

Impact des stratégies d'injection double sous différentes
pressions sur un moteur à allumage commandé à injection
indirecte à l'essence

par

Jean-François LAFONTAINE

MÉMOIRE PRÉSENTÉ À L'ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE
COMME EXIGENCE PARTIELLE À L'OBTENTION DE LA MAÎTRISE
AVEC MÉMOIRE EN GÉNIE MÉCANIQUE
M. Sc. A.

MONTRÉAL, LE 20 JANVIER 2022

ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE
UNIVERSITÉ DU QUÉBEC



Jean-François Lafontaine, 2022



Cette licence [Creative Commons](https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/) signifie qu'il est permis de diffuser, d'imprimer ou de sauvegarder sur un autre support une partie ou la totalité de cette œuvre à condition de mentionner l'auteur, que ces utilisations soient faites à des fins non commerciales et que le contenu de l'œuvre n'ait pas été modifié.

PRÉSENTATION DU JURY

CE MÉMOIRE A ÉTÉ ÉVALUÉ

PAR UN JURY COMPOSÉ DE :

M. Patrice Seers, directeur de mémoire
Département de génie mécanique à l'École de technologie supérieure

M. Stéphane Hallé, président du jury
Département de génie mécanique à l'École de technologie supérieure

M. Christian Belleau, membre du jury
Département de génie mécanique à l'École de technologie supérieure

IL A FAIT L'OBJET D'UNE SOUTENANCE DEVANT JURY ET PUBLIC

LE 11 JANVIER 2022

À L'ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE

REMERCIEMENTS

Mes premiers remerciements, je les remets à mon directeur de recherche, Patrice Seers, qui a toujours su être présent afin de répondre à mes questions et me soutenir dans mon cheminement et ce, malgré la pandémie qui nous a tous et toutes touchés. Même si j'ai dû changer complètement de projet après un an, il a su me présenter un projet tout aussi intéressant, sinon plus, ce qui m'a apporté beaucoup de connaissances ainsi qu'une méthode de travail qui me serviront le reste de mes jours.

J'aimerais également remercier Pascal Tétrault sans qui je n'aurais su pousser mon projet si loin. Ses connaissances élargies m'ont permis, à maintes reprises, de rendre un problème qui me semblait parfois complexe en une solution simple. Je lui suis très reconnaissant de son temps passé à me donner un coup de main lors de mes prises de mesures malgré son travail qui prenait du retard de son côté. Aussi, je le remercie pour nos conversations, parfois controversées, qui ont animé des journées décourageantes. Bref, je n'ai pas seulement rencontré un collègue brillant, mais aussi un ami, merci.

J'aimerais remercier le personnel de soutien de l'ÉTS qui a été présent tout au long de ma maîtrise. Mes remerciements à Michel Orsini pour ses conseils judicieux concernant l'aspect mécanique et l'usinage de mon projet ainsi qu'à sa patience malgré les intempéries que j'ai rencontrées avec l'arrivée de ce fameux moteur. Merci également à Michel Drouin qui m'a accordé son temps lorsque j'avais besoin de conseils et d'équipement sur des montages électriques et sur l'électronique ainsi qu'à son calme et ses nombreux encouragements. Je veux également remercier Joël qui a été présent lorsque j'ai eu besoin d'appareils de mesure ainsi qu'à l'après-midi qu'il a passé avec moi afin de mettre le moteur de niveau avec le dynamomètre.

Finalement, j'aimerais remercier ma famille. Je remercie mes parents pour la chance qu'ils m'ont donnée de me rendre où je suis aujourd'hui ainsi qu'à l'éducation qu'ils m'ont apportée. Dire que mon choix de carrière a commencé par une passion pour la course automobile, une

passion dans laquelle mes parents m'ont toujours soutenu. Ils m'ont également supporté tout au long de mes études à pousser plus loin. Un merci à mon père, Fernand, pour m'avoir écouté lorsque je lui racontais l'avancement de mon projet et les embûches que je rencontrais. Je remercie ma mère, Odette, pour sa tendresse et ses encouragements lorsque mon projet n'avancait pas comme je l'espérais ainsi qu'à nos conversations dans la voiture sur le chemin du retour de Montréal le soir après notre journée. Merci à ma sœur, Amélie, ainsi qu'à son copain, Vincent, pour leur écoute même lorsque je leur parlais de mon projet et que ça semblait être dans une autre langue.

IMPACT DES STRATÉGIES D'INJECTION DOUBLE SOUS DIFFÉRENTES PRESSION SUR UN MOTEUR À ALLUMAGE COMMANDÉ À INJECTION INDIRECTE À L'ESSENCE

Jean-François LAFONTAINE

RÉSUMÉ

Les moteurs à allumage commandé à injection indirecte sont encore largement utilisés dû à son faible coût de production et à ses faibles émissions de particules comparées aux moteur à injection directe. Des études ont montré qu'en 2021, plus de 50 % des véhicules aux États-Unis étaient toujours propulsés par de l'injection indirecte. Il est donc toujours d'actualité d'optimiser ce type de moteur. Une revue de littérature a montré des essais faisant appel à l'injection double à soupape ouverte, mais aucune recherche récente semble avoir explorer l'injection double avec une portion à soupape fermée et ouverte. Dans ces circonstances, les travaux de ce mémoire s'intéresseront à l'impact des stratégies d'injection double sous différentes pression d'injection sur un moteur à allumage commandé à l'essence à injection indirecte. Afin d'y parvenir, une campagne de tests pour un point d'opération moteur a été mis en place nécessitant l'élaboration du banc d'essai d'un moteur monocylindre incluant une caméra endoscopique. Une caractérisation macroscopique des jets a montré une diminution de la pénétration du jet avec l'augmentation de la pression d'injection pour une même quantité injectée. Une caractérisation microscopique du jet complet et du jet complètement développé a été effectué. L'analyse du jet complet a révélé une diminution du SMD (*Sauter Mean Diameter*), un indicateur de taille moyenne des gouttes, entre la tête et la queue du jet démontrant l'impact réduit des forces aérodynamiques sur les gouttes de plus grande taille dû à leur inertie. L'analyse du jet complètement développé a permis d'observer une légère diminution du SMD en augmentant la pression d'injection et en diminuant la durée d'injection, jusqu'à ce que l'aspect transitoire de l'injecteur devienne trop important et que le SMD croît. Le RSF a révélé une moins grande disparité dans la distribution de la taille des gouttes en augmentant la pression d'injection et en diminuant la durée d'injection jusqu'à ce que l'aspect transitoire de l'injecteur devienne trop important, encore une fois. Toutes les stratégies d'injection montrent une excellente stabilité du moteur avec des CV_{PMEI} ne dépassant pas 1,5 %. Une diminution de la CSC allant jusqu'à 10 % est observé lors de l'augmentation de la pression d'injection due à une meilleure atomisation du carburant. Les stratégies d'injection double montre également une diminution de la CSC en profitant d'une meilleure évaporation à soupape fermée et d'un délai d'initiation de la flamme réduit à soupape ouverte. Les stratégies d'injection ne montrent pas d'impact majeur sur la combustion complètement développée sauf pour une basse pression d'injection avec une portion importante de la durée d'injection à soupape ouverte. Les émissions de CO montrent une diminution lors d'injections doubles à 3,5 bars alors qu'elles sont stables à 2 bars. Les émissions de HC sont réduites avec l'augmentation de la pression d'injection s'expliquant par une meilleure atomisation du carburant et augmentent linéairement avec la portion de la durée d'injection à soupape ouverte montrant l'importance du temps pour évaporer. Les émissions de NO_x ne sont pas affectés significativement par la stratégie d'injection employée. L'endoscope a permis une analyse qualitative des émissions de particules de suies montrant une courbe bimodale de l'intensité lumineuse des flammes de diffusion en fonction de la

VIII

position vilebrequin pour les stratégies d'injection double avec les durées d'injection les plus courtes et unimodale pour les autres. Le premier mode révèle des flammes de diffusion près de la soupape d'admission pour les stratégies avec une portion importante d'injection à soupape fermée et près de la bougie du côté de la soupape d'échappement pour celles avec une portion importante d'injection à soupape ouverte. Le mécanisme de formation principal pour le deuxième mode d'intensité se trouve à être les zones localement riches de carburant dans la phase gazeuse.

Mots-Clés : Moteur à allumage commandé, injection indirecte, injections doubles, pression d'injection, jets, gouttes, essence, endoscope, caméra endoscopique, émissions polluantes, flammes de diffusion

DUAL INJECTION STRATEGIES IMPACT UNDER DIFFERENT PRESSURE ON A GASOLINE SPARK-IGNITION PORT FUEL INJECTION ENGINE

Jean-François LAFONTAINE

ABSTRACT

Indirect injection spark-ignition engines are further expanded in use due to their low production cost and low particulate emissions compared to direct injection engines. Studies have shown that by 2021, more than 50% of vehicles in the United States were still powered by indirect injection. Therefore, it is still relevant to optimize this type of engine. A review of the literature showed trials using double open-valve injection, but no recent research seems to have explored dual injection with a closed and open valve portion. Under these circumstances, the work of this dissertation must be subjected to the impact of double injection strategies under different injection pressures on a gasoline spark-ignition port fuel injection engine. In order to achieve this, a test campaign at a specific engine operating point was set up to evaluate the test bench of a single-cylinder engine including an endoscopic camera. A macroscopic spray characterization showed a decrease in the spray penetration with the increase in injection pressure for the same quantity injected. A microscopic characterization of the entire spray and the fully developed spray was performed. Analysis of the entire spray reveals a decrease in SMD between the spray head and tail showing reduced impact of aerodynamic forces on the larger droplets due to their inertia. Fully developed spray analysis showed a slight decrease in the SMD by increasing the injection pressure and reducing the injection duration, until the transient aspect of the injector became too important and as the SMD (Sauter Mean Diameter), being an indicator of the average drop size, grows. The RSF revealed less disparity in the drops size distribution by increasing the injection pressure and decreasing the injection time until the transient aspect of the injector became too great, once again. All injection strategies have showed excellent engine stability with COV_{IMEP} not exceeding 1.5%. A decrease in specific fuel consumption of up to 10% is observed when increasing the injection pressure due to better atomization of the fuel. The double injection strategies also show a decrease in specific fuel consumption by taking advantage of better evaporation at closed valve and reduced flame initiation delay at open valve. Injection strategies do not show a major impact on fully developed combustion except for low injection pressure with a large portion of open valve injection time. The CO emissions show a decrease during double injections at 3.5 bars whereas they are stable at 2 bars. HC emissions are reduced with increasing injection pressure due to better fuel atomization and increase linearly with the portion of the open valve injection time showing the importance of time to evaporate. NO_x emissions are not significantly affected by the injection strategy employed. The endoscope allowed a qualitative analysis of the soot particle emissions showing a bimodal curve of the light intensity of the diffusion flames as a function of the crankshaft position for the double injection strategies with the shortest injection times and unimodal for the others. The first mode reveals diffusion flames near the intake valve for strategies with a large portion of closed-valve injection and near the spark plug on the exhaust valve side for those with a large portion of injection with open valve. The primary forming mechanism for the second intensity mode is found to be the locally fuel rich areas in the gas phase.

Keywords : Spark-ignition engine, indirect injection, port fuel injection, double injections, injection pressure, sprays, droplets, gasoline, endoscope, endoscopic camera, pollutant emissions, diffusion flames

TABLE DES MATIÈRES

	Page
INTRODUCTION	1
CHAPITRE 1 REVUE DE LA LITTÉRATURE	3
1.1 Moteur à allumage commandé à injection indirecte	3
1.2 Stratégies d'injection	5
1.2.1 Injection soupape fermée	6
1.2.2 Injection soupape ouverte	7
1.3 Jet de carburant	8
1.4 Émissions polluantes	10
1.4.1 Monoxyde de carbone	11
1.4.2 Oxydes d'azote	12
1.4.3 Hydrocarbures imbrûlés	13
1.4.4 Particules	14
1.5 Visualisation de combustion	16
1.6 Objectifs de recherche	18
CHAPITRE 2 DESCRIPTION DU MONTAGE ET MÉTHODOLOGIE EXPÉRIMENTALE	21
2.1 Banc d'essai moteur	21
2.2 Système de carburant	23
2.2.1 Injecteur	24
2.3 Système de contrôle	25
2.3.1 Communication CAN	27
2.3.2 Synchronisation moteur	29
2.3.3 Calibration, actionneurs et capteurs	31
2.4 Analyseur de polluants gazeux	33
2.5 Système endoscopique	33
2.6 Points d'opération	35
2.7 Analyse des données	38
2.7.1 Incertitudes des mesures expérimentales	38
2.7.2 Coefficient de variation de la pression moyenne effective	39
2.7.3 Consommation spécifique de carburant	40
2.7.4 Dégagement de chaleur	42
2.7.4.1 Fraction massique brûlée	43
2.7.5 Émissions de gaz polluants	45
2.7.6 Émissions de particules de suies	46
2.8 Synthèse du chapitre	49
CHAPITRE 3 CARATÉRISATION DES JETS	51
3.1 Étude macroscopique	51
3.1.1 Description du montage expérimental	51

3.1.2	Méthode de post-traitement des résultats de visualisation.....	53
3.1.3	Résultats et discussion	53
3.2	Étude microscopique.....	55
3.2.1	Description du montage	56
3.2.2	Calibration.....	58
3.3	Analyse des données	64
3.3.1	Convergence	65
3.3.2	Sections du jet.....	66
3.4	Résultats et discussion	68
3.4.1	Jet complet	68
3.4.2	Jet complètement développé	69
3.5	Synthèse du chapitre	73
CHAPITRE 4 PERFORMANCE MOTEUR		77
4.1	Stabilité du moteur.....	77
4.2	Consommation spécifique de carburant.....	78
4.3	Combustion	80
4.3.1	Initiation de la combustion.....	80
4.3.2	Combustion complètement développée	83
4.4	Validation des hypothèses.....	85
4.5	Synthèse du chapitre	87
CHAPITRE 5 ÉMISSIONS POLLUANTES.....		89
5.1	Polluants gazeux	89
5.1.1	Monoxyde de carbone.....	89
5.1.2	Hydrocarbures imbrûlés.....	91
5.1.3	Oxydes d'azote	93
5.2	Particules de suie.....	94
5.2.1	Positions vilebrequin critiques.....	95
5.2.2	Cartographies d'occurrence.....	96
5.2.3	Synthèse du chapitre	99
CONCLUSION.....		101
RECOMMANDATIONS		105
ANNEXE I	PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT DE SYNCHRONISATION MOTEUR	107
ANNEXE II	BRANCHEMENT ÉLECTRIQUE DE L'OPENECU	109
ANNEXE III	PROGRAMME SIMULINK POUR L'OPENECU	113
ANNEXE IV	EXEMPLE DE CALCUL D'INCERTITUDE DE HC	123
ANNEXE V	INCERTITUDES	127

ANNEXE	VI CODE MATLAB DU COMPTAGE DES GOUTTES DE CARBURANT	129
ANNEXE VII	DISTRIBUTION DES GOUTTES	135
LISTE DE RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES.....		137

LISTE DES TABLEAUX

	Page
Tableau 2.1 Spécifications du moteur GX390	22
Tableau 2.2 Spécifications Pi Innovo OpenECU	26
Tableau 2.3 Caractéristiques PHOTRON (Photron, 2017)	34
Tableau 2.4 Points d'opération à l'étude	37
Tableau 2.5 Caractéristiques de l'essence	37
Tableau 3.1 Paramètres caméra pour étude macroscopique des jets	52
Tableau 3.2 Pénétration de jets pour une même quantité injectée	55
Tableau 3.3 Paramètres caméra pour étude microscopique des jets	56
Tableau 3.4 Convergence des différents points de mesure	66
Tableau 3.5 Durée d'injection à VO	67
Tableau 3.6 Section du jet selon le temps de capture de l'image	67
Tableau 3.7 Variation du SMD pour le jet complètement développé à 2 et 3,5 bars pour la phase d'injection à soupape ouverte	71
Tableau 3.8 Variation des D0.1, D0.5, D0.9 et RSF	72

LISTE DES FIGURES

	Page
Figure 1.1	Diagramme p-V d'un moteur à allumage commandé adaptée de Internal Combustion Engine Fundamentals (1988, p. 162)4
Figure 1.2	Positionnement de l'injecteur dans un moteur PFI adaptée de Progress in Energy and Combustion Science (1999, p. 441)5
Figure 1.3	Homogénéité du mélange air-carburant entrant dans le cylindre à IVF adaptée de Gold et al. (2000).....7
Figure 1.4	Principaux processus physiques subis par le jet tirée de McAllister et al. (2011)9
Figure 1.5	Concentration des polluants gazeux selon la richesse du mélange tirée de Heywood (1988, p. 571).....10
Figure 1.6	Différentes catégories de particules tirée de Raza, Chen, Leach, & Ding (2018)15
Figure 2.1	Banc d'essai moteur23
Figure 2.2	Réservoir de carburant, pompe à carburant et régulateur de pression utilisés24
Figure 2.3	Injecteur utilisé24
Figure 2.4	Dimensions des trous de l'injecteur25
Figure 2.5	Structure interne d'un ECU tirée de Reif (Éd) (2015, p. 23)27
Figure 2.6	Schéma d'un système de transmission de données CAN tirée de Reif (Éds) (2015, p. 73).....28
Figure 2.7	Calage des roues dentées de vilebrequin et de came29
Figure 2.8	Point de synchronisation de la roue de vilebrequin.....30
Figure 2.9	Montage mécanique et électrique.....31
Figure 2.10	Étapes pour atteindre le point d'opération désiré.....32
Figure 2.11	Calage des soupapes, du PMH et de l'avance à l'injection36

Figure 2.12	Exemple du profil de la FMB et les phases de combustion	44
Figure 2.13	Étapes de traitement d'images pour flamme de diffusion.....	48
Figure 2.14	Exemple d'intégrale d'intensité en fonction de la position du moteur	49
Figure 3.1	Banc d'injection pour l'étude macroscopique des jets	52
Figure 3.2	Courbes de pénétration des jets de carburant pour des durées d'injection de 9 ms (2 bars) et 7 ms (3,5 bars)	54
Figure 3.3	Banc d'injection pour l'étude microscopique des jets.....	57
Figure 3.4	Aire de la particule et du halo en fonction du défocus pour le diamètre de 180 μm	59
Figure 3.5	Aire de la particule et du halo en fonction du défocus pour le diamètre de 37 μm	59
Figure 3.6	Passage de l'image brute à l'image avec contraste ajusté	60
Figure 3.7	Passage de l'image ajustée aux particules totale et intérieure	60
Figure 3.8	Ratio de dimension en fonction du diamètre pour différents seuils	61
Figure 3.9	Ratio de dimension en fonction du seuil pour les diamètres de calibration ...	61
Figure 3.10	Défocus négatif max. en fonction du diamètre.....	62
Figure 3.11	Défocus positif max. en fonction du diamètre	62
Figure 3.12	Facteur de pondération statistique en fonction du diamètre.....	63
Figure 3.13	Courbe d'approximation de l'aire des particules totales pour les diamètres intermédiaires au défocus négatif maximum.....	64
Figure 3.14	Graphique de converge pour 25VF-75VO à 2 bars.....	65
Figure 3.15	Graphique de converge pour 75VF-25VO à 2 bars.....	65
Figure 3.16	Variation du SMD pour les différentes sections du jet	69
Figure 3.17	Distribution de gouttes pour la stratégie 0VF-100VO à 2 et 3,5 bars	70
Figure 4.1	CV_{PMEI} des différentes stratégies et pressions d'injection	77
Figure 4.2	Consommation spécifique de carburant des différentes stratégies pour les pressions d'injection de 2 et 3,5 bars.....	79

Figure 4.3	Fraction massique brûlée normalisée pour 2BARS-100VF-0VO et 3,5BARS-0VF-100VO	80
Figure 4.4	Délai d'initiation de la flamme (FMB0-10%) pour les stratégies à l'étude.....	81
Figure 4.5	Délai d'initiation de la flamme en fonction de l'avance à l'injection pour l'IVO à 3,5 bars	82
Figure 4.6	FMB10-90% pour les différentes stratégies et pressions d'injection	83
Figure 4.7	Comparaison des injections à soupape ouverte pour les pressions d'injection de 2 et 3,5 bars à -254,4 ° av. le PMH.....	85
Figure 4.8	Comparaison des injections à soupape fermée et ouverte pour une pression d'injection de 2 bars.....	86
Figure 5.1	Émission de CO pour les différentes stratégies et pressions d'injection	90
Figure 5.2	Émission de HC pour les différentes stratégies et pressions d'injection	92
Figure 5.3	Émission de NOx pour les différentes stratégies et pressions d'injection	93
Figure 5.4	Intensité lumineuse unimodale et bimodale en fonction de la position vilebrequin.....	95
Figure 5.5	Cartographies d'occurrence de flammes de diffusion du premier mode pour les stratégies 2BARS-75VF-25VO et 2BARS-25VF-75VO	97
Figure 5.6	Cartographies d'occurrence de flammes de diffusion du premier mode pour les stratégies 2BARS-75VF-25VO et 2BARS-25VF-75VO	98
Figure 5.7	Cartographies d'occurrence de flammes de diffusion du mode tardif pour les stratégies 3.5BARS-0VF-100VO et 2BARS-100VF-0VO	99

LISTE DES ABRÉVIATIONS, SIGLES ET ACRONYMES

CA	<i>Crank Angle</i>
CAN	<i>Controller Area Network</i>
CCD	<i>Charge-Coupled Device</i>
CPU	<i>Central Processing Unit</i>
CSC	Consommation spécifique de carburant
CV _{PMEI}	Coefficient de variation de la pression moyenne effective indiquée
DI	Injection directe (<i>Direct Injection</i>)
ECU	<i>Engine Control Unit</i>
EPA	<i>Environmental Protection Agency</i>
EEPROM	<i>Electrically Erasable Programmable Read-Only Memory</i>
EXX	Mélange d'essence avec XX % d'éthanol
FMB	Fraction massique brûlée
FPS	<i>Frame per second</i>
FTIR	<i>Fourier Transform Infrared Spectroscopy</i>
FVA	Fermeture de la soupape d'admission
HC	Hydrocarbures imbrûlés
ICCD	<i>Intensified Charge-Coupled Device</i>
IPS	Image par seconde
IVF	Injection soupape fermée
IVO	Injection soupape ouverte
MBT	<i>Maximum Brake Torque</i>

XXII

OVA	Ouverture de la soupape d'admission
PCI	Pouvoir calorifique inférieur
PDPA	<i>Phase Doppler Particle Analyzer</i>
PFI	Injection indirecte ou dans le port d'admission (<i>Port Fuel Injection</i>)
PLIF	<i>Planar Laser-Induced Fluorescence</i>
PM	Particules (<i>Particulate matter</i>)
PMB	Point mort bas
PMEF	Pression moyenne effective au frein
PMEI	Pression moyenne effective indiquée
PMH	Point mort haut
PN	<i>Particle Number</i>
RAM	<i>Random-Access Memory</i>
RGB	<i>Red Green Blue</i>
ROM	<i>Read-Only Memory</i>
RSF	<i>Relative Span Factor</i>
SMD	<i>Sauter Mean Diameter</i>
SMPS	<i>Scanning Mobility Particle Sizer</i>
tr	Tour du moteur
UV	Ultraviolet
VF	Soupape fermée
VO	Soupape ouverte
XXVF-YYVO	XX % d'injection à soupape fermée et YY % d'injection à soupape ouverte

LISTE DES SYMBOLES ET UNITÉS DE MESURE

Espèces chimiques

CH	Méthylidyne
CH ₄	Méthane
CHO	Aldéhyde
C ₃ H ₈	Propane
CO	Monoxyde de carbone
CO ₂	Dioxyde de carbone
H	Hydrogène monoatomique
HCN	Cyanure d'hydrogène
N	Azote monoatomique
N ₂	Azote
NO	Monoxyde d'azote
NO ₂	Dioxyde d'azote
NO _x	Oxydes d'azote
O	Oxygène monoatomique
O ₂	Oxygène
OH	Hydroxyle

Unités de mesure

°C	degré Celcius (unité calorifique)
bar	bar (unité de pression)
g	gramme (unité de masse)
g/h	gramme par heure (unité de débit)
g/kWh	gramme par kilowatt-heure (unité de concentration)
h	heure (unité de temps)
kW	kilowatt (unité de puissance)
kWh	kilowatt-heure (unité d'énergie)
K	Kelvin (unité calorifique)
KiB	kibi-octet (unité de mémoire informatique)
µg	microgramme (unité de masse)
µg/m ³	microgramme par mètre cube (unité de concentration)
µm	micromètre (unité de longueur)
m ³	mètre cube (unité de volume)
min	minutes (unité de temps)
mL	millilitre (unité de volume)
mm	millimètre (unité de longueur)
ms	milliseconde (unité de temps)
MHz	mégahertz (unité de fréquence)
MiB	mébi-octet (unité de mémoire informatique)
MPa	mégapascal (unité de pression)
nm	nanomètre (unité de longueur)

Nm	Newton-mètre (unité de travail)
PSI	Livre par pouce carré (unité de pression)
rad	radian (unité d'angle)
rad/s	radian par seconde (unité de vitesse angulaire)
s	seconde (unité de temps)
tr/min	tour par minute (unité de vitesse angulaire)
V	Volt (unité de tension électrique)

Symboles

Lettres grecques :

χ_{CO}	Fraction molaire de l'espèce de CO
χ_{CO_2}	Fraction molaire de l'espèce de CO ₂
χ_{HC}	Fraction molaire de HC
χ_X	Fraction molaire de l'espèce X
Δ	Différence
γ	Ratio des chaleurs spécifiques
ϕ_0	Richesse du mélange en amont de flamme
ρ_L	Densité du carburant liquide
σ	Écart type d'une mesure
σ_{PMEI}	Écart type de la PMEI
θ	Position angulaire du moteur
θ_{FC}	Position angulaire du moteur à la fin de la combustion
θ_i	Position angulaire du moteur à l'instant i
θ_{ign}	Position angulaire du moteur au moment de l'allumage

Lettres latines :

a	Nombre d'atomes de carbone dans la molécule de carburant
$A_{trous\ moyenne}$	Aire moyenne des trous de l'injecteur
B	<i>Blue</i>
B_i	Incertitude systématique individuelle
B_{xi}	Incertitude systématique d'une variable
C_d	Coefficient de décharge de l'injecteur
D	Diamètre de la goutte
$D_{0.1}$	Diamètre des gouttes plafond représentant 10 % du volume injecté
$D_{0.5}$	Diamètre des gouttes plafond représentant 50 % du volume injecté
$D_{0.9}$	Diamètre des gouttes plafond représentant 90 % du volume injecté
D_{10}	Moyenne arithmétique
D_{32}	<i>Sauter Mean Diameter</i>
D_F	Défocuss
D_i	Diamètre de la goutte i
EI_x	Émission Index du polluant x
ES_{HC}	Émission spécifique de HC

ES_x	Émission spécifique du polluant x
G	<i>Green</i>
h_{fg}	Enthalpie de vaporisation
H	Hauteur de l'image
H	<i>Hue</i>
H'	<i>Hue'</i>
$m_{injectée}$	Masse de carburant injectée
$m_{injectée/cycle}$	Masse de carburant injectée par cycle moteur
$\dot{m}_{carburant}$	Débit massique du carburant
$\dot{m}_{injecteur}$	Débit massique de l'injecteur
\dot{m}_X	Débit massique de l'espèce X
MM_X	Masse molaire de l'espèce X
$MM_{carburant}$	Masse molaire du carburant
MM_{HC}	Masse molaire des HC
n_i	Facteur de correction de la taille de l'image
N	Vitesse de rotation du moteur
N_T	Nombre total de mesures
N_{trous}	Nombre de trous de l'injecteur
P	Pression
P_c	Pression fournie par la combustion
P_{frein}	Puissance au frein
P_i	Pression dans le cylindre à l'instant i
P_{i+1}	Pression dans le cylindre à l'instant i+1
Q	Chaleur
Q_w	Perte de chaleur à la paroi du cylindre
R	Radical
R	<i>Red</i>
R^2	Coefficient de détermination
RCHO	Radical d'aldéhyde
RCO	Radical de monoxyde de carbone
RH	Radical d'hydrogène
RO ₂	Radical d'oxygène
S	Pénétration du jet
$S_{\bar{x}i}$	Écart type sur la moyenne
t	Temps
$t_{v,0.95}$	Coefficient de distribution de Student
T	Couple du moteur
$U_{0.95}$	Incertitude totale
U_R	Incertitude globale
V	Volume
V_d	Volume balayé
V_i	Volume dans le cylindre à l'instant i
V_{i+1}	Volume dans le cylindre à l'instant i+1
V_{PMH}	Volume dans le cylindre au PMH
W	Largeur de l'image

\bar{X}_{PMEI}

Moyenne de la PMEI

INTRODUCTION

Au cours des dernières années, le réchauffement climatique est un phénomène qu'il a été possible d'observer par la fonte des glaciers en Arctique, par exemple. En 2020, au Canada, on a observé une hausse de la température nationale moyenne de 1,1 °C avec certaines régions atteignant jusqu'à 3 °C comparativement à la moyenne de 1961 à 1990 (Canada, 2020). L'augmentation des émissions de CO₂ de près de 90 % depuis les années 70, avec 78 % provenant de la combustion des carburants fossiles ainsi que des processus industriels (EPA, 2020), a attiré davantage l'attention des chercheurs.

Avec les réglementations de plus en plus sévères concernant le domaine des transports dans les dernières décennies ainsi que la hausse constante de la taille et de la masse des véhicules (EPA, 2020), on a vu une augmentation de la part de marché des moteurs à allumage commandé utilisant l'injection directe de par sa capacité à réduire la consommation de carburants des voitures. Cette réduction est possible en partie à l'enthalpie de vaporisation des carburants qui permet une augmentation du taux de compression ainsi que de l'avance à l'allumage. Par contre, comparativement aux moteurs à injection indirecte, une hausse d'un ordre de grandeur des émissions de particules (Su, Lin, Sterniak, Xu, & Bohac, 2013) est observée. L'impact de ces émissions de particules sur la santé des humains et des animaux, pouvant affecter les systèmes respiratoire et cardiovasculaire (Kampa et al., 2008), mène les chercheurs à optimiser des moteurs combinant injection directe (DI) et injection dans le port d'admission (PFI). D'un autre côté, de par leur faible coût de production et d'entretien, les moteurs PFI sont largement utilisés dans la plupart des motocyclettes et cyclomoteurs. En 2019, au Canada, il s'est enregistré 736 216 véhicules de ce type (Statistiques Canada, 2019).

C'est donc dans cette optique que ce mémoire portera sur l'utilisation de différentes stratégies d'injection sous différentes pressions dans un moteur monocylindre à quatre temps. Au total, cinq stratégies d'injection seront testées pour deux pressions d'injection pour un total de dix. Le présent travail débutera avec une revue de la littérature. Celle-ci permettra de bien comprendre les différents phénomènes en jeu avec ces stratégies d'injection. Elle permettra

également d'être conscient des différents travaux qui ont été faits auparavant, ce qui facilitera l'analyse des données par la suite. La présentation des principaux objectifs de ce mémoire concluront ce premier chapitre.

Par la suite, le deuxième chapitre servira à donner une description du montage et de la logique derrière le contrôle électronique du moteur ainsi que différents outils d'analyse qui seront utilisés dans ce mémoire. Une section concernant les erreurs sur les mesures sera présentée.

Le troisième chapitre de ce mémoire mettra en évidence les caractéristiques des jets de carburant. Une première analyse macroscopique des jets sera faite. Celle-ci sera suivie par une seconde analyse, cette fois-ci microscopique. Ce chapitre permettra de mieux comprendre le comportement des jets dans le cylindre du moteur.

Le chapitre suivant permettra de présenter, d'analyser et de comparer les résultats concernant les performances du moteur selon les différentes stratégies d'injection. Ces performances englobent la consommation spécifique de carburant, la variation cyclique de combustion et les différentes phases de la combustion.

Le cinquième chapitre représentera les résultats concernant les émissions polluantes du moteur. Dans un premier temps, les émissions de polluants chimiques vous seront présentées et comparées. Dans un deuxième temps, les émissions de particules seront adressées via les résultats obtenus par l'utilisation d'une caméra endoscopique et seront comparées entre elles.

Finalement, ce travail se terminera par une conclusion qui fera ressortir l'ensemble des résultats du mémoire et sera enchaînée avec quelques recommandations pour des travaux futurs.

CHAPITRE 1

REVUE DE LA LITTÉRATURE

Ce premier chapitre s'entame par une description d'un moteur à allumage commandé à injection indirecte. Suite à cette explication, une revue de la littérature portant sur les différentes stratégies d'injection, les jets de carburant et les émissions polluantes émises par les moteurs sera présentée. Une brève section introduira l'approche expérimentale par endoscopie. Finalement, ce chapitre se conclura par une description des objectifs de ce mémoire.

1.1 Moteur à allumage commandé à injection indirecte

Les moteurs à allumage commandé à injection indirecte (PFI pour port fuel injection) à quatre temps sont encore largement utilisés dans les motocyclettes ainsi que les cyclomoteurs. Selon une étude faite par EPA en 2021, environ 50 % des voitures en 2020 sont encore équipées d'un moteur PFI (EPA, 2021). Il est reconnu pour ses émissions de concentration de particules plus faibles jusqu'à un ordre de grandeur comparé aux moteurs à allumage commandé à injection directe (GDI pour gasoline direct injection) selon Su et al. (2013). Le moteur à allumage commandé fonctionne selon le cycle Otto qui est illustré sur la figure 1.1 selon un diagramme pression-volume.

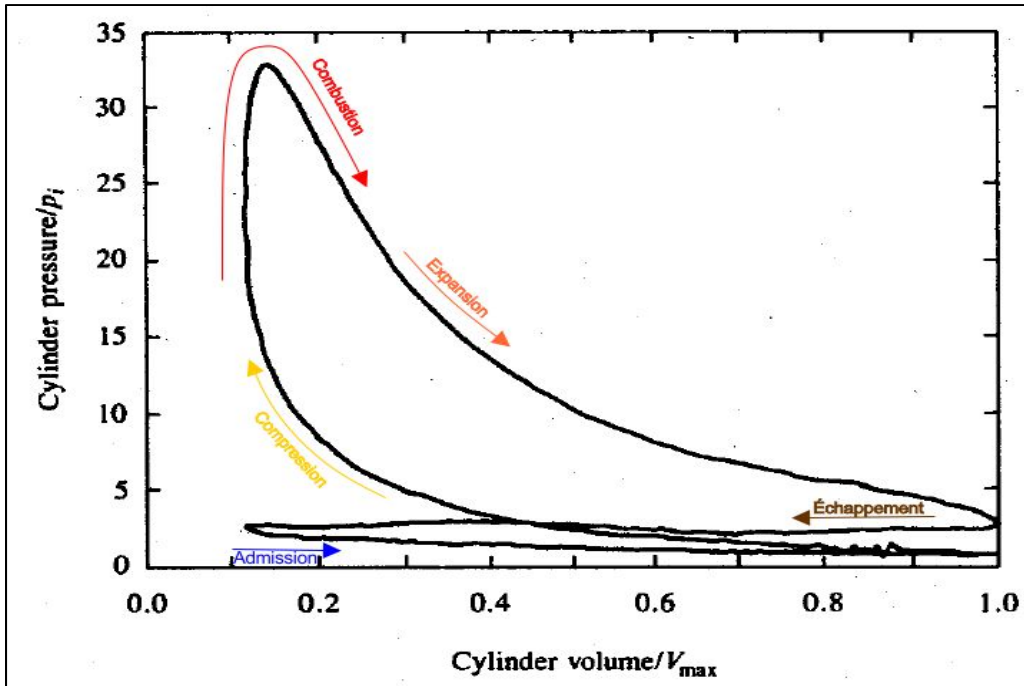


Figure 1.1 Diagramme p-V d'un moteur à allumage commandé
Adaptée de Internal Combustion Engine Fundamentals (1988, p. 162)

On peut voir (bas de la figure 1.1) que le cycle est formé d'une phase d'admission où les gaz frais ainsi que le carburant vaporisé sont admis dans le cylindre via la soupape d'admission. S'ensuit une phase de compression où le mélange air-carburant est compressé (flèche ocre, figure 1.1) et est enflammé par l'étincelle de la bougie qui annonce le début du processus de combustion (flèche rouge, figure 1.1). Ensuite vient la phase d'expansion (flèche orange) des gaz brûlés (également nommé course de puissance) où la pression ainsi que la température chutent. Finalement, les produits de combustion sont expulsés du cylindre par la soupape d'échappement (flèche brune).

Dans ce type de moteur, la pression d'injection du carburant se fait sous faible pression, autour de 6 bars (Bosch-Mobility-Solutions, 2021) maximum. L'injection se fait dans le port d'admission sur les surfaces chaudes (environ 90 °C) afin de faciliter l'évaporation du carburant. Pour cette raison, le carburant ne nécessite pas une forte atomisation (Zhao, Lai, & Harrington, 1999). La figure 1.2 montre un exemple de la position de l'injecteur dans un moteur PFI.

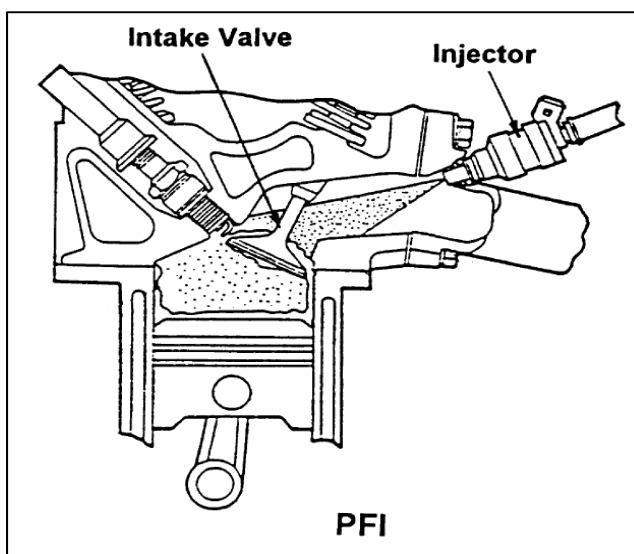


Figure 1.2 Positionnement de l'injecteur dans un moteur PFI

Adaptée de Progress in Energy and Combustion Science (1999, p. 441)

Comme l'injection se fait dans la tubulure d'admission, il est possible d'injecter le carburant lorsque la soupape d'admission est fermée ou ouverte. Ces deux stratégies d'injection sont explorées plus en détails dans la prochaine section.

1.2 Stratégies d'injection

Dans cette section, il sera question des stratégies d'injection à soupape fermée et à soupape ouverte utilisées. Une étude de Meyer & Heywood (1999) montre une diminution de la fraction de carburant touchant les parois internes du cylindre de 20 %, en condition de démarrage, à 7 %, après 90 secondes de temps de chauffe pour l'injection à soupape ouverte. À soupape fermée, c'est une diminution de 18 à 1 % qui est plutôt observée. Ceci montre bien que le temps disponible pour l'évaporation des gouttes et la température ont un impact direct sur l'état du carburant dans le cylindre. Ces essais concernaient toutefois des conditions de démarrage et donc une utilisation à froid du moteur.

1.2.1 Injection à soupape fermée

L'injection à soupape fermée (IVF) est caractérisée par une fin de l'injection du carburant qui se termine avant l'ouverture de la soupape d'admission. Cette stratégie comporte certains avantages et inconvénients. Comme le carburant profite d'un temps de résidence pour s'évaporer dans la tubulure d'admission, il y a très peu de gouttes de carburant qui entrent dans le cylindre lorsque le moteur est chaud, lors de la course d'aspiration du mélange. L'évaporation est accentuée par la température des parois (port d'admission et soupape d'admission). De plus, le croisement de soupapes, c'est-à-dire la période de faibles ouvertures simultanées des soupapes d'admission et d'échappement aux environs du point mort haut (fin de course d'échappement), permet un refoulement des produits de combustion dans le port d'admission (Chappuis, Cousyn, Posylkin, Vannobel, & Whitelaw, 1997) qui favorise l'évaporation du carburant. Par contre, malgré le faible nombre de gouttes dans le cylindre lors de la phase d'admission, celles qui persistent sont généralement de grosses tailles. Elles sont dues à une coagulation de gouttes dans le port et qui pénètrent dans le cylindre sous forme de ligaments de carburant (Gold, Arcoumanis, Whitelaw, Gaade, & Wallace, 2000). Ces grosses gouttes ont un diamètre moyen de Sauter (SMD) de $110\text{ }\mu\text{m}$ à l'entrée de la chambre (Chappuis et al., 1997). L'avance à l'injection (le moment auquel l'injection est faite dans le cylindre) semble n'avoir aucun effet sur les performances du moteur et sur les émissions en sortie d'échappement quand elle a lieu sur des soupapes d'admission fermées.

Comme l'injection à soupape fermée implique que le carburant se retrouve emprisonné dans le port d'admission ainsi que sur les parois et la tête de la soupape, on se trouve à avoir une zone riche en carburant. Lors de l'ouverture de la soupape, la zone riche en carburant est entraînée dans le cylindre qui sera suivie par une zone pauvre en carburant. Cette inhomogénéité initiale du mélange interagit avec l'écoulement structuré présent dans le cylindre et qui homogénéise le mélange au sein du cylindre. La figure 1.3 montre l'homogénéité du mélange selon différentes positions angulaires du vilebrequin. Au final, l'injection à soupape fermée offre une bonne homogénéité du mélange.

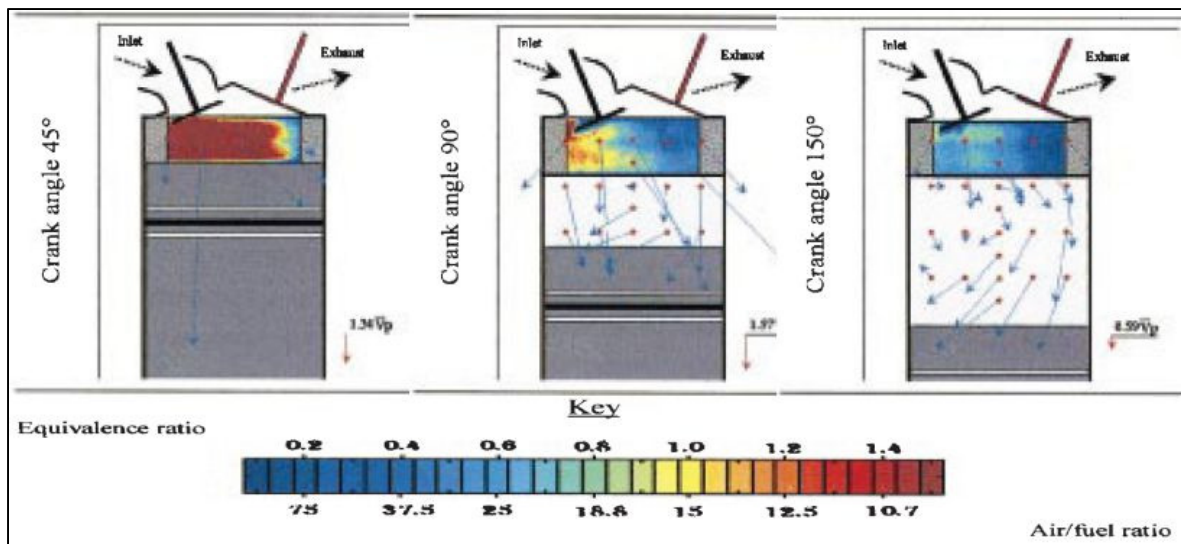


Figure 1.3 Homogénéité du mélange air-carburant entrant dans le cylindre à IVF
Adaptée de Gold et al. (2000)

1.2.2 Injection à soupape ouverte

Cette deuxième stratégie se définit par l'injection de carburant entre le moment d'ouverture et de fermeture de la soupape d'admission (soit pendant l'admission de l'air dans le cylindre). Contrairement à l'injection à soupape fermée, le carburant a moins de temps pour s'évaporer, ce qui a pour effet d'augmenter le nombre de gouttes présentes dans le cylindre. D'un autre côté, dû à l'écoulement d'air au moment de l'injection, les gouttes de carburant sont plus petites, car il y a une diminution de l'éclaboussement des parois et de la soupape.

À l'opposé de l'injection à soupape fermée, cette stratégie est sensible au calage de l'injection. Une injection tardive (fin de la course d'admission) aura pour effet d'offrir de plus grande variation de mélange obtenu (Gold et al., 2000). Par contre, une injection hâtive (début de la course d'admission) offre une meilleure homogénéité du mélange. Un autre phénomène qui est observé avec l'injection à soupape ouverte (IVO) est l'existence d'une zone riche en carburant près de la bougie. Ceci a pour effet de diminuer le temps d'initiation de la combustion qui sera toutefois accompagné d'une plus grande concentration de NO_x à l'échappement (Gold et al., 2000). Toutefois, le faible temps d'évaporation du carburant peut mener à des émissions d'hydrocarbures imbrûlés plus élevées qu'en IVF (Chappuis et al., 1997).

Merola, Sementa, Tornatore, & Vaglieco (2010) ont étudié l'effet de la pression d'injection et de l'injection double à soupape ouverte. Leurs résultats montrent qu'une augmentation de la pression d'injection et l'utilisation d'une double injection diminuent la production de suies. En effet, l'augmentation de la pression améliore l'évaporation des films de carburant près des ports d'admission due à une meilleure vaporisation du jet alors que l'augmentation du nombre d'injections améliore l'homogénéité du mélange et diminue les gouttes sur la surface du piston.

1.3 Jet de carburant

La combustion d'un mélange gazeux est privilégiée dans les moteurs, car il minimise les émissions polluantes. L'évaporation du carburant favorise le mélange avec le comburant et améliore la combustion. Le rôle de l'injecteur est de former de fines gouttelettes afin de favoriser l'évaporation du carburant en plus de contrôler la quantité de carburant entrant dans le moteur.

Dès que l'injection débute, le carburant commence à sortir de la buse de l'injecteur et interagit avec l'environnement dans lequel il est injecté. Il subit également plusieurs processus physiques (McAllister, Chen, & Fernandez-Pello, 2011) tels que son atomisation et son évaporation. La figure 1.4 schématise les principaux processus physiques en jeu lors de l'injection du carburant. L'injection intermittente fait en sorte que la pénétration du jet dépend du temps. Comme les gouttes au front du jet sont soumises à de plus grandes forces aérodynamiques, elles ralentissent en premier et se font remplacer par de nouvelles gouttes. De cette façon, la pénétration du jet augmente et est souvent décrite en fonction du temps (Lefebvre & McDonell, 2017).

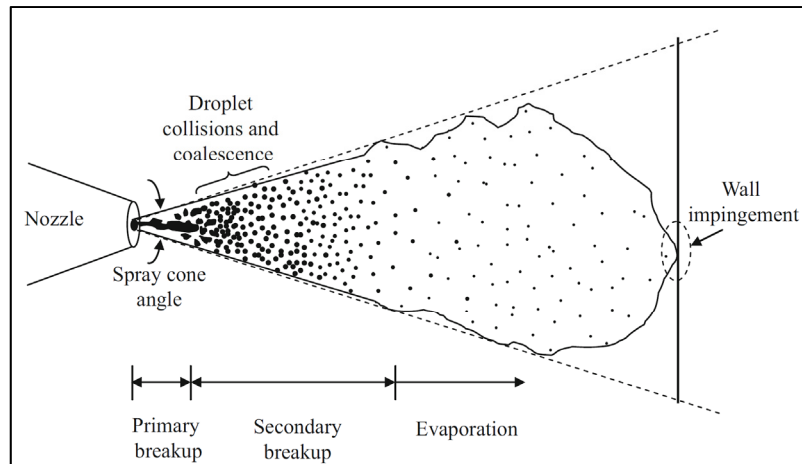


Figure 1.4 Principaux processus physiques subis par le jet
Tirée de McAllister et al. (2011)

Sur la figure 1.4, trois phases principales d'un jet de carburant sont définies, soit l'atomisation primaire et secondaire du jet suivie de l'évaporation. Dans la phase d'atomisation secondaire, il y a collision et coalescence entre les gouttes qui permet la formation de nouvelles gouttes de plus grande taille.

Dans la phase d'évaporation, le diamètre des gouttes diminuera de taille au fil du temps. L'évaporation des gouttelettes peut également se faire dans un écoulement convectif, c'est-à-dire avec une vitesse relative par rapport à l'environnement dans lequel le carburant est injecté. Une augmentation de la vitesse relative entre le carburant et l'air ainsi que la température de l'air diminuent le temps d'évaporation des gouttes (McAllister et al., 2011). En mode d'injection soupape ouverte, certaines gouttes peuvent entrer en contact avec la paroi du cylindre. Pour l'injection à soupape fermée, il y aura plutôt coalescence des gouttes sur les parois de la tubulure d'admission et sur la tête de la soupape formant un film liquide qui s'évapore à cause de la haute température des surfaces. Dans les deux cas, lorsque qu'une goutte n'est pas totalement évaporé avant le début de la combustion, la goutte s'enflammera et se consumera alors avec une flamme de diffusion (McAllister et al., 2011).

L'effet de la pression d'injection a été étudié par Anand, Madan Mohan, & Ravikrishna (2012) qui montrent une diminution du SMD lors d'injection d'essence, d'un mélange d'éthanol à 50 %

et d'éthanol pur lorsque la pression d'injection augmente de 0.25 MPa à 0.6 MPa. Ces mêmes chercheurs ont observé une augmentation de la pénétration du jet d'environ 15 mm lorsque mesurée 5 ms après le début de l'injection pour le cas ayant la pression d'injection la plus élevée par rapport à la pression d'injection la plus basse. Par contre, pour une même quantité de carburant injectée, des durées d'injection plus courtes doivent être utilisées lorsque la pression d'injection est augmentée. Par exemple, une durée plus courte de 60 % est rapportée lorsque la pression augmente de 2 à 5 bars (Anand, Avulapati, Deshmukh, & Rayavarapu, 2010).

1.4 Émissions polluantes

Les principaux polluants considérés pour les moteurs à allumage commandé sont le monoxyde de carbone (CO), les oxydes d'azote (NO_x), les hydrocarbures imbrûlés (HC) et les particules (PM). La figure 1.5 présente la concentration des trois polluants gazeux énumérés précédemment en fonction de la richesse du mélange homogène de carburant.

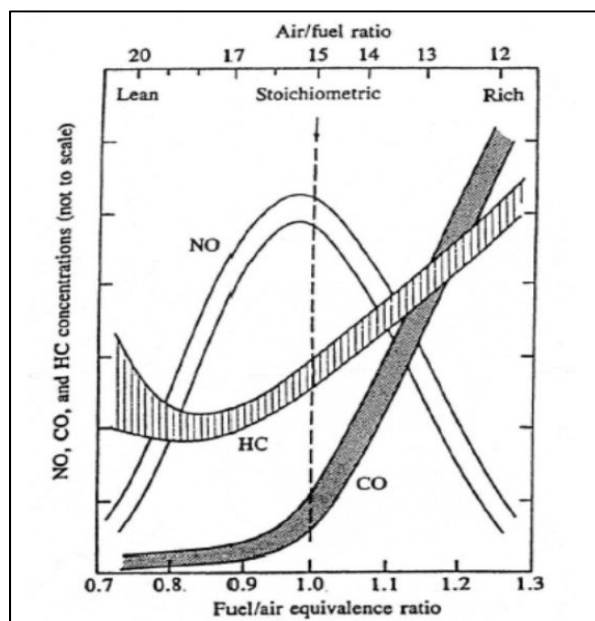
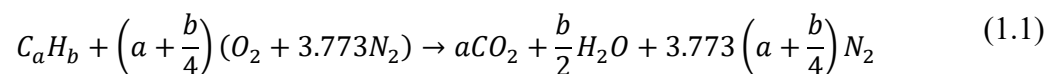


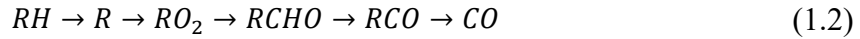
Figure 1.5 Concentration des polluants gazeux selon la richesse du mélange
Tirée de Heywood (1988, p. 571)

La figure 1.5 montre bien l'impact important de la richesse sur chacun des trois polluants gazeux. Tout d'abord, on voit que la concentration du monoxyde de carbone est assez stable pour un mélange pauvre en carburant, et qu'au-delà de la stœchiométrie, elle monte assez rapidement avec la richesse. Ce phénomène est le résultat d'une combustion incomplète due au manque d'oxygène pour oxyder le CO. Ensuite, on remarque la courbe en forme de cloche décrivant le comportement des NO_x. Cette dernière est faiblement décalée vers un mélange légèrement pauvre en carburant. Ce phénomène s'explique par la haute température ainsi qu'à la disponibilité de l'oxygène (O₂) nécessaires à la formation de ce type de polluant. Finalement, pour les HC, on remarque un minimum pour un mélange légèrement pauvre avec une montée de part et d'autre de ce minimum. En interprétant cette courbe, on comprend que pour un mélange légèrement pauvre en carburant, on réussit à oxyder un maximum de molécules de carburant tout en ayant un surplus d'oxygène. Pour des mélanges très pauvres ou très riches, la concentration des HC est élevée due à une mauvaise qualité de combustion. Les phénomènes entourant ces tendances sont expliqués dans les sous-sections suivantes. Afin de mieux comprendre les trois sous-sections suivantes, l'équation globale de la combustion complète d'un hydrocarbure est présentée (Heywood, 1988) par l'équation (1.1) :



1.4.1 Monoxyde de carbone

De l'équation 1.1, on remarque qu'une combustion complète implique la formation de dioxyde de carbone (CO₂). On comprend donc que la présence de CO en fin de combustion provient d'une combustion incomplète. La formation de CO est une des réactions principales dans la cinétique de combustion d'un hydrocarbure. Il s'agit d'un gaz toxique, car il a une forte affinité avec l'hémoglobine du sang et peut mener à l'asphyxie. Les équations (1.2) et (1.3) suivantes décrivent la formation simplifiée du CO ainsi que la principale réaction d'oxydation du CO menant à la formation du CO₂ respectivement (Heywood, 1988). Dans l'équation (1.2), R représente une chaîne de carbone quelconque.



Avec une température de flamme pouvant atteindre près de 2800 K (Heywood, 1988), l'oxydation peut se faire sans problème. Par contre, dans un moteur, les gaz chauds voient leur température diminuer rapidement lors de la course d'expansion. Cette diminution de la température ralentit le processus d'oxydation du CO présenté par l'équation (1.3) (Heywood, 1988) qui fige lorsque la température chute sous les 1100 K (McAllister et al., 2011).

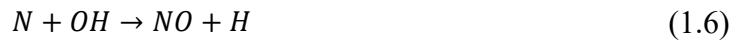
Selon une étude avec un mélange d'essence et de butanol, il existe une avance à l'allumage qui minimise la concentration de CO à l'échappement et toute variation de l'avance à l'allumage entraîne une augmentation du CO. L'augmentation du CO sera plus marquée si l'avance est retardée par rapport à l'avance optimum. Cette dernière tendance s'explique par une augmentation de la température dans le cylindre durant la course d'expansion qui favorise l'oxydation partielle des HC en CO (Gu et al., 2012). L'autre mécanisme de production du CO est lié aux possibles zones riches de carburant dans la chambre de combustion (Pulkrabek, 2004). On comprend qu'une mauvaise vaporisation du jet ainsi qu'une mauvaise homogénéité du mélange air-carburant mèneront ainsi à une concentration de CO plus élevée.

1.4.2 Oxydes d'azote

Les oxydes d'azote, plus communément appelés NO_x, sont formés du monoxyde d'azote (NO) ainsi que du dioxyde d'azote (NO₂). Les NO contribuent aux pluies acides, à endommager la flore, à l'épuisement de la couche d'ozone ainsi qu'au smog urbain (Alasfour, 1997).

Dans un moteur à allumage commandé, les NO sont la source dominante de production des NO_x (Heywood, 1988) et proviennent du mécanisme thermique (ou de Zeldovich). Ils sont donc produits dans la région post-flamme. La formation de NO dans la région post-flamme est possible à cause d'un temps de résidence élevé et les hautes températures de combustion atteintes (Heywood, 1988). Les équations (1.4), (1.5) et (1.6) montrent les réactions qui

gouvernent la formation et la destruction des NO (Heywood, 1988). L'équation (1.4) contrôle la formation du NO étant donné qu'elle est fortement endothermique et qu'elle produit l'azote atomique (N) nécessaire aux deux autres réactions.



Il existe également des NO formés par la voie dite rapide et qui reposent sur la présence des radicaux de HCN et CH et des molécules d'azote. Toutefois, ils constituent moins de 10 % de la concentration de NO_x dans un moteur à allumage commandé (Alasfour, 1997).

Un des paramètres du moteur influençant les émissions de NO_x est l'avance à l'allumage, car elle influence le calage du dégagement d'énergie dans le cycle et, donc les températures atteintes. Ainsi, en augmentant l'avance à l'allumage, le dégagement d'énergie durant la fin de course de compression est favorisé, ce qui entraîne des températures plus élevées (Feng et al., 2015). D'autres facteurs impactant les émissions de NO_x sont la charge du moteur, les réactants présents dans le cylindre ainsi que l'homogénéité et la densité du mélange (Mittal, Athony, Bansal, & Ramesh Kumar, 2013).

1.4.3 Hydrocarbures imbrûlés

Les hydrocarbures imbrûlés sont des molécules de carburant n'ayant pas brûlé ou ayant brûlé partiellement pendant le processus de combustion. Les HC sont irritants pour l'humain et peuvent être cancérogènes. Ils réagissent avec les gaz présents dans l'atmosphère pour former le smog urbain (İlhak, Akansu, Kahraman, & Ünal, 2018). Quatre principaux mécanismes d'émission de HC à l'échappement sont présentés, soit 1) l'extinction de la flamme aux parois de la chambre de combustion; 2) l'accumulation de carburant dans les crevasses du cylindre qui sera relâché tardivement lors de la détente sans toutefois brûler; 3) l'absorption de vapeurs de carburant par l'huile pendant l'admission et la compression suivie par la désorption pendant

la phase de détente des gaz et, finalement, 4) la mauvaise qualité de combustion qui peut survenir (Heywood, 1988).

L'augmentation de la vitesse de rotation du moteur diminue les émissions de HC dû à la turbulence qui améliore l'homogénéité du mélange (Koç, Sekmen, Topgül, & Yücesu, 2009). On comprend que la présence de gouttes dans le cylindre au moment de la combustion aura pour effet d'augmenter les HC. Une autre étude, faite à vitesse de rotation constante, montre qu'une augmentation de la charge diminue les émissions de HC (Ilhak et al., 2018). Cette diminution peut être due à une augmentation de la température des gaz d'échappement ainsi qu'à une turbulence plus accrue par l'augmentation de la masse emprisonnée dans le cylindre.

1.4.4 Particules

Des études concernant les particules ont démontré leurs impacts néfastes sur la santé des humains en augmentant les risques de maladies cardiovasculaires et pulmonaires (Hougaard et al., 2008). De faibles concentrations de particules ($>50 \mu\text{g}/\text{m}^3$) peuvent avoir un impact à court terme sur la santé (Marchal, 2008). Les particules ont la propriété d'absorber les rayons lumineux du soleil et, ainsi, participer au réchauffement climatique. Les particules les plus fines sont d'autant plus dévastatrices dû à leur taille proche des longueurs d'onde dans le spectre visible (Kanakidou et al., 2005). Pour ces raisons, des normes environnementales plus strictes ont été mises en place, l'Euro VI par exemple, afin de restreindre davantage ce type d'émissions. Pour les raisons décrites plus haut, ces normes se concentrent davantage sur la taille des particules (PN) que sur la masse comme auparavant.

Ce type de polluant peut se former directement dans le moteur et dans le système d'échappement ou dans l'atmosphère. On le sépare en deux grandes catégories, soit les particules volatiles et non volatiles. La figure 1.6 suivante illustre bien les différents types de particules.

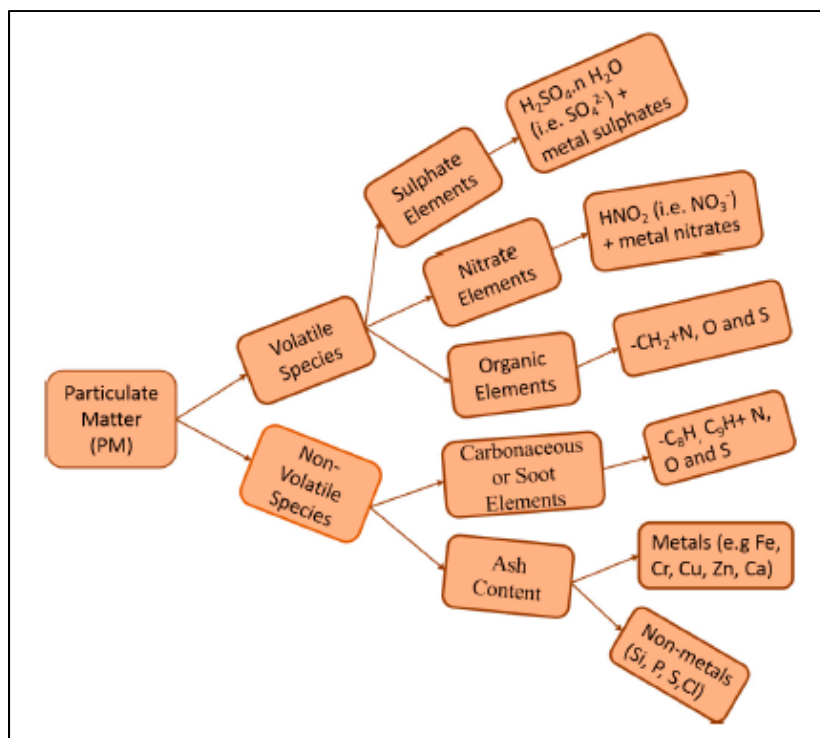


Figure 1.6 Différentes catégories de particules
Tirée de Raza, Chen, Leach, & Ding (2018)

Quoique les émissions d'un moteur PFI soient plus basses d'un ordre de grandeur comparé au moteur DI, 90 % de la masse de particules émises par ce type de moteur sont des suies (particules non volatiles). Les autres sources peuvent être de fines particules de métal, des sulfates, des nitrates, etc. Le processus de formation de suies se fait en quatre étapes selon Raza et al. (2018). D'abord, il y a pyrolyse d'un hydrocarbure qui se caractérise par sa décomposition chimique en l'absence d'oxygène à une température au-dessus de 400 °C. Des hydrocarbures aromatiques polycycliques étant des précurseurs de suies sont formés à partir de chaînes plus courtes générées lors de la pyrolyse. Ensuite, le phénomène de nucléation, qui consiste à la création des premiers germes cristallins, apparaît. La nucléation est un changement de phase de l'état gazeux à l'état solide qui est possible dû au fort nombre de carbones atteint. La nucléation génère des particules dont le diamètre varie entre 5 et 30 nm. Par la suite, une coagulation entre ces particules est possible et augmente la taille de celles-ci pour former des particules ayant un diamètre allant de 70 à 100 nm. La croissance de la particule peut également se faire par addition d'espèces gazeuses (hydrocarbures) ou en suivant un processus

d'agglomération, c'est-à-dire deux particules se combinent pour en former une de plus grosse taille. Il y a aussi la possibilité que les particules s'oxydent à tout moment dans le processus, ce qui aura comme effet de diminuer leur masse (Raza et al., 2018).

Il existe trois principales régions dans le moteur qui sont responsables de la formation de suies dans un moteur PFI (Schueck et al., 2016), 1) les crevasses associées aux soupapes d'admission et qui emprisonne une partie du carburant lors d'une injection à soupape fermée; 2) les parois du cylindre lorsqu'elles sont atteintes par des gouttes de carburant et qui survient le plus souvent lors d'une injection à soupape ouverte ainsi que, 3) les zones localement riches en carburant gazeux qui sont dues à une mauvaise homogénéisation du mélange. Une des contre-mesures utilisée est l'activation d'un volet de mouvement de charge afin d'améliorer la turbulence (Schueck et al., 2016). Aussi, une meilleure vaporisation du jet entraînant une diminution du SMD réduit le nombre de particules émises (Schück, et al., 2018).

1.5 Visualisation de combustion

Les études par visualisation de combustion sont de plus en plus fréquentes. En effet, le visionnement des différents phénomènes se produisant dans l'espace confiné du cylindre permet de mieux comprendre les phénomènes en jeu afin d'améliorer les performances de combustion et d'émissions polluantes des moteurs.

Schück et al. (2018) se sont penchés sur les mécanismes de formation de particules d'un moteur turbocompressé à injection indirecte par visualisation endoscopique. En variant quelques paramètres tels que l'avance de l'injection, la charge du moteur, l'activation d'un volet de mouvement de charge (générateur de turbulence) avec différents injecteurs, l'endoscope positionné dans la tubulure d'admission leur a permis de visualiser l'interaction entre le jet de carburant et l'air. Un autre endoscope, directement dans la chambre de combustion, leur a plutôt permis de déterminer les sources de particules de suie d'après la localisation des flammes de diffusion. Toutes leurs mesures se sont faites à l'aide d'éclairage. Ils ont observé quatre zones de formation de suies soit : 1) les zones riches localement dans la phase gazeuse; 2) à proximité

des soupapes d'admission pour l'IVF; 3) la paroi du cylindre près des soupapes d'échappement pour l'IVO, 4) rarement à proximité du dessus du piston.

Catapano, Di Iorio, Sementa, & Vaglieco (2015) ont focalisé leur recherche sur la flamme prémélangée. Trois types d'injection ont été étudiés, soit PFI à l'essence, PFI à l'essence et DI au méthane ainsi que PFI à l'essence et DI injectant de l'air uniquement. Pour ce faire, ils ont utilisé une caméra *Intensified Charge-Coupled Device* (ICCD) avec une lentille permettant de voir les rayons ultraviolets (UV). La combustion est visualisée grâce à un miroir UV incliné à 45° en dessous du piston transparent. Ils ont été en mesure de constater l'effet de l'utilisation des injecteurs PFI et DI sur le front de la flamme. La distorsion, la luminosité, le rayon et la vitesse des flammes leur ont permis de démontrer une augmentation de la turbulence dans le cylindre avec l'ajout de l'injecteur DI dans le cas du méthane et de l'air. De plus, dans le cas du méthane, ils ont également observé l'effet de la stratification du carburant de par l'augmentation de la vitesse de la flamme.

Merola et al. (2010) ont testé différentes stratégies d'injection dans un moteur turbocompressé à injection indirecte. Ils ont étudié la vitesse de flamme ainsi que l'intensité lumineuse de flamme de diffusion avec une caméra *Charge-Coupled Devive* (CCD) permettant de visualiser des longueurs d'onde de 290 à 800 nm. Les injections simple et double à soupape ouverte sous deux différentes pressions d'injection ont été étudiées rapportant que la vitesse de flamme est la plus élevée pour l'injection double à haute pression tandis qu'elle est la plus basse pour l'injection simple à basse pression. Aussi, une méthode de pyrométrie 2 couleurs a été utilisée de manière à quantifier l'intensité lumineuse des suies. Ils remarquent que le pic d'intensité lumineuse associée à la présence de suies lors de l'injection double à haute pression est plus bas et se produit plus tôt dans le cycle que pour les autres stratégies. Finalement, ils observent l'intensité lumineuse des suies la plus élevée pour l'injection simple à basse pression et qu'elle se produit plus tard dans le cycle.

Schueck et al. (2016) ont fait des recherches semblables à Schück et al. (2018), mais ont utilisé la méthode de la pyrométrie 2 couleurs comme Merola et al. (2010) permettant de dissocier les

flammes de diffusion du reste de l'image. De plus, ils ont généré des cartographies montrant la fréquence relative d'occurrence des flammes de diffusion pour différentes positions vilebrequin. De cette manière, ils déterminent les endroits critiques précis de formation de suies.

Storch, Hinrichsen, Wensing, Will, & Zigan (2015) ont étudié l'effet de l'utilisation d'un mélange d'éthanol pur, entre autres, sur les émissions de suies. L'étude a été faite sur un moteur DI à allumage commandé à l'aide d'une caméra munie d'un stéréoscope avec des filtres optiques permettant de dissocier la flamme prémélangée des flammes de diffusion. Les résultats concernant l'intensité lumineuse des flammes de diffusion montrent un pic plus élevé pour l'E20 que pour l'essence. Pour l'E20, la cloche est plus pointue, ce qui concorde bien avec le temps de combustion total plus court comparé à l'essence.

1.6 Objectifs de recherche

À la lumière de cette revue de littérature, il en résulte que les paramètres d'injection d'un moteur PFI, tels que la stratégie et la pression, ont un impact direct sur la combustion. En effet, ils influent l'homogénéité du mélange air-carburant et la taille des gouttes toujours présentes au moment de la combustion. Ces gouttes peuvent toucher différentes parois du moteur donnant lieu à des films de carburant liquide qui sont des sources d'HC imbrûlés, de CO et de suies suite à une combustion incomplète. D'un autre côté, la production de NO_x est maximale lorsque le front de flamme et la partie post-flamme rencontrent un mélange légèrement pauvre en carburant. Ils donnent un indice d'une bonne combustion en général.

Afin de caractériser les émissions de suies, les mesures peuvent être prises à l'échappement en comptant les particules par catégorie de tailles. Par contre, la visualisation de la combustion avec un système endoscopique permet également de qualifier les émissions de suies par intensité lumineuse des flammes de diffusion tout en déterminant les sources de celles-ci.

Dans cette optique, une étude de l'impact de la stratégie et de la pression d'injection dans un moteur PFI à allumage commandé fonctionnant à l'essence sera faite. Tous les tests seront faits pour un mélange homogène à la stœchiométrie. Pour ce faire, une analyse des performances du moteur et de la combustion grâce à une bougie instrumentée sera présentée. Des études macroscopique et microscopique du jet de carburant seront faites afin de pouvoir comparer les stratégies entre elles. Finalement, les émissions polluantes seront, dans un premier temps, analysées par spectroscopie infrarouge à transformée de Fourier (*Fourier-Transform Infrared spectroscopy*, FTIR). Un système endoscopique permettra d'identifier les flammes de diffusion du reste de la combustion et, ainsi, de qualifier les émissions de suies.

L'objectif principal de ce mémoire est de :

1. Caractériser l'impact des stratégies d'injection double utilisées dans un moteur à essence à injection indirecte sous différentes pressions.

Les quatre sous-objectifs permettant de rencontrer l'objectif principal sont :

1. Préparer un montage expérimental incluant un endoscope.
2. Caractériser macroscopiquement et microscopiquement les jets de carburant.
3. Caractériser la combustion pour chacune des stratégies d'injection à l'étude.
4. Quantifier et qualifier les émissions polluantes à l'aide du FTIR et la caméra endoscopique respectivement.

CHAPITRE 2

DESCRIPTION DU MONTAGE ET MÉTHODOLOGIE EXPÉRIMENTALE

Ce deuxième chapitre permettra de rencontrer les deux premiers sous-objectifs énoncés dans le chapitre précédent. Pour commencer, le banc d'essai moteur sera présenté, suivi par un schéma et des explications concernant la logique électronique derrière le fonctionnement du moteur. L'appareil de mesure pour quantifier les polluants gazeux sera introduit tout comme le système endoscopique utilisé ainsi que les points d'opération étudiés. Finalement, les calculs d'erreurs expérimentales ainsi que les équations nécessaires à l'exploitation des données seront décrits.

2.1 Banc d'essai moteur

Le moteur utilisé dans ce projet est un moteur à combustion interne à allumage commandé, Honda GX390 qui fonctionne selon le cycle Otto. Il est de type monocylindre avec une cylindrée de 389 cm^3 à 2 soupapes, soit une d'admission et une d'échappement. À prime abord, il était à carburateur et l'allumage se faisait à l'aide d'une magnéto transistorisée, mais aux fins du présent travail, il a été modifié à l'injection indirecte, c'est-à-dire que l'injection se fait dans le port d'admission. Le type d'allumage a également été changé afin de pouvoir le contrôler électroniquement. Un système d'allumage statique (*coil on plug*) Hitachi IGC0050 a donc été ajouté. Le tableau 2.1 présente les différentes caractéristiques du moteur à l'étude.

Tableau 2.1 Spécifications du moteur GX390

Type de moteur^a	Honda GX390
Disposition^a	Monocylindre
Refroidissement^a	Air
Cylindrée^a	389 cm ³
Alésage^a	88 mm
Course^a	64 mm
Entraxe de la bielle	112 mm
Rapport volumétrique^a	8,2:1
Puissance maximale^a	13 HP (9,7kW) @ 3600 RPM
Couple maximal^a	19,5 lb-pi (26,4 Nm) @ 2500 RPM
Configuration des soupapes	2 soupapes
Calage des soupapes	- OVA : 12° avant PMH - FVA : 68° après PMB - OVE : 84° avant PMB - FVE : 41° après PMH

^a Données tirées de Honda (2007).

Le moteur est couplé à un dynamomètre DYNOMite #100 à courant de Foucault via un système de couplage flexible, ce qui laisse place à un léger désalignement. Compte tenu de la faible puissance du moteur pour le dynamomètre utilisé, un embrayage centrifuge NORAM 1800 Series a été installé entre le moteur et le couplage flexible afin de permettre un découplage au démarrage. Un tambour d'embrayage a été usiné à l'ÉTS afin de permettre une connexion axiale entre l'embrayage et le couplage flexible. La figure 2.1 vous donne l'allure du banc d'essai avec les différents éléments décrits ci-dessus.

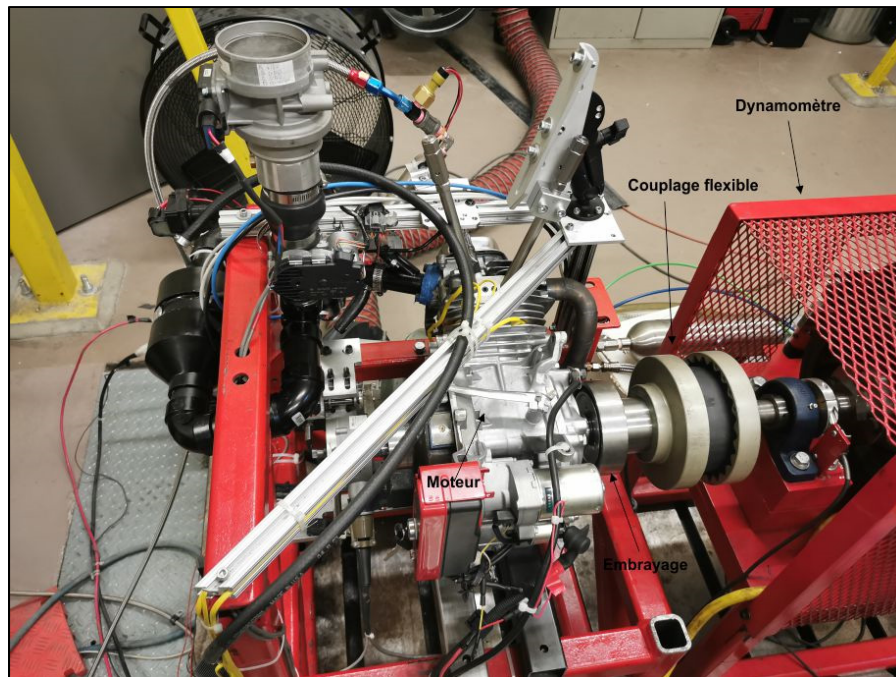


Figure 2.1 Banc d'essai moteur

2.2 Système de carburant

Dans la modification du moteur à l'étude, l'ajout d'un injecteur Denso 06164-PHM-A50 à jet plein de cinq trous a permis l'implémentation d'un système d'injection indirecte. L'injecteur est fixé au moteur via une tubulure d'admission imprimée en 3D à l'ÉTS. En temps normal, cet injecteur est utilisé sur un Honda Insight 2001 et fonctionne à une pression d'injection de 3 bars. Ici, un régulateur de pression ajustable Mallory IGNITION 4305M est utilisé afin de permettre des essais à différentes pressions. Une pompe à essence Holley 12-700 capable de fournir un débit volumique de 47 gallons par heure à une pression de 60 livres par pouce carré (PSI) (Holley, 2012) est utilisée pour alimenter la rampe d'injection. Il est également important de savoir qu'afin d'éviter la fluctuation de la pression dans la ligne de carburant lors du fonctionnement du moteur, un réservoir en acier inoxydable de 150 mL a été installé en amont de l'injecteur pour agir à titre d'accumulateur. La pression du système est acquisitionnée à l'aide d'un capteur OMEGA PX309-200AV5. La figure 2.2 illustre le réservoir de carburant, la pompe à essence ainsi que le régulateur utilisés.

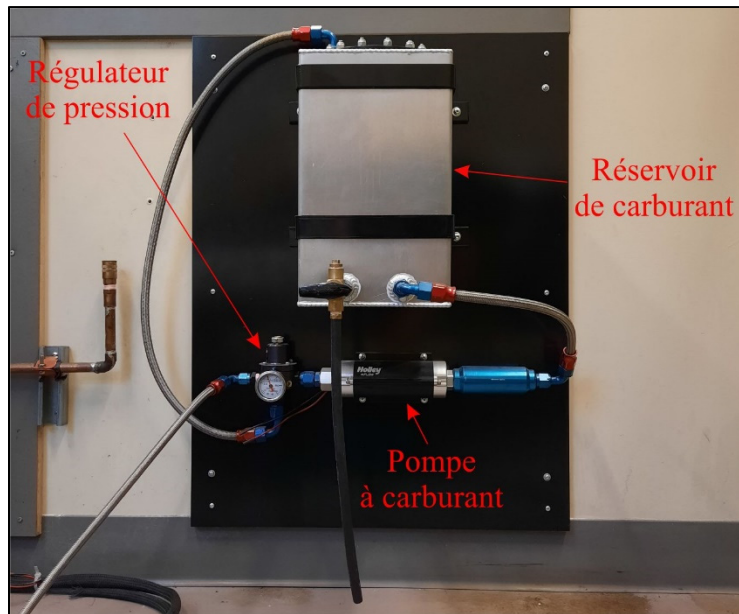


Figure 2.2 Réservoir de carburant, pompe à carburant et régulateur de pression utilisés

2.2.1 Injecteur

L'injecteur a été testé sous différentes pressions d'injection afin de connaître sa plage d'opération et l'impact sur l'opération du moteur. Ainsi, les essais ont montré qu'une pression de carburant de 5 bars rendait le moteur instable, probablement à cause d'une pression dépassant les limites de fonctionnement de l'injecteur, ce qui rendait son contrôle difficile. C'est pour cette raison qu'une pression maximale de 3,5 bars sera utilisée dans cette étude. La figure 2.3 donne un aperçu de l'injecteur.



Figure 2.3 Injecteur utilisé

De manière à caractériser l'injecteur utilisé, la première étape réalisée dans ce mémoire a été de mesurer ses trous. Pour ce faire, un microscope Nikon SMZ800N avec un zoom 70x a été utilisé. La figure 2.4 montre l'image prise au microscope et le diamètre des trous identifiés est noté.

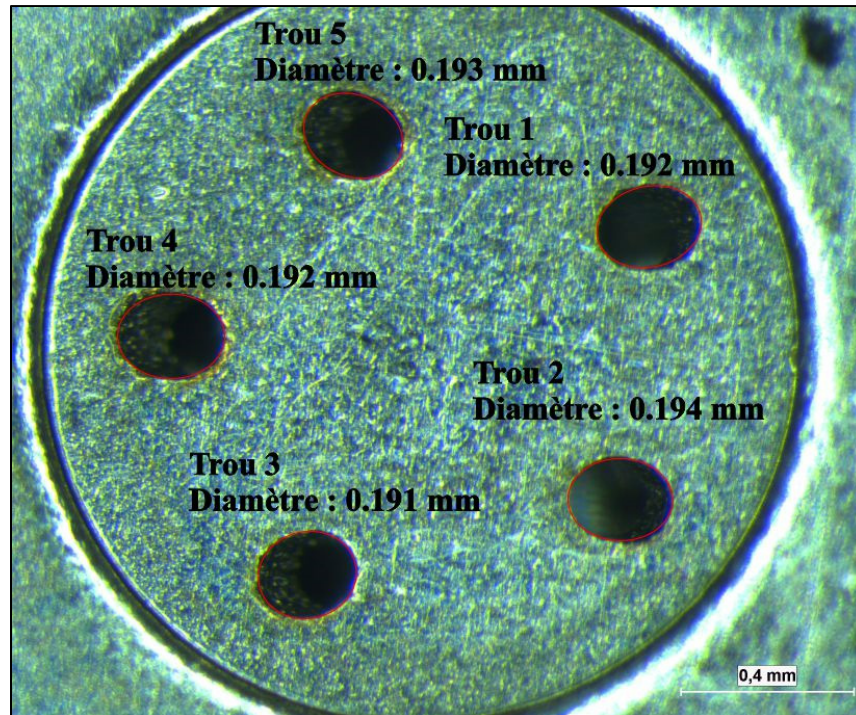


Figure 2.4 Dimensions des trous de l'injecteur

La suite de la caractérisation se fera dans le CHAPITRE 3 où des études macroscopique et microscopique du jet seront faites et au CHAPITRE 4 lorsque viendra le temps de cibler la consommation spécifique de carburant pour les différentes stratégies d'injection.

2.3 Système de contrôle

Afin de pouvoir contrôler le moteur, c'est-à-dire contrôler l'injecteur et l'étincelle d'allumage, un contrôleur Pi Innovo OpenECU M670B a été utilisé aux fins de ce projet. Ce dernier est programmable à l'aide de Simulink ou en langage C. Ici, Simulink est utilisé. Le tableau 2.2 suivant regroupe ses spécifications importantes (OpenECU, 2016).

Tableau 2.2 Spécifications Pi Innovo OpenECU

Modèle	M670B
Processeur	MPC5674F
Cadencement	264 MHz
Espace code	jusqu'à 3Mo
Espace volatile	jusqu'à 25Ko
Espace de calibration	jusqu'à 512Ko
Sources d'alimentation pour actionneurs	4
Sources d'alimentation pour capteurs	4
Entrées	49
Sorties	51
Communication CAN	4
Connecteurs	2x53, 1x48
Tension de fonctionnnement partiel	6 à 36V
Tension de fonctionnnement complet	7 à 32V

Comme le tableau 2.2 le montre, le contrôleur fonctionne avec un processeur ayant un cadencement de 264 MHz et est formé de trois espaces mémoire distincts. Un premier espace pour le code allant jusqu'à 3Mo qui est un type de mémoire en lecture seulement (ROM). Lorsque la tension d'alimentation est coupée, les données sont tout de même gardées en mémoire. Un second espace mémoire volatile (RAM) allant jusqu'à 25Ko est présent afin de permettre au contrôleur du moteur (ECU) de pouvoir stocker et accéder aux données qui sont actuellement traitées. Avec ce type de mémoire, les données ne sont pas conservées. Un dernier espace mémoire allant cette fois-ci jusqu'à 512Ko sert à stocker toutes les données nécessaires à la calibration du moteur, c'est-à-dire tous les tableaux ainsi que les constantes de calibration. Cette dernière mémoire, non volatile, est accessible autant en lecture qu'en écriture. La figure 2.5 donne une idée de la structure interne d'un ECU.

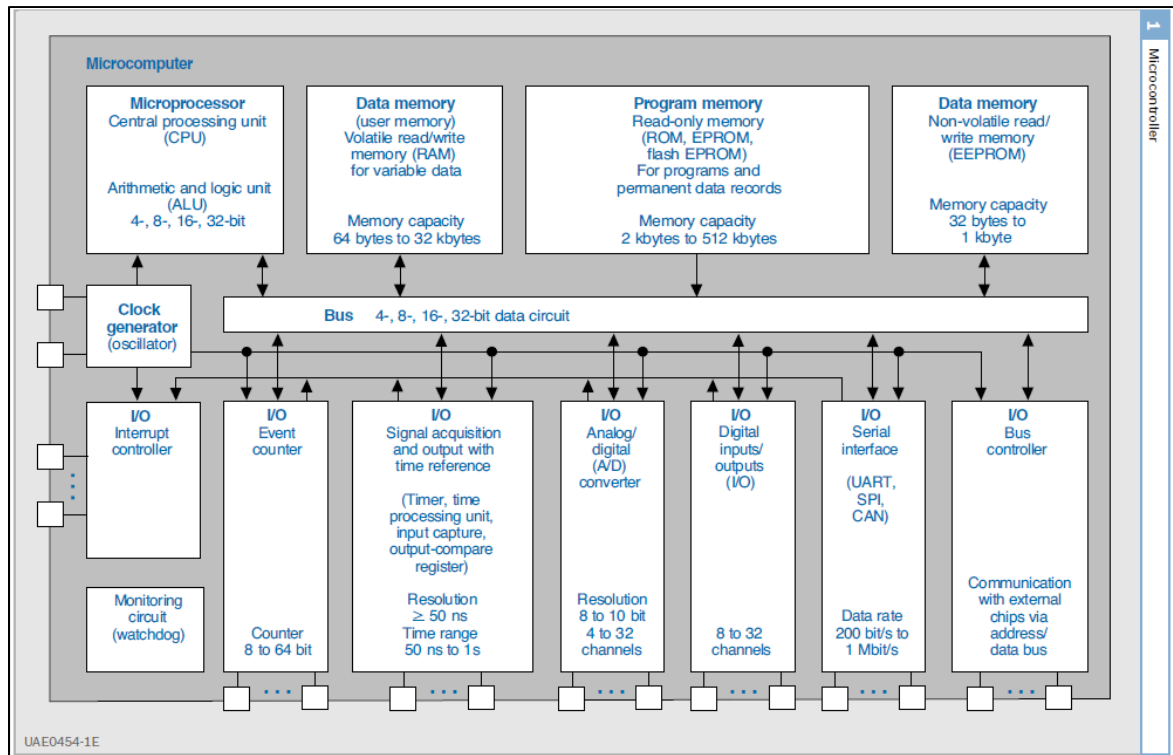


Figure 2.5 Structure interne d'un ECU
Tirée de Reif (Éd) (2015, p. 23)

Le microprocesseur (CPU) est le cœur de fonctionnement de l'ECU. Il accède à l'information des différents composants et signaux reçus via un bus de communication.

2.3.1 Communication CAN

Ici, la communication de l'ECU avec l'ordinateur de contrôle se fait via un bus de communication *Controller Area Network* (CAN). Comme l'ordinateur ne peut pas lire des données provenant d'un bus de communication CAN, un convertisseur Kvaser Leaf Light v2 de CAN vers USB et vice-versa est utilisé. Arrivé en 1991, le bus de communication CAN est le premier système de communication qui a été implanté dans un véhicule de production de masse (Reif (Éds), 2015). La figure 2.6 schématise un système de transmission de données CAN.

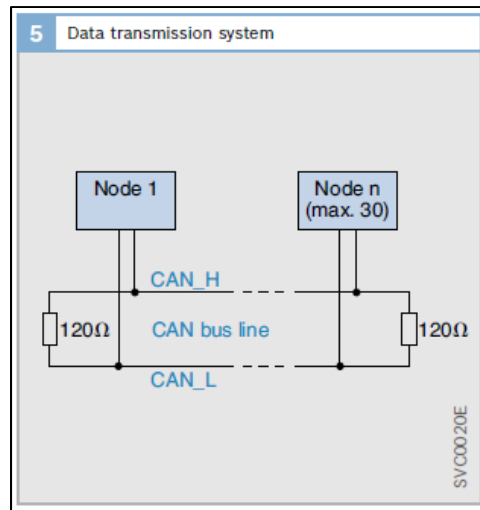


Figure 2.6 Schéma d'un système de transmission de données CAN
Tirée de Reif (Éds) (2015, p. 73)

On peut voir que les contrôleurs connectés au système de transmission CAN sont tous sur la même ligne de communication qui est une approche utilisée dans le domaine de l'automobile, qu'on appelle une communication duplex. Des résistances de 120 ohms sont apposées aux extrémités des lignes de transmission afin d'éliminer la possible réflexion des données. On peut également voir les lignes CAN_H et CAN_L qui signifient *CAN High* et *CAN Low* respectivement. L'information reçue par un composant du système résulte en une différence de ces deux lignes. Dans le cas d'un système CAN-C haute vitesse, comme il est question ici, l'envoi d'un bit récessif résulte en une tension de 2.5 V sur les deux lignes tandis qu'un bit dominant résulte en une tension de 0 V sur CAN_H et 5 V sur CAN_L. Cette transmission de données différentielle avec l'utilisation de câbles torsadés élimine la présence de bruit dans le signal (Reif (Éd), 2015).

Un message dans le format CAN a un maximum de 130 ou 150 bits dépendamment si le CAN 2.0 A ou B est utilisé (Reif (Éd), 2015). La différence entre ceux-ci est tout simplement le nombre de bits alloués à l'identifiant dans l'envoi du message. Dans le cas où un composant du système reçoit un message, celui-ci renvoie le message ayant 2 bits agissant à titre d'accusé de

réception. De cette manière, le composant ayant préalablement envoyé de l'information s'assure de sa réception.

2.3.2 Synchronisation moteur

Pour permettre le lancement du programme, le moteur doit pouvoir connaître sa position angulaire en tout temps. Pour ce faire, une roue dentée est présente sur le vilebrequin de même que sur l'arbre à came. Le fait que la seconde roue dentée ait une vitesse de rotation deux fois moins élevée que le vilebrequin permet de connaître sur lequel des deux tours du cycle le moteur se situe (rappel : un cycle du moteur 4 temps se fait sur 2 tours de vilebrequin). Dans le cas d'un moteur PFI à quatre temps, le démarrage du moteur peut se faire même lorsqu'une synchronisation partielle du moteur est établie, c'est-à-dire que la position angulaire du moteur est connue, mais sans savoir sur lequel des deux tours du cycle. La figure 2.7 montre le calage entre la roue de vilebrequin et la roue de l'arbre à came. Un capteur Holley EFI 554-124 est utilisé pour la détection des dents des roue dentées et fonctionne sous le principe de l'effet Hall.

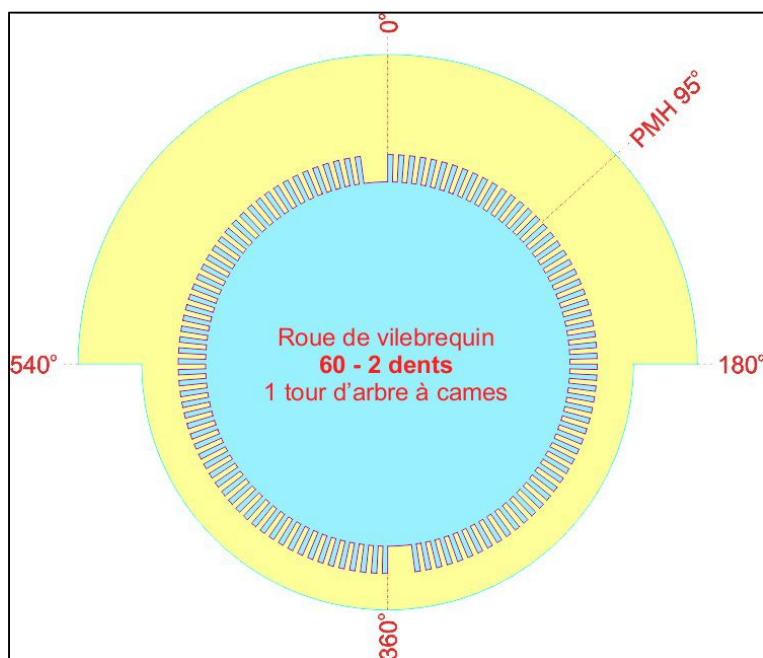


Figure 2.7 Calage des roues dentées de vilebrequin et de came

Comme la figure 2.7 le montre, le point mort haut (PMH) se situe 95° CA après la position de référence, plus couramment appelée *crank zero*. Dans le cas présent, le *crank zero* se trouve à être le front montant immédiatement après les deux dents manquantes de la roue dentée du vilebrequin lorsque la roue dentée de came est à une valeur élevée. De manière à déterminer le *crank zero*, l'ECU détecte un point de synchronisation en comparant le temps nécessaire entre les deux fronts montants consécutifs actuels (B sur la figure 2.8) avec les précédents (A sur la figure 2.8) et les suivants (a sur la figure 2.8). La figure 2.8 illustre la position du point de synchronisation ainsi que les opérations relationnelles effectuées par l'ECU pour le valider.

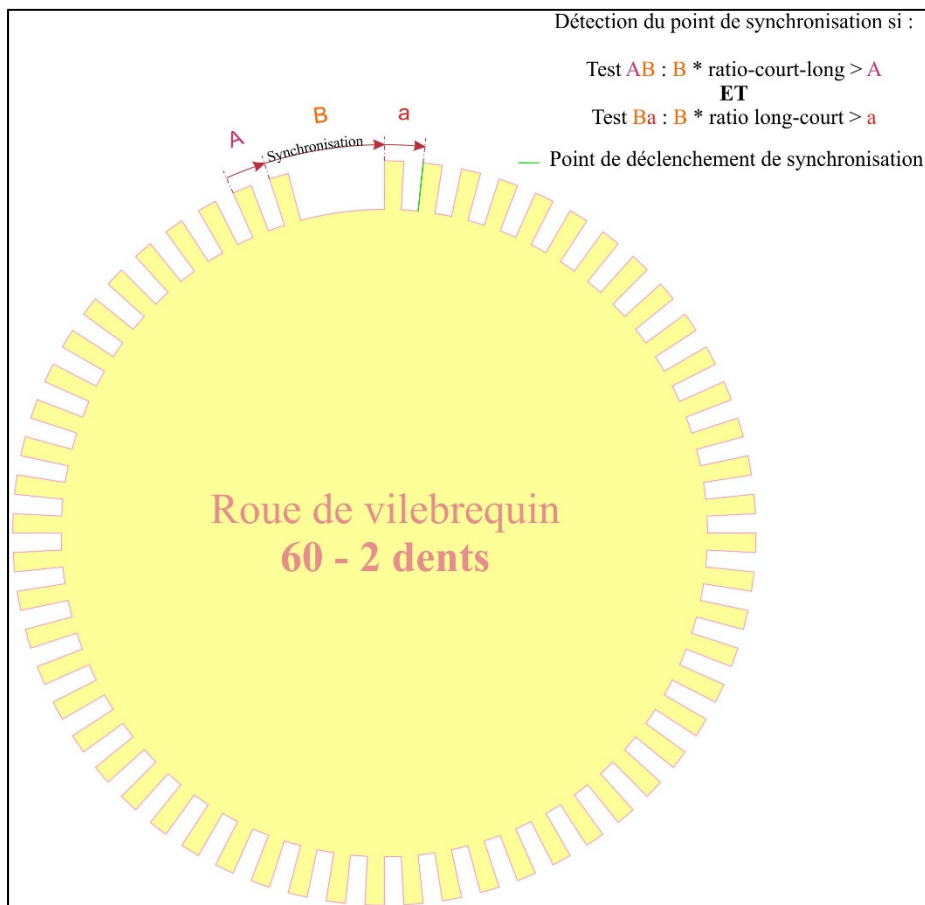


Figure 2.8 Point de synchronisation de la roue de vilebrequin

Les étapes complètes pour synchroniser le moteur et maintenir cette synchronisation sont décrites dans la figure-A I-1 de l'ANNEXE I.

2.3.3 Calibration, actionneurs et capteurs

Les pages précédentes ont permis de faire un survol de la structure interne de l'ECU, la manière dont il communique avec d'autres contrôleurs via CAN ainsi que les étapes de synchronisation du moteur. L'ECU est relié à plusieurs capteurs et actionneurs permettant le bon fonctionnement du moteur. La liste des capteurs et la configuration des connexions sont disponibles dans l'ANNEXE II. La figure 2.9 schématise le montage mécanique et électrique du moteur incluant le système endoscopique et l'analyseur de gaz d'échappement qui seront présentés plus loin.

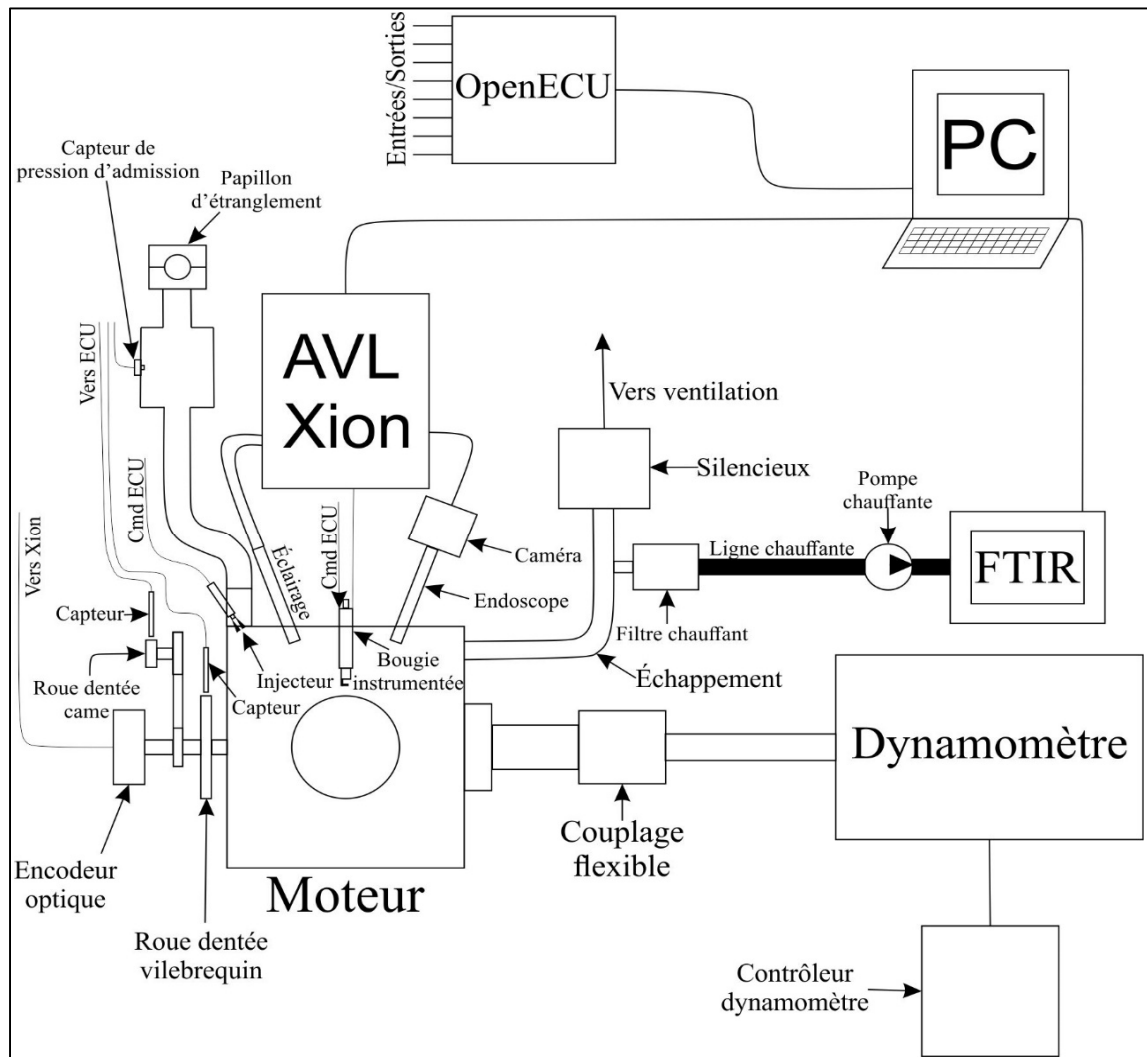


Figure 2.9 Montage mécanique et électrique

En ce qui concerne le contrôle, l'ECU permet de choisir la stratégie d'injection désirée. Dans le cas présent, on choisit entre une stratégie d'injection simple ou double. Pour la stratégie double, il est possible de choisir la proportion en temps entre la première et la deuxième injection. Ensuite, on détermine la richesse voulue qui sera lue à l'aide de la sonde à oxygène large bande Horiba LD-700 située sur le tuyau d'échappement et ayant une précision de ± 0.08 sur le λ . On peut également préciser l'avance à l'injection. La quantité d'air admise dans le cylindre se fait à l'aide d'un papillon d'étranglement Bosch de 32 mm de diamètre qui est contrôlé à l'aide d'un PID. Le choix des paramètres PID a été fait d'après la méthode Ziegler-Nichols (Microstar Laboratories, 2021). La figure 2.10 illustre les étapes à suivre pour atteindre le point d'opération désiré.

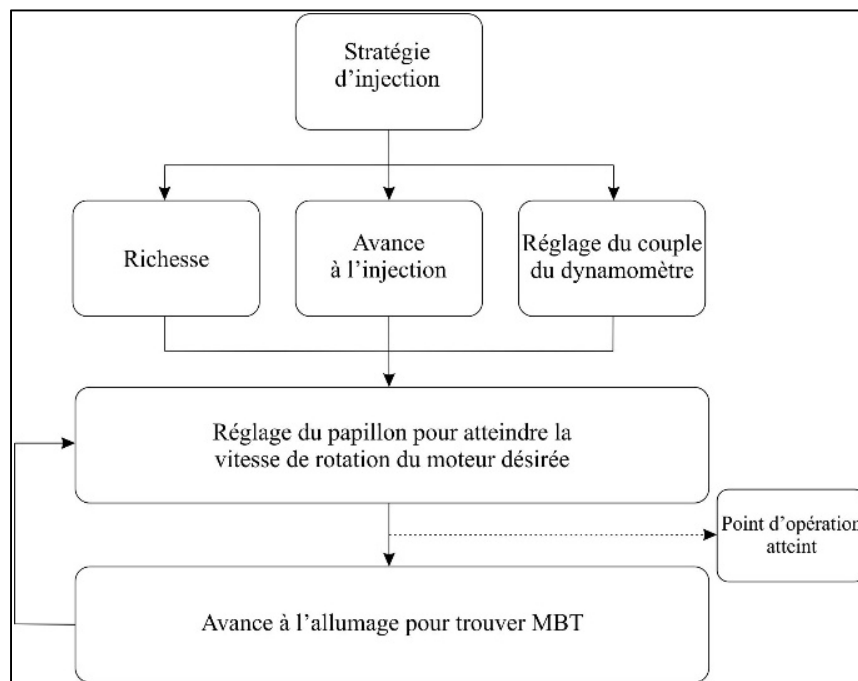


Figure 2.10 Étapes pour atteindre le point d'opération désiré

Les parties importantes du programme en langage Simulink sont présentées à l'ANNEXE III.

2.4 Analyseur de polluants gazeux

Les données concernant les émissions de polluants gazeux sont recueillies à l'aide d'un spectromètre infrarouge à transformée de Fourier (*Fourier-Transform Infrared spectroscopy*, FTIR). L'appareil utilisé est un CAI 600 FTIR. Il sert à évaluer les concentrations volumiques de différents gaz. Les HC imbrûlés sont rapportés par l'analyseur sous forme de méthane (CH_4) et de propane (C_3H_8) qu'il faut additionner sur une base équivalente. Le FTIR mesure également le CO alors que les NO_x incluent le NO et le NO_2 .

Les gaz d'échappement sont acheminés à l'appareil de mesure grâce à une ligne chauffée à 191 °C afin d'éviter la condensation. Ils sont aspirés vers le FTIR à l'aide d'une pompe qui, elle aussi, est maintenue à une température de 191 °C. Le logiciel OPUS effectue 16 mesures d'échantillons qui s'étendent sur environ une minute.

Le FTIR étudie l'interaction entre les molécules et la radiation infrarouge. Un faisceau infrarouge est envoyé et passe par un interféromètre de Michelson. Le faisceau rencontre d'abord une face semi-réfléchissante qui le sépare en deux. Une première partie se rend à un miroir fixe tandis que l'autre à un miroir mobile. Les deux faisceaux sont redirigés vers la face semi-réfléchissante pour ensuite se rendre à l'échantillon. Une partie de l'énergie lumineuse envoyée sera réfléchié alors qu'une autre sera absorbée par les molécules gazeuses. Cette dernière fera vibrer les molécules par étirement, déformation ou rotation et c'est cette intensité lumineuse qui sera finalement envoyée au détecteur en fonction de la position du miroir mobile (Bruker Corporation, 2019). Les données sont post-traitées afin de les transformer du domaine temporel au domaine fréquentiel via le principe de la transformée de Fourier. Elles sont alors comparées à une mesure de référence dans le but de déterminer la nature de l'échantillon. La manière dont les données sont traitées sera décrite dans la section 2.7.

2.5 Système endoscopique

Dans ce projet, la combustion est visualisée à l'aide d'un système d'acquisition endoscopique AVL X-ion. La synchronisation entre le moteur et le système d'acquisition se fait via un

encodeur optique BEI XHS35F-50-R2-SS-720-ABZC-28V/V-SM18 ayant une résolution de 720 pulses par tour moteur. Le déclenchement permettant de positionner le PMH se fait via une autre piste sur l'encodeur se produisant qu'une seule fois par tour. La bougie instrumentée est branchée au X-ion donnant la pression du cylindre à tous les 0.5 ou 1 degré vilebrequin ($^{\circ}\text{CA}$, *Crank Angle*) dépendamment si on se situe dans la combustion ou non. Concernant les images endoscopiques, une caméra PHOTRON FASTCAM Mini AX50 est utilisée. Les caractéristiques de la caméra sont présentées dans le tableau 2.3 (FASTCAM Mini AX Hardware Manual, 2017). La figure 2.9 de la section 2.3.3 donne un aperçu du branchement utilisé pour ce montage.

Tableau 2.3 Caractéristiques PHOTRON (Photron, 2017)

Modèle	FASTCAM Mini AX50
Capteur image	CMOS
Résolution maximale du capteur	1024 x 1024 pixels jusqu'à 2000 images par seconde (IPS)
Dimension d'un pixel	20 μm
Résolution/fréquence d'acquisition utilisée	512 x 512 pixels/6800 IPS
Profondeur de couleurs	12 bit monochrome
Capacité mémoire	8 Go
Méthode d'obturation	Obturation électronique
Entrée de synchronisation externe	+3,3 à +12Vp-p
Entrée de signal de déclenchement	TTL (+3,3 à +12V)
Communication	Ethernet

Pour les besoins de ce projet, la résolution des images est de 512 x 512 pixels à une fréquence d'acquisition de 6800 IPS. De cette manière, on est en mesure d'acquérir les images de combustion à un intervalle de 1,76 $^{\circ}\text{CA}$. Finalement, l'angle entre les deux tiges endoscopiques (l'une pour la caméra et l'autre pour la lumière) est de 34,46 $^{\circ}$ et l'angle du cône de visualisation de l'endoscope est de 67 $^{\circ}$.

2.6 Points d'opération

Pour toutes les différentes stratégies d'injection à l'étude, le même point d'opération du moteur sera utilisé. Il a été fixé à 2000 tr/min et à un couple de 7,5 Nm. Le dynamomètre contrôlait le couple moteur, tandis que la vitesse du moteur était contrôlée via le papillon d'étranglement. Une erreur de $\pm 0,1$ Nm a été acceptée pour le couple du moteur. Le couple moteur a été choisi en fonction de la valeur qui représentait 60 % de la pression maximale dans la tubulure d'admission alors que la vitesse de rotation a été choisie pour respecter certaines contraintes mécaniques du montage (vibrations entre autres). L'avance à l'allumage est fixée à 36 °CA avant le PMH pour tous les tests comme elle offre le couple maximal au frein (MBT, *Maximum Brake Torque*) ainsi qu'une bonne stabilité du moteur. Comme la présente étude s'intéresse à l'impact des stratégies d'injection sur les performances du moteur, l'avance à l'injection devait donc être judicieusement choisie. Pour les injections à soupape fermée, la fin de l'injection a été fixée à 45 °CA avant l'ouverture de la soupape d'admission (OVA) tandis que pour les injection à soupape ouverte, elle a été fixée à 45 °CA avant la fermeture de la soupape d'admission (FVA). La figure 2.11 montre le calage des soupapes ayant été mesuré à l'aide d'un indicateur à cadran précis à ± 0.001 po. Le PMH et la fin des injections y sont identifiés. L'ordonnée à l'origine de la figure 2.11 représente le *crank zero* et le PMH se trouve 95 °CA après ce point.

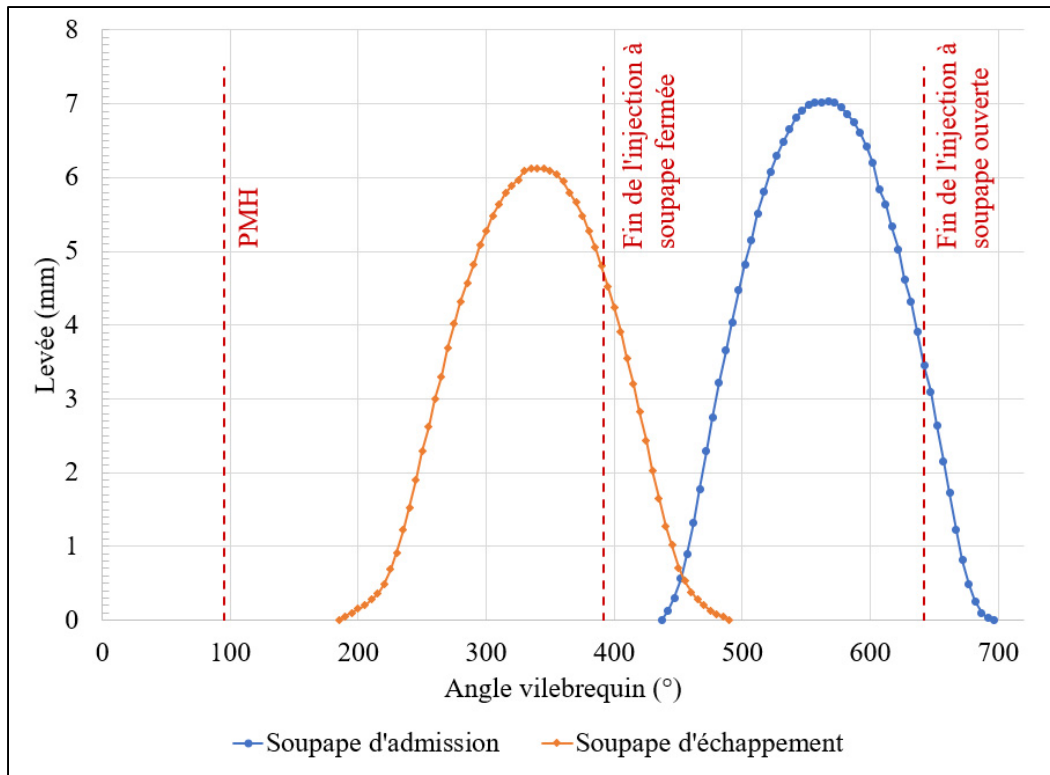


Figure 2.11 Calage des soupapes, du PMH et de l'avance à l'injection

Tout au long de ce mémoire, les stratégies sont présentées sous une forme $XXVF-YYVO$ où XX représente la proportion relative, exprimé en pourcent, de la durée d'injection à soupape fermée alors que YY désigne plutôt la proportion relative, en pourcent, de la durée d'injection à soupape ouverte, toutes deux par rapport au temps d'injection total pour un cycle du moteur. Les deux stratégies d'injection simple à l'étude sont appelées par les sigles $100VF-0VO$ et $0VF-100VO$ représentant l'injection 100 % à soupape fermée et 100 % à soupape ouverte, respectivement. Pour les stratégies d'injection double à l'étude, les sigles $75VF-25VO$, $50VF-50VO$, $25VF-75VO$ sont utilisés. Les deux stratégies d'injection simple et les trois stratégies d'injection double représentent cinq stratégies différentes qui seront évaluées sous 2 pressions d'injection, pour un total de dix. Le tableau 2.4 résume les points d'opération à l'étude et précise que la fin de l'injection se matérialise toujours au même instant dans le cycle, pour une même stratégie d'injection, impliquant que le début de l'injection est donc ajusté en fonction de sa durée.

Tableau 2.4 Points d'opération à l'étude

Stratégie d'injection	Soupape fermée	Soupape ouverte
Vitesse de rotation	2000 tr/min	
Couple	7,5 Nm	
Richesse	Stœchiométrie	
Pression moyenne effective au frein (PMEF)	2,42 bars	
Température des ailettes du moteur	~170 °C	
Température de l'huile	~90 °C	
Pression d'injection	2 et 3,5 bars	
Fin de l'injection	45 °CA avant l'OVA	45 °CA avant la FVA
Proportion du temps d'injection	100 %, 75 %, 50 %, 25 %, 0 %	0 %, 25 %, 50 %, 75 %, 100 %
Avance à l'allumage (°CA avant le PMH)	36	

Tous les essais sont effectués avec de l'essence commerciale ayant un indice d'octane moyen de 91 acheté chez Petro-Canada. Ses caractéristiques sont présentées dans le tableau 2.5.

Tableau 2.5 Caractéristiques de l'essence

Concentration (% w/w) ^a	Essence	95 - 100 %
	Toluène	1 - 40 %
	Benzène	0,5 - 1,5 %
	Éthanol	0,1 - 0,3 %
Point d'ébullition ^a	25 à 225 °C	
Point éclair ^a	-50 à -38 °C	
Température d'auto-inflammation ^a	257 °C	
Limites d'inflammabilité (% V) ^a	Supérieure	7,6 %
	Inférieure	1,3 %
Densité relative ^a	685 - 800 kg/m ³	
Masse molaire ^b	98,5 g/mol	
Pression de vapeur de Reid ^b	61 kPa	
PCI ^b	43,3 MJ/kg	
h _{fg} @ 25 °C ^b	0,35 MJ/kg	
Nombre d'atomes de carbone par mole ^b	7,10	

^a Données tirées de Petro-Canada (2021)

^b Données tirées de Barrientos, Anderson, Maricq, & Boehman (2016)

2.7 Analyse des données

Cette section du mémoire présente la méthodologie associée aux calculs d'erreurs utilisés, suivie des différents indices de performances de combustion et des émissions de gaz polluants qui seront décrits. Pour chaque sous-section, les erreurs rattachées aux mesures seront donc décrites.

2.7.1 Incertitudes des mesures expérimentales

Le montage expérimental utilise différents capteurs afin de récolter des données exploitables pour analyse. Ces différents capteurs ont une erreur qui leur est propre. C'est ce qu'on appelle l'erreur systématique d'une mesure. Ce type d'erreur sera présent sur toutes les mesures. L'autre forme d'erreur apparaissant est l'erreur aléatoire. Elle provient d'erreurs humaines et de perturbations extérieures. Donc, l'incertitude totale d'une mesure dépendra de ses erreurs, systématique et aléatoire. Avant de calculer ces erreurs, les données sont évaluées selon le critère de Chauvenet pour identifier les valeurs aberrantes en supposant une distribution gaussienne des données (Lamarche, 2013). Ensuite, les équations (2.1) à (2.3) peuvent être utilisées afin de déterminer l'intervalle de confiance à 95 % pour les paramètres ne requérant qu'une mesure simple (Moffat, 1988).

$$U_{0.95} = \left\{ (B_{x_i})^2 + (t_{v,0.95} S_{\bar{x}_i})^2 \right\}^{1/2} \quad (2.1)$$

$$B_{x_i} = \sqrt{\sum_{i=1}^n B_i^2} \quad (2.2)$$

$$S_{\bar{x}_i} = \frac{\sigma}{\sqrt{N_T}} \quad (2.3)$$

Dans l'équation (2.1), on remarque deux termes. Le premier étant l'erreur systématique totale se calculant grâce à l'équation (2.2), B_i étant chacune des erreurs individuelles. Le deuxième terme représente l'erreur aléatoire de la mesure, $t_{v,0.95}$ étant le coefficient de Student avec v degrés de liberté et $S_{\bar{x}_i}$ l'écart type sur la moyenne. L'équation (2.3) montre le calcul de l'écart type, N_T représentant le nombre d'échantillons. Lorsque les mesures regroupent plus de 30 échantillons, la même équation est utilisée, mais cette fois-ci suivant la loi normale.

Dans le cas où un paramètre dépend de plus d'une variable indépendante l'équation (2.4) est alors utilisée (Moffat, 1988).

$$(U_R)_{0.95} = \sqrt{\sum_{i=1}^n \left(\frac{df_1}{dx_i} U_i \right)^2} \quad (2.4)$$

Afin de tenir compte de leur influence dans l'équation, l'erreur de chaque mesure est multipliée par sa dérivée partielle et la méthode de la racine carrée de la somme des carrés est utilisée. Un exemple de calcul pour l'incertitude sur les HC utilisant les équations (2.1) à (2.4) est présenté dans l'ANNEXE IV.

2.7.2 Coefficient de variation de la pression moyenne effective

Le coefficient de variation de la pression moyenne effective (CV_{PMEI}) permet de quantifier la variation cycle à cycle d'un moteur. Dans ce mémoire, le CV_{PMEI} sera calculé pour toutes les stratégies d'injection à l'étude, et ce, sur 500 cycles moteur. Pour commencer, la pression moyenne effective pour chacun des cycles du moteur est calculée. Ce calcul est fait à l'aide de l'équation (2.5).

$$PMEI = \frac{\int_{0^\circ}^{720^\circ} P dV}{V_d} \quad (2.5)$$

La pression moyenne effective (PMEI) permet la comparaison de moteurs n'ayant pas la même configuration. Une fois ce paramètre déterminé, on peut calculer le CV_{PMEI} à l'aide de l'équation (2.6) (Heywood, 1988).

$$CV_{PMEI} = \frac{\sigma_{PMEI}}{\bar{X}_{PMEI}} \quad (2.6)$$

Le rapport entre l'écart-type et la moyenne de la PMEI pour tous les cycles représente le CV_{PMEI} . Pour une valeur qui excède environ 10 %, on verra des problèmes de maniabilité du véhicule (Heywood, 1988).

En ce qui concerne les intervalles de confiance à 95 % sur la moyenne pour les CV_{PMEI} , elles sont très faibles et varient entre 0,0005 % et 0,002 %. Les autres paramètres pouvant affecter l'erreur sont, entre autres, la bougie instrumentée, les conditions ambiantes du laboratoire et la température du carburant. Les incertitudes sont présentées au tableau-A V-1 de l'ANNEXE V.

2.7.3 Consommation spécifique de carburant

La consommation spécifique de carburant (CSC) est la quantité de carburant requise pour développer une valeur unitaire de puissance. L'équation (2.7) montre le calcul nécessaire pour déterminer ce paramètre avec le débit massique de carburant en g/h et la puissance du moteur en kW, ce qui donne des g/kWh.

$$CSC = \frac{\dot{m}_{carburant}}{P_{frein}} \quad (2.7)$$

Elle mesure en quelque sorte l'efficacité avec laquelle un moteur utilise le carburant pour produire un travail (Heywood, 1988). Dans ce travail, la principale cause d'une variation de la consommation spécifique de carburant entre deux stratégies est la qualité de la combustion.

Afin de calculer la CSC, le temps d'injection est d'abord noté pour chaque stratégie. Ensuite, l'injecteur est retiré du moteur afin de l'installer sur un banc d'injection. Comme la pression dans le collecteur d'admission et la pression d'injection sont des paramètres qui varient constamment, elles ont été prises sur 100 cycles. Pour chaque cycle, l'écart entre ces deux paramètres a été calculé. À titre d'exemple, la variation de ΔP est de 0,54 bars pour une pression d'injection de 3,5 bars lorsque la stratégie d'injection simple a été utilisée.

À partir des 100 mesures, les valeurs maximales et minimales de ΔP sont identifiées et une expérience utilisant uniquement le système de carburant permet de quantifier la masse injectée. Ainsi, pour ces conditions extrêmes, la pression d'injection de cette nouvelle expérience, sans moteur, est ajustée par rapport à la pression atmosphérique du laboratoire afin de reproduire les mêmes ΔP que ceux mesurés sur le moteur. Pour ces conditions, la même durée d'injection est utilisée et la masse injectée est mesurée à l'aide d'une balance OHAUS Navigator NV2201 ayant une précision de ± 0.1 g. Afin de minimiser cette erreur, 3000 cycles d'injection sont effectués pour déterminer la masse injectée.

À partir des conditions ΔP maximales et minimales utilisées pour déterminer la masse injectée, le C_d de l'injecteur est calculé à l'aide de l'équation (2.8) où $\dot{m}_{injecteur}$ est le débit massique de l'injecteur pour le temps d'injection, N_{trous} est le nombre d'orifices de l'injecteur, C_d est le coefficient de décharge de l'injecteur, $A_{trous\ moyen}$ est l'aire moyen des trous de l'injecteur qu'on peut retrouver dans la section 2.2.1, ρ_L est la masse volumique du carburant et ΔP est la différence entre la pression d'injection et celle dans l'environnement ambiant. Cette équation provient de Bernouilli telle qu'utilisée dans Waxman, Cantwell, Ziliac, & Zimmerman (2013).

$$\dot{m}_{injecteur} = N_{trous} \times C_d \times A_{trous\ moyen} \times \rho_L \times \sqrt{\frac{2 \times \Delta P}{\rho_L}} \quad (2.8)$$

Pour estimer le débit massique entre ces deux valeurs extrêmes identifiées préalablement, l'hypothèse est faite que l'évolution du C_d entre les deux valeurs extrêmes suit une droite. Quoique le C_d ne varie que très peu entre les deux valeurs extrêmes, on détermine le C_d pour

les 98 cycles restants et, en suivant l'équation (2.8), on peut déterminer le débit de l'injecteur pour chaque point. La moyenne de ce débit est passée dans l'équation (2.9) de manière avoir la quantité de carburant injectée en g/h.

$$\dot{m}_{carburant} = \frac{60 \times N \times m_{injectée/cycle}}{2} \quad (2.9)$$

Par la suite, la puissance au frein en kW est calculée selon l'équation (2.10) où N est la vitesse de rotation en rad/s et T est le couple du moteur en Nm.

$$P_{frein} = \frac{N \times T}{1000} \quad (2.10)$$

En considérant l'erreur sur la vitesse de rotation du moteur, le couple du moteur ainsi que la masse mesurée, l'intervalle de confiance à 95 % sur la CSC moyenne calculée selon la loi normale varie entre 1,42 et 1,45 % pour toutes les stratégies. Les résultats d'incertitude sont présentés au tableau-A V-2 de l'ANNEXE V.

2.7.4 Dégagement de chaleur

Dans un moteur, le dégagement de chaleur donne de l'information sur le déroulement de la combustion dans le cylindre. Le calcul pour déterminer ce paramètre utilise le premier principe de la thermodynamique en supposant l'équilibre thermique de part et d'autre de l'équation. Plusieurs travaux ont été effectués au fil des années concernant ce sujet. Dans le cadre de ce mémoire, l'équation (2.11) provenant de Ferguson & Kirkpatrick (2016) sera utilisée.

$$\frac{dQ}{d\theta} = \frac{\gamma}{\gamma - 1} P \frac{dV}{d\theta} + \frac{1}{\gamma - 1} V \frac{dP}{d\theta} + \frac{dQ_w}{d\theta} \quad (2.11)$$

On remarque que le taux de dégagement d'énergie dépend de l'indice polytropique (γ), de la pression instantanée, de la variation de volume, du volume instantané, de la variation de

pression ainsi que de la perte de chaleur aux parois. Pour γ , plusieurs études ont été réalisées afin de trouver la valeur la plus adaptée (Ceviz & Kaymaz, 2005). Dans ce travail, il sera fixé à 1,36 pour tous les calculs comme il n'influence pas vraiment l'allure de la courbe, mais plutôt l'intensité du dégagement d'énergie. Dans l'équation (2.11), on voit également le terme $\frac{dQ_w}{d\theta}$ qui représente la perte de chaleur aux parois pour chaque $d\theta$. Comme il n'est pas possible de déterminer cette valeur avec les données recueillies, on la retire de l'équation et on aura alors que le dégagement de chaleur utile. On utilisera donc l'équation (2.12).

$$\frac{dQ}{d\theta} = \frac{\gamma}{\gamma - 1} P \frac{dV}{d\theta} + \frac{1}{\gamma - 1} V \frac{dP}{d\theta} \quad (2.12)$$

2.7.4.1 Fraction massique brûlée

La fraction massique brûlée (FMB) est une façon de comprendre le déroulement de la combustion dans le cylindre. Elle permet de déterminer la fraction de carburant brûlée en fonction de la position du vilebrequin. En fait, elle représente l'intégrale normalisée du dégagement de chaleur pendant un cycle du moteur. L'équation (2.13) montre le calcul nécessaire pour la FMB. Cette équation a été développée par Rassweiler et Withrow (Ceviz & Kaymaz, 2005). Quant à l'équation (2.14), elle montre le calcul nécessaire pour déterminer ΔP_c , qui représente le gain en pression dû à la combustion. Celle-ci est tirée de Ball, Raine, & Stone (1998).

$$FMB_{\theta} = \frac{\sum_{\theta_{ign}}^{\theta_i} \Delta P_c}{\sum_{\theta_{ign}}^{\theta_{FC}} \Delta P_c} \quad (2.13)$$

$$\Delta P_c = \left(P_{i+1} - P_i \times \left(\frac{V_i}{V_{i+1}} \right)^{\gamma} \right) \times \left(\frac{V_i}{V_{PMH}} \right) \quad (2.14)$$

θ_{ign} représente le moment où a lieu l'étincelle de la bougie d'allumage. En ce qui concerne θ_{FC} , il est déterminé à l'aide de l'équation (2.12) et est défini comme étant la dernière valeur positive

de $\frac{dQ}{d\theta}$ qui est suivi de la première apparition de trois valeurs négatives successives de $\frac{dQ}{d\theta}$ après le début de la combustion. L'équation (2.13) permet de séparer le processus de combustion en trois phases distinctes. Les deux premières phases sont l'initiation de combustion qui représente le premier 10 % du carburant brûlé et la combustion complètement développée qui représente la plage entre 10 à 90 % du carburant brûlé (Heywood, 1988). S'ajoute à ces deux phases la fin de la combustion qui est quantifiée par le dernier 10 % de carburant à brûler. La figure 2.12 illustre ces trois phases.

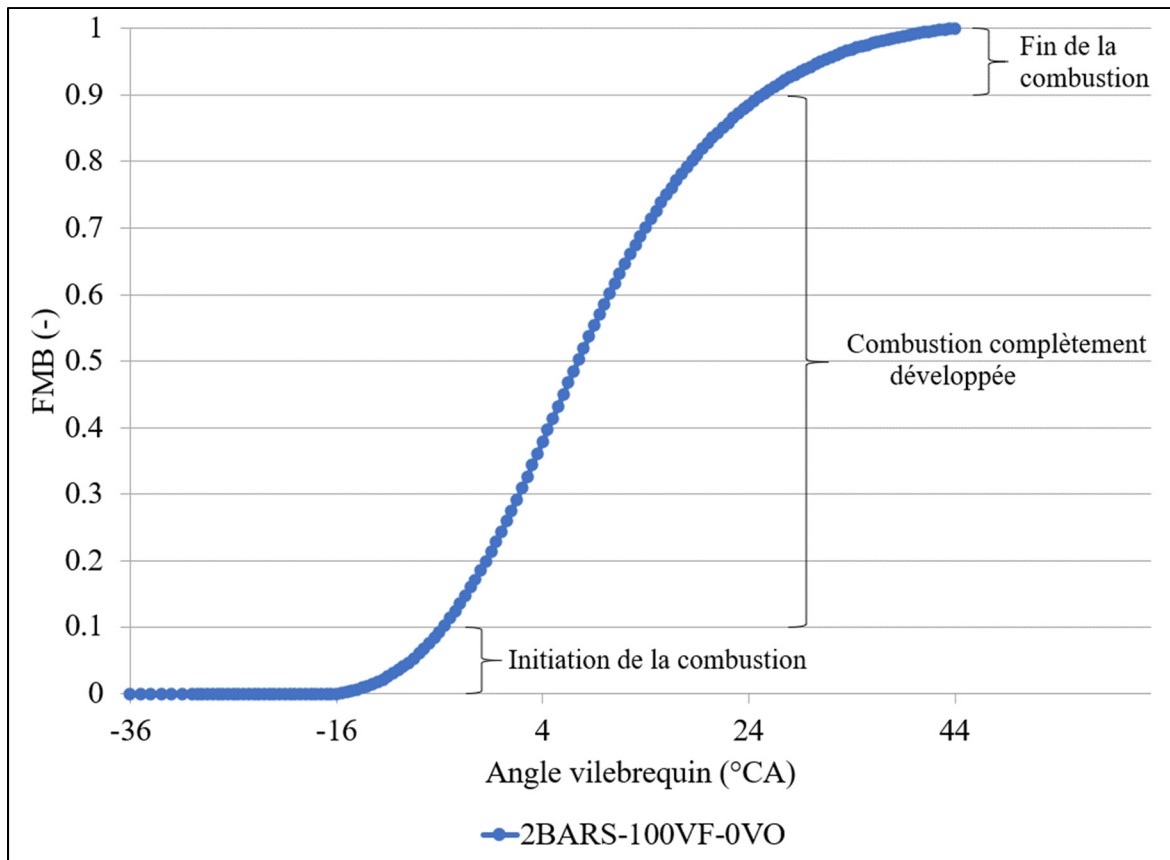


Figure 2.12 Exemple du profil de la FMB et les phases de combustion

L'intervalle de confiance à 95 % pour les FMB0-10% et FMB10-90% est calculé d'après la loi normale comme 500 cycles moteur sont considérés dans les résultats. Les incertitudes pour toutes les stratégies d'injection à l'étude sont présentées aux tableaux-A V-3, V-4 et V-5 de l'ANNEXE V. Les autres sources d'erreurs pouvant affecter ces données sont la bougie

instrumentée AVL ZI45 qui est négligeable, la résolution de l'encodeur optique qui est de 0,5 °CA, ainsi que la pression du collecteur d'admission. La température du carburant peut également avoir un impact.

2.7.5 Émissions de gaz polluants

Dans ce travail, l'analyse des résultats de gaz polluants se fera selon l'émission spécifique, c'est-à-dire le débit massique de ces polluants par unité de puissance du moteur. L'équation (2.15) montre le calcul typique (Heywood, 1988). Comme le débit massique des polluants est inconnu, on utilisera également les équations (2.16) (McAllister & Fernandez-Pollo, 2011) et (2.17) (Heywood, 1988). L'équation (2.16) néglige la fraction molaire de HC au dénominateur, car elle est très faible comparé aux fractions molaires de CO et CO₂. Les concentrations volumiques de chaque polluant à la sortie du moteur sont données par le FTIR.

$$ES_x = \frac{\dot{m}_x}{P_{frein}} \quad (2.15)$$

$$EI_x = \left(\frac{X_x}{X_{CO} + X_{CO_2}} \right) * \left(a * \frac{MM_x}{MM_{carburant}} \right) \quad (2.16)$$

$$EI_x = \frac{\dot{m}_x}{\dot{m}_{carburant}} \quad (2.17)$$

Où \dot{m}_x représente le débit massique en g/h du polluant à l'étude, P_{frein} est la puissance au frein mesurée à l'aide du dynamomètre en kW, X_x est la fraction molaire du polluant à l'étude, X_{CO} la fraction molaire du CO à l'échappement, X_{CO_2} la fraction molaire du CO₂ à l'échappement, a est le nombre d'atomes de carbone dans la molécule de carburant à l'étude, MM_x la masse molaire du polluant à l'étude, $MM_{carburant}$ la masse molaire du carburant et $\dot{m}_{carburant}$ le débit massique de carburant en g/h. On remplace d'abord l'équation (2.16) dans l'équation (2.17). Ensuite, on isole \dot{m}_x qu'on substitue dans l'équation (2.15). On obtient donc l'émission spécifique du polluant x avec l'équation (2.18).

$$ES_x = \left(\frac{X_x}{X_{CO} + X_{CO_2}} \right) * \left(a * \frac{MM_x}{MM_{carburant}} \right) * CSC \quad (2.18)$$

Dans le cas du CO, on remplace directement la variable X_x par sa concentration molaire. Dans le cas des NO_x, on additionne les concentrations molaires de NO et NO₂. Pour les HC, comme ils sont présentés sous forme de CH₄ et de C₃H₈, on utilise plutôt l'équation (2.19).

$$X_{HC} = X_{CH_4} + 3 * X_{C_3H_8} \quad (2.19)$$

En ce qui concerne les incertitudes à un intervalle de confiance de 95 %, elles sont présentées aux tableaux-A V-6 et V-7 de l'ANNEXE V. On remarque que l'équation (2.18) fait intervenir plusieurs variables faisant partie des prises de mesures et, donc, devront être considérées dans les calculs d'incertitudes en utilisant l'équation (2.4).

2.7.6 Émissions de particules de suies

Dans le cadre de ce projet, l'analyse des émissions de particules de suies sera qualitative. Elle se fera grâce aux images prises à l'aide du système d'acquisition endoscopique décrit dans la section 2.5. La caméra endoscopique est configurée afin d'acquérir les images à tous les 1,76 °CA pour 50 cycles moteur. L'intervalle d'intérêt se situe du début de l'allumage de la bougie jusqu'après la fin de la combustion. Ces images serviront à distinguer les flammes de diffusion de la flamme homogène et du fond de l'image. La flamme homogène de couleur bleue-verte représente la partie de la combustion dans laquelle le carburant et le comburant sont prémélangés tandis qu'une flamme de diffusion de couleur jaune-blanc apparaît lorsque le mélange entre le carburant et le comburant se produit au même moment que la combustion (Heywood, 1988). Les flammes de diffusion se forment donc en présence d'une zone localement riche en carburant laissant place à une combustion incomplète et sont associées à la formation de particules (Raza et al., 2018).

Afin de distinguer les flammes de diffusion du reste de l'image, la transformation de l'image de RGB à Hue (H) est effectuée. Cette méthode est celle introduite par Smith (1978) et représente les couleurs d'après une position angulaire variant de 0 à 360 °. Les trois équations (2.20) à (2.22) sont celles qui sont utilisées pour obtenir la valeur finale H, telles que décrites par Huang & Zhang (2010).

$$H' = \left\{ \begin{array}{ll} \frac{G - B}{\text{Max}(R, G, B) - \text{Min}(R, G, B)} & \text{if } R = \text{Max} \\ 2 + \frac{B - R}{\text{Max}(R, G, B) - \text{Min}(R, G, B)} & \text{if } G = \text{Max} \\ 4 + \frac{R - G}{\text{Max}(R, G, B) - \text{Min}(R, G, B)} & \text{if } B = \text{Max} \end{array} \right\} \quad (2.20)$$

$$H' = \frac{H'}{6} \times 360 \quad (2.21)$$

$$H = \begin{cases} H' & \text{if } H' > 0 \\ H' + 360 & \text{if } H' < 0 \end{cases} \quad (2.22)$$

Ensuite, pour déterminer si le pixel se trouve à être une flamme de diffusion, la valeur H doit se situer entre 1 et 80 ° (Huang & Zhang, 2008). Avant de passer tous les pixels des images dans ces équations, chaque image est préalablement traitée. La figure 2.13 présente les étapes à suivre. La soustraction de la moyenne des 10 images précédant l'allumage au reste des images acquises subséquentement ainsi que l'application d'un filtre médian sur 5 x 5 pixels sont basés sur les travaux de Shawal et al. (2016). Le passage de l'image RGB à l'image LAB afin d'en tirer la composante L et de retirer le bruit du reste de l'image est inspiré de Mathworks (2021). Cette technique est utilisée puisque le bruit de la caméra est généralement moins lumineux que les flammes de diffusion, ce qui permet de les dissocier.

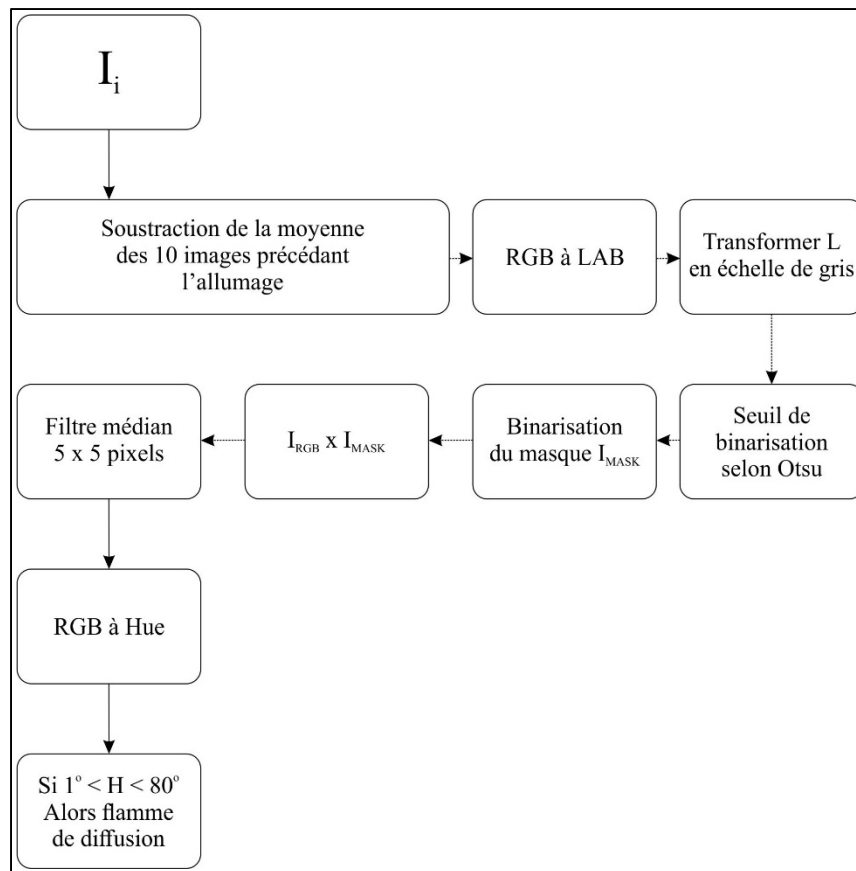


Figure 2.13 Étapes de traitement d'images pour flamme de diffusion

Une fois les étapes de la figure 2.13 exécutées, les images d'une même position vilebrequin peuvent être additionnées (Storch et al., 2015) sur 50 cycles moteur. Ensuite, l'intégrale de l'intensité est calculée pour chaque position vilebrequin et on obtient un graphique, tel que présenté à la figure 2.14.

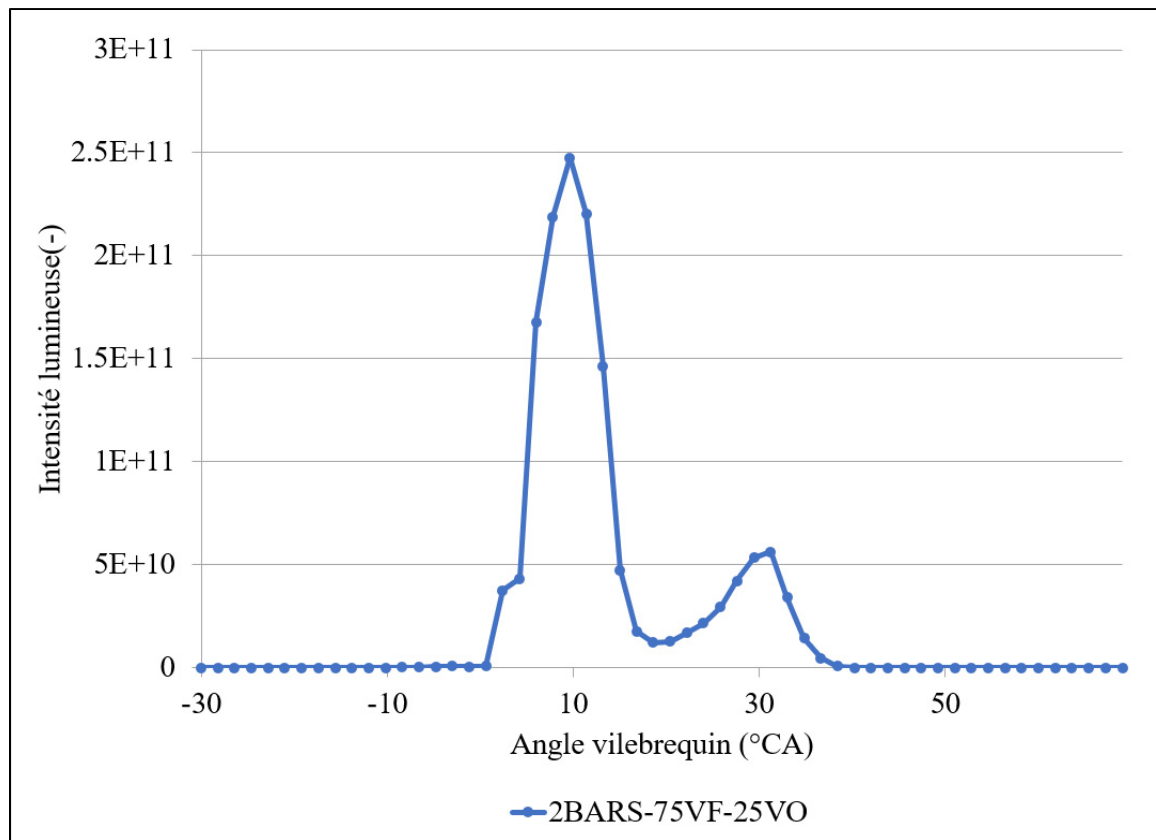


Figure 2.14 Exemple d'intégrale d'intensité en fonction de la position du moteur

L'intensité des pics montrent les positions vilebrequin où les flammes de diffusion apparaissent le plus souvent. De ces pics, des cartographies d'occurrence sont générées afin de déterminer les endroits critiques de formation des flammes de diffusion dans la chambre de combustion.

2.8 Synthèse du chapitre

Ce chapitre a permis de décrire le montage utilisé dans le cadre de ce projet tout en donnant les informations sur les actionneurs et capteurs utilisés. Le fonctionnement de l'ECU a été expliqué ainsi que le programme permettant la bonne marche du moteur durant les essais. Ensuite, les points d'opération et le carburant à l'étude dans ce mémoire ont été dévoilés. Finalement, les calculs d'incertitudes, la démarche expérimentale employée pour déterminer les paramètres de performance du moteur et les émissions polluantes y ont été présentés. Ce chapitre a permis de remplir les deux premiers sous-objectifs de ce mémoire.

Le chapitre suivant permettra une description des montages utilisés pour les études macroscopique et microscopique des jets. L'étude microscopique présentera la méthode de calibration permettant le bon fonctionnement du programme de détection de gouttes. Finalement, les résultats seront présentés et analysés.

CHAPITRE 3

CARATÉRIISATION DES JETS

Cette section permettra de caractériser les jets de carburant d'un point de vue macroscopique et microscopique, ce qui répondra au troisième sous-objectif de ce mémoire. D'abord, une description du montage expérimental et de la méthode de post-traitement des images de l'étude macroscopique seront présentées, suivies de la présentation des courbes de pénétration des jets. Ensuite, les mêmes étapes suivront pour l'étude microscopique des jets de carburant. Par contre, la présentation et l'analyse des résultats se pencheront plutôt sur les gouttelettes de carburant.

3.1 Étude macroscopique

Dans cette section du mémoire, il sera question de l'étude macroscopique des jets de carburants, qui comprend la pénétration des jets en fonction de la pression d'injection. Tout d'abord, une description du montage expérimental nécessaire sera présentée, suivie d'une description de la méthode de post-traitement des résultats de visualisation. Finalement, les résultats seront présentés.

3.1.1 Description du montage expérimental

Ces prises de mesure sont réalisées avec le même système d'injection que celui utilisé pour les essais moteur décrit dans la section 2.2. Toutefois, afin de rendre la visualisation des jets possible, l'injecteur est retiré du moteur et est installé sur un banc d'injection permettant de le fixer pour toutes les mesures. Les images sont captées à l'aide d'une caméra Phantom v9.1 dotée d'une lentille Sigma 105mm F2.8 DG Macro. Afin d'utiliser la technique d'ombroscopie pour l'analyse des pénétrations de jets, une lampe au DEL de 150 W est installée derrière l'injecteur. Un écran de diffusion est situé entre la lampe et l'injecteur de manière à obtenir un fond d'image uniforme. La figure 3.1 illustre le montage utilisé pour ces prises de mesure.

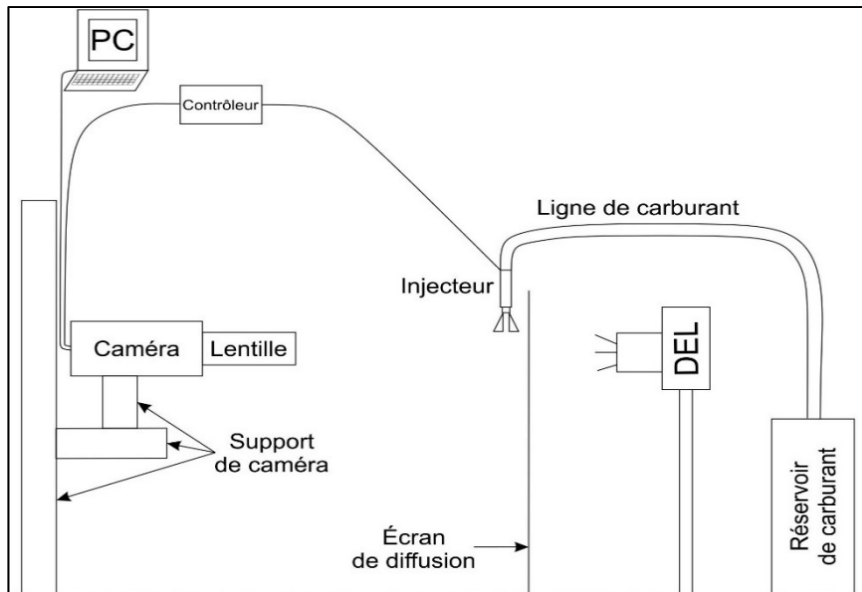


Figure 3.1 Banc d'injection pour l'étude macroscopique des jets

Comme on le voit sur la figure 3.1, un contrôleur s'assure de déclencher la caméra et l'injection afin de garantir la synchronisation entre les deux. Une vitesse d'acquisition de 1000 IPS a été fixée, telle qu'utilisée par Anand et al. (2012). Puisque le partage entre la résolution temporelle et spatiale n'était pas un problème, la caméra a pu fonctionner à sa résolution spatiale maximale. Il est toutefois à noter qu'elle a été pivotée de 90° sur le côté afin d'avoir le maximum de pixels sur la hauteur du jet. Le tableau 3.1 montre les paramètres de la caméra utilisés pour ce montage.

Tableau 3.1 Paramètres caméra pour étude macroscopique des jets

Modèle	Phantom v9.1
Profondeur de couleur	14 bits
Dimension de l'image	1632 x 1200 pixels
Résolution spatiale	0,0933 mm/pixel
Résolution temporelle	1000 fps
Temps d'exposition	15 μ s
Lentille	Sigma 105 mm F2.8 DG Macro
Ouverture de l'objectif	F2.8

Les mesures ont été prises à dix reprises pour chacune des deux pressions d'injection.

3.1.2 Méthode de post-traitement des résultats de visualisation

D'abord, les images doivent être extraites du fichier vidéo généré par la caméra. Ensuite, afin de permettre l'analyse de la pénétration des jets de carburant, il est nécessaire de séparer le jet, appelé objet, du reste de l'image établi comme le fond. L'approche de segmentation par région employée dans le cadre de ce mémoire utilise la méthode d'Otsu (Otsu, 1979). Cette méthode fixe un seuil de binarisation qui permet de maximiser la variance interclasse tout en minimisant la variance intraclasse. Préalablement, le fond de l'image, étant une image prise juste avant le début de l'injection, est soustrait des 10 images d'injection captées pour chaque stratégie. Ensuite, les images sont binarisées et moyennées permettant de retirer les pixels aberrants du jet et la pénétration du jet en pixel est déterminée en mesurant la distance entre le bout de l'injecteur et l'extrémité du jet (Anand et al., 2012). Finalement, cette dernière pénétration est multipliée par la résolution spatiale du tableau 3.1 afin de l'avoir en millimètre.

3.1.3 Résultats et discussion

Suite au post-traitement des images macroscopique de jets de carburant, il a été possible de tracer les courbes de pénétration pour chacune des deux pressions d'injection à l'étude. Les courbes ont été tracées uniquement pour les deux temps d'injection les plus longs pour chaque cas.

La figure 3.2 montre les courbes expérimentales obtenues. Il est important de noter que dans ce cas-ci, l'ordonnée à l'origine représente le moment où le carburant commence à sortir de l'injecteur, c'est-à-dire que le délai de la commande électrique et hydraulique d'ouverture de l'injecteur ont été soustraits. Ce délai représente 1,8 ms pour les deux pressions d'injection. Donc, par exemple, dans le cas de la pression d'injection de 3,5 bars, un temps d'injection de 7 ms dans la figure 3.2 représente en fait une injection de 8,8 ms, ce qui comprend le délai de la commande électrique et hydraulique de fermeture de l'injecteur.

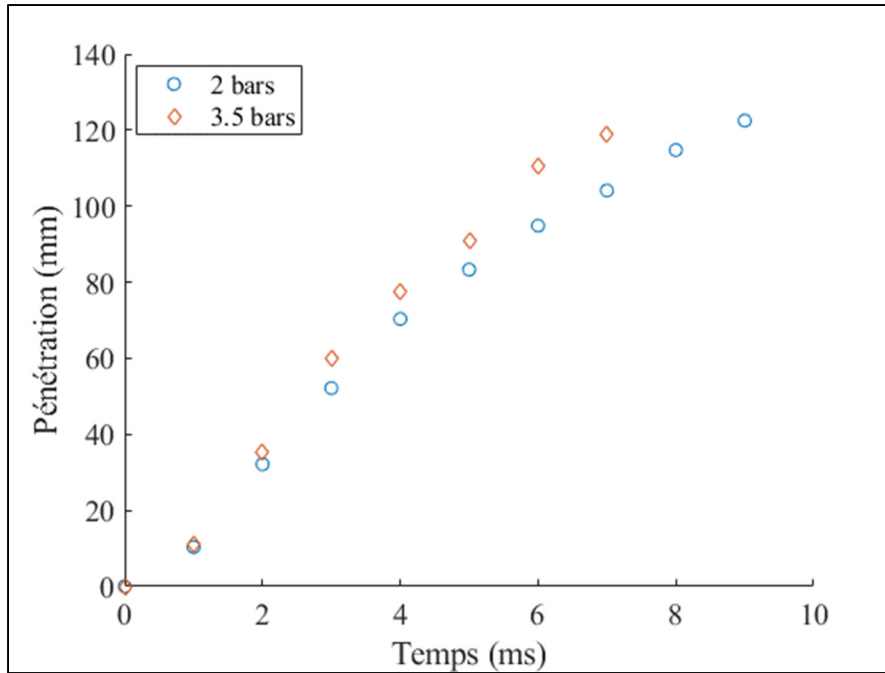


Figure 3.2 Courbes de pénétration des jets de carburant pour des durées d'injection de 9 ms (2 bars) et 7 ms (3,5 bars)

La figure 3.2 montre qu'une hausse de la pression de 2 à 3,5 bars a pour effet d'augmenter la pénétration du jet pour un temps donné. Ces résultats concordent bien avec ceux de Anand et al. (2012) qui ont observé la même tendance lorsque la pression passe de 0,25 MPa à 0,6 MPa.

Afin de connaître la pénétration du jet (S) en fonction du temps, les équations (3.1) et (3.2) sont utilisées pour la pression à 2 bars et 3,5 bars respectivement où la pénétration du jet est en mm et t est le temps depuis le début de la sortie du carburant de l'injecteur en ms.

$$S = -0,0617t^3 + 0,0502t^2 + 18,352t - 3,0602 \quad (3.1)$$

$$S = -0,3162t^3 + 2,5424t^2 + 14,546t - 1,7483 \quad (3.2)$$

Il est intéressant de voir que la pénétration du jet est plus élevée pour un temps donné à pression plus élevée, mais il serait également important de connaître la pénétration du jet pour une même quantité de carburant injectée. Pour ce faire, on modifie l'équation (2.8) pour obtenir :

$$t = \frac{m_{injectée}}{N_{trous} \times C_d \times A_{trous\ moyen} \times \rho_L \times \sqrt{\frac{2 \times \Delta P}{\rho_L}}} \quad (3.3)$$

On utilise un C_d de 0,396 et de 0,322 pour 2 bars et 3,5 bars respectivement. De plus, on fixe la masse de carburant injectée à une valeur de 0,004 g. Les C_d utilisés ici sont ceux déterminés lors des essais pour la consommation spécifique de carburant du CHAPITRE 2. Ensuite, ayant trouvé le temps d'injection nécessaire, on utilise les équations (3.1) et (3.2) afin d'approximer les pénétrations au temps auquel la vitesse du carburant en sortie d'injecteur est nulle. Les résultats sont présentés dans le tableau 3.2.

Tableau 3.2 Pénétration de jets pour une même quantité injectée

Pression	2 bars	3,5 bars
Cd	0,396	0,322
Masse injectée	0,004 g	
Temps d'injection	5,56 ms	3,52 ms
Pénétration du jet	89,9 mm	67,2 mm

On comprend donc qu'à pression plus basse, le jet pénètre davantage lorsque la même quantité de carburant est injectée. La même tendance est observée par Anand et al. (2010).

3.2 Étude microscopique

Dans cette section, on s'intéressera plutôt aux gouttelettes formant le jet de carburant. La classification des gouttes se fera à l'aide d'un programme basé sur les travaux de Kashdan, Shrimpton, & Whybrew (2003) et Kashdan, Shrimpton, & Whybrew (2004). Tout d'abord, le montage utilisé sera décrit. Ensuite, une section sur la calibration sera offerte. Finalement, les résultats seront présentés et comparés. Le code permettant le comptage des gouttes de carburant est présenté à l'ANNEXE VI.

3.2.1 Description du montage

Tout comme pour l'étude macroscopique, le montage utilise le même système de carburant que celui du moteur. Pour ces mesures, le principe de l'ombroscopie est utilisé. Le montage utilise la caméra Phantom v9.1 dotée d'un microscope longue distance. Celui-ci est formé d'une lentille Navitar Zoom 6000 6.5x et d'une autre Navitar Zoom 6000 2.0x. Les paramètres de la caméra sont détaillés dans le tableau 3.3.

Tableau 3.3 Paramètres caméra pour étude microscopique des jets

Modèle	Phantom v9.1
Profondeur de couleur	14 bits
Dimension de l'image	1248 x 1200 pixels
Résolution spatiale	2,323 $\mu\text{m}/\text{pixel}$
Fenêtre de l'image	2,9 x 2,8 mm
Résolution temporelle	Variable
Temps d'exposition	2 μs
Lentilles	Navitar Zoom 6000 6.5x + Navitar Zoom 6000 2.0x

L'éclairage utilisé est au xénon et d'une puissance de 300 W offrant une meilleure densité de puissance que la lampe au DEL de 150 W utilisée pour l'étude macroscopique compte tenu de la petite taille de la fenêtre de l'image et, donc, du peu de lumière pouvant atteindre le capteur de la caméra. De plus, aucun écran de diffusion n'est utilisé pour ce montage. La figure 3.3 illustre le montage expérimental employé.

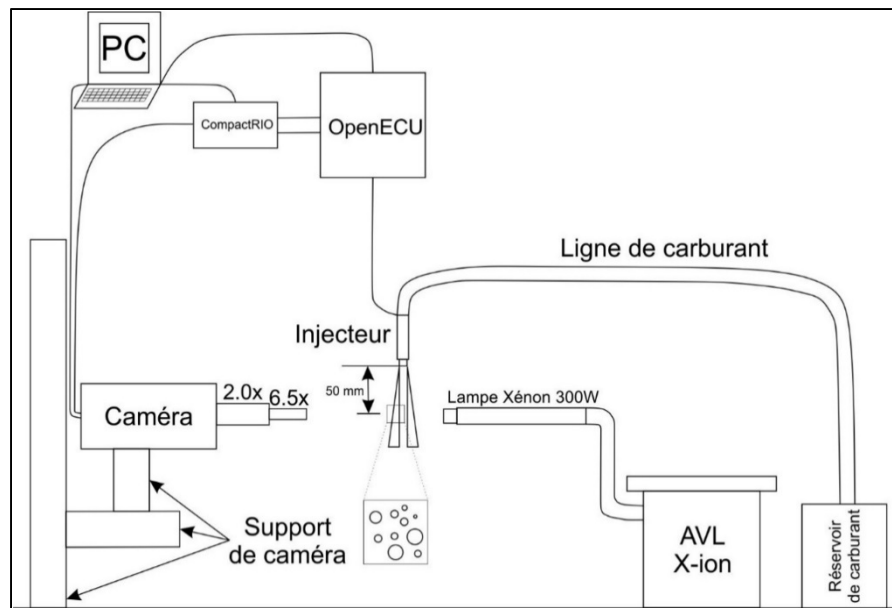


Figure 3.3 Banc d'injection pour l'étude microscopique des jets

Grâce à un programme maison, un CompactRIO envoie un signal de déclenchement à la caméra permettant ainsi le début de la prise d'images et, ensuite, un signal de synchronisation permettant une prise d'images à une fréquence variable. De cette manière, il est possible de prendre une image de fond suivie de trois images à un temps de 6 ms, 7 ms et 8 ms pour les essais à 2 bars et à un temps de 4,5 ms, 5,5 ms et 6,5 ms pour ceux à 3,5 bars, après le déclenchement du signal électrique de l'injecteur. L'utilisation d'une fréquence variable permet de réduire le nombre de tests pour avoir un bon nombre d'images d'intérêt et, aussi, facilite le post-traitement. Le CompactRIO simule également un signal de roue dentée de came et de vilebrequin qu'il envoie à l'OpenECU, permettant ainsi la synchronisation entre la caméra et l'injecteur. Les stratégies d'injection peuvent ainsi être contrôlées comme au cours des essais moteur. Toutes les mesures ont été prises dans l'axe du jet et à une hauteur de 50 mm tel que montré sur la figure 3.3. Les essais représentent quatre stratégies aux deux pressions d'injection. Dans le cas de l'injection simple, seule la stratégie d'injection à soupape ouverte est nécessaire. Pour les injections doubles, on s'intéresse uniquement à la deuxième injection comme elle représente celle à soupape ouverte et que cette injection a pour objectif de créer des gouttes directement dans le cylindre. Dans tous les cas, on considère que pour la stratégie à soupape fermée, le carburant aura touché les parois du port d'admission ou la tête de la

soupape et sera donc totalement évaporé ou aura coalescé, ce qui générera peu de gouttes dans le cylindre lorsque la soupape ouvrira.

3.2.2 Calibration

Afin de permettre le post-traitement des images obtenues pour les points d'opération désirés, une calibration est préalablement nécessaire et permet de quantifier la taille de cercles de dimensions connues. Pour ce faire, le montage de la figure 3.3 est utilisé, mais l'injecteur est remplacé par un globe Patterson GRATICLE OPTICS NG1 formé de cercles et de points calibrés de 450, 360, 270, 225, 180, 145, 110, 74, 37 et 18 μm de diamètre et d'un rectangle de 4,5 x 2,025 mm. Il offre une tolérance de $\pm 0,1$ mm sur les diamètres. Pour ces prises de mesures, les points de 18 à 225 μm seront utilisés. Le globe Patterson est d'abord positionné sur une colonne optique à l'horizontal et le focus de la caméra est ajusté afin d'obtenir une image claire. Ensuite, le globe Patterson est déplacé par incrément de 12,7 μm de part et d'autre de la position focus jusqu'à ce que tous les points calibrés ne soient plus détectables. Des images sont prises pour toutes les positions. À la position focus, on obtient des points n'ayant pratiquement pas de halo alors que, plus on éloigne le globe Patterson de cette position, plus le halo prend de l'ampleur jusqu'à ce qu'il atteigne un maximum et commence à diminuer par la suite. Le même phénomène est observé pour les cercles de calibration. Les figures 3.4 et 3.5 montrent l'aire du halo et de la particule totale en fonction du défocus pour les diamètres de 37 et 180 μm respectivement.

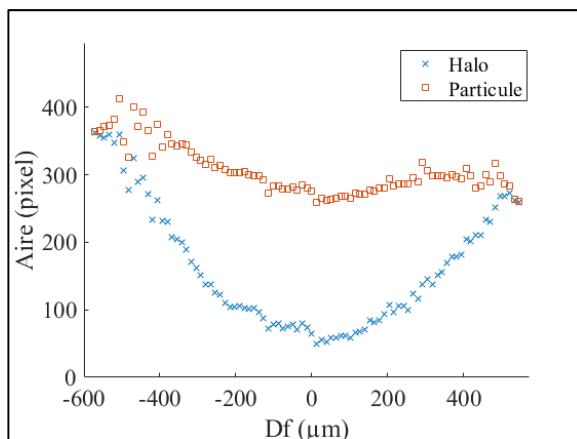


Figure 3.5 Aire de la particule et du halo en fonction du défocus pour le diamètre de 37 μm

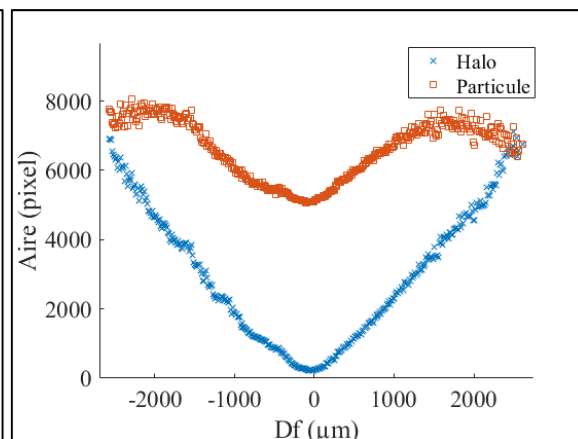


Figure 3.4 Aire de la particule et du halo en fonction du défocus pour le diamètre de 180 μm

On remarque que le diamètre de 37 microns atteint une moins grande distance de défocus avant de devenir hors-champ. La profondeur de champ acceptable pour chaque taille de point est définie comme 70 % de l'aire maximale du halo. La particule intérieure sert à déterminer la dimension de la gouttelette. Afin de séparer le halo de la particule intérieure, on utilise une binarisation à double seuil en se servant de la méthode d'Otsu (Otsu, 1979). Les seuils servent à dissocier les particules extérieure et intérieure du reste de l'image. La particule extérieure combine la particule intérieure et le halo. L'aire du halo est donc déterminée en soustrayant l'aire de la particule intérieure de celle extérieure. Préalablement, l'intensité de l'image est ajustée afin d'obtenir un meilleur contraste entre le fond de l'image et les gouttes. Pour ce faire, l'outil *imadjust* dans MATLAB est utilisé et sert à ajuster le nouveau plafond d'intensité afin qu'il soit égal à 60 % de l'intensité maximale possible. Les valeurs plus grandes ou égales à ce seuil deviennent donc saturées. La figure 3.6 montre l'effet de cet ajustement.

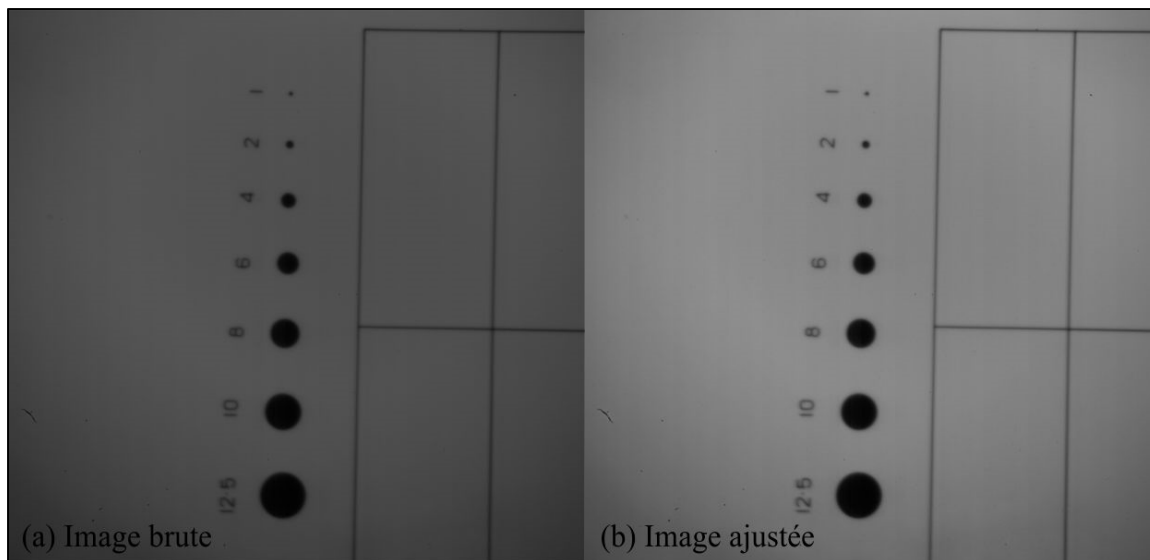


Figure 3.6 Passage de l'image brute à l'image avec contraste ajusté

Ensuite, la figure 3.7 montre un exemple passant de l'image brute pour obtenir les particules totale et intérieure pour le diamètre de $37\ \mu\text{m}$ à un défocus de 254 microns.

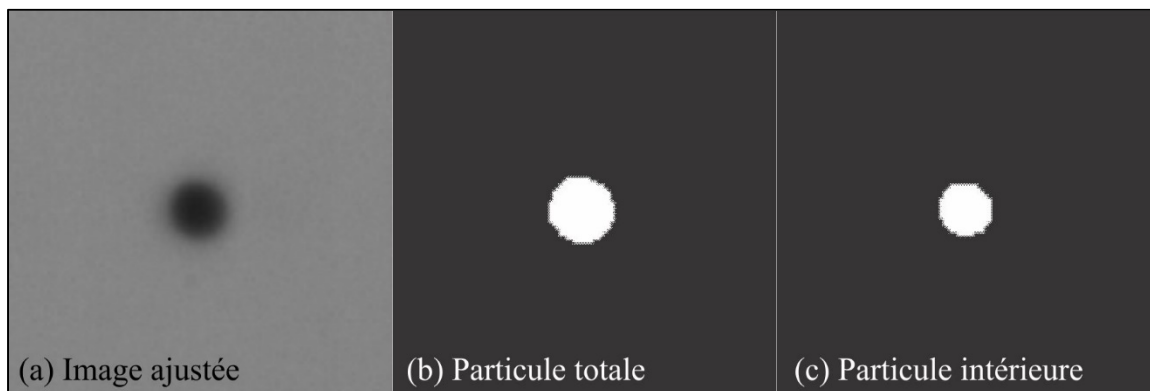


Figure 3.7 Passage de l'image ajustée aux particules totale et intérieure

Suivant la procédure de Kashdan et al. (2003), un balayage de seuils a été effectué afin de calibrer le seuil à utiliser pour la particule intérieure. Les figures 3.8 et 3.9 montrent les résultats obtenus.

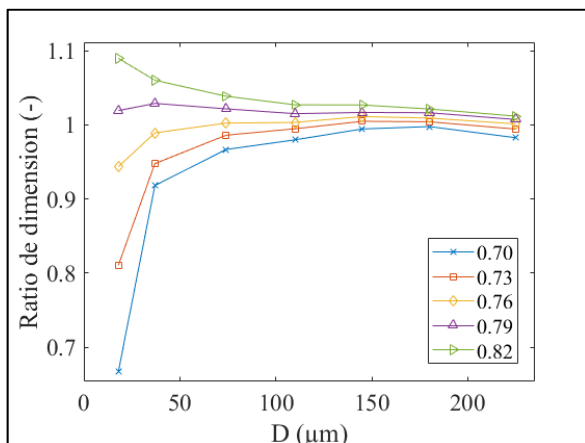


Figure 3.8 Ratio de dimension en fonction du diamètre pour différents seuils

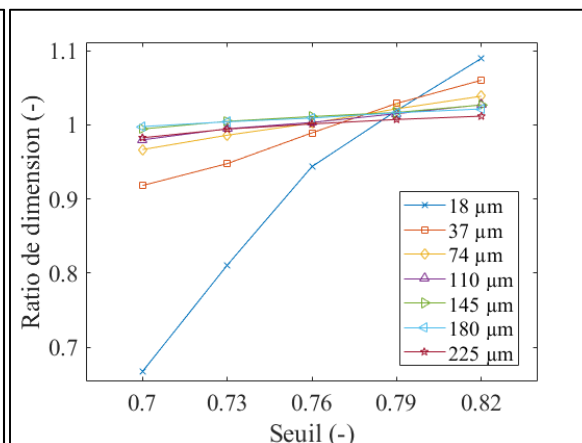


Figure 3.9 Ratio de dimension en fonction du seuil pour les diamètres de calibration

Dans les deux figures précédentes, le ratio de dimension représente la dimension mesurée divisée par la dimension réelle de la particule. La figure 3.8 permet de voir qu'une diminution du diamètre mène à une plus grande sensibilité du seuil de binarisation. De son côté, la figure 3.9 permet plutôt de voir le seuil auquel tous les diamètres se rapprochent de leur dimension réelle. De ces deux figures, on détermine le seuil de binarisation pour la particule intérieure à 0,79. Le seuil pour la particule extérieure a été fixé à 0,90. Comme il a été énoncé plus haut, la profondeur de champ acceptable pour chaque diamètre est définie comme la position de défocus où le halo représente 70 % de son maximum. De ces valeurs, on trace les figures 3.10 et 3.11.

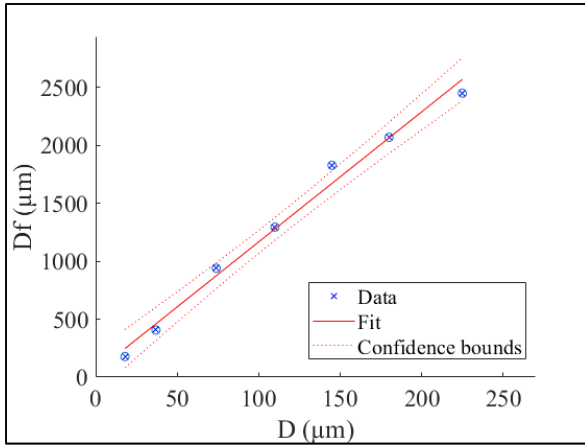


Figure 3.10 Défocus négatif max. en fonction du diamètre

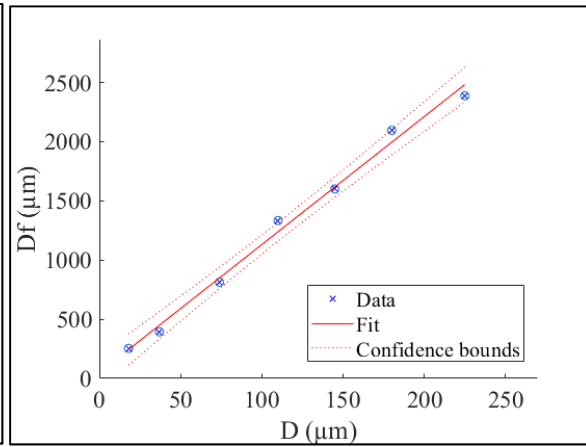


Figure 3.11 Défocus positif max. en fonction du diamètre

On remarque que le défocus maximum acceptable en fonction du diamètre suit une tendance linéaire comme l'observe également Kashdan et al. (2003). On obtient les équations (3.4) et (3.5) qui représentent les droites de régression des figures 3.10 et 3.11 respectivement.

$$D_F = 11,226 \times D + 44,544 \quad (3.4)$$

$$D_F = 10,812 \times D + 49,503 \quad (3.5)$$

Ensuite, comme le suggère Kashdan et al. (2003), on considère que le défocus maximum acceptable pour toutes les particules est défini comme la distance à laquelle on est en mesure de déterminer tous les diamètres avec une précision à l'intérieur de 2 %. Cette distance représente 76,2 μm dans le cas du défocus négatif et 165,1 μm pour un défocus positif. En utilisant les équations (3.4) et (3.5), on trouve des diamètres minimaux de 2,82 et 10,69 μm respectivement. Dans le cadre de ce mémoire, on utilisera un diamètre minimal de 11 μm dans les deux cas. Cette valeur constitue le diamètre seuil en-dessous duquel un facteur de pondération statistique sera appliqué, comme le suggère Kashdan et al. (2003). Ce facteur représente l'inverse des ratios des diamètres. Cette correction est illustrée à la figure 3.12 et est utilisé dans l'étude de jet par Anand et al. (2012).

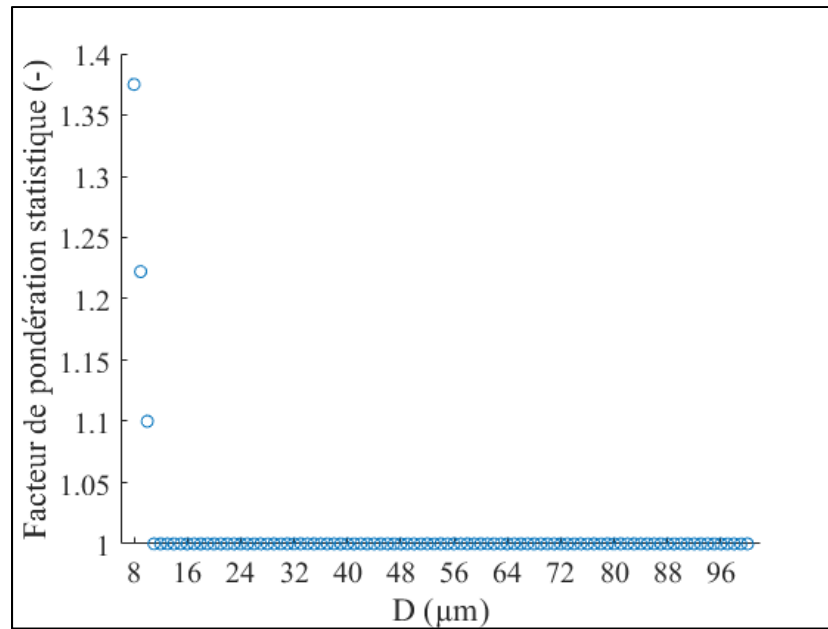


Figure 3.12 Facteur de pondération statistique en fonction du diamètre

Le diamètre minimum accepté dans cette étude est de 8 microns comme on peut voir sur la figure 3.12. Un autre facteur de correction est appliqué et sert à compenser pour le biais des plus grosses particules pouvant être retirées lorsqu'elles touchent aux cadres de l'image. Ce facteur est représenté par l'équation (3.6) tirée de Kashdan et al. (2003) où n_i représente le facteur de correction, W la largeur de l'image, H la hauteur de l'image et D_i le diamètre de la goutte. Un facteur de correction est calculé pour les différentes tailles de gouttes et multiplie le nombre de gouttes détectées.

$$\frac{1}{1 - n_i} = \frac{WH}{(W - D_i)(H - D_i)} \quad (3.6)$$

Par la suite, comme la calibration n'est faite que pour certaines dimensions de gouttes, l'aire des valeurs intermédiaires est estimée selon une fonction polynomiale de degré 2. Elle est estimée pour la position focus ainsi que les deux positions de défocus positif et négatif pour la particule totale et intérieure. Entre ces valeurs, les aires sont interpolées. Prenons, par exemple, l'aire des particules totales en fonction du diamètre pour la position de défocus négative

maximale qui est présentée à la figure 3.13. On remarque qu'on est en présence de trois fonctions polynomiales de degré 2, soit de 18 à 74 μm , 74 à 145 μm et 145 à 225 μm . Cette technique permet d'avoir une meilleure approximation des aires intermédiaires puisqu'on obtient un coefficient de détermination (R^2) de 1 pour toutes les fonctions.

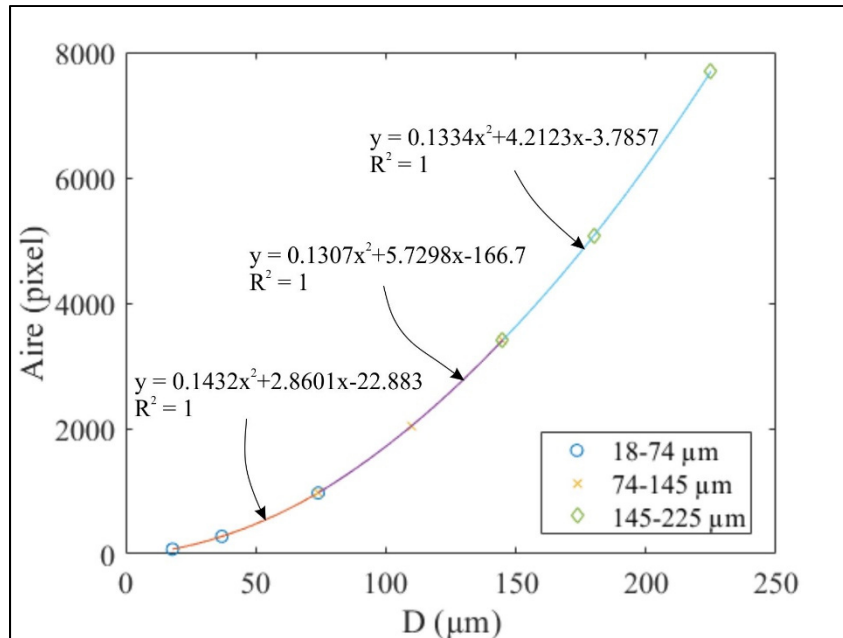


Figure 3.13 Courbe d'approximation de l'aire des particules totales pour les diamètres intermédiaires au défocus négatif maximum

L'intervalle des diamètres à l'étude est de 8 à 600 μm . Pour les diamètres sortant de l'intervalle 18-225 μm , les équations extrêmes sont utilisées afin de les approximer, c'est-à-dire que l'équation des diamètres 18-74 μm est utilisée pour les diamètres inférieurs à 18 μm et l'équation des diamètres 145-225 μm est utilisée pour les diamètres supérieurs à 225 μm .

3.3 Analyse des données

Dans cette section, la méthode d'analyse des données recueillies dans l'étude microscopique des jets à l'aide du banc d'injection présenté à la figure 3.3 est exhibée. Les stratégies d'injection 0VF-100VO, 25VF-75VO et 50VF-50VO seront analysées pour les temps de 7 et 8 ms pour

la pression à 2 bars et de 5,5 et 6,5 ms pour celle à 3,5 bars. Pour la stratégie 75VF-25VO, elle sera analysée pour les trois temps. La section 3.3.2 expliquera ce choix.

3.3.1 Convergence

Tout d'abord, afin de s'assurer de la validité des données, une analyse de convergence a été mise en place. Pour ce faire, le programme de détection des gouttes a été modifié de manière à ce que les gouttes ne soient pas classifiées, mais plutôt comptabilisées dans l'ordre dans lequel elles sont détectées. Ensuite, le SMD est calculé au fur et à mesure, jusqu'à ce qu'elles aient toutes été comptées. Le SMD est calculé à l'aide de l'équation (3.7) tirée de Li, Cao, Li, Quan, & Chen (2012) et qui représente le diamètre moyen des gouttes obtenu par le ratio volumique et surfacique de toutes les gouttes du jet.

$$D_{32} = \frac{\sum nD^3}{\sum nD^2} \quad (3.7)$$

Les figures 3.14 et 3.15 montrent un cas où le SMD est convergé (figure 3.14) et un autre où il ne l'est pas (figure 3.15, courbe 7 ms).

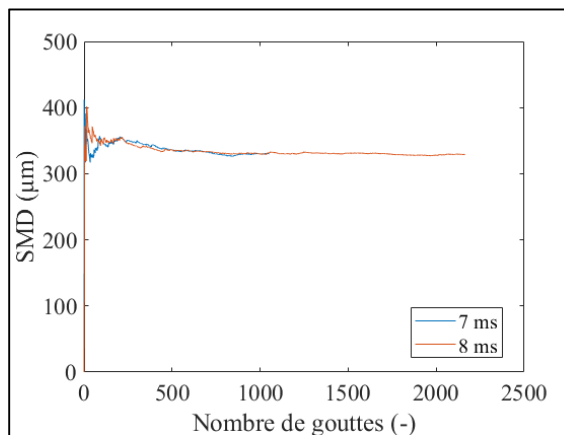


Figure 3.14 Graphique de converge pour 25VF-75VO à 2 bars

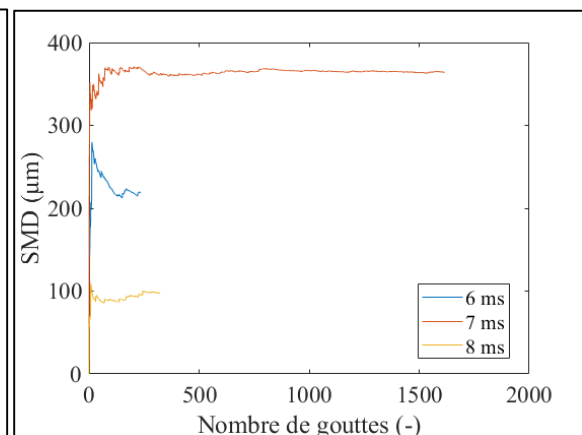


Figure 3.15 Graphique de converge pour 75VF-25VO à 2 bars

Ces figures permettent de voir les temps après le début de l'injection pour lesquels des images sont acquises et dont le nombre de gouttes détectées permet d'atteindre la convergence ou non du SMD. On remarque que les SMD de la figure 3.14 ont bien convergé pour les deux temps alors qu'il a seulement convergé à 7 ms dans le cas de la figure 3.15. D'après Davies, Talibi, Hyde, & Balachandran (2019), un minimum de 2500 gouttes est nécessaire afin d'atteindre une convergence sur la moyenne arithmétique (D_{10}), c'est-à-dire le diamètre arithmétique moyen des gouttes détectées. Toutefois, dans la figure 3.14, en utilisant le SMD, on atteint la convergence à partir d'environ 700 gouttes, car la variation du SMD est de l'ordre de 1,5 % lorsque comparé au SMD obtenu avec 1000, 1500 et 2000 gouttes. Cette valeur est inférieure à la variation du SMD de 3 % et pour laquelle la convergence était considérée comme atteinte par Anand et al. (2012) qui utilisait une méthode similaire à celle de ce mémoire. Le tableau 3.4 présente les cas où il y a convergence avec la lettre C. Dans le cas où la convergence n'est pas atteinte, les lettres NC sont inscrites. On remarque que, seulement pour la stratégie 75VF-25VO à 2 bars, les points n'ont pas tous convergés. Pour cette raison, on retire cette stratégie pour la suite de l'analyse.

Tableau 3.4 Convergence des différents points de mesure

	2 bars			3,5 bars		
	6 ms	7 ms	8 ms	4,5 ms	5,5 ms	6,5 ms
Temps de la mesure après le début de l'injection						
Stratégies d'injection						
0VF-100VO	C	C	C	C	C	C
25VF-75VO	C	C	C	C	C	C
50VF-50VO	C	C	C	C	C	C
75VF-25VO	NC	C	NC	C	C	C

3.3.2 Sections du jet

Afin de bien comprendre le comportement des jets, il est important de connaître dans quelle section on se situe, soit la tête, le milieu ou la fin du jet. D'abord, comme il a été énoncé plus haut dans la section, on s'intéresse toujours à l'injection à VO puisqu'on considère que celle à

VF entraîne une évaporation complète du carburant ou ce dernier a partiellement coalescé. Le tableau 3.5 présente les durées d'injection en fonction des stratégies à VO.

Tableau 3.5 Durée d'injection à VO

Stratégies d'injection	2 bars	3,5 bars
0VF-100VO	9,64 ms	7,53 ms
25VF-75VO	7,56 ms	6,21 ms
50VF-50VO	5,10 ms	4,14 ms
75VF-25VO	2,54 ms	2,07 ms

Pour rappel, la prise d'images est faite sur le banc d'injection présenté à la figure 3.3 à une distance de 50 mm des orifices de l'injecteur sur son axe central. Comme cette prise de mesure se fait à différent instant, les gouttes détectées peuvent être associées à une section particulière du jet. Pour ce faire, les résultats de la pénétration du jet de la figure 3.2 sont utilisés. En ajoutant le délai d'ouverture de 1,8 ms, on estime qu'à 2 bars le front du jet atteint une distance de 66 mm après 6 ms. À 3,5 bars, après un temps de 4,5 ms, il est plutôt à 62,19 mm. Ces résultats nous indiquent, par exemple, qu'à 2 bars de pression les images dans les environs de 6 ms correspondront à la tête du jet. Le tableau 3.6 résume la section du jet observé selon le temps où l'image est capturée. Pour les trois premières stratégies, on observe la tête du jet pour le temps 1 et le milieu du jet pour les temps 2 et 3. Pour la stratégie 75VF-25VO, on observe plutôt la fin du jet au temps 3. Ceci s'explique par le temps d'injection plus court qui est d'environ 2 ms pour les deux pressions.

Tableau 3.6 Section du jet selon le temps de capture de l'image

	2 bars			3,5 bars		
Stratégies d'injection	6 ms	7 ms	8 ms	4,5 ms	5,5 ms	6,5 ms
0VF-100VO	Tête	Milieu	Milieu	Tête	Milieu	Milieu
25VF-75VO	Tête	Milieu	Milieu	Tête	Milieu	Milieu
50VF-50VO	Tête	Milieu	Milieu	Tête	Milieu	Milieu
75VF-25VO	Tête	Milieu	Fin	Tête	Milieu	Fin

Pour cette raison, l'analyse du jet pour les trois stratégies ayant la durée d'injection la plus longue se fera pour les temps 2 et 3 qui seront considérés comme un tout représentant le milieu

du jet. Pour s'assurer d'avoir le même nombre de gouttes pour toutes les stratégies, puisqu'ils ont tous convergé à ce moment, un nombre de 800 gouttes est utilisé. Dans le cas de la stratégie 75VF-25VO, elle sera analysée uniquement pour la pression de 3,5 bars puisqu'à 2 bars, le nombre de gouttes est insuffisant. L'analyse se fera de façon distincte pour les trois temps.

3.4 Résultats et discussion

Dans cette section, les résultats de l'étude microscopique des jets seront présentés en deux parties. La première servira à analyser les trois sections du jet. La deuxième se penchera plutôt sur la comparaison du milieu du jet, ce qui permettra de mieux comprendre l'état des gouttes entrant dans le cylindre pour les différentes stratégies.

3.4.1 Jet complet

Afin d'étudier les trois sections du jet, la stratégie 75VF-25VO à 3,5 bars est utilisée. Tel qu'énoncé dans le tableau 3.6, la tête du jet correspond à 4,5 ms, le milieu à 5,5 ms et la queue à 6,5 ms.

Pour commencer, la figure 3.16 présente le SMD des gouttes détectées qui est un bon indicateur du diamètre moyen des gouttes dans un jet de carburant (McAllister & Fernandez-Polo, 2011). On remarque une diminution rapide du SMD entre la tête et le milieu du jet, alors qu'une diminution moins prononcée entre le milieu et la queue est observée. Cette tendance correspond bien aux résultats de Anand et al. (2012) qui observent une diminution du SMD allant d'un peu plus de 160 μm à environ 120 μm sur 2 ms pour une pression de 0,25 MPa. Les résultats concordent également avec les observations de Fajgenbaum & Gonçalves dos Santos (2016) ainsi que d'Anand et al. (2012) qui démontrent que la vitesse des gouttes est proportionnelle avec leur diamètre, ce qui confirme que les premières gouttes à apparaître sont de plus grande taille alors que les plus petites arrivent plus tardivement.

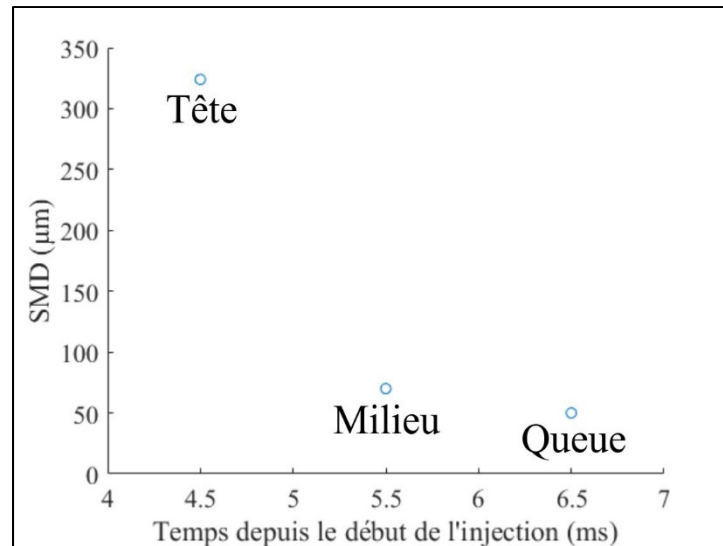


Figure 3.16 Variation du SMD pour les différentes sections du jet

3.4.2 Jet complètement développé

Ici, on s'intéressera uniquement au jet complètement développé. La définition de la section du jet se trouve à la section 3.3.2. Les résultats seront analysés pour les trois premières stratégies du tableau 3.4.

Pour commencer, il est intéressant de quantifier les distributions de gouttes obtenues suite au post-traitement des images. Les distributions pour les trois stratégies ont la même allure donc, pour cette raison, uniquement les résultats pour la stratégie 0VF-100VO, et ce aux deux pressions d'injection, sont présentés à la figure 3.17. Les figures pour les deux autres stratégies sont plutôt présentées à l'ANNEXE VII.

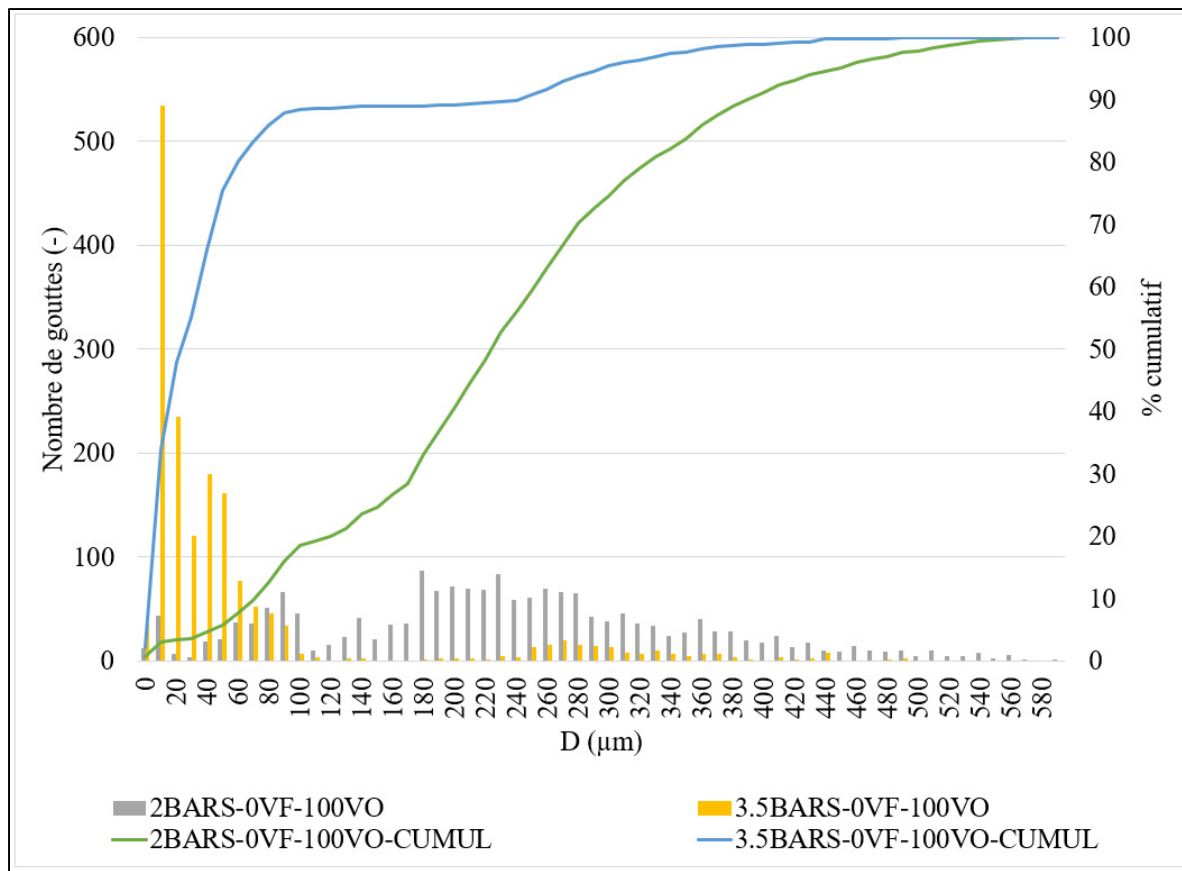


Figure 3.17 Distribution de gouttes pour la stratégie 0VF-100VO à 2 et 3,5 bars

D'abord, la figure 3.17 montre bien la distribution bimodale des gouttes pour les deux pressions d'injection. Dans le cas de la pression à 2 bars, on remarque que le deuxième mode est dominant alors que le premier mode est dominant à 3,5 bars. Anand et al. (2012) ont mesuré les gouttes à une distance de 100 mm et ont observé une distribution bimodale 6 ms après le début de l'injection qui devient unimodale 8 ms après le début d'injection lorsque la pression d'injection est 0,6 MPa. À 0,25 MPa, ils ont obtenu une distribution bimodale des gouttes avec un mode dominant pour les petites gouttes 8 ms après le début de l'injection qui se déplace vers des diamètres plus importants à 10 ms. Les résultats à 3,5 bars de la figure 3.17 s'approchent de la phase unimodale de Anand et al. (2012) alors que ceux à 2 bars concordent bien avec les résultats à basse pression d'injection de Anand et al. (2012) après 10 ms. Donc, une augmentation de la pression fait passer la distribution bimodale à unimodale en ne gardant que le mode des petites gouttes. Les courbes cumulatives montrent une montée beaucoup plus

rapide à pression plus élevée, ce qui confirme qu'une augmentation de la pression offrira des gouttes de plus petite taille. Comme une augmentation de la pression amène une vitesse initiale plus élevée des gouttes, elles auront tendance à se fragmenter plus rapidement.

Ensuite, en utilisant l'équation (3.7), on est en mesure de calculer le SMD pour chaque stratégie. Le SMD représente le diamètre moyen en calculant le ratio du volume total sur l'aire total du jet. Les résultats sont présentés au tableau 3.7.

Tableau 3.7 Variation du SMD pour le jet complètement développé à 2 et 3,5 bars pour la phase d'injection à soupape ouverte

Stratégie d'injection	2 bars		3,5 bars		Différence 3,5/2 bars
	SMD (μm)	Différence	SMD (μm)	Différence	
0VF-100VO	341	0,00 %	305	0,00 %	-10,74 %
25VF-75VO	335	-1,71 %	295	-3,14 %	-12,05 %
50VF-50VO	334	-2,24 %	324	6,42 %	-2,84 %

On remarque qu'une augmentation de la pression diminue le SMD. La même tendance est observée par Anand et al. (2012) avec une diminution pouvant aller jusqu'à la moitié lorsque la pression augmente de 0,25 à 0,6 MPa. Fajgenbaum & Gonçalves dos Santos (2016) ont mesuré le SMD à une distance de 100 mm de l'injecteur et obtiennent une relation inversement proportionnelle entre la pression et le SMD suivant une fonction linéaire, ce qui concorde bien avec les résultats obtenus. En général, une durée d'injection plus courte diminue également le SMD. Par contre, pour la stratégie 50VF-50VO on remarque une augmentation à 3,5 bars qui peut probablement s'expliquer par l'aspect transitoire plus marqué de l'aiguille de l'injecteur. En effet, cette stratégie d'injection implique une durée d'injection de 4,4 ms et pour laquelle l'aiguille passe une proportion importante à se soulever par rapport à la durée totale d'injection. Durant l'ouverture et la fermeture de l'aiguille, les gouttes sortent de l'injecteur avec une vitesse moindre, ce qui a pour effet de diminuer leur nombre de Weber et, donc, d'atténuer la fragmentation secondaire du jet. Une étude portant sur les caractéristiques du jet d'un injecteur GDI menée par Komada & Moon (2016) a démontré que durant la période transitoire d'ouverture, l'aiguille subit une oscillation présentant un SMD plus élevé d'environ 50 % en

sortie d'injecteur pour la première montée comparativement au régime permanent. Ils attribuent cette hausse du SMD à la plus faible vitesse du jet à ce moment.

Le tableau 3.7 montre des résultats qui s'agencent bien avec la littérature malgré une différence entre les SMD. Toutefois, il est possible d'obtenir un SMD semblable pour deux essais ayant des distributions de gouttes qui diffèrent beaucoup, comme il est davantage influencé par les grosses gouttes (Anand et al., 2012). Pour cette raison, il est intéressant de calculer le Relative Span Factor (RSF) présenté à l'équation (3.8) tirée de Li et al. (2012), où $D_{0.9}$, $D_{0.5}$ et $D_{0.1}$ représentent respectivement les diamètres auxquels 90, 50 et 10 % du volume total est injecté selon une courbe cumulative.

$$RSF = \frac{D_{0.9} - D_{0.1}}{D_{0.5}} \quad (3.8)$$

Le RSF nous informe sur le degré d'uniformité de la distribution des gouttes. Les résultats obtenus sont présentés au tableau 3.8.

Tableau 3.8 Variation des $D_{0.1}$, $D_{0.5}$, $D_{0.9}$ et RSF

	2 bars			3.5 bars			
	0VF-100VO	25VF-75VO	50VF-50VO	0VF-100VO	25VF-75VO	50VF-50VO	75VF-25VO
$D_{0.1}$	233	230	231	262	253	267	49
$D_{0.5}$	376	365	361	339	330	353	75
$D_{0.9}$	526	526	516	444	467	536	102
RSF	0,779	0,811	0,789	0,537	0,648	0,762	0,707

Le tableau 3.8 montre un RSF assez stable dans le cas de la pression d'injection de 2 bars. On remarque également que le RSF est toujours plus élevé pour la pression d'injection la plus basse, ce qui démontre une plus grande disparité dans la distribution des gouttes. En effet, on remarque une différence plus marquée entre le $D_{0.9}$ et le $D_{0.1}$ à plus basse pression.

Dans le cas des trois premières stratégies à une pression d'injection de 3,5 bars, on remarque une augmentation constante du RSF avec la diminution de la durée d'injection. En effet, on remarque que la stratégie 50VF-50VO montre une grande augmentation du $D_{0.9}$, ce qui concorde bien avec l'augmentation du SMD observée au tableau 3.7. Le $D_{0.5}$ est un autre indicateur nous informant sur le diamètre moyen du jet. On peut voir qu'il s'agence assez bien avec le SMD calculé au tableau 3.7. Ceci semble confirmer l'importance relative du soulèvement de l'aiguille et de son impact sur le SMD obtenu, car les injections sont plus courtes à 3,5 bars et la phase transitoire de l'aiguille devient plus longue, ce qui se traduit par la génération de plus grosses gouttes.

Toutefois, une diminution du RSF entre les stratégies 50VF-50VO et 75VF-25VO est observée malgré une durée d'injection plus courte. Pour la stratégie 75VF-25VO, les données utilisées sont les mêmes que celles employées pour le calcul du SMD du milieu du jet de la figure 3.16 et représentent un total de 1053 gouttes. On remarque que les valeurs du $D_{0.1}$, $D_{0.5}$ et $D_{0.9}$ de la stratégie 75VF-25VO sont également beaucoup moins élevées que celles de la stratégie 50VF-50VO. La diminution de ces trois indicateurs concorde bien avec le SMD du milieu du jet de la figure 3.16. Cette diminution peut probablement s'expliquer par la sensibilité du temps d'acquisition sur la section du jet étudiée. En effet, la figure 3.16 montre un SMD qui passe de 324 μm pour un temps de 4,5 ms à 70 μm pour un temps de 5,5 ms. Dans ce cas, il aurait été préférable de raffiner la résolution d'acquisition temporelle. Malgré tout, la diminution du RSF se voit être moins importante que le SMD, comme le RSF de la stratégie 75VF-25VO est plus élevé que les deux autres stratégies à une pression d'injection de 3,5 bars. Ceci montre l'importance relative de la phase transitoire de l'aiguille de l'injecteur malgré la diminution du SMD.

3.5 Synthèse du chapitre

Ce chapitre a d'abord permis de présenter le montage utilisé pour l'étude macroscopique des jets de carburant pour les deux pressions utilisées durant les essais moteur. Une description du post-traitement des images a permis de mieux comprendre les transformations faites afin

d'obtenir les courbes de pénétration des jets. De ces courbes, il est possible d'observer qu'une augmentation de la pression d'injection augmente également la pénétration. Par contre, pour une même quantité de carburant injectée, on obtient une pénétration du jet moins grande avec la pression d'injection la plus élevée de 3,5 bars.

Ensuite, ce chapitre a permis de décrire le montage utilisé afin de mesurer les gouttes du jet de carburant pour les différentes stratégies utilisées durant les essais moteur. De plus, la calibration nécessaire permettant de déterminer le diamètre des gouttes a été présentée et expliquée. Par la suite, une distinction entre les différentes sections des jets de carburant a servi à séparer l'analyse des résultats en deux parties, soit le jet complet et le jet complètement développé.

La durée d'injection plus courte de la stratégie 75VF-25VO à 3,5 bars a permis l'analyse du jet complet. Celle-ci a permis de séparer le jet en trois parties : la tête, le milieu et la queue. L'analyse a montré une diminution du SMD de la tête vers la queue du jet qui s'explique par l'inertie des gouttes de plus grande taille étant moins affectées par les forces aérodynamiques.

De son côté, l'analyse du jet complètement développé a permis de comparer les stratégies 0VF-100VO, 25VF-75VO et 50VF-50VO. Pour ce faire, les deux derniers temps d'acquisition de la caméra ont été jumelés comme ils constituaient le milieu du jet. Cette analyse a d'abord montré une distribution de gouttes bimodale pour les deux pressions d'injection. Le mode dominant dans le cas de la pression d'injection la plus élevée s'avère être vers les petites gouttes tandis que c'est l'inverse pour la pression d'injection la plus basse. Par la suite, les SMD ont été calculés et ont démontré une baisse avec l'augmentation de la pression. D'un autre côté, la durée d'injection semble d'abord également diminuer le SMD jusqu'à l'atteinte d'un seuil où le SMD augmente dû à la portion de la durée du phase transitoire de l'aiguille de l'injecteur qui devient trop importante par rapport à la durée totale d'injection. L'ouverture et la fermeture de l'injecteur montre une diminution du nombre de Weber qui défavoriserait la fragmentation secondaire du jet. Finalement, comme les SMD étaient tous à l'intérieur de 10 %, le RSF a permis de constater une plus grande disparité de la distribution des gouttes pour la pression

d'injection de 2 bars. De plus, pour la pression d'injection de 3,5 bars, une augmentation du RSF est observée avec la diminution de la durée d'injection pour les trois premières stratégies. La stratégie 75VF-25VO a montré un RSF inférieur à la stratégie 50VF-50VO, mais supérieur aux deux autres stratégies. Cette diminution peut s'expliquer par le SMD grandement inférieur aux autres stratégies qui est probablement dû à une résolution temporelle trop grossière. Malgré tout, le RSF montre l'impact important de la phase transitoire de l'aiguille de l'injecteur.

Le chapitre suivant permettra de présenter et d'analyser les résultats de performance du moteur d'après les points d'opération et la démarche expérimentale décrits dans le CHAPITRE 2.

CHAPITRE 4

PERFORMANCE MOTEUR

Le quatrième chapitre servira à présenter et analyser les résultats des performances du moteur lors de l'utilisation des stratégies analysées précédemment, ce qui répond au quatrième sous-objectif de ce mémoire. De façon à remplir ce mandat, la stabilité du moteur, la consommation spécifique de carburant et le déroulement de la combustion seront analysés pour tous les points d'opération présentés dans le CHAPITRE 2.

4.1 Stabilité du moteur

La stabilité du moteur est très souvent représentée par le coefficient de variation de la pression moyenne effective indiquée. Plus le CV_{PMEI} sera élevé, moins le moteur sera stable. À partir d'un CV_{PMEI} de 10 %, des problèmes de conduite se feront sentir (Heywood, 1988). La figure 4.1 présente les résultats obtenus à partir de 500 cycles pour les différentes stratégies et les deux pressions d'injection.

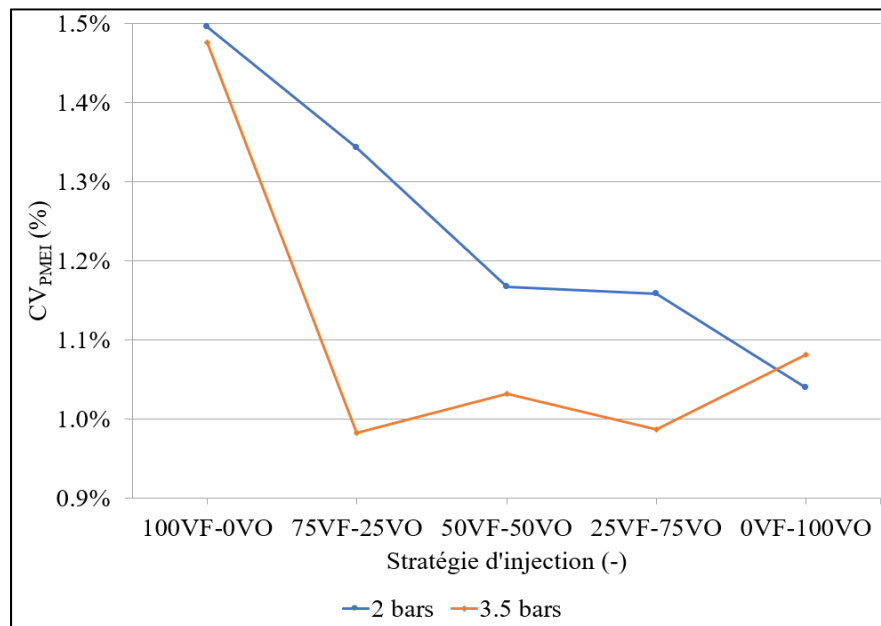


Figure 4.1 CV_{PMEI} des différentes stratégies et pressions d'injection

On obtient des CV_{PMEI} qui varient de 0,98 à 1,50 %, ce qui démontre que le moteur est très stable peu importe la stratégie et la pression d'injection utilisées. Ces résultats sont comparables à ce qui est rapporté pour des moteurs PFI en injection simple par Kato, Harashida, & Iida (2007) qui observent également un impact négligeable de l'avance à l'injection. On remarque toutefois une légère diminution du CV_{PMEI} lorsqu'on passe d'une stratégie de soupape fermée à ouverte. Ceci pourrait s'expliquer par une stratification de la charge observée lors de l'injection à soupape ouverte qui diminue la variation de la croissance initiale de la flamme et qui offre une combustion plus stable (Gold et al., 2000). Une autre explication pourrait être que le mélange initialement riche en carburant pénétrant le cylindre en mode d'IVF et qui, devient pauvre par la suite (Gold et al., 2000), ne s'homogénéisant pas adéquatement dû au faible couple utilisé dans le cadre de ce projet. Le CV_{PMEI} généralement plus faible pour la pression d'injection de 3,5 bars concorde bien avec les résultats obtenus au CHAPITRE 3 montrant des gouttes de plus petite taille avec une augmentation de la pression, ce qui favorise une évaporation plus rapide.

4.2 Consommation spécifique de carburant

La consommation spécifique de carburant (CSC) a été évaluée pour toutes les stratégies et pressions d'injection. Comme il a été mentionné au CHAPITRE 2, la CSC a été calculée à partir de mesure de la masse de carburant injectée à l'aide d'une balance et ce, pour 3000 injections. La figure 4.2 présente les résultats obtenus. On observe des CSC variant de 278 et 318 g/kWh, ce qui concorde bien avec la littérature pour des moteurs PFI à l'essence. Alasfour (1997) a obtenu une valeur d'environ 325 g/kWh pour l'essence à la stœchiométrie. Koç et al. (2009) ont observé une CSC d'environ 275 g/kWh à 2000 tr/min. De leur côté, Merola et al. (2010) obtiennent des CSC allant de 268 à 281 g/kWh pour des injections double et simple à soupape ouverte à des pressions d'injection de 5,8 et 3,5 bars respectivement. On observe la même tendance à la figure 4.2 lorsqu'on augmente la pression et le nombre d'injections.

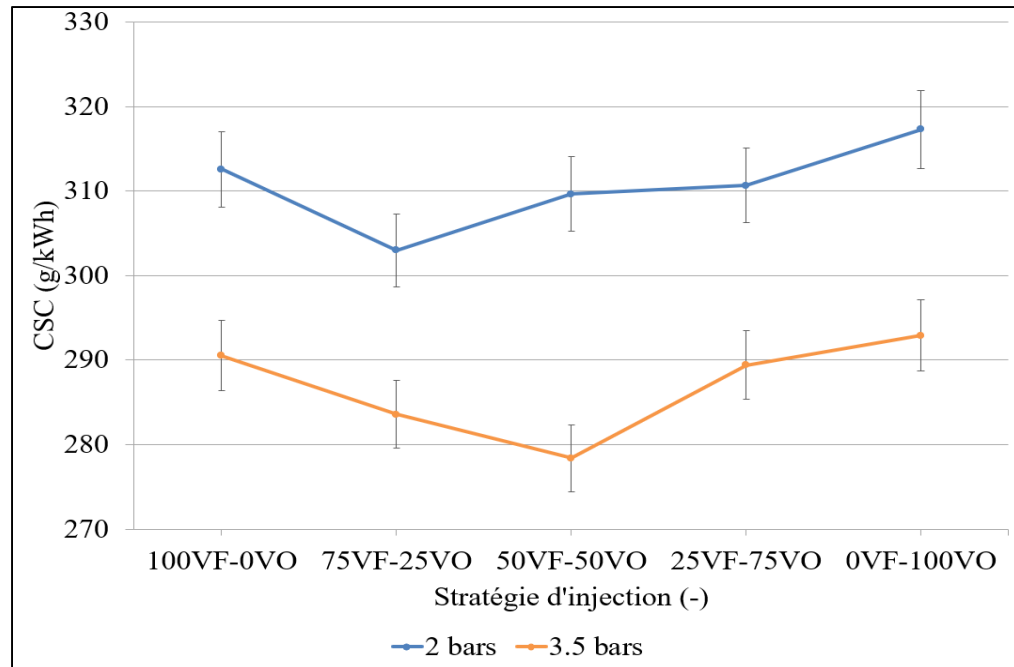


Figure 4.2 Consommation spécifique de carburant des différentes stratégies pour les pressions d'injection de 2 et 3,5 bars

La diminution de la CSC due à l'augmentation de la pression d'injection pourrait s'expliquer par les résultats obtenus au CHAPITRE 3. D'abord, l'augmentation de la pression d'injection diminue le SMD tout en diminuant le RSF, ce qui veut dire que la taille moyenne des gouttes est plus petite tout en ayant une meilleure uniformité. De plus petites gouttes et une distribution uniforme facilitera donc l'évaporation pour les cas à 3,5 bars.

Malgré qu'on se trouve à l'intérieur des barres d'erreurs à une pression donnée, on aperçoit tout de même que le passage de l'injection simple à double a tendance à diminuer la CSC. À 2 bars, la CSC la plus basse se trouve à être pour la stratégie 75VF-25VO alors qu'à 3,5 bars, c'est plutôt à 50VF-50VO. Cette diminution peut s'expliquer par le bénéfice d'une bonne évaporation dans la tubulure d'admission due aux températures élevées des parois et de la tête de la soupape ainsi que du refoulement des produits de combustion (Chappuis et al., 1997). Pour une même pression d'injection, une diminution de la durée d'injection à soupape ouverte réduit la pénétration du jet pour l'IVO dû à une quantité de mouvement moins élevée, ce qui diminue les risques de collisions des gouttes avec la paroi du cylindre. La portion d'injection

à soupape ouverte génère tout de même une zone riche en carburant près de la bougie, ce qui diminue le délai d'initiation de la flamme (Gold et al., 2000).

4.3 Combustion

Tel qu'énoncé dans la section 2.7.4, la première caractérisation de la combustion repose sur la fraction massique brûlée de carburant afin de quantifier l'effet de la stratégie d'injection. Elle sera séparée en deux phases distinctes, la première étant l'initiation de la combustion qui est représentée par la FMB0-10%. La deuxième phase est la combustion complètement développée qui se décrit comme la FMB10-90%. La figure 4.3 montre le graphique de la fraction massique normalisée pour les stratégies extrêmes de 2 bars 100VF-0VO et de 3,5 bars 0VF-100VO. On peut voir que la stratégie à 2 bars 100VF-0VO atteint sa FMB0-10% après 30,5 °CA alors qu'il est d'un peu moins de 29 °CA pour celle à 3,5 bars 0VF-100VO, une diminution de 1,5 °CA indiquant une réduction du délai d'initiation pour une stratégie de soupape ouverte combinée à une augmentation de la pression d'injection. La propagation de flamme turbulente développée (FMB10-90%) est toutefois la même avec une durée de 30 °CA pour les deux stratégies.

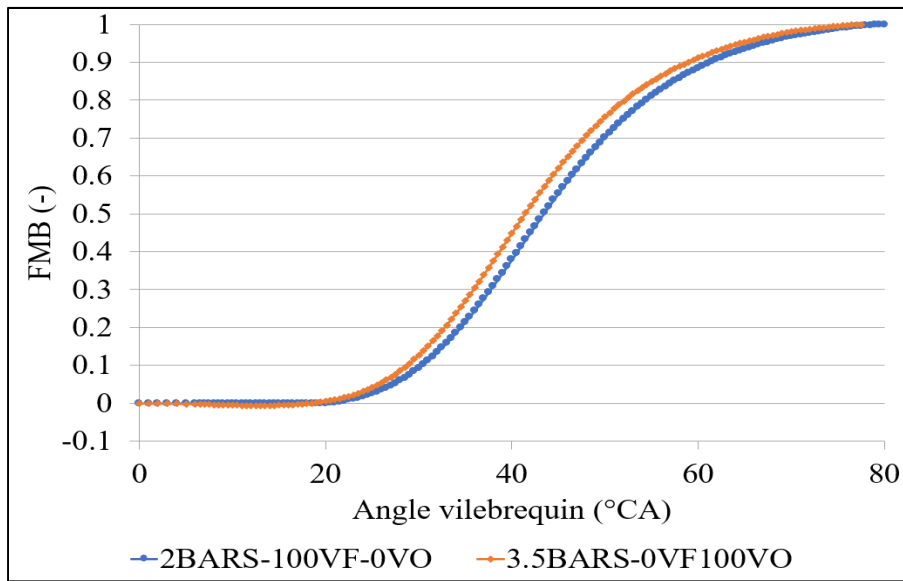


Figure 4.3 Fraction massique brûlée normalisée pour 2BARS-100VF-0VO et 3,5BARS-0VF-100VO

4.3.1 Initiation de la combustion

L'initiation de la combustion correspond à la première fraction de carburant commençant à brûler. Elle est donc fortement influencée par l'état du mélange, sa composition ainsi que la turbulence à proximité de la bougie (Heywood, 1988). Dans le cas présent, les différentes stratégies d'injection impacteront davantage l'état du mélange et sa composition. La figure 4.4 montre les résultats obtenus concernant l'initiation de la combustion pour toutes les stratégies et les deux pressions d'injection. On remarque que l'impact de la pression d'injection sur l'initiation de la combustion est négligeable.

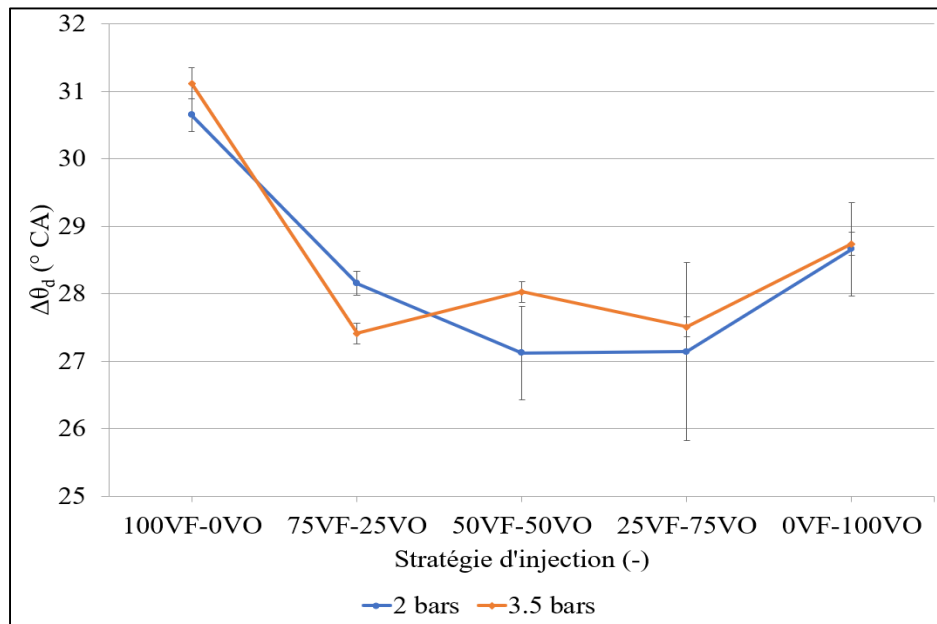


Figure 4.4 Délai d'initiation de la flamme (FMB0-10%) pour les stratégies à l'étude

Toutefois, il est intéressant d'observer une baisse appréciable du délai d'initiation de la flamme lors du passage d'IVF aux injections doubles. Cette baisse s'explique par la création d'une zone riche en carburant près de la bougie à l'aide de la seconde injection, ce qui diminue le délai d'initiation de la flamme (Gold et al., 2000) en offrant une certaine stratification du mélange air/carburant. Sementa, Vaglieco, & Catapano (2012) ont observé une nette augmentation de la vitesse de flamme en début de combustion lors de l'utilisation d'un mode d'injection stratifié

avec un moteur GDI. Le mode d'injection stratifié consiste à injecter du carburant très tard dans le cycle et près de la bougie, ce qui crée une zone riche localement, mais un mélange pauvre globalement. Ce type d'injection est possible dans un moteur GDI puisque le carburant est directement injecté dans la chambre de combustion et l'injecteur est positionné en conséquence.

Comme l'avance à l'injection à des stratégies à soupape ouverte ne change pas entre les différentes stratégies, on ne remarque pas de différence marquée sur le délai d'initiation. Afin de vérifier la sensibilité de l'avance à l'injection à soupape ouverte sur la FMB0-10%, trois avances différentes ont été testées soit 297 °, 252 ° et 229,5 ° avant le PMH pour une stratégie d'injection simple à 3,5 bars. La figure 4.5 montrent les résultats obtenus.

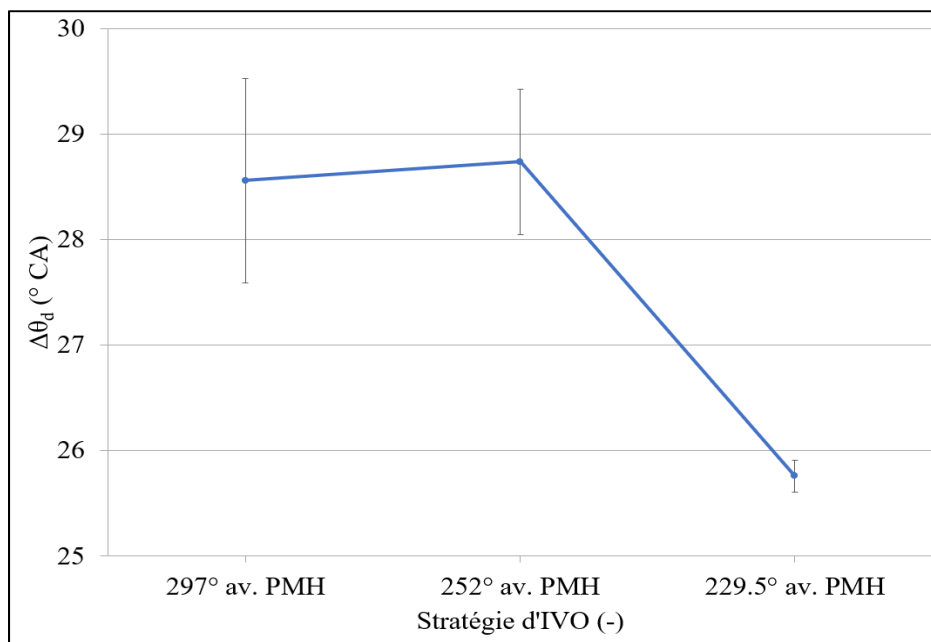


Figure 4.5 Délai d'initiation de la flamme en fonction de l'avance à l'injection pour l'IVO à 3,5 bars

D'abord, entre 297 ° et 252 ° avant le PMH, aucune différence sur le délai d'initiation n'est observée. Par contre lorsque l'injection est retardée à 229,5 ° avant le PMH, on remarque une diminution de plus de 10 % sur le délai d'initiation. L'impact de la présence de gouttes sur la vitesse de propagation d'une flamme a été étudiée numériquement par Neophytou & Mastorakos (2009) avec de l'heptane, un carburant volatile. Ils révèlent une

relation entre la taille des gouttes de carburant et la richesse sur la vitesse de la flamme et démontrent qu'il existe une taille de gouttes optimale pour certaines richesses de mélanges gazeux qui augmentera la vitesse de la flamme. Ce phénomène pourrait être en jeu également dans ce mémoire puisque le temps disponible pour l'évaporation diminue avec la diminution de l'avance à l'injection, ce qui augmente la taille des gouttes près de la bougie au moment de l'allumage

4.3.2 Combustion complètement développée

La combustion complètement développée informe sur la qualité de vaporisation du mélange ainsi que sur son homogénéité. En effet, une bonne vaporisation et homogénéité du mélange diminuera la durée de combustion complètement développée. Les résultats obtenus pour les différentes stratégies et pressions d'injection sont présentés à la figure 4.6.

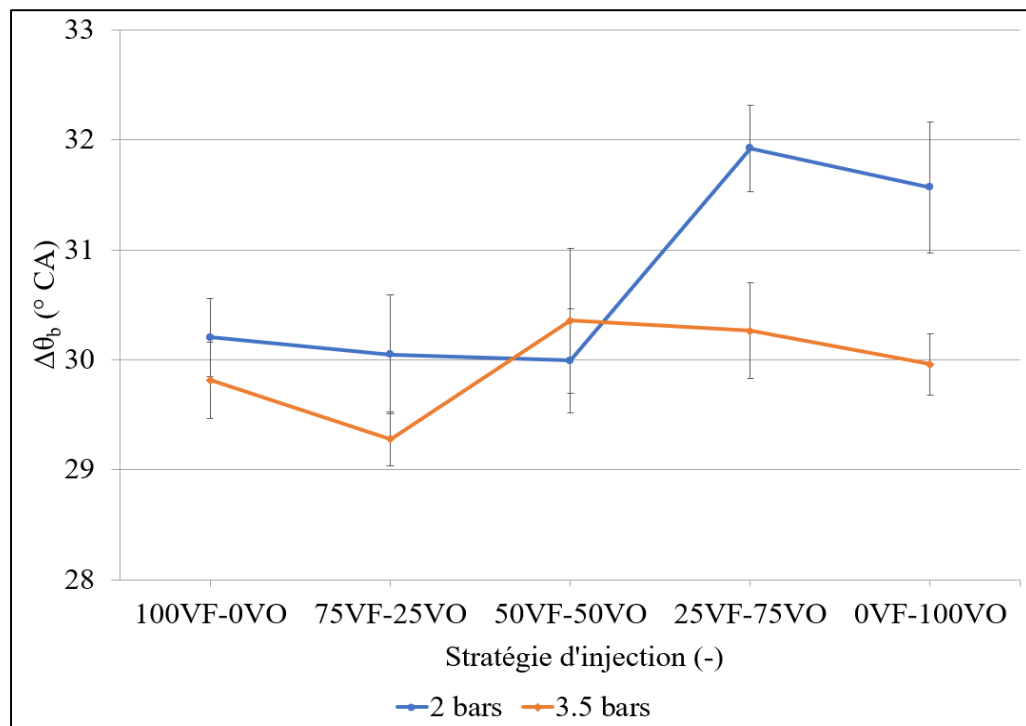


Figure 4.6 FMB10-90% pour les différentes stratégies et pressions d'injection

On remarque qu'à la pression d'injection de 3,5 bars, puisque tous les résultats se situent à l'intérieur des barres d'erreur, aucune différence marquée n'est observée entre les différentes stratégies, ce qui veut dire qu'on obtient une homogénéité du mélange similaire même pour l'IVO. Toutefois, il est intéressant de remarquer une hausse de la durée de combustion complètement développée pour la stratégie 50VF-50VO. Cette hausse concorde bien avec l'augmentation du SMD observée au tableau 3.7 pour cette stratégie qui est probablement causée par l'aspect transitoire de l'injecteur.

On observe également que pour les stratégies 100VF-0VO, 75VF-25VO et 50VF-50VO, on n'obtient pas de différence appréciable entre les deux pressions d'injection. Ceci peut s'expliquer par une bonne évaporation lors d'IVF due aux températures des parois (port d'admission et soupape d'admission) et qu'au moins 50 % du carburant est injecté à soupape fermée. Cette évaporation est accentuée par le refoulement des produits de combustion dans le port d'admission causé par le croisement des soupapes d'admission et d'échappement (Chappuis et al., 1997). De plus, l'étude menée par Merola et al. (2010) pour des injections à soupape ouverte montre que l'augmentation du nombre d'injections améliore l'homogénéité du mélange, phénomène qui semble se faire remarquer également par la répartition de l'injection entre des modes d'IVF et d'IVO.

La différence la plus marquée est lors des stratégies 25VF-75VO et 0VF-100VO où les durées d'injection à soupape ouverte sont les plus longues. D'abord, on remarque une hausse de la durée de combustion développée pour ces deux stratégies pour la pression d'injection de 2 bars alors que ce n'est pas le cas pour la pression d'injection de 3,5 bars. Cette différence entre les deux pressions peut s'expliquer par les résultats obtenus aux tableaux 3.7 et 3.8 qui montrent une hausse du SMD avec la diminution de la pression d'injection ainsi qu'une augmentation de la disparité de la taille des gouttes. Cette disparité des gouttes implique que les gouttes de grande taille pénétrant dans le cylindre risquent fort de ne pas s'évaporer entièrement et d'avoir une taille importante, ne favorisant pas la propagation de la flamme, par rapport aux autres stratégies d'injection.

4.4 Validation des hypothèses

Afin d'évaluer la validité des hypothèses soulevées dans ce chapitre, des images acquises à l'aide de l'endoscope avec de l'éclairage et montrant le carburant pénétrer le cylindre sont utilisées. Ces images permettront de faire une analyse qualitative de l'état du carburant lors de son arrivée dans le cylindre. De manière à mettre la réflexion de la lumière sur les gouttes en valeur, la réflexion de la lumière sur la paroi du cylindre a été estompée et les régions d'intérêt comportant des gouttes sont entourées en rouge.

D'abord, dans l'analyse de la stabilité du moteur, de la consommation spécifique de carburant et de la combustion complètement développée, l'hypothèse d'explication disant que l'augmentation de la pression d'injection diminue la taille des gouttes qui pénètrent le cylindre. Quoique cette hypothèse a été validée avec l'étude macroscopique du CHAPITRE 3, des images endoscopiques ont été acquises afin de voir l'état des gouttes dans le cylindre. Pour ce faire, des images lors de l'injection à soupape ouverte ont été acquises pour les deux pressions d'injection. La figure 4.7 montre ces images.

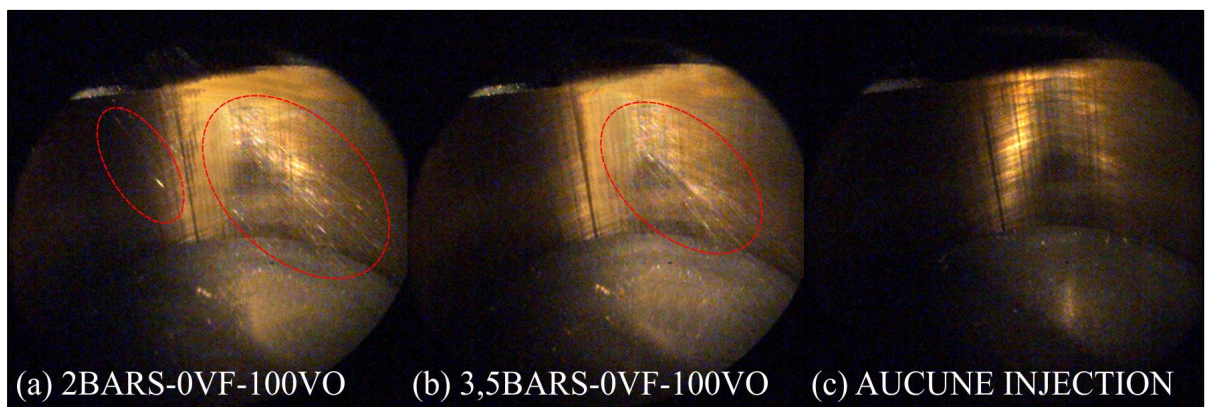


Figure 4.7 Comparaison des injections à soupape ouverte pour les pressions d'injection de 2 et 3,5 bars à $-254,4^\circ$ av. le PMH

Pour faciliter l'analyse qualitative de l'effet de la pression d'injection sur la taille des gouttes, une image ne présentant aucune injection a été ajoutée. En comparant les figure 4.7 (a) et (b), la réflexion de l'éclairage sur les gouttes montre des gouttes de plus grande taille dans le cas

de la pression d'injection à 2 bars. L'hypothèse disant que l'augmentation de la pression d'injection diminue la taille des gouttes est donc validée. De plus, les gouttes de plus grande taille avec une diminution de la pression d'injection auront pour effet de créer un film de carburant sur la paroi du cylindre et au-dessus du piston plus important, ce qui mènera à une augmentation de la CSC, car une plus grande quantité de carburant est injectée pour maintenir la puissance constante.

Ensuite, il a été énoncé qu'en mode d'IVO, un plus grand nombre de gouttes pénètrent le cylindre qu'en mode d'IVF, mais qu'elles sont de plus petite taille (diminution du SMD). De plus, dans ce mémoire, l'hypothèse que le carburant en mode d'IVO touche la paroi du cylindre est souvent soulevée. La figure 4.8 montre les images acquises pour les stratégies à soupape fermée et ouverte pour une pression d'injection de 2 bars. Pour la stratégie à soupape fermée (figure 4.8 (a)), l'image choisie est à une position vilebrequin de 303,8 °CA avant le PMH de la combustion, sachant que le carburant entrera dans le cylindre lors de l'ouverture de la soupape d'admission, soit dans les environs de 360 °CA avant le PMH de la combustion. Dans le cas de la stratégie à soupape ouverte (figure 4.8 (b)), comme l'injection est plus tardive, l'image choisie est à une position vilebrequin de 254,4 ° avant le PMH afin de bien voir le carburant injectée pénétrer le cylindre (la soupape d'admission ouverte est visible dans le coin supérieure gauche de la figure 4.8(b)).

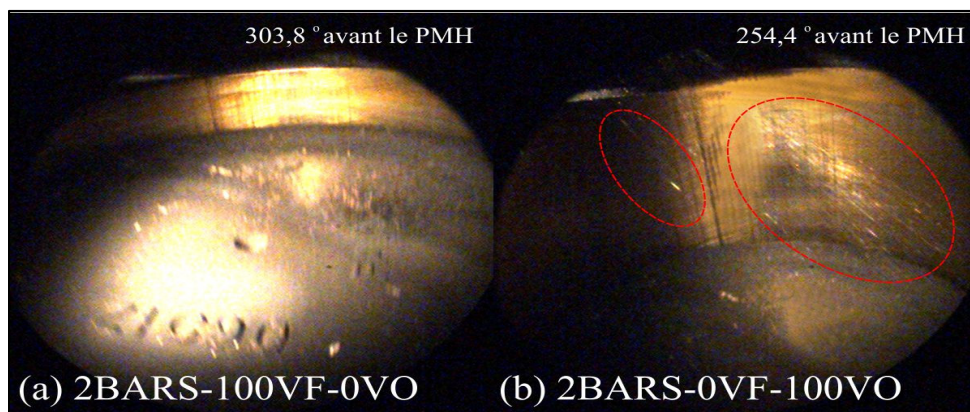


Figure 4.8 Comparaison des injections à soupape fermée et ouverte pour une pression d'injection de 2 bars

La figure 4.8 (a) ne permet toutefois pas de voir de gouttes entrer dans le cylindre, ce qui laisse entendre que le carburant aurait entièrement évaporé dans la tubulure d'admission. La comparaison entre la figure 4.8 (a) et la figure 4.8 (b) permet de conclure qu'un grand nombre de gouttes pénètrent le cylindre en mode d'IVO alors qu'elles sont inexistantes en mode d'IVF, ce qui confirme en partie l'hypothèse comme il n'est pas possible de voir de gouttes de plus grande taille en mode d'IVF. La figure 4.8 (b) montre également une tendance des gouttes à toucher la paroi du cylindre du côté de la soupape d'échappement.

4.5 Synthèse du chapitre

Ce chapitre a d'abord permis de constater l'excellente stabilité du moteur peu importe la stratégie et la pression d'injection utilisée.

Ensuite, une augmentation de la pression d'injection montre une diminution de la CSC allant jusqu'à près de 10 %. Cette diminution s'explique par la meilleure atomisation du jet avec l'augmentation de la pression telle que présentée au CHAPITRE 3 et validé avec les images endoscopiques de la figure 4.7, une meilleure homogénéité ainsi qu'une diminution de la pénétration du jet réduisant les risques de contact avec les parois internes de la chambre de combustion. Le passage à l'injection double semble diminuer également la CSC avec le carburant qui profite du temps de résidence dans le port d'admission en mode d'IVF, qui a été validé avec les images endoscopiques de la figure 4.8, et de la diminution du délai d'initiation en IVO.

Finalement, la combustion a été analysée selon le délai d'initiation de la combustion (FMB0-10%) et la combustion complètement développée (FMB10-90%) qui sont toutes deux influencées par la stratégie d'injection utilisée pour créer le mélange air/carburant. D'abord, en injection double, l'ajout d'une portion d'IVO montre une diminution marquée de la FMB0-10% due à une stratification de la charge près de la bougie, augmentant ainsi la vitesse de flamme. Des essais en mode d'IVO simple sous une pression d'injection de 3,5 bars ont permis de confirmer cette stratification puisqu'une diminution importante de plus de 10 % sur le délai

d'initiation de la flamme est dénotée lorsque l'injection est retardée. Ensuite, la FMB10-90% permet d'observer une bonne évaporation du mélange pour les stratégies 100VF-0VO, 75VF-25VO et 50VF-50VO à 2 et 3,5 bars due à la portion d'IVF. Toutefois, une légère hausse à 50VF-50VO à 3,5 bars peut s'expliquer par l'aspect transitoire de l'injecteur présenté au CHAPITRE 3. Lors des stratégies 25VF-75VO et 0VF-100VO où l'IVO est davantage sollicitée, une augmentation de la durée de la combustion complètement développée est remarquée à 2 bars alors qu'elle reste stable à 3,5 bars qui s'explique par la moins bonne atomisation à pression plus basse et au temps d'évaporation diminué en mode d'IVO qui résulterait d'un mélange moins homogène.

Au final, l'utilisation de l'injection double semble permettre au carburant de profiter des avantages de l'IVF et de l'IVO, ce qui se fait remarquer par une diminution de la CSC. Cette diminution s'explique par le profit d'un délai d'initiation de la flamme plus bas dû à une portion d'IVO n'affectant pas la durée de la combustion complètement développée comparée à celle de l'injection à soupape fermée.

Le chapitre suivant permettra de présenter et d'analyser les émissions de gaz polluants et de particules pour les stratégies d'injection à l'étude.

CHAPITRE 5

ÉMISSIONS POLLUANTES

Le cinquième chapitre servira à présenter et analyser les émissions de gaz polluants et de particules issues du moteur et permettant de répondre au cinquième sous-objectif de ce mémoire. Dans un premier temps, les émissions de CO, de NO_x et de HC mesurées à l'aide du FTIR seront abordées pour les différentes stratégies d'injection. Dans un deuxième temps, les images recueillies grâce au système endoscopique permettront de comparer l'intensité des flammes de diffusion selon la stratégie d'injection et de déterminer les endroits critiques de formation de suie.

5.1 Polluants gazeux

Cette section porte sur l'analyse des émissions de polluants gazeux (CO, NO_x, HC) permettant d'évaluer l'impact de l'utilisation des stratégies d'injection double.

5.1.1 Monoxyde de carbone

La figure 5.1 montre les concentrations de CO à l'échappement en g/kWh pour les différentes stratégies et pressions d'injection à l'étude. Les résultats concordent bien avec ce qui est présenté dans la littérature. Pour des essais à un couple de 10 Nm avec de l'essence, Gu et al. (2012) obtiennent des concentrations allant de 26 à 38 g/kWh dépendamment de l'avance à l'allumage. Toujours avec de l'essence, Ilhak et al. (2018) ont observé une concentration de 33,2 g/kWh pour une puissance dépassant légèrement 4 kW. On comprend donc qu'on se situe dans le bon ordre de grandeur si on compare avec les résultats de la figure 5.1. Toutefois, les incertitudes présentées au tableau-A V-6 montrent qu'à 2 bars, on se trouve à l'intérieur des barres d'incertitude pour toutes les stratégies. À 3,5 bars, il n'y a que pour les stratégies 50VF-50VO et 25VF-75VO où les barres d'incertitudes ne croisent pas celles de la stratégie 100VF-0VO. Afin de faciliter l'analyse, considérons les deux phénomènes

principaux entrant en jeu dans la production de CO, soit la température et les possibles zones riches en carburant.

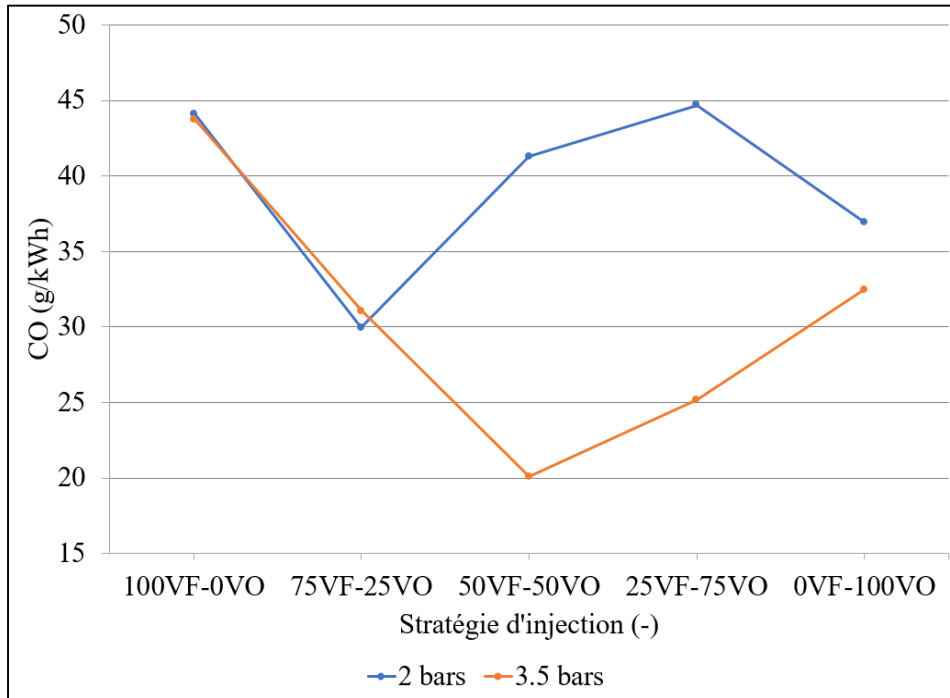


Figure 5.1 Émission de CO pour les différentes stratégies et pressions d'injection

Tout d'abord, on remarque que pour les deux stratégies où l'IVF est davantage sollicitée, on obtient des résultats très similaires pour les deux pressions d'injection. Ceci peut s'expliquer par le phénomène de coagulation des gouttes lors de l'IVF (Chappuis et al., 1997), menant à une distribution des diamètres des gouttes similaire pour les deux pressions d'injection, car au moins 75 % du carburant est injecté sur la soupape d'admission, ce qui facilite son évaporation.

Ensuite, pour l'injection à 3,5 bars, on remarque une concentration de CO plus élevée pour une stratégie d'IVF comparée à IVO. Avec l'IVF, il y a très peu de gouttes qui pénètrent le cylindre lors de la phase d'admission comme les résultats du chapitre précédent le suggère, alors que s'il y a des gouttes, elles sont généralement de grande taille (Gold et al., 2000), ce qui pourrait engendrer des zones localement riches en carburant responsables d'émission de CO. Ceci

pourrait expliquer la concentration plus élevée observée que lorsque l'injection est à soupape ouverte.

Les émissions de CO à 3,5 bars concordent, de façon générale, avec ceux de Merola, Sementa, Tornatore, & Vaglieco (2009) qui ont observé une diminution des émissions de CO lors du passage d'IVF à IVO qu'ils expliquent par une meilleure combustion. En effet, ils ont remarqué une diminution du CV_{PMEI} lorsqu'ils utilisent l'injection à soupape ouverte. Ce même constat s'applique dans ce mémoire lorsqu'on regarde la figure 4.1. De plus, la figure 4.4 montre une diminution du délai d'initiation de la flamme à soupape ouverte qui se traduit par une pression plus élevée près du PMH et donc, d'une température de combustion possiblement supérieure.

Pour les stratégies d'injection double, on remarque une diminution des émissions de CO pour 3,5 bars alors qu'à 2 bars, c'est plutôt stable. Ceci peut être corrélé avec les résultats des diamètres de gouttes présentées précédemment. À 2 bars, les gouttes produites avaient un SMD et surtout un RSF plus grand qu'à 3,5 bars, laissant entendre que la probabilité d'avoir des gouttes non évaporées au moment de la combustion pourrait être plus important. De plus, les caractéristiques du jet de carburant à 2 bars favoriseront le contact des gouttes avec la paroi du cylindre et le piston donnant lieu à des zones riches en carburant propice à la formation du CO et qui ne s'oxyde pas entièrement avant que la température chute en-dessous de 1100 K. À 3,5 bars, comme l'atomisation du jet est de meilleure qualité, on observe une diminution des émissions de CO lors de l'utilisation d'une portion de l'injection à soupape ouverte, la stratégie 50VF-50VO offrant les résultats les plus bas. Par la suite, c'est la proportion de carburant injectée à soupape ouverte qui est responsable des inhomogénéités du mélange, favorables aux émissions de CO.

5.1.2 Hydrocarbures imbrûlés

La figure 5.2 présente les résultats obtenus en g/kWh en ce qui concerne les émissions de HC. Elles varient entre un peu moins de 1,5 g/kWh à un peu plus de 3,5 g/kWh. Ces valeurs concordent bien avec la littérature puisque Gu et al. (2012) obtiennent une concentration

variant de 1,2 à 1,6 g/kWh dépendamment de l'avance à l'allumage pour un moteur de taille similaire fonctionnant à un couple de 10 Nm et une vitesse de rotation de 3000 tr/min avec de l'essence. D'un autre côté, Ilhak et al. (2018) ont plutôt observé une concentration de 4,5 g/kWh pour une puissance de 4 kW à une vitesse de rotation de 1500 tr/min et une pression d'injection variant de 2,5 à 3 bars. Ce résultat plus élevé peut s'expliquer par la faible vitesse de rotation diminuant ainsi la turbulence dans le cylindre et la qualité du mélange (Koç et al., 2009).

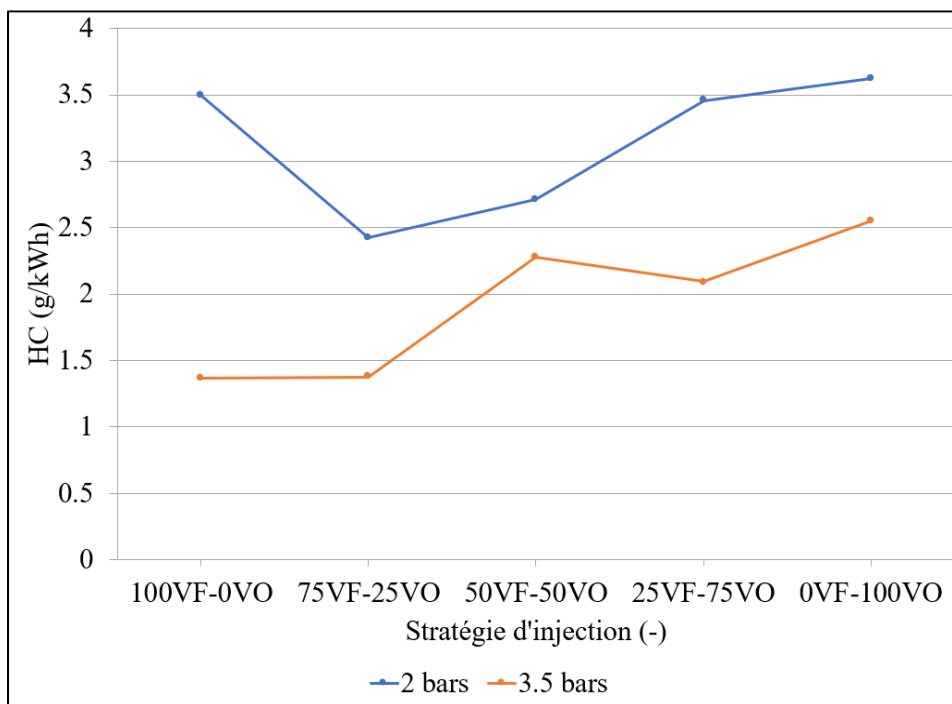


Figure 5.2 Émission de HC pour les différentes stratégies et pressions d'injection

Dans le cas présent, on observe une démarcation entre les deux pressions d'injection. Elle s'explique par les résultats de la figure 4.2 où une augmentation de la CSC allant jusqu'à 10 % est mesurée lors de la diminution de la pression d'injection. La plus grande quantité de carburant injectée démontre une qualité de mélange réduite, s'expliquant par des gouttes de plus grande taille tel que présenté à la figure 4.7, qui se traduit par une inhomogénéité du mélange.

Maintenant, à pression fixe, on remarque une tendance à la hausse des émissions de HC lors de la transition d'une stratégie d'IVF à IVO mis à part pour la stratégie d'IVF à 2 bars où on obtient des résultats similaires à ceux d'IVO. D'abord, cette tendance à la hausse s'explique par un temps d'évaporation réduit lors d'IVO qui mène à une quantité plus grande de liquide pénétrant le cylindre (McGee, Curtis, Russ, & Lavoie, 2000). En ce qui concerne la concentration de HC élevée en mode d'IVF à 2 bars, elle pourrait s'expliquer par la coagulation importante de gouttes dans le port d'admission qui pénètrent dans le cylindre sous forme de ligaments de carburant (Gold et al., 2000). Ces ligaments pourraient avoir de la difficulté à s'évaporer puisque la masse de carburant injectée est plus élevée qu'à 3,5 bars.

5.1.3 Oxydes d'azote

La figure 5.3 montre les résultats des émissions de NO_x en g/kWh pour les différentes stratégies.

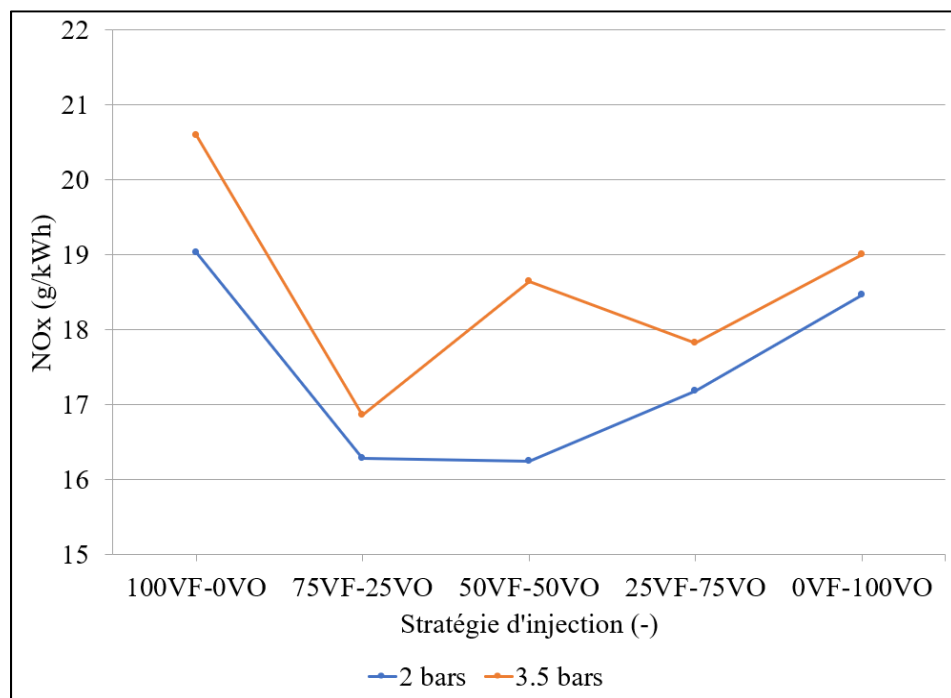


Figure 5.3 Émission de NO_x pour les différentes stratégies et pressions d'injection

On remarque que les concentrations varient entre 16 et 21 g/kWh pour une charge de 60 %. Ces résultats semblent être bien en accord avec ce qui est trouvé dans la littérature quoique légèrement plus élevés. En effet, Varde & Clark (2004) obtiennent des concentrations qui varient de 7 et 15 g/kWh pour des charges de 50 et 75 % respectivement. Leurs essais ont également été effectués à l'avance à l'allumage offrant le couple maximal avec de l'essence.

Les incertitudes des émissions de NO_x à pressions d'injection de 2 et 3,5 bars sont présentées au tableau-A V-6 et au tableau-A V-7 de l'ANNEXE V respectivement. En considérant les barres d'erreur, on s'aperçoit que les émissions de NO_x sont du même ordre de grandeur pour toutes les stratégies. Toutefois, pour une stratégie d'injection donnée, on remarque une hausse des émissions de NO_x lorsque la pression d'injection passe de 2 à 3,5 bars. Cette tendance peut s'expliquer par une meilleure atomisation et évaporation du jet de carburant lorsque la pression d'injection est augmentée. Cette meilleure atomisation et évaporation favorise une combustion complète (réduction des HC et CO) en augmentant le dégagement d'énergie et donc, les hautes températures, sachant que tous les mélanges sont considérés stœchiométriques. De façon générale, une meilleure oxydation se traduit par une augmentation des NO_x. Les résultats de la figure 1.5 sont donc conséquents avec les résultats précédents puisque les émissions de NO_x plus élevées observées à une pression d'injection de 3,5 bars correspondent également à des émissions de HC et CO plus faibles.

5.2 Particules de suie

Les résultats obtenus grâce aux images captées avec la caméra endoscopique seront, dans un premier temps, utilisés afin de déterminer les angles vilebrequin critiques de formation de flammes de diffusion pour les différentes stratégies. Pour rappel, les flammes de diffusion se forment en présence d'une zone localement riche en carburant qui se mélange au comburant pendant la combustion laissant place à une combustion incomplète et sont associées à la formation de particules (Raza et al., 2018). Dans un deuxième temps, des cartographies d'occurrence seront créées pour ces angles critiques afin de déterminer les endroits dominants où les flammes de diffusion se forment dans la chambre de combustion. L'analyse des

particules de suie sera qualitative puisqu'aucun appareil de mesure à l'échappement n'est employé.

5.2.1 Positions vilebrequin critiques

Afin de déterminer les positions vilebrequin où les flammes de diffusion dominant, 50 cycles moteur sont utilisés. En suivant la démarche décrite à la figure 2.14, on calcule l'intégrale de l'intensité lumineuse provenant des flammes de diffusion pour chaque position vilebrequin. Les résultats obtenus concernant l'intensité en fonction de la position vilebrequin sont présentés à la figure 5.4.

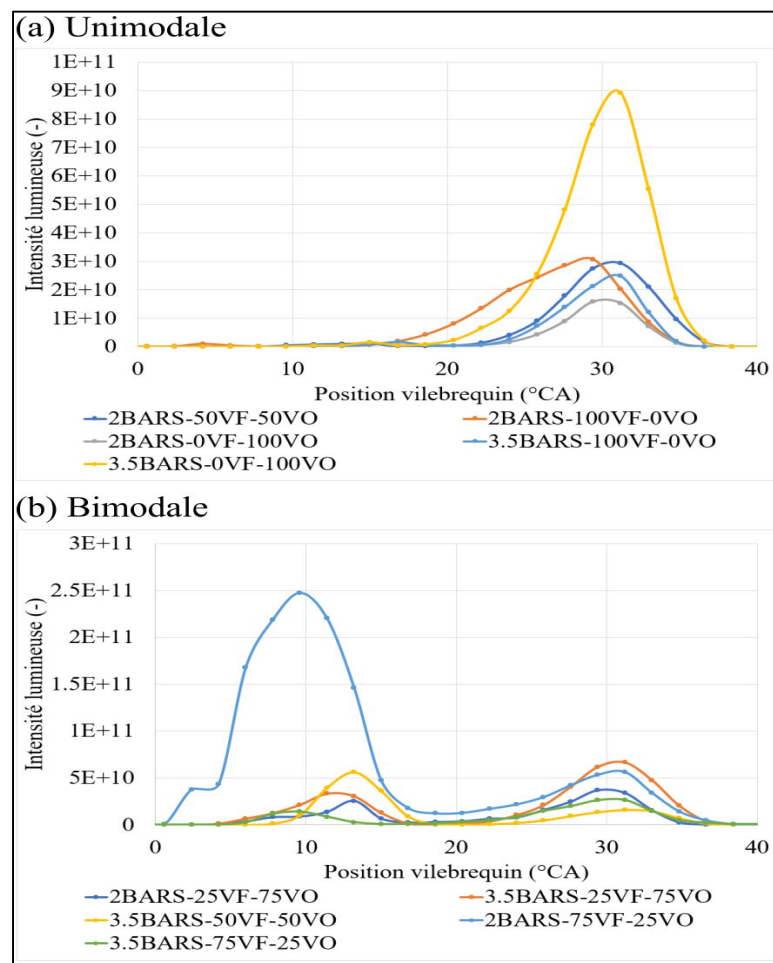


Figure 5.4 Intensité lumineuse unimodale et bimodale en fonction de la position vilebrequin

La figure 5.4 (a) présente les stratégies où la courbe de l'intensité lumineuse en fonction de la position vilebrequin est unimodale alors que la figure 5.4 (b) présente celles qui sont bimodales. Le premier mode survient autour de $11,6^\circ$ après le PMH, alors que le deuxième survient plutôt vers $31,2^\circ$ après le PMH. En comparant ces deux figures, on remarque qu'une courbe bimodale apparaît lors d'injections doubles uniquement. La seule stratégie à injection double ne présentant pas une courbe bimodale est 50VF-50VO pour une pression d'injection de 2 bars. Une hypothèse pouvant expliquer ce phénomène pourrait être ce qui est observé au tableau 3.7 du CHAPITRE 3 avec l'augmentation du SMD lorsque le temps d'injection descend en-dessous d'un certain seuil. Tel que présenté au tableau 3.5, la stratégie 2BARS-50VF-50VO présente une durée d'injection minimale de 5,10 ms tandis que les stratégies 2BARS-75VF-25VO et 2BARS-25VF-75VO présentent une durée d'injection minimale de 2,54 ms. Ce serait donc l'aspect transitoire de l'injecteur qui aurait un impact autant sur l'IVF que l'IVO. Comme la stratégie 50VF-50VO à 2 bars montre des durées d'injection plus longues qu'à 3,5 bars (4,14 ms selon le tableau 3.5), ce pourrait être pour cette raison qu'elle ne montre pas une courbe bimodale. Le pic de la stratégie 2BARS-75VF-25VO dépasse l'intensité lumineuse des autres stratégies d'un ordre de grandeur et sera discuté plus loin.

Il est également intéressant de comparer les résultats de la figure 5.4 avec ceux obtenus par Merola et al. (2010). Tout comme eux, l'utilisation d'injections multiples montre une courbe bimodale de l'intensité lumineuse de suies pour leurs essais à basse pression d'injection qui est de 3,5 bars. Toutefois, leur stratégie d'injections multiples a été faite à soupape ouverte. Néanmoins, Merola et al. (2010) présentent un résultat lors d'injection simple et observent une courbe montrant qu'un seul mode tardif, ce qui concorde bien avec ce qui est trouvé dans ce mémoire.

5.2.2 Cartographies d'occurrence

Afin de déterminer les zones critiques de formation de particules, des cartographies d'occurrence sont générées, telles qu'utilisées par Schueck et al. (2016) et Storch et al. (2015).

D'abord, tentons de comprendre le pic très élevé du premier mode de la stratégie 75VF-25VO à 2 bars. Pour ce faire, le pic de cette stratégie est comparé à celui de la stratégie 75VF-25VO à 3,5 bars. La figure 5.5 présente les cartographies d'occurrence du premier mode de ces deux stratégies. Les parties (a) et (b) de la figure 5.5 montre que l'endroit critique se situe au même endroit pour les deux stratégies. Par contre, à 2 bars, l'occurrence maximale est de 14 (sur un maximum de 50) comparée à 5 pour la pression de 3,5 bars. De plus, les flammes de diffusion couvrent une plus grande surface à 2 bars qu'à 3,5 bars. Ces deux observations expliqueraient le pic élevé d'intensité lumineuse des flammes de diffusion à 2 bars. Ceci est probablement causé par une coalescence des gouttes dans le port d'admission plus importante à 2 bars qu'à 3,5 bars dû à une distribution de gouttes de plus grande taille ainsi qu'à une quantité de carburant injectée plus élevée qui augmente la CSC, comme il a été présenté à la figure 4.2.

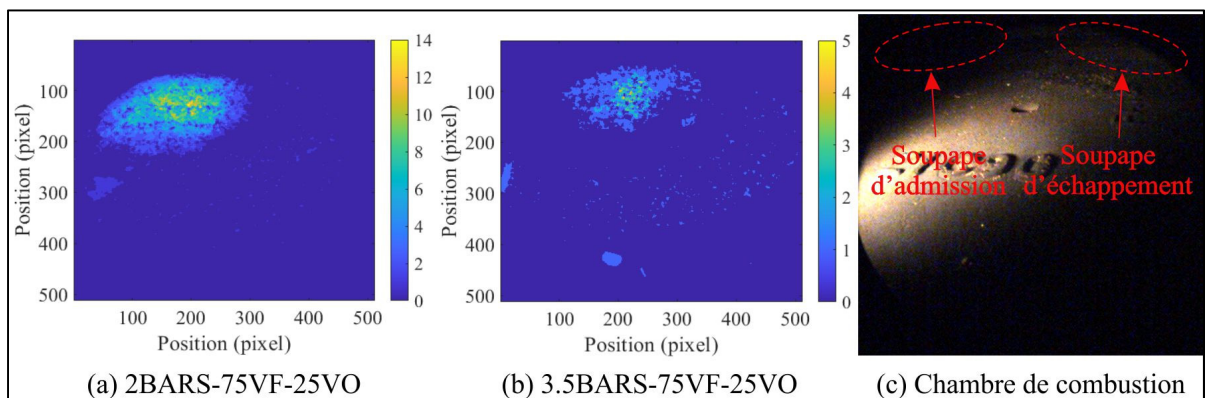


Figure 5.5 Cartographies d'occurrence de flammes de diffusion du premier mode pour les stratégies 2BARS-75VF-25VO et 2BARS-25VF-75VO

Ensuite, comparons des stratégies sollicitant l'injection à soupape ouverte et fermée à des proportions différentes, soit 75VF-25VO et 25VF-75VO à une pression d'injection de 2 bars pour le premier mode. Les résultats obtenus sont présentés à la figure 5.6. La partie (c) de la figure 5.6 est ajoutée afin de donner un aperçu de la chambre de combustion et de la position du piston à cet instant en plus de la position des soupapes d'admission et d'échappement.

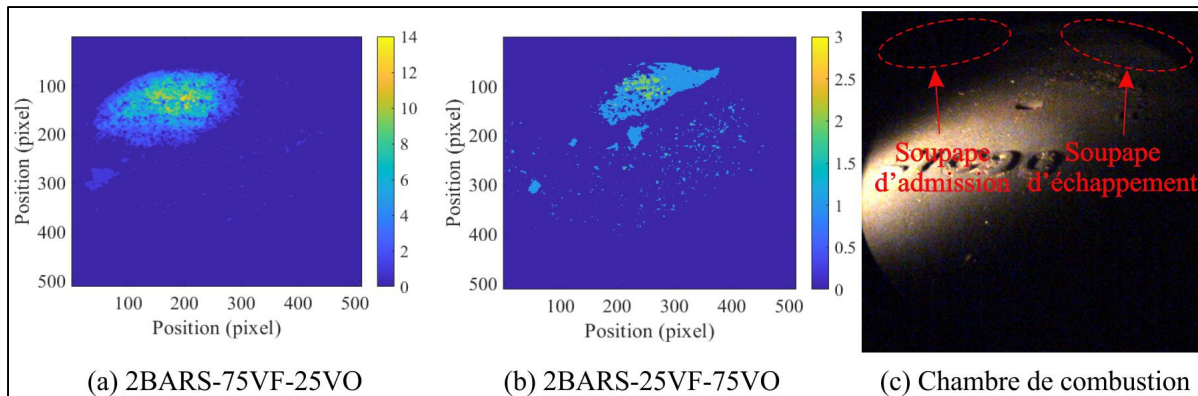


Figure 5.6 Cartographies d'occurrence de flammes de diffusion du premier mode pour les stratégies 2BARS-75VF-25VO et 2BARS-25VF-75VO

En comparant les parties (a) et (b) de la figure 5.6, on s'aperçoit que les flammes de diffusion apparaissent dans la zone de la soupape d'admission pour la stratégie 2BARS-75VF-25VO. Cette tendance est en accord avec Schueck et al. (2016) et Merola, Sementa, Tornatore, & Vaglieco (2007) qui observent que le mécanisme de formation de flammes de diffusion principal pour l'IVF est le film de carburant dans les crevasses de la soupape d'admission qui ne s'évapore pas à temps. Dans le cas de la stratégie 2BARS-25VF-75VO, c'est plutôt près de la bougie qu'elles se trouvent, ce qui viendrait valider la création d'une zone riche en carburant près de la bougie en mode d'IVO. Dans les deux cas, l'utilisation d'un volet de mouvement de charge pourrait être une contre-mesure envisageable (Shueck et al., 2016), ce qui augmenterait la turbulence et donc, la qualité du mélange.

Afin de déterminer le mécanisme principal de production de suie pour les pics à $31,6^\circ$ après le PMH, les deux cas extrêmes sont étudiés. Une comparaison entre les stratégies 3,5-BARS-0VF-100VO et 2BARS-100VF-0VO est présentée à la figure 5.7. On remarque que la répartition des flammes de diffusion entre la figure 5.7 (a) et (b) est sensiblement la même et bien étalée dans l'espace. Ceci montre qu'à cette position vilebrequin, le mécanisme de formation pour les deux stratégies est le même et provient de zones localement riches dans la phase gazeuse. Cependant, l'amplitude plus faible du pic pour la stratégie 2BARS-100VF-0VO à la figure 5.4 (a) montre que l'utilisation d'une injection à soupape fermée améliore la qualité du mélange malgré une pression d'injection abaissée. Ceci est confirmé par la figure 5.7 (b)

dans laquelle l'occurrence maximale est réduite et la surfaces des valeurs maximales est également plus petite par rapport à la figure 5.7 (a).

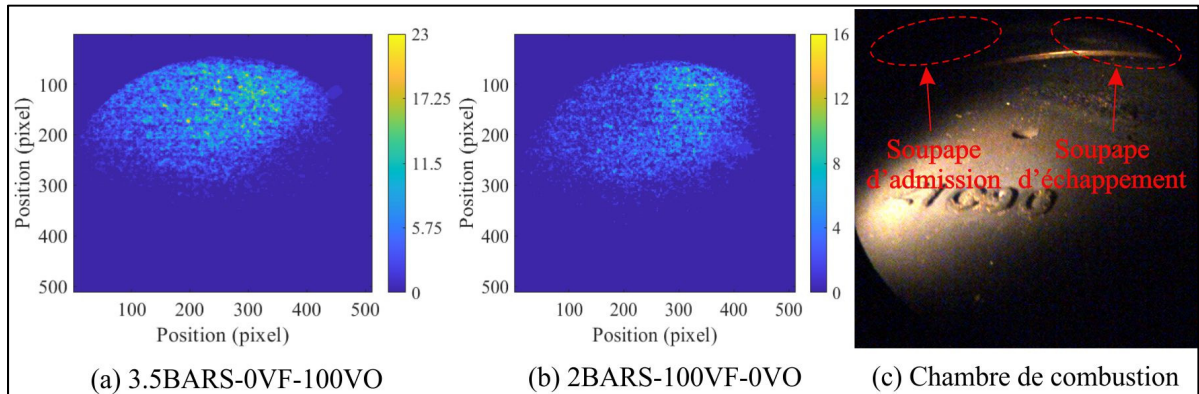


Figure 5.7 Cartographies d'occurrence de flammes de diffusion du mode tardif pour les stratégies 3.5BARS-0VF-100VO et 2BARS-100VF-0VO

5.2.3 Synthèse du chapitre

Ce chapitre a permis d'évaluer l'impact de la stratégie d'injection sur les émissions de gaz polluants et de suies. D'abord, les émissions de CO à 2 bars sont assez stables pour toutes les stratégies si on tient compte des incertitudes présentées au tableau-A V-6 avec des émissions de 39 g/kWh en moyenne. Cette similarité des résultats pourrait s'expliquer par une mauvaise qualité du jet à IVO pouvant toucher les parois internes de la chambre de combustion. Pour les deux stratégies sollicitant davantage l'IVF, les émissions de CO sont les mêmes pour les deux pressions d'injection, ce qui pourrait s'expliquer par une distribution de gouttes similaire pénétrant le cylindre. Une diminution des émissions de CO lors d'injection à soupape ouverte pourrait s'expliquer par une diminution du délai d'initiation de la flamme, menant ainsi à des températures plus élevées et une oxydation du CO. La stratégie 50VF-50VO à 3,5 bars montre les résultats les plus bas avec des émissions de 20 g/kWh comparées à des émissions de près de 45 g/kWh lors d'IVF avec les deux autres stratégies d'injection double ayant les émissions les plus basses, ce qui montre l'effet bénéfique de l'injection double sur les émissions de CO.

Les émissions de HC montrent une augmentation lorsque la pression d'injection est abaissée. Cette hausse corrèle bien avec l'augmentation des RSF, qui est l'indicateur de l'inhomogénéité des gouttes du jet, et de la CSC lors de la réduction de la pression d'injection discutée au CHAPITRE 4. Une augmentation des émissions de HC est également remarquée lors du passage d'IVF à IVO, ce qui s'expliquerait par l'image de la figure 4.8 (b) où on voit les gouttes pénétrer le cylindre et se dirigeant vers la paroi du cylindre créant ainsi des films riches en carburant. La tendance plutôt linéaire de l'augmentation des HC entre les stratégies pour une pression d'injection montre que l'impact des stratégies d'injection double réside dans la portion de la durée d'injection à soupape fermée et ouverte.

Il est difficile de tirer une conclusion franche concernant les émissions de NO_x puisqu'on se trouvent à l'intérieur des barres d'erreur. Toutefois, on remarque des concentrations de NO_x plus élevées avec une hausse de la pression d'injection, ce qui montre une meilleure atomisation du carburant brûlant mieux et menant possiblement à des températures du cylindre plus élevées.

Les images captées avec l'endoscope ont permis d'observer une courbe bimodale d'intensité lumineuse des flammes de diffusion pour les stratégies montrant les durées d'injection les plus courtes, soit les stratégies d'injection double, ce qui montre l'impact de l'aspect transitoire de l'injecteur discuté au CHAPITRE 3. Les cartographies d'occurrence du premier mode montrent une forte intensité près de la soupape d'admission dans le cas où une injection à soupape fermée de plus longue durée est utilisée. À l'inverse, une injection à soupape ouverte de plus longue durée mène à des flammes de diffusion près de la bougie du côté de la soupape d'échappement. Le deuxième mode a montré une répartition plus homogène des flammes de diffusion pour les deux stratégies extrêmes tel que présenté à la figure 5.7, indiquant les zones localement riches dans la phase gazeuse comme mécanisme de formation principal.

CONCLUSION

De nos jours, les moteurs à allumage commandé utilisant l'injection indirecte représentent encore une bonne part du marché automobile dû à leur coût de fabrication faible comparé aux moteurs à injection directe et leurs faibles émissions de particules. Des études montrant les bienfaits de l'injection multiple à soupape ouverte ont mené à l'objectif principal de ce mémoire qui était de caractériser l'impact des stratégies d'injection double sous différentes pressions (2 et 3,5 bars) sur un moteur à allumage commandé à l'essence à injection indirecte. Les essais ont été faits pour différentes portions de la durée d'injection à soupape fermée et ouverte. Afin d'y arriver, le premier sous-objectif consistait à préparer un montage expérimental incluant un endoscope. La préparation du montage inclut également la programmation et la calibration du moteur. Cette calibration a permis de déterminer les durées d'injection aux points d'opération fixés préalablement, ce qui a rendu possible le deuxième sous-objectif de ce mémoire qui consiste à caractériser macroscopiquement et microscopiquement les jets de carburant. Le troisième sous-objectif était de caractériser la combustion à l'aide d'indicateurs (CV_{PMEI} , CSC, FMB). Le dernier sous-objectif consistait à quantifier les émissions polluantes gazeuses (CO , NO_x , HC) à l'échappement grâce à un FTIR permettant de les recueillir et de qualifier les émissions de particules grâce à une caméra endoscopique.

L'étude macroscopique des jets de carburant a montré une augmentation de la pénétration du jet avec la hausse de la pression et de la durée d'injection, ce révèle que les injections double pénètrent moins qu'une simple injection. Il a également été démontré qu'à pression plus basse, le jet pénètre davantage lorsque la même quantité de carburant est injectée. L'étude microscopique a été faite seulement pour la portion de l'injection à soupape ouverte dû au temps réduit disponible pour l'évaporation des gouttes. D'abord, l'analyse de la stratégie 75VF-25VO à 3,5 bars a permis d'observer une diminution du SMD entre la tête et la queue du jet due à l'inertie des gouttes de plus grande taille étant moins affectées par les forces aérodynamiques. Ensuite, l'analyse du jet complètement développé (milieu du jet) a montré une courbe bimodale de la distribution des gouttes de carburant avec une diminution du SMD et du RSF en augmentant la pression d'injection. Une durée d'injection plus courte indique

également une diminution de ces deux paramètres avant d'atteindre un seuil minimal où ils augmentent, ce qui montre l'impact de l'aspect transitoire de l'injecteur. Cette section a contribué à démontrer les bienfaits de l'augmentation de la pression d'injection sur les caractéristiques du jet ainsi que ceux de l'utilisation d'injections doubles, en n'allant toutefois pas en dessous d'une certaine durée d'injection.

La caractérisation de la combustion a d'abord révélé une excellente stabilité du moteur peu importe la stratégie et la pression d'injection utilisée avec des CV_{PMEI} ne dépassant pas 1,5 %. La CSC a affiché une diminution allant jusqu'à 10 % avec le passage de la pression d'injection de 2 à 3,5 bars. Malgré qu'à une pression d'injection on se trouve à l'intérieur des barres d'erreurs entre les stratégies d'injection, l'injection double montre une diminution de la CSC, ce qui semble s'expliquer par un mélange entre le bénéfice d'une bonne évaporation dans la tubulure d'admission en IVF ainsi que le profit d'une zone riche en carburant près de la bougie en IVO qui diminue le délai d'initiation de la flamme (FMB0-10%). Le délai d'initiation de la flamme est fortement affecté par l'avance à l'injection de la portion d'IVO, montrant une diminution d'un peu plus de 10 % lors du passage d'une avance de 252° à $229,5^\circ$ avant le PMH. La combustion complètement développée ne montre pas de différence avec une portion de la durée d'injection d'IVF au-dessus de 50 % pour les deux pressions d'injection démontrant une bonne évaporation du carburant. Une hausse est remarquée seulement à 2 bars pour les deux stratégies d'injection avec les portions d'IVO les plus élevées témoignant de la distribution des gouttes de plus grande taille notée lors la caractérisation des jets ainsi que du temps d'évaporation réduit.

Le dernier chapitre dédié à l'analyse des émissions polluantes a révélé des émissions de CO similaires pour les deux pressions d'injection pour les stratégies avec les portions d'IVF les plus importantes, montrant la similitude de la distribution des gouttes pénétrant le cylindre. À 2 bars, toutes les stratégies d'injection montrent des émissions de CO similaires alors qu'à 3,5 bars, les stratégies d'injection double montre le jumelage des bénéfices d'IVF et IVO permettant l'oxydation du CO. Les émissions de HC signalent une diminution avec l'augmentation de la pression d'injection. À 3,5 bars, la stratégie d'injection à soupape fermée

montre les émissions les plus basses avec une augmentation linéaire lors de la transition d'une injection simple à soupape ouverte, ce qui montre l'impact du temps d'évaporation et du contact des gouttes avec les parois de la chambre de combustion. À 2 bars, la même tendance linéaire est observée mis à part pour les émissions de la stratégie à soupape fermée qui est similaire à celles à soupape ouverte démontrant une possible coagulation des gouttes importante ayant de la difficulté à s'évaporer. Les émissions de NO_x sont du même ordre de grandeur pour toutes les stratégies. Par contre, l'augmentation de la pression d'injection semble montrer des émissions plus élevées, ce qui concorde bien avec les résultats de HC et CO plus bas indiquant une combustion plus complète et donc, des températures plus élevées. L'analyse qualitative des émissions de particules a révélé une courbe bimodale de l'intensité lumineuse en fonction de la position vilebrequin pour les injections doubles ayant les durées d'injection les plus courtes montrant l'impact de l'aspect transitoire de l'injecteur et des émissions possiblement plus élevées. Les cartographies d'occurrence générées ont montré un premier mode démontrant une forte intensité près de la soupape d'admission lors d'une portion plus importante d'IVF et près de la bougie du côté de la soupape d'échappement lors d'une portion plus importante d'IVO. Le deuxième mode révèle les zones localement riches dans la phase gazeuse comme mécanisme de formation principal des particules de suies.

Finalement, ce mémoire a fait ressortir l'impact des stratégies d'injection double à des pressions d'injection de 2 et 3,5 bars pour le point d'opération à l'étude en caractérisant les jets de carburant, la combustion et en analysant les émissions polluantes. Le passage de la pression d'injection de 2 à 3,5 bars ne montre que des avantages alors que les stratégies d'injection double montre des avantages et des désavantages dépendamment du paramètre considéré.

RECOMMANDATIONS

À la suite des travaux effectués dans le cadre de ce mémoire, quelques recommandations pour des travaux futurs ont été soulevées. Ces recommandations permettraient de valider les résultats obtenus dans le cadre de ce projet ainsi qu'à ouvrir l'horizon pour de plus amples recherches.

Concernant le banc d'essai moteur, il serait intéressant d'éliminer la vibration qui apparaît lorsque le moteur monte en température et au-dessus de 2250 tr/min. Cette vibration faisait perdre la synchronisation du moteur ce qui empêchait de stabiliser la température des ailettes du moteur et causait également beaucoup d'usure au couplage flexible. L'élimination de cette vibration permettrait d'élargir les points d'opération à l'étude, autant sur la vitesse de rotation du moteur que sur le couple. Aussi, il serait intéressant de déplacer les roues dentées de vilebrequin et de came de l'autre côté du dynamomètre, par exemple, afin de les éloigner au maximum du moteur comme il se trouve à être la source des vibrations et de chaleur.

Dans ce mémoire, plusieurs résultats se trouvent à être à l'intérieur des barres d'erreur, ce qui rend l'analyse ardue et qu'il devient difficile de tirer une conclusion claire. L'élimination de la vibration discutée dans le paragraphe précédent élargirait les points d'opération et permettrait donc de valider certains résultats. Des essais à des vitesses de rotation et des couples moteur plus élevés permettraient possiblement plus de différences entre les résultats (masse injectée plus importante, moins de temps pour l'évaporation). Une autre modification qui serait intéressante serait de changer d'injecteur afin de permettre des essais à pression d'injection au-delà de 3,5 bars. Ce serait une bonne manière d'étaler les essais et de possiblement se trouver à l'extérieur des barres d'erreurs.

Maintenant, il serait bien d'ajouter des vis d'ajustement micrométrique afin de déplacer le globe Patterson lors de la calibration permettant la caractérisation microscopique des jets de carburant. Dans ce mémoire, un indicateur à cadran a été utilisé seulement d'un côté du rail

servant à déplacer longitudinalement le globe Patterson laissant place à des erreurs de calibration.

La caméra endoscopique induisait beaucoup de bruits dans les images servant à l'analyse qualitative des flammes de diffusion. Le logiciel Indicom du système AVL Xion utilisé devient maître du logiciel de la caméra et ajuste automatiquement les paramètres de celle-ci. Par contre, il semble y avoir une inconsistance dans les ajustements menant à une luminosité variante d'un essai à l'autre induisant plus ou moins de bruit. Il serait bien de contacter AVL directement afin de contrer ce problème ou prendre le contrôle du logiciel de la caméra et d'ajuster manuellement. Il serait également intéressant de repositionner la caméra sur la tête du moteur afin de voir la bougie et faire une analyse de flamme prémélangée. L'angle entre l'endoscope et l'éclairage, ce qui permettrait de mieux visualiser les gouttes pénétrant le cylindre. De plus, un problème dans le logiciel Indicom ne permettait pas d'acquérir les images à des angles vilebrequin précis. Dans ce mémoire, l'acquisition s'est faite à une fréquence de 6800 Hz et un logiciel maison a permis de déterminer les angles vilebrequin auxquels les images ont été captées pour extraire les images d'intérêt du fichier d'enregistrement. Finalement, il serait intéressant de corréler les résultats de l'endoscope avec ceux obtenus à l'aide d'un *Scanning Mobility Particle Sizer Spectrometer* (SMPS) à l'échappement.

ANNEXE I

PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT DE SYNCHRONISATION MOTEUR

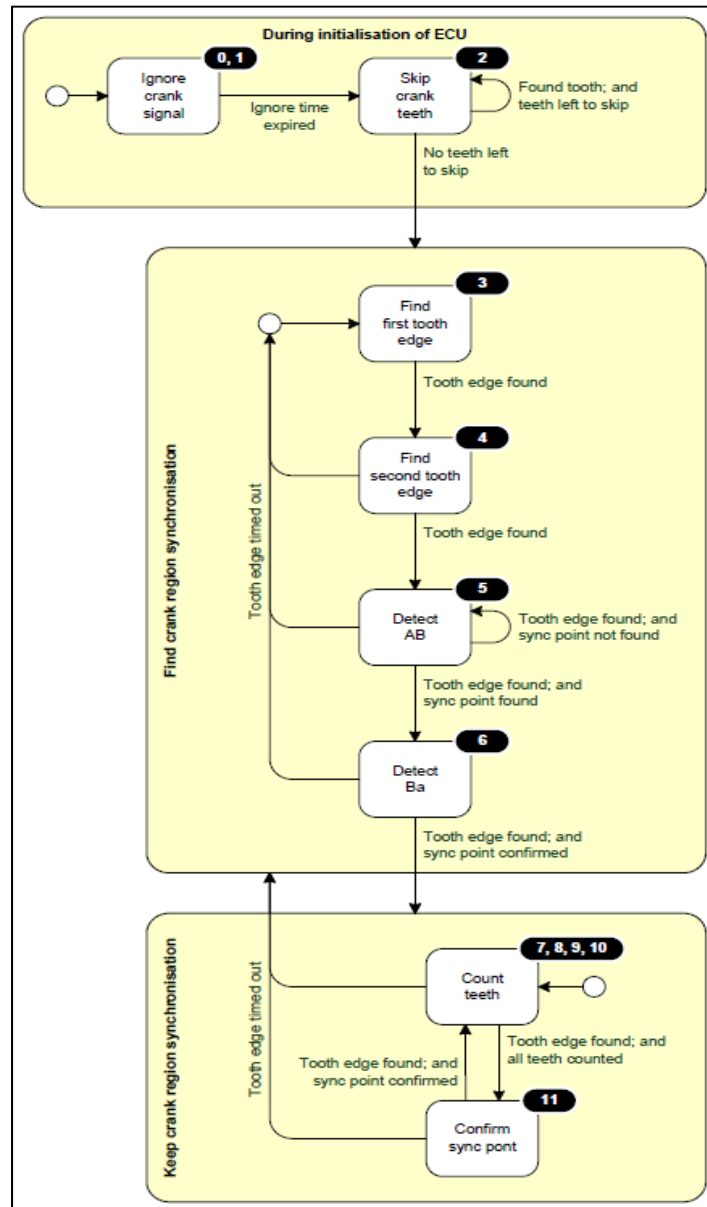


Figure-A I-1 Principe de fonctionnement de synchronisation moteur
 Tirée de User Guide OpenECU Developer Platform
 Sim API (2020, p. 490)

ANNEXE II

BRANCHEMENT ÉLECTRIQUE DE L'OPENECU

Tableau-A II-1 Branchement du connecteur X de l'OpenECU

M670 Pin	Connect To	Connector Pin
XA1		A2
XA2		A3
XA3		A7
XA4		A8
XB1		A9
XB2		A10
XB3		A11
XB4		A12
XC1		A13
XC2		A14
XC3		A15
XC4		A16
XD1		A17
XD2		A18
XD3		A19
XD4		A35
XE1	Oil Temp.	A21
XE2		A22
XE3		A23
XE4		A24
XF1		A25
XF2		A26
XF3		A27
XF4		A28
XG1		A29
XG2	VRefD (5V)	A30
XG3	Signal Return D	A31
XG4		A32
XH1		A33
XH2	VRefC (5V)	A20
XH3	Signal Return C	A36
XH4		A37
XJ1		A38
XJ2	VRefB (5V)	A39
XJ3	Signal Return B	A40
XJ4		A41
XK1		A42
XK2	VRefA (5V)	A43
XK3	Signal Return A	A44
XK4		A45
XL1		D1
XL2		D2
XL3		D3
XL4		D4
XM1		D5
XM2		D6
XM3		D7
XM4		D9

Tableau-A II-2 Branchement du connecteur Y de l'OpenECU

M670 Pin	Connect To	Connector Pin
Y1	HSOA	D8
Y2	GND	D10
Y3	+12 VBatt	D12
Y4	GND	D14
Y5		D16
Y6		D11
Y7		B2
Y8	VRefA (5V)	B3
Y9	Signal Return A	B7
Y10		B8
Y11	CAN-A	B35
Y12	CAN+A	B36
Y13		B11
Y14	CAM A	B12
Y15		B13
Y16		B14
Y17		D13
Y18	Injector 1	D15
Y19		B15
Y20		B16
Y21		B17
Y22		B18
Y23	CAN-B	B38
Y24	CAN+B	B39
Y25	Ign.	B21
Y26		B22
Y27		B23
Y28		B24
Y29		D17
Y30	ETC + A	D19
Y31	MAF	B25
Y32	Crank+ Hall	B26
Y33	Crank-	B27
Y34		B28
Y35		B43
Y36		B44
Y37	Spark A	B31
Y38		B32
Y39		B9
Y40		B33
Y41		E1
Y42	ETC - A	E2
Y43		B10
Y44		B37
Y45		B19
Y46		B20
Y47		B46
Y48		B47
Y49		B42
Y50		B29
Y51		B30
Y52		B45
Y53		E3

Tableau-A II-3 Branchement du connecteur Z de l'OpenECU

M670 Pin	Connect To	Connector Pin
Z1	High Side A	E8
Z2	+12 VBatt	E18
Z3	GND	E12
Z4	+12 VBatt	E14
Z5		E16
Z6		E4
Z7		C2
Z8	VRefB (5V)	C3
Z9	Signal Return B	C7
Z10		C8
Z11		C9
Z12		C10
Z13		C11
Z14	VRefC (5V)	C12
Z15	Signal Return C	C13
Z16	Ambient HR	C14
Z17		E5
Z18		E6
Z19	VPwr Relay	C15
Z20	TPS A	C16
Z21		C17
Z22		C18
Z23		C19
Z24	Baro Pres.	C20
Z25		C21
Z26		C22
Z27		C23
Z28	Lambda	C24
Z29		E7
Z30		E9
Z31		C25
Z32	Engine Temp.	C26
Z33	Ambient Air Temp.	C27
Z34		C28
Z35		C29
Z36		C30
Z37		C31
Z38		C32
Z39		C33
Z40		C35
Z41		E11
Z42		E13
Z43		C36
Z44		C37
Z45		C38
Z46		C39
Z47		C40
Z48		C41
Z49		C42
Z50	MAP	C43
Z51		C44
Z52	Fuel Rail Pres.	C45
Z53		E15

ANNEXE III

PROGRAMME SIMULINK POUR L'OPENECU

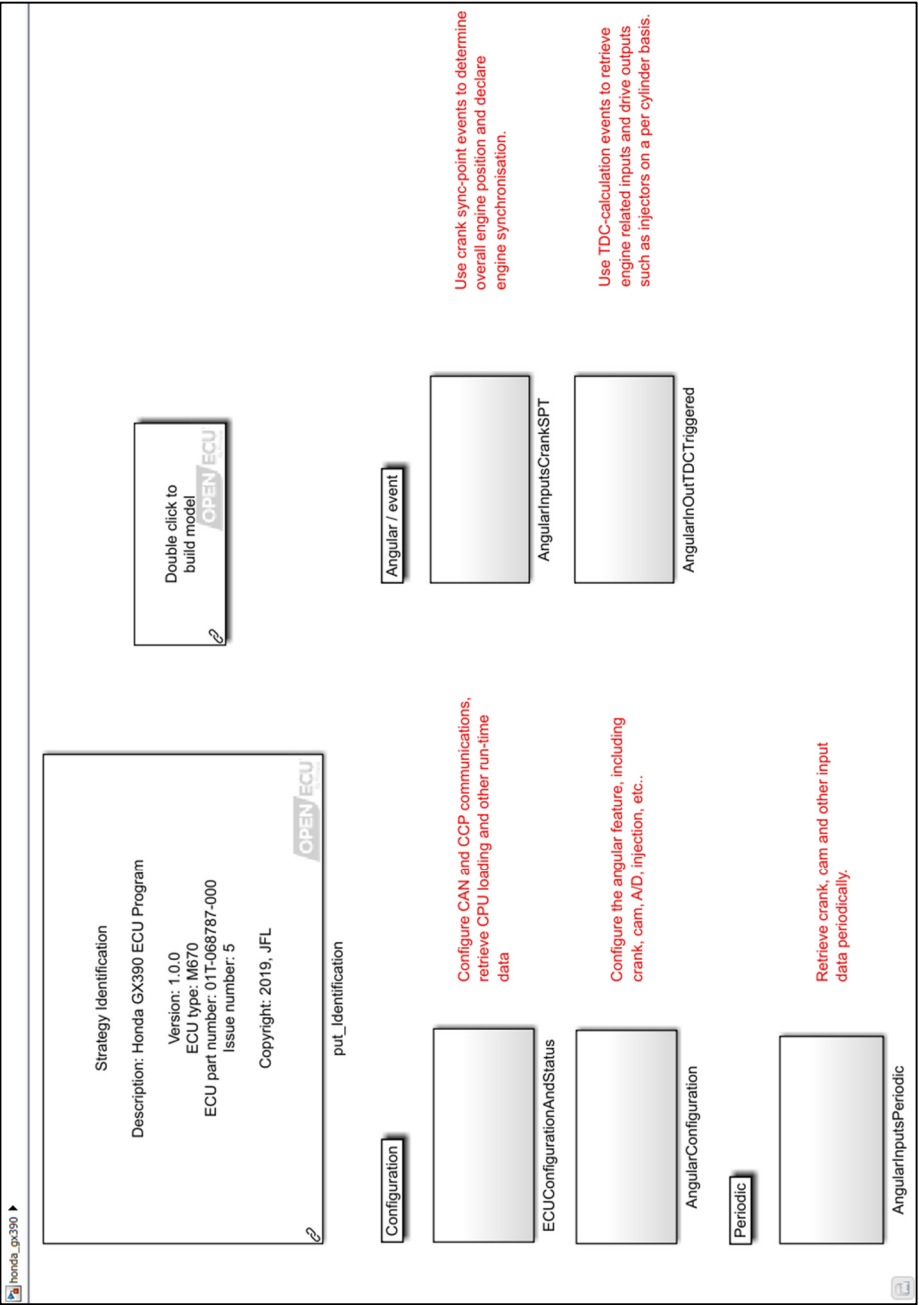


Figure-A III-1 Page principal du programme moteur

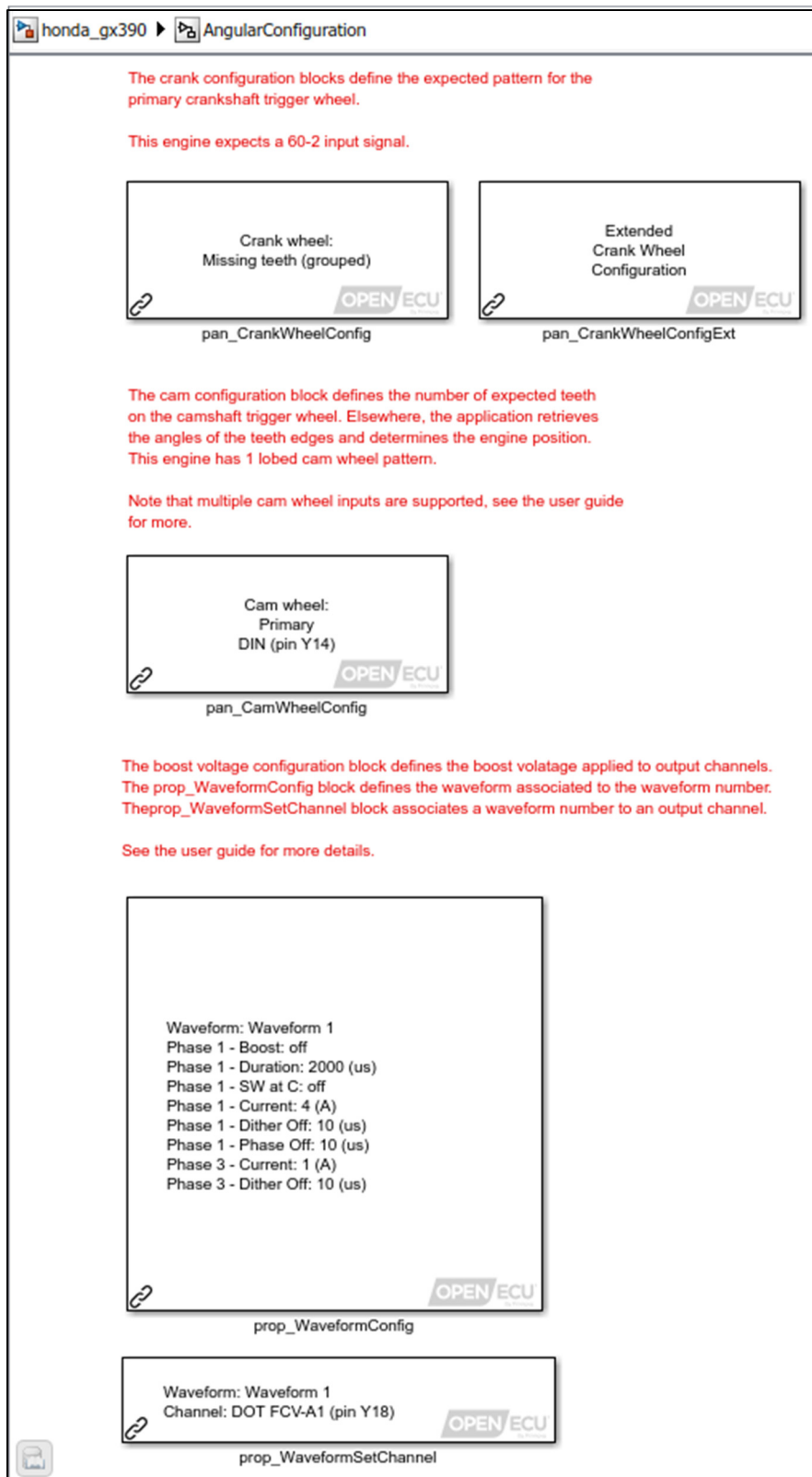


Figure-A III-2 Configuration des éléments importants

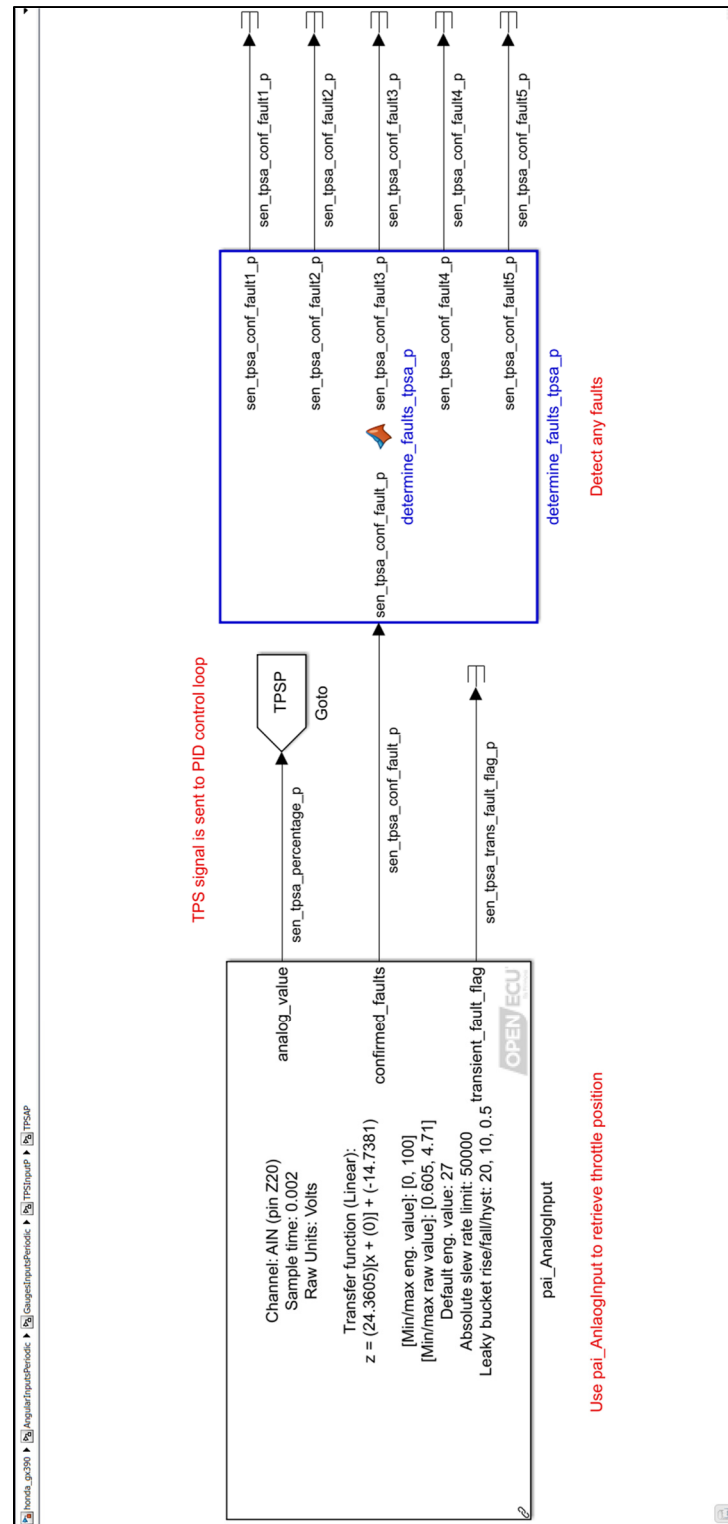


Figure-A III-3 Exemple permettant d'acquérir un signal analogue (position du papillon d'étranglement ici)

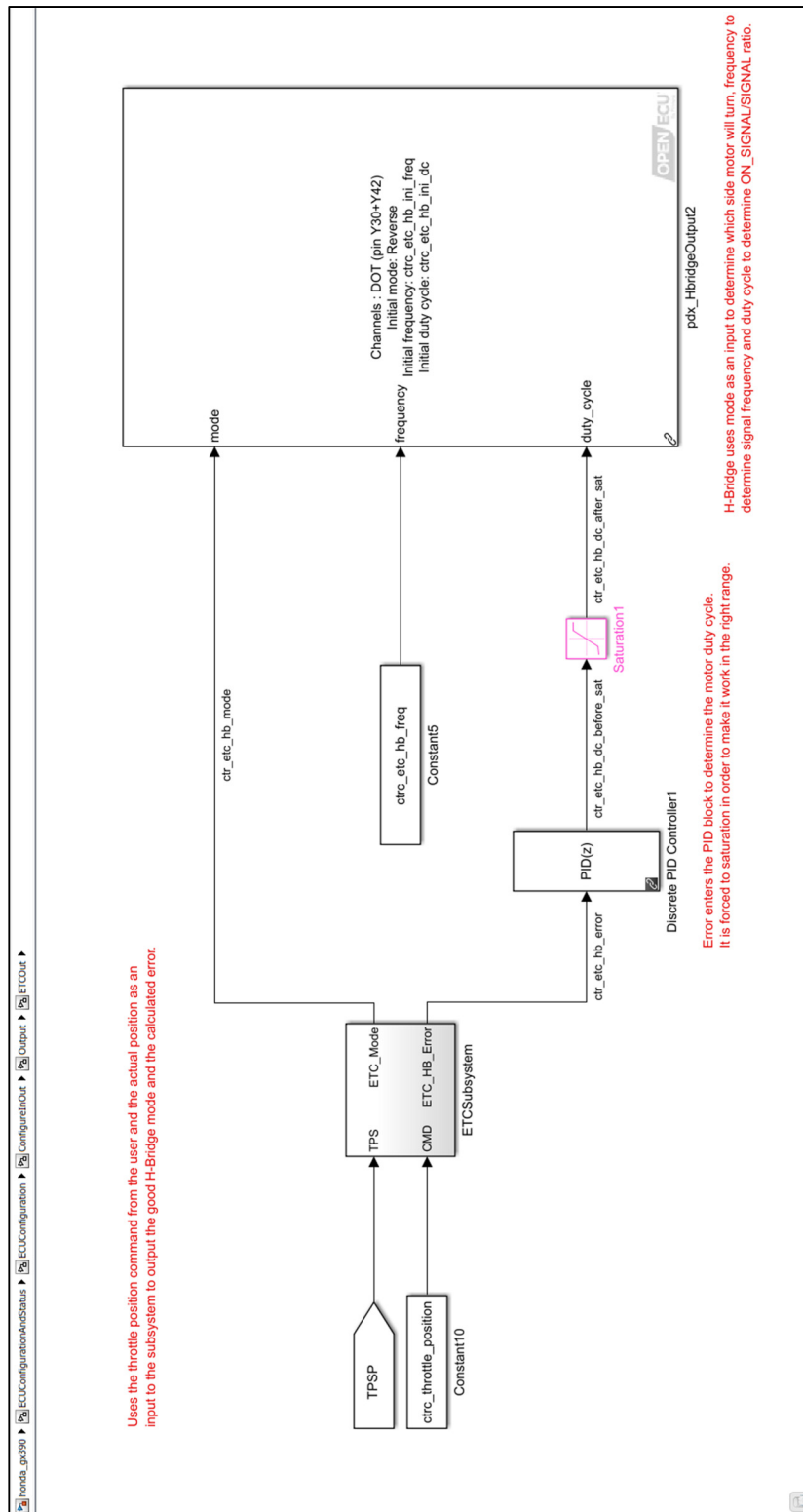


Figure-A III-4 Contrôle PID du papillon d'étranglement

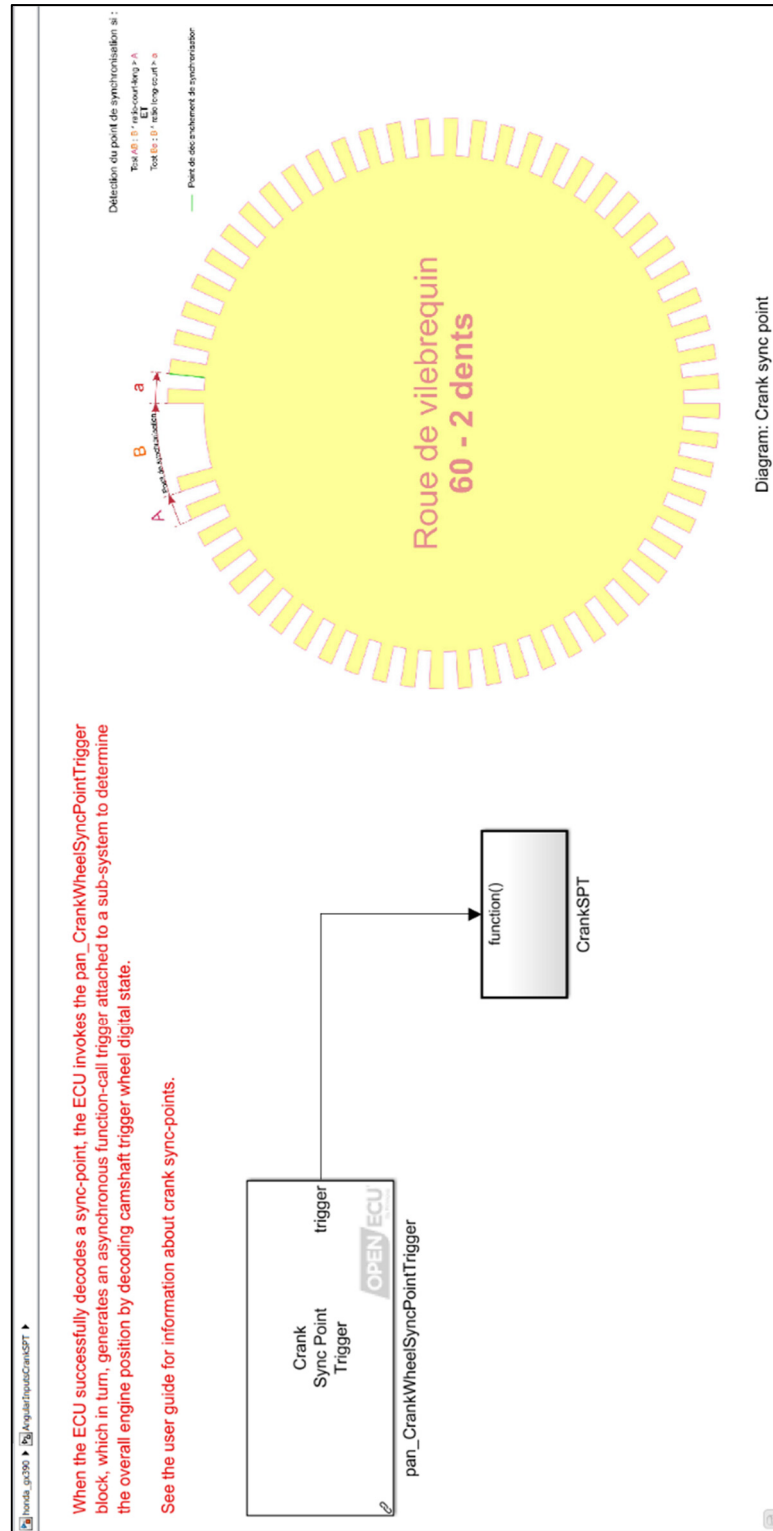


Figure-A III-5 Point de déclenchement de synchronisation du moteur

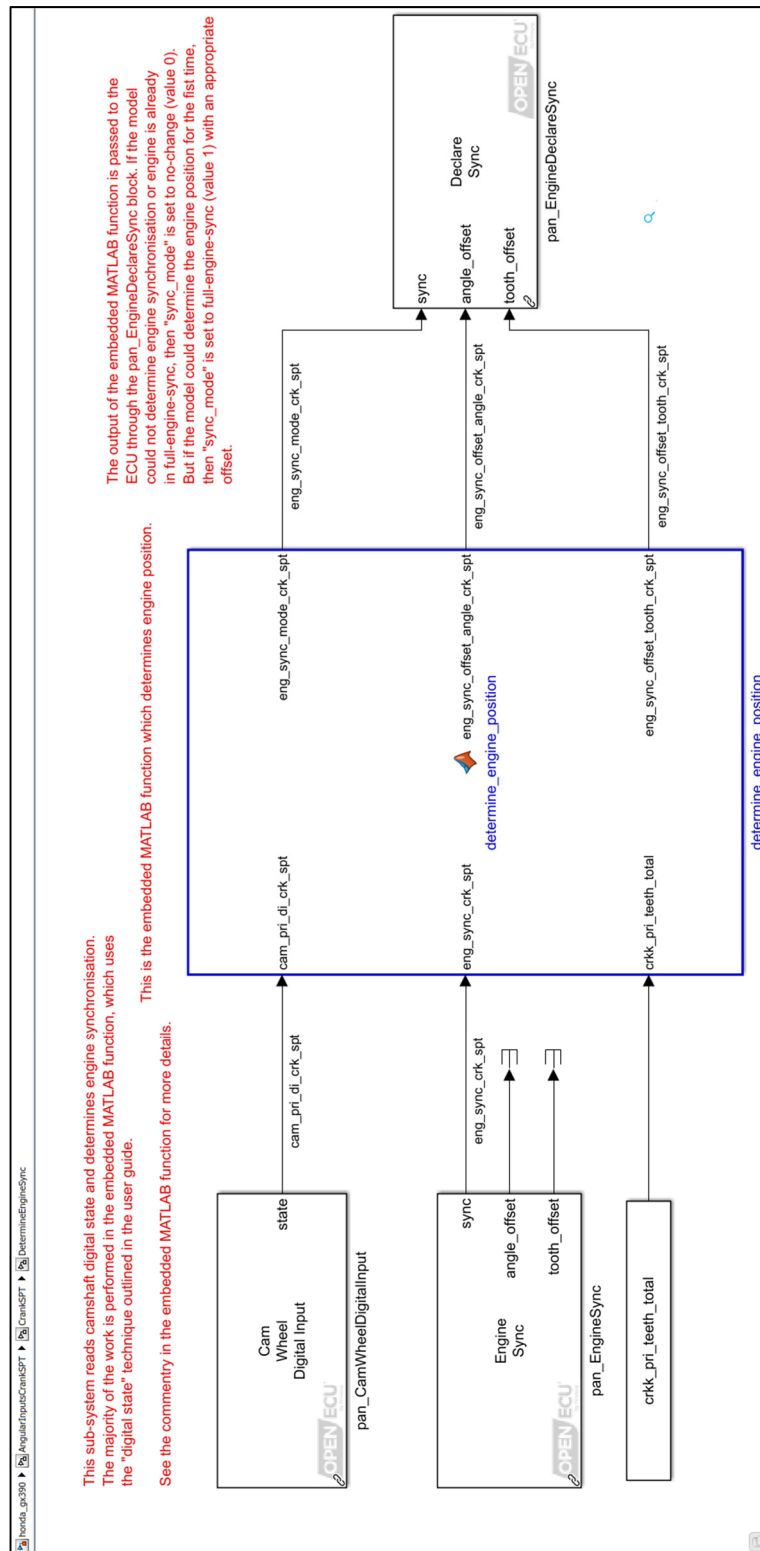


Figure-A III-6 Synchronisation du moteur

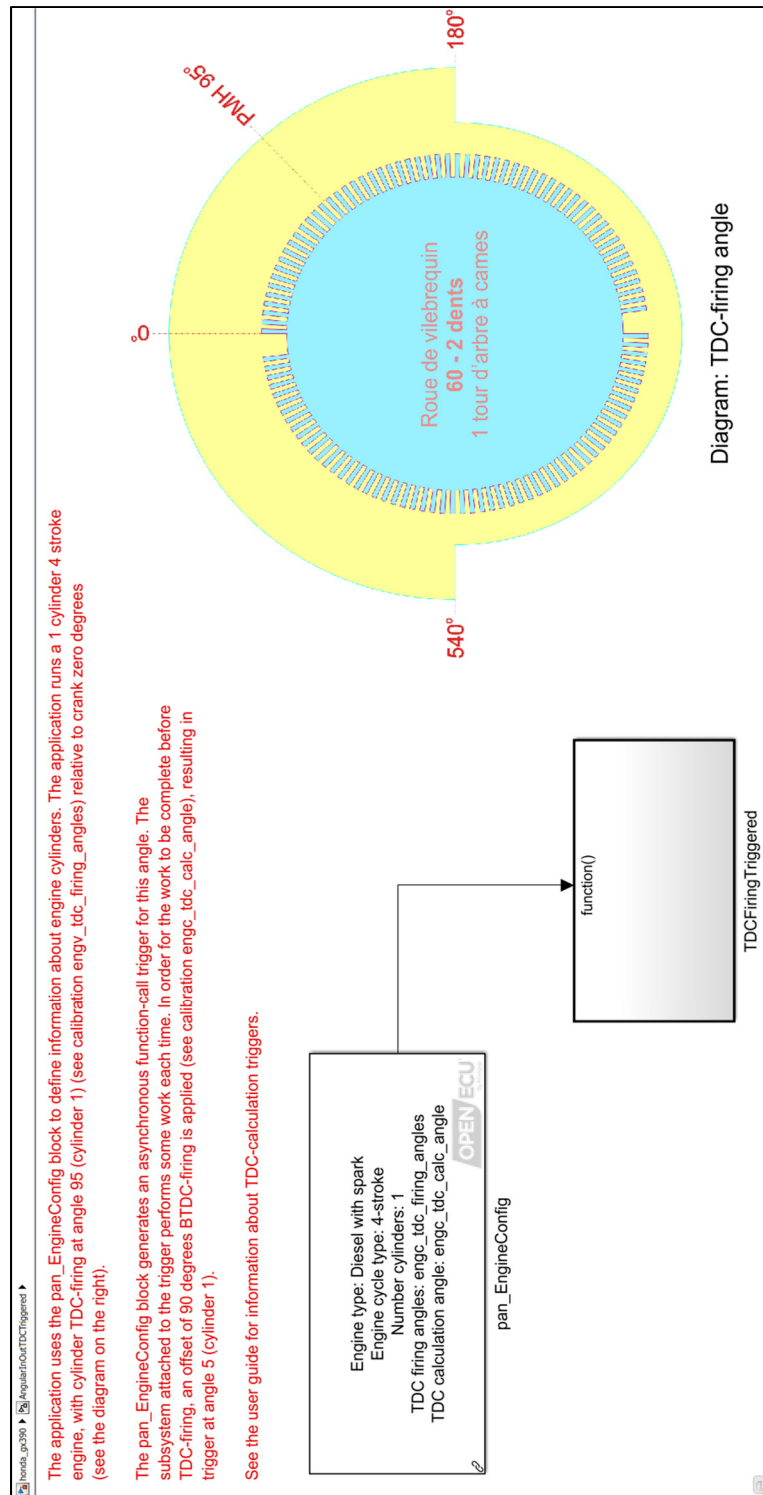


Figure-A III-7 Déclenchement des calculs d'injection et d'allumage du prochain cycle

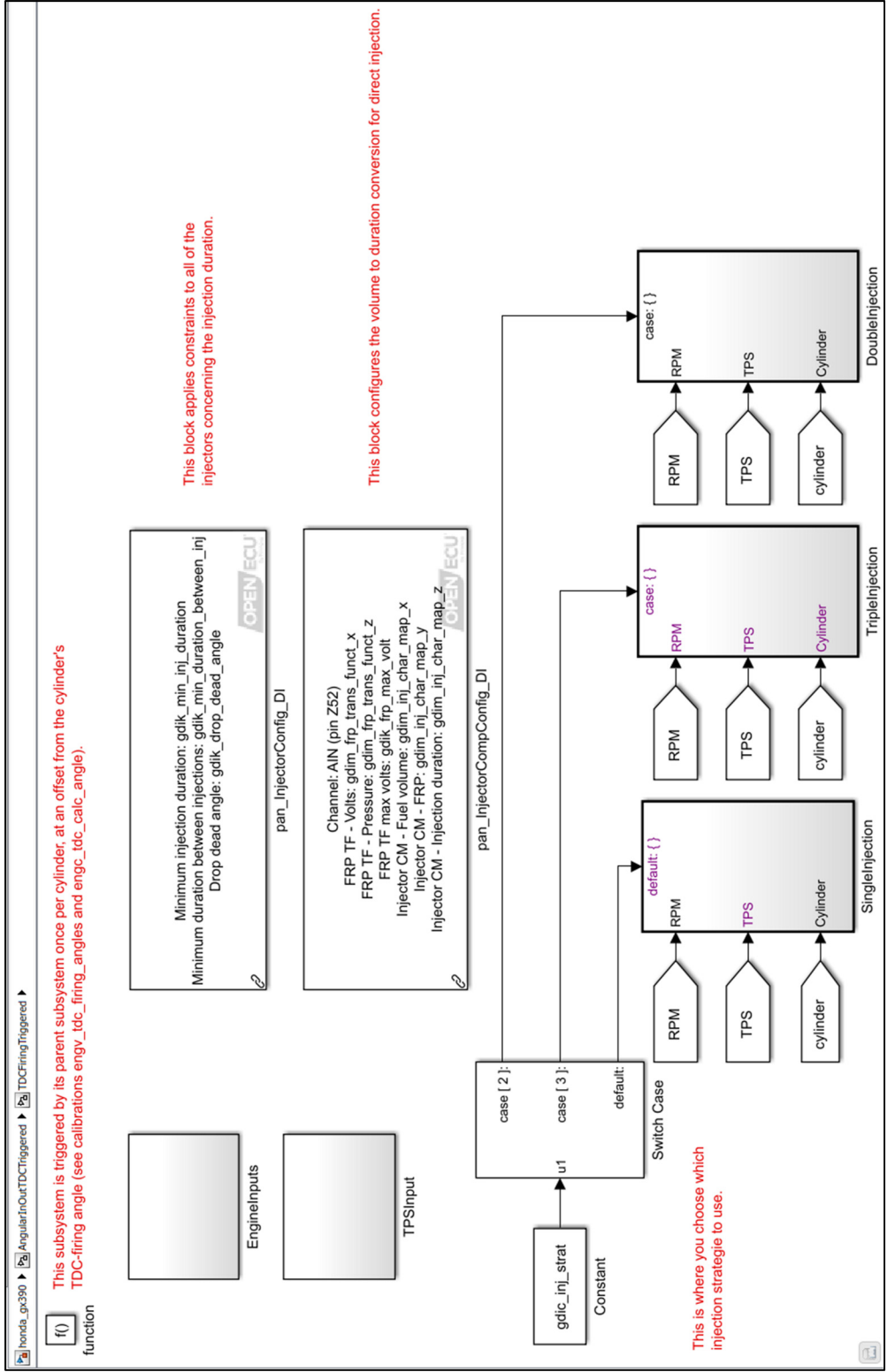


Figure-A III-8 Choix de la stratégie d'injection

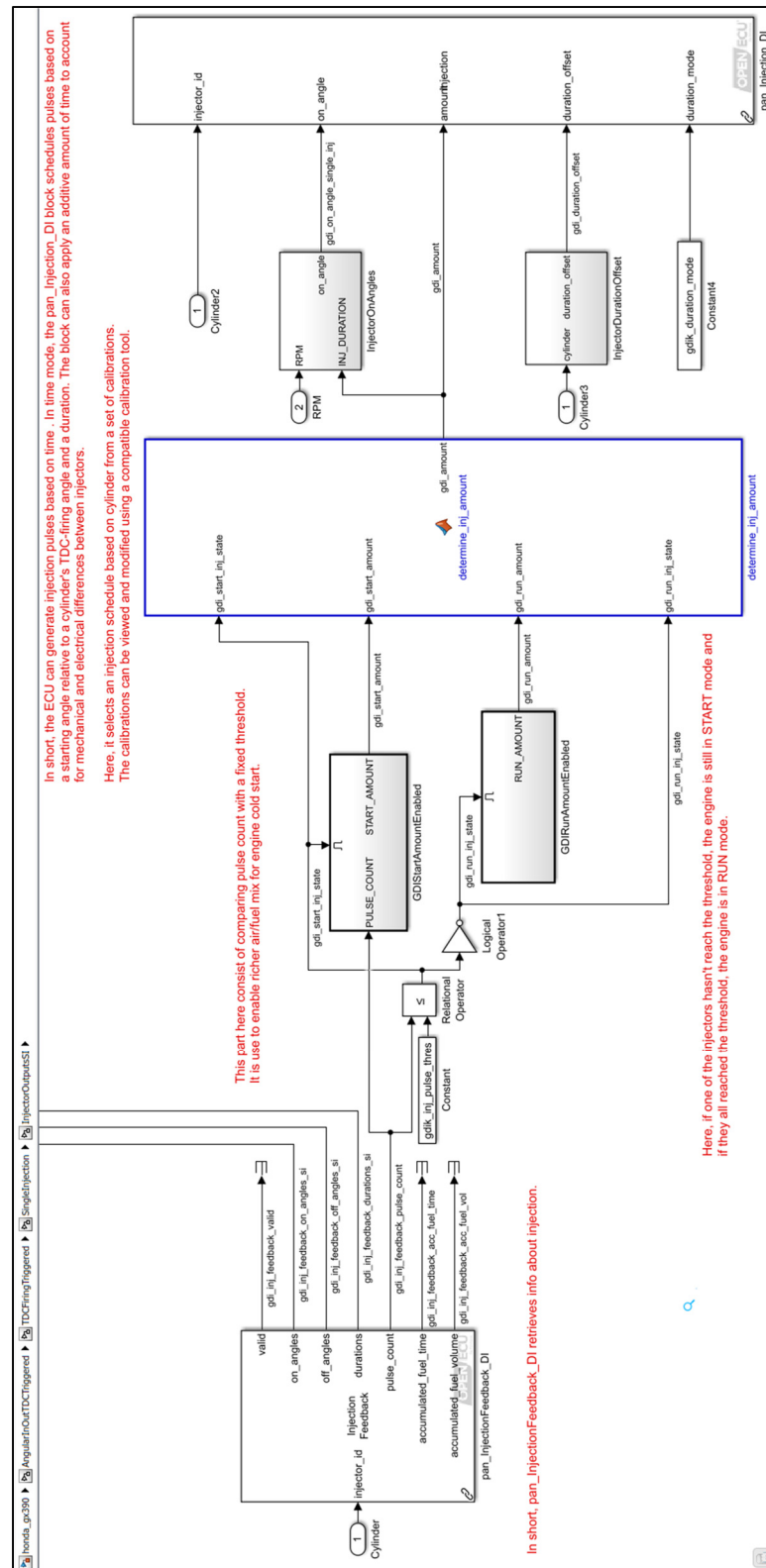


Figure-A III-9 Section du programme permettant l'injection

Figure-A III-10 Section du programme permettant l'allumage

ANNEXE IV

EXEMPLE DE CALCUL D'INCERTITUDE DE HC

Dans cette annexe, un exemple de calcul est présenté pour le calcul d'incertitude des HC en (g/kWh) à un intervalle de confiance de 95 % pour la stratégie d'injection 100VF-0VO à 3,5 bars.

D'abord, on a l'équation (2.18) dans laquelle on remplace X_x par X_{HC} et on obtient :

$$ES_{HC} = \left(\frac{X_{HC}}{X_{CO} + X_{CO_2}} \right) * \left(a * \frac{MM_{HC}}{MM_{carburant}} \right) * CSC \quad (A\ IV-1)$$

En prenant l'hypothèse qu'il n'y a pas d'erreur associée à la mesure de X_{CO} , X_{CO_2} , et MM_{HC} , on calcule dans un premier temps l'erreur des HC. Pour ce faire, on utilise les équations (2.1), (2.2) et (2.3) pour le CH_4 et le C_3H_8 afin de calculer leurs incertitudes (U_i) à un intervalle de confiance de 95 %. Le tableau-A IV-1 montre les paramètres utilisés dans les calculs ainsi que les incertitudes obtenues.

Tableau-A IV-1 Paramètres pour le calcul de $U_{0.95}$ de la stratégie 100VF-0VO à 3,5 bars

Paramètre	CH ₄	C ₃ H ₈
B1	1 %	1 %
B2	2 %	2 %
Bxi	2,24 %	2,24 %
Sxi (ppm)	32,96	3,09
σ (ppm)	104,24	9,78
N_T	10	10
t_{v,0.95}	2,262	2,262
U_{0.95}	43,79 %	15,50 %

Sachant que la concentration de CH_4 à l'échappement est de 170,5 ppm, voici le calcul nécessaire afin d'obtenir le $U_{0.95}$ du tableau-A IV-1. La même méthode s'applique pour le C_3H_8 .

$$U_{0.95} = \left\{ \left(\sqrt{0,01^2 + 0,02^2} \right)^2 + \left(\frac{2,262 * 32,96}{170} \right)^2 \right\}^{1/2}$$

$$U_{0.95} = 43,79 \%$$

Ensuite, comme la concentration de HC est calculée à partir des concentrations mesurées de CH₄ et C₃H₈ grâce à l'équation (2.19), on utilise l'équation (2.4) sachant que la concentration de C₃H₈ est de 45,61 ppm. On calcule donc :

$$(U_R)_{0.95} = \sqrt{(4,79 \% * 170,50)^2 + (3 * 15,50 \% * 45,61)^2}$$

$$(U_R)_{0.95} = 77,62 \text{ ppm}$$

On obtient alors que :

$$HC = 307,32 \pm 77,62 \text{ ppm}$$

Maintenant, on reprend l'équation (A IV-1) afin de calculer l'incertitude à un intervalle de confiance de 95 %. L'incertitude pour la CSC a été préalablement calculée et le résultat ainsi que les autres paramètres sont présentés au tableau-A IV-2. Les résultats de X_{HC}, X_{CO} et X_{CO2} représentent la fraction molaire de chacun des polluants mesurés.

Tableau-A IV-2 Paramètres pour le calcul de (UR)_{0.95} de la stratégie 100VF-0VO à 3.5 bars

X_{HC}	0,00030732
X_{CO}	0,01002485
X_{CO2}	0,141198
a	8
MM_{HC}	28,51 g/mol
MM_{carburant}	98,5 g/mol
CSC	290,54 g/kWh
Erreur_{XHC}	77,62 ppm
Erreur_{CSC}	4,13 g/kWh

On peut maintenant reprendre l'équation (A IV-I) dans laquelle on utilise les résultats obtenus au tableau-A IV-2 et on obtient :

$$ES_{HC} = \left(\frac{0,00030732}{0,01002485 + 0,141198} \right) * \left(8 * \frac{28,51}{98,5} \right) * 290,54$$

$$ES_{HC} = 1,37 \text{ g/KWh}$$

Pour calculer l'incertitude à un intervalle de confiance de 95 %, on utilise l'équation (2.4) dans laquelle $\frac{df_1}{dx_i}$ représente la dérivée partielle de l'équation (A IV-I) pour le paramètre x_i et U_i représente l'erreur associée au paramètre x_i . En utilisant les données du tableau-A IV-2, on obtient :

$$(U_R)_{0.95} = \sqrt{\left(\frac{0,070175 * CSC * MM_{HC}}{X_{CO} + X_{CO2}} * Erreur_{X_{HC}} \right)^2 + \left(\frac{0,070175 * X_{HC} * MM_{HC}}{X_{CO} + X_{CO2}} * Erreur_{CSC} \right)^2}$$

$$(U_R)_{0.95} = \sqrt{\left(\frac{0,070175 * 290,54 * 28,51}{0,01002485 + 0,141198} * \frac{77,62}{1000000} \right)^2 + \left(\frac{0,070175 * 0,00030732 * 28,51}{0,01002485 + 0,141198} * 4,13 \right)^2}$$

$$(U_R)_{0.95} = 0,30 \text{ g/kWh}$$

Finalement, on trouve que :

$$ES_{HC} = 1,37 \pm 0,30 \text{ g/kWh}$$

ANNEXE V

INCERTITUDES

Tableau-A V-1 Incertitudes des CV_{PMEI} pour 2 et 3,5 bars

	100VF-0VO	75VF-25VO	50VF-50VO	25VF-75VO	0VF-100VO
2 bars	0,002 %	0,002 %	0,001 %	0,001 %	0,001 %
3,5 bars	0,002 %	0,001 %	0,001 %	0,001 %	0,001 %

Tableau-A V-2 Incertitudes des CSC pour 2 et 3,5 bars en g/kWh

	100VF-0VO	75VF-25VO	50VF-50VO	25VF-75VO	0VF-100VO
2 bars	4,45	4,32	4,42	4,41	4,61
3,5 bars	4,13	4,01	3,96	4,09	4,19

Tableau-A V-3 Incertitudes de la durée du délai d'initiation de la combustion pour 2 et 3,5 bars en °CA

	100VF-0VO	75VF-25VO	50VF-50VO	25VF-75VO	0VF-100VO
2 bars	0,24	0,18	0,69	1,32	0,69
3,5 bars	0,23	0,15	0,15	0,15	0,17

Tableau-A V-4 Incertitudes de la durée combustion complètement développée pour 2 et 3,5 bars en °CA

	100VF-0VO	75VF-25VO	50VF-50VO	25VF-75VO	0VF-100VO
2 bars	0,36	0,54	0,48	0,39	0,60
3,5 bars	0,35	0,24	0,66	0,43	0,28

Tableau-A V-5 Incertitudes de la durée du délai d'initiation de la combustion et de la combustion complètement développée en fonction de l'avance à l'injection en IVO en °CA

	297 ° avant PMH	229,5 ° avant PMH
$\Delta\theta_d$	0,97	0,15
$\Delta\theta_b$	0,35	0,76

Tableau-A V-6 Incertitudes des émissions polluantes gazeuses à 2 bars en g/kWh

	100VF-0VO	75VF-25VO	50VF-50VO	25VF-75VO	0VF-100VO
HC	0,83	0,76	0,81	2,23	1,34
CO	9,46	5,14	9,12	13,03	6,24
NO_x	1,06	0,69	1,57	1,33	0,91

Tableau-A V-7 Incertitudes des émissions polluantes gazeuses à 3,5 bars en g/kWh

	100VF-0VO	75VF-25VO	50VF-50VO	25VF-75VO	0VF-100VO
HC	0,30	0,36	0,59	0,32	0,73
CO	11,64	5,06	3,59	5,17	5,17
NO_x	1,07	0,84	1,02	0,76	1,28

ANNEXE VI

CODE MATLAB DU COMPTAGE DES GOUTTES DE CARBURANT

```
clc
close all
clear all

%% Chargement des matrices des aires

% Chargement de la matrice des aires totales des gouttes (avec halo)
[file,directory] = uigetfile;
path = strcat(directory,file);
ap = readmatrix(path);

% Chargement de la matrice des aires intérieures des gouttes (sans halo)
[file,directory] = uigetfile;
path = strcat(directory,file);
ai = readmatrix(path);

%% Initialisation des matrices et variables

% Initialisation de la matrice des diamètres des gouttes de carburant
droplets_count_x = zeros(size(ai,1),1);
d = 8;
for x = 1:1:size(droplets_count_x,1)
    droplets_count_x(x,1) = d;
    d = d + 1;
end

% Initialisation de la matrice de comptage des gouttes de carburant
droplets_count_z = zeros(size(ai,1),24);

% Initialisation de la stratégie d'injection
strat = 0;

%% Boucles permettant le comptage des gouttes de carburant

for inj_pressure = 2:1.5:3.5

    % Écriture des stratégies d'injection dans l'ordre de traitement dans
    % une matrice
    cd(['D:\00OFL\OFL003-DOC\ÉTS\MASTER\ECU\GX390\DROPLETS-
    VIZUALISATION\DROPLETS-MEASUREMENTS\2000RPM\7.5NM\' num2str(inj_pressure)
    'BARS'])
    inj_strat_list = dir;
    inj_strat_list_table = struct2table(inj_strat_list);
    inj_strat_list_array = table2array(inj_strat_list_table(:,1));

    for strat_count = 3:length(inj_strat_list_array)
```

```

% Écriture des noms d'images dans l'ordre de traitement dans une
% matrice
cd(['D:\00OFL\OFL003-DOC\ÉTS\MASTER\ECU\GX390\DROPLETS-
VIZUALISATION\DROPLETS-MEASUREMENTS\2000RPM\7.5NM\' num2str(inj_pressure)
'BARS\' char(inj_strat_list_array(strat_count))])
time_inj_strat_list = dir;
time_inj_strat_list_table = struct2table(time_inj_strat_list);
time_inj_strat_list_array =
table2array(time_inj_strat_list_table(:,1));

for time_inj_strat = 4:length(time_inj_strat_list_array) - 1

    % Écriture des noms d'images dans l'ordre de traitement dans
    % une matrice
    cd(['D:\00OFL\OFL003-DOC\ÉTS\MASTER\ECU\GX390\DROPLETS-
VIZUALISATION\DROPLETS-MEASUREMENTS\2000RPM\7.5NM\' num2str(inj_pressure)
'BARS\' char(inj_strat_list_array(strat_count)) '\
char(time_inj_strat_list_array(time_inj_strat)) '\INTENSITY'])
    img_list = dir;
    img_list_table = struct2table(img_list);
    img_list_array = table2array(img_list_table(:,1));

    % Écriture de la stratégie d'injection dans une matrice
    strat = strat + 1;
    droplets_count_y{1,strat} = strcat(['2000RPM-7.5NM-'
num2str(inj_pressure) 'BARS-' char(inj_strat_list_array(strat_count)) '- '
char(time_inj_strat_list_array(time_inj_strat))]);

    for img = 3:1:length(img_list_array)

        % Lecture de l'image à traiter
        pathI = ['D:\00OFL\OFL003-
DOC\ÉTS\MASTER\ECU\GX390\DROPLETS-VIZUALISATION\DROPLETS-
MEASUREMENTS\2000RPM\7.5NM\' num2str(inj_pressure) 'BARS\'
char(inj_strat_list_array(strat_count)) '\
char(time_inj_strat_list_array(time_inj_strat)) '\INTENSITY\'
char(img_list_array(img))];
        F = fullfile(pathI);
        I = imread(F);
        Icomp = imcomplement(I);

        % Lecture du fond de l'image à retirer
        pathBG = ['D:\00OFL\OFL003-
DOC\ÉTS\MASTER\ECU\GX390\DROPLETS-VIZUALISATION\DROPLETS-
MEASUREMENTS\2000RPM\7.5NM\' num2str(inj_pressure) 'BARS\'
char(inj_strat_list_array(strat_count)) '\OMS\INTENSITY\'
char(img_list_array(img))];
        F = fullfile(pathBG);
        BG = imread(F);
        BGcomp = imcomplement(BG);

        % Retrait du fond de l'image
        IM = imsubtract(Icomp,BGcomp);

```

```

% Binarisation de l'image permettant d'obtenir les aires
% totales des gouttes (avec halo) et des aires intérieures
% des gouttes (sans halo)
BW1 = imbinarize(IM,1-0.90);
BW2 = imbinarize(IM,1-0.79);

% Retrait des gouttes en dessous d'un certain seuil d'aire
BW1_area_thres = bwareaopen(BW1,23);
BW2_area_thres = bwareaopen(BW2,7);

% Remplissage de des gouttes ayant une surface
% vide à l'intérieur
BW1_area_thres_holes = imfill(BW1_area_thres,'holes');
BW2_area_thres_holes = imfill(BW2_area_thres,'holes');

% Obtention des paramètres importants des gouttes de
% l'images
stats_p = regionprops(BW1_area_thres_holes,'area', ...
    'perimeter', 'centroid');
stats_i = regionprops(BW2_area_thres_holes,'area', ...
    'perimeter', 'centroid');

stats_p_table = struct2table(stats_p);
stats_p_array = table2array(stats_p_table);
stats_p_array = sortrows(stats_p_array,'descend');

stats_i_table = struct2table(stats_i);
stats_i_array = table2array(stats_i_table);
stats_i_array = sortrows(stats_i_array,'descend');

% Trouve les gouttes de carburants touchant au cadre de
% l'image
droplets_touching_frame = 0;

for r = 1:size(BW1,1)-1:size(BW1,1)
    for c = 1:1:size(BW1,2)
        if BW1(r,c) == 1
            droplets_touching_frame = 1;
            break
        else
            droplets_touching_frame = 0;
        end
    end
end

if droplets_touching_frame == 1
    break
end

end
end

```

```

if droplets_touching_frame == 0
    for c = 1:size(BW1,2)-1:size(BW1,2)
        for r = 1:1:size(BW1,1)
            if BW1(r,c) == 1
                droplets_touching_frame = 1;
                break
            else
                droplets_touching_frame = 0;
            end
        end
    end

    if droplets_touching_frame == 1

        break
    end

end

end

% Supprime les gouttes de carburant touchant au cadre de
% l'image
if droplets_touching_frame == 1
    m = 1;
    w = size(stats_p_array,1);

    while m < w

        BW1_droplets_touch = 0;

        BW1_drop_touch = bwareafilt(BW1,...
            [stats_p_array(m,1) stats_p_array(m,1)]);

        for r = 1:size(BW1_drop_touch,1)-1:size...
            (BW1_drop_touch,1)
            for c = 1:1:size(BW1_drop_touch,2)
                if BW1_drop_touch(r,c) == 1

                    for centroid=size(stats_i_array,1)...
                        :-1:1
                        if ((stats_i_array(centroid,2) ...
                            >=0.9*stats_p_array(m,2) ...
                            && stats_i_array...
                                (centroid,2) <=1.1*...
                                    stats_p_array(m,2)) &&...
                                (stats_i_array...
                                    (centroid,3) >= 0.9*...
                                        stats_p_array(m,3) &&...
                                            stats_i_array...
                                                (centroid,3) <=1.1*...
                                                    stats_p_array(m,3)))
                            stats_i_array(centroid,:) = [];
                        end
                    end
                end
            end
        end
    end
end

```

```

        stats_p_array(m,:) = [];
        m = m - 1;
        BW1_droplets_touch = 1;
        break
    else
        BW1_droplets_touch = 0;
    end
end
end

m = m + 1;
w = size(stats_p_array,1);

end

while m < w
    BW1_droplets_touch = 0;
    BW1_drop_touch = bwareafilt(BW1,...
        [stats_p_array(m,1) stats_p_array(m,1)]);
    for c = 1:size(BW1_drop_touch,2)-1:...
        size(BW1_drop_touch,2)
        for r = 1:1:size(BW1_drop_touch,1)
            if BW1_drop_touch(r,c) == 1

                for centroid=size(stats_i_array,1)...
                    :-1:1
                    if (stats_i_array(centroid,2)>=...
                        0.9*stats_p_array(m,2)...
                        && stats_i_array...
                        (centroid,2) <=1.1*...
                        stats_p_array(m,2)) &&...
                        (stats_i_array(centroid,...
                        3) >= 0.9*stats_p_array...
                        (m,3) && stats_i_array...
                        (centroid,3) <=1.1*...
                        stats_p_array(m,3))
                        stats_i_array(centroid,:)=[];
                    end
                end
            end

            stats_p_array(m,:) = [];
            m = m - 1;
            BW1_droplets_touch = 1;
            break
        else
            BW1_droplets_touch = 0;
        end
    end
end

end

m = m + 1;
w = size(stats_p_array,1);

```


ANNEXE VII

DISTRIBUTION DES GOUTTES

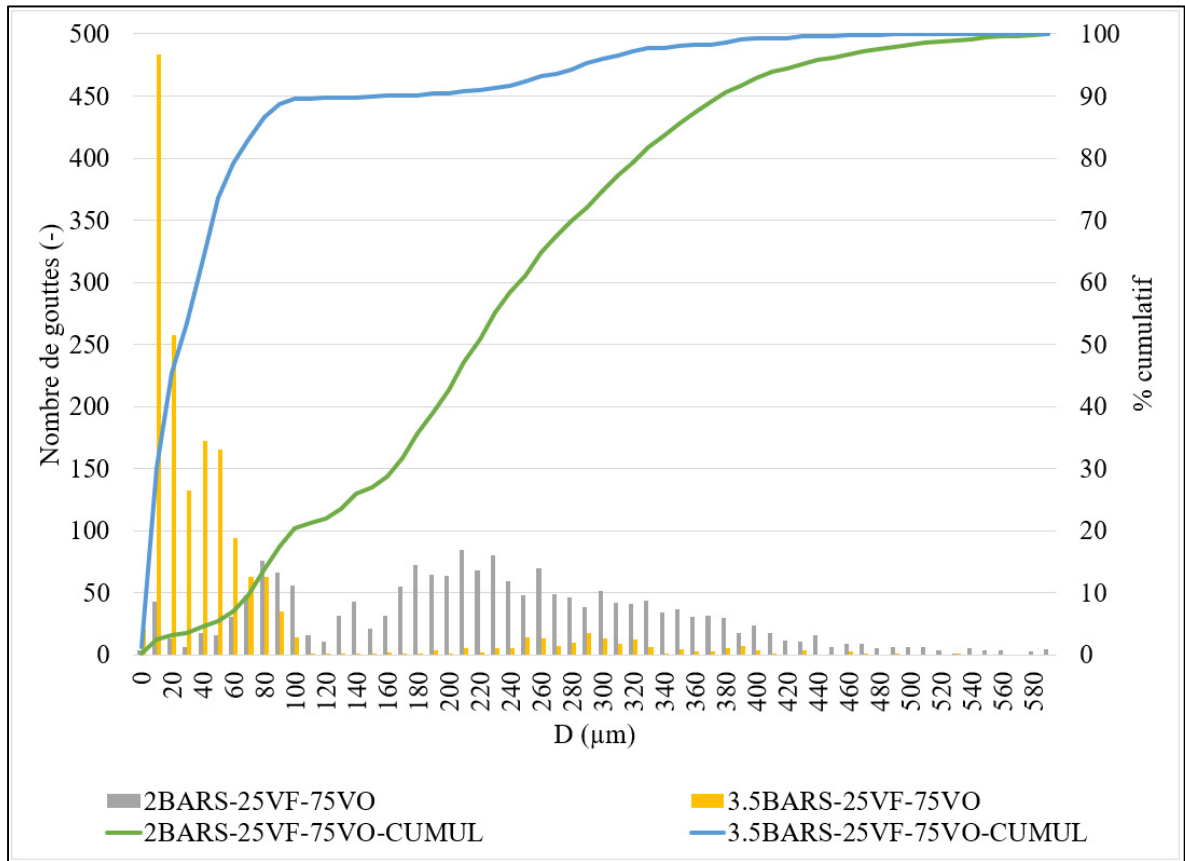


Figure-A VII-1 Distribution de gouttes pour la stratégie 25VF-75VO à 2 et 3.5 bars

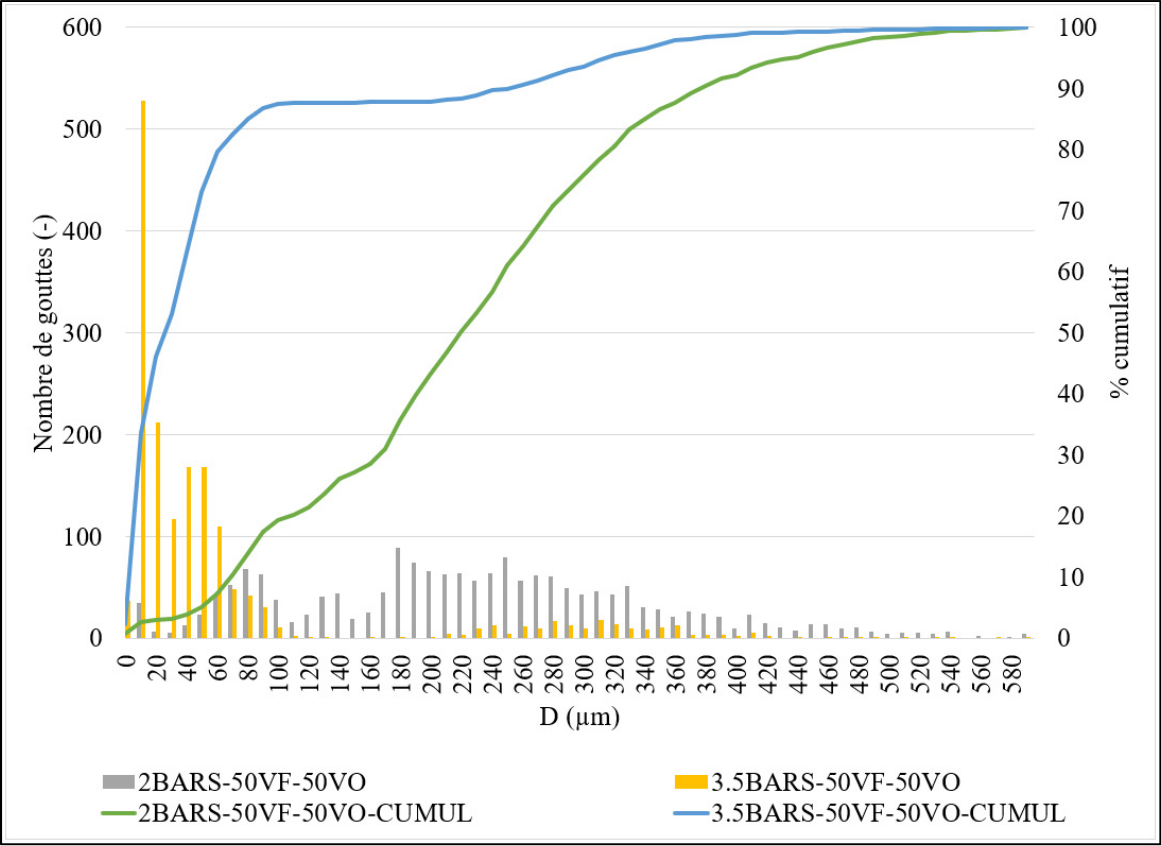


Figure-A VII-2 Distribution de gouttes pour la stratégie 50VF-50VO à 2 et 3.5 bars

LISTE DE RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- Alasfour, F. N. (1998). NO_x Emission from a spark ignition engine using 30% Iso-butanol–gasoline blend: Part 1—Preheating inlet air. *Applied Thermal Engineering*, 18(5), 245-256. doi: [https://doi.org/10.1016/S1359-4311\(97\)00081-1](https://doi.org/10.1016/S1359-4311(97)00081-1)
- Anand, T. N. C., Avulapati, M. M., Deshmukh, D., & Rayavarapu, R. (2010, 2010-09-28). *Optical Characterization of PFI Gasoline Sprays: Effect of Injection Pressure*. doi: <https://doi.org/10.4271/2010-32-0067>
- Anand, T. N. C., Madan Mohan, A., & Ravikrishna, R. V. (2012). Spray characterization of gasoline-ethanol blends from a multi-hole port fuel injector. *Fuel*, 102, 613-623. doi: <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2012.06.107>
- Ball, J. K., Raine, R. R., & Stone, C. R. (1998). Combustion analysis and cycle-by-cycle variations in spark ignition engine combustion Part 1: An evaluation of combustion analysis routines by reference to model data. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 212(5), 381-399. doi: <https://doi.org/10.1243/0954407981526046>
- Barrientos, E. J., Anderson, J. E., Maricq, M. M., & Boehman, A. L. (2016). Particulate matter indices using fuel smoke point for vehicle emissions with gasoline, ethanol blends, and butanol blends. *Combustion and Flame*, 167, 308-319. doi: <https://doi.org/10.1016/j.combustflame.2016.01.034>
- Bosch Motorsport (2021). Electronic Throttle Body. Repéré à https://www.bosch-motorsport.com/content/downloads/Raceparts/Resources/pdf/Data%20Sheet_68749835_Electronic_Throttle_Body.pdf
- Bruker Corporation. (2019, 15 mars). *FTIR Basics - Principles of Infrared Spectroscopy* [Vidéo en ligne]. Repéré à <https://www.youtube.com/watch?v=KRoWMB3AR3s>
- Catapano, F., Di Iorio, S., Sementa, P., & Vaglieco, B. M. (2015). *Experimental Analysis of a Gasoline PFI-Methane DI Dual Fuel and an Air Assisted Combustion of a Transparent Small Displacement SI Engine*. doi: <https://doi.org/10.4271/2015-24-2459>
- Ceviz, M. A., & Kaymaz, İ. (2005). Temperature and air–fuel ratio dependent specific heat ratio functions for lean burned and unburned mixture. *Energy Conversion and Management*, 46(15), 2387-2404. doi: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2004.12.009>

- Chappuis, S., Cousyn, B., Posylkin, M., Vannobel, F., & Whitelaw, J. H. (1997). Effects of injection timing on performance and droplet characteristics of a sixteen-valve four cylinder engine. *Experiments in Fluids*, 22(4), 336-344. doi: <https://doi.org/10.1007/s003480050056>
- Davies, H., Talibi, M., Hyde, M., & Balachandran, R. (2019). *Investigating Ethanol-Gasoline Spray Characteristics Using an Interferometric Drop Sizing Technique*. doi: <https://doi.org/10.1115/GT2019-91421>
- Environnement et Changement climatique Canada. (2020). *Bulletin des tendances et variations climatiques* (Rapport n° En81-23F-PDF). Repéré à <https://www.canada.ca/content/dam/ecccc/documents/pdf/climate-change/trends-variations/annual2020/8009%20Climate%20Trends%20Annual%202020%20FR.pdf>
- EPA (2020). Global Greenhouse Gas Emissions Data. Repéré à <https://www.epa.gov/ghgemissions/global-greenhouse-gas-emissions-data>
- EPA (2021). *The 2020 EPA Automotive Trends Report : Greenhouse Gas Emissions, Fuel Economy, and Technology since 1975* (Rapport n° EPA-420-R-21-003). Repéré à <https://nepis.epa.gov/Exe/ZyPDF.cgi?Dockkey=P1010U68.pdf>
- Fajgenbaum, R., & Gonçalves dos Santos, R. (2016). Influence of fuel temperature on atomization parameters in a pressure-swirl atomizer from a port fuel injector by Shadowgraphy technique. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, 38(7), 1877-1892. doi: <https://doi.org/10.1007/s40430-015-0443-0>
- Feng, R., Fu, J., Yang, J., Wang, Y., Li, Y., Deng, B., . . . Zhang, D. (2015). Combustion and emissions study on motorcycle engine fueled with butanol-gasoline blend. *Renewable Energy*, 81, 113-122. doi: <https://doi.org/10.1016/j.renene.2015.03.025>
- Ferguson, C.R. & Kirkpatrick, A. T.. (2016). *Internal Combustion Engines : Applied Thermoscience* (3e éd.). Chichester, United Kingdom: John Wiley & Sons Ltd.
- Gold, M. R., Arcoumanis, C., Whitelaw, J. H., Gaade, J., & Wallace, S. (2000). Mixture preparation strategies in an optical four-valve port-injected gasoline engine. *International Journal of Engine Research*, 1(1), 41-56. doi: <https://doi.org/10.1243/1468087001545254>
- Gu, X., Huang, Z., Cai, J., Gong, J., Wu, X., & Lee, C.-f. (2012). Emission characteristics of a spark-ignition engine fuelled with gasoline-n-butanol blends in combination with EGR. *Fuel*, 93, 611-617. doi: <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2011.11.040>
- Heywood, J.B. 1988. Internal combustion engine fundamentals. Coll. « Mechanical Engineering ». McGraw-Hill.

- Holley (2012). HP FUEL PUMPS P/N 12-700 & 12-890 Installation Instructions 199R10569.
- Honda (2007). Manuel de l'utilisateur GX390.
- Hougaard, K., Jensen, K., Nordly, P., Taxvig, C., Vogel, U., Saber, A., & Wallin, H. (2008). Effects of prenatal exposure to diesel exhaust particles on postnatal development, behavior, genotoxicity and inflammation in mice. *Particle and fibre toxicology*, 5, 3. doi: <https://doi.org/10.1186/1743-8977-5-3>
- Huang, H. W., & Zhang, Y. (2010). Dynamic application of digital image and colour processing in characterizing flame radiation features. *Measurement Science and Technology*, 21(8), 085202. doi: <https://doi.org/10.1088/0957-0233/21/8/085202>
- Huang, H.-W., & Zhang, Y. (2008). Flame colour characterization in the visible and infrared spectrum using a digital camera and image processing. *Measurement Science and Technology*, 19(8), 085406. doi: <https://doi.org/10.1088/0957-0233/19/8/085406>
- İlhak, M. İ., Akansu, S. O., Kahraman, N., & Ünalın, S. (2018). Experimental study on an SI engine fuelled by gasoline/acetylene mixtures. *Energy*, 151, 707-714. doi: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.03.108>
- Kampa, M., & Castanas, E. (2008). Human health effects of air pollution. *Environmental Pollution*, 151(2), 362-367. doi: <https://doi.org/10.1016/j.envpol.2007.06.012>
- Kanakidou, M., Seinfeld, J., Pandis, S., Barnes, I., Dentener, F., Facchini, M., . . . Wilson, J. (2005). Organic aerosol and global climate modelling: A review. *Journal of Atmospheric Chemistry*, 5, 1053-1123. doi: <https://doi.org/10.5194/acp-5-1053-2005>
- Kashdan, J. T., Shrimpton, J. S., & Whybrew, A. (2003). Two-Phase Flow Characterization by Automated Digital Image Analysis. Part 1: Fundamental Principles and Calibration of the Technique. *Particle & Particle Systems Characterization*, 20(6), 387-397. doi: <https://doi.org/10.1002/ppsc.200300897>
- Kashdan, J. T., Shrimpton, J. S., & Whybrew, A. (2004). Two-Phase Flow Characterization by Automated Digital Image Analysis. Part 2: Application of PDIA for Sizing Sprays. *Particle & Particle Systems Characterization*, 21(1), 15-23. doi: <https://doi.org/10.1002/ppsc.200400898>
- Kato, S., Hayashida, T., & Iida, M. (2007). *The Influence of Port Fuel Injection on Combustion of a Small Displacement Engine for Motorcycle*. Repéré à <https://saemobilus.sae.org/content/2007-32-0009/>

- Koç, M., Sekmen, Y., Topgül, T., & Yücesu, H. S. (2009). The effects of ethanol–unleaded gasoline blends on engine performance and exhaust emissions in a spark-ignition engine. *Renewable Energy*, 34(10), 2101-2106. doi: <https://doi.org/10.1016/j.renene.2009.01.018>
- Komada, K., & Moon, S. (2016). Transient needle motion of an outwardly opening GDI injector and its effects on initial spray formation. *Fuel*, 181, 964-972. doi: <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2016.05.012>
- Lamarche, L. (2013). SYS803: Systèmes de mesures. École de technologie supérieure.
- Lefebvre, A. H. & McDonell, V. C. (2017). *Atomization and Spays* (2e éd.). Boca Raton, FL : Taylor & Francis Group.
- Li, G., Cao, J., Li, M., Quan, Y., & Chen, Z. (2012). Experimental study on the size distribution characteristics of spray droplets of DME/diesel blended fuels. *Fuel Processing Technology*, 104, 352-355. doi: <https://doi.org/10.1016/j.fuproc.2012.06.008>
- Mathworks (2021). Color-Based Segmentation Using K-means Clustering. Repéré à <https://www.mathworks.com/help/images/color-based-segmentation-using-k-means-clustering.html>
- Marchal, C. (2008). *Modélisation de la formation et de l'oxydation des suies dans un moteur automobile*. (Thèse de doctorat, Université d'Orléans, France). Repéré à HAL. (tel-00392316).
- McAllister, S., Chen, J.-Y. & Fernandez-Pello, A. C. (2011). *Fundamentals of Combustion Processes* [Version Springer]. doi: https://doi.org/10.1007/978-1-4419-7943-8_6
- McGee, J., Curtis, E. W., Russ, S., & Lavoie, G. (2000, 2000-10-16). The Effects of Port Fuel Injection Timing and Targeting on Fuel Preparation Relative to a Pre-Vaporized System. doi: <https://doi.org/10.4271/2000-01-2834>
- Merola, S., Sementa, P., Tornatore, C., & Vaglieco, B. (2007). Effect of fuel film deposition on combustion process in PFI SI engine. *Journal of KONES*, 14(3), 395-402. Repéré à <https://www.semanticscholar.org/paper/Effect-of-fuel-film-deposition-on-combustion-in-PFI-Merola-Sementa/cb7d589d1172a229b581cb74f00ac0e58e37a9e3>
- Merola, S. S., Sementa, P., Tornatore, C., & Vaglieco, B. M. (2009). Effect of fuel injection strategies on the combustion process in a PFI boosted SI engine. *International Journal of Automotive Technology*, 10(5), 545-553. doi: <https://doi.org/10.1007/s12239-009-0063-8>

- Merola, S. S., Sementa, P., Tornatore, C., & Vaglieco, B. M. (2010). Effect of the fuel injection strategy on the combustion process in a PFI boosted spark-ignition engine. *Energy*, 35(2), 1094-1100. doi: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2009.06.002>
- Meyer*, R., & Heywood, J. B. (1999, 1999-03-01). *Evaporation of In-Cylinder Liquid Fuel Droplets in an SI Engine: A Diagnostic-Based Modeling Study*. doi: <https://doi.org/10.4271/1999-01-0567>
- Microstar Laboratories (2021). Ziegler-Nichols Tuning Rules for PID. Repéré à <http://www.mstarlabs.com/control/znrule.html>
- Mittal, N., Athony, R. L., Bansal, R., & Ramesh Kumar, C. (2013). Study of performance and emission characteristics of a partially coated LHR SI engine blended with n-butanol and gasoline. *Alexandria Engineering Journal*, 52(3), 285-293. doi: <https://doi.org/10.1016/j.aej.2013.06.005>
- Moffat, R. J. (1988). Describing the uncertainties in experimental results. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 1(1), 3-17. doi: [https://doi.org/10.1016/0894-1777\(88\)90043-X](https://doi.org/10.1016/0894-1777(88)90043-X)
- Neophytou, A., & Mastorakos, E. (2009). Simulations of laminar flame propagation in droplet mists. *Combustion and Flame*, 156(8), 1627–1640. <https://doi.org/10.1016/J.COMBUSTFLAME.2009.02.014>
- OpenECU (2016). M670 Technical Specification 01T-068787TK-02 Release 2.7.0 (r2017-1).
- Otsu, N. (1979). A Threshold Selection Method from Gray-Level Histograms. *IEEE Transactions on Systems, Man, and Cybernetics*, 9(1), 62-66. doi: 10.1109/TSMC.1979.4310076
- Petro-Canada (2021). Safety Data Sheet Gasoline, Unleaded. Repéré à http://www.online.petro-canada.ca/datasheets/en_CA/705972402.pdf?_gl=1*m0iji1*_ga*NDA0ODYwMTg4LjE2MDQyNDk4NDI.*_ga_QXSNC1100Q*MTYxNjcwNjA3My41LjEuMTYxNjcwNjM0OS40Mw..&_ga=2.187276395.277111922.1616706073-404860188.1604249842
- Photron. (2017). FASTCAM Mini AX Hardware Manual Revision 1.08 EN.
- Pulkrabek, W. W. (2004). *Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine* (2^e éd.). Upper Saddle River, NJ: Pearson Prentice Hall.
- Raza, M., Chen, L., Leach, F., & Ding, S. (2018). A Review of Particulate Number (PN) Emissions from Gasoline Direct Injection (GDI) Engines and Their Control Techniques. *Energies*, 11(6). doi: <https://doi.org/10.3390/en11061417>

- Reif, K. (Éd). (2014). *Fundamentals of Automotive and Engine Technology: Standard Drives, Hybrid Drives, Brakes, Safety Systems*. Wiesbaden, Germany: Springer-Vieweg.
- Reif, K. (Éd). (2015). *Automotive Mechatronics: Automotive Networking, Driving Stability Systems, Electronics*. Wiesbaden, Germany: Springer-Vieweg.
- Robert Bosch GmbH. (2021). Gasoline port fuel injection. Repéré à <https://www.bosch-mobility-solutions.com/en/products-and-services/passenger-cars-and-light-commercial-vehicles/powertrain-systems/gasoline-port-fuel-injection/>
- Sementa, P., Maria Vaglieco, B., & Catapano, F. (2012). Thermodynamic and optical characterizations of a high performance GDI engine operating in homogeneous and stratified charge mixture conditions fueled with gasoline and bio-ethanol. *Fuel*, 96, 204-219. doi: <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2011.12.068>
- Schück, C., Samenfink, W., Schünemann, E., Tafel, S., Towae, O., & Koch, T. (2017). Analysis of particulate number emissions during dynamic load changes for port fuel injection on an optically accessible, turbocharged four-cylinder spark ignition engine. *International Journal of Engine Research*, 19(1), 78-85. doi: <https://doi.org/10.1177/1468087417731044>
- Schueck, C., Koch, T., Samenfink, W., Schuenemann, E., Tafel, S., & Towae, O. (2016). Optical Investigations of Soot Formation Mechanisms and Possible Countermeasures on a Turbocharged Port Fuel Injection SI Engine. *SAE International Journal of Engines*, 9(4), 2010-2021. doi: <https://doi.org/10.4271/2016-01-2163>
- Shawal, S., Goschutz, M., Schild, M., Kaiser, S., Neurohr, M., Pfeil, J., & Koch, T. (2016). High-Speed Imaging of Early Flame Growth in Spark-Ignited Engines Using Different Imaging Systems via Endoscopic and Full Optical Access. *SAE International Journal of Engines*, 9(2), 704-718. doi: <https://doi.org/10.4271/2016-01-0644>
- Smith, A. (1978). *Color Gamut Transform Pairs* (Vol. 12). doi: <https://doi.org/10.1145/800248.807361>
- Statistique Canada (2019). Immatriculations de véhicules, par type de véhicule. Repéré à https://www150.statcan.gc.ca/t1/tbl1/fr/tv.action?pid=2310006701&request_locale=fr
- Storch, M., Hinrichsen, F., Wensing, M., Will, S., & Zigan, L. (2015). The effect of ethanol blending on mixture formation, combustion and soot emission studied in an optical DISI engine. *Applied Energy*, 156. doi: <http://dx.doi.org/10.1016/j.apenergy.2015.06.030>

- Su, J., Lin, W., Sterniak, J., Xu, M., & Bohac, S. (2013). *Particulate Matter Emission Comparison of Spark Ignition Direct Injection (SIDI) and Port Fuel Injection (PFI) Operation of a Boosted Gasoline Engine* (Vol. 136). doi: <https://doi.org/10.1115/ICEF2013-19157>
- Varde, K. S., & Clark, C. P. (2004). A Comparison of Burn Characteristics and Exhaust Emissions from Off-Highway Engines Fueled by E0 and E85. doi: <https://doi.org/10.4271/2004-28-0045>
- Waxman, B. S., Cantwell, B., Zilliac, G., & Zimmerman, J. E. (2013). Mass Flow Rate and Isolation Characteristics of Injectors for Use with Self-Pressurizing Oxidizers in Hybrid Rockets. Dans *49th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference. American Institute of Aeronautics and Astronautics*. doi: <https://doi.org/10.1115/ICEF2013-19157>
- Zhao, F., M. C., Lai & D.L. Harrington. (1999). Automotive spark-ignited direct-injection gasoline engines. *Progress in Energy and Combustion Science* (Vol. 25, n°25, pp. 437-562). doi: [https://doi.org/10.1016/S0360-1285\(99\)00004-0](https://doi.org/10.1016/S0360-1285(99)00004-0)