à 0,23) avec le déclenchement de la fermeture de l'aiguille ($L_a = 81,6$ %) tout en ayant le nombre de cavitation ($K = 18,42$) et le nombre de Reynolds ($Re = 17\,340$) invariables.

Le comportement de la cavitation pendant la fermeture de l'aiguille est identique à son comportement pendant l'ouverture de l'aiguille. Soteriou et *al.* (1999) ont trouvé qu'avant d'atteindre le "*hydraulic flip*", les étapes de développement de la cavitation lors de

l'augmentation du nombre de cavitation se reproduisent parfaitement, sans hystérésis, lors de la diminution de ce nombre. Cependant, pour faire disparaître le "*hydraulic flip*", il faut baisser significativement le nombre de cavitation. Leur étude a été réalisée sur un écoulement stationnaire dans un orifice à grande échelle, sans aucun obstacle mécanique en mouvement simulant le mouvement de l'aiguille dans les injecteurs Diesel. Dans notre cas, un des phénomènes qui pourraient produire des changements du comportement et du volume de la cavitation, en fonction de la baisse du nombre de cavitation et du nombre de Reynolds, c'est la dynamique de fermeture de l'aiguille qui engendre des turbulences légèrement différentes de celles produites par son ouverture.

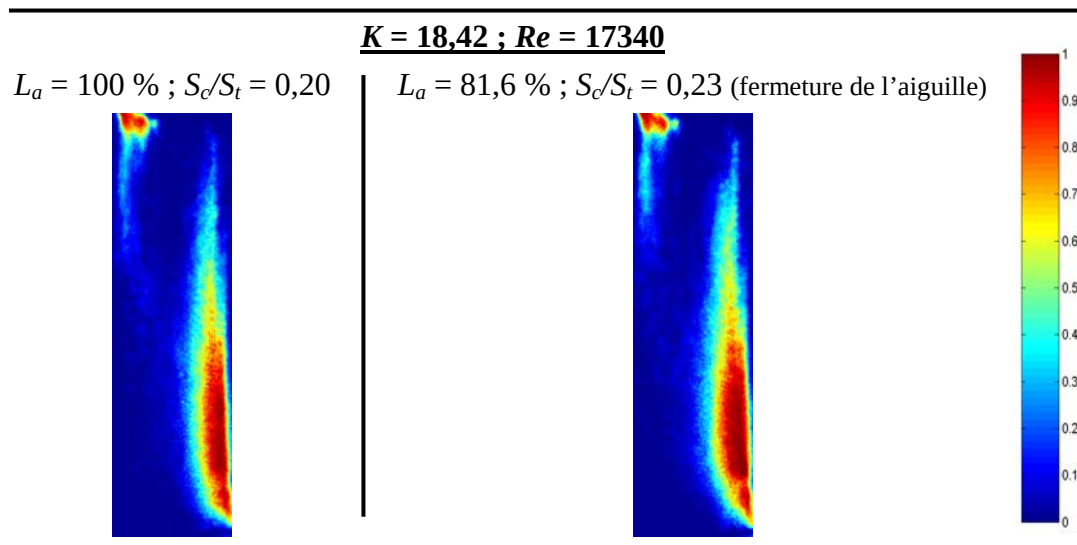


Figure 4.16 Gonflement de la cavitation durant la fermeture de l'aiguille avant la diminution des nombres de cavitation et de Reynolds (Images tomographiques, Injecteur 4, $P_R = 300$ bar, $P_c = 10$ bar)

Durant la fermeture de l'aiguille, le film de cavitation, de très faible épaisseur à pleine levée d'aiguille, se gonfle progressivement et la cavitation se diffuse vers le centre de l'écoulement (fig. 4.17). La cavitation persiste quelques centaines de microsecondes après la fermeture de l'aiguille (fig. 4.17-e, f). En fait, le rebondissement de l'aiguille sur son siège (cf. 3.1.1) favorise le brassage de la vapeur et du liquide avant la disparition complète de cette vapeur.

4.3.2 Taux de cavitation

Au paragraphe 3.2, nous avons présenté les déterminations du taux de cavitation obtenu d'une part, d'après les visualisations globales par ombroscopie et d'autre part, d'après les visualisations par tomographie Laser dans une section longitudinale de l'orifice d'injection. Dans ce paragraphe, nous interprétons l'évolution de ces deux grandeurs durant l'injection et leur dépendance aux conditions de pression.

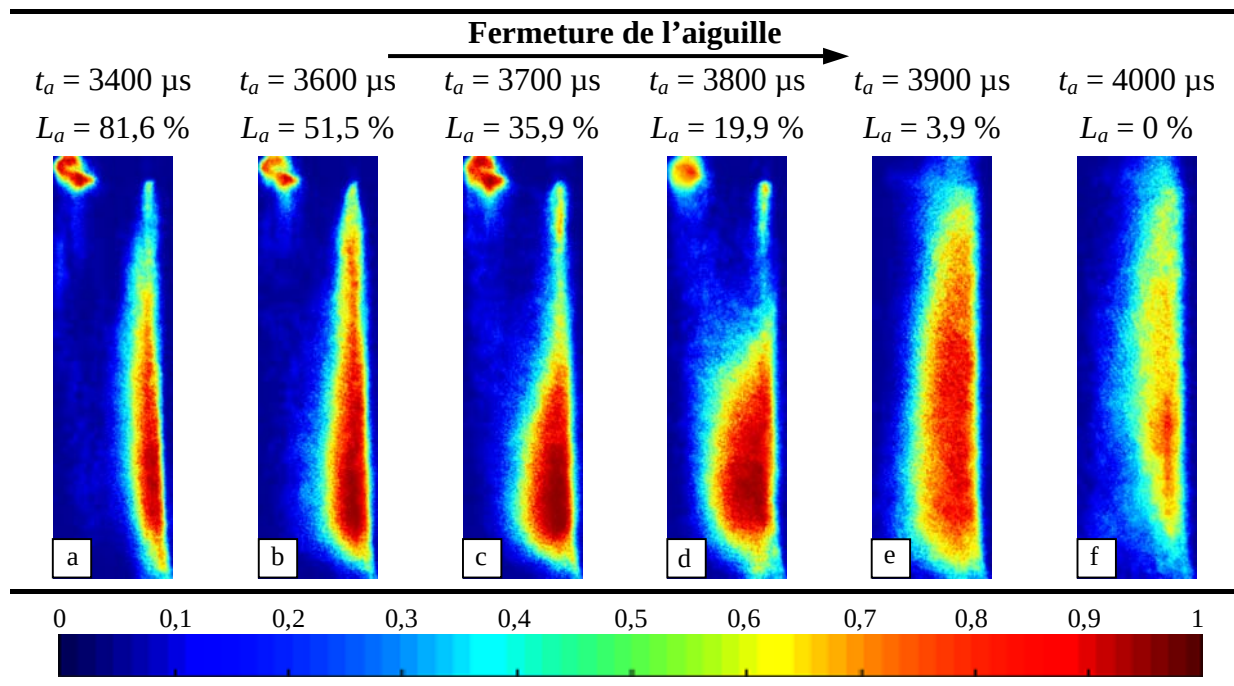


Figure 4.17 Evolution de la cavitation durant la fermeture de l'aiguille
 $P_R = 300 \text{ bar}$, $P_c = 10 \text{ bar}$ (Images tomographiques, Injecteur 4)

4.3.2.1 Evolution instantanée du taux de cavitation

Durant l'injection, la variation du taux de cavitation dépend de la pression sac et de la contre-pression qui agissent directement sur le nombre de cavitation et le nombre de Reynolds.

Sur les figures 4.18 et 4.19, nous avons présenté la variation instantanée du taux de cavitation, obtenu d'après les deux techniques de visualisation (ombroscopie et tomographie Laser), parallèlement au nombre de cavitation, au nombre de Reynolds et à la levée d'aiguille correspondants. Dans le cas des mesures de surface de cavitation sur les images ombroscopiques, nous trouvons que la cavitation peut couvrir 80 à 90 % (fig. 4.18) de la surface totale de l'orifice. Ce taux de cavitation n'est pas représentatif de la quantité de vapeur existante dans l'orifice car les images ombroscopiques représentent la projection de toute la zone de vapeur existante radialement sur un plan parallèle à l'orifice sans tenir compte de l'épaisseur de cette zone de vapeur. Alors que, le taux de cavitation mesuré sur les images tomographiques est parfaitement représentatif de la fraction de vapeur dans une section longitudinale de l'orifice. Ce dernier peut atteindre des valeurs maximales de l'ordre de 40 % de la surface totale de l'orifice. Entre le début et la fin de l'injection, nous distinguons 5 zones d'évolutions différentes du taux de cavitation (fig. 4.18, 4.19). Ces zones sont plus ou moins nettes selon les conditions d'injection et la technique de visualisation :

- La première zone correspond à l'aspiration d'une bulle d'air dans l'orifice d'injection en début de la levée d'aiguille (décrite au paragraphe 4.1). Dans certains cas, cette bulle d'air monte jusqu'au milieu de la longueur de l'orifice d'injection, voire plus haut (fig. 4.18-a, b-zone 1).
- La deuxième zone commence après la disparition de la bulle d'air (entre 10 et 15 % de la levée d'aiguille) et elle comprend la phase de déclenchement de la cavitation et son développement jusqu'à atteindre la valeur maximale de la fraction de vapeur dans l'orifice d'injection. La levée d'aiguille à laquelle on atteint ce maximum dépend de la contre pression (voir paragraphe 4.3.2.2). Dans cette zone, le nombre de Reynolds et le nombre de cavitation sont en phase de croissance. Mais, l'influence du nombre de cavitation sur l'augmentation du taux de cavitation l'emporte sur sa diminution avec le nombre de Reynolds.
- La troisième zone s'étale jusqu'à la stabilisation des nombres de Reynolds et de cavitation à environ 70 % de la levée d'aiguille. Dans cette zone, malgré l'augmentation du nombre de cavitation, le taux de cavitation a tendance à baisser (fig. 4.18, 4.19) à cause de l'augmentation du nombre de Reynolds qui réduit le temps de coalescence des bulles dans l'écoulement.
- La quatrième zone correspond aux levées d'aiguille supérieures à 70 % environ. Dans cette zone les nombres de cavitation et de Reynolds sont quasiment stables. Elle présente une phase d'écoulement quasi-stationnaire. Sur les figures 4.18 et 4.19, nous observons que le taux de cavitation, dans cette zone, présente des oscillations de faibles amplitudes dues éventuellement à la périodicité d'apparition de la cavitation dans l'orifice d'injection précédemment étudiée par Marcer et *al.* (2000). Pour les faibles pressions rail (300 bar), le mouvement de l'aiguille entre 70 et 100 % peut entraîner des valeurs du taux de cavitation légèrement supérieures à la moyenne atteinte à pleine levée d'aiguille (fig. 4.19-a, zone 4). Alors que, pour les hautes pressions rail (700 bar), l'influence des nombres élevés de Reynolds sur le taux de cavitation, l'emporte sur le mouvement de l'aiguille (fig. 4.19-b, zone 4). Par suite, dans ce dernier cas, le taux de cavitation garde une valeur quasiment stable dans cette zone.
- La cinquième zone commence pendant la fermeture de l'aiguille à partir de 70 % de la levée d'aiguille jusqu'à sa fermeture complète. Dans cette zone, les nombres de Reynolds et de cavitation sont simultanément décroissants. Dans cette zone le taux de cavitation repart en augmentation pour deux raisons : 1- le mouvement de l'aiguille qui modifie les lignes de courant dans le sac et favorise la turbulence. 2- la baisse du nombre de Reynolds qui favorise la coalescence des bulles et par suite la formation de poches de cavitation ayant une taille relativement importante.

Ainsi, durant le cycle d'injection, la variation du taux de cavitation peut être considérée faible à partir d'environ 70 % de la levée d'aiguille pendant son ouverture jusqu'à environ 70 % de la levée d'aiguille pendant sa fermeture.

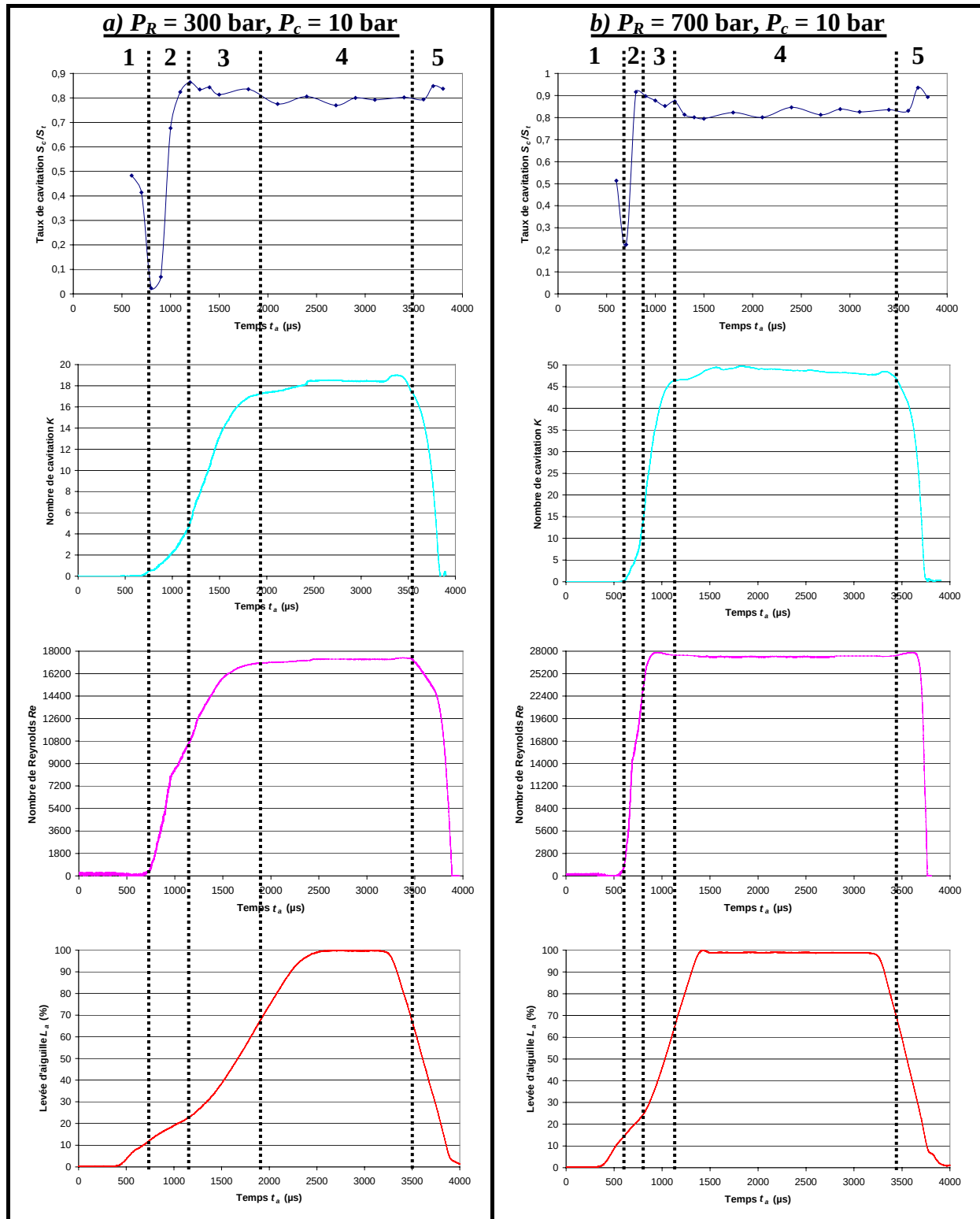


Figure 4.18 Evolution du taux de cavitation global en fonction du nombre de Reynolds, du nombre de cavitation et de la levée d'aiguille (résultats ombroscopiques, injecteur 4)

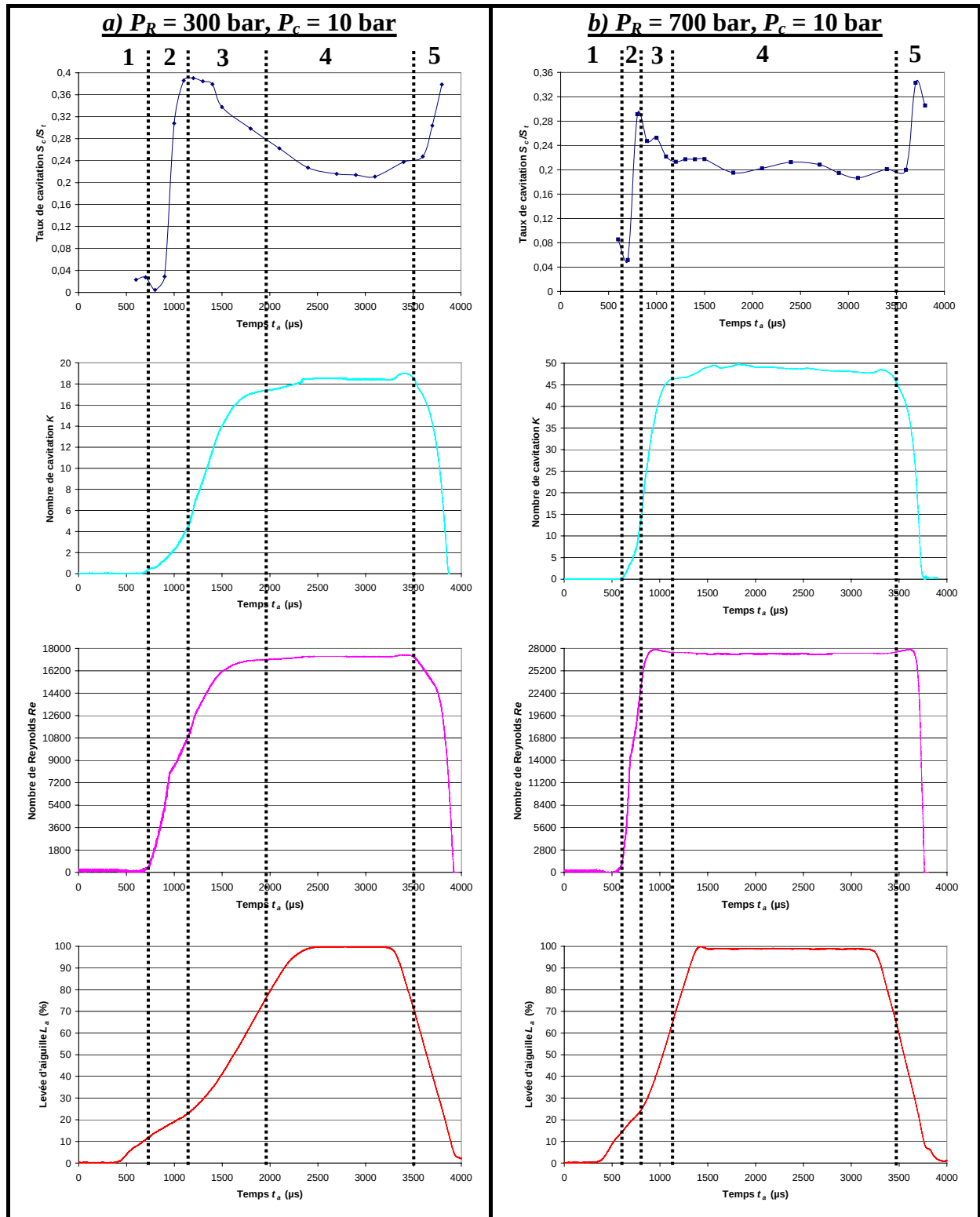


Figure 4.19 Evolution du taux de cavitation global en fonction du nombre de Reynolds, du nombre de cavitation et de la levée d'aiguille (résultats tomographiques, injecteur 4)

4.3.2.2 Influence des conditions expérimentales sur le taux de cavitation

Dans ce paragraphe, pour nos interprétations, nous utilisons uniquement le taux de cavitation obtenu d'après les visualisations par tomographie Laser car il est plus représentatif de la fraction de vapeur existante dans une section longitudinale de l'écoulement.

Influence de la pression rail

L'augmentation de la pression rail entraîne une augmentation importante des pressions sac atteintes durant le cycle d'injection (cf. 3.1.2) et par suite une augmentation simultanée des nombres de Reynolds et des nombres de cavitation (fig. 4.20-a). Malgré l'augmentation des nombres de cavitation, nous observons que les maximums des taux de cavitation instantanés atteints durant l'injection diminuent. Ceci revient à l'augmentation des nombres de Reynolds correspondants. Cependant, les taux de cavitation instantanés mesurés tendent à se stabiliser aux alentours de 0,2 (fig. 4.20-a) lorsque l'aiguille est à pleine levée (100 %), période durant laquelle nous pourrions avoir les conditions suivantes (tableau 4.2) :

$P_c = 10 \text{ bar} ; L_a = 100 \%$		
$P_R \text{ (bar)}$	K	Re
300	18	17340
500	34	22120
700	49	27340

Tableau 4.2 Différentes conditions de pression rail, même contre-pression $P_c = 10 \text{ bar}$ et même taux de cavitation $S_c/S_t = 0,2$ pour $L_a = 100 \%$

Influence de la contre-pression

Le changement de la contre-pression agit fortement sur les nombres de cavitation instantanés. Quant à la levée d'aiguille et aux nombres de Reynolds instantanés, ils changent légèrement durant les phases transitoires (fig. 4.20-b). Pour une pression rail de 300 bar et à pleine levée d'aiguille ($L_a = 100 \%$), le taux de cavitation passe de 0,21 environ, mesuré sous une contre-pression de 10 bar, à 0,09 environ mesuré sous une contre-pression de 40 bar. Egalement, les valeurs maximales du taux de cavitation, atteintes durant la phase d'ouverture de l'aiguille diminuent. Avec l'augmentation de la contre-pression de 10 à 40 bar sous la même pression rail de 300 bar, le maximum de S_c/S_t passe de 0,39 à 0,28.

La levée d'aiguille à laquelle ce maximum est atteint ne dépend pas de la pression rail mais elle dépend de la contre-pression et de la vitesse de variation du nombre de cavitation. Sur la figure 4.20-a, pour une même contre-pression de 10 bar, le maximum du taux de cavitation est atteint aux alentours de 24 % de la levée d'aiguille quelle que soit la pression rail (300, 500 ou 700 bar). Alors que, pour une même pression rail de 300 bar, l'augmentation

de la contre-pression de 10 à 40 bar entraîne une augmentation de la levée d'aiguille qui passe d'environ 24 % à environ 40 % (fig. 4.20-b).

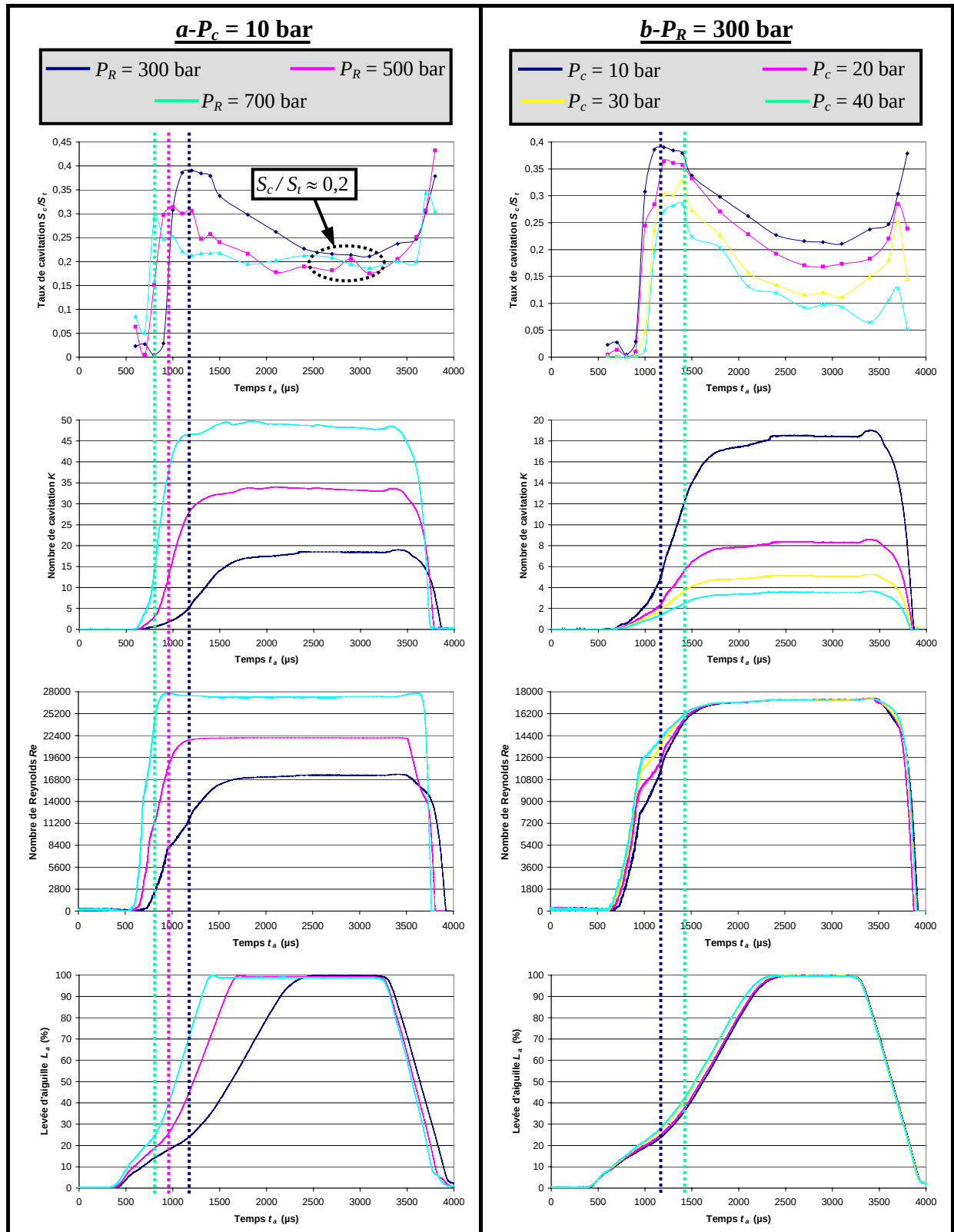


Figure 4.20 Influence de la pression rail et de la contre-pression sur le taux de cavitation (résultats tomographiques)

Influence de la vitesse de variation du nombre de cavitation

Quelles que soient les conditions de pressions (rail et contre-pression), nous constatons que le taux de cavitation atteint ses valeurs maximales lorsque la vitesse de variation du nombre de cavitation V_k est maximale. Mais cette vitesse de variation du nombre de cavitation n'est pas le seul critère qui agit sur le taux de cavitation. Sur la figure 4.21-a, on voit bien que malgré l'augmentation du maximum de V_k avec l'augmentation de la pression rail, le taux de cavitation correspondant à cette vitesse V_k diminue à cause de l'augmentation du nombre de Reynolds. Alors qu'avec l'augmentation de la contre pression, la largeur de la zone des vitesses V_k instantanées maximales augmente. Aussi, cette vitesse V_k peut garder des valeurs élevées jusqu'à 40 % de la levée d'aiguille (fig. 4.21-b), période durant laquelle le taux de cavitation continue à augmenter.

La vitesse de variation du nombre de cavitation met bien en évidence les effets des phases transitoires sur le taux de cavitation durant l'injection.

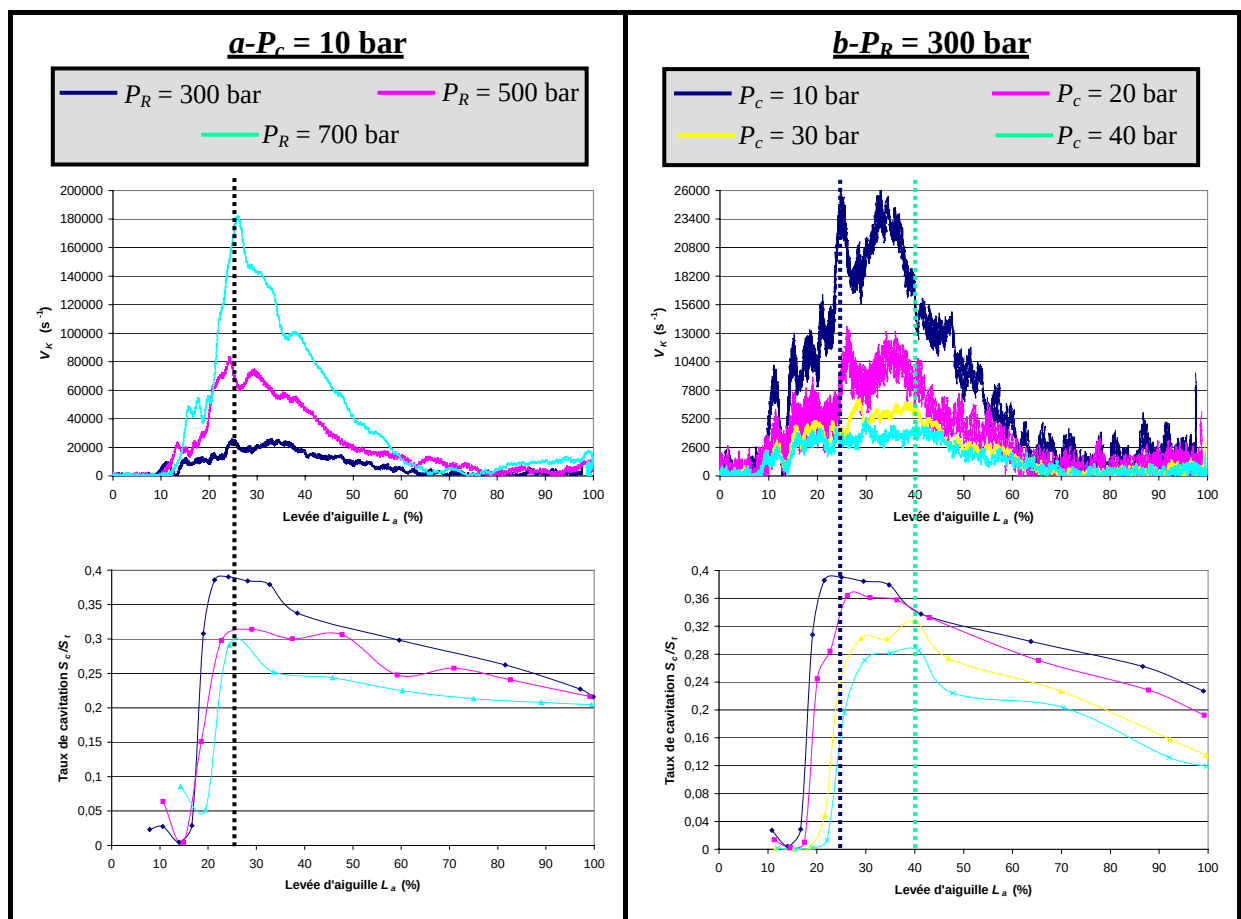


Figure 4.21 Augmentation du taux de cavitation avec la vitesse de variation du nombre de cavitation V_k durant la phase d'ouverture de l'aiguille (résultats tomographiques)

4.3.3. Interaction entre la pression sac et la cavitation dans l'orifice

Au paragraphe 4.2.1, nous avons vu que l'augmentation de la pression sac entraîne une augmentation du taux de cavitation alors que l'augmentation de la contre-pression entraîne sa diminution.

Cette cavitation, qui occupe un volume plus ou moins important dans l'écoulement, a un effet rétroactif sur la pression sac. Pour illustrer ce phénomène, nous avons comparé les pressions sac instantanées pour deux contre-pressions différentes (10 et 40 bar), une même pression rail et les mêmes levées d'aiguille (fig. 4.22 : deux exemples à $P_R = 300$ bar et à $P_R = 700$ bar). Sur cette figure 4.22, nous distinguons deux zones : Z1 et Z2.

Dans la zone Z1 (où L_a est inférieure à 30 % environ), la plus grande pression sac correspond à la plus grande contre-pression [$P_s(P_c=10 \text{ bar}) < P_s(P_c=40 \text{ bar})$].

Au delà de 30 % de la levée d'aiguille (zone Z2), nous observons l'inverse : la plus grande pression sac correspond à la plus faible contre-pression [$P_s(P_c=10 \text{ bar}) > P_s(P_c=40 \text{ bar})$]. Dans cette deuxième zone, la question est la suivante : pourquoi l'augmentation de la contre-pression produit une diminution des valeurs de la pression sac ?

En effet, le fait d'augmenter la contre-pression réduit énormément la cavitation dans l'orifice d'injection. Cette observation est en accord avec l'équation E(4.1). Par suite, la section effective du liquide augmente (fig. 4.23). Ceci est illustré sur la figure 4.23 sur laquelle nous présentons trois couples d'images choisis dans la zone Z2 (fig. 4.22-a) et réalisés pour deux contre-pressions (10 et 40 bar) et une même pression rail de 300 bar. Sur chacun de ces doublets, les deux images présentées ont été prises à des levées d'aiguille très comparables.

L'augmentation de cette section effective se traduit par une augmentation du volume total V du liquide occupant le sac et l'orifice d'injection.

Or, ce volume est lié à la pression P par l'équation d'état des fluides réels (à 40°C et pour des pressions qui varient entre 1 et 700 bar, le coefficient de compressibilité χ varie entre $8.10^{-10} \text{ Pa}^{-1}$ et $5.10^{-10} \text{ Pa}^{-1}$) :

$$(P + \pi)(V - nb) = nRT \quad \text{E(4.11)}$$

où P : Pression globale du fluide

V : Volume du fluide

π : Un terme devenant nul lorsque la pression tend vers 0

b : Constante qui dépend du fluide

n : Nombre de moles

T : Température du fluide (constante car elle dépend de P_R "cf. 3.1.3")

R : Constante

Donc, l'augmentation de V entraîne une diminution de la pression globale P du fluide occupant le sac et l'orifice, et par suite de la pression sac P_s .

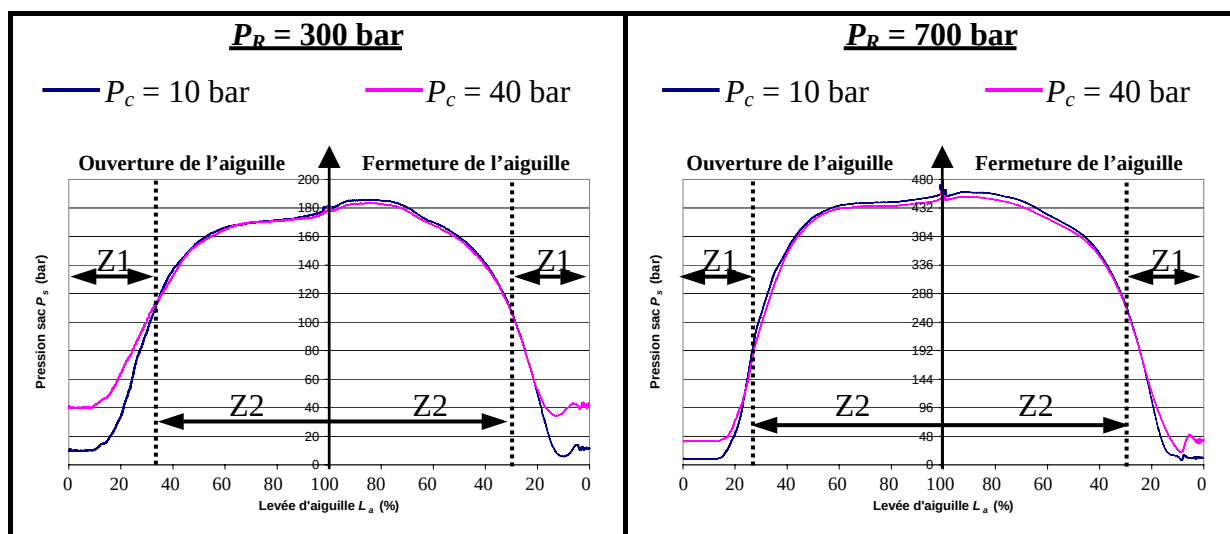


Figure 4.22 Influence de la contre-pression sur la pression sac instantanée

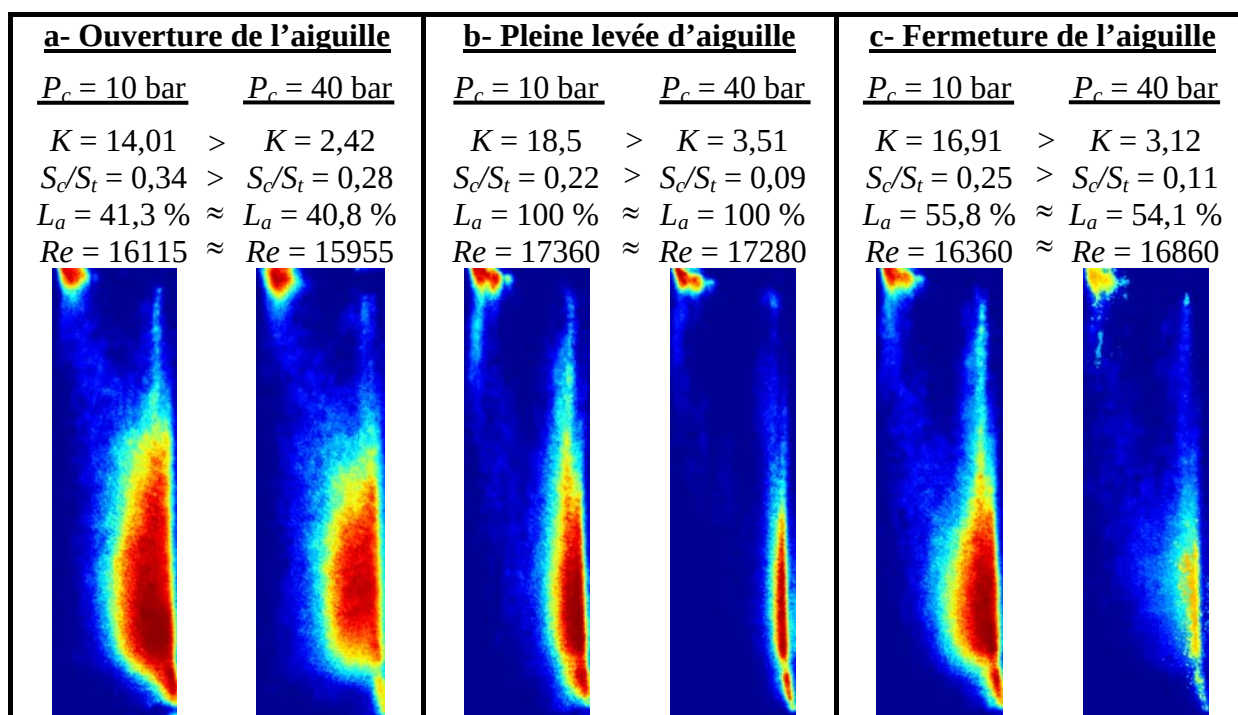


Figure 4.23 Influence de la contre-pression sur la section effective de l'écoulement
($P_R = 300$ bar, images tomographiques, injecteur 4)

4.3.4. Evolution de l'angle du spray

Des visualisations du spray Diesel ont été réalisées par ombroscopie sur un injecteur à sac mono-trou (Baz 1999, Castellanos 2002) ayant un diamètre de 0,1 mm et un rapport l/d de 4. Ces visualisations nous ont permis de mesurer l'angle du spray situé entre la sortie de l'injecteur et une distance de 100 diamètres de sa sortie.

Loin de la sortie, les effets d'induction d'air vers le spray amplifient l'angle du spray (Boëdec, 1999) et par suite ils cachent l'influence de la cavitation. Pour cela, cette mesure de l'angle a été réalisée toute proche de la sortie de l'injecteur ($100d$) afin de nous permettre de visualiser l'influence de la cavitation sur cet angle.

Sur la figure 4.24, nous présentons un exemple de l'angle instantané mesuré sur un cycle d'injection sous une pression rail de 1000 bar et une contre-pression de 20 bar. L'origine de l'axe des abscisses présente l'instant de l'apparition de la première image après le top d'excitation de l'électro-injecteur.

Nous avons vu au paragraphe 4.3.2, qu'après le déclenchement de la cavitation, le taux de cavitation atteint des valeurs très élevées en passant par un maximum. Ce taux de cavitation élevé entraîne une augmentation de l'angle du spray qu'on voit apparaître sur la zone a de la figure 4.24. Après la quasi-stabilisation du taux de cavitation (*cf.* 4.3.2) l'angle du spray tend à se stabiliser.

Les faibles oscillations de l'angle du spray pourraient éventuellement être liées aux oscillations du taux de cavitation dans l'injecteur (*cf.* 4.3.2).

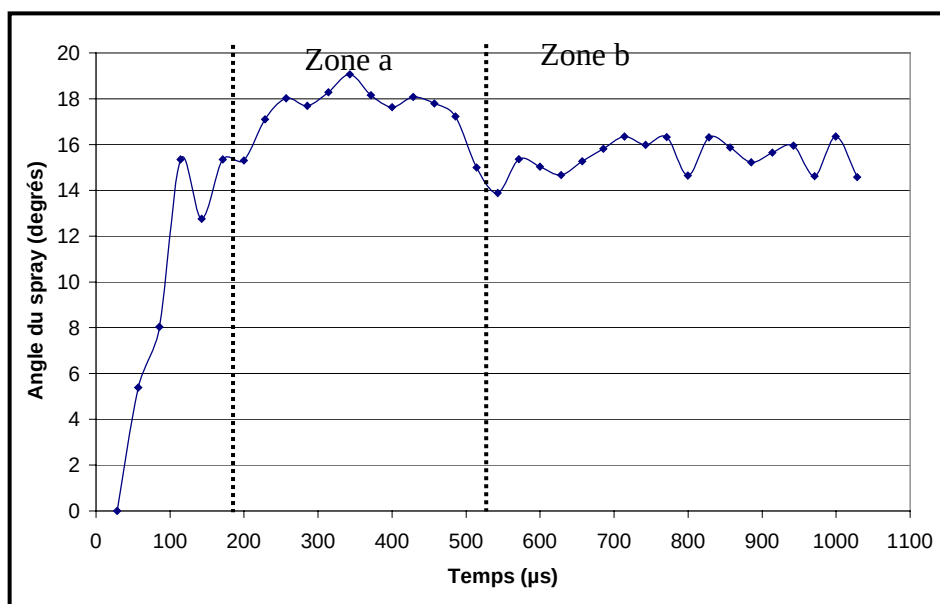


Figure 4.24 Angle du spray à 100 diamètres de la sortie de l'injecteur ; $P_R = 1000$ bar, $P_c = 20$ bar, $t_e = 2$ ms ; Injecteur : $d = 0,1$ mm, $l/d = 0,4$

Conclusions et Perspectives

Une étude expérimentale de l'écoulement cavitant a été entreprise au sein des orifices d'injection avec et sans accès optique. Elle a été dictée par le désir de compréhension du phénomène diphasique complexe qui se produit dans les orifices d'injection Diesel à haute pression. Des conditions expérimentales similaires aux conditions d'injections moteurs ont été étudiées afin d'appréhender les régimes d'écoulements et en particulier l'évolution de l'écoulement cavitant durant le cycle d'injection.

Dans une synthèse bibliographique, nous avons présenté les travaux de recherche sur les différents types d'écoulements qui peuvent être rencontrés dans les orifices d'injection. Les mécanismes principaux à l'origine de la cavitation ainsi que leur influence sur le niveau de turbulence, la perte de charge et l'atomisation du spray ont été notifiés. Cette étude nous a montré que la majorité des études ont été réalisées sur des injecteurs de grandes échelles et sur des écoulements stationnaires. Les hautes pressions d'injection associées aux grandes vitesses et aux petites tailles des orifices ont toujours été les principaux obstacles de la réalisation d'études sur des injecteurs Diesel de taille réelle. Aussi, la comparaison des résultats obtenus sur des injecteurs de grandes échelles ($d \approx 2 - 40$ mm) avec ceux obtenus sur des injecteurs de tailles réelles ($d \approx 0,2 - 0,4$ mm) ont démontré que les seuils de déclenchement et de développement de la cavitation ainsi que le taux de cavitation dépendent fortement de la taille de l'injecteur. En plus, dans le cas de l'injection Diesel, les phases transitoires de l'écoulement dans les orifices d'injection, induites par le mouvement de l'aiguille, favorisent le déclenchement et le développement de la cavitation. Suite à cette étude bibliographique, notre travail s'est orienté vers l'étude et la compréhension de la cavitation qui se développe dans les injecteurs Diesel de taille réelle au cours des injections cycliques sous haute pression.

Le dispositif expérimental décrit au chapitre 2 représente une avancée par rapport aux dispositifs utilisés dans les études antérieures notamment au niveau de la tenue des injecteurs transparents à des hautes pressions d'injection (700 bar) en condition d'injection cyclique, et au niveau des mesures instantanées de la pression sac et de la température sac. L'électronique réalisée nous a permis d'avoir une parfaite flexibilité de gestion et de synchronisation du système d'injection avec les systèmes d'acquisition d'images et de signaux. La levée d'aiguille était adoptée comme signal de référence, pour la distinction des différentes étapes d'évolution de la cavitation et des régimes d'écoulement durant le cycle d'injection.

Deux techniques de diagnostics optiques ont été appliquées à l'écoulement cavitant dans l'orifice d'injection : l'ombroscopie et la tomographie Laser. Elles nous ont fourni une caractérisation qualitative de la cavitation mais aussi quantitative en terme statistique. Les

principaux résultats obtenus d'après ces deux techniques sont : la distribution spatiale des probabilités d'existence de cavitation dans l'orifice d'injection et le taux de cavitation. Ces estimations ont été réalisées à plusieurs instants durant le cycle d'injection et à différentes conditions opératoires d'injection. Les visualisations ombroscopiques n'étaient pas trop efficaces pour avoir une bonne distinction entre le cœur liquide et la cavitation qui l'entoure. Alors que, les visualisations tomographiques nous ont permis de distinguer le liquide de la cavitation dans une section longitudinale de l'orifice.

Les défauts d'usinage et les dimensions des injecteurs transparents utilisés, ont été mesurés par des visualisations ombroscopiques. L'existence d'un défaut d'usinage au niveau de l'un des bords d'entrée de l'orifice et le décentrage de ce dernier par rapport au sac favorisent l'apparition d'une cavitation dissymétrique dans l'orifice. Aussi, l'augmentation de l'angle entre le fond du sac et l'orifice (fig. 4.4, A_g et A_d) peut empêcher le déclenchement de la cavitation.

D'après la mesure simultanée de la levée d'aiguille, de la pression rail et de la pression sac, nous avons constaté qu'au-delà de 70 % de la levée d'aiguille, la chute de pression entre le rail et le sac est de l'ordre de 30 %.

La contre-pression n'a pas d'influence sur la levée d'aiguille. Cependant, son augmentation entraîne la diminution du taux de cavitation dans l'orifice d'injection et par suite la diminution de la pression sac.

La meilleure précision de la mesure du débit instantané correspond aux levées d'aiguille supérieures à 70 % environ. Au delà de cette levée d'aiguille, les trois paramètres caractéristiques de l'écoulement (Nombre de cavitation, nombre de Reynolds et coefficient de décharge) tendent à se stabiliser.

Ainsi, les résultats de ces mesures nous ont permis de réévaluer les propriétés de l'huile en fonction des conditions d'injection (densité « fig. 3.19 » et viscosité « fig. 3.20 »). Ces propriétés ont une très forte influence sur l'estimation des nombres de Reynolds qui ont été obtenus en se basant sur la vitesse moyenne de l'écoulement. Cette dernière est inférieure à la vitesse réelle de l'écoulement liquide, mesurée par les visualisations ombroscopiques.

En couplant les mesures de la pression sac et du débit, nous avons pu établir une expression empirique du coefficient de décharge C_d dans l'orifice d'injection (Equation E(4.7)). Ce coefficient est une fonction linéaire du nombre de Reynolds et il est proportionnel à la racine carrée de $(1+1/K)$. Cette expression de C_d nous a servi dans la suite pour le calcul de la vitesse moyenne de l'écoulement dans les phases où la mesure de débit instantané n'a pas été fiable à cause du développement de la cavitation dans le débitmètre.

Sur les visualisations de l'écoulement dans le sac, nous avons observé que la cavitation apparaît sur le siège de l'aiguille à faibles levées (inférieures à 25 % environ). Aussi, des bulles d'air ont été détectées aléatoirement dans le sac entre deux injections successives.

En début de l'injection, il se produit une aspiration d'une bulle d'air dans l'orifice. Entre l'éjection de cette bulle et le déclenchement de la cavitation, un écoulement non-cavitant peut avoir lieu dans l'orifice d'injection. Les zones d'apparition de la cavitation dépendent fortement de la géométrie du col entre le sac et l'orifice d'injection (rayons de courbure et défauts d'usinage) et de leur concentricité. Si l'orifice est décentré par rapport au sac, la cavitation peut apparaître d'un seul côté à l'entrée de l'orifice d'injection.

Les seuils de déclenchement de la cavitation et de transition vers un écoulement supercavitant dépendent aussi de la géométrie de l'injecteur et des défauts d'usinage. La diminution de l'angle entre le fond du sac et l'orifice, et l'existence d'un défaut d'usinage sur le bord d'entrée de l'orifice, entraînent la diminution des nombres critiques de déclenchement de la cavitation K_{crit} (environ 1,9 pour l'injecteur 3 et environ 1,1 pour l'injecteur 4) et de transition vers un écoulement supercavitant K'_{crit} (environ 4 pour l'injecteur 3 et environ 1,6 pour l'injecteur 4). Le déclenchement de la cavitation peut se produire à n'importe quelle valeur du nombre de Reynolds.

La cavitation apparaît souvent au voisinage de la paroi sous forme de film ayant une certaine épaisseur. L'augmentation du nombre de Reynolds entraîne une diminution de l'épaisseur du film de cavitation et du taux de cavitation. Aussi, l'augmentation de la levée d'aiguille diminue l'épaisseur du film de cavitation.

Le comportement de la cavitation en phases transitoires durant l'injection est différent de son comportement en phases quasi-stationnaires. Après son déclenchement, la cavitation se développe pendant la phase d'ouverture de l'aiguille. L'épaisseur du film de cavitation et le taux de cavitation atteignent leurs valeurs maximales pendant cette phase. La diffusion de la cavitation vers le centre de l'écoulement peut se produire pour des faibles levées d'aiguille associées à des faibles nombres de Reynolds.

La levée d'aiguille correspondant à la valeur maximale du taux de cavitation (atteinte durant le cycle d'injection) dépend de la contre-pression. Elle est de 24 % environ pour une contre-pression de 10 bar et de 40 % environ pour une contre-pression de 40 bar.

L'évolution du taux de cavitation durant le cycle d'injection s'avère divisible en 4 phases en plus de la pré-phase d'aspiration d'une bulle d'air dans l'orifice (fig. 4.18 et 4.19). Ainsi, avec l'ouverture de l'aiguille le taux de cavitation augmente jusqu'à atteindre sa valeur maximale. Ensuite, cette phase est suivie d'une phase de diminution du taux de cavitation jusqu'à environ 70 % de la levée d'aiguille. Au delà de cette levée, le taux de cavitation tend à

se stabiliser. Durant la fermeture de l'aiguille, en dessous d'environ 70 % de la levée, le taux de cavitation repart en augmentation.

La vapeur engendrée par la cavitation ne disparaît pas pendant la phase de fermeture de l'aiguille. Cette vapeur se diffuse depuis la paroi vers le centre de l'orifice et reste quelques centaines de microsecondes après la fermeture complète de l'aiguille.

L'augmentation de la pression rail entraîne la diminution du taux de cavitation pendant les phases d'ouverture et de fermeture de l'aiguille (fig. 4.20). Cependant, pour une même contre-pression et à pleine levée d'aiguille, les taux de cavitation tendent à se stabiliser aux alentours d'une même valeur quelle que soit la pression rail. Il se peut qu'un "*hydraulic flip*" partiel soit atteint à pleine levée d'aiguille. L'augmentation de la contre-pression entraîne la diminution du taux de cavitation.

Le taux de cavitation dans une section longitudinale de l'orifice peut atteindre une valeur maximale de 0,42. Sa variation devient très faible au delà de 70 % environ de la levée d'aiguille.

L'augmentation de l'angle du spray en début du cycle d'injection a été aussi présentée et interprétée par les effets de l'augmentation du taux de cavitation.

Perspectives

Les valeurs et les seuils de la levée d'aiguille, observés au cours de cette étude, sont valables uniquement pour notre injecteur. Il serait bien de définir un temps caractéristique permettant la généralisation des résultats sur tout autre injecteur.

D'autres perspectives de ce travail peuvent être réparties sur trois plans : 1-Modifications et améliorations du dispositif expérimental ; 2-Réalisation de mesures dans d'autres conditions ; 3-Application d'autres techniques de diagnostics.

1-Propositions de modifications sur le dispositif expérimental

- Réalisation d'un accumulateur (rail) ayant un volume plus important que celui des accumulateurs adoptés sur les moteurs Diesel : la montée de la pression dans le rail lors du démarrage, impose un volume maximal à ne pas dépasser. Dans le cas de notre système, nous n'avons pas ce type de contraintes. L'augmentation du volume du rail permet d'amortir les oscillations de la pression rail durant l'injection. Et par suite, elle permet de maintenir la même pression à la fermeture de l'aiguille comme à l'ouverture.
- Remplacement de l'électro-injecteur par un injecteur à commande piézoélectrique : l'avantage de cette nouvelle génération d'injecteur réside dans la gestion de la position

de l'aiguille. Ceci ouvre la possibilité d'une étude paramétrique de l'influence de l'aiguille sur la cavitation.

- Utilisation d'un injecteur avec une aiguille à double guidage : ceci limite les vibrations de l'aiguille et améliore sa levée. Notons que les vibrations de l'aiguille peuvent avoir une influence très importante sur la cavitation.
- Utilisation d'un débitmètre Bosch ou du nouveau débitmètre IFR développé par EFS : ces débitmètres fournissent une meilleure mesure du taux d'introduction (débit instantané). Cette mesure est très importante pour la caractérisation de l'influence de la cavitation sur la perte de charge dans les orifices d'injection et pour une meilleure estimation des nombres de Reynolds de l'écoulement.

2-Autres conditions et types de mesures

- Augmentation de la pression rail : les injecteurs transparents usinés en quartz ont été testés à des pressions rail de 1000 bar. Dans ce travail, nous nous sommes limités à des pressions de 700 bar. Il serait intéressant de voir si le taux de cavitation et son comportement varient avec l'augmentation de cette pression.
- Réalisation de visualisations simultanées dans l'orifice et à sa sortie : la conception des injecteurs transparents et de leur montage permet aussi la visualisation du spray à quelques millimètres de la sortie de l'orifice d'injection. Ceci offre la possibilité d'étudier l'influence de la cavitation sur l'angle et l'atomisation du spray.
- Utilisation d'injecteurs transparents ayant diverses formes géométriques (trous cylindriques, coniques...) : Ceci permet d'approfondir l'étude de l'influence de la configuration géométrique de l'injecteur sur la cavitation.
- Visualisation de l'écoulement dans des sections transversales de l'orifice : la chambre de contre-pression est équipée d'un hublot permettant l'accès optique à l'orifice d'injection. Ainsi, en éclairant l'écoulement par une tranche Laser perpendiculaire à l'axe de l'orifice, nous pouvons acquérir l'image de l'écoulement en intersection avec la lumière. C'est une mesure directe de la section effective de l'écoulement liquide dans l'orifice d'injection.

3-Autres techniques de diagnostics

- Fluorescence induite par Laser (LIF) : cette technique permet l'observation des variations de concentration de l'espèce étudiée dans le plan visualisé. Nous avons commencé les préparations pour l'application de cette technique. Le traceur et le filtre à

bande passante ont été mis en place et les premières visualisations sont en cours de réalisation.

- Utilisation de caméra CCD intensifiée rapide : de nouvelles caméras intensifiées permettent l'acquisition jusqu'à 16 images successives avec des temps d'exposition d'images de 10 ns et des vitesses variables pouvant atteindre 1 million d'images par seconde. Avec ce type de caméra, nous pouvons suivre l'évolution de l'écoulement diphasique au cours d'une seule injection sans avoir recours aux études statistiques.

Références bibliographiques

ARAI (M.)

Breakup mechanisms of a high speed liquid jet and control methods for a spray behavior
Int. Symp. on Advanced Spray Combustion, Japan, pp. 11-24, 1994.

ARAI (M.), SHIMIZU (M.), HIROYASU (H.)

Similarity between the breakup lengths of a high speed liquid jet in atmospheric and pressurized conditions
ICLASS-91, Paper N°61, pp. 563-570, Gaithersburg, MD, USA, 1991.

ARAI (M.), SHIMIZU (M.), HIROYASU (H.)

Break up length and spray angle of high speed jet
ICLASS-85, 1985.

ARCOUMANIS (C.), NOURI (J.M.), ANDREWS (R.J.)

Application of Refractive Index Matching to a Diesel Nozzle Internal Flow
Proc. IMechE Seminar on Diesel Fuel Injection Systems, April 14-15, 1992

ARCOUMANIS (C.) AND GAVAISES (M.)

Linking Nozzle Flow with Spray Characteristics in a Diesel Fuel Injection System
Atomization and Sprays, Vol. 8 pp. 307-347, 1998

ARCOUMANIS (C.), GAVAISES (M.), NOURI (J.M.), WAHAB (E.), HORROCKS (R.)

Analysis of the Flow in the Nozzle of a Vertical Multi-Hole Diesel Engine Injector
SAE Paper 980811, 1998

ARCOUMANIS (C.), FLORA (H.), GAVAISES (M.), KAMPANIS (N.), HORROCKS (R.)

Investigation of Cavitation in a Vertical Multi-Hole Injector
SAE Paper 1999-01-0524, 1999.

ARCOUMANIS (C.), BADAMI (M.), GAVAISES (M.)

Cavitation in Real-Size Multi-Hole Diesel Injector Nozzles
SAE Paper 2000-01-1249, 2000.

ARCOUMANIS (C.), GAVAISES (M.), FLORA (H.), ROTH (H.)

Visualization of Cavitation in Diesel Engine Injectors
S1296-219(01)01119-8/FLA, 2001.

BADOCK (C.), WIRTH (R.), KAMPMANN (S.), TROPEA (C.)

Fundamental Study of the Influence of Cavitation on the Internal Flow and Atomization of Diesel Sprays
ILASS Europe'97, Florence, Italy, 1997.

BADOCK (C.), WIRTH (R.), FATH (A.), LEIPERTZ (A.)

Application of Laser Sheet Technique for the Investigation of Cavitation Phenomena in Real Size Diesel Injection Nozzles
ILASS Europe'98, Manchester 6-8 July 1998.

BADOCK (C.), WIRTH (R.), TROPEA (C.)

The Influence of Hyro Grinding on Cavitation Inside a Diesel Injection Nozzle and Primary Break-up Under Unsteady Pressure Conditions
ILASS Europe '99, Toulouse 5-7 July 1999.

BADOCK (C.), WIRTH (R.), FATH (A.), LEIPERTZ (A.)

Investigation of Cavitation in Real Size Diesel Injection Nozzles
International Journal of Heat and Fluid Flow, vol. 20, pp. 538-544, 1999.

BAZ (I.)

Etude Expérimentale du Comportement et de la Structure Globale des Sprays Diesels à Haute Pression d'Injection
DEA de l'Ecole Centrale de Lyon, 1999.

BAZILE (R.)

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

BECCHI (G.A.)

Analytical Simulation of Fuel Injection in Diesel Engines
SAE Paper 710568, 1971.

BERGWERK (W.)

Flow Pattern in Diesel Nozzle Spray Holes
Proc. Inst. Mech. Eng., Vol. 173, 1959, pp. 655-673.

BIRD (A. L.)

Some Characteristics of Nozzles and Sprays for Oil Engines
Trans. Second World Power Conference, Berlin, Vol. 8, Section 29, No. 82, 1930, p. 260.

BODE (J.), CHAVES (H.), OBERMEIER (F.), SCHNEIDER (T.)

Influence of cavitation in a turbulent nozzle flow on atomization and spray formation of a liquid jet
Proceedings : Sprays and aerosols'91, 1991.

BODE (J.), CHAVES (H.), HENTSCHEL (W.), KUBITZEK (A.), OBERMEIER (F.), SHINDLER (K.P.), SHNEIDER (T.)

Fuel spray in diesel engines, Part1 : Spray formation
ATA, Florence, 1992

BOËDEC (T.)

Caractérisation d'un Spray Dense et à Grande Vitesse par Diagnostics Optiques
Thèse de doctorat de l'Ecole Centrale de Lyon, 1999.

BOSCH (W.)

The Fuel Rate Indicator : A New Measuring Instrument For Display of the Characteristics of Individual Injection
SAE Paper 660749, 1966

BOWER (G.R.), FOSTER (D.E.)

A Comparison of the Bosch and Zuech Rate of Injection Meters
SAE Paper 910724, 1991.

BRENNEN (C.E.)

Cavitation and Bubble Dynamics
Oxford University Press, 1995

CASTELLANOS (J. M.)

Caractérisation de Spray Diesel Haute Pression par Analyse d'Images Ombroscopiques
DEA de l'Ecole Centrale de Lyon, 2002.

CAVALIERE (A.), RAGUCCI (R.), D'ALESSIO (A.), NOVIELLO (C.)

Analysis of Diesel Sprays through two Dimensional Laser Light Scattering
22nd symp. inter on combustion, the combustion institute, pp 1973-1981, 1988.

CHANDRA (B. W.) AND COLLICOTT (S. H.)

Experimental Invetigation of Cavitation Frequency in a Slot Orifice
ILASS-99 Conf. Proc., pp. 379-384, Indianapolis, IN, 1999

CHAVES (H.), KNAPP (M.), KUBITZEK (A.), OBERMEIER (F.), SHNEIDER (T.)

Experimental Study of Cavitation in the Nozzle Hole of Diesel Injectors using Transparent Nozzles
SAE Paper 950290, 1995.

CHAVES (H.), OBERMEIER (F.)

Correlation between Light Absorption Signals of Cavitating Nozzle Flow Within and Outside of the Hole of a Transparent Diesel Injection Nozzle
ILASS Europe'98, Manchester 6-8 July 1998.

DAILY (J.), HARLEMANN (D.)

Fluid Dynamics
Addison-Wesley, Reading, Mass., 1966.

DAN (T.), YAMAMOTO (T.), SENDA (J.), FUJIMOTO (H.)

Effect of Nozzle Configurations for Characteristics of Non-Reacting Diesel Fuel Spray
SAE Paper 970355, 1997.

DATE (K.), NOBECHI (H.), KANO (H.), KATO (M.), OYA (T.)

Experimental Analysis on Fuel Flow Characteristics in the Nozzle for Direct Injection Engines
SAE Paper 931002, 1993.

DEJUHASZ (K.J.)

Trans. ASME, Vol. 53, 1931, p. 65.

DECHOZ (J.)

Influence de la Pression sur le Tension Superficielle des Alcanes et des Carburants – Mesures et Modélisation.
Thèse de doctorat de l'Université d Rouen, 2002.

DOBOVISEK (Z.), CERNEJ (A.), FILIPOVIC (I.)

The Influence of Fuel Compressibility and Heating Value Changes on Injection Parameters
SAE Paper 845077, 1984.

DUMOUCHEL (C.)

Atomisation et Spray

Mémoire d'habilitation à diriger la recherche, 1996.

DURGET (M.)

Mesures de Concentration par Tomographie Laser. Application par Diffusion de Mie aux Ecoulements Internes des Moteurs Alternatifs

Thèse de Doctorat de l'Université Paris 6, 1996

ESPEY (C.), DEC (J.E.), LITZINGER (T.A.), SANTAVICCA (D.A.)

Quantitative 2-D Fuel Vapor Concentration Imaging in a Firing D.I. Diesel Engine Using Planar Laser-induced Rayleigh Scattering

SAE Paper 940682, 1994.

ESPEY (C.), DEC (J.E.)

The Effect of TDC Temperature and Density on the Liquid-Phase Fuel Penetration in a D.I. Diesel Engine

SAE Paper 952456, 1995.

FRANC (J.P.), AVELLAN (F.), BELAHADJI (B.), BILLARD (J.Y.), BRIANÇON-MARJOLLET (L.), FRÉCHOU (D.), FRUMAN (D.H.), KARIMI (A.), KUENY (J.L.), MICHEL (J.M.)

La cavitation, Mécanismes Physiques et Aspects Industriels

Presses Universitaires de Grenoble, 1995.

GARCIA (V.), CACERES (M.), NUNEZ (J.)

The Spinodal as a Reference Curve for the High-Pressure Volumetric Behavior of Liquids

Chemical Physics Letters 216, pp. 579-584, 1993.

GARCIA (V.), CACERES (M.), NUNEZ (J.)

High-Pressure Compressibility Behavior of Liquids Referred to a Pseudospinodal Curve

Chemical Physics Letters 228, pp. 137-143, 1994

GELLALES (A.G.)

Effect of Orifice Length/Diameter Ratio on Fuel Sprays for Compression Ignition Engines

NACA Report No. 402, 1931.

GIFFEN (E.), MURASZEW (A.)

Atomization of Liquid Fuels

Chapman & Hall, London, 1953.

GOEPFERT (C.)

Mesure de la concentration de microbulles de gaz par extinction de lumière

DEA de l'Ecole Centrale de Lyon, 2002.

GONEY (K.), CORRADINI (M.)

Isolated Effects of Ambient Pressure, Nozzle Cavitation and Hole Inlet Geometry on Diesel Injection Spray Characteristics
SAE Paper 2000-01-2043, 2000.

GONZALES (M. A.), LIAN (Z. W.), REITZ (R. D.)

Modeling Diesel Engine Spray Vaporization and Combustion
SAE Paper 920579, 1992.

GUERRASSI (N.)

Etude Expérimentale de la Modélisation des Phénomènes Internes en Moteur Diesel à Injection Directe
Thèse de doctorat de l'Ecole Centrale de Lyon, 1993.

GUERRASSI (N.), DUPRAZ (P.)

A Common Rail Injection system for High Speed Direct Injection Diesel Engines
SAE Paper 980803, 1998.

GÜLDER (Ö. L.), SMALLWOOD (G. J.), SNELLING (D. R.)

Diesel Spray Structure Investigation by Laser Diffraction and Sheet Illumination
SAE Paper 920577, 1992

GÜLDER (O.L.), SMALLWOOD (G.J.), SNELLING (D.R.)

Internal structure of the transient full cone dense diesel sprays
Third Int Symp. COMODIA, 1994.

HALL (G.W.)

Analytical Determination of the Discharge Characteristics of Cylindrical-Tube Orifices
Journal of Mechanical Engineering Science, vol. 5, pp.91-97, 1963.

HAMMITT (F.G.)

Cavitation and Multiphase Flow Phenomena
McGraw-Hill, 1980

HE (L.)

An Experimental Study of Cavitating Orifice Flow
Ph.D. thesis, Illinois Institute of Technology, Chicago, IL, 1997.

HE (L.), RUIZ (F.)

Effect of Cavitation on Flow and Turbulence in Plain Orifices for High-Speed Atomization
Atomization and Sprays, vol. 5, pp. 569-584, 1995.

HEIMÄRTNER (C.), LEIPERTZ (A.)

Investigation of the Primary Spray Breakup Close to the Nozzle of a Common-Rail High Pressure Diesel Injection System
SAE paper 2000-01-1799, 2000.

HIROYASU (H.), ARAI (M.), SHIMIZU (M.)

Break-Up Length of a Liquid Jet and Internal Flow in a Nozzle
ICLASS-91, Paper 26, pp. 275-282, Gaithersburg, MD, USA, 1991.

ISHIKAWA (S.), OHMORI (Y.), FUKUSHIMA (S.), SUZUKI (T.), TAKAMURA (A.), KAMIMOTO (T.)

Measurement of Rate of Multiple-Injection in CDI Diesel Engines

SAE Paper 2000-01-1257, 2000.

IWASAKI (T.), MAEHARA (H.), BERBERIG (O.), NOTTMAYER (K.), KOBAYASHI (T.)

Study of a Sensor for Fuel Injection Quantity

SAE Paper 970533, 1997.

KARASAWA (T.), TANAKA (M.), ABE (K.), SHIBA (S.), KURABAYASHI (T.)

Effect of nozzle configuration on the atomization of a steady spray

Atomization and sprays, Vol. 2, pp. 411-426, 1992.

KATO (M.), KANO (H.), DATE (K.), OYA (T.), NIIZUMA (K.)

Flow Analysis in Nozzle Hole in Consideration of Cavitation

SAE Paper 970052, 1997.

KENT (J.C.), BROWN (G. M.)

Nozzle Exit Flow Characteristics for Square-edged and Rounded Inlet Geometries

Combustion Science and Technomogy, Vol. 30, pp. 121-132, 1983.

KIM (J.H.), NISHIDA (K.), HIROYASU (H.)

Characteristics of the Internal Flow in a Diesel Injection Nozzle

International Journal of Fluid Mechanics Research, Vol. 24, Nos. 1-3, 1997

KIM (J.H.), NISHIDA (K.), YOSHIZAKI (T.), HIROYASU (H.)

Characterization of Flows in the Sac Chamber and the Discharge Hole of a D.I. Diesel Injection Nozzle by Using a Transparent Model Nozzle

SAE Paper 972942, 1997.

KNAPP (R.T.), DAILY (J.W.), HAMMIT (F.G.)

Cavitation

McGraw Hill, 1970.

KNOX-KELECY (A.L.), FARELL (P.V.)

Spectral Characteristics of Turbulent Flow in a Scale Model of a Diesel Fuel Injector Nozzle

SAE Paper 930924, 1993.

KOO (J.Y.), MARTIN (J.K.)

Droplet Sizes and Velocities in Transient Diesel Fuel Spray

SAE Paper 900397, 1990.

KOUZEL

Hydrocarbon Process. Petrol.

Refiner 1965

KUO (T.W.), BRACCO (F.V.)

Computations of Drop Sizes in Pulsating Sprays and of Liquid-Core Length in Vaporizing Sprays

SAE Paper 820133, 1982.

LAUTERBORM (W.), KURTZ (T.), WIESENFELDT (M.)

Coherent optics - Fundamentals and Application
Springer - Verlag Berlin Heidelberg, 1995

LEFEBVRE (A.H.)

Atomization and Sprays
Hemisphere publication, 1989.

LEVY (N.)

Etude Numérique d'un Jet Diesel
Thèse de doctorat de l'Ecole Centrale de Lyon, 1997.

LICHTAROWICZ (A.), DUGGINS (R. K.), MARKLAND (E.)

Discharge Coefficients for Incompressible Non-cavitating Flow Through Long Orifices
J. Mech. Eng. Sci., Vol. 7, No. 2, 1965, pp. 210- 219.

MARCER (R.), LE COTTIER (P.), CHAVES (H.), ARGUEYROLLES (B.), HABCHI (C.), BARBEAU (B.)

A Validated Numerical Simulation of Diesel Injector Flow Using a VOF Method
SAE Paper 2000-01-2932, 2000.

MARCIC (M.)

A New Method for Measuring Fuel-Injection Rate
SAE Paper 980804, 1998.

MARCIC (M.), KOVACIC (Z.)

Computer Simulation of the Fuel Injection System
SAE Paper 851583, 1985.

MATSUOKA (S.), YOKOTA (K.), KAMIMOTO (T.), IGOSHI (M.)

A Study of Fuel Injection Systems in Diesel Engines
SAE Paper 760551, 1976.

MIRANDA (R.), CHAVES (H.), OBERMEIER (F.)

Imaging of Cavitation, Hollow Jets and Jet Branching at Low Lift in Real Size VCO Nozzle
ILASS'02, Zaragoza, 9-11 September, 2002.

MONDELAIN (D.)

Lidar Linéaire et Non Linéaire dans l'Infrarouge Moyen
Thèse de doctorat de l'Université Claude Bernard – Lyon 1, 2001.

NAKAYAMA (Y.)

Action of the Fluid in the Air Micrometer : Second Report, Characteristics of Small Diameter Nozzle and Orifice
Bull. JSME, Vol. 4, 1961, pp. 516-524.

NURICK (W. H.)

Orifice Cavitation and Its Effect on Spray Mixing
Transactions of the ASME, Journal of Fluids Engineering, pp. 681-687, December 1976.

OHRN (T.), SENSER (D.), LEFEBVRE(A.)

Geometrical Effects on Discharge Coefficients for Plain-Orifice Atomizers
Atomization and Sprays, vol. 1, No. 2, pp. 137-153, 1991.

OUZIAUX (R.), PERRIER (J.)

Mécanique des Fluides Appliquée
Edition DUNOD, 1998.

PEARCE (I.D.), LICHTAROWICZ (A.)

Discharge Performance of Long Orifices with Cavitating Flow
Second Fluid Power Symposium, Guilford, England, 1971.

POTZ (D.), CHRIST (W.), DITTUS (B.)

Diesel Nozzle - The Determining Interface Between Injection System and Combustion Chamber
Thiesel 2000 Proceeding pp. 249-258, 2000.

PRÉAUX (G.), LASHERAS (J.C.), HOPFINGER (E.J.)

Atomization of a liquid jet by a high momentum coaxial swirling gas jet
3rd Int. Conference on Multiphase Flow, ICMF'98, Lyon, France, June 8-12, 1998.

REITZ (R.D.), BRACCO (F.V.)

Mechanism of Atomisation of a Liquid Jet
Phys. Fluids 25(10), oct. 1982.

RODRIGUEZ-ANTON (L. M.), CASANOVA-KINDELAN (J.), TARDAJOS (G.)

High Pressure Physical Properties of Fluids used in Diesel Injection Systems
SAE Paper 2000-01-2046, 2000.

ROOSEN (P.), UNRUH (O.), BEHMANN (M.)

Investigation of Cavitation Phenomena Inside Fuel Injector Nozzles
ISATA June 1997, Florenz (I), 1997.

RUIZ (F.)

A Few Useful Relations for Cavitating Orifices
ICLASS-91, Gaithersburg, MD, USA, July 1991

RUIZ (F.), CHIGIER (N.)

The mechanics of high speed atomisation
ICLASS-85, 1985.

SHMID (U.), KRÖTZ (G.), ÖING (H.), RENNER (G.), DSCHIMTT-LANDSIEDEL

A Flow Sensor for Harsh Environmental Automotive Applications
10th Int. Conf. sensor 2001, Vol. 1, Nuremberg, Germany 8-10 may 2001.

SCHMIDT (D.), CORRADINI (M.)

Analytical Prediction of the Exit Flow of Cavitating Orifices
Atomization and Sprays, vol. 7, pp. 603-616, 1997.

SCHMIDT (D.), SU (T.), KAYHAN (H.), GONEY (H.), FARELL (P.), CORRADINI (M.)

Detection of Cavitation in Fuel Injector Nozzles

8th International Symposium on Transport Phenomena in Combustion, San Francisco, 1995.

SCHWEITZER (P.H.)

Mechanism of Disintegration of Liquid Jets

J. Appl. Phys., Vol. 8, 1937, pp. 513-521.

SMALLWOOD (G. J.), GÜLDER (Ö. L.), SNELLING (D. R.)

The Structure of the Dense Core Region in Transient Diesel Sprays

25th Symp. (Int.) on Comb., pp. 371-379, 1994

SOBEL (D.R.), LEHRACH (R.P.C.)

A Hydro-Mechanical Simulation of Diesel Fuel Injection Systems

SAE Paper 870432, 1987

SOTERIOU (C.), ANDREWS (R.), SMITH (M.)

Direct Injection Diesel Sprays and the Effect of Cavitation and Hydraulic Flip on Atomization

SAE Paper No. 950080, 1995.

SOTERIOU (C.), SMITH (M.), ANDREWS (R.)

Diesel Injection – Laser Light Sheet Illumination of the Development of Cavitation in Orifices

C529/018/98 IMechE Conference, Combustion Engines and Hybrid Vehicules, 1998.

SOTERIOU (C.), ANDREWS (R.), SMITH (M.)

Further Studies of Cavitation and Atomization in Diesel Injection

SAE Paper 1999-01-1486, 1999.

SOTERIOU (C.), ANDREWS (R.), SMITH (M.), TORRES (N.), SANKHALPARA (S.)

The flow Patterns and Sprays of Variable Orifice Nozzle Geometries for Diesel Injection

SAE Paper 2000-01-0943, 2000.

SPARROW (E. M.), ANDERSON (C. E.)

Effect of Upstream Flow Processes on Hydrodynamic Development in a Duct

Transactions of the ASME, Journal of Fluids Engineering, pp. 556-560, September 1977.

SPIKES (R. H.), PENNINGTON (G. A.)

Discharge Coefficient of Small Submerged Orifices

Proc Instn Mech Engrs Vol. 173, No. 25, 1959

STEGEMANN (J.), SEEBODE (J.), BALTES (J.), BAUMGARTEN (C.), MERKER (G.P.)

Influence of Throttle Effects at the Needle Seat on the Spray Characteristics of Multihole Injection Nozzle

ILASS'02, Zaragoza, 9-11 September, 2002.

STUMPP (G.) , RICCO (M.)

Common Rail – An Attractive Fuel Injection System for Passenger Car DI Diesel Engines

SAE Paper 960870, 1996.

TAMAKI (N.), SHIMIZU (M.), NISHIDA (K.), HIROYASU (H.)

Effects of Cavitation and Internal Flow on Atomization of a Liquid Jet
Atomization and Sprays, vol. 8, pp. 179-197, 1998.

TAMAKI (N.), NISHIDA (K.), HIROYASU (H.)

Promotion of the atomization of a liquid jet by cavitation in a nozzle hole
Illass Europe'98, Manchester, 6-8 July, 1998.

TAMAKI (N.), SHIMIZU (M.), HIROYASU (H.)

Control of the dispersion direction and increase of atomization of a liquid jet by cavitation in a nozzle hole
Illass Europe'99, Toulouse, 5-7 July, 1999.

TSUNEMOTO (H.), MONTAJIR (R.M.), ISHITANI (H.), HAYASHI (T.)

The Influence of Pressure in the Nozzle Sac and Needle Lift on Fuel Spray Behavior and HC Emissions in DI Diesel Engines
SAE Paper 1999-01-3491, 1999.

VARDE (K.S.)

Compressibility of Diesel and Methanol Fuels at Low Temperatures
SAE Paper 890055, 1989.

VARDE (K. S.), POPA (D. M.)

Diesel Fuel Spray Penetration at High Injection Pressure
SAE Paper 830448, 1984.

WALTHER (J.), SCHALLER (J. K.), WIRTH (R.), TROPEA (C.)

Characterization of Cavitating Flow Fields in Transparent Diesel Injection Nozzles using Fluorescent Particle Image Velocimetry (FPIV)
ILASS-Europe'2000, Darmstadt 11-13 September 2000.

WINKLHOFFER (E.), PHILIPP (H.), HIRSCH (A.)

Cavitation and Spray Formation in Diesel Flow Situations
ILASS-Europe'2000, Darmstadt 11-13 September 2000.

XU (C.), BUNNELL (R. A.), HEISTER (S. D.)

On the Influence of the Internal Flow Structure on the Performance of Plain-Orifice Atomizers
Atomization and Sprays, vol. 11, pp. 335-350, 2001.

YAMAOKA (K.), SAITO (A.), ABE (N.), OKAZAKI (M.)

Analysis of Bypass Control Fuel Injection Systems for Small Diesel Engines by Digital Computer
SAE Paper 730664, 1973.

ZUCROW (M. J.)

Discharge Characteristics of Submerged Jets
Bull. No. 31, Engineering Experimental Station, Purdue University, West Lafayette, Ind., 1928.

ANNEXES

ANNEXE 1

Composants du système Common Rail

Cette annexe a été réalisée d'après des documentations Bosch.

Les composants du système Common Rail sont :

- La pompe de pré-alimentation
- La pompe haute pression
- L'accumulateur haute pression (rail)
- L'électrovanne de régulation
- L'injecteur
- L'électronique de commande

Un résumé du principe de fonctionnement de l'électro-injecteur a été présenté au chapitre 1. L'électronique de commande est développée en annexe 2. Cette électronique a été réalisée sur mesure pour la gestion de nos différents systèmes de mesure.

Dans cette annexe, nous présentons la construction et le fonctionnement de la pompe de pré-alimentation, de la pompe haute pression et de l'électrovanne de régulation de notre système et de l'électro-injecteur. A noter qu'il existe des variantes de chaque composant que nous ne présentons pas dans cette annexe.

Pompe de pré-alimentation

La pompe de pré-alimentation sert à refouler le carburant du réservoir à la pompe à haute pression. À cet effet, on utilise, en général, une pompe électrique à carburant EKP (fig. A1.1) montée sur le circuit entre le réservoir et le filtre.

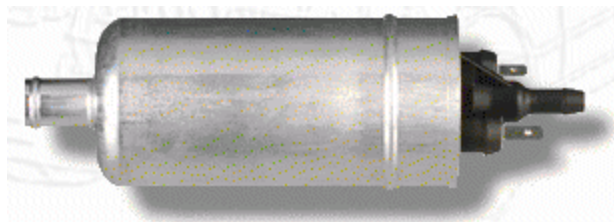


Figure A1.1 Pompe électrique EKP

La pompe électrique (EKP) comprend un moteur électrique (fig. A1.2, composant 1) et un élément de pompe (pompe cellulaire à rouleaux, fig. A1.2, composant 2). Elle est refroidie par le carburant qui parvient au raccord de refoulement (fig. A1.2, composant 3) par une soupape anti-retour (fig. A1.2, composant 4).

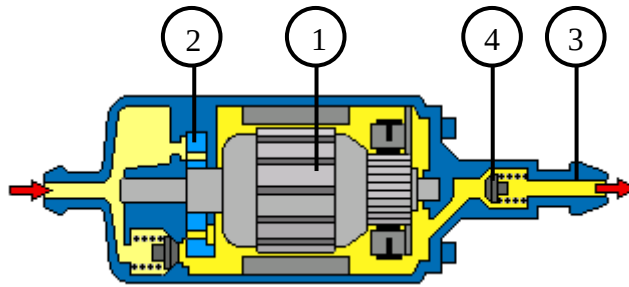


Figure A1.2 Composants de la pompe EKP

La pompe cellulaire à rouleaux est entraînée par le moteur électrique. Le disque du rotor (fig. A1.3, composant 1) est monté excentriquement et a des rainures dans lesquelles les rouleaux (fig. A1.3, composant 2) se trouvent guidés librement. Le carburant sort par une ouverture en forme de « haricot », sur le côté aspiration (fig. A1.3, composant 3) dans la chambre, entre la plaque du fond et le rouleau. Comme les rouleaux sont pressés contre la plaque du fond par la rotation et la pression du carburant, ce dernier est refoulé du côté refoulement (fig. A1.3, composant 4) vers l'ouverture d'échappement.

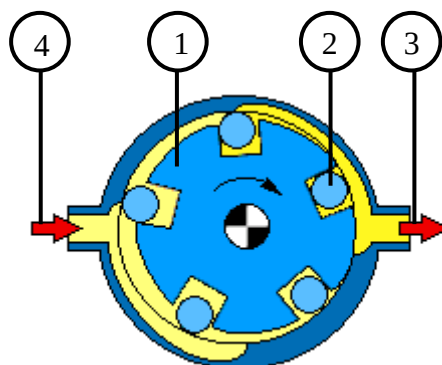


Figure A1.3 Fonctionnement de la pompe EKP

Pompe haute pression

La pompe haute pression (fig. A1.4) a pour fonction d'engendrer la haute pression nécessaire à l'injection et de refouler un débit suffisant de carburant quelles que soient les conditions d'injection.

La pompe haute pression est une pompe à pistons radiaux (fig. A1.5, composant 1). Sur l'arbre d'entraînement (fig. A1.5, composant 2), un excentrique (fig. A1.5, composant 3) commande successivement les trois pistons. Les pistons sont maintenus sur l'excentrique par des ressorts, et chaque piston aspire le carburant à travers un clapet d'aspiration (fig. A1.5, composant 4) correspondant. Le carburant admis par le piston est refoulé à travers un clapet de refoulement (fig. A1.5, composant 5) vers le rail. L'électrovanne de régulation (fig. A1.5, composant 6) renvoie une partie de ce carburant vers le circuit basse pression.

La faible excentricité sur l'arbre ainsi que la disposition symétrique des pistons contribuent à une faible oscillation de pression dans le rail. Le clapet d'aspiration d'un piston peut être maintenu ouvert par un solénoïde (fig. A1.6). Grâce à cela, nous avons un meilleur rendement et le débit de carburant de la pompe haute pression peut être adapté à la demande.

Une vanne de sécurité est positionnée à l'alimentation de la pompe haute pression. Le piston de cette vanne ferme un orifice à l'entrée de la pompe haute pression si la pression de gavage est faible. Pour une pression plus forte cet orifice est ouvert.

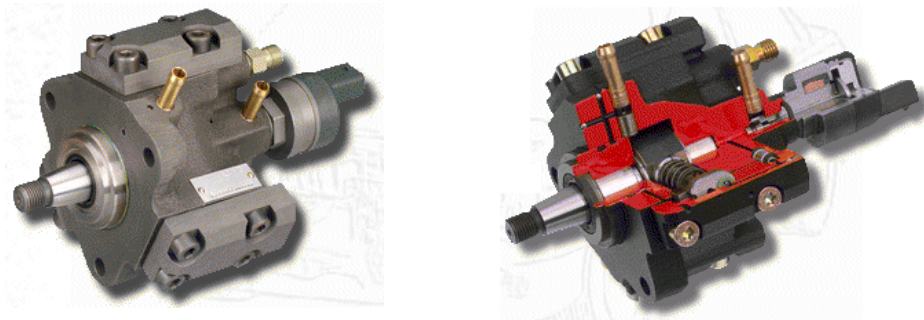


Figure A1.4 Pompe haute pression

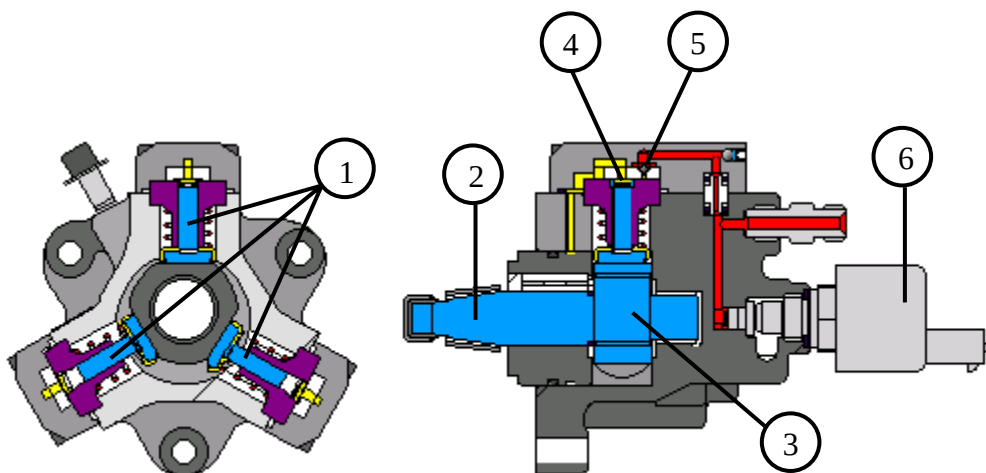


Figure A1.5 Construction de la Pompe haute pression

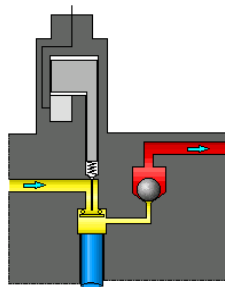


Figure A1.6 Solénoïde du clapet d'aspiration

Electrovanne de régulation

L'électrovanne de régulation (fig. A1.7) est pilotée par une électronique qui assure la stabilisation de la haute pression dans l'accumulateur. Elle est montée directement sur la pompe haute pression. Elle comporte un induit (fig. A1.7, composant 1), un électro-aimant (fig. A1.7, composant 2), une soupape à bille (fig. A1.7, composant 3) et un ressort (fig. A1.7, composant 4) qui presse la bille sur son siège contre l'alimentation en haute pression (fig. A1.7, composant 5). L'électro-aimant peut exercer une force supplémentaire sur la bille par l'induit. Cette force exercée par l'électro-aimant dépend du courant de pilotage. Ce dernier est créé suivant un rapport cyclique (modulation d'impulsions en largeur). Ainsi, la pression dans le rail dépend du rapport cyclique d'ouverture de la soupape à bille.

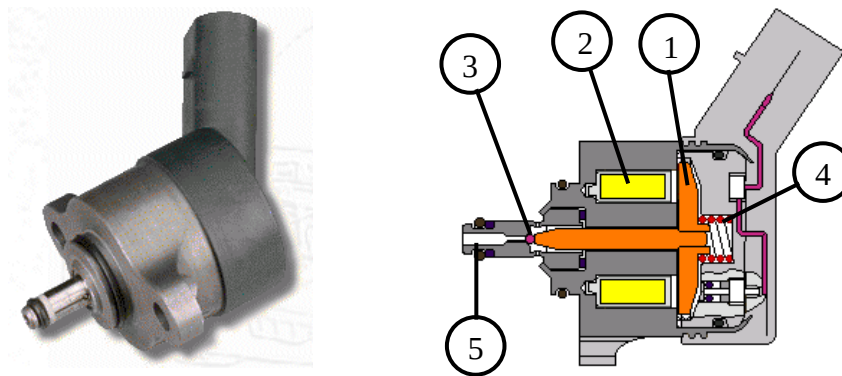


Figure A1.7 Electrovanne de régulation de la pression

Electro-injecteur

Pour une pression rail donnée, l'ouverture et la fermeture de l'aiguille de l'injecteur résultent des forces suivantes (fig. A1.8) :

- Force mécanique du ressort d'appui : Le ressort d'appui (23) presse l'aiguille contre son siège. Ceci assure l'étanchéité de l'injecteur et empêche le carburant de s'échapper dans l'espace.
- Force mécanique du ressort de la vanne : Le ressort de la vanne (33) presse la bille (12) contre son siège permettant de boucher le gicleur d'ouverture de l'injecteur (41). Ainsi, le carburant ne peut pas s'échapper de la chambre de commande (43) vers le circuit de retour (34).
- Force électromagnétique de l'électro-aimant : Quand la bobine magnétique (6) n'est pas pilotée, elle n'exerce pas de force. Mais, quand elle est pilotée, sa force suffit à vaincre la force du ressort de la vanne (33) et à sortir la bille (12) de son siège. C'est la force décisive pour le début d'injection.

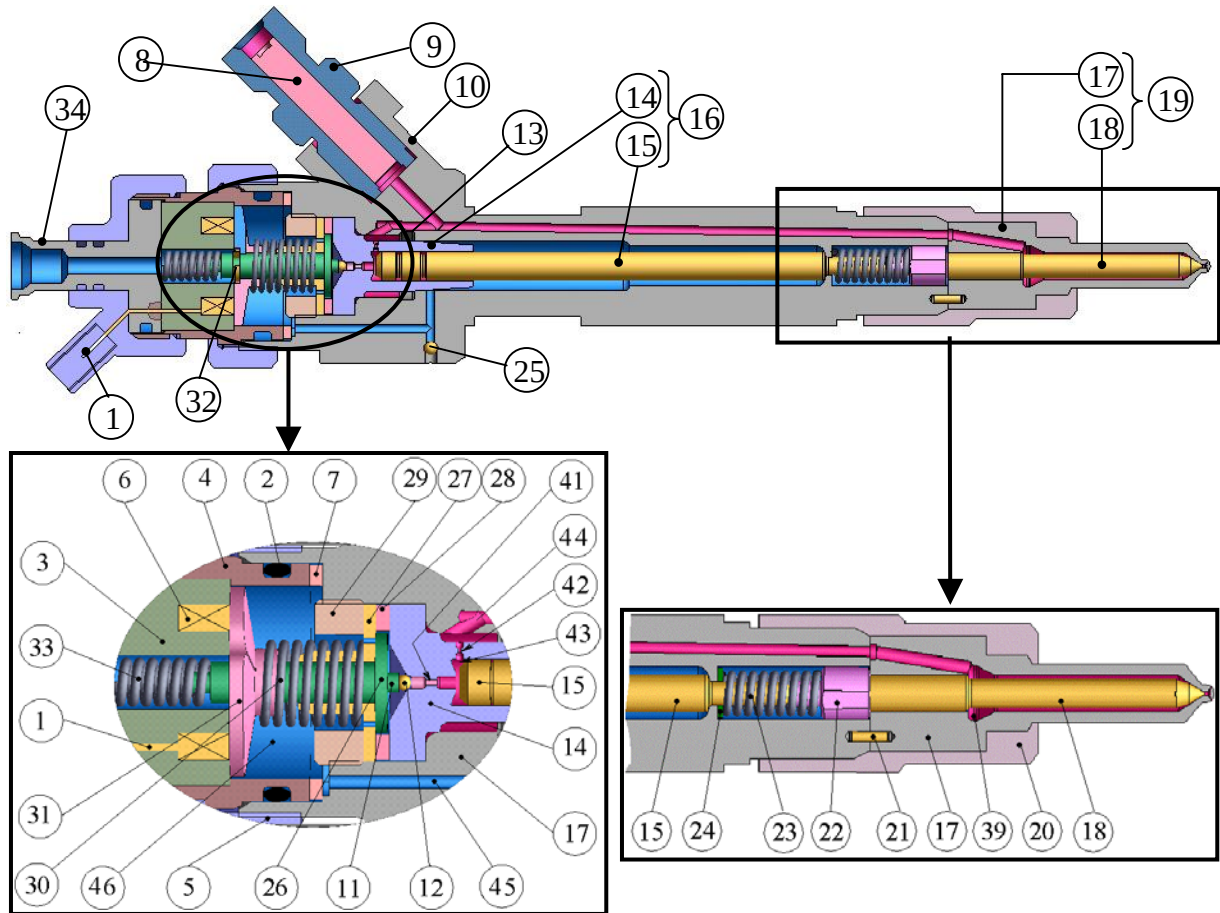
- Force hydraulique de pression dans la chambre de commande : A partir de la pression dans la chambre de commande (43), une force est exercée sur le piston de commande (15). Cette force s'ajoute à la force du ressort d'appui (23).
- Force hydraulique de pression sur l'aiguille : A partir de la pression dans le volume de la chambre (39), il résulte une pression sur l'aiguille (18) par suite de la légère pente en biais.

Au repos, les forces sont en équilibre, l'aiguille obture le passage au niveau de son siège, le ressort de la vanne (33) presse la bille (12) contre son siège.

L'ouverture de l'aiguille (18) est amorcée par le pilotage de la bobine magnétique (6) qui permet de soulever la bille (12) de son siège par la force supplémentaire. Le carburant de la chambre de commande (43) s'écoule par le gicleur d'ouverture de l'injecteur et par l'orifice de retour du carburant (34) et revient au réservoir. Par suite, la pression dans la chambre de commande (43) baisse et la force exercée sur le piston (15) diminue. La pression sur l'aiguille de la buse reste quasiment inchangée grâce au gicleur de réalimentation. La force résultante de cette pression dans la chambre (39) est suffisamment importante pour soulever l'aiguille (18) et par suite de déclencher l'injection. Le courant de pilotage de la bobine magnétique (6) est abaissé en quelques millisecondes d'un courant de traction élevé (d'environ 20 A) à un courant de maintien réduit (d'environ 12 A) permettant à l'aiguille (18) d'atteindre son ouverture complète.

Pour terminer l'injection, la bobine magnétique (6) est mise hors tension. Le ressort de la vanne (33) presse de nouveau la bille (12) contre son siège ; dans la chambre de commande (43), la même pression est de nouveau engendrée comme sur l'aiguille. La force sur le piston redevient plus grande permettant la fermeture de l'aiguille et la remise des forces en équilibre.

Coupe longitudinale



1-connexion électrique 2-joint torique 3-noyau magnétique 4-douille 5-écrou de serrage de l'aimant
 6-bobine magnétique 7-bague de réglage 8-filtre crayon 9-raccord haute pression 10-rondelle d'étanchéité
 11-guide de bille 12-bille de vanne 13-bague d'étanchéité 14-élément de vanne 15-piston de commande
 16-garniture de vanne 17-corps d'injecteur 18-aiguille 19-injecteur 20-écrou de serrage de l'injecteur
 21-goupille de serrage spirale 22-pièce de pression 23-ressort d'appui 24-rondelle de compression 25-bille
 26-axe d'induit 27-rondelle d'induit 28-bague de réglage 29-vis de serrage 30-ressort d'induit 31-plateau
 d'induit 32-rondelle de sécurité 33-ressort de vanne 34-conduite de retour du carburant 39-chambre
 41-gicleur d'ouverture de l'injecteur 42-gicleur de réalimentation 43-chambre de commande 44-raccord
 haute pression

Figure A1.8 Principe de fonctionnement de l'électro-injecteur

ANNEXE 2

Electronique de commande

Cette électronique réalise trois fonctions : la première assure le pilotage et la régulation de la pression dans le rail par l'intermédiaire de l'électrovanne de régulation fixée sur la pompe d'injection, la deuxième gère le pilotage de l'électro-injecteur pour simple, double ou triple injection alors que la troisième synchronise les différents composants du dispositif expérimental.

Pilotage et régulation de la pression d'injection

Cette électronique régule la pression dans le rail en agissant sur une électrovanne montée sur la pompe haute pression. D'après son principe de fonctionnement (cf. annexe 1), l'électrovanne nécessite un courant variable créé par des cycles (modulation d'impulsions en largeur MIL). Pour cela, ce boîtier électronique comporte deux composants :

- Un modulateur d'impulsions en largeur permet la génération de créneaux suivant un rapport cyclique d'ouverture (RCO) de l'électrovanne dans la plage de 5 à 95 %.
- Un contrôleur PID modifie le RCO tout en comparant la valeur de la pression prédéfinie par l'utilisateur à celle mesurée par le capteur de pression (fig. A2.1, composant 8) installé entre le rail et l'entrée du porte injecteur.

Pour la configuration du contrôleur PID, nous avons réalisé des mesures de la variation de la pression rail en fonction du temps de réponse de l'électrovanne de régulation.

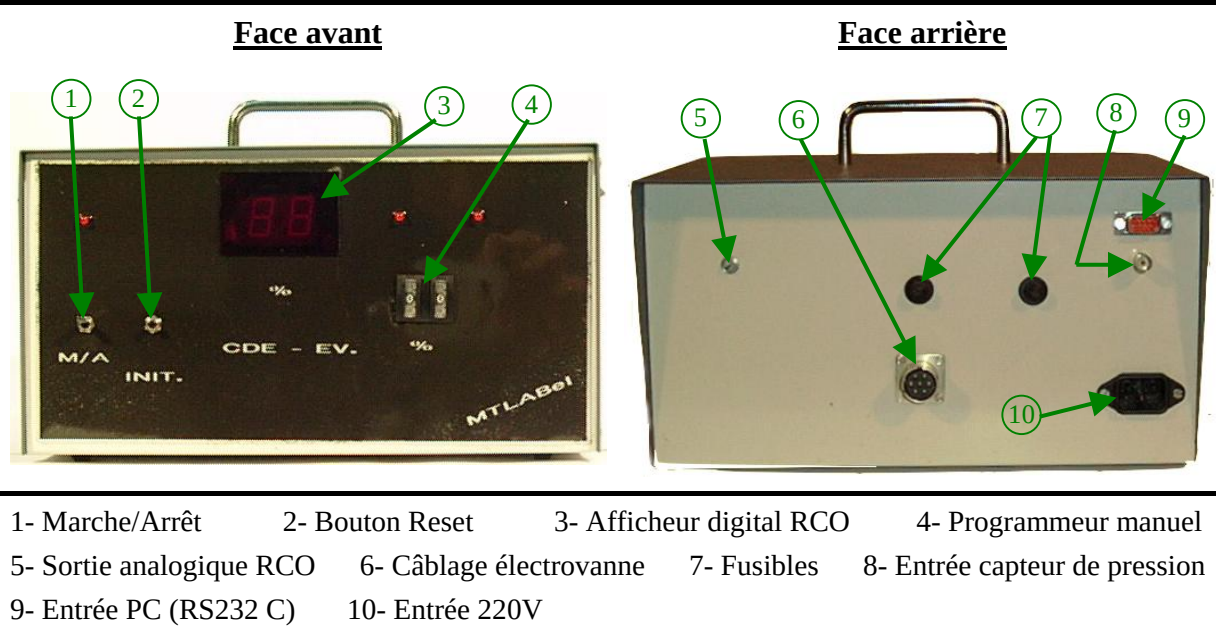


Figure A2.1 Boîtier de pilotage et régulation de la pression rail

Les données de pression sont chargées sur un microcontrôleur PIC16F874 soit manuellement (fig. A2.1, composant 4) ou par port série (RS232 C) depuis un ordinateur (fig. A2.1, composant 9).

Alimentation séquentielle de l'électro-injecteur

Ce composant permet l'alimentation en puissance de la bobine de l'électro-injecteur en simple, double ou triple impulsion selon des retards et des durées (fig. A2.2) convenablement choisis par l'utilisateur. Pour cela, elle intègre 6 circuits électroniques réalisés par des compteurs rapides 74F579 de 8 bits sur une base de temps de 10 MHz : trois circuits de retard R_i sur 24 bits (3 compteurs rapides par circuit) et trois circuits de durée D_i sur 16 bits (2 compteurs rapides par circuit). Les paramètres de retard et de durée sont chargés sur un microcontrôleur PIC16F874 par port série (fig. A2.3, composant 6) depuis un ordinateur.

Le déclenchement de l'injection peut se faire manuellement (fig. A2.3, composant 5) ou via un signal TTL externe (fig. A2.3, composant 6). Le top du signal d'excitation de l'électro-injecteur (fig. A2.3, composant 12), déclenche un signal TTL 0-5V (fig. A2.3, composant 7) qui servira au déclenchement des voies du séquenceur de synchronisation qui sera décrit dans la suite.

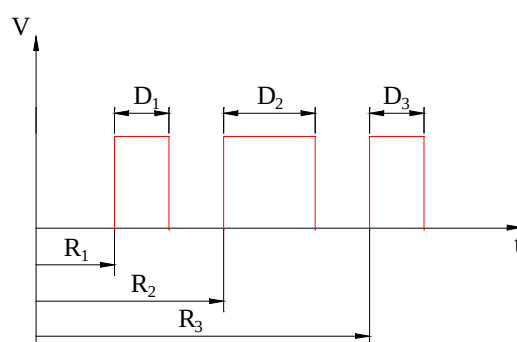


Figure A2.2 Exemple de définition des retards (R_i) et durées (D_i) pour une double injection

Séquenceur de synchronisation

Le rôle de cet appareil est de synchroniser le déclenchement de l'injection avec les systèmes de diagnostic (caméra, Laser pulsé, débitmètre...) et d'acquisition de données. Il est constitué d'une carte compteur Keithley KPCI 3140 comportant 4 sorties digitales (signaux TTL 0-5V) ayant une résolution de 16 bits sur une base de temps de 40 MHz et une sortie d'impulsion TTL qui ne peut être déclenchée que par software. Les retards (par rapport à une même référence) et les durées des signaux TTL générés par ces 4 voies, sont programmables indépendamment et ils peuvent être déclenchés soit en interne par software soit en externe par un signal TTL.

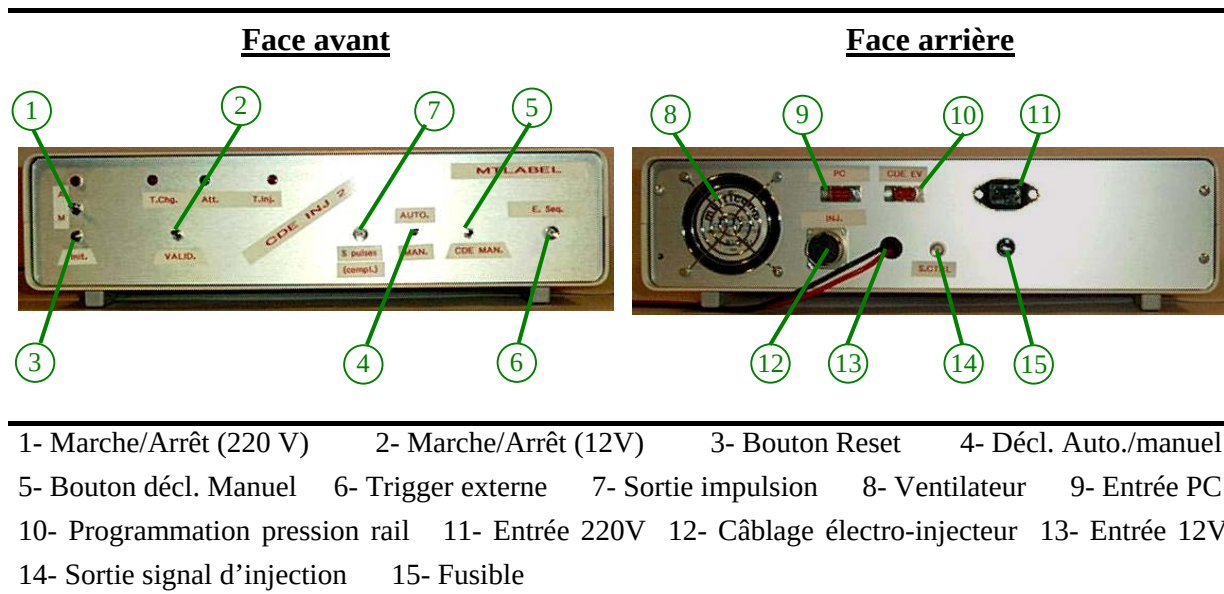


Figure A2.3 Boîtier d'alimentation séquentielle de l'électro-injecteur

Pour cela, sur le boîtier du séquenceur (fig. A2.4), un commutateur (fig. A2.4, composant 2) permet de sélectionner le type de déclenchement interne ou externe. En mode de déclenchement interne, le séquenceur déclenche automatiquement la sortie d'impulsion TTL (fig. A2.4, composant 7) et les 4 voies de synchronisation (fig. A2.4, composants 8 et 9). Ce mode de déclenchement n'a été utilisé que pour des cas de tests de matériel. En mode de déclenchement externe, le séquenceur déclenche la sortie « **impulsion TTL** » (fig. A2.4, composant 7), reliée à l'entrée « Trigger externe » du boîtier d'alimentation séquentielle de l'injecteur (fig. A2.3, composant 6), et se met en attente d'un signal TTL externe (sur le composant 3 de la figure A2.4), en provenance de la commande d'injection (fig. A2.3, composant 7), pour déclencher les 4 voies du séquenceur selon les retards et les durées prédéfinis et par rapport à une référence temporelle fixée par un retardateur (fig. A2.4, composant 6) au pas d'une milliseconde (microcontrôleur SCENIX, à 66 MHz). Sur la figure A2.5, nous présentons un schéma du principe de fonctionnement en mode externe. La répétition du déclenchement de synchronisation, suivant une fréquence prédéfinie, est gérée par software.

Le mode de fonctionnement en déclenchement externe permet d'avoir une parfaite précision, de l'ordre de quelques nanosecondes, sur la synchronisation et la reproductibilité des signaux de déclenchement électronique. Dans le cadre de notre étude, nous l'avons toujours utilisé durant les mesures.

A noter que la vérification de la précision fournie par cette électronique, a été faite sur un oscilloscope ayant une fréquence d'échantillonnage de 100 MHz, ce qui est équivalent à un temps de réponse de 10 ns.

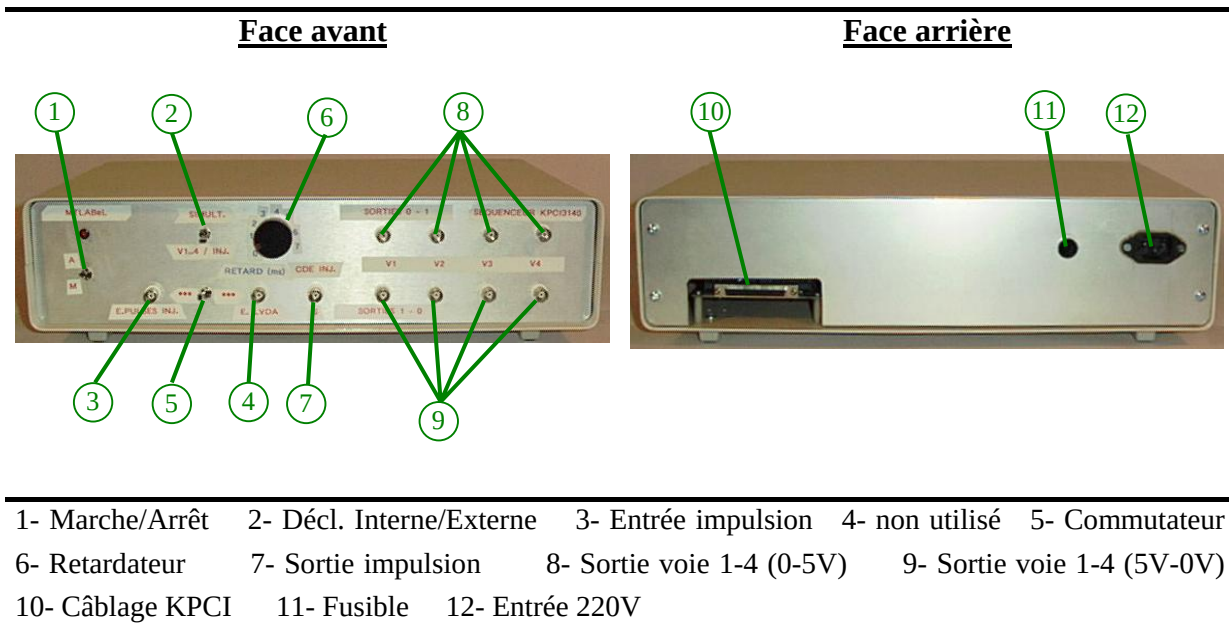


Figure A2.4 Boîtier du séquenceur de synchronisation

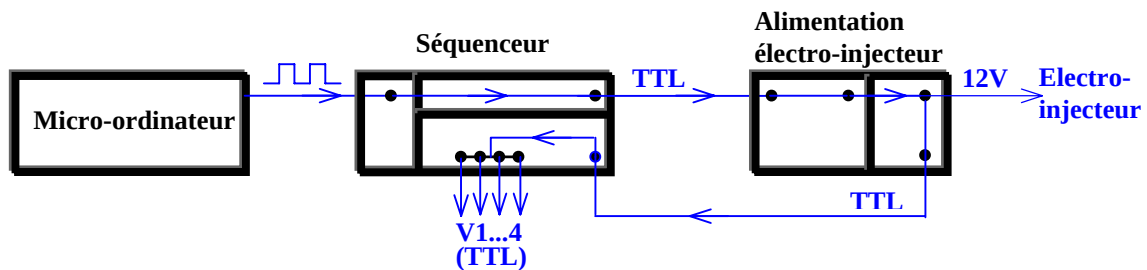


Figure A2.5 Principe de fonctionnement du séquenceur en mode externe

ANNEXE 3

Eléments de la théorie de Mie et de la diffusion Rayleigh

Vers 1864, Maxwell décrit la propagation des ondes électromagnétiques au sein de la matière. En 1871, Rayleigh fut le premier à proposer une théorie décrivant le phénomène de diffusion générée par des particules de très petites tailles. Il faut attendre 1908 pour que Lorenz et Mie proposent, à leur tour, une formulation analytique de la diffusion lumineuse, par une particule de forme sphérique, mais cette fois généralisée à tous les diamètres. Le principe physique peut être décrit en quelques mots de la manière suivante :

Lorsqu'un rayonnement électromagnétique illumine un obstacle quelconque, les charges électriques se mettent à vibrer. Ces oscillations, formant des moments dipolaires, émettent alors, dans toutes les directions, un rayonnement secondaire qui constitue le flux diffusé. Si cet obstacle est une particule isotrope, la distribution d'énergie présentera de plus une symétrie par rapport à la direction incidente.

La diffusion dans tout l'espace n'apparaît que dans des milieux présentant des discontinuités d'indice de réfraction complexes (hétérogénéité de l'organisation atomique de la matière). Ainsi, si la longueur d'onde est grande devant ces discontinuités, le milieu semble homogène pour l'onde incidente. Par ailleurs, la taille de la particule « d » vis-à-vis de la longueur d'onde incidente « λ » a une importance capitale. On distingue pour cela trois ordres de grandeur caractéristiques d'un paramètre adimensionnel « a », appelé paramètre de taille et défini par :

$$a = \frac{2 \cdot \pi \cdot d}{\lambda} \quad \text{E(A3.1)}$$

Pour « a » inférieur à 0,2 : la théorie de Mie coïncide tout à fait avec la théorie de Rayleigh. La distribution d'énergie diffusée est indépendante de l'indice complexe (donc de la nature) et de la taille de la particule.

Pour « a » supérieure à 300 : les lois de l'optique géométrique (lois de réflexion, réfraction et de diffraction) suffisent à décrire les phénomènes (approximation de la théorie de Mie).

Pour « a » compris entre 0,2 et 300 : la théorie de Mie est nécessaire et la diffusion est directement liée à la taille et à l'indice complexe de la particule.

La théorie de la diffusion généralisée, proposée par Mie et applicable à une particule isotrope, découle de la résolution en coordonnées sphériques des équations de propagation des ondes électromagnétiques plus connues sous le nom d'équations de Maxwell. En combinant

mathématiquement ces équations pour un milieu électrique neutre, on montre (Lauterborn et al. 1995) que les composantes « u » des champs électriques ou magnétiques doivent vérifier l'équation d'onde suivante :

$$\nabla^2 u - \sigma \mu \frac{\partial u}{\partial t} - \varepsilon \mu \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = 0 \quad \text{E(A3.2)}$$

Où les coefficients $\sigma(\Omega^{-1})$, $\mu(\text{H.m}^{-1})$ et $\varepsilon(\text{F.m}^{-1})$ sont respectivement la conductance, la perméabilité magnétique et la permittivité magnétique du milieu.

L'originalité des résultats de Mie (Durget, 1996), consiste à résoudre cette équation d'onde E(A3.2) en coordonnées sphériques et en considérant que les fronts d'onde sont plans (onde incidente plane et distance d'observation très grande devant la taille de la particule). Résolues grâce aux conditions aux limites d'une particule sphérique, il est alors possible de caractériser le flux diffusé, tant par sa distribution d'énergie dans l'espace, que dans sa nature. En effet, au terme d'une démarche mathématique longue, il est montré que l'intensité diffusée « $I(\alpha)$ », à un angle « α » par rapport à la direction incidente, est directement proportionnelle à l'intensité incidente « I » :

$$I(\alpha) = I_n(\alpha) \cdot I \quad \text{E(A3.3)}$$

« $I_n(\alpha)$ » représente la distribution d'énergie diffusée, par unité d'intensité incidente. Elle est fonction de l'indice de réfraction du milieu, du paramètre de taille « a » E(A3.1) et de l'angle d'incidence « α » (figure A3.1).

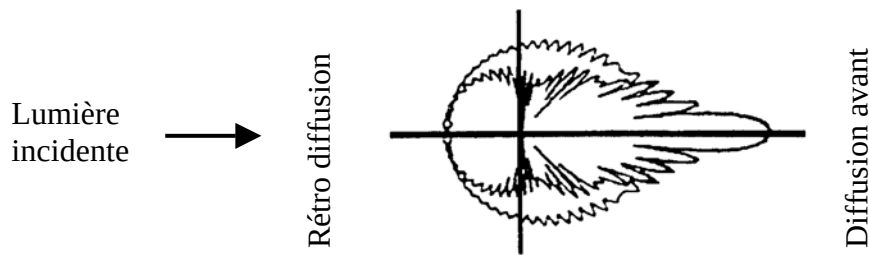


Figure A3.1 indicatrice de diffusion I_n (parties réelle et imaginaire), en coordonnées polaires logarithmiques, pour un paramètre de taille « a » compatible avec la théorie de Mie.

Dans le cas de la diffusion Rayleigh, la distribution angulaire de l'intensité diffusée (Mondelain, 2001), pour une lumière incidente polarisée, est très simple (Fig. A3.2).

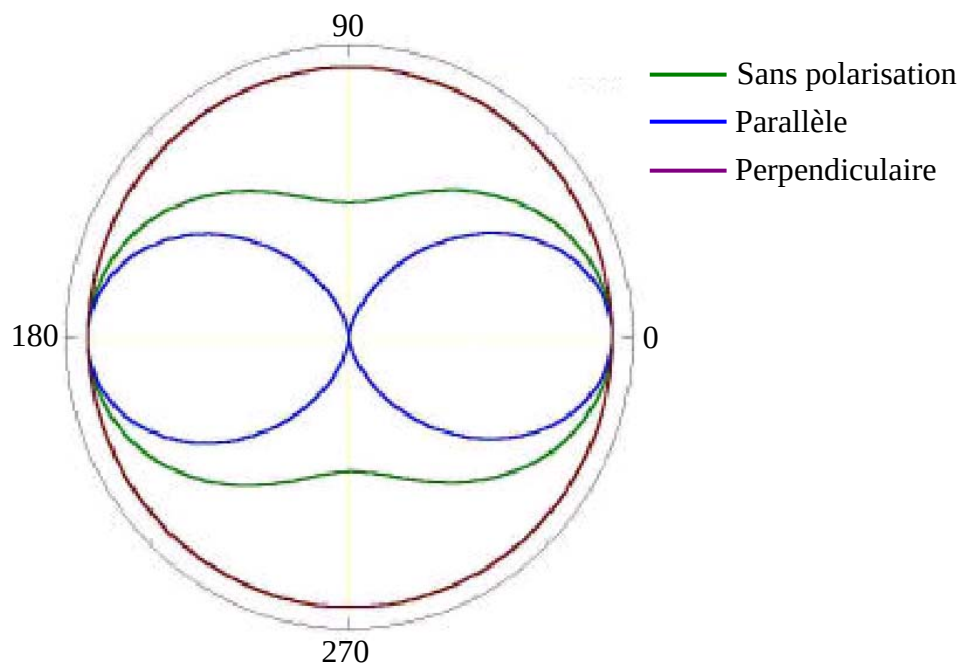


Figure A3.2 Distribution angulaire normalisée de la diffusion Rayleigh pour des polarisations incidentes parallèle ou perpendiculaire ainsi que pour une lumière incidente non polarisée.

ANNEXE 4

Propriétés de l'huile ISO 4113

Pour l'interprétation du phénomène de cavitation dans les orifices d'injection, nous avons recours à plusieurs paramètres et grandeurs physiques (comme le nombre de cavitation, la vitesse de l'écoulement, le nombre de Reynolds, la pression de l'écoulement ...) qui dépendent des propriétés de l'huile (comme la densité, la viscosité, la pression de vapeur, la vitesse du son ...).

Pour cela, nous détaillons dans ce qui suit les méthodes et les équations que nous avons adoptées pour la détermination des caractéristiques physiques de l'huile dont certaines varient durant l'injection en fonction de la température et de la pression.

A4.1. Densité de l'huile

Dans la littérature, plusieurs études se sont intéressées à la densité du gazole (Yamaoka et al. 1973, Sobel et al. 1987, Marcic et al. 1985, Varde 1989).

Becchi (1971), Matsuoka et al. (1976) et Dobovisek (1984) ont constaté que le choix d'une densité de gazole constante entraîne une erreur importante sur le débit injecté. Une étude récente (Rodriguez-Anton et al., 2000) a établi une loi empirique permettant le calcul de la densité de différents hydrocarbures parmi lesquels l'huile ISO 4113. D'après cette étude, la densité est donnée par l'expression suivante :

$$\rho(p, t) = \frac{C_1 + C_2(t - 15) + C_3(t - 15)^2}{1 - C_4 \ln\left(\frac{C + p}{C + 0.1}\right)} \quad \text{E(A4.1)}$$

$$\text{où } C = C_5 e^{-C_6(t-15)}$$

Pour l'huile ISO 4113, les constantes sont les suivantes :

$$C_1 = 829.168 \text{ (la densité de l'huile à pression atmosphérique } p_o \text{ et } 15^\circ\text{C)}$$

$$C_2 = -0,72274$$

$$C_3 = 5,824 \cdot 10^{-4}$$

$$C_4 = 8,532 \cdot 10^{-2}$$

$$C_5 = 117,4831$$

$$C_6 = 5,532 \cdot 10^{-3}$$

Les auteurs garantissent un écart type entre la mesure et leur modèle inférieur à 0,23 ‰. La densité de l'huile ISO 4113 résultant de l'équation E(A4.1) est tracée sur la Figure A4.1 en fonction de la pression à différentes températures. Sur cette figure, on voit bien que la densité augmente avec l'augmentation de la pression et avec la diminution de la température.

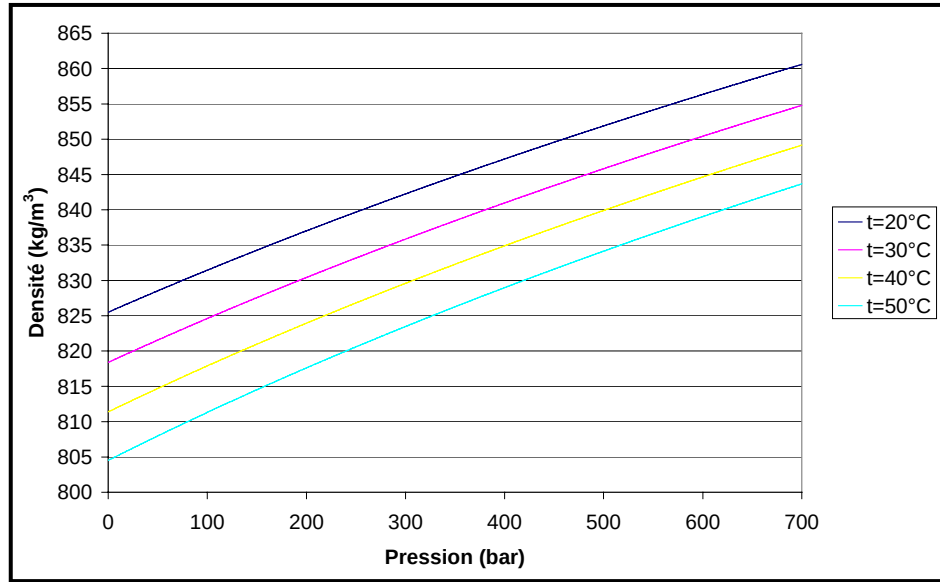


Figure A4.1 Densité de l'huile ISO 4113 en fonction de la pression (Rodriguez-Anton et al., 2000)

A4.2. Viscosité de l'huile

La viscosité est fortement affectée par la température et la pression de l'huile (Kouzel 1965, Rodriguez-Anton et al. 2000). Dans cette étude, pour le calcul de la viscosité, nous avons adopté des expressions mathématiques et des modèles empiriques établis par des études antérieures. Kouzel (1965) propose une expression de la viscosité dynamique garantissant une erreur inférieure à 8 % pour des pressions atteignant 70 MPa :

$$\mu(p, t) = \mu_o(p_o, t) \exp \left[\frac{p}{10^4} (7.9718 + 37.27967 \mu_o^{0.278}) \right] \quad \text{E(A4.2)}$$

où μ_o représente la viscosité dynamique à pression atmosphérique p_o et à la température t

Rodriguez-Anton et al. (2000) ont établi une expression empirique de la viscosité cinématique, à pression atmosphérique p_o , en fonction de la température :

$$\nu_o(p_o, t) = C_1 \cdot (t + C_2)^{-1.85} \quad \text{E(A4.3)}$$

Pour l'huile ISO 4113, les constantes sont les suivantes :

$$C_1 = 0,01322 \quad C_2 = 62,2$$

Les auteurs estiment une erreur inférieure à 1,05 %.

Les viscosités cinématiques et dynamiques sont liées par l'équation suivante :

$$\nu(p,t) = \frac{\mu(p,t)}{\rho(p,t)} \quad \text{E(A4.4)}$$

$$\text{E(A4.3) et E(A4.4)} \Rightarrow \mu_o(p_o,t) = C_1 \cdot \rho_o(p_o,t) \cdot (t+C_2)^{-1,85} \quad \text{E(A4.5)}$$

E(A4.2), E(A4.4) et E(A4.5) $\Rightarrow$

$$\nu(p,t) = \frac{C_1 \cdot \rho_o(p_o,t) \cdot (t+C_2)^{-1,85}}{\rho(p,t)} \exp \left[\frac{p}{10^4} (7.9718 + 37.27967 \mu_o^{0.278}) \right] \quad \text{E(A4.6)}$$

$\rho_o(p_o,t)$ et $\rho(p,t)$ sont calculées d'après l'équation E(A4.1)

La viscosité cinématique de l'huile ISO 4113 résultant de l'équation E(A4.6) est tracée sur la figure A4.2 en fonction de la pression à différentes températures. Sur cette figure, on voit bien que cette viscosité augmente avec l'augmentation de la pression et avec la diminution de la température.

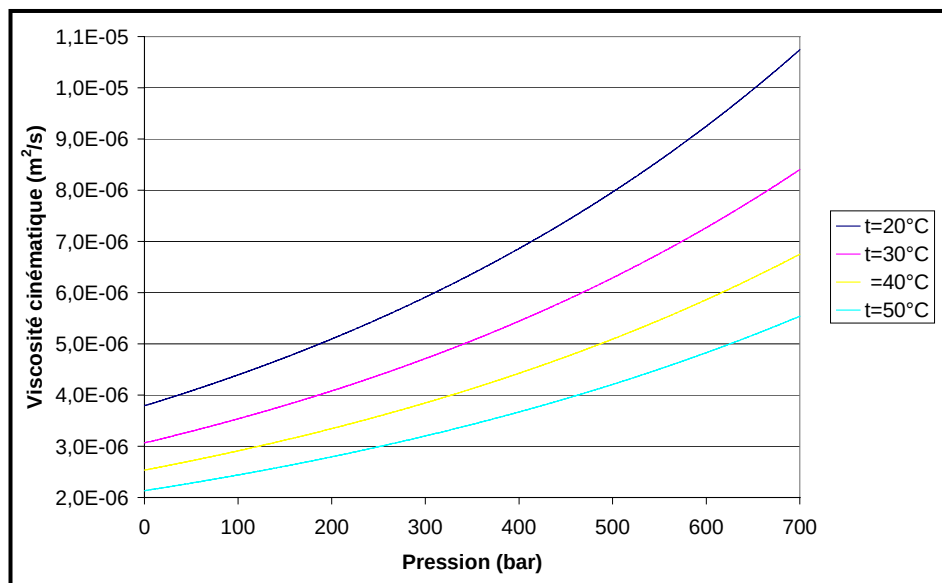


Figure A4.2 Viscosité cinématique de l'huile ISO 4113 en fonction de la pression

A4.3. Autres propriétés

Certaines propriétés ont moins d'influences sur l'erreur qu'ils peuvent entraîner sur nos résultats (comme la pression de vapeur). D'autres ne sont pas directement utilisées pour nos calculs mais nous permettent de valider une mesure (mesure de la pression sac qui se propage à la vitesse du son) ou d'apporter une éventuelle interprétation aux phénomènes physiques

que l'on cherche à comprendre (composition chimique de l'huile ISO 4113). Pour cela, la connaissance de ces propriétés est importante.

Pression de vapeur

Comparée aux hautes pressions dans les systèmes d'injection, certains auteurs considèrent que la pression de vapeur est proche de la pression atmosphérique. Ce qui est vrai dans la réalité, cependant, l'utilisation des valeurs réelles ne complique pas le calcul.

La pression de vapeur est liée à la température par l'expression suivante (Rodriguez-Anton et *al.* 2000) :

$$P_v = C_1 \cdot e^{\frac{C_2}{T}} \quad \text{E(A4.7)}$$

Pour l'huile ISO 4113, les constantes sont les suivantes :

$$C_1 = 112363 \quad C_2 = -122,6322$$

Ainsi, dans l'équation E(A4.7), nous avons remplacé T par la température t_s mesurée dans le sac.

Vitesse du son

Dans un fluide incompressible, l'onde de pression se propage à la vitesse du son. Pour cela, une grande vitesse du son entraîne un faible décalage temporaire entre la pression sac et son point de mesure.

La vitesse du son est calculée d'après l'équation suivante :

$$a = \sqrt{\frac{B}{\rho}} \quad \text{E(A4.8)}$$

où B est le module de Bulk calculé d'après l'équation proposée par Garcia et al. (1993, 1994) :

$$B(p) = C_1 \cdot (p - p_{sp}(t))^{C_2} \quad \text{E(A4.9)}$$

$$\text{avec } p_{sp} = C_3 + C_4 \cdot t \quad \text{E(A4.10)}$$

Pour l'huile ISO 4113, les constantes sont les suivantes (Rodriguez-Anton et *al.* 2000) :

$$C_1=2219112$$

$$C_2=0,9086$$

$$C_3=-1260$$

$$C_4=6$$

La vitesse du son dans l'huile ISO 4113 résultant des équations E(A4.8) et E(A4.9) est tracée sur la figure A4.3 en fonction de la pression à différentes températures. Sur cette figure, on voit bien que cette vitesse augmente avec l'augmentation de la pression et avec la diminution de la température. Et pour des pressions qui varient entre 1 et 500 bar (plage de pressions mesurées dans le sac dans le cadre de cette étude), la vitesse du son varie entre 1200 et 1500 m/s.

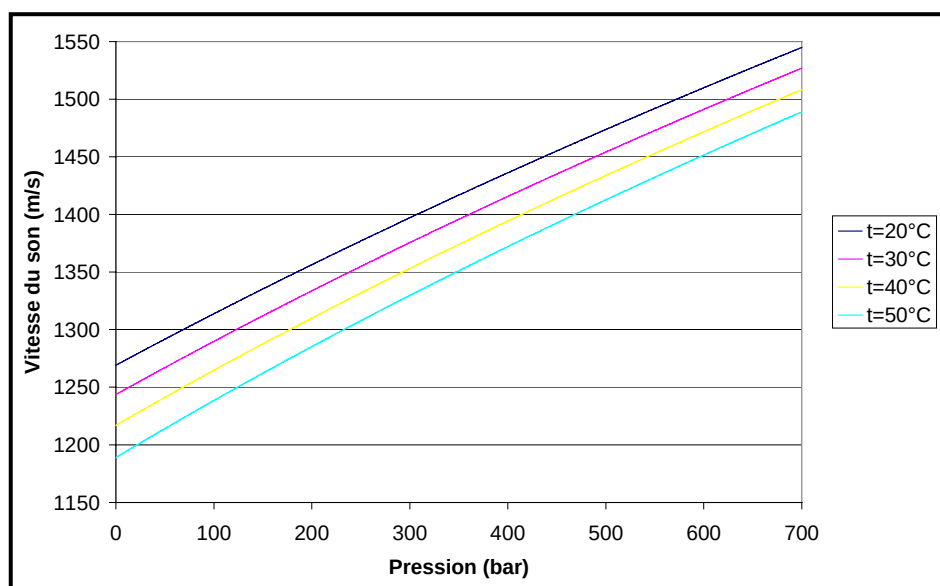


Figure A4.3 Vitesse du son dans l'huile ISO 4113 en fonction de la pression et de la température

Compressibilité de l'huile

Les effets de compressibilité sur les variations de débit et de pression ne peuvent pas être négligés. Pour cela, nous présentons sur la figure A4.4 les variations de la compressibilité en fonction de la pression et de la température. La compressibilité est l'inverse du module de Bulk calculé d'après les équations E(A4.9) et E(A4.10).

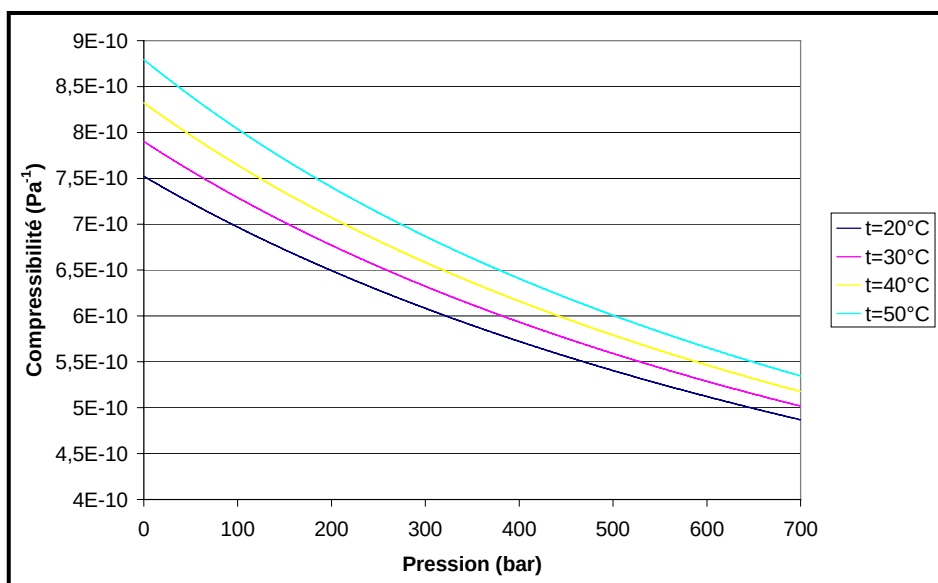


Figure A4.4 Compressibilité de l'huile ISO 4113 en fonction de la pression

Composition de l'huile ISO 4113

L'analyse de l'huile a été faite dans le but de déterminer les composés volatils qui peuvent favoriser le déclenchement et le développement de la cavitation dans l'écoulement. Cette analyse a été réalisée au laboratoire SRMA.

La détermination des composés volatils de l'huile est effectuée suivant la technique d'analyse thermogravimétrique couplée à la technique chromatographique.

L'analyse thermogravimétrique consiste à prendre un échantillon de 16,14 g et de le faire monter en température de 20°C à 200°C à la vitesse de 5°C/mn puis le maintenir à 200°C pendant 10mn après lesquelles 97 % de l'huile sont piégés sur un tube de charbon actif disposé en sortie de la chambre d'analyse. Les composés volatils piégés dans ce tube sont analysés par chromatographie gazeuse couplée à la spectrométrie infrarouge.

Cette analyse montre que l'huile contient une certaine quantité de gaz carbonique CO₂ (fig. A4.5). Nous remarquons aussi, que 50 % des composés volatils sont des hydrocarbures aliphatiques en C₁₂ et C₁₃. Le reste des composés volatils sont des alcanes compris entre C₁₄ et C₂₂, centrés en C₁₈.

Aussi, la connaissance de la composition de cette huile nous permettra de déduire l'évolution de sa tension superficielle en fonction de la température, ceci par l'application du modèle élaboré par Dechoz en 2002. Cet auteur a proposé un modèle généralisant celui de Van der Waals selon l'approche semi-empirique de Carey.

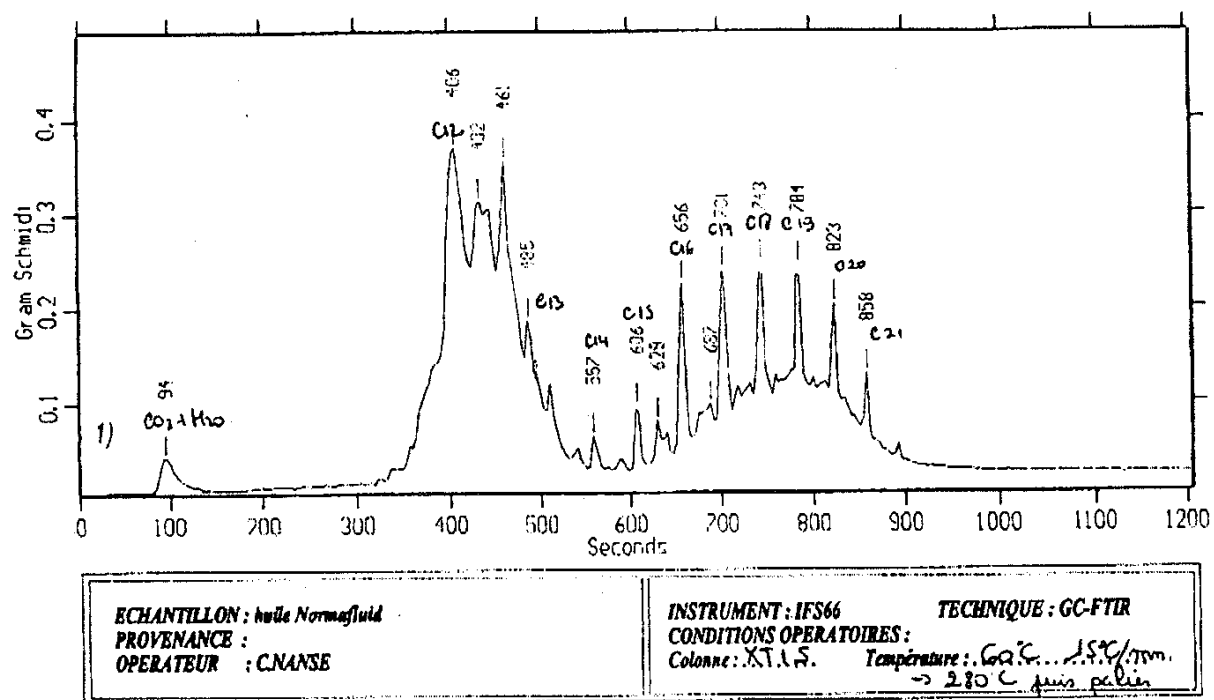
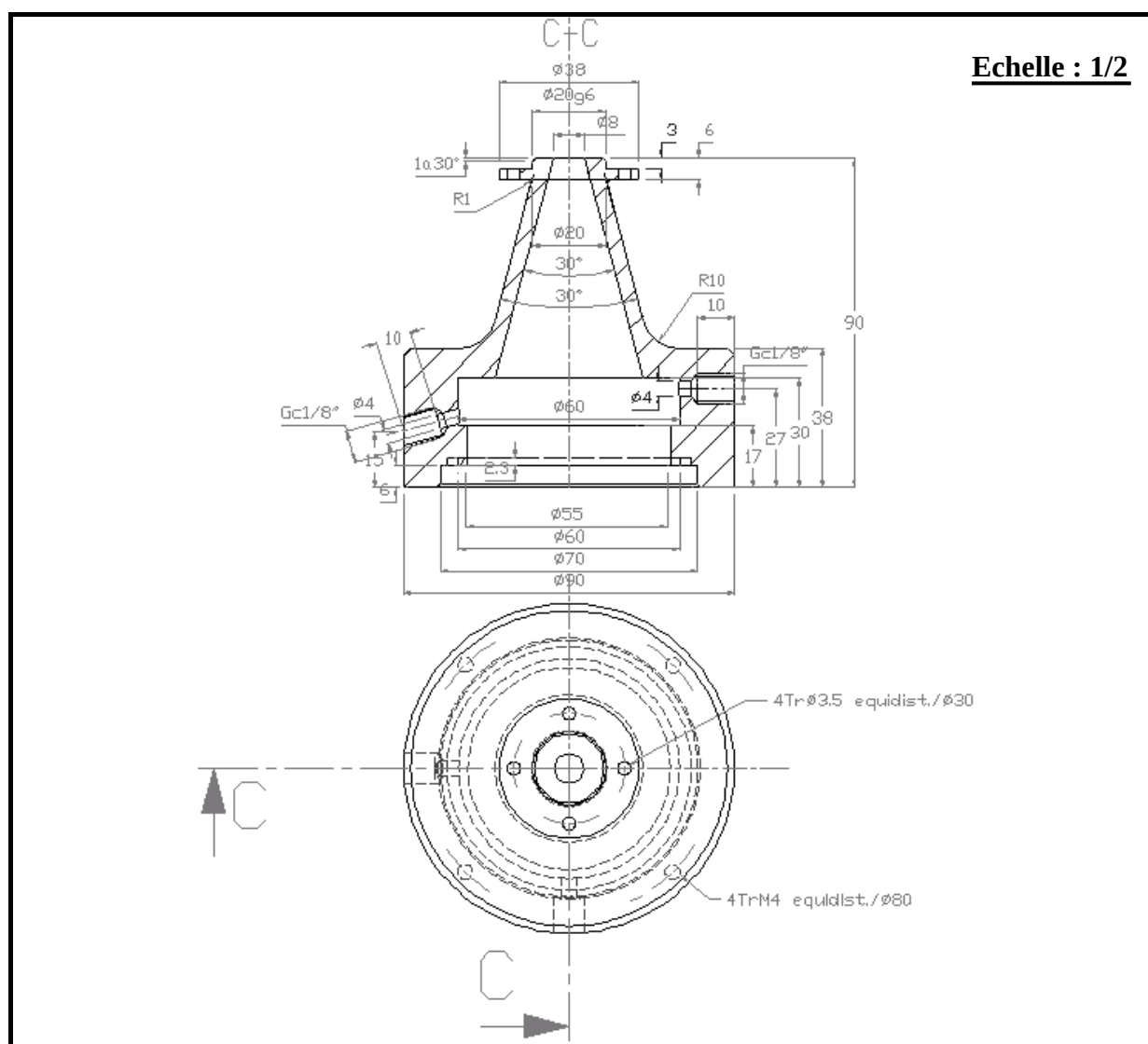


Figure A4.5 Composition de l'huile ISO 4113 (Existence de CO₂)

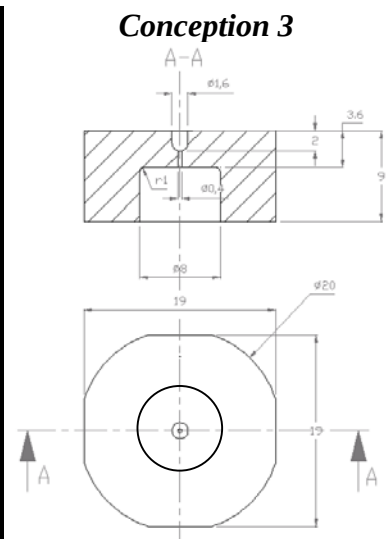
ANNEXE 5

Plans mécaniques

A4.1. Chambre de contre-pression



Echelle : voir les cotes sur les dessins



RESUME

La nécessité de diminuer la pollution automobile conduit à rechercher une meilleure gestion du mélange air-carburant et donc de l'injection. Ce travail s'inscrit dans ce cadre. Il constitue une contribution à la caractérisation expérimentale de la cavitation qui se développe dans des écoulements de liquide à grande vitesse dans de petits orifices.

Un écoulement périodique sous haute pression (300 à 700 bar), est produit par le système d'injection, à travers des orifices de diamètres 0,3 à 0,4 mm, débouchant dans une chambre pressurisée (1 à 40 bar) à la température ambiante. L'étude de la cavitation est réalisée au moyen d'un couplage de mesures physiques (levée d'aiguille, pressions, températures et débit) et de diagnostics optiques (ombroscopie et tomographie Laser) suivis de traitement et analyse d'images.

Les mesures de pression et de température dans le sac d'un injecteur "métallique" associées aux mesures de débit injecté ont permis de calculer les nombres de cavitation et de Reynolds instantanés durant les cycles d'injection. Alors que, les diagnostics optiques permettent de connaître la distribution de la probabilité d'existence de cavitation dans un orifice d'injection "transparent" ainsi que le taux de cavitation. La corrélation des résultats de toutes ces mesures montre que l'écoulement dans l'orifice devient quasi-stationnaire au delà d'environ trois quarts de la levée maximale de l'aiguille.

Une expression empirique du coefficient de décharge dans l'orifice d'injection a été établie d'après les mesures physiques. Ce coefficient diminue avec l'augmentation du nombre de cavitation alors qu'il augmente linéairement en fonction du nombre de Reynolds.

La cavitation se déclenche à l'entrée de l'orifice d'injection et s'étale sous forme d'un film au voisinage de la paroi. Le moindre défaut de géométrie de l'injecteur introduit une forte dissymétrie de la cavitation. Le taux de cavitation augmente en même temps que le nombre de cavitation alors qu'il diminue avec l'augmentation du nombre de Reynolds. Les taux de cavitation maximaux sont atteints durant les phases transitoires. Pendant celles-ci le film de cavitation s'épaissit par rapport à la phase quasi-stationnaire.

Mots clés : Cavitation, Injection Diesel haute pression, Injecteur transparent, Ombroscopie, Tomographie Laser, Traitement d'images, Taux de cavitation, Coefficient de décharge.

ABSTRACT

The need for decreasing automobile pollution lead to seek a better management of the air-fuel mixture and thus of the fuel injection. This work lies within this scope. It constitutes a contribution to the experimental characterisation of the cavitation existing in high speed flows inside the injection nozzle.

A periodic flow under high pressure (300 to 700 bar), is produced by the injection system of injection, through orifices of diameters 0,3 to 0,4 mm, emerging in a pressurised back pressure chamber (1 to 40 bar) at the ambient temperature. The study of cavitation is carried out by coupling physical measurements (needle lift, pressures, temperatures and flow rate) and optical diagnostics (Shadowgraphy and Laser Tomography) followed by a treatment and images analysis.

Measurements of pressure and temperature in the sac of a "metallic" injector combined with the measurements of flow rate, enabled to calculate the instantaneous cavitation and Reynolds numbers during the injection cycles. Then, the optical diagnostics allow to know the distribution of the probability of the cavitation existence in a "transparent" injection orifice as well as the rate of cavitation. The correlation of the results of all these measurements shows that the flow in the orifice becomes quasi-stationary beyond approximately three quarters of the maximum needle lift.

An empirical expression of the discharge coefficient in the injection orifice was established according to physical measurements. This coefficient decreases with increasing the cavitation number and it increases linearly with the Reynolds number.

Cavitation starts at the entry of the injection orifice and is spread out in the form of a film wall. The least defect of nozzle geometry introduces a strong dissymmetry of the cavitation. The rate of cavitation increases at the same time as the cavitation number and it decreases with increasing in the Reynolds number. The maximum rates of cavitation are reached during the transient phases. During those the film of cavitation gets thicker than in the quasi-steady phase.

Key words: Cavitation, High Pressure Diesel Injection, Transparent Injector, Shadowgraphy, Laser Tomography, Image processing, Rate of cavitation, Discharge coefficient.