

TABLE DES MATIÈRES

	Page
INTRODUCTION	1
CHAPITRE 1 ÉTAT DE L'ART	3
1.1 Injection indirecte VS injection directe	3
1.2 Émissions polluantes et consommation lors d'ajout d'éthanol.....	8
1.3 La variation cycle à cycle	13
1.4 Conclusion et définition des objectifs.....	16
CHAPITRE 2 MATÉRIELS ET INSTRUMENTS DE MESURE.....	17
2.1 Le moteur.....	17
2.1.1 Moteur d'essai.....	17
2.1.2 Injecteurs.....	18
2.1.3 Turbo.....	19
2.1.4 Échappement et sonde à oxygène	20
2.1.5 Modifications et ajouts pour le fonctionnement du moteur	21
2.2 Composants électriques	22
2.2.1 Encodeur	22
2.2.2 Pilotage des bobines d'allumage.....	22
2.3 Le contrôle et l'extraction des résultats du moteur.....	23
2.3.1 Les composants physiques.....	23
2.3.2 Les éléments numériques.....	27
2.3.3 Le réglage PID	28
2.4 Dynamomètre.....	31
2.5 Analyseurs.....	32
2.5.1 Analyseur de particules.....	32
2.5.1.1 Les instruments	32
2.5.1.2 Le système de dilution	32
2.5.2 Analyseur de gaz.....	33
2.5.3 Émissions polluantes.....	34
2.5.3.1 Les NOx.....	34
2.5.3.2 Le CO.....	35
2.5.3.3 Les Particules.....	35
2.5.3.4 Les HC	35
2.5.3.5 Polluants non règlementés	36
2.6 Bilan du chapitre.....	36
CHAPITRE 3 CAMPAGNE DE TEST	37
3.1 Rappel sur les carburants et biocarburants.....	37
3.1.1 Essence.....	37
3.1.2 Biocarburants de première et seconde générations.....	39
3.1.3 Éthanol	39

3.1.4	Choix des carburants.....	40
3.2	Étude paramétrique.....	41
3.2.1	Conditions de route.....	41
3.2.2	Recherche des paramètres moteurs.....	42
3.3	Expériences et répétabilité.....	45
3.4	Traitement des données.....	46
3.4.1	Calcul de la consommation spécifique.....	46
3.4.2	Calcul des émissions spécifiques de polluant.....	48
3.4.3	Calcul de la fraction massique brûlée.....	50
3.5	Bilan du chapitre.....	51
CHAPITRE 4 ANALYSE.....		53
4.1	Étude du fonctionnement du moteur.....	53
4.1.1	Étude des paramètres moteur.....	53
4.1.1.1	Vitesse moteur.....	54
4.1.1.2	Pression carburant.....	55
4.1.1.3	Richesse.....	56
4.1.1.4	Bilan.....	57
4.1.2	Consommation spécifique.....	57
4.1.3	Émission de CO.....	59
4.1.4	Bilan.....	60
4.2	Étude de l'impact de l'éthanol.....	60
4.2.1	Efficacité moteur.....	60
4.2.1.1	COV de PMEI.....	60
4.2.1.2	Consommation spécifique.....	63
4.2.1.3	Fraction massique brûlée.....	66
4.2.2	Émissions polluantes.....	72
4.2.2.1	CO.....	72
4.2.2.2	NO.....	75
4.2.2.3	THC.....	78
4.2.2.4	Particules.....	81
4.2.3	Bilan.....	85
4.3	Bilan du chapitre.....	86
CONCLUSION.....		89
RECOMMANDATIONS.....		91
ANNEXE I	Schémas de câblage des modules.....	93
ANNEXE II	Points d'opération des essais.....	97
ANNEXE III	Système de dilution.....	101
LISTE DE RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES.....		103

LISTE DES TABLEAUX

	Page
Tableau 1.1	Émissions de CO ₂ pour différentes concentrations d'éthanol8
Tableau 1.2	Résumé des tendances observées pour les polluants de Broustail et al. (2012)10
Tableau 1.3	Synthèse des différentes recherches dans la littérature utilisées pour l'étude en homogène15
Tableau 2.1	Les 4 temps du cycle moteur20
Tableau 2.2	Caractéristiques de la sonde lambda - Données tirées de Horiba20
Tableau 2.3	Caractéristiques du capteur ZI31 – Tirées de AVL26
Tableau 3.1	Propriétés de l'isooctane – Tirées de ISSP (1999)37
Tableau 3.2	Propriétés de l'éthanol – Tirées de ISSP (2000)39
Tableau 3.3	Paramètres de conduite42
Tableau 3.4	Points d'opérations de l'étude45
Tableau 3.5	Détermination des fractions molaires des différents mélanges.....48
Tableau 3.6	Masses molaires des éléments de l'étude49
Tableau 4.1	Comparaison de la consommation spécifique entre nos essais et ceux de Fraidl et al.57
Tableau 4.2	Comparaison de la consommation spécifique entre nos essais et ceux de Sandquist, Karlsson et Denbratt (2001)58
Tableau 4.3	Comparaison des émissions de CO entre nos essais et ceux de Sandquist, Karlsson et Denbratt (2001)59
Tableau 4.4	COV de PMEI pour l'essence, l'E5, l'E10 et l'E20 en conduite ville61
Tableau 4.5	Consommation spécifique pour l'essence, l'E5, l'E10 et l'E20 en conduite ville.....63
Tableau 4.6	Comparaison de la consommation entre nos essais et la littérature par rapport à l'essence.....65

XVIII

Tableau 4.7	Comparaison de la consommation spécifique entre l'homogène stratifié essence et le stratifié au plus pauvre en conduite ville	65
Tableau 4.8	Comparaison de la consommation spécifique entre l'homogène stratifié essence et le stratifié au plus pauvre en conduite autoroute	66
Tableau 4.9	Étude de l'impact de l'éthanol sur les émissions de CO en conduite ville.....	74
Tableau 4.10	Étude de l'impact de l'éthanol sur les émissions de CO en conduite autoroute.....	74
Tableau 4.11	Comparaison des émissions de CO entre l'homogène stœchiométrique pour l'essence et le stratifié pauvre pour l'E5, l'E10 et l'E20 en conduite ville.....	74
Tableau 4.12	Comparaison des émissions de CO entre l'homogène stœchiométrique pour l'essence et le stratifié pauvre pour l'E5, l'E10 et l'E20 en conduite autoroute.....	75
Tableau 4.13	Comparaison des émissions de NO entre l'homogène stœchiométrique pour l'essence et le stratifié pauvre pour l'E5, l'E10 et l'E20 en conduite ville.....	77
Tableau 4.14	Comparaison des émissions de NO entre l'homogène stœchiométrique pour l'essence et le stratifié pauvre pour l'E5, l'E10 et l'E20 en conduite autoroute.....	78
Tableau 4.15	Comparaison des émissions de THC entre l'homogène stœchiométrique pour l'essence et le stratifié pauvre pour l'E5, l'E10 et l'E20 en conduite ville.....	80
Tableau 4.16	Comparaison des émissions de THC entre l'homogène stœchiométrique pour l'essence et le stratifié pauvre pour l'E5, l'E10 et l'E20 en conduite autoroute.....	80

LISTE DES FIGURES

		Page
Figure 1.1	Schéma simplifié de fonctionnement d'un GDI et d'un PFI	4
Figure 1.2	Classification des différents systèmes d'injection directe essence - Tirée de Preussner et al. (1998).	5
Figure 1.3	Émissions de CO pour différents pourcentages d'éthanol dans le mélange	9
Figure 1.4	Émissions de NOx pour différents pourcentages d'éthanol dans le mélange	9
Figure 1.5	Consommation de carburant de la littérature en fonction du taux d'éthanol dans le mélange	11
Figure 1.6	Résultats des émissions d'aldéhyde à 2000 tr/min et 2 bars de PMEF en charge homogène et stratifiée (Sandquist, Karlsson et Denbratt, 2001)	13
Figure 2.1	Moteur EP6 DTS dans le laboratoire TFT de l'ÉTS	18
Figure 2.2	Principe de fonctionnement du turbo Twin-Scroll – Tiré de EXXOtest (2009, p. 6)	19
Figure 2.3	Circuit de commande des bobines d'allumage – Réalisé par Michel Drouin	23
Figure 2.4	cRIO 9012	24
Figure 2.5	Module ESTTL	24
Figure 2.6	Schéma du positionnement du banc d'essai	25
Figure 2.7	Schéma de fonctionnement du programme LabVIEW	29
Figure 2.8	Schéma de principe du fonctionnement de la pompe HP	30
Figure 2.9	Variation des moyennes de pression carburant sur autoroute sur 50 cycles.....	31
Figure 3.1	Cheminement de réglage des points d'opération moteur.....	43

Figure 3.2	COV IMEP en fonction de l'avance à l'allumage pour différents débits d'injection en homogène stœchiométrique avec de l'essence en conduite ville.....	44
Figure 3.3	Émission de CO en fonction de l'avance à l'allumage pour différents débits d'injection en homogène stœchiométrique avec de l'essence en conduite ville.....	44
Figure 4.1	Incertitude de la vitesse moteur adimensionnée de 16 essais en conduite ville et autoroute.....	54
Figure 4.2	Incertitude de la pression carburant adimensionnée de 16 essais moteur en conduite ville et autoroute.....	55
Figure 4.3	Variation de la richesse adimensionnée de 16 essais.....	56
Figure 4.4	COV IMEP en conduite autoroute pour l'essence, l'E5, l'E10 et l'E20.....	62
Figure 4.5	Csc en conduite autoroute pour l'essence, l'E5, l'E10 et l'E20.....	64
Figure 4.6	FMB en conduite autoroute et $\lambda=1$ pour l'Essence, l'E5, l'E10 et l'E20.....	67
Figure 4.7	Délai de développement de la flamme, en fonction du début d'allumage (SoS), pour $\lambda=1$ en homogène pour une conduite en ville avec avance à l'injection optimisée (110° après PMH admission).....	67
Figure 4.8	Délai de développement de la flamme, en fonction du carburant, de la richesse et de la stratégie d'injection pour une conduite en ville.....	68
Figure 4.9	Délai de développement de la flamme, en fonction du carburant, de la richesse et de la stratégie d'injection pour une conduite sur autoroute.....	68
Figure 4.10	Combustion développée, en fonction du début d'allumage (SoS), pour $\lambda=1$ en homogène pour une conduite en ville avec avance à l'injection optimisée (110° après PMH admission).....	69
Figure 4.11	Combustion développée, en fonction du carburant, de la richesse et de la stratégie d'injection pour une conduite en ville.....	70
Figure 4.12	Combustion développée, en fonction du carburant, de la richesse et de la stratégie d'injection pour une conduite sur autoroute.....	71
Figure 4.13	Vitesse de combustion en fonction de lambda pour 3 mélanges. – Tiré de (Broustail et al., 2012).....	72

Figure 4.14	Émission de CO pour une charge homogène à la stœchiométrie en conduite ville pour l'essence, l'E5, l'E10 et l'E20 pour différentes avances à l'allumage.....	73
Figure 4.15	Émission de NO pour une charge homogène à la stœchiométrie en conduite ville pour l'essence, l'E5, l'E10 et l'E20 pour différentes avances à l'allumage.....	76
Figure 4.16	Émission de NO en conduite ville pour l'essence, l'E5, l'E10 et l'E20	76
Figure 4.17	Émission de NO en conduite autoroute pour l'essence, l'E5, l'E10 et l'E20.....	77
Figure 4.18	Émission des THC pour une charge homogène à la stœchiométrie en conduite ville pour l'essence, l'E5, l'E10 et l'E20 pour différentes avances à l'allumage.....	79
Figure 4.19	Émission des THC en conduite ville pour l'essence, l'E5, l'E10 et l'E20.....	79
Figure 4.20	Émission des THC en conduite autoroute pour l'essence, l'E5, l'E10 et l'E20.....	80
Figure 4.21	Émission de particules pour une charge homogène à la stœchiométrie en conduite ville pour l'essence, l'E5, l'E10 et l'E20.....	81
Figure 4.22	Émission de particules pour une charge homogène à la stœchiométrie en conduite autoroute pour l'essence, l'E5, l'E10 et l'E20.....	82
Figure 4.23	Émission de particules en conduite ville pour l'E20 à différentes richesses et modes de charge	83
Figure 4.24	Émission de particules en conduite autoroute pour l'E20 à différentes richesses et modes de charge	84

LISTE DES ABRÉVIATIONS, SIGLES ET ACRONYMES

Symbole chimique :

C_2H_2	Acétylène	-
C_2H_4	Éthylène	-
C_8H_{18}	Octane	-
CH_2	Méthylène	-
CH_3	Méthyle	-
CH_3CH_2OH / C_2H_5OH	Éthanol	-
CH_3OH	Méthanol	-
CH_4	Méthane	-
CO	Monoxyde de carbone	-
CO_2	Dioxyde de carbone	-
H	Hydrogène	-
H_2	Dihydrogène	-
H_2O	Eau	-
N	Azote	-
N_2	Diazote	-
N_2O	Protoxyde d'azote	-
NO	Monoxyde d'azote	-
NO_x	Oxyde d'azote	-
O_2	Dioxygène	-
OH	Hydroxyde (ion)	-

Lettres latines

a	Nombre de mol de carbone dans une mole d'un composé	mol
$AF_{réel}$	ratio Air/Carburant réel	-
AF_s	ratio Air/Carburant à la stœchiométrie	-
A_v	Surface frontale du véhicule	m^2
Cd	Coefficient de traînée	-
Cr	Coefficient de résistance à l'air	-

XXIV

Csc	Consommation spécifique	g/kW-h
DAvPMH	Degré Avant Point Mort Haut	degré
EIx	Émission Index de l'espèce x	g/kg
ESx	Émission Spécifique de l'espèce x	g/kW-h
EXX	XX% d'Éthanol dans le mélange	%
g	accélération gravitationnelle	m/s ²
MMx	Masse Molaire de l'élément x	g/mol
Mv	Masse du véhicule	kg
\dot{m}_x	débit massique de l'élément x	g/h
N	Vitesse du moteur	tr/s
P	Pression	bars
Pr	Puissance sur route	kW
Pu	Puissance moteur	kW
Sv	Vitesse du véhicule	m/s
Vd	Volume moteur	dm ³
Vinst	Volume du cylindre instantané	mm ³
Vx	Fraction massique de l'élément x	-
Yx	Pourcentage massique de l'élément x	%

Lettres grecques

$\Delta_{\theta d}$	Délai de développement de flamme	degré
$\Delta_{\theta b}$	Délai de combustion	degré
λ	Coefficient d'excès d'air	-
φ	Richesse du mélange	-
ρ_x	Densité de l'élément x	kg/m ³
Θ	Angle vilebrequin	degré
Θ_e	Angle vilebrequin de début de combustion	degré
Θ_s	Angle vilebrequin de fin de combustion	degré
χ_x	Fraction massique de l'élément x	-

Acronymes

AD Combo	Combo entrées analogiques et digitales (Analog and Digital inputs Module Kit)	-
AF	Rapport massique (Air/Fuel ratio)	-
AH	condition Autoroute en mélange Homogène	-
AS	condition Autoroute en charge Stratifiée	-
BP	Basse Pression	-
BSU	Basic Structural Unit	-
COV de PMEI	Covariance de la Pression Moyenne Effective Indiquée	%
cRIO	compact RIO	-
DAQ	acquisition de données (Data Acquisition)	-
DI	Direct Injector (Driver Module Kit)	-
E/S	Entrée/Sortie	-
EGR	recirculation des gaz d'échappement (Exhaust Gaz Recirculation)	-
ESTTL	TTL synchronisée au moteur (Engine Synchronous TTL Output Module Kit)	-
FMB	Fraction Massique Brulée	-
FPGA	réseau de portes programmables in situ (Field-Programmable Gate Array)	-
FTIR	spectroscopie infrarouge à transformée de Fourier (Fourier Transform Infra-Red Spectroscopy)	-
GDI	injection directe d'essence (Gasoline Direct Injection)	-
GES	Gaz à Effet de Serre	-
HC	Hydrocarbures imbrulés	-
HP	Haute Pression	-
IR	InfraRouge	-
LS	Low Side (Driver Module Kit)	-
MAF	débitmètre d'air d'admission (Manifold Air Flow)	-
Mono	Monocylindre	-

NPN	transistor bipolaire de type NPN	-
PFI	injection dans le port d'admission (Port Fuel Injection)	-
PID	Proportionnel Intégral Dérivé	-
PMB	Point Mort Bas	-
PMEF	Pression Moyenne Effective au Frein	bars
PMEI	Pression Moyenne Effective Indiquée	bars
PMH	Point Mort Haut	-
SOI_Opt	début d'injection optimale (Start Of Injection_Optimal)	-
SoS	début d'allumage (Start of Spark)	-
THC	émission d'hydrocarbure totale (Total Hydrocarbon Content)	-
VCC	Variation Cycles à Cycles	-
VH	condition Ville en mélange Homogène	-
VS	condition Ville en charge Stratifiée	-

INTRODUCTION

Avec plus d'un milliard de véhicules en service, le secteur automobile a un impact significatif sur les émissions produites par l'homme. Il a donc été important de limiter son impact, comme l'on fait l'Europe (avec les normes Euro) et l'état de Californie (région du monde la plus stricte en matière de réglementation sur les polluants). Les principales lignes de front pour diminuer cet impact sont la consommation de carburant et les émissions polluantes. Il nous faut donc orienter les recherches vers l'optimisation de design moteur, l'amélioration de la combustion, mais aussi sur le carburant en lui-même.

La possibilité de trouver un biocarburant, rejetant moins d'émissions polluantes que les carburants actuels, serait une alternative viable pour lutter contre le réchauffement climatique à court et moyen termes. Actuellement, des avancées ont été effectuées avec l'éthanol. De nombreux pays l'utilisent en complément de l'essence standard. Mais d'autres biocarburants ont été très peu étudiés, voire encore inexplorés.

Outre le carburant, la manière dont on l'utilise est aussi importante. Les stratégies d'injection ont notamment un impact significatif sur les émissions polluantes. Il est donc judicieux d'étudier les différentes combinaisons possibles, entre biocarburant et stratégie d'injection, afin de diminuer nos émissions. Le moteur à essence permet une telle étude. Son système de combustion étant piloté par l'allumage de la bougie, nous pouvons étudier l'impact de chaque élément de la combustion de manière indépendante (pression d'admission, temps d'allumage, temps d'injection...).

Jusqu'aux environs des années 2000, les moteurs à essence étaient équipés d'une injection indirecte. Mais depuis quelques années, l'avènement de l'injection directe dans les moteurs à essence a ouvert la voie vers une nouvelle stratégie de combustion : la charge stratifiée (c'est-à-dire une injection en fin de compression).

Le principe de la charge stratifiée permet une réduction de la consommation de carburant pouvant aller jusqu'à 40 % à faible charge (Leonhard, 1999).

Les recherches engagées, alliant charge stratifiée et biocarburant, n'ont pas encore montré tout le potentiel de cette combinaison.

C'est dans cet objectif d'utilisation des biocarburants que s'inscrit ce travail de mémoire. Le but de cette étude est de mettre en évidence les avantages/inconvénients de l'éthanol au niveau des émissions polluantes, dans le cas d'une utilisation dans un moteur à allumage commandé à injection directe. Il s'agit également d'étudier l'effet que peut avoir l'éthanol combiné à une stratégie d'injection stratifiée.

Nous commencerons d'abord par étudier la littérature sur cette problématique et passerons en revue les bases nécessaires à la compréhension de ce mémoire. Nous définirons les objectifs à la fin de ce chapitre. Par la suite, nous étudierons le montage expérimental. Nous détaillerons notamment les caractéristiques du moteur, les composantes de l'électronique embarquée et les différents instruments de mesure utilisés. Nous expliquerons aussi le programme permettant le contrôle du moteur. S'ensuivra une partie sur l'expérience menée en elle-même. Les hypothèses posées, les formules utilisées ainsi que la procédure expérimentale y seront développées. Nous finirons sur l'analyse des résultats avec, dans la mesure du possible, des comparaisons à la littérature. Ce travail se terminera sur une conclusion qui reprendra les résultats et des recommandations pour les recherches à venir dans ce domaine.

CHAPITRE 1

ÉTAT DE L'ART

Les études des émissions polluantes sur les bioalcools sont, en majorité, axées sur l'éthanol, en combustion homogène et dans un moteur monocylindre. Nous commencerons par redéfinir brièvement la différence entre les différents types de stratégie d'injection existants ainsi que la différence entre les combustions homogène et stratifiée. Puis nous terminerons en réexaminant les principaux résultats obtenus avec de l'éthanol. Toutes les comparaisons seront effectuées par rapport à de l'isooctane, sauf contre-indication.

1.1 Injection indirecte VS injection directe

Dans le domaine des moteurs automobiles, à allumage commandé, deux familles coexistent. Nous avons d'un côté les moteurs à injection indirecte, appelés moteurs à injection dans le port d'admission ou PFI (Port Fuel Injection), et de l'autre les moteurs à injection directe dans le cylindre ou GDI (Gasoline Direct Injection). La différence majeure entre ces deux types de moteur réside dans les stratégies de préparation du mélange.

Dans le moteur PFI, le carburant est injecté dans le port d'admission de chaque cylindre (symbolisé en orange, repère 1, sur la Figure 1.1). Le mélange air/carburant se fait donc en amont de la chambre de combustion, juste avant que les soupapes d'admission ne s'ouvrent. Cette ouverture se produit entre 20 degrés avant le PMH (Point Mort Haut) d'admission et 60 degrés après le PMB (Point Mort Bas) d'admission (Zhao, Lai et Harrington, 1999). Notons que ces deux valeurs évoluent en fonction du modèle de moteur utilisé ainsi qu'en fonction du régime moteur souhaité. Une fois les soupapes ouvertes, l'air s'engouffre dans la chambre de combustion tout en emportant avec lui le carburant injecté. La turbulence et l'apparition d'écoulements structurés permettent d'homogénéiser le mélange air/carburant dans la chambre de combustion.

Les avantages de ce type d'injection sont que le carburant a plus de temps pour se vaporiser (le système d'admission agit comme une chambre de prévaporisation), le mouillage des parois dans le cylindre est diminué et ne nécessite pas une forte pression d'injection.

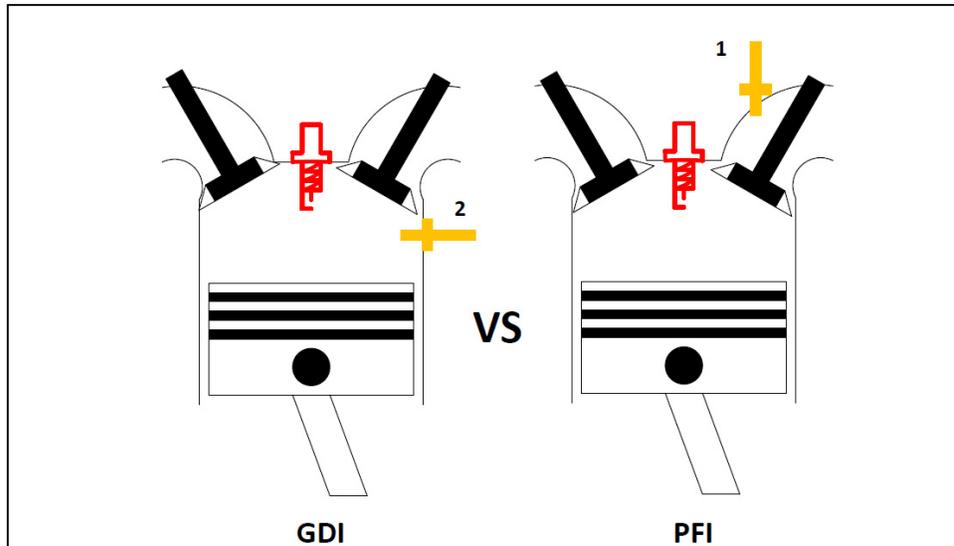


Figure 1.1 Schéma simplifié de fonctionnement d'un GDI et d'un PFI

Cependant, le PFI a deux inconvénients majeurs :

- L'injection du carburant dans le port d'admission va automatiquement générer un mouillage des parois autour de la soupape d'admission, provoquant une hausse de la consommation de carburant et un temps de réponse plus élevé du moteur (Zhao, Lai et Harrington, 1999).
- L'injection du carburant dans le port d'admission oblige le moteur à ne fonctionner qu'en mélange homogène et supprime donc l'option de la charge stratifiée (dans le cadre de certaines recherches, la charge stratifiée a pu être effectuée sur un PFI).

Dans le moteur GDI, le carburant est directement injecté dans la chambre de combustion (symbolisé en orange, repère 2, sur la Figure 1.1). L'atomisation du jet de carburant est réalisée par une forte pression d'injection. La charge homogène est effectuée en injectant le carburant durant la phase d'admission, soit entre 90 et 130 degrés après le PMH d'admission (Zhao, Lai et Harrington, 1999).

Pour la charge stratifiée en GDI, l'objectif est d'injecter le carburant pendant la phase de compression, soit entre 60 et 20 degrés avant le PMH compression. Cette technique d'injection permet un mélange riche, localisé proche de la bougie mais isolé de la paroi de la chambre de combustion par un mélange pauvre et par des résidus de la combustion précédente (Zhao, Lai et Harrington, 1999). L'ensemble constitue un mélange pauvre en carburant qui induit une baisse de la consommation de carburant pour un même volume de chambre par rapport au mode homogène (Sandquist, Karlsson et Denbratt, 2001). Cette stratégie de combustion est rendue possible avec la technologie de l'injection directe et l'ouverture maximale du papillon.

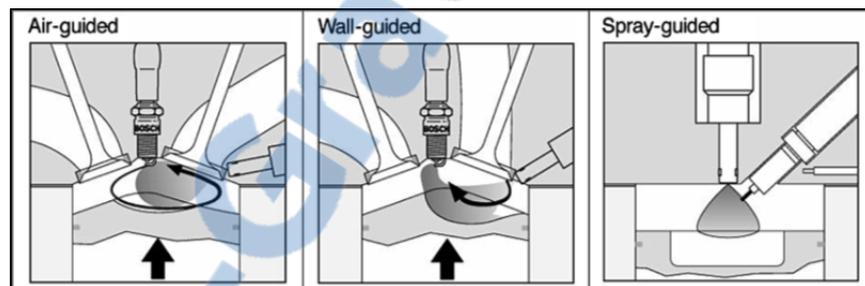


Figure 1.2 Classification des différents systèmes d'injection directe essence - Tirée de Preussner et al. (1998).

Pour le mélange air/carburant, trois moyens sont possibles.

La Figure 1.2 nous montre les trois configurations d'injections possibles dans un GDI :

- La première, appelée « Air-guided », nécessite un injecteur éloigné de la bougie et l'utilisation d'un écoulement structuré afin d'amener le carburant de l'injecteur jusqu'à la bougie. Le tumble (flux en rotation organisée perpendiculairement à la surface du piston) ou le swirl sont utilisés (flux en rotation organisée parallèlement à la surface du piston et tournant autour de l'axe du piston. Généralement réalisé grâce à la géométrie du port d'admission).
- Le second, dit « Wall-guided », nécessite, comme le « Air-guided », d'un injecteur éloigné de la bougie. Mais cette fois, la forme du piston dans lequel l'essence vient frapper va diriger le mélange vers la bougie (d'où son nom « Wall-guided »).

- Pour finir, le « Spray-guided », contrairement aux deux autres, est réalisé en positionnant l'injecteur à proximité de la bougie. Ne dépendant, ni de la géométrie de la cavité du piston, ni de l'écoulement interne du cylindre, le « Spray-guided » permet une plus grande plage d'opération en stratifié. Cette méthode implique cependant deux choses (Preussner et al., 1998) : à cause de la simplicité de la géométrie du piston, il faut obligatoirement un injecteur multi trous ; le couplage entre la préparation du mélange et l'inflammation est primordial

L'injection du carburant directement dans le cylindre du moteur évite les problèmes associés au mouillage des parois dans le port d'admission, tout en fournissant un meilleur contrôle du dosage du carburant pour chaque cycle de combustion, ainsi qu'une réduction du temps de transport de carburant. La masse réelle de carburant entrant dans le cylindre sur un cycle donné peut donc être contrôlée avec plus de précision que dans un PFI. Le moteur GDI offre le potentiel d'une combustion plus pauvre, avec moins de variations cycliques dans le rapport air-carburant et une consommation de carburant plus faible (Zhao, Lai et Harrington, 1999).

La pression d'injection est plus élevée dans les GDI que dans les PFI (entre 0,25 et 0,45 MPa pour un PFI contre 4 à 20 MPa pour un GDI) pour permettre de contrer la pression dans le cylindre et permettre l'atomisation du jet. Lorsque le carburant est injecté directement dans le cylindre du moteur, le temps disponible pour la préparation du mélange est réduit de manière significative. En conséquence, la pulvérisation du carburant doit être assez fine pour permettre l'évaporation du carburant dans le peu de temps disponible entre l'injection et l'allumage. Les gouttelettes de carburant qui ne sont pas évaporées sont susceptibles de produire des HC (hydrocarbures imbrulés). La solution à ce problème est d'injecter à plus haute pression, ce qui augmente la vitesse du jet de carburant. Le jet va immédiatement se désintégrer en gouttelettes du fait de sa forte interaction avec l'air environnant. Une injection plus rapide et une meilleure atomisation qu'avec le PFI permettent d'obtenir un meilleur mélange (Zhao, Lai et Harrington, 1999). L'injection directe de carburant dans le cylindre du moteur peut cependant entraîner le contact, non voulu, du combustible sur le piston ou sur la paroi du cylindre (phénomène de mouillage de la paroi du cylindre). Ces phénomènes

peuvent provoquer des hausses de HC et/ou d'émissions de particules, parfois supérieures à celle d'un moteur à PFI optimisé. Une usure prématurée des cylindres peut s'ensuivre.

Les moteurs GDI présentent plusieurs avantages théoriques par rapport aux moteurs PFI (Zhao, Lai et Harrington, 1999) :

- Ils sont plus économes en carburant (jusqu'à 25 % d'amélioration potentielle, selon le cycle d'essai). Cette économie provient notamment de :
 - la réduction des pertes par pompage (pas d'étranglement, en mode stratifié);
 - la diminution des pertes de chaleur (pas d'étranglement, en mode stratifié);
 - l'augmentation du taux de compression (refroidissement de la charge avec l'injection pendant l'admission);
 - la baisse des exigences concernant l'indice d'octane;
 - l'accroissement de l'efficacité volumétrique;
 - la coupure du carburant durant la phase de décélération du véhicule (pas de film collecteur).
- Ils ont une meilleure réponse transitoire ce qui permet de diminuer l'enrichissement nécessaire lors de l'accélération (pas de film collecteur).
- Ils permettent de contrôler plus précisément le rapport air/carburant ce qui amène à un démarrage plus rapide et à une réduction de la quantité de carburant nécessaire pour le démarrage à froid.
- Ils induisent une diminution de certaines émissions, notamment des HC (lors du démarrage à froid) et du CO₂.

Malgré le gain en carburant, l'utilisation de la charge stratifiée génère néanmoins des suies (dues au mélange riche aux bougies) et des NO_x (Zhao, Lai et Harrington, 1999). Une solution possible à ce problème est l'usage d'éthanol dans le carburant.

1.2 Émissions polluantes et consommation lors d'ajout d'éthanol

Plusieurs recherches sur les émissions polluantes ont été effectuées pour le mode homogène avec ajout d'éthanol dans le carburant utilisé.

Note : Les comparaisons sont faites avec l'isooctane sauf indication contraire.

Concernant le CO₂, il n'y a pas de réelle tendance qui se dégage. Certains observent une baisse des émissions de CO₂ (Guerrieri, Caffrey et Rao, 1995; Jeuland, Montagne et Gautrot, 2004) alors que d'autres concluent à une augmentation de ces émissions (Hsieh et al., 2002). Les résultats sont résumés dans le Tableau 1.1.

Tableau 1.1 Émissions de CO₂ pour différentes concentrations d'éthanol

(Guerrieri, Caffrey et Rao, 1995)		(Jeuland, Montagne et Gautrot, 2004)	(Hsieh et al., 2002)		
E0 à E25	E40	E100	E10	E20	E30
0 %	-2 %	-9 %	+8 %	+9 %	+21 %

L'ajout d'éthanol dans l'essence provoque une diminution des émissions de CO. Différentes recherches vont dans ce sens, avec des monocylindres PFI (Cinar et al., 2006; Jia et al., 2005) et GDI (Zervas, Montagne et Lahaye, 2003), des trois cylindres PFI (Jeuland, Montagne et Gautrot, 2004) ou encore avec des quatre cylindres PFI (Hsieh et al., 2002) et GDI (Sandquist, Karlsson et Denbratt, 2001; Wallner, Miers et McConnell, 2008). Guerrieri, Caffrey et Rao (1995) ont observé cette baisse également, mais sans donner d'informations sur les moteurs utilisés. La Figure 1.3 nous montre les différences observées entre les moteurs monocylindres (Trait plein) et les moteurs 4 cylindres (Trait discontinu). Nous observons la même tendance de diminution des émissions de CO dans les PFI et les GDI. Il est à noter que les essais évoqués ont été réalisés dans des conditions et avec des modèles de moteurs différents. Les paramètres de chaque référence sont rassemblés dans le Tableau 1.3. Cela étant dit, les tendances de diminution des émissions de CO sont clairement visibles.

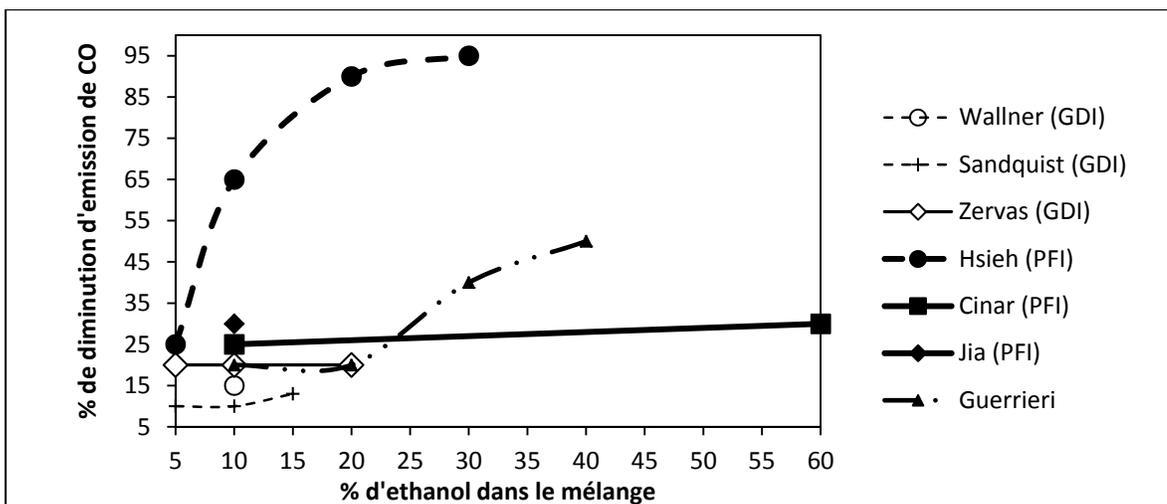


Figure 1.3 Émissions de CO pour différents pourcentages d'éthanol dans le mélange

Dès 1981, il a été observé que l'ajout d'éthanol provoquait une diminution des NO_x dans un monocylindre PFI (Brinkman, 1981). Depuis, d'autres recherches ont appuyé cette tendance (He et al., 2003; Jia et al., 2005; Zervas, Montagne et Lahaye, 2003) et notamment dans un 4 cylindre PFI (Varde et al., 2007). Comme le montre la Figure 1.4, les tendances sont similaires entre les monocylindres (traits pleins) et les 4 cylindres (traits discontinus). He et al. (2003) et Varde et al. (2007) observent tous les deux une diminution des émissions des NO_x.

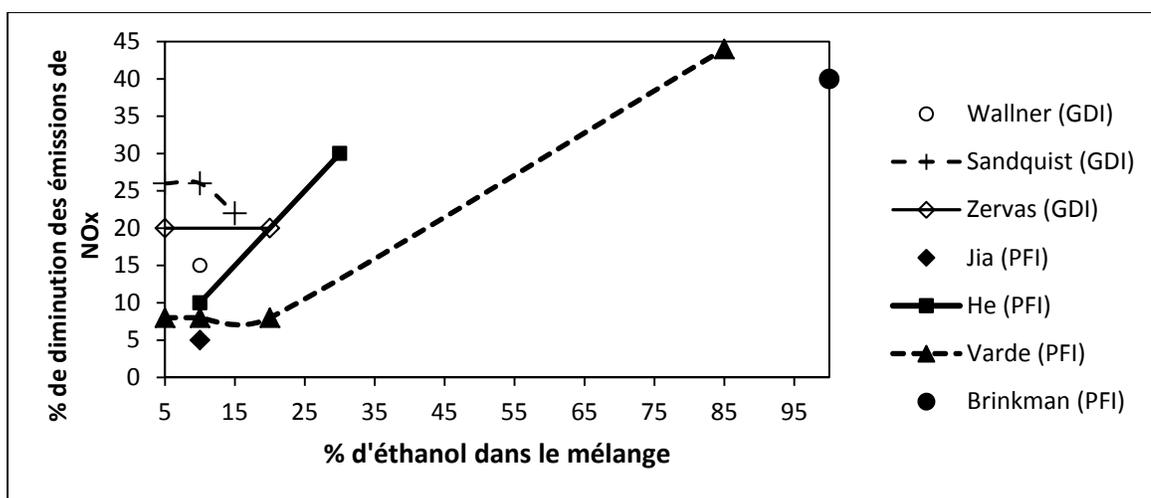


Figure 1.4 Émissions de NO_x pour différents pourcentages d'éthanol dans le mélange

L'autre particularité de l'éthanol est sa capacité à diminuer les émissions de suies et de HC. L'étude des chemins d'oxydation de l'éthanol (Leplat et al., 2011) et de l'isooctane (Curran et al., 2002; Jia et Xie, 2006), a permis à Broustail et al. (2012) de démontrer que l'augmentation de la concentration d'éthanol dans le carburant permet de diminuer les émissions de précurseur tel que le C_2H_4 , le CH_4 et le C_2H_2 . Zhang et al. (2009) nous montrent que le C_2H_2 est un précurseur de suie, or Leplat et al. (2011), nous montrent que le C_2H_4 est le précurseur du C_2H_2 . Broustail et al. (2012) en concluent donc que les suies sont diminuées puisque l'augmentation d'éthanol diminue l'émission de C_2H_4 .

Il en va de même pour le CH_4 . Le C_2H_4 est un précurseur du CH_4 via le CH_3 (Leplat et al., 2011), le CH_3 vient de la fragmentation des chaînes d'hydrocarbures de l'isooctane (Curran et al., 2002; Jia et Xie, 2006). L'augmentation du pourcentage d'éthanol va donc diminuer les émissions de CH_4 du fait que la concentration d'isooctane diminue. Dans le Tableau 1.2, nous avons résumé les tendances observées par Broustail et al. (2012) pour de l'éthanol. Celles-ci ont été comparées à de l'isooctane.

Tableau 1.2 Résumé des tendances observées pour les polluants de Broustail et al. (2012)

	HC	C_2H_4	CH_4	C_2H_2
Éthanol	-35 %	-100 %	-45 %	-10 %

L'inconvénient majeur de l'éthanol est l'augmentation de la consommation du moteur qu'il induit. Cela s'explique facilement lorsque l'on observe son pouvoir calorifique (approximativement la moitié de l'isooctane). Plusieurs recherches démontrent cet inconvénient. Elles figurent dans la Figure 1.5 (Brinkman, 1981; Cataluna et al., 2008; Cinar et al., 2006; He et al., 2003). On peut noter jusqu'à 53 % d'augmentation de la consommation avec l'usage d'éthanol pur. Mais il est important de rappeler que les différentes recherches utilisées pour générer ce graphe ne se sont pas effectuées dans les mêmes conditions et ont recours à du matériel différent. On ne peut donc pas conclure sur une linéarité parfaite entre consommation et concentration d'éthanol. Le Tableau 1.3 rappelle les conditions d'essai des différentes références.

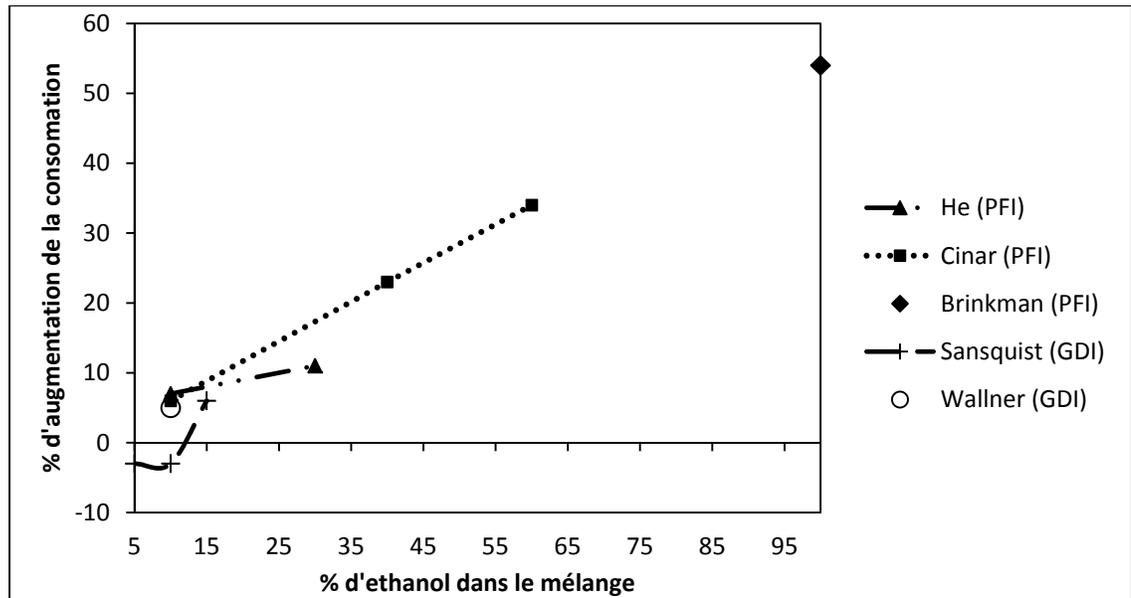


Figure 1.5 Consommation de carburant de la littérature en fonction du taux d'éthanol dans le mélange

D'autres travaux ont été menés sur l'usage de l'éthanol et du spray en stratifié. On peut noter des travaux sur le spray en stratifié de Hemdal et al. (2009) et ceux sur la combustion de l'éthanol (une augmentation du pourcentage d'éthanol dans le mélange implique une durée de combustion plus courte) de Charoenphonphanich et al. (2011). Certaines études ont été plus spécifiquement dédiées aux émissions polluantes (De Francqueville, 2011; Oh, Bae et Min, 2010).

Pour un monocylindre avec de l'isooctane (RON 95), de l'E20 et de l'E85 (De Francqueville, 2011), les conclusions sont les suivantes :

- La multiple injection est nécessaire pour améliorer la stabilité de la combustion stratifiée et ainsi diminuer les émissions de particules.
- Plus le pourcentage d'éthanol augmente dans le mélange, plus la vitesse de flamme laminaire augmente. On note une émission limitée des particules, une réduction des NOx et de CO avec l'ajout d'éthanol.

D'autre part, dans un monocylindre avec de l'essence pure, de l'E25, de l'E50 et de l'E85 (Oh, Bae et Min, 2010), l'augmentation d'éthanol permet une meilleure vaporisation du

mélange et une injection plus proche du PMH. S'ensuive une diminution de la température du cylindre et donc une diminution des émissions de NOx.

Bien que ces essais traitent de l'impact de l'éthanol ou encore de l'usage de la charge stratifiée, l'application à un moteur 4 cylindres GDI n'a pas été énormément explorée. Sandquist, Karlsson et Denbratt (2001) ont néanmoins réalisé des essais en étudiant l'impact de ces deux paramètres. En comparaison avec le mode de combustion homogène, les tendances observées pour les différentes émissions polluantes, dans un GDI avec essence, en charge stratifiée sont les suivantes (Sandquist, Karlsson et Denbratt, 2001) :

- Augmentation des HC : On passe de 10g/kW-h à 15g/kW-h ;
- Diminution des NOx : On passe de 18g/kWh à 9g/kWh pour une consommation égale de carburant ;
- Diminution des CO : On passe de 37g/kW-h à 34g/kW-h.

Ces essais ont été effectués à 2000tr/min et 2bars de PMEF.

Pour l'impact de l'ajout d'éthanol dans leur moteur 4 cylindres en GDI avec une charge stratifiée, les tendances suivantes sont observées pour 2000 tr/min, 2 bars de PMEF et 15% d'éthanol dans le mélange :

- Augmentation de 17 % des HC;
- Diminution de 12 % des NOx;
- Diminution de 9 % des CO;
- Augmentation de 4 % de la consommation.

En plus de ces essais, Sandquist, Karlsson et Denbratt (2001) ont aussi étudié les émissions d'aldéhyde, un polluant non réglementé à l'heure actuelle. Nous pouvons observer sur la Figure 1.6 que l'ajout en faible quantité d'éthanol ne change pas de manière significative les émissions de ces deux types d'aldéhydes (l'acétaldéhyde et le formaldéhyde).

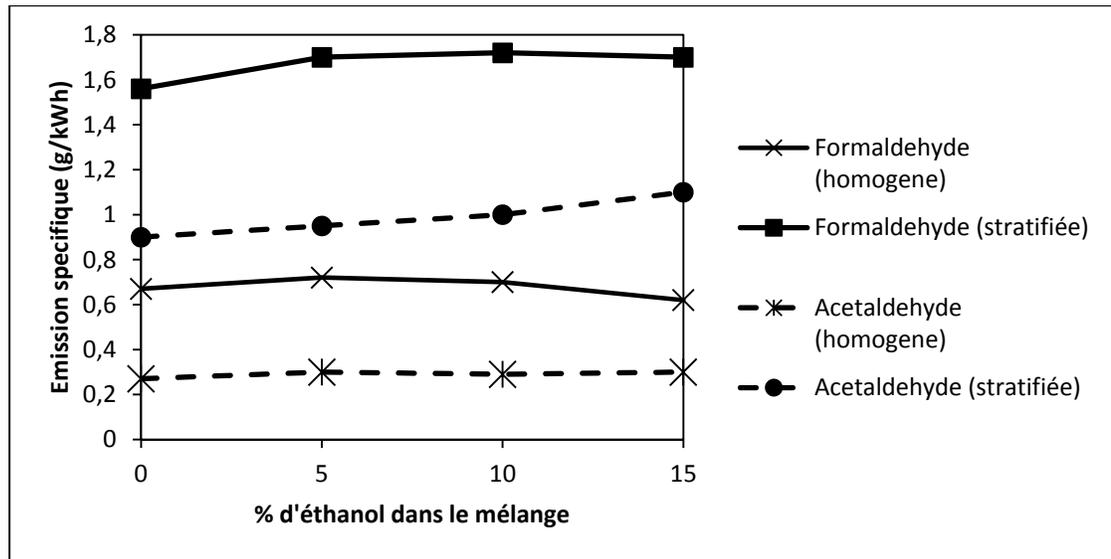


Figure 1.6 Résultats des émissions d'aldéhyde à 2000 tr/min et 2 bars de PMEF en charge homogène et stratifiée (Sandquist, Karlsson et Denbratt, 2001)

1.3 La variation cycle à cycle

Outre son impact sur les émissions polluantes, l'éthanol a aussi un effet sur la combustion en elle-même. Les variations cycle à cycle (VCC) sont l'image de ce qui se passe à l'intérieur du cylindre. Elles se définissent par des variations de pression cylindre, images des variations de la propagation de flamme d'un cylindre à un autre. Différents indicateurs permettent de les caractériser (Ozdor, Dulger et Sher, 1994; Young, 1981) :

- La moyenne effective indiquée (PMEI - Équation 1.1) de chaque cycle et surtout sa covariance (COV de PMEI - Équation 1.2) sont de bons indicateurs. La COV de PMEI correspond à la variance de la PMEI adimensionnée par sa valeur moyenne et permet de quantifier la dispersion cyclique et donc la stabilité du moteur. La valeur seuil qui sépare le point stable du point instable dépend du point de fonctionnement. il est cependant courant d'utiliser un seuil de COV de PMEI d'environ 10% (Heywood, 1988, p. 417). Au-delà de cette valeur, les VCC sont trop élevées et peuvent détériorer le moteur. La PMEI et la COV de PMEI sont données par les équations suivantes :

$$PMEI = \frac{\int_{0^{\circ}}^{720^{\circ}} P dv}{Cylindrée} \quad (1.1)$$

$$COV_{PMEI} = \frac{\sigma_{PMEI}}{PMEI} * 100 \quad (1.2)$$

Où P représente la pression cylindre, et dv la variation de volume.

D'après Oh, Bae et Min (2010), pour un temps d'injection identique, lorsque la concentration en éthanol dans l'essence augmente, la PMEI diminue. Ils ont aussi montré que l'efficacité de combustion et la COV de PMEI ne subissent aucune variation significative. Par contre, l'ajout d'éthanol permet de démarrer la combustion plus proche du PMH, due à sa combustion plus rapide. En avançant la phase de combustion, une pression plus forte est créée dans le cylindre, augmentant ainsi la force s'exerçant sur le piston lors de sa remontée durant la phase de compression.

- Le moment où la pression est maximale dans le cylindre. Il permet de différencier un cycle à combustion rapide d'un cycle à combustion lente.
- L'évaluation du pourcentage de masse brûlée dans le cylindre. La position de la combustion lors d'un cycle moteur est ainsi évaluée.

Plusieurs recherches ont été effectuées sur les facteurs des VCC (Mastorakos, 2009; Ozdor, Dulger et Sher, 1994; Patterson, 1966; Young, 1981). Ces facteurs influencent le processus de combustion et ont été répertoriés comme suit :

- Les facteurs chimiques : type de carburant, richesse, homogénéité du mélange;
- Les facteurs technologiques : système d'allumage, géométrie de la chambre de combustion, système d'injection;
- Les facteurs d'écoulement : écoulement à la bougie, turbulence;

Il est important de pouvoir étudier ces paramètres afin de pouvoir dresser un bilan complet des qualités/défauts d'un nouveau carburant.

Tableau 1.3 Synthèse des différentes recherches dans la littérature utilisées pour l'étude en homogène

Auteur	Carburants étudiés	Moteur	Régime moteur (tr/min)	Lambda (λ)
Brinkman (1981)	E100 et essence	Mono PFI	1200	-
Broustail et al. (2012)	E25; E50; E75	Mono PFI	2000 et 1700	1 et 0,81
Cataluna et al. (2008)	E100	Mono PFI	3050	-
Cinar et al. (2006)	E0; E10; E20; E40; E60	Mono PFI	2000	-
Guerrieri, Caffrey et Rao (1995)	E0; E10; E12; E14; E17; E20; E25; E30; E35; E40	6 moteurs de voiture	-	-
He et al. (2003)	E10; E30 et essence	Mono PFI	2000 et 3000	-
Hsieh et al. (2002)	E5; E10; E20; E30	4 cyl. PFI	1000; 2000; 3000; 4000	0,84 à 1,04
Jeuland, Montagne et Gautrot (2004)	E100 et essence	3 cyl. PFI	1000 à 5000	-
Jia et al. (2005)	E10 et essence	Mono PFI	-	-
Varde et al. (2007)	E10 et E85	4 cyl. PFI	1500	1
Wallner, Miers et McConnell (2008)	E10 et essence	4 cyl. GDI	1000; 2000; 3000; 4000	-
Zervas, Montagne et Lahaye (2003)	E5; E20 et essence	Mono GDI	15 Hz	0,83 à 1,25
Sandquist, Karlsson et Denbratt (2001)	Essence, E5; E10; E15	4 cyl. GDI	1000; 2000; 3000	-

1.4 Conclusion et définition des objectifs

La majorité des études effectuées jusqu'à présent sur les biocarburants sont réalisées avec des moteurs monocylindres et des mélanges d'éthanol en homogène. De l'avis général, l'ajout d'éthanol augmente la consommation de carburant et diminue les émissions de NO_x, de HC et de CO. Très peu de recherches ont été effectuées sur la caractérisation des émissions polluantes en stratifié et encore moins dans des moteurs automobiles. Il est donc essentiel d'étudier les émissions polluantes dans un moteur GDI couplé à une stratégie stratifiée.

L'objectif principal de cette recherche est l'étude des émissions polluantes lors de l'ajout d'éthanol dans un moteur GDI avec utilisation de la charge stratifiée

Pour ce faire, trois sous-objectifs devront être atteints :

- Installer et valider le montage expérimental au sein du laboratoire afin de permettre le contrôle et l'extraction de résultats ;
- Définir les limites de l'étude (choix du carburant, points d'opération,...) ;
- Caractériser l'impact de l'éthanol sur la combustion et les émissions polluantes en stratégie homogène et en charge stratifiée.

CHAPITRE 2

MATÉRIELS ET INSTRUMENTS DE MESURE

Dans ce chapitre nous allons présenter le matériel utilisé pour réaliser nos essais ainsi que les instruments de mesure qui ont permis le prélèvement des données concernant les émissions polluantes.

2.1 Le moteur

Dans cette partie, nous allons détailler les caractéristiques du moteur utilisé pour les essais. Nous débuterons par une description générale du moteur. Nous aborderons ensuite ses éléments clés : les injecteurs, le turbo et le système d'échappement. Nous terminerons par les modifications apportées au moteur pour le rendre opérationnel au sein de notre laboratoire.

2.1.1 Moteur d'essai

Pour effectuer les tests de biocarburants, un moteur « Prince », de classe EP6 DTS a été utilisé. Issu de la collaboration des deux constructeurs BMW et PSA Peugeot Citroën, ce moteur équipe les Peugeot 207 (Europe) et les Mini Cooper S (Amérique du Nord). Il dispose des dernières améliorations technologiques pour répondre aux dernières normes de dépollution.

L'EP6 DTS est un 4 cylindres en ligne, de 1598 cm³ et à injection directe d'essence. Doté d'un turbocompresseur « Twin Scroll » (expliqué en 2.1.3) et d'une culasse à seize soupapes, celui-ci développe une puissance maximale de 128 kW (175 ch) à 6000 tr/min. Il est capable de fournir un couple constant de 240 Nm entre 1600 et 5000 tr/min (Peugeot Sport, 2012). Ce moteur est représenté à la Figure 2.1.



Figure 2.1 Moteur EP6 DTS dans le laboratoire TFT de l'ÉTS

Il a été choisi pour sa technologie récente et son injection directe. A son arrivée au laboratoire, le moteur n'était pas complet. Il y manquait le système de refroidissement d'air du turbo, le système de refroidissement du moteur ainsi que le dispositif de transmission par courroie (permettant l'activation de la pompe à eau de refroidissement du moteur).

2.1.2 Injecteurs

Le moteur EP6DTS possède quatre injecteurs électromagnétiques Bosch de type HDEV 5. Le HDEV 5 est un injecteur à haute pression, qui a été développé pour être utilisé pour une injection dans le port (injection indirecte) ou une injection directe. Cet injecteur sert à la fois à doser le combustible et à obtenir un mélange bien défini de carburant et d'air. Sa pression d'opération maximale est de 200 bars. Il possède six trous d'injection (Bosch_Motorsport, 2014). Dans le cadre de ces recherches, une pression d'injection sera fixée pour chacune des conditions de route. Cela permettra d'effectuer toutes nos mesures en utilisant de manière constante nos injecteurs.

2.1.3 Turbo

Le moteur utilisé pour les recherches est équipé d'un turbo Twin-Scroll dont le schéma est présenté en Figure 2.2. Les gaz d'échappement chauds, en rouge sur la Figure 2.2, entraînent la turbine « d ». Cette dernière, couplée au compresseur « e », va comprimer l'air frais d'admission (en bleu). L'air comprimé va entrer dans le moteur « a » pour être consommé. Les gaz d'échappement sortent du moteur, permettant ainsi d'alimenter la turbine « d » pour un nouveau cycle. La particularité de ce turbo est que l'entrée de la turbine est séparée en deux, comme l'indique le repère « b » sur la Figure 2.2. Les gaz d'échappement arrivent ainsi par deux collecteurs différents (d'où son nom de Twin-Scroll) (EXXOtest, 2009).

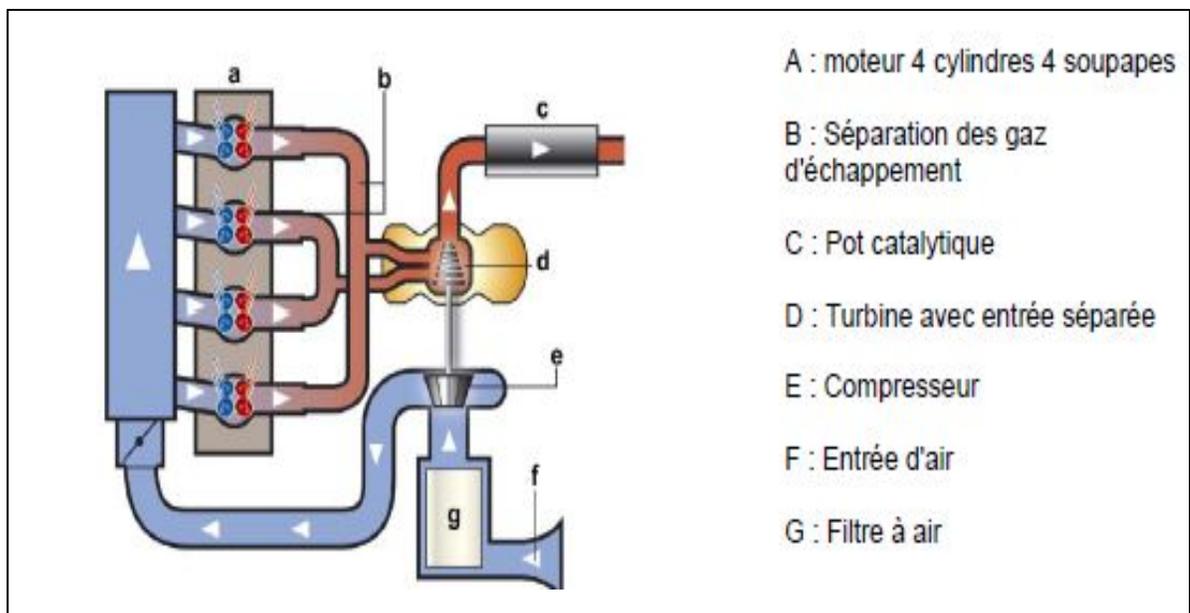


Figure 2.2 Principe de fonctionnement du turbo Twin-Scroll –
Tiré de EXXOtest (2009, p. 6)

L'ordre de feu est 1-3-4-2 : lorsque le cylindre 1 est en phase d'admission, le 3 est en phase de compression, le 4 en phase de détente et le 2 en phase d'échappement. Le Tableau 2.1 reprend l'ensemble des phases de chaque cylindre durant un cycle moteur (720° vilebrequin)

Tableau 2.1 Les 4 temps du cycle moteur

	0°→180°	180°→360°	360°→540°	540°→720°
Cylindre 1	Admission	Compression	Détente	Échappement
Cylindre 2	Échappement	Admission	Compression	Détente
Cylindre 3	Compression	Détente	Échappement	Admission
Cylindre 4	Détente	Échappement	Admission	Compression

L'échappement des gaz s'effectuant par deux collecteurs différents, le cylindre 4 ne pourra interférer avec le cylindre 3 durant cette phase du cycle moteur. Ainsi, le phénomène de contre pression, créé lors du mouvement de fermeture de la soupape d'échappement dans la première tubulure, n'aura pas d'effet sur la seconde. Le turbo possède son propre système de refroidissement à huile. Pour cette étude, le turbo ne sera pas utilisé (la valve de régulation du turbo sera ouverte à 100%). Le moteur sera donc en mode atmosphérique.

2.1.4 Échappement et sonde à oxygène

La ligne d'échappement réalisée est composée uniquement d'un silencieux afin d'atténuer le bruit du moteur et de collecter les émissions polluantes brutes en sortie du moteur. Une sonde à oxygène, de modèle LD-700 de Horiba, est aussi installée en amont de la ligne. Elle permet de connaître la richesse du moteur à tout moment. Les caractéristiques de la sonde sont données dans le Tableau 2.2.

Tableau 2.2 Caractéristiques de la sonde lambda -
Données tirées de Horiba

Plage d'étude :	$\lambda=0$ à 5
Temps de réponse :	Entre 80 et 150 ms
Calibration :	Air ambiant
Durée de vie du capteur :	1000 h à $\lambda=1$
Précision :	$\pm 0,08$ lambda

2.1.5 Modifications et ajouts pour le fonctionnement du moteur

Comme cité plus haut, le moteur était incomplet. Nous verrons ici un descriptif succinct des modifications et des ajouts réalisés permettant le fonctionnement normal du moteur.

1. Système de refroidissement

Le système de refroidissement du moteur est composé d'un système d'échangeur à eau. Le premier circuit, fermé et alimenté en liquide de refroidissement, évacue la chaleur du moteur vers l'échangeur (les conduits permettant l'alimentation du système de chauffage de l'habitacle du véhicule ont été court-circuités; la chaleur du moteur n'est ainsi dissipée que par l'échangeur et le moteur lui-même). Un second circuit parcourt ensuite l'échangeur. Ce circuit est ouvert et permet la dissipation de la chaleur. Alimentée par le système d'alimentation d'eau courante, l'eau chauffée est rejetée directement dans les égouts.

2. Refroidissement air turbo

Inexistant à la livraison, ce dernier a été adapté avec des pièces nord-américaines de chez Mini (filiale de BMW). Composé d'un échangeur de type Air-Air, il permet de refroidir l'air d'admission après son passage dans le turbo alimenté par les gaz d'échappement chauds du moteur.

3. Volant d'inertie/Arbre de transmission

Réalisé sur mesure pour être monté sur le volant existant de modèle Sachs, il est utilisé pour coupler l'arbre de transmission au moteur. L'arbre de transmission permet de réaliser le raccordement entre notre moteur et le dynamomètre.

4. Débitmètre et filtre à air

Pour nos essais, nous avons enlevé le filtre à air. L'air dans le laboratoire permet de s'en passer. À la place de ce dernier, nous avons monté un MAF (Manifold Air Flow) afin de connaître le débit d'air entrant du moteur (modèle : Ford F1ZF-12B579-AA AFH55-03B).

2.2 Composants électriques

Dans cette partie, nous développerons les composants électroniques ajoutés au moteur afin de pouvoir extraire des données et piloter certains éléments.

2.2.1 Encodeur

Afin de connaître la position exacte de chaque piston à tout moment du cycle moteur, nous avons installé un encodeur optique directement sur l'arbre à cames d'échappement du moteur. Le modèle utilisé est un encodeur optique HS22F-39-R1-TS-1440-ABZ-28V/V-SC18 de BEI sensors. Il a une résolution de 1440 points par tour.

2.2.2 Pilotage des bobines d'allumage

L'allumage commandé sur l'EP6DTS est effectué par quatre bougies crayon de modèle TT EP de chez Delphi. Le pilotage des bobines s'effectue avec une alimentation et une tension de commande de 12 V. Afin de piloter ces dernières avec notre système de contrôle (qui utilise du 5V, expliqué en 2.3.1), un circuit a été mis en place (réalisé par Michel Drouin). Son fonctionnement est illustré à la Figure 2.3.

Lorsque le module ESTTL (Engine Synchronous TTL Output Module Kit) envoie la commande d'allumage à la base du transistor bipolaire (NPN), le courant peut passer au travers de la bobine d'allumage. La bobine gagne ainsi de l'énergie magnétique. Lorsque le transistor se referme, l'alimentation de la bobine est coupée. L'énergie magnétique ne peut que se décharger dans la bougie, ce qui crée l'étincelle.

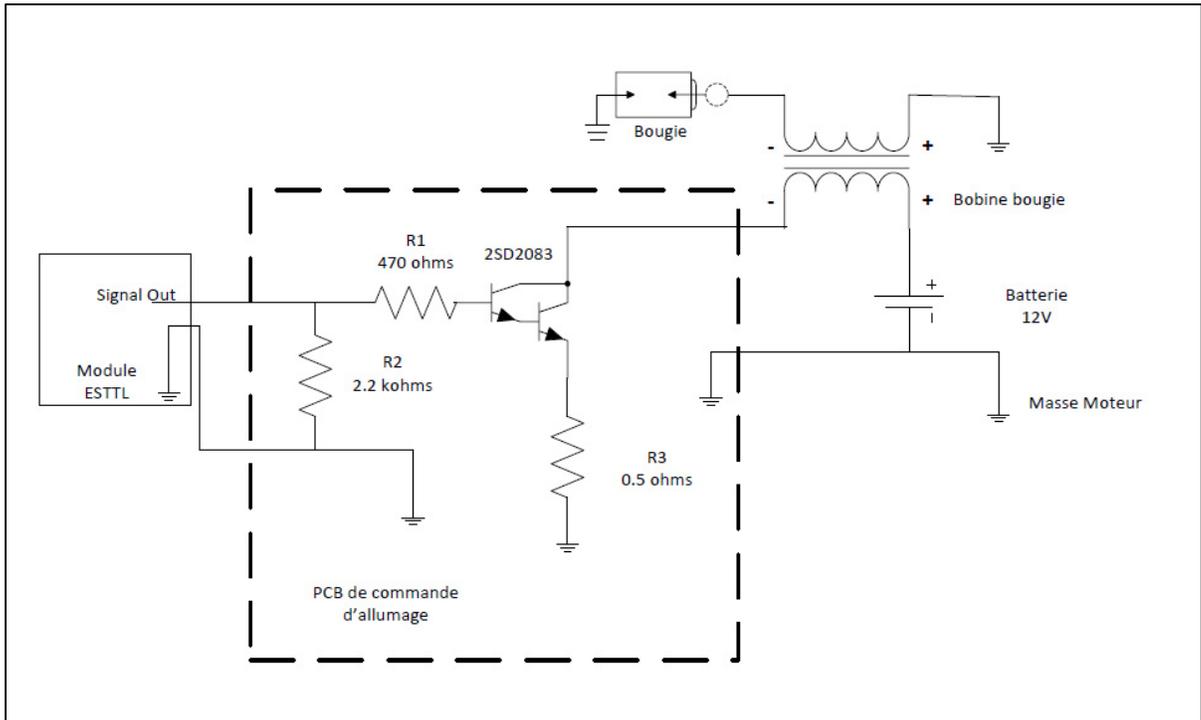


Figure 2.3 Circuit de commande des bobines d'allumage – Réalisé par Michel Drouin

2.3 Le contrôle et l'extraction des résultats du moteur

Le contrôle du moteur est réalisé à l'aide de modules DRIVVEN. Ces derniers sont compatibles avec la technologie du CompactRIO (cRio) de National Instrument et le logiciel de programmation LabVIEW. Ces modules sont spécialement conçus afin de répondre aux besoins de contrôle des moteurs essence et diesel. Pour l'extraction des résultats, nous utilisons les capteurs intégrés du moteur, mais aussi d'autres éléments externes. Nous pouvons diviser cette partie en deux sous-sections. Les éléments physiques et la partie numérique.

2.3.1 Les composants physiques

Dans cette partie, nous allons développer les outils physiques déployés pour réaliser le calculateur ainsi que ceux utilisés pour l'extraction de certaines données. On peut observer

sur la Figure 2.6, le schéma de principe montrant le banc d'essai moteur avec ses principaux composants externes.

Le système CompactRIO (cRIO) est composé d'un contrôleur embarqué et d'un châssis reconfigurable. La puissance du contrôleur embarqué permet l'exécution d'applications autonomes. Le châssis embarqué contient le circuit FPGA d'E/S reconfigurable. Le modèle utilisé ici est le cRIO 9012, (Figure 2.4) compatible avec le logiciel LabVIEW 8.5 et l'ensemble des modules physiques.



Figure 2.4 cRIO 9012

Dans cette étude, cinq modules du CompactRIO sont utilisés. Le module ESTTL (Engine Synchronous TTL Output Module Kit, représenté sur la Figure 2.5) a pour objectif le contrôle de l'allumage des bougies. Ce module permet la synchronisation de l'allumage (et/ou de l'injection) avec la position du piston dans le cylindre. Il est livré avec une bibliothèque permettant de le piloter. Nous utilisons uniquement quatre sorties sur les huit afin de piloter notre allumage.



Figure 2.5 Module ESTTL

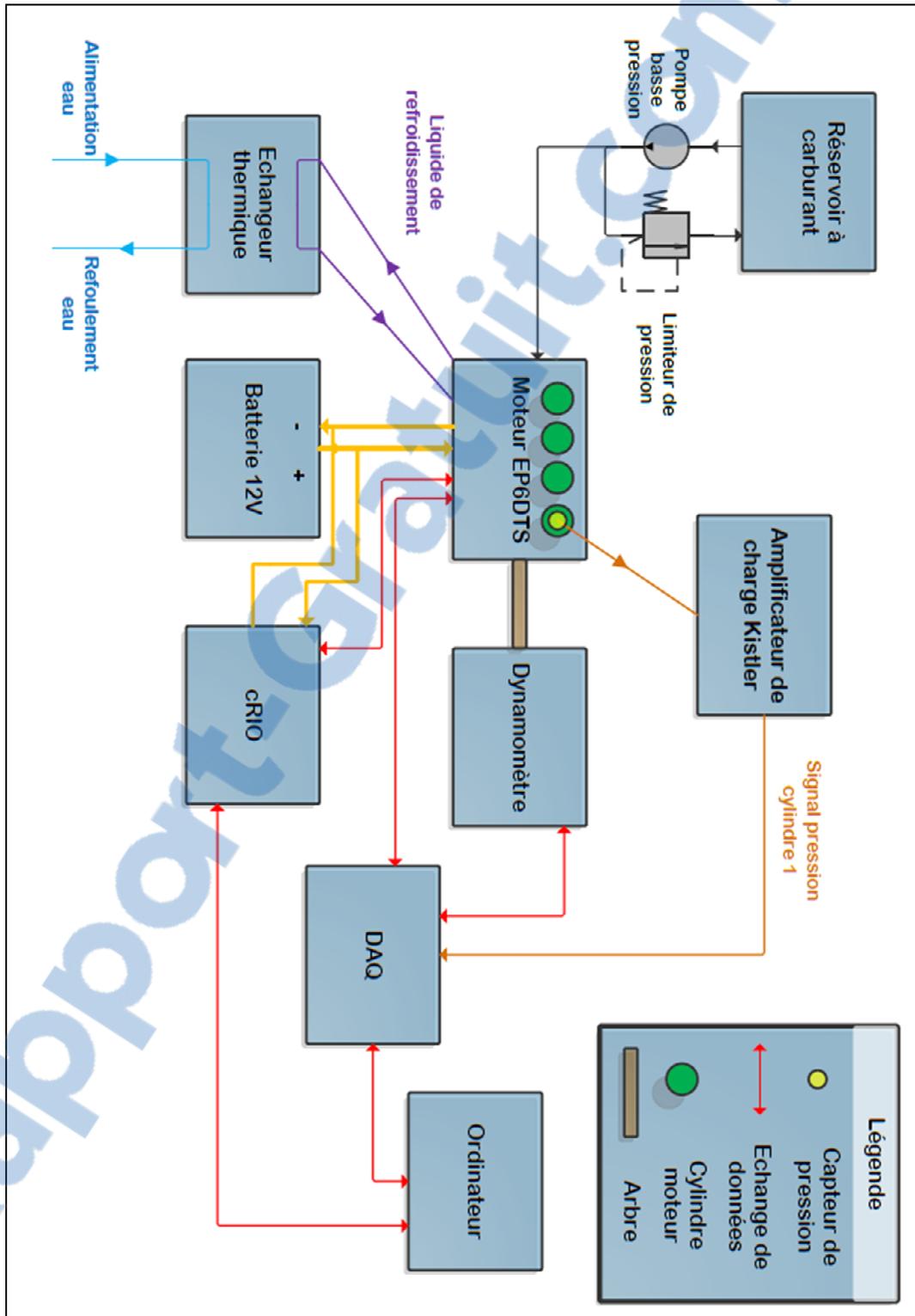


Figure 2.6 Schéma du positionnement du banc d'essai

Le module AD Combo (Analog and Digital inputs Module Kit) est utilisé pour l'interface entre les différents capteurs du moteur (Température du liquide de refroidissement, régime moteur, pression carburant...). Nous pouvons, grâce à ce dernier, recevoir les signaux de nos capteurs afin d'extraire des données (Pression d'admission, température moteur, ...) ou de connaître la position de nos actionneurs (Pourcentage d'ouverture du papillon par exemple). Le contrôle des électrovannes, solénoïdes ou relais dans le moteur est assuré par le module LS (Low Side Driver Module Kit). Ce module est conçu pour permettre le contrôle de différents types d'actionneurs (Démarreur, papillon, thermostat piloté...). Pour finir, nous utilisons deux modules DI (Direct Injector Driver Module Kit) pour le contrôle des injecteurs (durée d'injection, moment d'injection, ...). Chaque module contrôle deux injecteurs. L'ensemble des schémas de câblage est présenté en Annexe I.

Pour déterminer avec précision les PMH des pistons, et afin de pouvoir sortir les courbes de pression dans le cylindre, il a été décidé d'installer un capteur de pression dans le cylindre numéro 1 (repère jaune sur la Figure 2.6). Nous avons opté pour un capteur de pression directement intégré à une bougie d'allumage et légèrement excentré par rapport à l'électrode centrale. Son modèle est le suivant : ZI31_Y5S de chez AVL. Les principales caractéristiques sont présentées dans le Tableau 2.3.

Tableau 2.3 Caractéristiques du capteur ZI31 – Tirées de AVL

Plage de mesure	0...200 bars
Sensibilité	12pC/bar
Excentricité	1.1 mm
Matériau piézoélectrique	Gallium Orthophosphate - GaPO ₄
Surcharge	250 bars
Gamme de température	-40...350 °C
Diamètre du filet	M12x1

Pour convertir le signal de charge d'entrée du capteur en une tension proportionnelle à la grandeur à mesurer, nous utilisons un amplificateur de charge, modèle 5010B, de marque

Kistler (voir Figure 2.6). Il est utilisé pour mesurer la pression dynamique, à l'intérieur du cylindre. Les paramètres d'échelle et de sensibilité sont conçus pour permettre une lecture directe en volts par unité mécanique, éliminant ainsi les manipulations mathématiques en post-traitement. Un microcontrôleur commande toutes les fonctions du 5010B et contrôle l'état de l'appareil en permanence.

Pour finir, notre signal de pression cylindre passe dans le DAQ. Le DAQ, modèle SBC-68 de la compagnie National Instrument, est un matériel d'acquisition de données compatible avec le logiciel LabVIEW. Il conditionne notre signal et le convertit du format analogique au format numérique pour que celui-ci soit lisible par un ordinateur.

2.3.2 Les éléments numériques

Une fois l'interfaçage physique réalisé entre les modules et le moteur, par l'intermédiaire du cRIO et du DAQ, c'est le logiciel LabVIEW qui « entre en jeux ». Avec ce dernier, nous pouvons non seulement contrôler le moteur (via une interface graphique), mais aussi collecter des données. Nous pouvons notamment extraire les courbes de pression volume, le régime moteur, la pression d'admission ou encore la température du moteur.

LabVIEW est un logiciel permettant la création d'un environnement de programmation graphique utilisé pour développer des systèmes complexes de mesure et de test. Dans le cadre de ces recherches, c'est LabVIEW 8.5 qui a été utilisé. Sur la Figure 2.7, un schéma de principe détaille le fonctionnement du programme de pilotage moteur. Grâce au LabVIEW FPGA, on peut créer du matériel personnalisé de mesure et de contrôle en utilisant la programmation graphique. Le module LabVIEW FPGA permet de compiler et de déployer des applications sur le FPGA embarqué du CompactRIO. C'est le squelette de notre calculateur automobile.

Combiné à la technologie temps réel, développée par National Instruments, nous pouvons piloter, à notre gré, des systèmes comme le cRIO en boucle ouverte ou fermée (en utilisant

des réglages PID notamment). Le fichier « Real Time » accueille toute la programmation nécessitant un asservissement en boucle fermée (ex. : contrôle de la pression carburant, contrôle du papillon...). Le contrôle de ces derniers n'est pas chose aisée. Il est détaillé en 2.3.3. Le fichier « Write Output » permet de donner les consignes fixes au moteur (telles que la durée d'injection ou l'ordre de mise à feu des bougies). Notons que ces consignes ne nécessitent pas d'asservissement. Le fichier « Read Input », quant à lui, permet de recevoir les informations des capteurs présents sur le moteur (capteur de température, capteur de vitesse, pression carburant, ...).

Nous avons enfin utilisé le logiciel CalVIEW. Il permet de relier les variables des différents fichiers de contrôle (fichier « Real Time », « Write output » et « Read input ») aux indicateurs de l'interface utilisateur (fichier Host). Cet échange des données a été représenté par des flèches pleines et rouges dans la zone « ordinateur » de la Figure 2.7. Pour utiliser le moteur, l'utilisateur n'a ainsi qu'à utiliser l'interface et non les fichiers sources de pilotage du moteur.

2.3.3 Le réglage PID

Cette section présente la manière dont nous avons réglé nos PID. Le but n'est pas de faire des analyses poussées en système d'asservissement, mais d'illustrer la complexité du pilotage des commandes moteur et la solution utilisée. Pour illustrer ces propos, nous prendrons comme exemple la commande de la pression de carburant.

Le carburant arrivant du réservoir est amené jusqu'à la pompe haute pression (HP) du moteur via une pompe basse pression (BP). La pompe BP est allumée en continu lorsque le moteur est en marche. Afin de contrôler la pression d'injection, élément clef de la combustion, le limiteur de pression (intégré à la pompe HP et non représenté sur le schéma 2-8) doit être piloté le plus précisément possible.

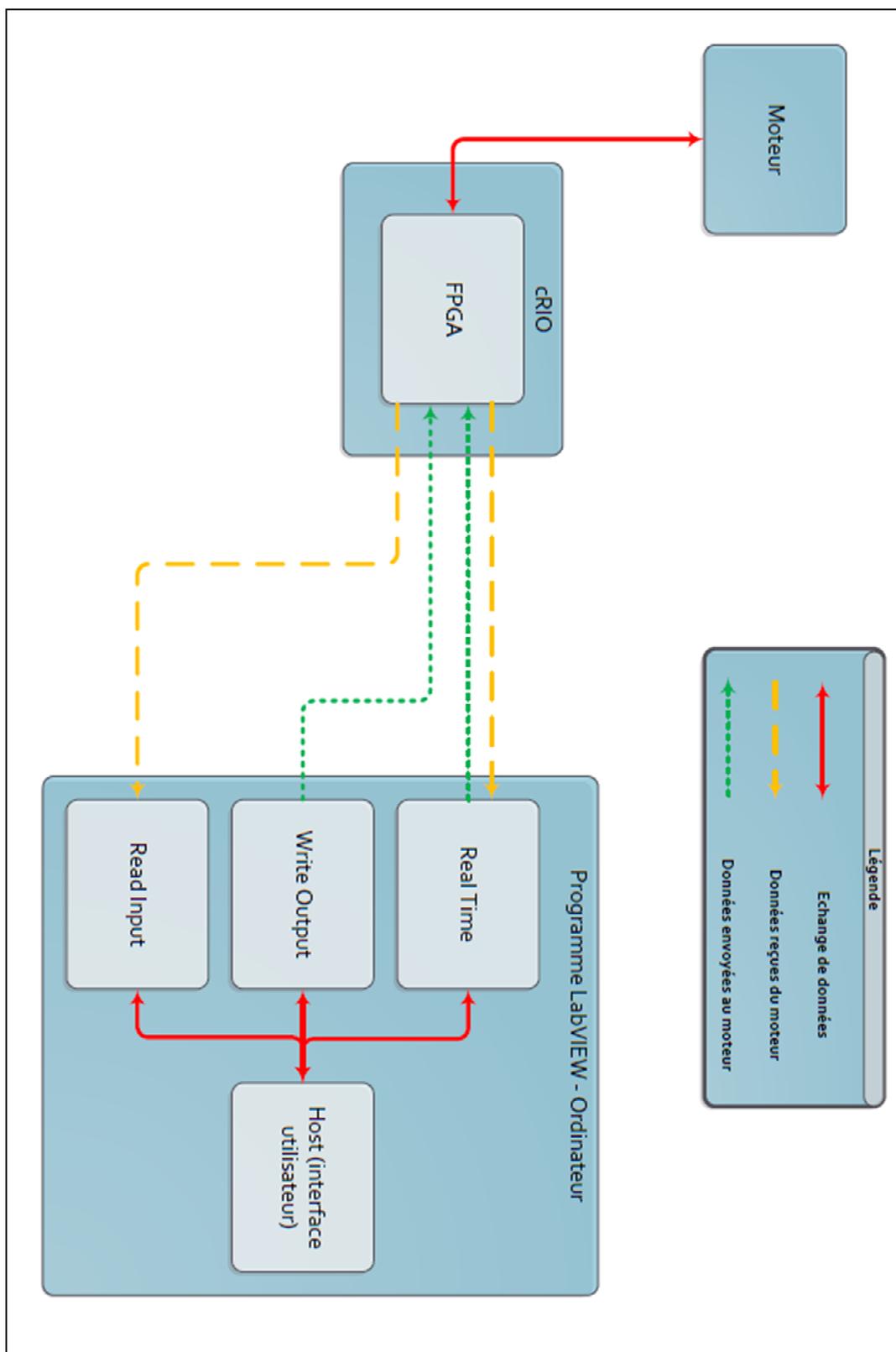


Figure 2.7 Schéma de fonctionnement du programme LabVIEW

La Figure 2.8 illustre de manière très simplifiée le fonctionnement de la pompe HP.

Le pilotage de la pompe qui va permettre l'augmentation de pression se fait via deux éléments : le mouvement du moteur (qui permet l'augmentation de la pression dans le système - flèche marron) et le limiteur de pression (qui va refouler le surplus de carburant dans le réservoir – flèche rouge pleine). Le limiteur est piloté de manière électrique par le PC (flèche verte). La pompe génère sa pression une fois par deux tours de vilebrequin. On voit sur la Figure 2.8 que plusieurs paramètres vont faire fluctuer notre pression.

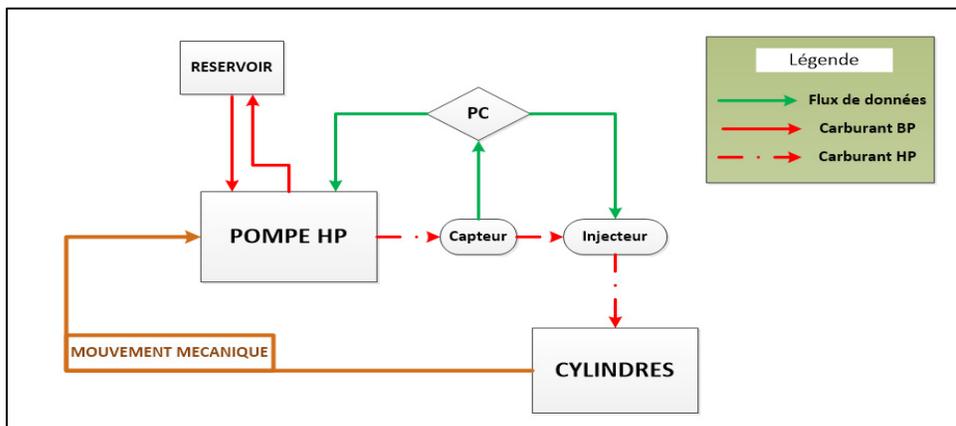


Figure 2.8 Schéma de principe du fonctionnement de la pompe HP

L'ordinateur ne peut contrôler la pression qu'une fois par cycle. Or, en un cycle, les quatre injecteurs du moteur sont utilisés et la pression interne va changer. La pompe étant actionnée par le moteur, la combustion du cycle précédent va faire varier l'efficacité de la pompe.

Pour pallier ce phénomène et permettre d'utiliser la régulation PID, nous avons utilisé la méthode de Ziegler–Nichols (Svrcek, Mahoney et Young, 2007). Cette méthode itérative simple permet de trouver les valeurs des gains P, I et D de façon satisfaisante pour notre moteur. Nous pouvons ainsi contrôler la pression dans un intervalle de $\pm 2,5$ bars autour de notre consigne. La Figure 2.9 montre l'oscillation de la pression carburant, réglée par notre système. Les résultats sur la figure sont des moyennes de pression prises sur 50 cycles.

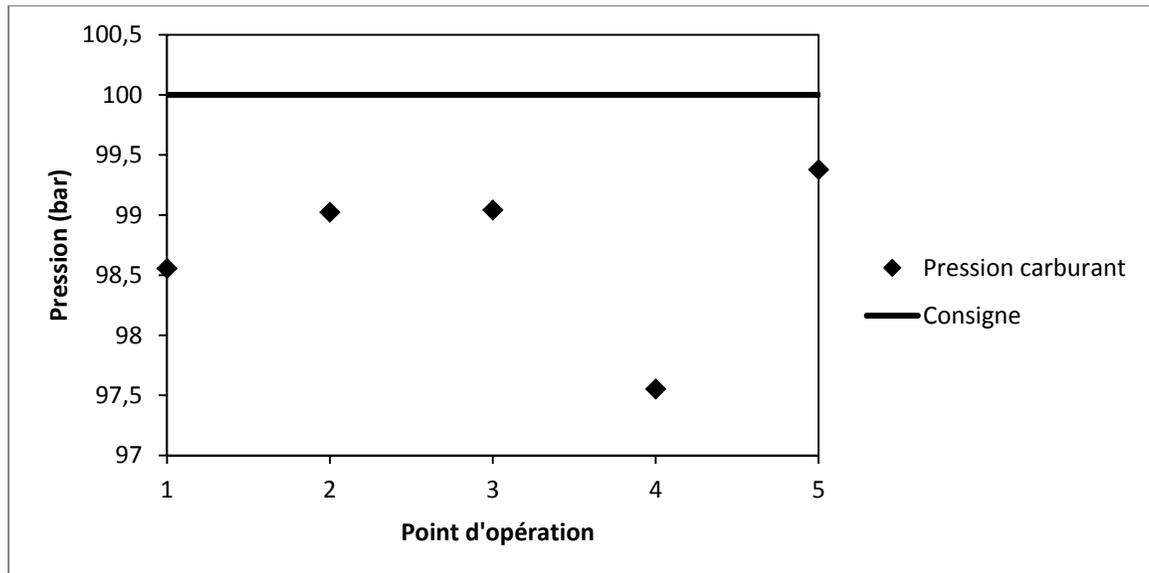


Figure 2.9 Variation des moyennes de pression carburant sur autoroute sur 50 cycles

2.4 Dynamomètre

Le dynamomètre à courant de Foucault (modèle AVL : Alpha 160 EF) fonctionne à l'aide d'un courant continu dans des bobines qui crée un champ magnétique à l'intérieur du corps. Lorsque le rotor tourne, la densité du champ varie et les courants de Foucault sont induits dans la surface des anneaux du stator entourant le rotor. Les lignes de champ magnétique des courants de Foucault sont directement opposées au champ de l'excitatrice et ont un effet de freinage sur le rotor. Cet effet de freinage est proportionnel au courant d'excitation.

Le couple, ainsi appliqué au boîtier, est mesuré en utilisant une cellule de force à jauges de déformation. Un encodeur est utilisée pour mesurer la vitesse de rotation. À partir de ces valeurs, la puissance du moteur est calculée. Cette énergie est transformée en chaleur et prélevée par l'eau de refroidissement qui s'écoule à travers les anneaux de stator. Le dynamomètre à courant de Foucault utilisé permet de générer un contre couple au moteur Cela permet de simuler les différentes sollicitations/charges qu'un moteur peut subir en conduite normale.

2.5 Analyseurs

Dans cette partie, nous préciserons quels appareils sont utilisés pour analyser les polluants. Nous rappellerons aussi les différents polluants générés par un moteur GDI.

2.5.1 Analyseur de particules

L'analyseur de particules présent dans le laboratoire nécessite l'usage d'un système de dilution afin de ne pas atteindre les limites de saturation du système. Dans un premier temps, nous détaillerons le système de mesure avant d'expliquer sommairement le fonctionnement du système de dilution.

2.5.1.1 Les instruments

L'analyseur de particules est composé de deux appareils : le classificateur électrostatique (modèle 3080 de chez TSI) et le compteur à particules par condensation d'eau (modèle 3786 de chez TSI). Le classificateur contient une capsule de Krypton 85 qui permet d'ioniser les particules. Une fois les particules ionisées, on fait passer un courant parmi les particules, ce qui a pour effet de trier les particules par taille (TSI, 2001). En balayant la plage de courant de l'appareil, on balaie les différentes tailles de particules. Une fois cette opération effectuée, le gaz est envoyé dans le compteur à particules afin de connaître la teneur en particules dans le gaz d'échappement. L'eau est utilisée comme fluide de condensation pour agrandir les particules afin de les détecter (TSI, 2007).

2.5.1.2 Le système de dilution

Afin de pouvoir utiliser l'analyseur de particules, nous devons diluer notre mélange, l'analyseur ne comptant plus au-delà d'une certaine quantité de particules. Ce phénomène pouvant fausser nos résultats, il a été décidé d'installer le système de dilution présenté en Annexe III.

Ce dernier fonctionne comme suit :

1. Le système de dilution primaire est composé d'une pompe venturi. Elle aspire et mélange les gaz d'échappement à de l'air comprimé provenant d'un compresseur à air sans huile.
2. La dilution secondaire est réalisée grâce à un "T". De l'air comprimé, est injecté dans le mélange « air comprimé + gaz d'échappement » issu de la dilution primaire.
3. Le récipient de mélange situé en aval a pour but d'homogénéiser le mélange.
4. En sortie de bouteille se trouve le dernier "T", il permet de prélever l'échantillon gazeux qui est envoyé vers l'analyseur. Le reste du mélange gazeux est envoyé vers la ventilation.

Les débits des deux alimentations en air comprimé sont contrôlés par deux débitmètres (non représentés sur la figure présentée dans l'annexe III). Pour chaque point d'opération, le ratio de dilution a été calculé et vérifié par l'analyseur de gaz sur les émissions de CO₂.

2.5.2 Analyseur de gaz

L'analyseur FTIR (Fourier Transform Infra-Red Spectroscopy) de chez CAI (California Analytical Instruments) est basé sur la transformée de Fourier par spectroscopie infrarouge. Les molécules asymétriques en phase gazeuse absorbent la lumière infrarouge (IR), qui amène à son tour les liaisons moléculaires à plier, s'étirer ou se tourner. Cette absorption est utilisée pour mesurer et quantifier plusieurs composants chimiques (CAI, 2014).

À l'intérieur de l'analyseur FTIR, une source infrarouge émet un rayonnement dans la plage de 1 à 25 µm. Le rayonnement IR est divisé dans un interféromètre de Michelson. La moitié de la lumière passe à travers un miroir fixe et l'autre moitié est réfléchi vers un miroir mobile. Comme le miroir mobile se déplace, les deux faisceaux se recombinent et passent à travers une cellule à gaz multiréflexion. Dans la cellule de gaz, l'échantillon absorbe la lumière infrarouge à des fréquences spécifiques. Le reste de la lumière infrarouge est mesurée avec un détecteur. Ces données sont ensuite transformées par Fourier pour passer du

domaine temporel au domaine de fréquence, en produisant un spectre monofaisceau. Un spectre de l'échantillon est rationné avec un spectre de référence, ce qui produit un spectre d'absorbance, en accord avec la loi de Beer-Lambert. Ce spectre d'absorption est quantifié avec la chimométrie pour produire une valeur de concentration de plusieurs composants chimiques (CAI, 2014).

Dans le cadre de ces recherches, le FTIR sera utilisé pour caractériser les émissions de CO, CO₂, NO_x, hydrocarbures totales (THC) (incluant les émissions de méthane et d'hydrocarbures non méthaniques) et aldéhydes

2.5.3 Émissions polluantes

Dans cette partie nous allons traiter des différents polluants émis par les moteurs essence, qu'ils soient à effet de serre (impactant le climat mais pas la santé directe de l'Homme) ou polluants atmosphériques (impactant directement la santé de l'Homme).

2.5.3.1 Les NO_x

L'appellation NO_x regroupe deux types de polluants atmosphériques, le monoxyde d'azote (NO) et le dioxyde d'azote (NO₂). Ces polluants se forment de trois manières différentes :

1. Le mécanisme de Zeldovich. Nécessitant de hautes températures (minimum 1800K et maximum 2400K), ces NO_x (appelés NO_x thermiques) se forment à l'aide de la réaction endothermique (2.1). Les réactions (2.2) et (2.3) sont exothermiques, mais elles ne contrôlent pas la formation du NO (Lavoie, Heywood et Keck, 1970) :



2. Le mécanisme rapide, appelé de Fenimore. La concentration en carburant étant plus élevée dans la région interne de la flamme, des NOx se forment dans cette zone. Pour un mélange légèrement riche ($\phi < 1,2$) le mécanisme de Fenimore peut être responsable de plus de 95 % des émissions de NO (Sepman et al., 2008).
3. La présence d'azote dans le carburant en est la dernière cause possible.

2.5.3.2 Le CO

Le monoxyde de carbone est le produit d'une oxydation incomplète. Son taux d'émission est directement lié au rapport Air/Carburant. L'explication est simple : en présence d'un excédent d'air, le CO s'oxyde et son émission diminue. Le monoxyde de carbone est aussi formé, à la stœchiométrie et en mélange légèrement pauvre, par dissociation du CO₂ aux températures de combustion (Association Française des Techniciens du Pétrole, 1973).

2.5.3.3 Les Particules

Les particules, aussi appelées suies, sont des agglomérats de sphérules liées entre elles dont le diamètre approximatif peut aller de 0.01 à 0.2 micromètres. Elles sont formées dans la flamme de diffusion à une température située entre 1300K et 1600K, et lorsqu'il y a un manque d'oxygène (formation par pyrolyse sous haute température) (Association Française des Techniciens du Pétrole, 1973).

2.5.3.4 Les HC

Les hydrocarbures imbrûlés, ou HC, sont formés à la paroi ou dans les crevasses. C'est l'extinction de flamme qui laisse une couche d'hydrocarbures imbrûlés. Un tiers des HC sont des molécules de carburant. Le reste des HC est un mélange des composés de la pyrolyse du carburant et des produits partiellement oxydés (Association Française des Techniciens du Pétrole, 1973).

2.5.3.5 Polluants non règlementés

Nous considérons ici toutes les molécules qui ne sont pas soumises à des législations au niveau des seuils d'émission. Nous pouvons y trouver par exemple les gaz à effet de serre comme le CH₄, les acétaldéhydes, les formaldéhydes et les métaux comme le plomb.

2.6 Bilan du chapitre

Nous avons présenté les différents éléments constituant le moteur, les instruments de mesure et de contrôle ainsi que certaines méthodes pour permettre le bon pilotage de ce dernier. Il est évident que les spécifications du moteur n'ont pas été présentées dans leur ensemble. Un moteur reste, en soi, un mécanisme très complexe, notamment avec l'intégration grandissante de commandes électroniques. Nous pouvons cependant conclure que l'installation et la compréhension du moteur font partie des éléments clefs permettant le contrôle d'un tel appareil. Nous avons rempli, en partie, la condition du premier sous-objectif de cette recherche, l'installation du moteur. Nous allons maintenant nous intéresser à l'expérience en elle-même.

CHAPITRE 3

CAMPAGNE DE TEST

Dans ce chapitre, nous détaillerons les essais effectués dans cette étude et préciserons les équations utilisées pour le post-traitement des résultats. Nous commencerons par un rappel sur les carburants utilisés avant de présenter la campagne de test.

3.1 Rappel sur les carburants et biocarburants

Dans cette partie nous présenterons les carburants de base utilisés pour nos essais et préciserons les moyens de les obtenir.

3.1.1 Essence

Le carburant de base de l'étude est l'essence. L'isooctane est souvent utilisé comme substitut à l'essence en recherche car ses propriétés sont similaires (Zhao, Lai et Harrington, 1999), il est donc nécessaire de détailler ses propriétés (Tableau 3.1). L'isooctane est un hydrocarbure saturé de formule brute C_8H_{18} faisant partie de la famille des alcanes. Il brûle de manière uniforme et reste très peu détonant. Sa haute résistance à l'auto-inflammation lui vaut de servir de référence supérieure de l'indice d'octane d'un carburant. Son RON (Research Octane Number) est de 100.

Tableau 3.1 Propriétés de l'isooctane – Tirées de ISSP (1999)

Point d'ébullition : 99 °C	Densité de vapeur relative (air = 1) : 3,9
Point de fusion : -107 °C	Point d'éclair : 4,5 °C
Densité relative (eau = 1) : 0,69	Température d'auto-inflammation : 417 °C
Solubilité dans l'eau : nulle	Limites d'explosivité en volume % dans l'air : 1,1-6,0
Tension de vapeur à 20 °C : 5,1 kPa	

On peut l'obtenir de deux manières différentes :

1. La voie du pétrole

L'isooctane, comme tous autres carburants issus de l'énergie fossile qu'est le pétrole, est l'un des produits finaux sortant des raffineries.

Pour former ce dernier, le pétrole va d'abord subir une distillation fractionnée. Cette procédure permet de séparer les différents groupes de composés dont les points d'ébullition se situent dans un intervalle donné (par exemple : kérosène, essences, bitumes...). Pour obtenir de l'isooctane, il nous faut prendre le groupe de composés chimiques recueilli quand le pétrole est entre 40 et 180°C. Nous obtenons ainsi un mélange composé en grande partie de fractions lourdes. Les fractions légères, qui sont recherchées, sont donc insuffisantes (Wauquier, 1994).

Afin de permettre la rupture des longues chaînes carbonées et la formation de chaînes plus courtes (essence), nous effectuons ce qu'on appelle « le craquage ». On parvient à ce résultat par chauffage en présence d'un catalyseur (appelé craquage catalytique) ou par chauffage en présence d'eau (hydrocraquage). Une dernière opération est appliquée à l'essence, « le reformage ». Afin d'améliorer l'indice d'octane du carburant.

2. La voie du gaz naturel

Une autre manière d'obtenir du carburant est de passer par le gaz naturel. On crée du méthanol issu de ce dernier puis on le transforme en essence (Wauquier, 1998).



3.1.2 Biocarburants de première et seconde générations

Issus de l'agriculture, les biocarburants de première génération furent créés à partir d'aliments comestibles. Une solution rapide et efficace, mais qui pose un problème éthique majeur. On ne peut favoriser l'agriculture pour des biocarburants sur des terres destinées à l'agriculture alimentaire. Les chercheurs se sont donc intéressés aux biocarburants dits de seconde génération. Cette nouvelle génération de biocarburants est issue des matières ligneuses qui restent des produits non consommés par l'homme. Avec ces nouveaux biocarburants, la concurrence entre l'agriculture alimentaire et la production de biomasses semblent évitée. Il est ainsi possible d'envisager le développement à l'échelle mondiale de nouvelles technologies issues des biocarburants.

3.1.3 Éthanol

L'éthanol est un alcool incolore et inflammable de formule semi-développée $\text{CH}_3\text{-CH}_2\text{-OH}$ (propriétés dans le Tableau 3.2). La quantité d'éthanol peut varier de quelques pourcents dans l'essence en Europe de l'Ouest à 95% au Brésil, où 90 % des nouveaux véhicules utilisent la technique « Flex fuel » et peuvent rouler avec ce mélange (Carayannis, 2013). Plus de 66 % de l'éthanol utilisé comme carburant provient de la fermentation alcoolique (Logsdon, 2000). Le carburant E85 distribué en France contient pour sa part 85 % d'éthanol et 15 % d'essence.

Tableau 3.2 Propriétés de l'éthanol – Tirées de ISSP (2000)

Point d'ébullition : 79 °C	Densité de vapeur relative (air = 1) : 1,6
Point de fusion : -117 °C	Densité relative du mélange air/vapeur à 20 °C (air = 1) : 1,03
Densité relative (eau = 1) : 0,8	Point d'éclair : 13 °C
Solubilité dans l'eau : Miscible	Température d'auto-inflammation : 363 °C
Tension de vapeur à 20 °C : 5,8 kPa	Limites d'explosivité en volume % dans l'air : 3,3-19

Plusieurs méthodes permettent d'obtenir les alcools, comme l'éthanol. Nous allons ici traiter de certains procédés permettant la formation d'éthanol à partir de la lignocellulose

(2^e génération de carburant). Après avoir récupéré la biomasse, celle-ci est meulée. À partir de là, deux choix s'offrent à nous :

- Le sucre : la matière lignocellulosique est transformé par hydrolyse afin d'en extraire le sucre. Par la suite, nous faisons fermenter ce sucre afin d'en faire de l'éthanol (Didderen, 2008).
- La gazéification : On gazéifie la lignocellulose afin de former du CO₂, CO, CH₄, H₂ et H₂O. Nous pouvons par la suite former de l'éthanol soit par fermentation des gaz, soit par conversion catalytique (Didderen, 2008).

Pour la conversion catalytique, deux possibilités nous sont offertes :



Nous pouvons ainsi extraire de l'éthanol dit à carbone neutre. La pollution générée par sa fabrication est compensée par les bénéfices écologiques liés à son utilisation. Mais tous les procédés utilisés ne permettent pas de fabriquer de l'éthanol à carbone neutre. Certains d'entre eux, utilisant des produits chimiques ou certains types de végétaux voraces en azote et générant du N₂O tels le maïs et le colza, ont un impact non négligeable sur l'environnement lorsqu'il s'agit de productions à grande échelle.

3.1.4 Choix des carburants

Beaucoup de recherches ont été effectuées sur l'éthanol, mais très peu l'ont été dans le cadre d'une stratégie de charge stratifiée. Dans le cadre de cette étude, des mélanges essence/éthanol seront ainsi utilisés. Les concentrations en éthanol resteront cependant faibles (inférieures à 20%). L'analyse de ces carburants permettra de comparer les résultats obtenus en homogène avec la littérature et d'étudier les avantages (ou inconvénients) de la combinaison biocarburant/charge stratifiée.

L'essence, premier carburant utilisé, permettra ainsi de poser les bases de comparaison pour le reste des mélanges. L'E5, comprenant 5% d'éthanol et 95% d'essence, sera le deuxième carburant étudié. Sa faible concentration en éthanol laisse penser que les résultats devraient être similaires à ceux de l'essence. Par la suite, nous multiplierons tout simplement par deux les concentrations volumiques d'éthanol. Nous aurons donc l'E10 (composé de 10% d'éthanol et 90% d'essence) comme troisième carburant et l'E20 (20% d'éthanol et 80% d'essence) comme dernier carburant.

Considérant les volumes produits actuellement en éthanol, l'introduction de ce carburant sur le marché canadien devrait être progressive (par l'ajout de faibles concentrations d'éthanol à l'essence). Ces mélanges ne manquent donc pas d'intérêt.

3.2 Étude paramétrique

Afin de connaître les plages d'opération du moteur, une étude paramétrique a été menée. Pour cela, il a d'abord fallu définir les conditions de route utilisées pour nos essais.

3.2.1 Conditions de route

Afin de connaître les conditions de route, nous nous sommes fixés deux modes de conduite. Le premier simule la conduite en ville et le second la conduite sur autoroute. Pour ce faire, nous devons déterminer la puissance sur route, P_r . C'est la puissance requise pour maintenir une vitesse constante en ligne droite sur un sol plat. Elle prend en compte la résistance de frottement au pneu, la traînée aérodynamique, la masse du véhicule et la masse volumique de l'air. Dans cette étude nous avons utilisé les spécifications d'une Mini Cooper S. Elle est définie comme suit (Heywood, 1988, p. 49) :

$$P_r = (C_R * M_V * g + 0.5 * \rho_a * C_D * A_V * S_V^2) * S_V \quad (3.5)$$

Avec C_R le coefficient de résistance au roulement (0,012); M_V , la masse du véhicule avec passager (1385kg avec une personne de 80kg); g , l'accélération gravitationnelle ($9,81 \text{ m/s}^2$); ρ_a , la densité de l'air ambiant ($1,2\text{kg/m}^3$); C_D , le coefficient de traînée (compris entre 0,28 – 0,5 fonction du mode de conduite); A_V , la surface frontale du véhicule ($2,38\text{m}^2$) et S_V , la vitesse du véhicule (m/s).

Nous utilisons ensuite cette puissance pour déterminer la pression moyenne effective au frein en utilisant la formule (3.6) (Heywood, 1988, p. 50) :

$$\text{PMEF} = (P_r * n_R) / (V_d * N) \quad (3.6)$$

Avec P_r , la puissance sur route (W); n_R le nombre de révolutions du vilebrequin pour un cycle ($n_R = 2$ pour un moteur 4 temps); V_d , le volume du moteur (dm^3) et N , la vitesse du moteur (tour/s). A l'aide de ces données, nous pouvons paramétrer le dynamomètre afin de recréer les conditions de notre étude. Le Tableau 3.3 reprend les caractéristiques choisies permettant de simuler ces conditions :

Tableau 3.3 Paramètres de conduite

	Ville	Autoroute
Vitesse	50 km/h	100 km/h
Régime moteur	1500 tr/min	2000 tr/min
Puissance sur route	3,6 kW	8 kW
Pression moyenne effective au frein (PMEF)	2 bars	3,5 bars

3.2.2 Recherche des paramètres moteurs

Pour chacun des points d'opération, les deux modes de charge, homogène et stratifiée, ont été étudiés. La richesse a d'abord été fixée pour une avance à l'injection donnée. L'ouverture du papillon et la durée d'injection ont ensuite été réglées pour atteindre le point d'opération. La Figure 3.1 reprend le cheminement de réglage utilisé.

Les paramètres d'avance ont été choisis afin de minimiser les émissions de CO tout en conservant un COV de PMEI le plus bas possible. Pour illustrer nos propos, nous allons traiter le cas de l'injection homogène stœchiométrique en conduite ville. Pour trouver notre point de fonctionnement optimal, nous avons amené notre moteur aux points d'opération considérés (ici le mode ville) en utilisant les paramètres présents dans la littérature (à savoir 90, 100, 110, 120 et 130 degrés après le point mort haut d'admission pour l'injection, notée SOI_ZZ avec SOI pour Start Of Injection et ZZ l'angle considéré). Par la suite nous avons appliqué la technique présentée à la Figure 3.1.

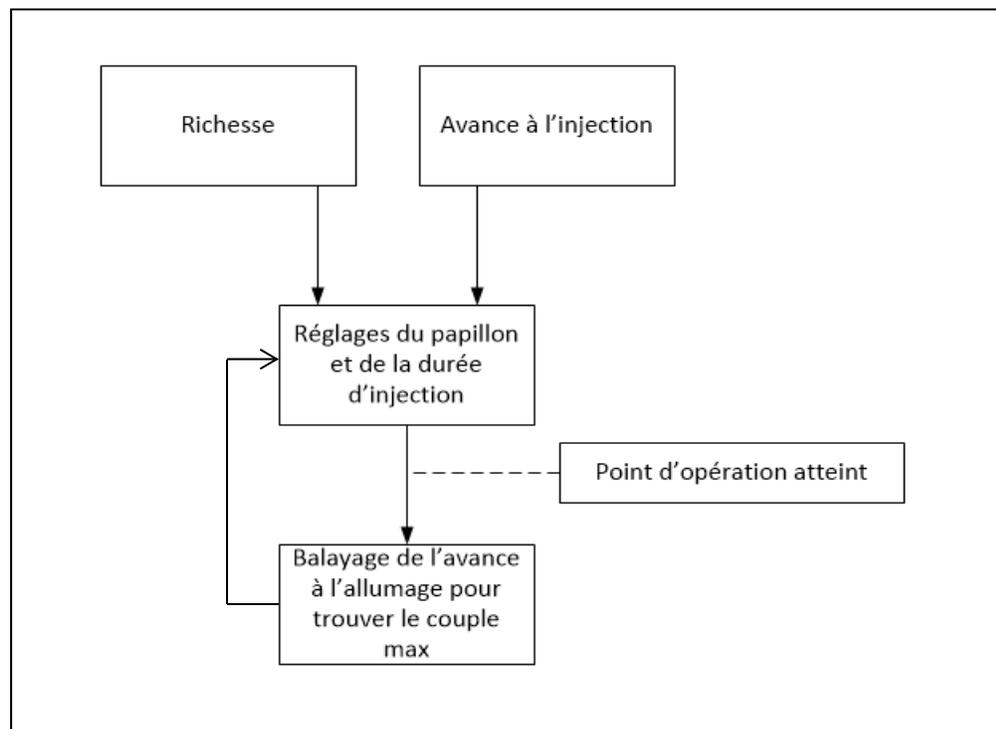


Figure 3.1 Cheminement de réglage des points d'opération moteur

Nous avons balayé l'avance à l'allumage et relevé nos données (Figure 3.2) Nous pouvons observer sur la Figure 3.2 que le COV de PMEI reste autour de 2,5% pour l'ensemble des points étudié.

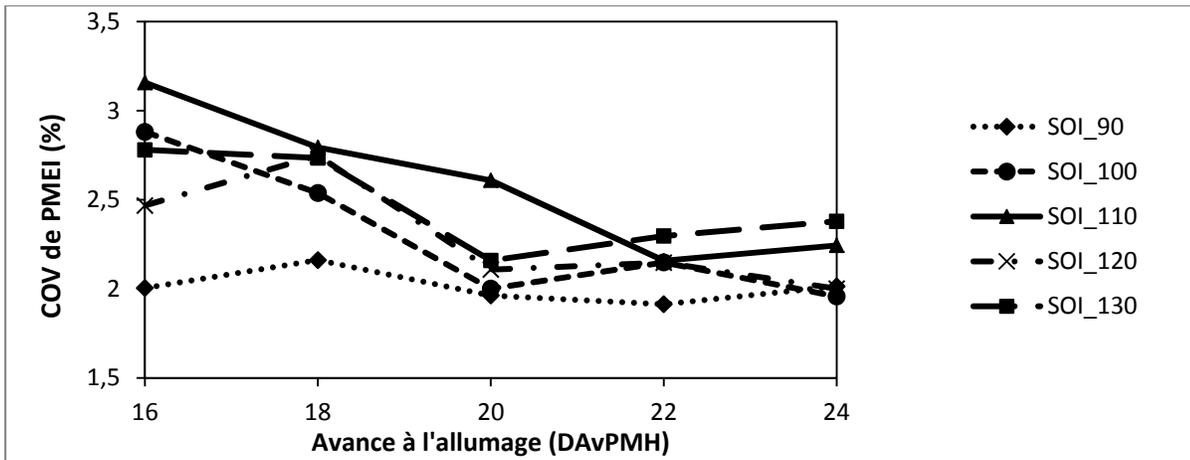


Figure 3.2 COV IMEP en fonction de l'avance à l'allumage pour différents débits d'injection en homogène stoechiométrique avec de l'essence en conduite ville

Pour déterminer notre point de fonctionnement optimal, nous utilisons les émissions de CO afin de choisir le meilleur compromis COV de PMEI/Émission de CO. La Figure 3.3 rassemble les données recueillies lors des essais par le FTIR. Il apparaît clairement que le point optimal permettant la minimisation des émissions de CO est situé pour une avance à l'allumage de 20 degrés avant le PMH de compression en injectant 110 degrés après le PMH d'admission. Les autres points ont été déterminés de la même manière pour l'ensemble de l'étude.

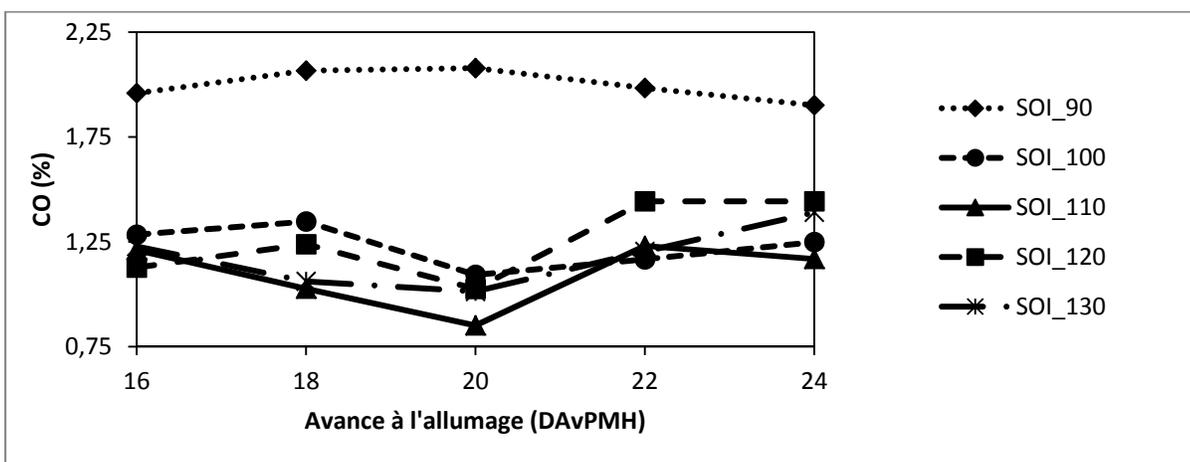


Figure 3.3 Émission de CO en fonction de l'avance à l'allumage pour différents débits d'injection en homogène stoechiométrique avec de l'essence en conduite ville

Après avoir effectué cette recherche, nous avons pu définir les points stables du moteur que nous pouvons étudier (développé en 4.2.1.1). Le Tableau 3.4 répertorie les richesses accessibles. Il est aussi possible de consulter les paramètres du moteur dans les trois tableaux de l'annexe II.

Tableau 3.4 Points d'opérations de l'étude

	Lambda							
	Homogène			Stratifiée				
Ville	1	1,2	1,4	1,4	1,7	2	2,3	2,5
Autoroute	1	1,2	1,4	1,4	1,6	1,8	2	

3.3 Expériences et répétabilité

Dans cette partie, nous décrivons la procédure suivie afin de mettre le moteur en condition. Nous précisons aussi les résultats obtenus pour les tests de répétabilité.

- Procédure expérimentale :

Le moteur est monté à la température de 90°C, à l'aide d'essence, en charge homogène et à la stœchiométrie. Il est ensuite éteint, pour permettre la purge du système de carburant afin d'y insérer le mélange étudié. Il tourne ensuite pendant dix minutes afin de s'assurer qu'il n'y ait plus que notre carburant dans le circuit.

Lorsque le moteur est prêt, nous l'amenons au point de fonctionnement souhaité. Afin de stabiliser tous les paramètres du moteur, le point d'opération est maintenu durant cinq minutes à ce régime avant que l'on ne déclenche l'enregistrement des données. Cette opération réalisée, nous passons au point suivant.

Lors de l'usage de fortes concentrations d'éthanol, le moteur est « nettoyé » en le faisant fonctionner pendant vingt minutes avec de l'essence. Cela permet d'éviter toute détérioration du moteur due aux réactions chimiques possibles entre les éléments moteurs et l'éthanol.

- Répétabilité :

Afin de vérifier si nos résultats sont exploitables, il faut vérifier leur répétabilité. Nous avons donc refait des essais avec de l'essence pour des richesses différentes, des modes de conduite différents ainsi que des stratégies différentes. Concernant les émissions polluantes, nous avons pu observer une variation des résultats inférieure à 0,4% (pour l'ensemble des polluants analysés). Si l'on observe des paramètres, comme la consommation ou le COV de PMEI, nous observons une variation de l'ordre de moins de 1%. Nous pouvons donc considérer que les données sont répétables.

3.4 Traitement des données.

Nous allons développer ici les équations ainsi que les hypothèses utilisées pour permettre le post-traitement des données extraites grâce aux analyseurs présentés dans la section 2.5.

3.4.1 Calcul de la consommation spécifique

Le moteur ne possédant pas de débitmètre pour déterminer la quantité de carburant consommée, nous sommes passés par la richesse du mélange et le débit massique d'air (données recueillies lors de nos essais), pour déterminer la consommation spécifique du moteur. La formule (3.7) permet de calculer la consommation spécifique (C_{sc}) (Heywood, 1988, p. 51):

$$C_{sc} = \frac{\dot{m}_c}{P_u} \quad (3.7)$$

Où \dot{m}_c représente le débit massique de carburant, en g/h, et P_u la puissance du moteur, en kW (ici $P_u = P_r$). La puissance moteur pour les deux points d'opération étant connue (Tableau 3.3), il nous faut déterminer le débit massique de carburant. Pour ce faire, il nous faut revenir à la définition du coefficient d'excès d'air λ (lambda) présenté par l'équation (3.8) (Heywood, 1988, p. 71) :

$$\lambda = \frac{AF_{réel}}{AF_s} \quad (3.8)$$

Où AF_s représente le rapport massique air/carburant, à la stœchiométrie, et $AF_{réel}$ ce même rapport lors de l'essai. Les équations (3.9) et (3.10) donnent les définitions de ces deux rapports massiques (Heywood, 1988, p. 53) :

$$AF_s = Y_{éthanol} * AF_{s_éthanol} + Y_{essence} * AF_{s_essence} \quad (3.9)$$

$$AF_{réel} = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_c} \quad (3.10)$$

Où $Y_{éthanol}$ représente le pourcentage massique d'éthanol dans le carburant, $Y_{essence}$ représente le pourcentage massique d'essence dans le carburant, \dot{m}_a représente le débit massique d'air entrant dans le moteur et $AF_{s_éthanol}$ et $AF_{s_essence}$, respectivement les rapports massiques air/carburant, à la stœchiométrie, des deux composants de nos mélanges, l'éthanol et l'essence. Nous prendrons comme valeur $AF_{s_éthanol} = 9$ (Alasfour, 1998) et $AF_{s_essence} = 14,7$ (MacLean et Lave, 2003). En combinant les équations (3.9) et (3.10) dans l'équation (3.8), nous sommes en mesure de calculer le débit massique de carburant (3.11), nécessaire au calcul de la consommation spécifique.

$$\dot{m}_c = \frac{\dot{m}_a}{\lambda(Y_{éthanol}*AF_{s_éthanol}+Y_{essence}*AF_{s_essence})} \quad (3.11)$$

Pour déterminer les fractions massiques de chaque élément d'un mélange, nous sommes partis des fractions volumiques (V_x) et des masses volumiques (ρ_x) des deux espèces x et y (équation (3.12)) (Heywood, 1988) :

$$Y_x = \frac{V_x}{V_x + \left(\frac{\rho_y}{\rho_x}\right)(1-V_x)} \quad (3.12)$$

Appliqués à nos quatre mélanges, nous obtenons le Tableau 3.5 :

Tableau 3.5 Détermination des fractions molaires des différents mélanges

	Fraction volumique (Vi)		Fraction massique (Yi)		AFs mélange
	essence	éthanol	essence	éthanol	
E0	1	0	1	0	14,7
E5	0,95	0,05	0,95	0,05	14,40
E10	0,90	0,10	0,90	0,10	14,10
E20	0,80	0,20	0,79	0,21	13,51

Nous avons à présent tous les éléments pour déterminer notre consommation spécifique.

3.4.2 Calcul des émissions spécifiques de polluant

Afin de comparer l'impact de l'ajout d'éthanol en termes d'émissions polluantes, il a été décidé de ramener toutes nos émissions par rapport à la puissance développée. On appelle ces émissions, les émissions spécifiques (ES). Pour déterminer ces dernières, nous avons utilisé les émissions index (EI) afin de trouver nos débits massiques de polluant. Les équations (3.13) et (3.14) donnent les définitions de ces deux types d'émissions (Heywood, 1988, p. 56) :

$$ES_x = \frac{\dot{m}_x}{P_u} \quad (3.13)$$

$$EI_x = \frac{\dot{m}_x}{\dot{m}_c} \quad (3.14)$$

Avec x le polluant considéré. EI_x peut être calculée en fonction d'autres paramètres.

L'équation (3.15) nous permet de résoudre (3.14) (Turns, 2000, p. 554):

$$EI_x = \left(\frac{\chi_x}{(\chi_{CO} + \chi_{CO_2})} \right) * (a * MM_x / MM_c) \quad (3.15)$$

Avec χ la fraction massique de l'élément considéré, MM la masse molaire de l'élément considéré et « a » le nombre de moles de carbones présentes dans une mole de carburant. χ_x , χ_{CO} et χ_{CO_2} sont directement données par le FTIR. Il ne reste plus qu'à calculer les masses molaires de chaque polluant et de chaque carburant avant de déterminer les « a » de chaque carburant. La masse molaire d'un mélange se calcule comme suit :

$$MM_{mélange} = \frac{1}{\sum \frac{Y_i}{MM_i}} \quad (3.16)$$

Avec i les espèces composant le mélange.

Le Tableau 3.6 reprend l'ensemble des masses molaires nécessaires pour cette étude :

Tableau 3.6 Masses molaires des éléments de l'étude

Polluants	CO	CO₂	H₂O	NO	NO₂	C₃H₈	CH₄	HCHO	NH₃
Masse molaire (g/mol)	28	44	18	30	46,1	44,1	16	30	17
Carburants	C₂H₅OH	C₈H₁₈		E5		E10		E20	
Masse molaire (g/mol)	46	114		106		99		87	

Pour calculer les coefficients « a » de nos mélanges, nous utilisons cette équation :

$$a_{mélange} = \chi_{éthanol} * a_{éthanol} + \chi_{essence} * a_{essence} \quad (3.17)$$

Avec $a_{éthanol} = 2$ et $a_{essence} = 8$.

Les fractions molaires sont calculées à l'aide de l'équation (3.18), ce qui permet de résoudre (3.17) puis (3.15). Une fois E_{IX} trouvée, on la remplace dans (3.14) pour déterminer le débit massique de polluant, que l'on réinjecte dans (3.13) pour trouver notre émission spécifique.

$$\chi_{i,mélange} = \frac{Y_i * MM_{tot}}{MM_i} \quad (3.18)$$

3.4.3 Calcul de la fraction massique brulée

Comme vue en 1.3, le calcul de la fraction massique brulée est l'un des moyens de comprendre la combustion lors d'un cycle moteur. La détermination de cette fraction fait intervenir plusieurs paramètres, tel le transfert de chaleur aux parois des cylindres ou encore la richesse du mélange. Plusieurs recherches ont été effectuées sur ce sujet (Brunt et Emtage, 1997; Brunt, Rai et Emtage, 1998; Cheung et Heywood, 1993; Egnell, 1998; MacLean et Lave, 2003; Shayler, Wiseman et Ma, 1990). Elles nous montrent la complexité de modéliser ce phénomène.

Dans le cadre de cette recherche, nous utiliserons des hypothèses simplificatrices afin d'avoir un aperçu de ce que nous avons dans notre cylindre. Pour déterminer la fraction massique brulée (FMB), nous utilisons la première loi de la thermodynamique, en supposant l'équilibre thermique à chaque angle de vilebrequin, un mélange uniforme, et le comportement des gaz parfaits (Ferguson et Kirkpatrick, 2000, p. 271) :

$$\frac{dQ}{d\theta} = \frac{\gamma}{\gamma-1} P \frac{dV}{d\theta} + \frac{1}{\gamma-1} V \frac{dP}{d\theta} + \frac{dQ_w}{d\theta} \quad (3.19)$$

Dans cette étude nous considérerons la perte de chaleur aux parois $\frac{dQ_w}{d\theta}$ comme nul. En réalité, cette perte est bien réelle, mais nous faisons l'hypothèse qu'elle est identique pour un même point d'opération. Il est donc inutile de la calculer. L'équation (3.19) devient donc :

$$\frac{dQ}{d\theta} = \frac{\gamma}{\gamma-1} P \frac{dV}{d\theta} + \frac{1}{\gamma-1} V \frac{dP}{d\theta} \quad (3.20)$$

Les variations de la pression dans le cylindre sont données par le capteur de pression, le volume instantané du cylindre est connu. Il nous faut donc déterminer le ratio de chaleur spécifique (γ). Shayler, Wiseman et Ma (1990) affirment que la précision de γ durant la phase de combustion n'est pas critique excepté au début et à la fin de la combustion.

D'autres chercheurs proposent des corrélations prenant en compte la température des gaz frais, les fractions massiques brûlée et imbrulée. Dans notre étude, nous utiliserons $\gamma = 1,3$ (Brunt et Emtage, 1997). Cette méthode permet, selon Brunt et Emtage (1997), d'obtenir une bonne approximation de la FMB.

Nous utilisons ensuite la formule (3.21) du calcul de la fraction massique brûlée $x_b(\theta)$ (Ferguson et Kirkpatrick, 2000) sur la plage de combustion de notre cycle. Le début de la combustion θ_s correspond à l'allumage de la bougie. La fin, θ_e , est déterminée par les trois valeurs négatives successives du dégagement de chaleur.

$$x_b(\theta) = \frac{\int_{\theta_s}^{\theta} \frac{dQ_{rel}}{d\theta} d\theta}{\int_{\theta_s}^{\theta_e} \frac{dQ_{rel}}{d\theta} d\theta} \quad (3.21)$$

3.5 Bilan du chapitre

Nous avons détaillé dans cette section les choix de carburant, les conditions d'opération étudiées ainsi que les hypothèses utilisées pour l'analyse thermodynamique du moteur. Nous avons également mis en place une procédure de test permettant de collecter des résultats sur des points d'opération stables. Nous avons ainsi validé le deuxième sous-objectif qui est la définition des limites de l'étude.

CHAPITRE 4

ANALYSE

Dans ce chapitre nous allons analyser les résultats obtenus lors des essais. Nous allons dans premier temps étudier les paramètres moteur. Nous poursuivrons avec une étude comparative de nos résultats avec ceux de la littérature pour des mélanges homogènes contenant uniquement de l'essence. Nous terminerons par l'étude de l'impact de l'éthanol dans notre moteur GDI.

Dans les graphiques, certains acronymes sont utilisés. Voici leurs définitions :

- VH : condition Ville en mélange Homogène
- AH : condition Autoroute en mélange Homogène
- VS : condition Ville en charge Stratifiée
- AS : condition Autoroute en charge Stratifiée
- SOI_Opt : début d'injection optimale (Start Of Injection_Optimal)

4.1 Étude du fonctionnement du moteur

Nous allons ici étudier les paramètres du moteur et comparer nos résultats (essence) avec la littérature afin de situer quelles sont les tendances de notre moteur. Les comparaisons seront effectuées sur des tendances, considérant les rares études menées avec un 4 cylindres GDI et à nos plages d'opération.

4.1.1 Étude des paramètres moteur

Dans cette section nous allons analyser les oscillations du moteur. Nous nous concentrerons sur la vitesse moteur, la pression carburant et la richesse. Ces trois paramètres ont été choisis, car nous avons un retour de leur grandeur dans notre système.

4.1.1.1 Vitesse moteur

La vitesse limite du moteur n'est pas régulée directement par le moteur. C'est le dynamomètre qui assure cette fonction. L'oscillation de ce dernier doit cependant être minime pour garantir une stabilité dans la puissance demandée. La Figure 4.1, recense les incertitudes de vitesse du moteur dans les deux modes de conduite. Les points caractérisent 16 de nos essais (8 en ville et 8 en autoroute). Ces données ont été insérées sans ordre spécifique dans le graphe. La vitesse de rotation a été adimensionnée par la consigne. Nous avons donc une vitesse adimensionnée par 1500 tr/min pour la ville et 2000 tr/min pour l'autoroute.

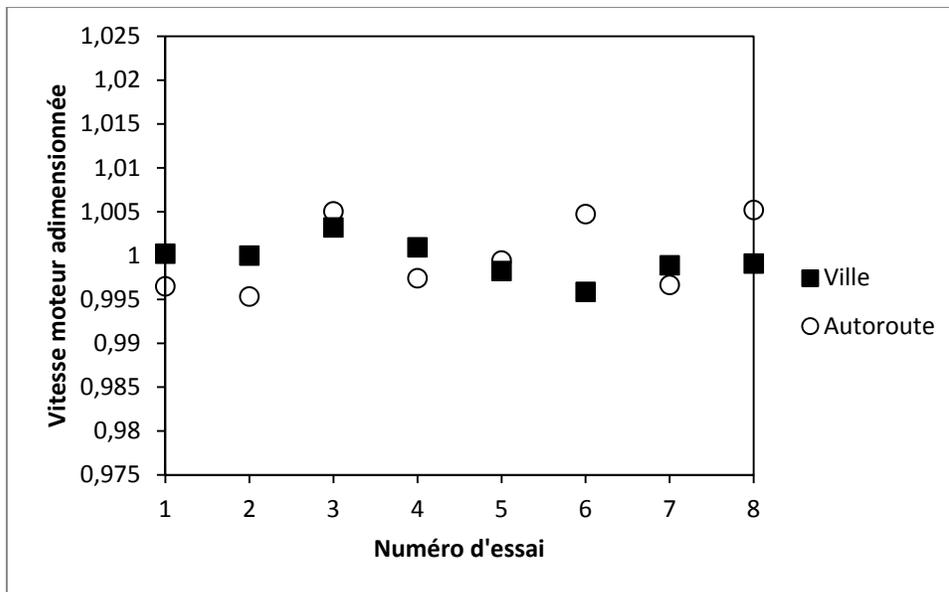


Figure 4.1 Incertitude de la vitesse moteur adimensionnée de 16 essais en conduite ville et autoroute

Nous pouvons observer que la vitesse de rotation est extrêmement stable. Les écarts par rapport à la consigne sont de moins de 1% quel que soit le mode de conduite. La sensibilité du dynamomètre est de 1tr/min. Ce qui nous donne une incertitude sur la vitesse totale de moins de 1%.

4.1.1.2 Pression carburant

Dans cette section, nous allons nous intéresser à la pression du carburant. Régissant la combustion au sein des cylindres, c'est l'un des paramètres clés de contrôle du moteur. La Figure 4.2 reprend la tendance de 16 essais (8 en ville et 8 en autoroute) choisis aléatoirement dans notre banque de données. Comme pour la vitesse moteur, les pressions ont été adimensionnées par leur consigne, à savoir 45 bars pour la ville et 100 bars pour l'autoroute.

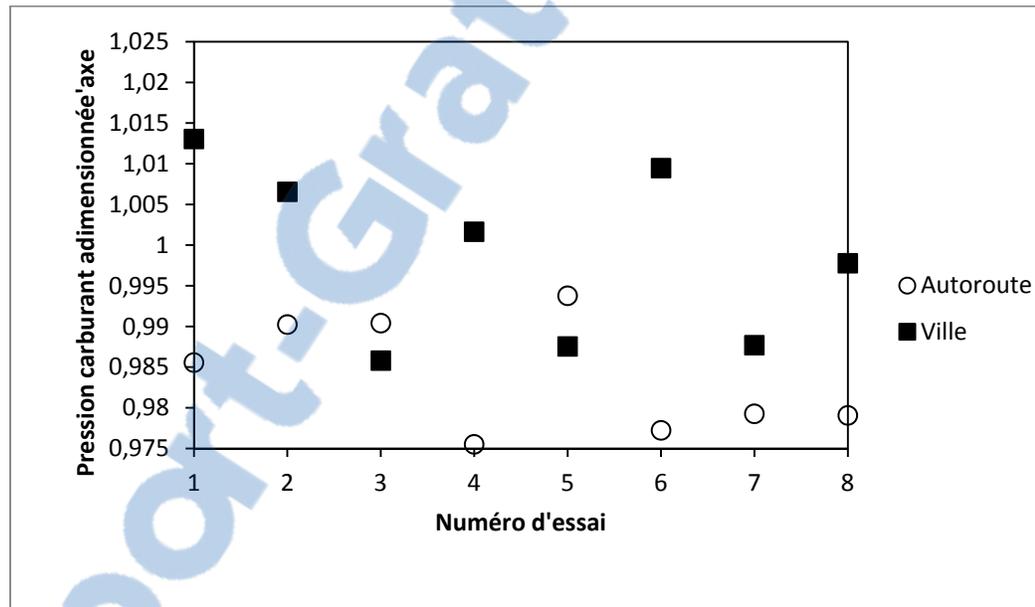


Figure 4.2 Incertitude de la pression carburant adimensionnée de 16 essais moteur en conduite ville et autoroute

L'incertitude n'est pas de plus de 2,5%. La sensibilité du capteur n'ayant pas été précisée dans la documentation, nous avons réalisé des essais avec mise sous pression répétée et alimentation électrique stabilisée. Les incertitudes observées ne dépassaient pas les 3%.

4.1.1.3 Richesse

Afin de maintenir un moteur stable, il faut une combustion stable et donc un mélange stable (nous parlons ici d'une stabilité dans la répétition et aucunement de la stabilité chimique, thermique ou autre). La Figure 4.3 permet d'observer les variations de lambda (λ), le coefficient d'excès d'air sur 16 essais (8 en ville et 8 en autoroute). Chaque valeur de lambda a été adimensionnée par la valeur voulue pour l'essai.

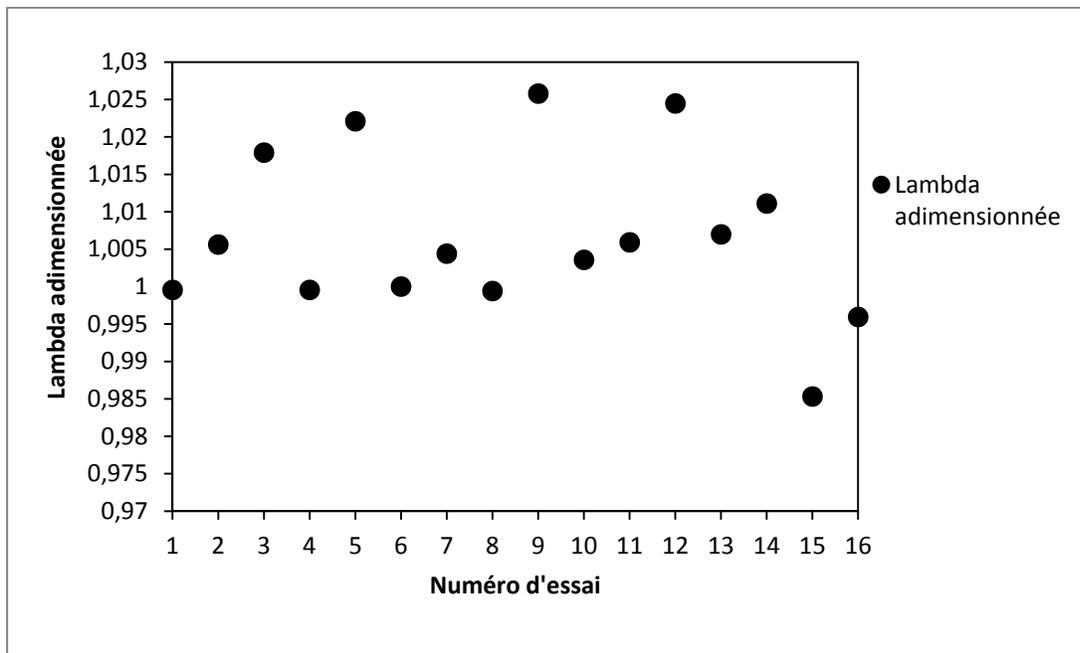


Figure 4.3 Variation de la richesse adimensionnée de 16 essais

Nous pouvons aussi constater que nous restons dans un intervalle de $\pm 2,5\%$ d'incertitude. Cela est vrai avec une erreur de mesure de la sonde considérée constante. Cette dernière a une sensibilité de $\pm 0,08$ sur la valeur de lambda affichée (voir 2.1.4).

4.1.1.4 Bilan

Nous avons pu constater que notre banc d'essai permettait de minimiser l'oscillation entre la consigne et la valeur mesurée. Le dynamomètre et le système de régulation de pression permettent d'obtenir approximativement 2,5% de variation par rapport aux grandeurs réelles. Comme nous avons pu l'observer avec la sonde lambda, les valeurs peuvent cependant varier de $\pm 0,1$ entre la valeur mesurée et la valeur réelle. Nous allons voir maintenant si les tendances de fonctionnement avec l'essence de notre moteur se rapprochent des constats signifiés dans la littérature.

4.1.2 Consommation spécifique

La consommation spécifique constituera le premier élément de comparaison entre notre moteur et la littérature. Dans leur ouvrage, Zhao, Lai et Harrington (1999) décrivent plusieurs essais de moteurs GDI. Nous allons nous intéresser plus particulièrement à ceux de Fraidl et al. (Zhao, Lai et Harrington, 1999, p. 497). On peut y observer la consommation d'un GDI pour trois modes d'opération : homogène stœchiométrique, homogène pauvre et stratifié avec EGR. En prenant comme base de consommation le mode homogène stœchiométrique, nous obtenons le Tableau 4.1 :

Tableau 4.1 Comparaison de la consommation spécifique entre nos essais et ceux de Fraidl et al.

		Essai essence		Littérature	Remarques
Autoroute	Homogène	$\lambda=1$			Base de référence
		$\lambda=1,4$	-7%	-6%	
	Stratifiée	$\lambda=1,8$	-2,6%	-9%	EGR
Ville	Homogène	$\lambda=1$			Base de référence
		$\lambda=1,4$	-10,6%	-8%	Vitesse différente
	Stratifiée	$\lambda=1,7$	-18,8%	-20%	Vitesse différente + EGR

Nous pouvons observer les comportements suivants :

- Conduite autoroute : notre moteur en homogène pauvre suit la même tendance que Fraidl et al. Pour ce qui est de la charge stratifiée, notre moteur semble plus gourmand en carburant, mais nous n'utilisons pas la recirculation de gaz d'échappement et nous ne connaissons pas la richesse utilisée par Fraidl et al.
- Conduite de ville : sachant que nous tournons à 1500tr/min et non à 2000tr/min, nous observons une diminution en homogène pauvre plus prononcée que dans la littérature (Fraidl et al, consomment donc plus que nous). Nous pouvons néanmoins en conclure que la tendance est similaire. Pour le stratifié, l'écart est beaucoup plus élevé. Cet écart peut être dû à la richesse du mélange et/ou à l'utilisation de l'EGR. Zhao, Lai et Harrington (1999, p. 523) montrent que l'usage de l'EGR peut induire une diminution de près de 20g/kWh la consommation carburant.

Sandquist, Karlsson et Denbratt (2001), ont également étudié la consommation de leur moteur GDI. Nous avons regroupé ces valeurs dans le Tableau 4.2.

Tableau 4.2 Comparaison de la consommation spécifique entre nos essais et ceux de Sandquist, Karlsson et Denbratt (2001)

	Stratégie	Sandquist, Karlsson et Denbratt (2001)	EP6DTS	Remarques
Ville	Homogène	390 g/kW-h	422 g/kW-h	Vitesse moteur différente + EGR
	Stratifiée	350 g/kW-h	390 g/kW-h	EGR
Autoroute	Homogène	-	302 g/kW-h	
	Stratifiée	280 g/kW-h	294 g/kW-h	Vitesse moteur différente + EGR

Notre moteur approche les consommations notées par Sandquist, Karlsson et Denbratt (2001). En conduite ville, Sandquist, Karlsson et Denbratt (2001) sont cependant à 2000tr/min alors que nous nous sommes à 1500tr/min. De plus, l'usage d'un EGR modifie quelque peu les résultats.

Dans l'ensemble, notre moteur semble avoir une consommation raisonnable par rapport aux autres recherches de la littérature.

4.1.3 Émission de CO

Notre prochain point de comparaison concernera les émissions de CO. En reprenant les travaux de Sandquist, Karlsson et Denbratt (2001), nous avons obtenu le Tableau 4.3.

Tableau 4.3 Comparaison des émissions de CO entre nos essais et ceux de Sandquist, Karlsson et Denbratt (2001)

	Stratégie	Sandquist, Karlsson et Denbratt (2001)	EP6DTS	Remarques
Ville	Homogène	35 g/kW-h	54 g/kW-h	Vitesse moteur différente + EGR
	Stratifiée	22,5 g/kW-h	53 g/kW-h	EGR
Autoroute	Homogène	-	49,6 g/kW-h	
	Stratifiée	30 g/kW-h	56,4 g/kW-h	Vitesse moteur différente + EGR

Nous pouvons cependant observer que la hausse de production de CO de notre moteur reste dans le même ordre de grandeur que celle du moteur de Sandquist, Karlsson et Denbratt (2001). L'écart observé pourrait s'expliquer par le fait que nous utilisons des mélanges air/carburant différents. L'Association Française des Techniciens du Pétrole (1973) ont en effet montré que plus la valeur de λ est élevée, plus le CO s'oxyde. On diminue donc les émissions de CO. Comme nous n'avons aucune donnée sur les valeurs de λ utilisées par Sandquist, Karlsson et Denbratt (2001), nous ne pouvons pousser plus loin notre raisonnement. De plus, il est délicat de tirer des conclusions plus précises lorsque nous utilisons deux moteurs avec des technologies différentes.

4.1.4 Bilan

Nous avons pu montrer que l'ordre de grandeur entre la consommation et les émissions de CO sont en accord avec la littérature, malgré la spécificité de nos essais (moteurs et points d'opération différents). Ces réglages permettent en outre d'obtenir des résultats relativement précis (voir en 4.1.1). Nous avons donc validé le premier sous-objectif qui est de valider l'installation du moteur. Nous allons maintenant, étudier l'impact de l'éthanol sur un GDI.

4.2 Étude de l'impact de l'éthanol

Dans cette partie, l'impact de l'ajout d'éthanol va être étudié selon différents point de vue. Nous commencerons par comparer les différents paramètres caractérisant l'efficacité du moteur et finirons par l'analyse des émissions polluantes générées par nos carburants.

4.2.1 Efficacité moteur

Nous étudierons ici l'effet induit par l'éthanol sur les trois paramètres suivants : COV de PMEI, consommation spécifique et dégagement de chaleur. Toutes les variations sont étudiées en fonction de l'essence pour un même point d'opération, sauf indication contraire.

4.2.1.1 COV de PMEI

Comme défini en 1.3, la COV de PMEI quantifie la dispersion cyclique et donc la stabilité du moteur. Nous avons rassemblé dans le Tableau 4.4 l'ensemble des résultats des essais en condition ville pour $\lambda=1; 1,2$ et $1,4$ en homogène et $\lambda=1,4; 1,7; 2; 2,3$ et $2,5$ en stratifié.

Nous pouvons constater que l'éthanol n'améliore que faiblement la stabilité du moteur à la stœchiométrie. Nous restons dans une plage proche de celle de l'essence.

Tableau 4.4 COV de PMEI pour l'essence, l'E5, l'E10 et l'E20 en conduite ville

COV de PMEI (%)	Ville							
	Homogène			Stratifiée				
	$\lambda=1$	$\lambda=1,2$	$\lambda=1,4$	$\lambda=1,4$	$\lambda=1,7$	$\lambda=2$	$\lambda=2,3$	$\lambda=2,5$
Essence	2,6	8,9	28,72	3,62	7,68	9,78	12,73	15,35
E5	1,83	2,38	14,99	10,70	9,54	9,63	11,03	15,04
E10	2,13	4,04	24,49	10,96	2,41	7,72	11,26	14,88
E20	2,17	4,2	17,7	4,68	4,13	7,10	10,34	14,60

Lorsque l'étude concerne des richesses plus pauvres, nous pouvons observer deux comportements:

- En charge homogène ($\lambda=1$ à $1,4$), l'éthanol a pour effet d'améliorer la stabilité du moteur par rapport à l'essence. Au plus pauvre ($\lambda=1,4$), nous pouvons cependant observer que la diminution de la richesse provoque une dégradation de la stabilité moteur. Le point d'opération $\lambda=1,4$ en homogène est instable.
- En charge stratifiée ($\lambda=1,4$ à $2,3$), l'éthanol a tendance à améliorer la stabilité du moteur par rapport à l'essence (au-delà de 5% de concentration). Tous les mélanges tendent cependant vers une valeur d'environ 15% lorsque nous les appauvrissons ($\lambda=2,5$). L'E5 en stratifié est à la limite de la stabilité au sens de Heywood (1988). Il en va de même pour les points d'opération $\lambda=2,3$ et $2,5$. Nous conserverons cependant ces points d'opération pour la suite de l'étude

Pour la conduite sur autoroute, illustrée à la Figure 4.4, nous pouvons dégager trois tendances :

- Comme pour la conduite en ville, l'éthanol a pour effet d'améliorer la stabilité du moteur pour de l'homogène pauvre. Nous constatons une diminution de près de 50% par rapport au COV obtenu pour de l'essence. A la stœchiométrie, l'impact reste très faible.
- En stratifié, nous pouvons observer que l'E10 et l'E20 ont une tendance à mieux stabiliser le moteur par rapport à de l'essence. Le COV de PMEI étant sensible à la variation de pression cylindre, le point extremum ($\lambda=2$) révèle des écarts.

- Avec l'E5, nous constatons une déperdition de la stabilité moteur plus élevée que les autres mélanges. Elle reste toutefois inférieure au critère de 10% de Heywood (1988).

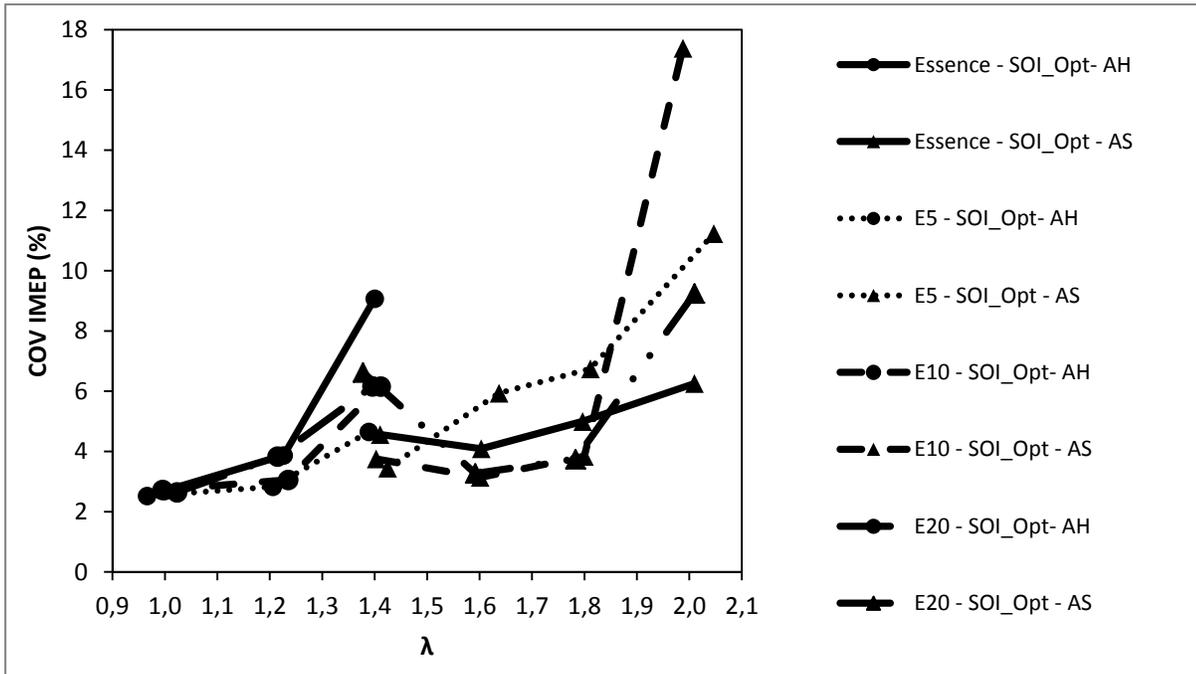


Figure 4.4 COV IMEP en conduite autoroute pour l'essence, l'E5, l'E10 et l'E20

Nous pouvons conclure qu'en ville, il est conseillé d'utiliser le mode homogène stœchiométrique. Appauvrir le mélange ou passer en stratifié augmente l'instabilité moteur. Les résultats de l'E20 nous incitent cependant à penser que la stabilité pourrait être améliorée pour des concentrations en éthanol plus élevées. Cette hypothèse nécessitera plus de recherches pour être éventuellement validée. En conduite autoroute, l'éthanol a tendance à augmenter la stabilité moteur. Seul l'E5 réduit la stabilité en stratifié. Elle reste cependant sous la barre des 10%, un niveau acceptable d'après Heywood (1988).

Dans cette étude, nous avons poussé les limites du moteur ($\lambda=1,4$ en homogène et $\lambda>2$ en stratifiée). Les points extrêmes de fonctionnement ($\lambda=2$ en autoroute et $\lambda=1,4$ homogène et $\lambda>2$ en ville) montrent des valeurs élevées de COV de PMEI, dépassant (de quelques pourcents pour certains) le critère de 10% de Heywood (1988). Ces hausses peuvent être

dues au fait que nous atteignons les limites d'inflammabilité du mélange air/carburant pour ces conditions de route et avec cette configuration moteur (sans turbo). Une amélioration du système de pilotage du moteur pourrait aussi permettre de diminuer le COV de PMEI. Notons tout de même que pour les richesses $\lambda=2$ (autoroute); $\lambda=2,3$ et $\lambda=2,5$ (ville) les valeurs restent tout de même proches de notre critère de stabilité. Nous conserverons donc ces points de mesure et analyserons leurs résultats, tout en gardant à l'esprit leur instabilité, au sens stricte du critère de Heywood (1988).

4.2.1.2 Consommation spécifique

La consommation est un autre facteur déterminant pour la mise en circulation d'un nouveau carburant. Dans le Tableau 4.5, nous étudions les mélanges en conduite ville de chacun des carburants.

Tableau 4.5 Consommation spécifique pour l'essence, l'E5, l'E10 et l'E20 en conduite ville

Csc (g/kW-h)	Ville						
	Homogène			Stratifiée			
	$\lambda=1$	$\lambda=1,2$	$\lambda=1,4$	$\lambda=1,4$	$\lambda=1,7$	$\lambda=2$	$\lambda=2,5$
Essence	422,18	379,68	377,49	395,84	390,73	418,80	459,11
E5	453,86	423,85	389,49	421,51	409,07	408,70	451,7
Variation (%)	+7,5	+11,63	+3,18	+6,48	+4,69	-2,41	-1,62
E10	453,43	427,2	417,65	433,43	414,59	426,29	430,06
Variation (%)	+7,4	+12,51	+10,6	+9,49	+6,1	+1,79	-6,23
E20	476,18	426,67	432,61	428,22	435,58	433,80	430,62
Variation (%)	+12,79	+12,37	+14,6	+8,18	+11,67	+3,58	-6,21

L'ajout d'éthanol provoque une augmentation de la consommation de carburant en homogène (comme expliquée en 1.2). La consommation augmente en moyenne de 5% pour l'E5, 9% pour l'E10 et atteint 13% pour l'E20. Dans le cas de mélanges stratifiés, nous observons un fort écart (autour de $\lambda=1,7$). Nous obtenons 11% de consommation en plus avec l'E20. Avec des mélanges plus pauvres, nous constatons une diminution de l'écart, voire une inversion de cet écart pour $\lambda=2,5$. Rappelons toutefois que le point extremum $\lambda=2,5$ est instable.

Pour la condition de conduite sur autoroute, nous voyons se dessiner clairement sur la Figure 4.5 une augmentation de la consommation spécifique entre les différents mélanges. Nous obtenons les mêmes écarts de consommation qu'en ville pour les mélanges homogènes.

En stratifié, si nous nous plaçons à $\lambda = 1,8$, nous observons une augmentation de 2,7% de la consommation pour l'E5, 3,36% pour l'E10 et 9,59% pour l'E20.

L'augmentation de la consommation carburant est due au pouvoir calorifique de l'éthanol. Plus de deux fois plus faible que celui de l'essence (4200kJ/mol pour l'essence contre 1300kJ/mol pour l'éthanol (Guibet, 1997)) ce pouvoir calorifique représente l'énergie dégagée sous forme de chaleur par la réaction de combustion. Il faut donc plus d'éthanol pour permettre de développer la même puissance qu'avec de l'essence.

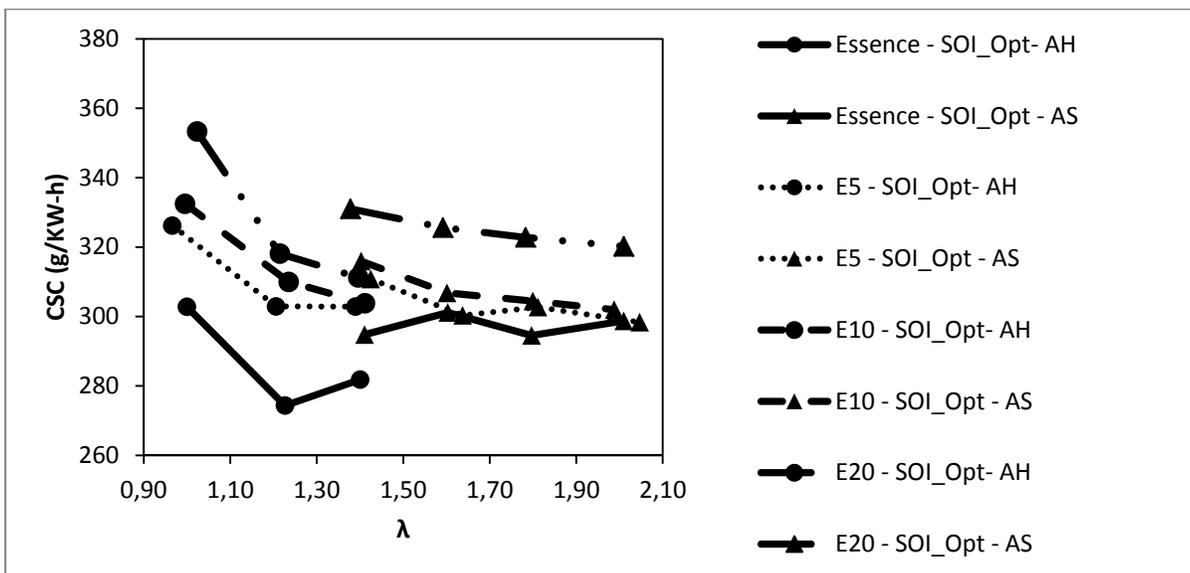


Figure 4.5 Csc en conduite autoroute pour l'essence, l'E5, l'E10 et l'E20

En liant nos résultats avec ceux de Wallner, Miers et McConnell (2008) et Sandquist, Karlsson et Denbratt (2001), nous obtenons le Tableau 4.6. Les valeurs présentes dans la colonne EP6DTS, caractérisant nos essais, sont des moyennes entre la ville et l'autoroute ainsi qu'entre l'homogène et le stratifié (en comparaison avec l'essence).

Tableau 4.6 Comparaison de la consommation entre nos essais et la littérature par rapport à l'essence

	(Sandquist, Karlsson et Denbratt, 2001)	(Wallner, Miers et McConnell, 2008)	EP6DTS
E5	-3%	-	+3,5%
E10	-3%	+5%	+6%
E15	+6%	-	-
E20	-	-	+10,8%

Il est délicat de comparer exactement les différents essais de la littérature avec les nôtres du fait des paramètres différents. Mais notre moteur semble adopter un comportement similaire à celui des moteurs des autres recherches de la littérature. Si l'on se penche sur les points instables du moteur énoncés en 4.2.1.1, nous pouvons observer des tendances cohérentes avec la littérature. L'instabilité relevée par le capteur de pression dans le cylindre 1 ne semble pas affecter de manière significative la consommation du carburant. Si nous comparons le mode de conduite homogène stœchiométrique avec de l'essence (le plus couramment utilisé) et la charge stratifiée à la richesse la plus pauvre (et stable), nous obtenons le Tableau 4.7 et le Tableau 4.8.

Tableau 4.7 Comparaison de la consommation spécifique entre l'homogène stratifié essence et le stratifié au plus pauvre en conduite ville

Ville	$\lambda=1$	$\lambda=2$		
	Homogène	Stratifié		
Carburant	Essence	E5	E10	E20
Csc (g/kW-h)	482,18	408,70	426,29	433,80
Variation (%)		-3,15	+1	+2,79

Nous pouvons constater qu'au point de vue de la consommation, l'usage d'éthanol en stratifié s'approche du mode homogène stœchiométrique essence en conduite autoroute et permettrait une économie de carburant en mode de conduite ville.

Tableau 4.8 Comparaison de la consommation spécifique entre l'homogène stratifié essence et le stratifié au plus pauvre en conduite autoroute

Autoroute	$\lambda=1$	$\lambda=1,8$		
	Homogène	Stratifié		
Carburant	Essence	E5	E10	E20
Csc (g/kW-h)	302,82	302,71	304,46	322,79
Variation (%)		-0,04	+0,54	+6,59

4.2.1.3 Fraction massique brûlée

Considérant la partie 1.3, le calcul de la fraction massique brûlée permet de déduire ce qui se passe dans le cylindre. La Figure 4.6, représente la fraction massique brûlée pour différents mélanges. Mais comme les débuts d'allumage sont différents entre chaque essai, il est difficile d'observer les différences. Nous allons donc étudier deux grandeurs, le délai de développement de flamme et le délai de combustion (Heywood, 1988, p. 389), afin de comprendre le comportement de l'éthanol lors de l'allumage et de la combustion. Mais avant d'analyser des courbes, il nous faut définir ces deux grandeurs :

- Le délai de développement de flamme ($\Delta\theta_d$) est l'intervalle d'angle de vilebrequin entre le moment de l'allumage (étincelle) et le moment où 10% de la masse du cylindre a brûlé (ou 10% de l'énergie chimique du carburant a été libérée).
- La combustion développée ($\Delta\theta_b$) est l'intervalle d'angle de vilebrequin nécessaire pour brûler la majeure partie de la charge. Elle est définie comme l'intervalle entre la fin de l'étape de développement de flamme (à 10%) et la fin du processus de propagation des flammes (habituellement 90%)

Nous commencerons notre analyse par le délai de développement de la flamme entre les différents carburants à la stœchiométrie et en mélange homogène. La Figure 4.7 montre que l'E10 et l'E20 mettent moins de temps à s'allumer que l'essence. Le comportement de l'E5 apparaît cependant étonnant. On pourrait s'attendre à une tendance se situant entre l'essence et l'E10, mais il semblerait qu'il soit plus difficile d'allumer ce mélange.

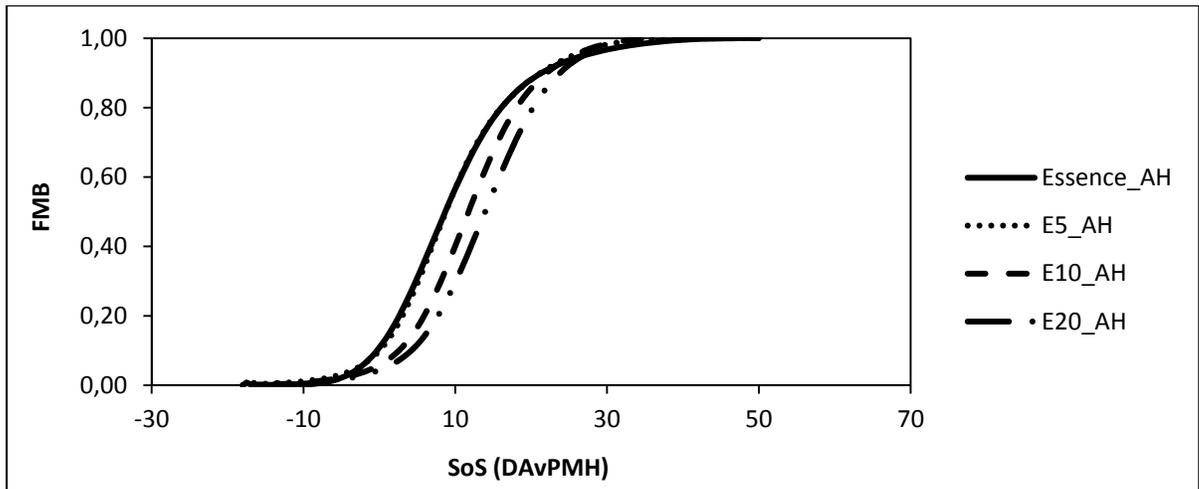


Figure 4.6 FMB en conduite autoroute et $\lambda=1$ pour l'Essence, l'E5, l'E10 et l'E20

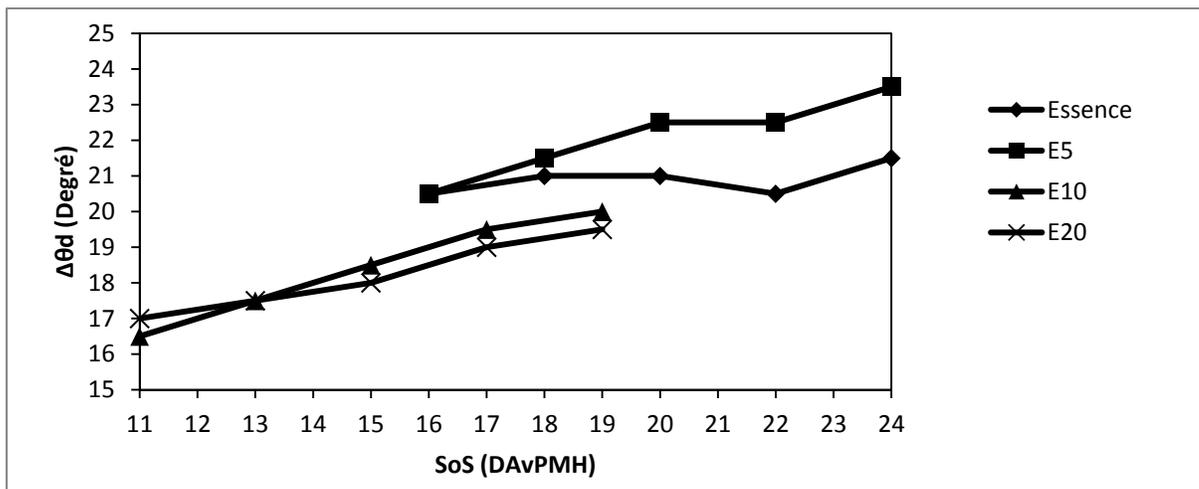


Figure 4.7 Délai de développement de la flamme, en fonction du début d'allumage (SoS), pour $\lambda=1$ en homogène pour une conduite en ville avec avance à l'injection optimisée (110° après PMH admission).

En poussant le moteur vers des richesses plus faibles, nous pouvons observer les mêmes tendances. La Figure 4.8 nous montre qu'en appauvrissant, en homogène, il est plus facile d'allumer l'E10 et l'E20. L'E5 tend à suivre cette tendance pour des richesses faibles ($\lambda=1,4$). Concernant la charge stratifiée, nous pouvons observer que l'écart entre les mélanges et l'essence diminue, devient même insignifiant lorsque que nous « roulons »

extrêmement pauvre ($\lambda=2,5$). Notons également que l'allumage est facilité en stratifié vis-à-vis de l'homogène.

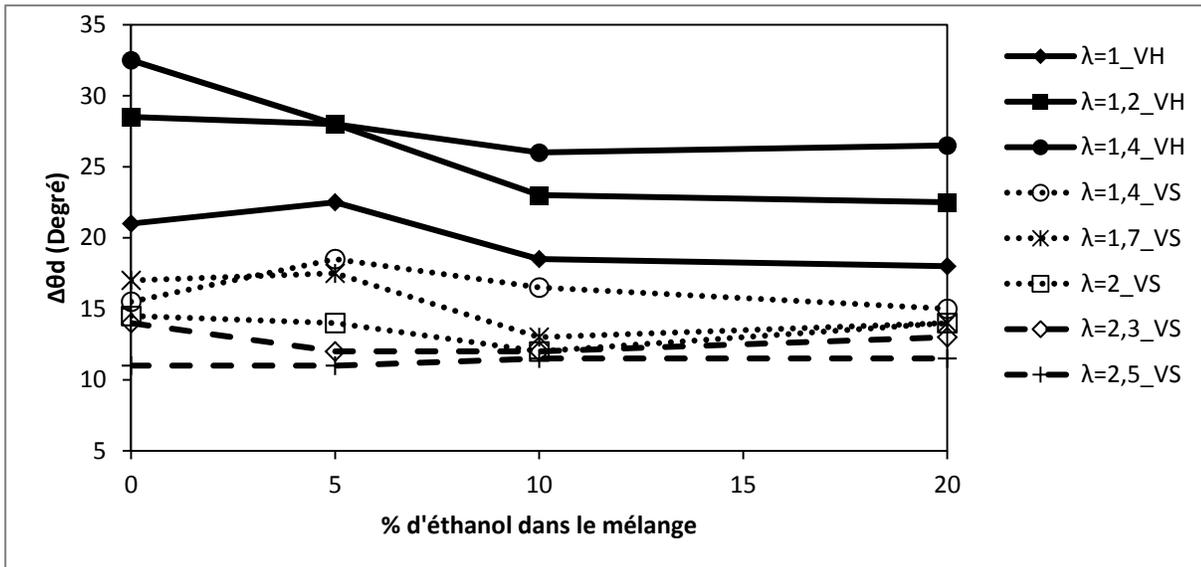


Figure 4.8 Délai de développement de la flamme, en fonction du carburant, de la richesse et de la stratégie d'injection pour une conduite en ville.

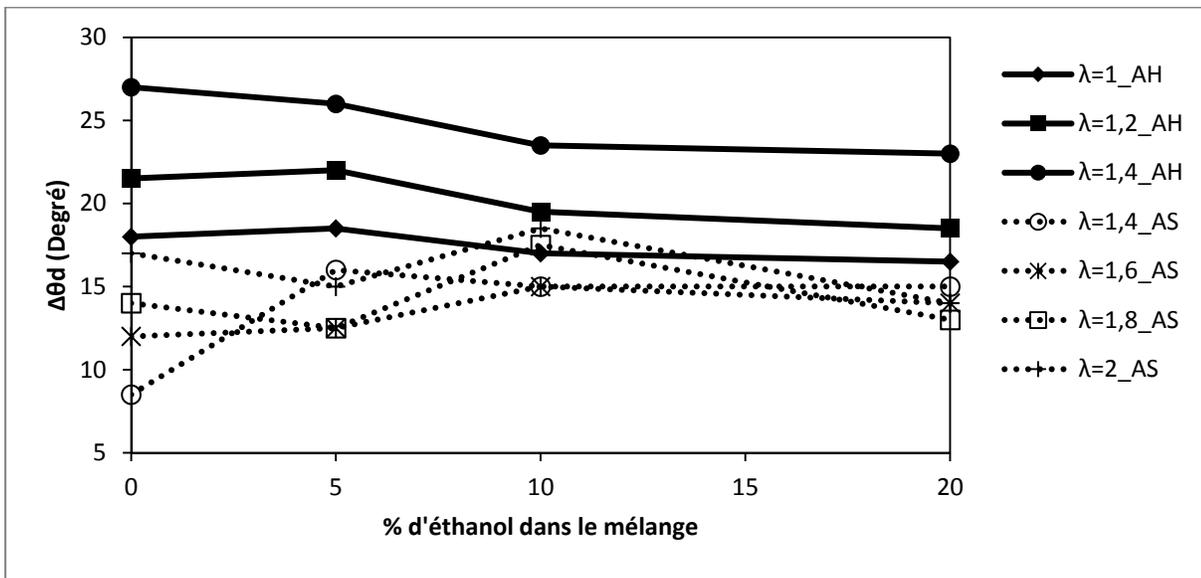


Figure 4.9 Délai de développement de la flamme, en fonction du carburant, de la richesse et de la stratégie d'injection pour une conduite sur autoroute.

En conduite sur autoroute (Figure 4.9), nous pouvons constater les mêmes tendances que pour la conduite ville en homogène. En stratifié en revanche, il faut avoir $\lambda < 2$ (soit un moteur stable), pour que l'E10 et l'E20 s'allument plus rapidement que l'essence. Pour l'E5, nous arrivons à la même observation que pour l'homogène en ville à la stœchiométrie.

Nous observons ici l'un des avantages de l'injection stratifiée en termes de vitesse de combustion. Les recherches de Broustail et al. (2012) ont montré que les vitesses de flamme les plus rapides s'effectuent à des richesses proches de $\lambda = 0,9$. Bien que nous n'ayons aucune information sur la richesse locale autour de la bougie, nous pouvons émettre l'hypothèse que celle-ci doit être proche de $\lambda = 0,9$. Nous arrivons à allumer plus vite notre mélange en charge stratifiée que dans un mélange homogène stœchiométrique.

L'éthanol et la stratégie d'injection stratifiée permettent ainsi de développer plus rapidement une flamme dans notre moteur. Regardons maintenant plus en détails le délai de combustion.

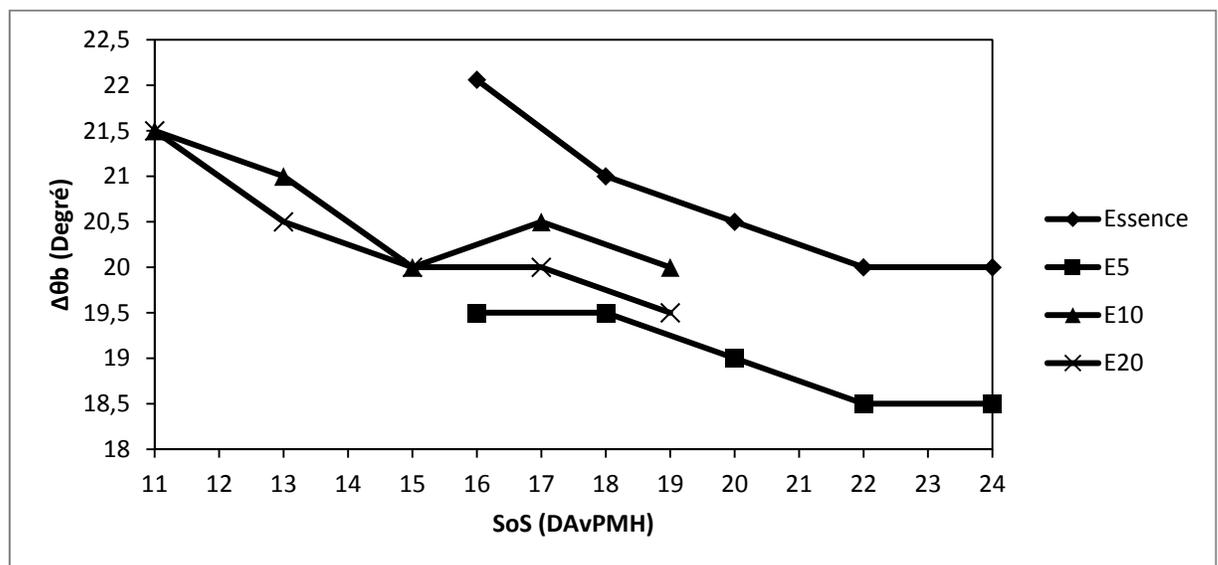


Figure 4.10 Combustion développée, en fonction du début d'allumage (SoS), pour $\lambda = 1$ en homogène pour une conduite en ville avec avance à l'injection optimisée (110° après PMH admission).

Comme précédemment, nous allons commencer par une étude en ville à la stœchiométrie en mélange homogène. La Figure 4.10 montre que l'éthanol provoque une augmentation de la vitesse de combustion. Cependant nous pouvons observer que l'E5 est plus rapide que les autres carburants. En poussant le moteur vers des richesses plus pauvres, en homogène, nous observons les mêmes tendances que sur la Figure 4.10 (voir Figure 4.11). En stratifié, nous observons une inversion de tendance, pour $\lambda=2$ (limite de stabilité moteur), avec l'E10 et l'E20. L'E5 semble se rapprocher des tendances de l'essence à faible richesse, ce qui s'explique facilement par le faible pourcentage d'éthanol dans le mélange.

En conduite autoroute (Figure 4.12), plus il y a d'éthanol dans le mélange, plus la combustion est rapide. Ce constat vaut pour les deux modes d'injection. Nous pouvons aussi observer l'impact de la richesse sur la vitesse de combustion. Pour un carburant et une stratégie d'injection donnée, nous pouvons constater l'augmentation du temps de combustion au fur et à mesure que lambda augmente

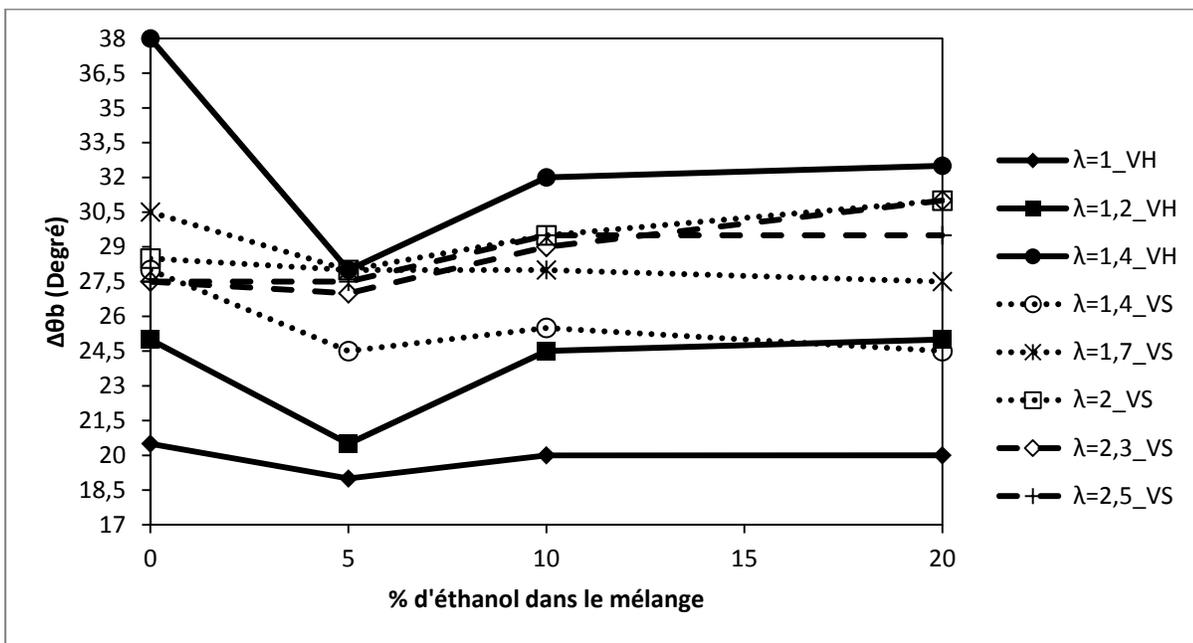


Figure 4.11 Combustion développée, en fonction du carburant, de la richesse et de la stratégie d'injection pour une conduite en ville.

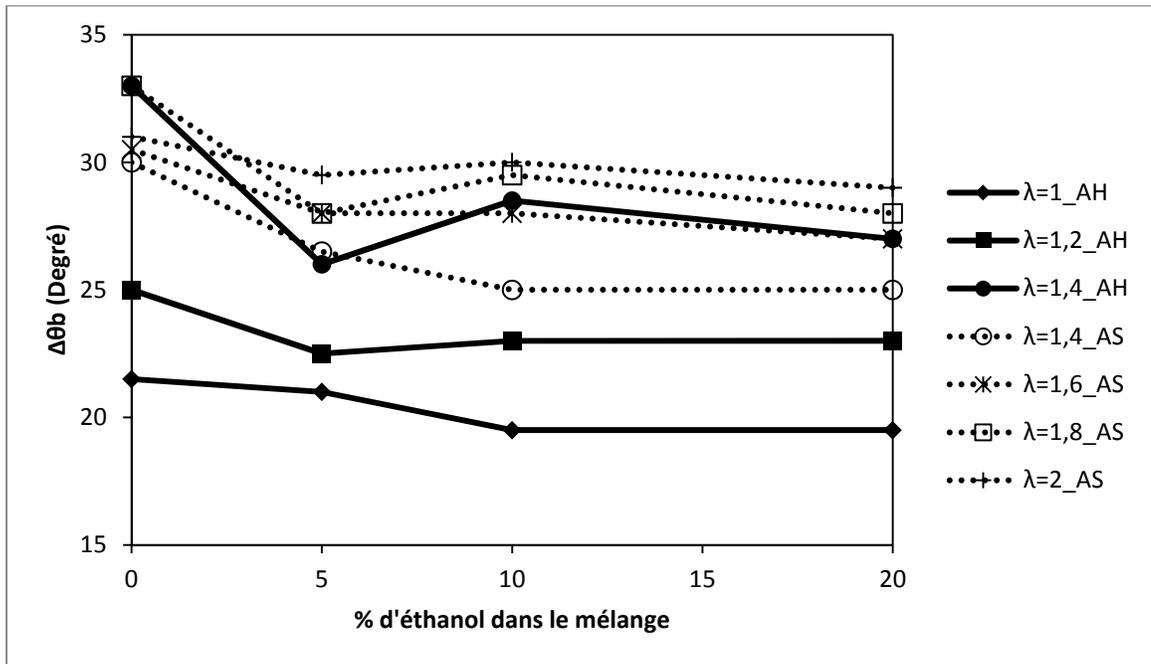


Figure 4.12 Combustion développée, en fonction du carburant, de la richesse et de la stratégie d'injection pour une conduite sur autoroute.

Contrairement à ce que nous avons pu voir pour le délai d'allumage, l'injection stratifiée tend à faire diminuer la vitesse de flamme. La durée de combustion est ainsi plus lente qu'en homogène. Afin de comprendre ce phénomène, nous allons nous référer à l'étude de Broustail et al. (2012).

Broustail et al. (2012) ont montré que la richesse du mélange a un impact sur la vitesse de flamme (et donc sur la durée de la combustion). Une partie des données de ses recherches sont présentées sur la Figure 4.13. Nous pouvons ainsi remarquer que plus lambda se rapproche de 0,9, plus la vitesse de combustion est élevée. Ce constat vaut pour les trois carburants. Le principe de l'injection stratifiée est de générer une zone riche autour de l'électrode. Ceci explique donc pourquoi la vitesse de développement de la flamme ($\Delta\theta d$) est élevée en stratifié. Cependant, le mélange est globalement pauvre. Ce qui explique une diminution du délai de combustion ($\Delta\theta b$) par cette technique d'injection vis-à-vis de la charge homogène.

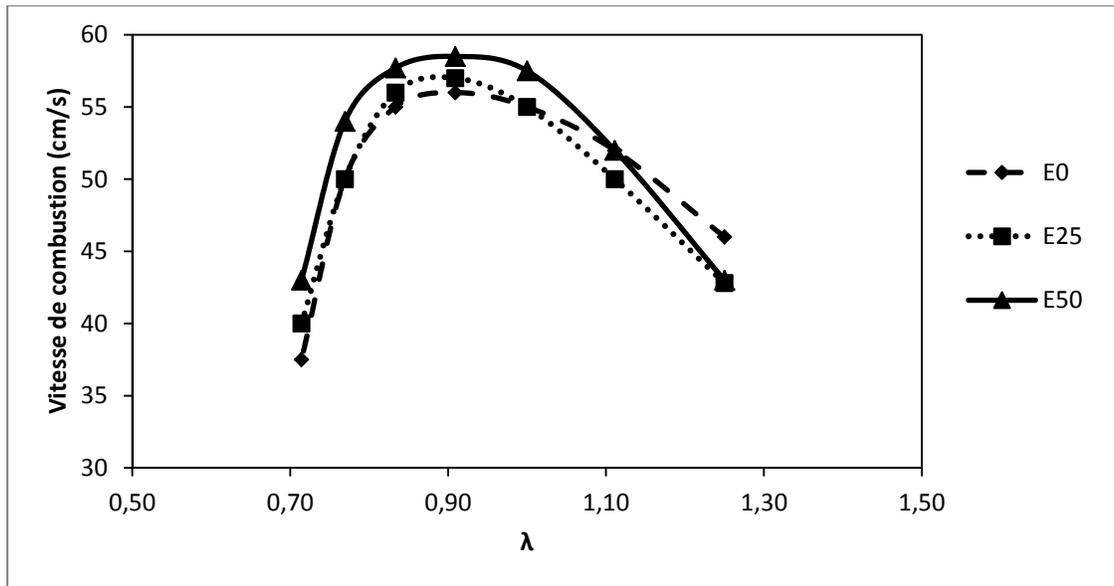


Figure 4.13 Vitesse de combustion en fonction de lambda pour 3 mélanges.
– Tiré de (Broustail et al., 2012)

Nous avons pu observer que l'ajout d'éthanol permettait, en moyenne, de brûler le mélange plus rapidement que l'essence pure. Cela nous permet de rapprocher l'allumage du PMH, conformément aux résultats de Oh, Bae et Min (2010)

4.2.2 Émissions polluantes

Dans cette section, nous allons nous concentrer sur les émissions polluantes générées par nos différents mélanges.

4.2.2.1 CO

Le CO est un produit de combustion incomplète. Comme le montre la Figure 4.14, la production moyenne de CO pour les mélanges d'E10 et E20 ne varie pas significativement à la stœchiométrie, en ville. Nous pouvons cependant remarquer que l'E5 produirait 40% de CO en plus par rapport à l'essence.

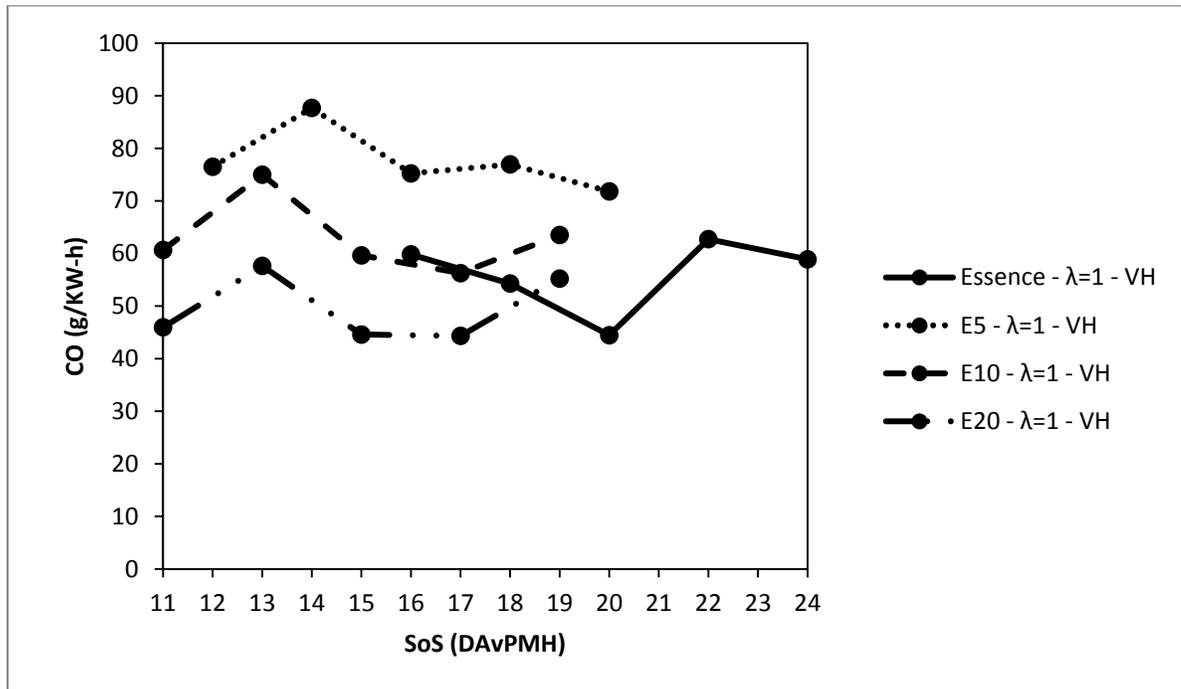


Figure 4.14 Émission de CO pour une charge homogène à la stœchiométrie en conduite ville pour l'essence, l'E5, l'E10 et l'E20 pour différentes avances à l'allumage

En élargissant notre recherche, nous pouvons observer un impact positif de l'éthanol. Lorsqu'il est utilisé à de faibles richesses, en homogène, nous constatons une diminution de la production de CO permettant d'atteindre 6 g/kW-h pour le mode autoroute et 8 g/kW-h pour le mode ville (Tableau 4.9 et Tableau 4.10).

Lorsqu'il est combiné à la charge stratifiée, nous pouvons observer que :

- L'éthanol influence fortement la diminution des émissions de CO, que ce soit en ville ou sur autoroute. On peut observer une chute de près de 87% des émissions, en conduite ville (à $\lambda=2$). Pour l'autoroute, une chute de près de 63% qui est observée (à $\lambda=1,8$).
- Les points considérés instables ($\lambda=2,5$ en conduite ville et $\lambda=2$ en conduite autoroute) nous indiquent une diminution encore plus forte des émissions de CO.

Tableau 4.9 Étude de l'impact de l'éthanol sur les émissions de CO en conduite ville

CO (g/kW-h)	Ville					
	Homogène			Stratifiée		
	$\lambda=1$	$\lambda=1,2$	$\lambda=1,4$	$\lambda=1,4$	$\lambda=2$	$\lambda=2,5$
Essence	54,27	21,60	23,55	53,01	132,72	150,96
E5	76,94	22,64	37,58	41,54	43,40	37,48
Variation (%)	+41,77	+4,81	+59,57	-21,63	-67,30	-75,17
E10	59,65	14,61	11,26	34,37	33,47	20,33
Variation (%)	+9,91	-32,36	-52,18	-35,16	-74,78	-86,5
E20	44,32	14,07	8,98	27,27	17,24	13,36
Variation (%)	-7,96	-34,86	-57,62	-48,55	-87,01	-91,15

Tableau 4.10 Étude de l'impact de l'éthanol sur les émissions de CO en conduite autoroute

CO (g/kW-h)	Autoroute					
	Homogène			Stratifiée		
	$\lambda=1$	$\lambda=1,2$	$\lambda=1,4$	$\lambda=1,4$	$\lambda=1,8$	$\lambda=2$
Essence	49,61	13,83	14,52	61,2	56,46	79,78
E5	71,88	21,30	6,94	16,87	22,54	29,79
Variation (%)	+44,89	+54,00	-51,53	-72,43	-60,08	-62,66
E10	39,16	16,75	12,18	29,42	25,93	25,31
Variation (%)	-21,06	+21,11	-14,94	-51,92	-54,07	-68,87
E20	38,99	18,41	9,36	25,3	20,58	20,26
Variation (%)	-21,4	+33,12	-34,63	-58,66	-63,55	-74,6

En comparant les points extrêmes d'utilisation, à savoir le stratifié pauvre pour l'E5, l'E10 et l'E20, par rapport à l'homogène stœchiométrique avec l'essence, nous obtenons le Tableau 4.11 et le Tableau 4.12.

Tableau 4.11 Comparaison des émissions de CO entre l'homogène stœchiométrique pour l'essence et le stratifié pauvre pour l'E5, l'E10 et l'E20 en conduite ville

Ville	$\lambda=1$	$\lambda=2$		
	Homogène	Stratifié		
Carburant	Essence	E5	E10	E20
CO (g/kW-h)	54,27	43,40	33,47	17,24
Variation (%)		-20,03	-38,33	-68,23

Tableau 4.12 Comparaison des émissions de CO entre l'homogène stœchiométrique pour l'essence et le stratifié pauvre pour l'E5, l'E10 et l'E20 en conduite autoroute

Autoroute	$\lambda=1$	$\lambda=1,8$		
	Homogène	Stratifié		
Carburant	Essence	E5	E10	E20
CO (g/kW-h)	49,61	22,54	25,93	20,58
Variation (%)		-54,56	-47,73	-58,52

L'éthanol, couplé à la charge stratifiée, permet une diminution des émissions de CO allant jusqu'à 68% en ville et jusqu'à 58% sur autoroute. Nous pouvons constater que la charge stratifiée combinée à un mélange de 20% d'éthanol a un fort impact sur la diminution du CO.

Sandquist, Karlsson et Denbratt (2001) avaient observé une diminution de l'ordre de 15% de leurs émissions de CO, ce qui reste inférieur aux diminutions constatées avec notre moteur. Un tel écart s'explique : Premièrement, en homogène avec essence, ils produisent moins de CO. De plus; l'EGR, permettant de réinjecter dans le moteur une partie des gaz d'échappement, peut, selon son utilisation, augmenter les émissions de CO (Hussain et al., 2012). En termes d'émissions spécifiques, nous produisons environ 9g/kW-h de moins en ville et 2g/kW-h de moins en conduite autoroute que Sandquist, Karlsson et Denbratt (2001) (pour un mélange à 10% d'éthanol).

4.2.2.2 NO

Dans notre étude, nous avons pu extraire deux types de NOx : le NO et le NO₂. Cependant, les concentrations de NO₂ étant extrêmement faibles, nous avons décidé de ne pas les incorporer. Nous pouvons observer sur la Figure 4.15 l'impact de l'éthanol sur les émissions de NO pour $\lambda=1$ en conduite ville. Une diminution de 3g/kW-h est observée entre l'essence et l'E20 (soit à peu près 25% de diminution). Les écarts pour l'E5 et l'E10 restent, quant à eux, aux alentours de $\pm 8\%$. Nous pouvons en outre observer que les émissions de NO sont sensibles à l'avance à l'allumage comme l'annonce Oh et Bae (2013).

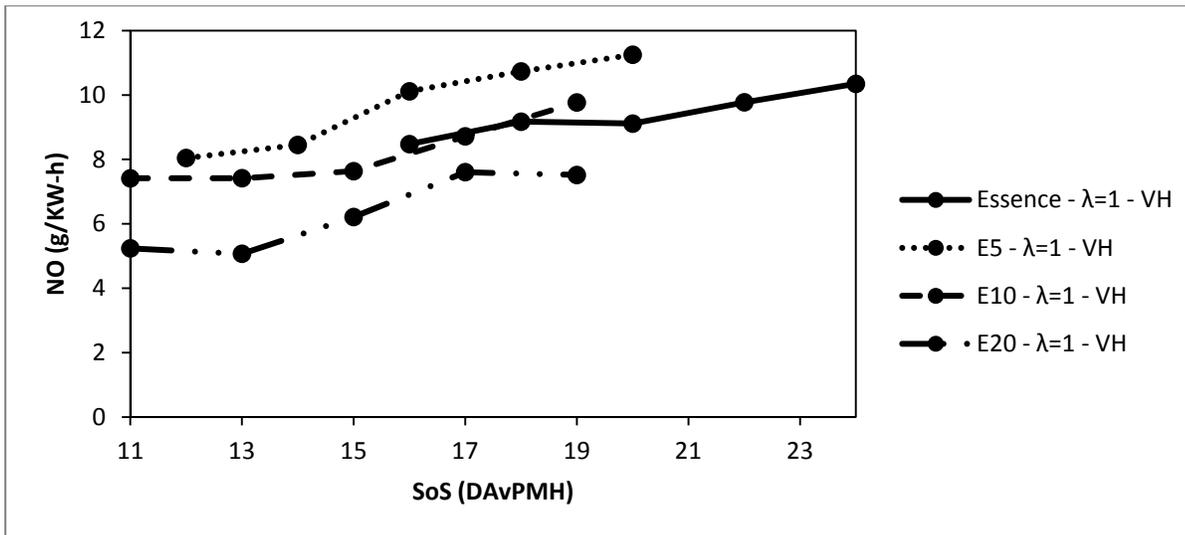


Figure 4.15 Émission de NO pour une charge homogène à la stœchiométrie en conduite ville pour l'essence, l'E5, l'E10 et l'E20 pour différentes avances à l'allumage

Lorsque nous commençons à appauvrir, tous les mélanges tendent vers 1 g/kW-h d'émission de NO (stratégie homogène de la Figure 4.16). Lorsqu'ils sont combiné à de la charge stratifiée, tous les mélanges provoquent une chute des émissions. Les points instables du moteur ($\lambda > 2$) permettent une diminution encore plus grande.

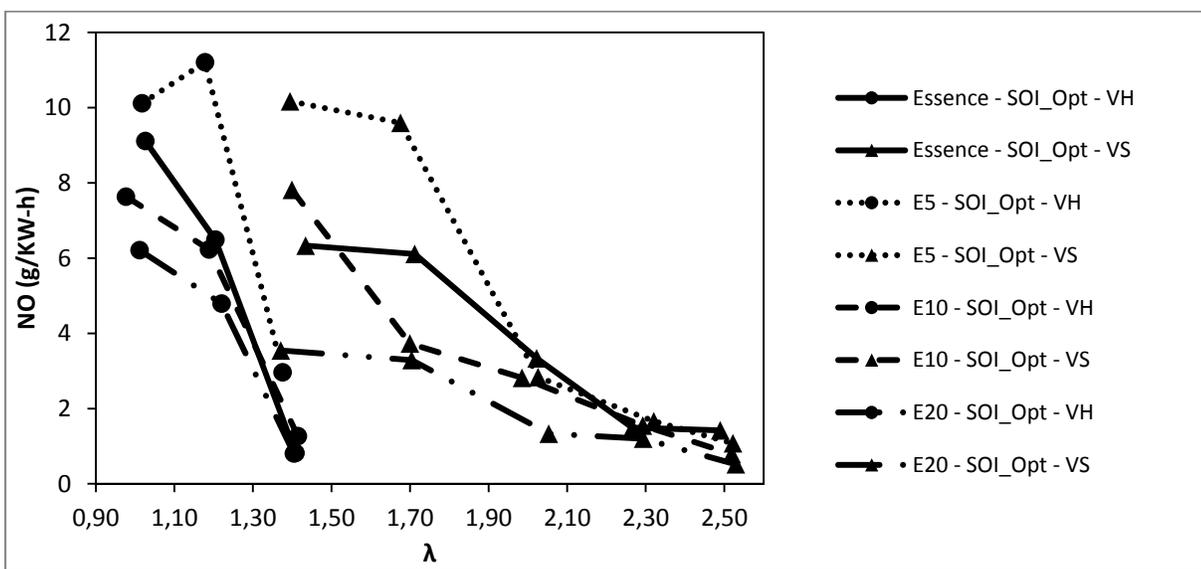


Figure 4.16 Émission de NO en conduite ville pour l'essence, l'E5, l'E10 et l'E20

En mode de conduite sur autoroute, nous observons aussi cette tendance de diminution par appauvrissement du mélange homogène (Figure 4.17). Couplés à la charge stratifiée, les mélanges avec de l'éthanol vont vers une décroissance des émissions de NO. Il faut cependant observer le comportement de ces derniers dans les plages de richesse allant de $\lambda=1,2$ à $\lambda=1,8$. En homogène, l'E5 et l'E10 produisent plus de NO. En stratifié, c'est l'E10 qui semble en produire plus.

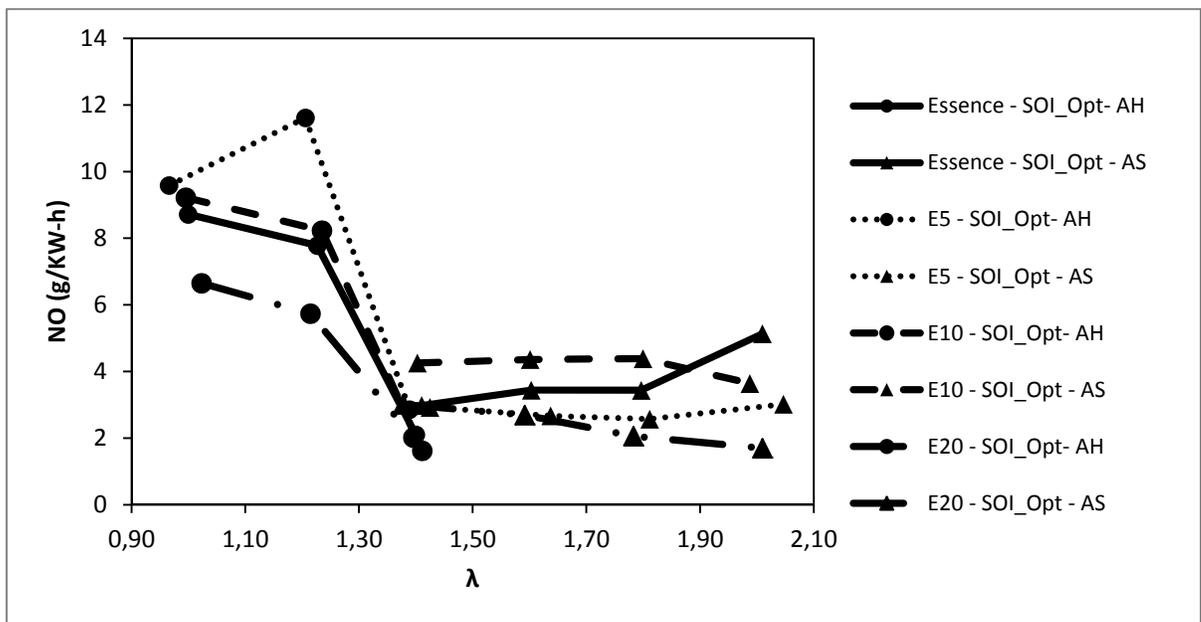


Figure 4.17 Émission de NO en conduite autoroute pour l'essence, l'E5, l'E10 et l'E20

En étudiant, comme précédemment, l'effet combiné de l'éthanol et de la charge stratifiée face à l'homogène stœchiométrique pour de l'essence, nous obtenons le Tableau 4.13 et le Tableau 4.14.

Tableau 4.13 Comparaison des émissions de NO entre l'homogène stœchiométrique pour l'essence et le stratifié pauvre pour l'E5, l'E10 et l'E20 en conduite ville

Ville	$\lambda=1$	$\lambda=2$		
	Homogène	Stratifié		
Carburant	Essence	E5	E10	E20
NO (g/kW-h)	9,11	2,84	2,82	1,33
Variation (%)		-68,83	-69,05	-85,40

Tableau 4.14 Comparaison des émissions de NO entre l'homogène stœchiométrique pour l'essence et le stratifié pauvre pour l'E5, l'E10 et l'E20 en conduite autoroute

Autoroute	$\lambda=1$	$\lambda=1,8$		
	Homogène	Stratifié		
Carburant	Essence	E5	E10	E20
NO (g/kW-h)	8,71	2,57	4,38	2,06
Variation (%)		-70,49	-49,71	-76,35

Nous pouvons clairement constater l'avantage de la charge stratifiée combinée à l'éthanol dans la diminution des émissions de NO pour notre moteur. Si nous comparons nos résultats à ceux de Sandquist, Karlsson et Denbratt (2001), nous observons une diminution semblable des émissions de NO. Il est à noter toutefois que notre moteur permet de descendre sous la barre des 5g/kW-h.

Cette diminution de NO s'explique par le fait que l'éthanol a une température de flamme adiabatique plus faible que l'essence. Ce qui signifie que la combustion de l'éthanol génère moins de chaleur que l'essence. Cela a donc un impact sur la température à l'intérieur de la chambre de combustion et donc sur les émissions de NO (Varde et al., 2007).

4.2.2.3 THC

Des recherches ont montré la dangerosité des hydrocarbures imbrûlés. Adler et Carey (1989) parlent même d'effets cancérigènes vis-à-vis de ces émissions polluantes. Les THC relevés dans nos essais ont tous été ramenés en équivalent méthane afin de permettre une comparaison avec la littérature. Sur la Figure 4.18, représentant des essais effectués en charge homogène à la stœchiométrie, nous pouvons constater que l'ajout d'éthanol permet une diminution jusqu'à 48% des émissions de THC en homogène. Nous pouvons en outre observer que les émissions de THC sont insensibles à l'avance à l'allumage.

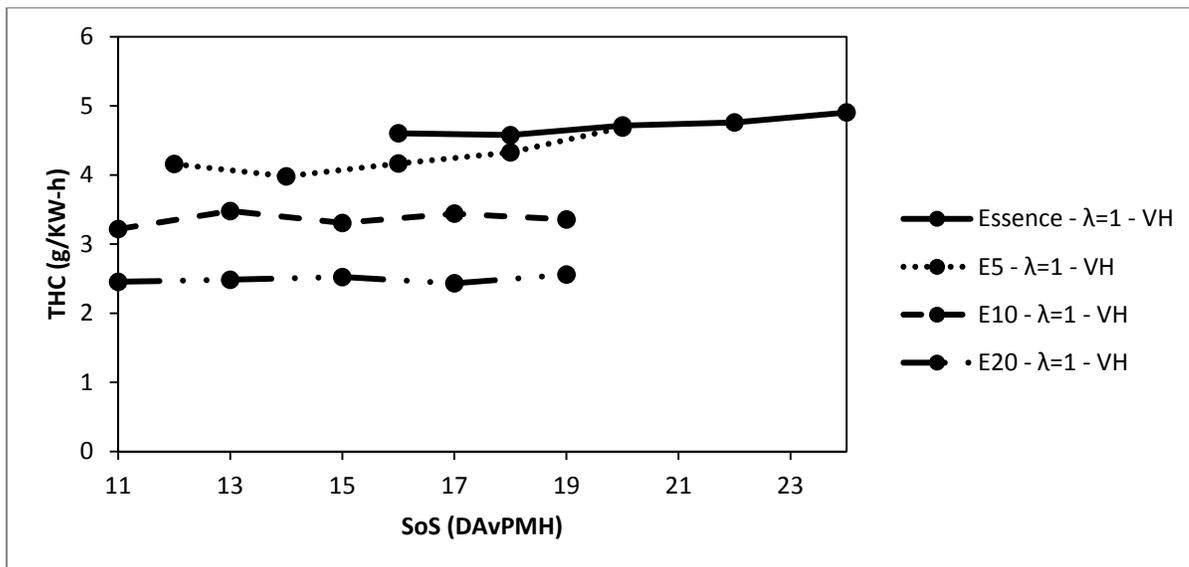


Figure 4.18 Émission des THC pour une charge homogène à la stœchiométrie en conduite ville pour l'essence, l'E5, l'E10 et l'E20 pour différentes avances à l'allumage

La Figure 4.19 et la Figure 4.20, représentant respectivement les émissions de THC en ville et en autoroute, mettent en valeur cette tendance à diminuer les THC. Nous pouvons observer une diminution pouvant aller jusqu'à 92% pour la conduite en ville et jusqu'à 83% pour la conduite sur autoroute.

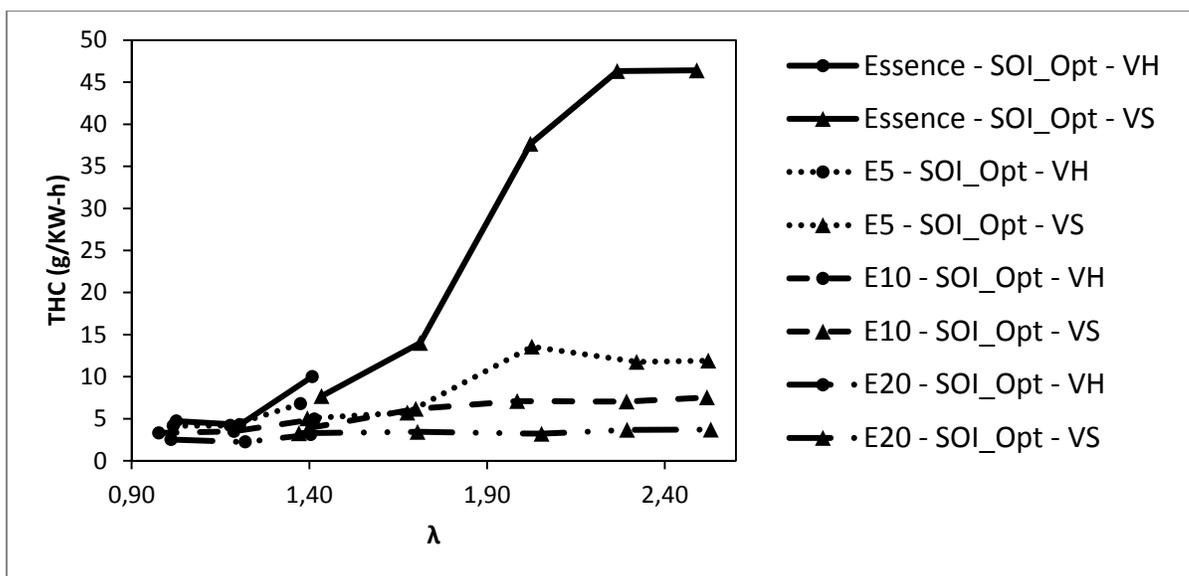


Figure 4.19 Émission des THC en conduite ville pour l'essence, l'E5, l'E10 et l'E20

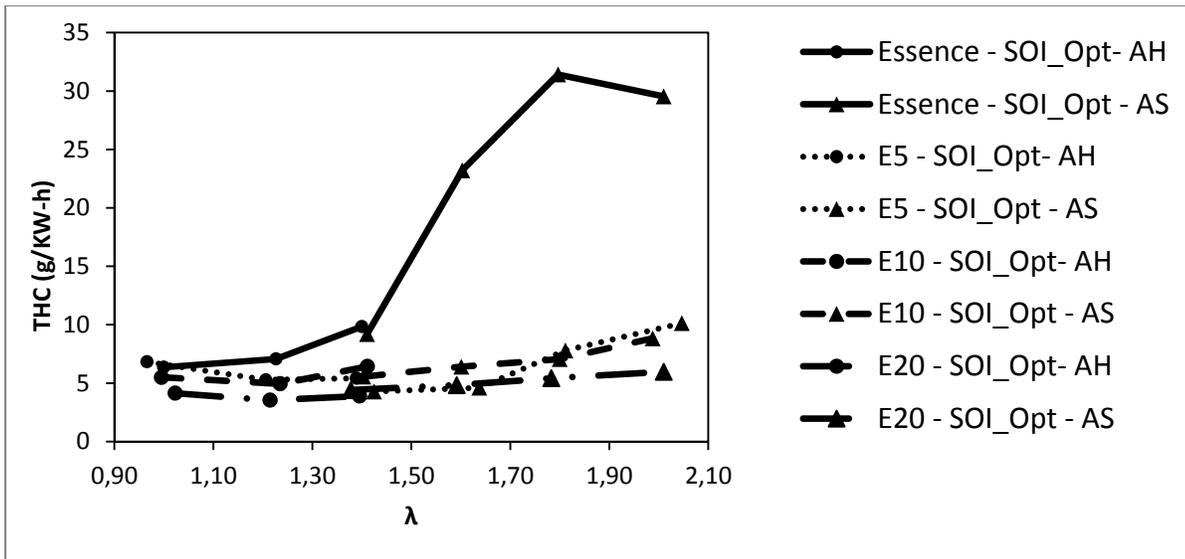


Figure 4.20 Émission des THC en conduite autoroute pour l'essence, l'E5, l'E10 et l'E20

Cependant, si nous comparons le mode homogène stœchiométrique pour de l'essence à la charge stratifiée pour $\lambda=2$ en ville (respectivement $\lambda=1,8$ sur autoroute) avec nos mélanges E5, E10 et E20, nous obtenons le Tableau 4.15 et le Tableau 4.16.

Tableau 4.15 Comparaison des émissions de THC entre l'homogène stœchiométrique pour l'essence et le stratifié pauvre pour l'E5, l'E10 et l'E20 en conduite ville

Ville	$\lambda=1$	$\lambda=2$		
	Homogène	Stratifié		
Carburant	Essence	E5	E10	E20
THC (g/kW-h)	4,71	13,57	7,1	3,21
Variation (%)		+188,10	+50,74	-31,84

Tableau 4.16 Comparaison des émissions de THC entre l'homogène stœchiométrique pour l'essence et le stratifié pauvre pour l'E5, l'E10 et l'E20 en conduite autoroute

Autoroute	$\lambda=1$	$\lambda=1,8$		
	Homogène	Stratifié		
Carburant	Essence	E5	E10	E20
THC (g/kW-h)	6,35	7,79	7,05	5,42
Variation (%)		+22,68	+11,02	-14,65

Nous observons une augmentation des émissions avec l'E5 et l'E10. Pour l'E20, nous diminuons nos émissions, mais seulement de 1g/kW-h. Ces résultats sont en accord avec les travaux de Sandquist, Karlsson et Denbratt (2001) pour les points d'opération étudiés.

4.2.2.4 Particules

Dans cette dernière partie, nous allons nous intéresser aux émissions de particules. Nous analyserons ici uniquement les points stables du moteur, étudié en 4.2.1.1. Les correctifs liés au taux de dilution du système de mesure ont été pris en compte dans les résultats affichés dans cette partie. La Figure 4.21 montre les résultats obtenus lors de la comparaison des différents mélanges pour une conduite en ville homogène stœchiométrique.

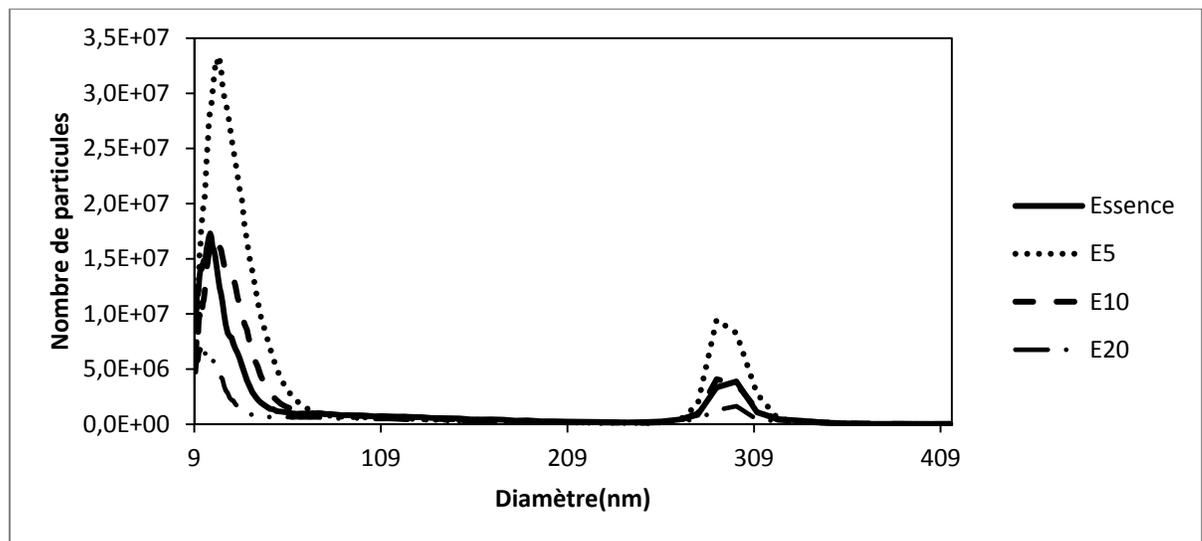


Figure 4.21 Émission de particules pour une charge homogène à la stœchiométrie en conduite ville pour l'essence, l'E5, l'E10 et l'E20

L'utilisation de l'E5 génère une augmentation de 100%, par rapport à l'essence, sur le premier pic d'émission et une augmentation de 157% pour le deuxième pic. Avec de l'E10, les augmentations sont de l'ordre de 1 à 10%. A contrario, avec le mélange E20, nous pouvons observer une diminution de près de 66% du nombre de particules générées. Il semble exister « une valeur seuil » autour de 10% d'éthanol dans le mélange. Au-dessous de

cette valeur, les émissions de particules semblent plus élevées que pour l'essence. Au-dessus, le mélange aurait tendance à diminuer les émissions. D'autres recherches seraient nécessaires pour vérifier l'existence de cette « valeur seuil ».

Il est aussi à noter que les résultats sont en accord avec les recherches effectuées par Broustail et al. (2012). Pour des mélanges d'E25, E50, E75 et E100, ils observent une diminution du nombre de suies induite par l'augmentation du taux d'éthanol dans le mélange.

En étudiant les émissions en conduite autoroute (toujours à la stœchiométrie), nous pouvons observer une tendance différente, illustrée à la Figure 4.22.

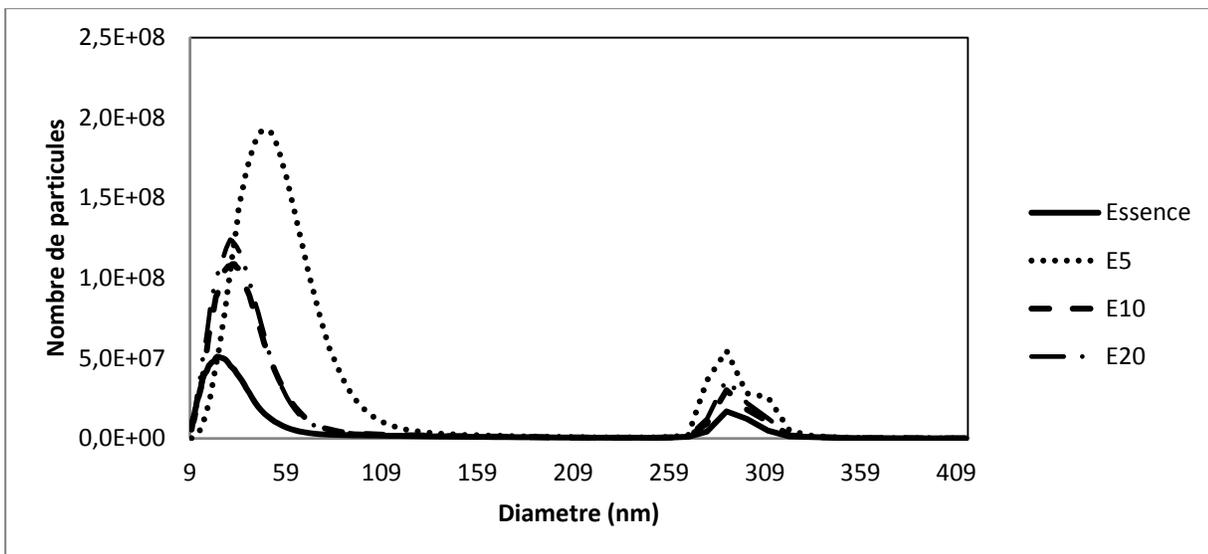


Figure 4.22 Émission de particules pour une charge homogène à la stœchiométrie en conduite autoroute pour l'essence, l'E5, l'E10 et l'E20

L'E5 génère une augmentation de 278% sur le premier pic d'émission et une augmentation de 224% pour le deuxième pic. Pour les mélanges E10 et E20, nous observons une augmentation de l'ordre de 120% sur le premier pic d'émissions et une augmentation de 90% sur le second. L'augmentation de la charge appliquée au moteur génère plus de particules qu'en ville. Nous pouvons également observer que l'impact de l'éthanol est plus faible. La valeur seuil observée précédemment semble se décaler vers des concentrations plus élevées en éthanol. Il semblerait que la concentration en éthanol ne suffise pas à contrer

l'augmentation des émissions de particules liée à la hausse du régime moteur. Une étude avec des concentrations plus élevée en éthanol permettrait de valider cette hypothèse.

L'augmentation des émissions de particules avec le mélange à 5% d'éthanol a déjà été observée dans la littérature. Les recherches de Bennett et al. (2009); McEnally et Pfefferle (2007) ainsi que celle de Yoon, Ahn et Chung (2008) attribuent ce comportement à des effets de synergie qui peuvent induire une augmentation de la formation de certains précurseurs de suie pour de faibles concentrations d'éthanol.

L'E20 ayant montré une capacité à réduire les émissions de particules, en conduite de ville, nous avons poussé l'étude en faisant varier la richesse du mélange ainsi que la stratégie d'injection. La Figure 4.23 rassemble les données pour une conduite en ville.

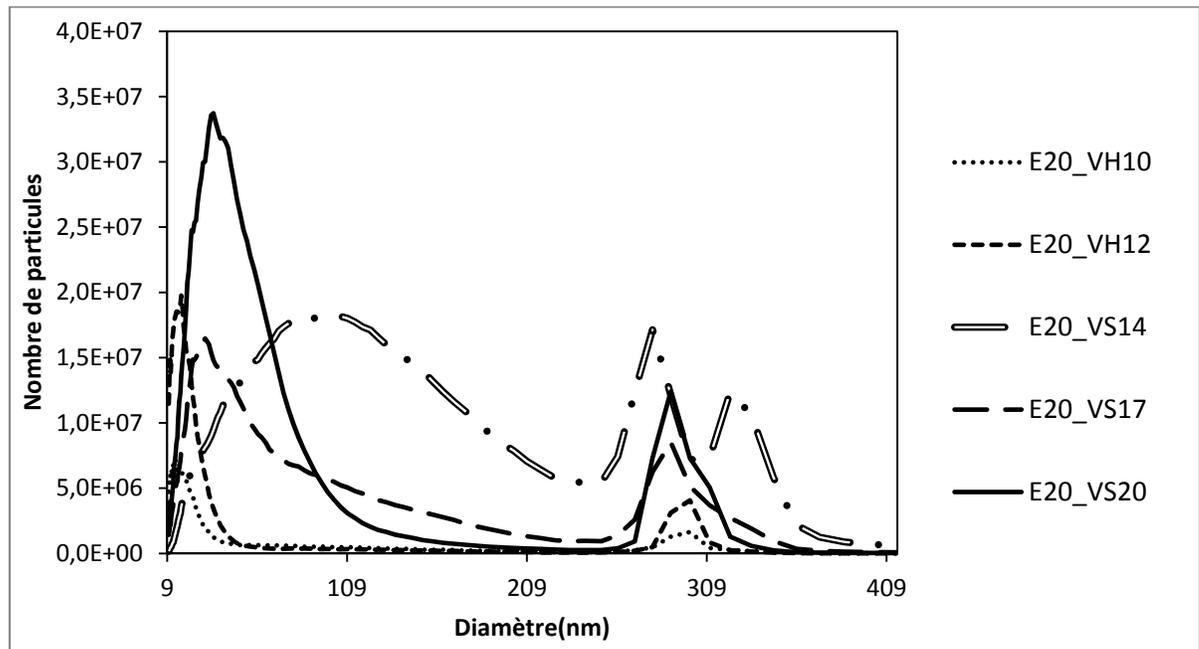


Figure 4.23 Émission de particules en conduite ville pour l'E20 à différentes richesses et modes de charge

Il semblerait que l'usage de la charge stratifiée pour la conduite en ville ne soit pas favorable à la diminution des particules. Il ne serait pas intéressant non plus de « rouler » pauvre en

stratégie homogène. Le comportement de la charge stratifiée à $\lambda=1,4$, en ville, est en dehors des tendances. Cela peut venir du fait que nous soyons à la limite du mode de fonctionnement. De plus, Kayes et Hochgreb (1999) ont montré que beaucoup de paramètres (comme la richesse, la condition de route,...) influençaient la formation des particules et pouvaient même modifier leur taille. Il est cependant à retenir que ce point de fonctionnement ne serait pas retenu pour un usage commercial.

En condition sur autoroute, la tendance est différente. Nous pouvons observer, à l'aide de la Figure 4.24, que l'idéal serait d'utiliser la charge stratifiée à faible richesse. Avec un taux d'émission divisé par 2, vis-à-vis d'une combustion homogène stœchiométrique d'E20, la charge stratifiée semble être la meilleure option pour diminuer les émissions de particules.

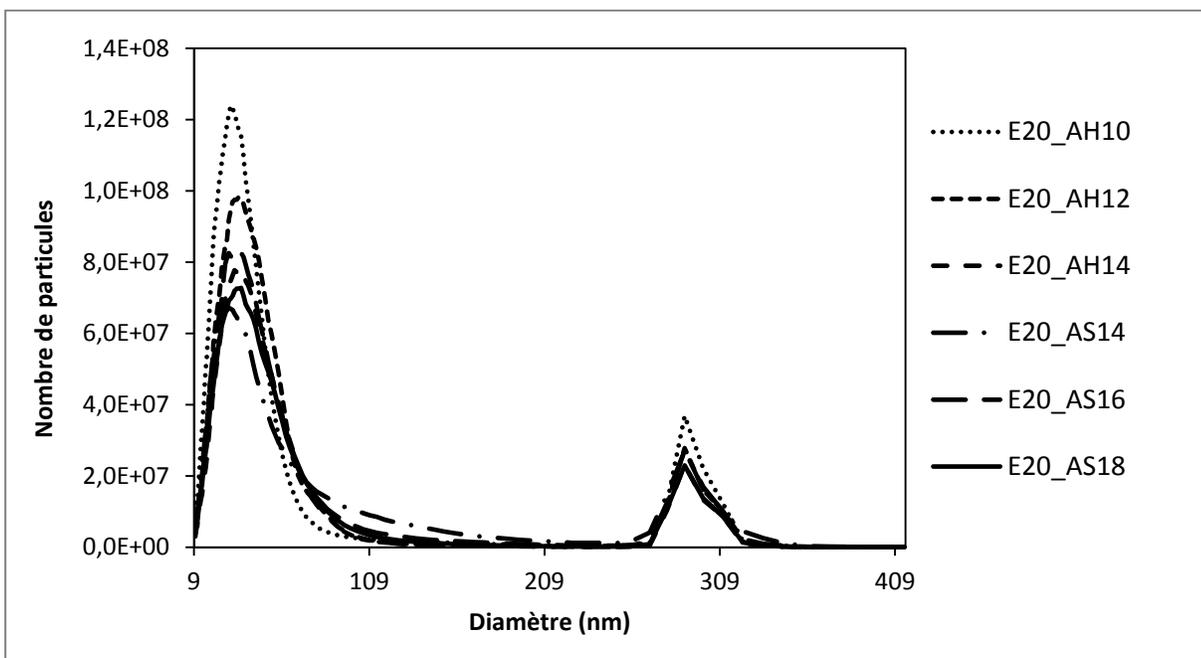


Figure 4.24 Émission de particules en conduite autoroute pour l'E20 à différentes richesses et modes de charge

Comme précédemment, nous avons étudié l'effet combiné de l'E20 et de la charge stratifiée face à l'homogène stœchiométrique pour de l'essence. Quel que soit le mode de conduite, la charge stratifiée combinée à l'E20 génère plus de suies que l'essence à la stœchiométrie. La

plus faible augmentation est observée pour la condition autoroute, $\lambda=1,7$, avec une augmentation des émissions de 40% par rapport à l'essence.

Nous pouvons donc en conclure que la charge stratifiée génère plus de suie que le mode homogène. Ce qui est en accord avec les observations de Zhao, Lai et Harrington (1999)

De plus, nous avons pu observer que l'usage de l'éthanol en homogène semble permettre une diminution des émissions de suies à partir d'une valeur seuil (qui est fonction du mode de conduite utilisée). Une étude plus approfondie est nécessaire pour affirmer cette hypothèse.

Nous pouvons notamment conclure que la meilleure combinaison pour minimiser les émissions de particules avec de l'E20, serait la suivante :

- En ville : charge homogène à la stœchiométrie.
- Sur autoroute : charge stratifiée pauvre

4.2.3 Bilan

Dans la première partie de l'étude de l'impact de l'éthanol sur le moteur GDI, nous avons pu observer plusieurs tendances :

- Les mélanges E10 et E20 montrent que l'ajout d'éthanol permet globalement de diminuer le COV de PMEI, et améliore ainsi la stabilité du moteur. Pour l'E5 nous observons une tendance inverse, notamment en conduite autoroute en stratifié.
- La consommation augmente proportionnellement avec l'ajout d'éthanol, comme nous avons pu le voir en 1.2. Cependant, si l'on compare les essais essence stœchiométriques et E20 stratifié pauvre, nous obtenons une consommation spécifique quasi identique.
- Le délai d'ignition diminue avec l'E10 et l'E20, et augmente avec l'E5 (par rapport à l'essence).
- Pour finir, le délai de combustion des mélanges avec de l'éthanol est plus faible qu'avec de l'essence.

Dans la seconde partie de l'étude, nous avons étudié les émissions de polluants. Nous avons pu constater que l'éthanol, couplé à la charge stratifiée, permettait une diminution des émissions de CO et de NO. Nous produisons en outre quasiment la même quantité de THC qu'avec de l'essence à la stœchiométrie.

Concernant les émissions de particules, notre étude a montré plusieurs points :

- L'usage de l'E20 permet une diminution des émissions de suie en conduite de ville, à la stœchiométrie (charge homogène).
- Il a été observé qu'il existe une « valeur seuil » de concentration d'éthanol dans le mélange, qui, une fois franchie, permet de diminuer les émissions de suies. Cependant des recherches supplémentaires sont nécessaires afin de valider cette hypothèse.
- La minimisation des émissions de suies, pour de l'E20, nécessite une stratégie homogène stœchiométrique en ville et une stratégie de charge stratifiée pauvre sur autoroute.

4.3 Bilan du chapitre

Dans ce chapitre nous avons pu étudier le comportement du moteur afin de valider son fonctionnement, en référence à la littérature du moment. L'impact de l'éthanol (pour 5%, 10% et 20% d'éthanol dans le mélange) sur les émissions de polluants a en outre pu être quantifié.

Il en ressort les conclusions suivantes :

- Malgré quelques différences, le montage expérimental suit les tendances observées dans la littérature.
- La précision des systèmes de mesure, outre les analyseurs et autres machines installées par le constructeur, est satisfaisante pour obtenir des résultats relativement précis et permettant d'être répétable.
- L'ajout d'éthanol induit une augmentation de la consommation de carburant vis-à-vis de l'essence pour des conditions d'opération identiques (même richesse, même type de mélange).

- L'E20 utilisé en charge stratifiée pauvre consomme autant que l'essence en homogène stœchiométrique.
- Les mélanges d'E10 et d'E20 ont tendance à diminuer le COV de PMEI. L'effet inverse est observé avec l'E5.
- La charge stratifiée rend le moteur moins stable.
- L'étude de la fraction massique brûlée a montré que l'éthanol permettait une combustion plus rapide du mélange et permettait ainsi de rapprocher la combustion du PMH.
- L'éthanol permet une diminution des émissions de NO et des THC en homogène stœchiométrique. Les émissions de CO restent relativement constantes.
- La charge stratifiée, combinée à de l'éthanol, permet de réduire l'ensemble des polluants étudiés.
- En conduite de ville, à la stœchiométrie, l'E20 a montré un fort impact sur la diminution des émissions de suies.
- Il semble exister une « valeur seuil » de concentration d'éthanol qui permet de faire chuter les émissions de particules. D'autres tests sont nécessaires pour valider cette théorie.
- L'usage du stratifié, en ville, entraîne une augmentation des émissions de particules alors qu'en conduite autoroute, nous observons une diminution de ces émissions.

Nous avons pu ainsi valider le troisième et dernier sous-objectif de cette recherche : caractériser de l'impact de l'éthanol sur la combustion et les émissions polluantes en stratégie homogène et en charge stratifiée.

CONCLUSION

L'objectif de ce travail de mémoire était de caractériser l'impact de l'éthanol, une fois mélangé à de l'essence, dans un moteur GDI avec usage de la charge stratifiée. Des mélanges composés de 0, 5, 10 et 20% d'éthanol en volume dans l'essence ont été étudiés. L'essence a été utilisée comme carburant de comparaison.

Dans le premier chapitre, nous avons mis en avant les différences entre les moteurs PFI et GDI et avons caractérisé les deux types de mélange étudiés, la charge homogène et la charge stratifiée. Par la suite, nous avons étudié les diverses recherches effectuées dans les domaines des moteurs GDI, et portant sur l'usage de l'éthanol et la charge stratifiée. L'impact de l'éthanol sur les émissions polluantes (CO, NO, THC) et sur la consommation a été analysé. Cette réflexion nous a permis de définir les sous-objectifs à atteindre pour mener à bien cette étude.

Le second chapitre a permis de détailler le matériel utilisé dans notre recherche. Nous sommes revenus sur le moteur en lui-même, sur les modifications apportées, sur les systèmes électroniques et la programmation utilisés pour le piloter. Nous avons ensuite présenté les éléments extérieurs au moteur permettant le contrôle de la charge moteur ou encore l'analyse des émissions polluantes. Ce chapitre a synthétisé le travail de montage et de débogage effectué ces deux dernières années.

Dans le chapitre trois, nous avons décrit la campagne de tests. Un bref rappel sur les carburants a été réalisé afin de caractériser les ingrédients des mélanges de notre étude. Une étude paramétrique a ensuite permis de définir les conditions de route utilisées. Une fois l'expérience décrite, nous avons développé les formules et les hypothèses permettant le traitement des données.

Pour finir, nous avons analysé les résultats de nos essais. Cela nous a permis de valider notre montage grâce aux essais avec de l'essence. Par la suite nous avons étudié l'impact de

l'éthanol dans notre moteur GDI, pour les deux modes de charge, homogène et stratifié. Nous avons pu observer globalement la diminution des émissions de CO, NO et THC avec l'ajout d'éthanol quand ce dernier est combiné à de la charge stratifiée. Comme nous nous y attendions, la consommation croît proportionnellement à l'ajout d'éthanol dans le mélange. En ce qui concerne les émissions de particules, nous avons pu observer qu'en charge homogène, en conduite ville, l'éthanol permettait une diminution de ces émissions. Les émissions pour de la charge stratifiée restent supérieures à celles mesurées pour de l'essence en charge homogène stœchiométrique. Pour finir, nous avons pu observer qu'avec l'E5, un effet de synergie se produit, générant une quantité élevée de particules.

Ce travail de mémoire a montré que la diminution des émissions polluantes n'est pas aisée. Plusieurs solutions sont possibles mais nécessitent de faire des compromis. L'usage de l'éthanol permet une diminution des NO, CO et THC mais augmente la consommation de carburant. L'injection stratifiée, quant à elle, assure une diminution de carburant mais génère des particules et des NO. Il est donc nécessaire de poursuivre les recherches dans ces domaines pour trouver une combinaison permettant d'allier économie de carburant et diminution des émissions polluantes.

RECOMMANDATIONS

Le travail effectué lors de ce mémoire offre de multiples perspectives.

Du point de vue du montage expérimental, l'ajout du turbo permettrait de descendre à des richesses plus basses et d'étudier l'impact de la pression d'admission sur la charge stratifiée. L'ajout d'un turbo permettrait en outre d'atteindre l'ensemble des points d'opération possibles avec ce moteur et d'effectuer ainsi la cartographie complète du moteur. Ceci permettrait une analyse des émissions sur une plus grande plage d'utilisation.

Nous avons vu que l'augmentation du pourcentage d'éthanol avait un fort impact sur les émissions polluantes. Il serait bon de poursuivre l'étude avec des concentrations plus élevées (au-delà de 20%). Cela permettrait de caractériser l'influence de l'éthanol sur l'ensemble des concentrations possibles.

L'alcool en lui-même peut être changé. Des études ont déjà été menées avec du butanol et il serait intéressant d'étudier d'autres biocarburants, non seulement au niveau de la composition chimique, mais aussi au niveau de l'agencement (emplacement de double liaison ou de groupe $-OH, \dots$)

La stratégie d'injection est un sujet tout aussi intéressant à explorer. Dans notre étude, nous nous sommes limités à une seule injection, mais plusieurs études parlent déjà des effets de la multi-injection. Il serait bon d'étudier l'impact combiné de la multi-injection avec les biocarburants et la charge stratifiée.

ANNEXE I

Schémas de câblage des modules

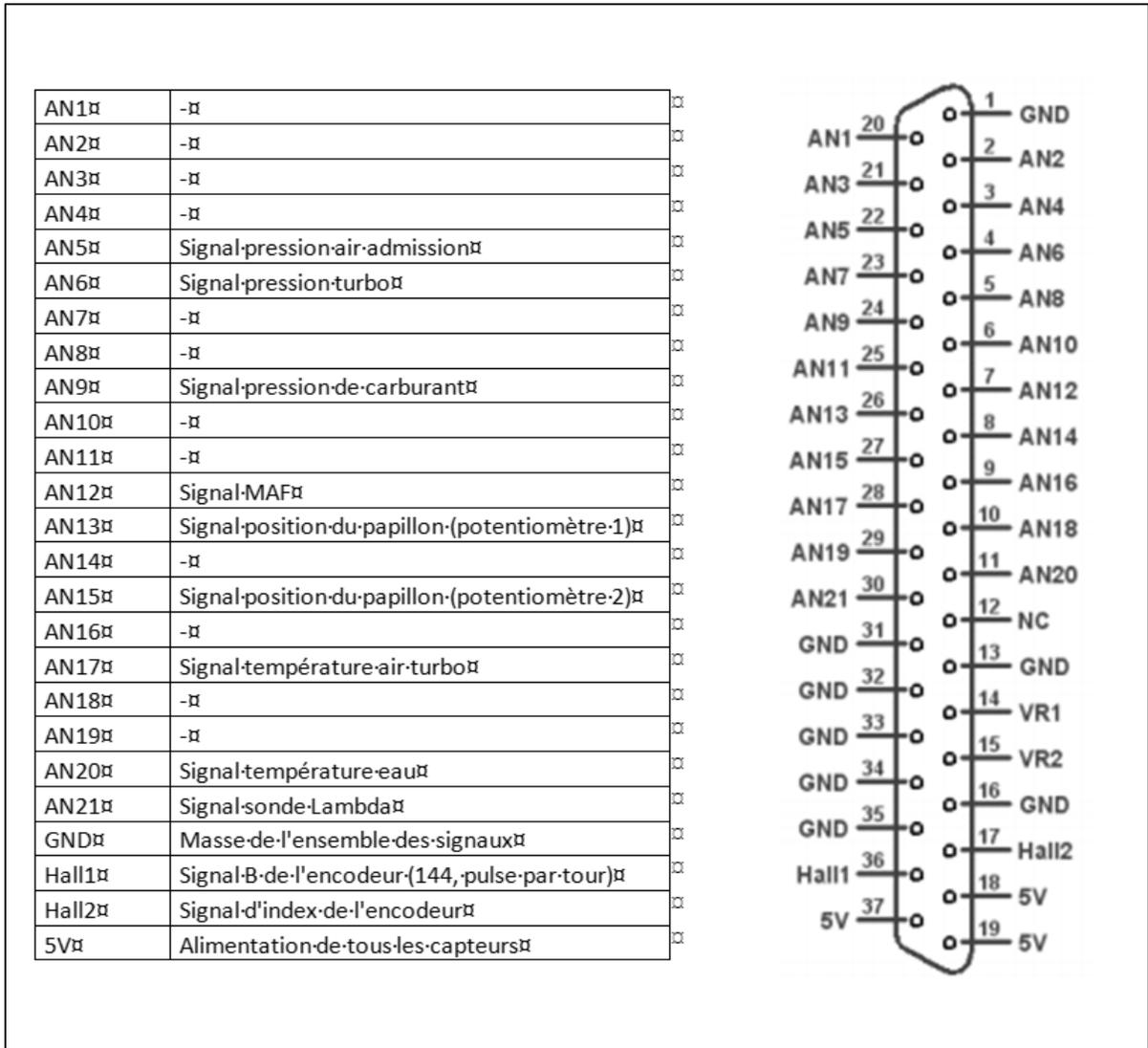


Figure-A I-1 Schéma de câblage du module AD Combo

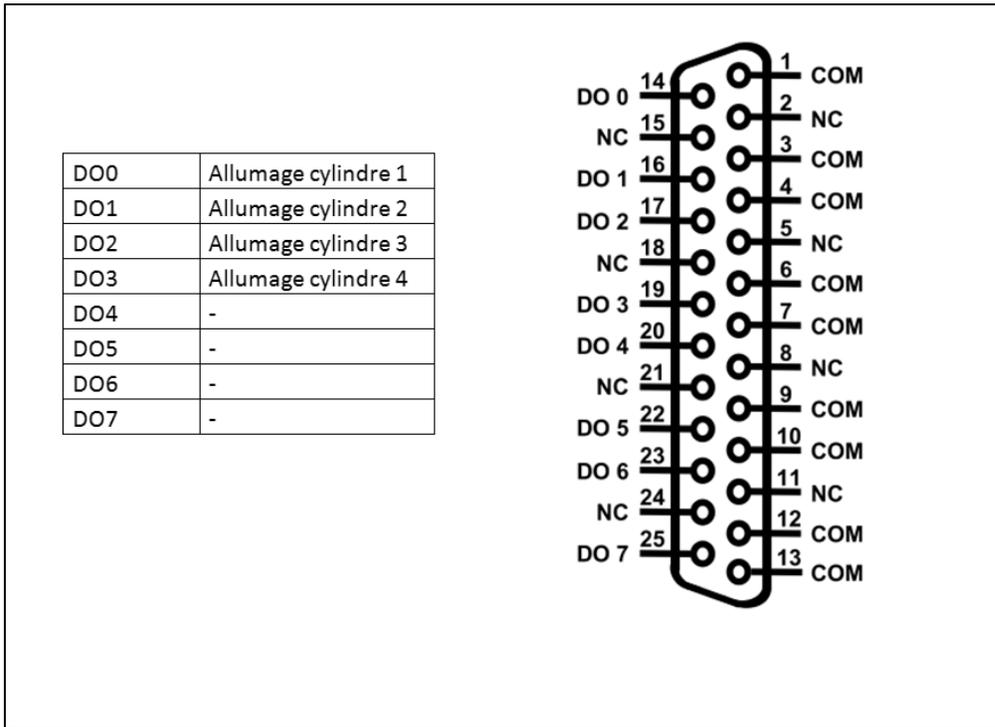


Figure-A I-2 Schéma de câblage du module ESTTL

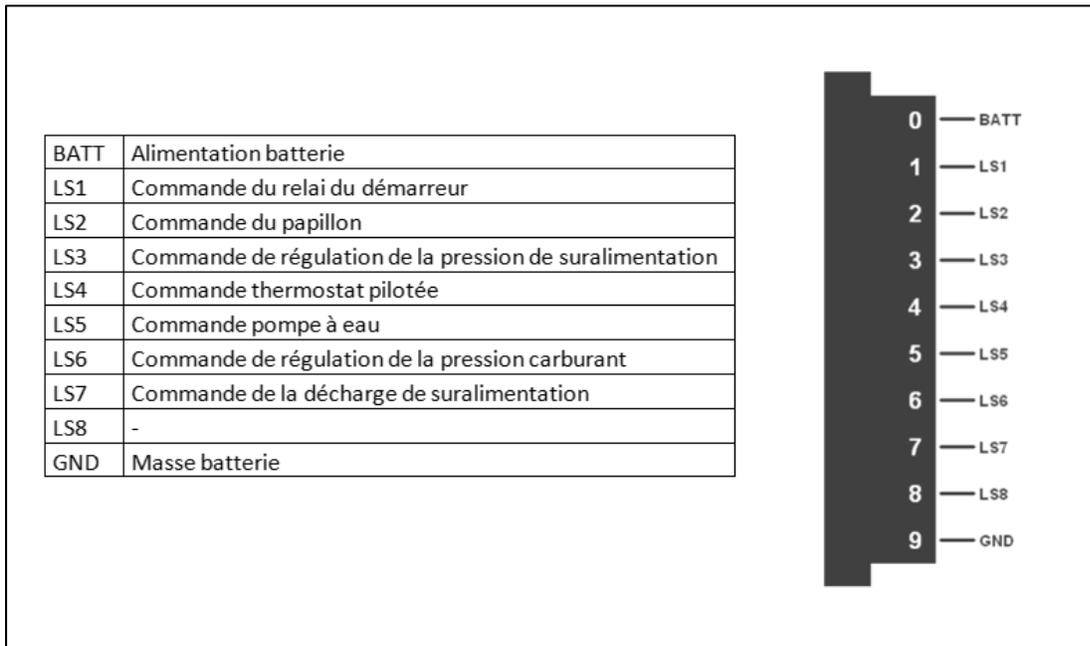


Figure-A I-3 Schéma de câblage du module LS

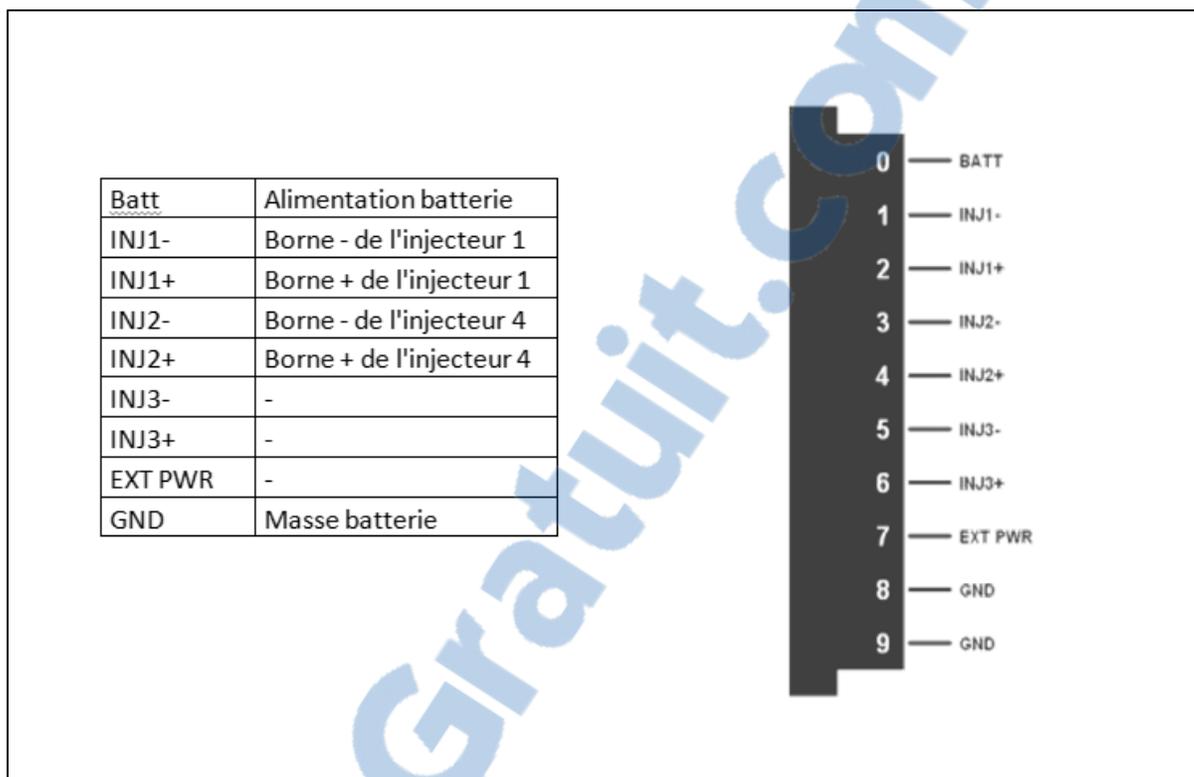


Figure-A I-4 Schéma de câblage du module DI numéro 1

ANNEXE II

Points d'opération des essais

Tableau-A II-1 Point d'opération pour l'essence et l'E5 en ville

Ville	Vitesse	1500 tr/min	PMEF = 2 bars	Couple Dyno	25,5Nm
	λ	Injection (DAvPMH)	Fin allumage (DAvPMH)	Pression carburant (bar)	Temps inj (ms)
Essence					
Homogène	1	250	20	45	1,28
	1,2	250	28	45	1,18
	1,4	250	26	45	1,18
Stratifié	1,4	65	23	100	0,81
	1,7	65	25	100	0,8
	2	65	17	100	0,88
	2,3	60	13	100	0,95
	2,5	60	12	100	1,01
E5					
Homogène	1	250	16	45	1,33
	1,2	250	24	45	1,18
	1,4	250	26	45	1,18
Stratifié	1,4	65	23	100	0,81
	1,7	65	25	100	0,8
	2	65	17	100	0,88
	2,3	60	13	100	0,95
	2,5	60	12	100	1,01

Tableau-A II-2 Point d'opération pour l'E10 et l'E20 en ville

Ville	Vitesse moteur	1500 tr/min	PMEF = 2 bars	Couple Dynamomètre	25,5Nm
	λ	Injection (DAvPMH)	Fin allumage (DAvPMH)	Pression carburant (bar)	Temps inj (ms)
E10					
Homogène	1	250	15	45	1,33
	1,2	250	20	45	1,18
	1,4	250	26	45	1,18
Stratifié	1,4	65	21	100	0,81
	1,7	65	19	100	0,8
	2	65	18	100	0,87
	2,3	60	17	100	0,92
	2,5	60	15	100	0,96
E20					
Homogène	1	250	15	45	1,395
	1,2	250	20	45	1,315
	1,4	250	24	45	1,32
Stratifié	1,4	65	17	100	0,88
	1,7	65	21	100	0,875
	2	65	22	100	0,92
	2,3	60	22	100	0,92
	2,5	60	17	100	0,975

Tableau-A II-3 Point d'opération autoroute

Autoroute		Vitesse moteur	2000 tr/min	PMEF = 3,5 bars	Couple Dynamomètre	44,6Nm
		Lambda	Injection (DAvPMH)	Fin allumage (DAvPMH)	Pression carburant (bar)	Temps inj (ms)
Essence	Homogène	1	250	18	45	1,83
		1,2	250	22	45	1,61
		1,4	250	26	45	1,63
	Stratifié	1,4	70	14	100	1,17
		1,6	70	14	100	1,15
		1,8	70	15	100	1,15
		2	70	20	100	1,1
E5	Homogène	1	250	18	45	1,75
		1,2	250	22	45	1,61
		1,4	250	26	45	1,63
	Stratifié	1,4	70	20	100	1,15
		1,6	70	16	100	1,1
		1,8	70	15	100	1,15
		2	70	20	100	1,1
E10	Homogène	1	250	14	45	1,75
		1,2	250	16	45	1,7
		1,4	250	20	45	1,02
	Stratifié	1,4	70	15	100	1,165
		1,6	70	19	100	1,15
		1,8	70	23	100	1,145
		2	70	24	100	1,145
E20	Homogène	1	250	12	45	1,97
		1,2	250	14	45	1,76
		1,4	250	20	45	1,63
	Stratifié	1,4	70	16	100	1,255
		1,6	70	17	100	1,22
		1,8	70	16	100	1,223
		2	70	18	100	1,1

ANNEXE III

Système de dilution

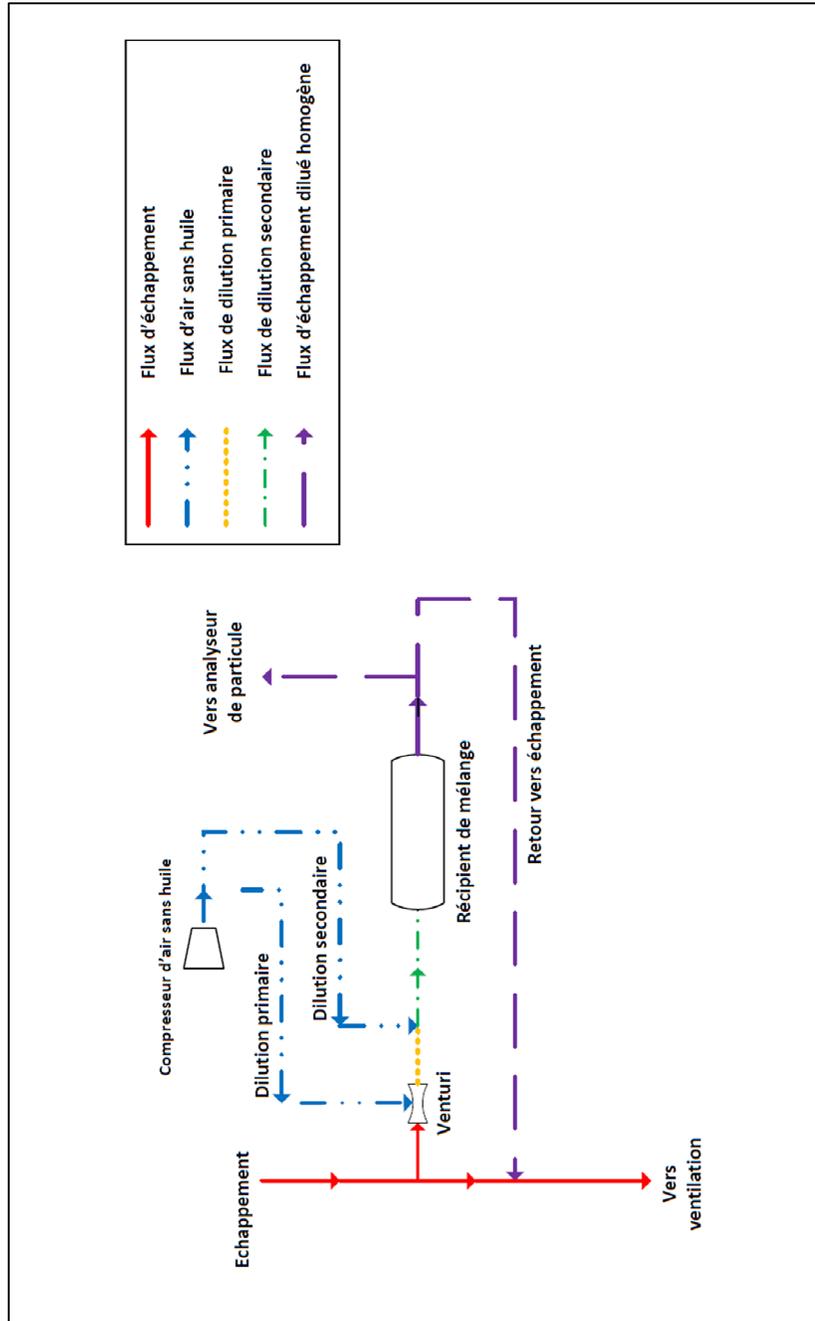


Figure-A III-1 Schéma de principe du système de dilution

LISTE DE RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- Adler, Jonathan M., et Penny M. Carey. 1989. « Air toxics emissions and health risks from motor vehicles ». In *Proceedings - 82nd A&WMA Annual Meeting, June 25, 1989 - June 30, 1989*. (Anaheim, CA, USA) Vol. 3. Coll. « Proceedings - AWMA Annual Meeting »: Publ by Air & Waste Management Assoc.
- Alasfour, F. N. 1998. « NOx emission from a spark ignition engine using 30% iso-butanol-gasoline blend: Part 1 - Preheating inlet air ». *Applied Thermal Engineering*, vol. 18, n° 5, p. 245-256.
- Association Française des Techniciens du Pétrole, Société Française des Thermiciens Société des Ingénieurs de l'Automobile Société des Ingénieurs Civils de France. 1973. *MÉCANISMES DE FORMATION ET MOYENS DE RÉDUCTION DES POLLUANTS DUS À LA COMBUSTION : journée d'étude, Paris, nov. 1972, contributions*. Paris: Technip.
- Bennett, B. A. V., C. S. McEnally, L. D. Pfefferle, M. D. Smooke et M. B. Colket. 2009. « Computational and experimental study of the effects of adding dimethyl ether and ethanol to nonpremixed ethylene/air flames ». *Combustion and Flame*, vol. 156, n° 6, p. 1289-302.
- Bosch_Motorsport. 2014. *HP Injection Valve HDEV 5.2 1*. < http://www.bosch-motorsport.de/media/catalog_resources/HP_Injection_Valve_HDEV_52_Datasheet_51_en_2776067211pdf.pdf >. Consulté le 28. Apr 2014.
- Brinkman, Norman D. 1981. « Ethanol fuel-A single-cylinder engine study of efficiency and exhaust emissions ». In (400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA 15096-0001, United States). SAE Technical Papers. 810345.
- Broustail, G., F. Halter, P. Seers, G. Moreac et C. Mounaim-Rousselle. 2012. « Comparison of regulated and non-regulated pollutants with iso-octane/butanol and iso-octane/ethanol blends in a port-fuel injection Spark-ignition engine ». *Fuel*, vol. 94, p. 251-261.
- Brunt, Michael F. J., et Andrew L. Emtage. 1997. « Evaluation of burn rate routines and analysis errors ». In *International Congress and Exposition, February 24, 1997 - February 27, 1997*. (Detroit, MI, United states). SAE Technical Papers. 970037.
- Brunt, Michael F. J., Harjit Rai et Andrew L. Emtage. 1998. « The calculation of heat release energy from engine cylinder pressure data ». In *1998 SAE International Congress and Exposition, February 23, 1998 - February 26, 1998*. (Detroit, MI, United states). SAE Technical Papers. 981052.

- CAI. 2014. *600 FTIR Fourier Transform Infrared Analyzer*.
- Carayannis, E.G. 2013. *Creating a Sustainable Social Ecology Using Technology-driven Solutions*. Information Science Reference.
- Cataluna, Renato, Rosangela da Silva, Eliana Weber de Menezes et Ricardo Boeira Ivanov. 2008. « Specific consumption of liquid biofuels in gasoline fuelled engines ». *Fuel*, vol. 87, n° 15-16, p. 3362-3368.
- Charoenphonphanich, Chinda, Piyaboot Ornman, Preechar Karin, Hidenori Kosaka et Nuwong Chollacoop. 2011. « Experimental investigation in combustion characteristics of ethanol-gasoline blends for stratified charge engine ». In. (400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA 15096-0001, United States). SAE Technical Papers. 2011-32-0551.
- Cheung, Hon M., et John B. Heywood. 1993. « Evaluation of a one-zone burn-rate analysis procedure using production SI engine pressure data ». In *Fall Fuels and Lubricants Meeting and Exposition, October 18, 1993 - October 21, 1993*. (Philadelphia, PA, United states). SAE Technical Papers. 932749.
- Cinar, C., T. Topgul, H. S. Yucesu et A. Koca. 2006. « The effects of ethanol-unleaded gasoline blends and ignition timing on engine performance and exhaust emissions ». *Renewable Energy*, vol. 31, n° 15, p. 2534-42.
- Curran, H. J., P. Gaffuri, W. J. Pitz et C. K. Westbrook. 2002. « A comprehensive modeling study of iso-octane oxidation ». *Combustion and Flame*, vol. 129, n° 3, p. 253-280.
- De Francqueville, Loic. 2011. « Effects of ethanol addition in ron 95 gasoline on GDI stratified combustion ». In *10th International Conference on Engines and Vehicles, ICE 2011, September 11, 2011 - September 15, 2011*. (Naples, Italy). SAE Technical Papers. 2011-24-0055.
- Didderen, Isabelle Destain Jacqueline Thonart Philippe. 2008. *Le bioéthanol de seconde génération : la production d'éthanol à partir de biomasse lignocellulosique*. Gembloux: Presses agronomiques de Gembloux.
- Egnell, Rolf. 1998. « Combustion diagnostics by means of multizone heat release analysis and NO calculation ». In *International Spring Fuels and Lubricants Meeting and Exposition, May 4, 1998 - May 6, 1998*. (Dearborn, MI, United states). SAE Technical Papers. 981424.
- EXXOtest. 2009. *SUPPORT BANC MOTEUR PEDAGOGIQUE Moteur essence Injection Directe Turbo (IDT)*. 00246844 V2: ANNECY ELECTRONIQUE.

- Ferguson, Colin R., et Allan Thomson Kirkpatrick. 2000. *Internal combustion engines : applied thermosciences*. 369 p.
- Guerrieri, David A., Peter J. Caffrey et Venkatesh Rao. 1995. « Investigation into the vehicle exhaust emissions of high percentage ethanol blends ». In *1995 SAE International Congress and Exposition, February 27, 1995 - March 2, 1995*. (Detroit, MI, United states). SAE Technical Papers. 950777.
- Guibet, Jean-Claude. 1997. *Carburants et moteurs : technologies, énergie, environnement*, Nouv. éd.. Paris: Technip, 2 t. p.
- He, Bang-Quan, Jian-Xin Wang, Ji-Ming Hao, Xiao-Guang Yan et Jian-Hua Xiao. 2003. « A study on emission characteristics of an EFI engine with ethanol blended gasoline fuels ». *Atmospheric Environment*, vol. 37, n° 7, p. 949-957.
- Hemdal, Stina, Ingemar Denbratt, Petter Dahlander et Jonas Warnberg. 2009. « Stratified cold start sprays of gasoline-ethanol blends ». *SAE International Journal of Fuels and Lubricants*, vol. 2, n° 1, p. 683-696.
- Heywood, John B. 1988. *Internal combustion engine fundamentals*. New York, N.Y. / Toronto: McGraw-Hill, xxix, 930 p. p.
- Hsieh, Wei-Dong, Rong-Hong Chen, Tsung-Lin Wu et Ta-Hui Lin. 2002. « Engine performance and pollutant emission of an SI engine using ethanol-gasoline blended fuels ». *Atmospheric Environment*, vol. 36, n° 3, p. 403-410.
- Hussain, Jaffar, K. Palaniradja, N. Alagumurthi et R. Manimaran. 2012. « Effect of Exhaust Gas Recirculation (EGR) on Performance and Emission characteristics of a Three Cylinder Direct Injection Compression Ignition Engine ». *Alexandria Engineering Journal*, vol. 51, n° 4, p. 241-247.
- ISSP, Institut Scientifique de la sante publique -. 2000. *Ethanol*. < <http://www.cdc.gov/niosh/ipcsnfrn/nfrn0044.html> >.
- ISSP, Institut Scientifique de la sante publique _. 1999. *TRIMETHYL-2,2,4 PENTANE*. < <http://www.cdc.gov/niosh/ipcsnfrn/nfrn0496.html> >.
- Jeuland, Nicolas, Xavier Montagne et Xavier Gautrot. 2004. « Potentiality of ethanol as a fuel for dedicated engine / Potentiel de l'ethanol en tant que carburant pour un moteur dedie ». *Oil and Gas Science and Technology*, vol. 59, n° 6, p. 559-570.
- Jia, Li-Wei, Mei-Qing Shen, Jun Wang et Man-Qun Lin. 2005. « Influence of ethanol-gasoline blended fuel on emission characteristics from a four-stroke motorcycle engine ». *Journal of Hazardous Materials*, vol. 123, n° 1-3, p. 29-34.

- Jia, Ming, et Maozhao Xie. 2006. « A chemical kinetics model of iso-octane oxidation for HCCI engines ». *Fuel*, vol. 85, n° 17-18, p. 2593-2604.
- Kayes, David, et Simone Hochgreb. 1999. « Mechanisms of particulate matter formation in spark-ignition engines. 1. Effect of engine operating conditions ». *Environmental Science and Technology*, vol. 33, n° 22, p. 3957-3967.
- Lavoie, George A., John B. Heywood et James C. Keck. 1970. « Experimental and Theoretical Study of Nitric Oxide Formation in Internal Combustion Engines ». *Combustion Science and Technology*, vol. 1, p. 313-326.
- Leonhard, Rolf. 1999. « La prochaine génération de moteurs à essence équipés du système d'injection directe d'essence DI-Motronic de Bosch. ». In *54ème colloque de la presse automobile*. (Schwieberdingen).
- Leplat, N., P. Dagaut, C. Togbe et J. Vandooren. 2011. « Numerical and experimental study of ethanol combustion and oxidation in laminar premixed flames and in jet-stirred reactor ». *Combustion and Flame*, vol. 158, n° 4, p. 705-725.
- Logsdon, John E. 2000. « Ethanol ». In *Kirk-Othmer Encyclopedia of Chemical Technology*. John Wiley & Sons, Inc. < <http://dx.doi.org/10.1002/0471238961.0520080112150719.a01.pub2> >.
- MacLean, Heather L., et Lester B. Lave. 2003. « Evaluating automobile fuel/propulsion system technologies ». *Progress in Energy and Combustion Science*, vol. 29, n° 1, p. 1-69.
- Mastorakos, E. 2009. « Spark ignition of turbulent non-premixed flames: experiments and simulations ». In *LES and DNS of Ignition Processes and Complex-Structure Flames with Local Extinction, 20-21 Nov. 2008*. (USA) Vol. 1190, p. 63-7. Coll. « AIP Conf. Proc. (USA) »: American Institute of Physics. < <http://dx.doi.org/10.1063/1.3290169> >.
- McEnally, Charles S., et Lisa D. Pfefferle. 2007. « The effects of dimethyl ether and ethanol on benzene and soot formation in ethylene nonpremixed flames ». *Proceedings of the Combustion Institute*, vol. 31 I, p. 603-610.
- Oh, Heechang, et Choongsik Bae. 2013. « Effects of the injection timing on spray and combustion characteristics in a spray-guided DISI engine under lean-stratified operation ». *Fuel*, vol. 107, p. 225-235.
- Oh, Heechang, Choongsik Bae et Kyoungdoug Min. 2010. « Spray and combustion characteristics of ethanol blended gasoline in a spray guided disi engine under lean stratified operation ». *SAE International Journal of Engines*, vol. 3, n° 2, p. 213-222.

- Ozdor, Nir, Mark Dulger et Eran Sher. 1994. « Cyclic variability in spark ignition engines a literature survey ». In *1994 SAE International Congress and Exposition, February 28, 1994 - March 3, 1994*. (Detroit, MI, United states). SAE Technical Papers. 940987.
- Patterson, Donald J. 1966. « Cylinder pressure variations, a fundamental combustion problem ». In. (400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA 15096-0001, United States). SAE Technical Papers. 660129.
- Peugeot Sport, Racing. 2012. « Notice de montage moteur 2012, 207 RC Rallye ». In. (2012), sous la dir. de Peugeot Sport, Racing. < <http://www.peugeot-sport.com/ressource/document/396/4f437303089df.pdf> >.
- Preussner, C., C. Doring, S. Fehler et S. Kampmann. 1998. « GDI: Interaction between mixture preparation, combustion system and injector performance ». In *1998 SAE International Congress and Exposition, February 23, 1998 - February 26, 1998*. (Detroit, MI, United states). SAE Technical Papers. 980498.
- Sandquist, Hakan, Maria Karlsson et Ingemar Denbratt. 2001. « Influence of ethanol content in gasoline on speciated emissions from a direct injection stratified charge SI engine ». In *SAE 2001 World Congress, March 5, 2001 - March 8, 2001*. (Detroit, MI, United states). SAE Technical Papers. 2001-01-1206.
- Sepman, A. V., V. M. van Essen, A. V. Mokhov et H. B. Levinsky. 2008. « The effects of hydrogen addition on Fenimore NO formation in low-pressure, fuel-rich-premixed, burner-stabilized CH₄/O₂/N₂ flames ». *International Journal of Hydrogen Energy*, vol. 33, n° 20, p. 5850-7.
- Shayler, P. J., M. W. Wiseman et T. Ma. 1990. « Improving the determination of mass fraction burnt ». In *International Congress and Exposition, February 26, 1990 - March 2, 1990*. (Detroit, MI, United states). Coll. « SAE Technical Papers »: SAE Technical Papers. 900351.
- Svrcek, William Y., Donald P. Mahoney et Brent R. Young. 2007. « Index ». In *A Real-Time Approach to Process Control*. p. 323-325. John Wiley & Sons, Ltd. < <http://dx.doi.org/10.1002/9780470029558.index> >.
- TSI. 2001. *Model 3080-Series Electrostatic Classifiers - Product information (2001)*. TSI Incorporated Particle Instruments.
- TSI. 2007. *Ultrafine Water-based Condensation Particle Counter Model 3786*. TSI Incorporated.
- Turns, Stephen R. 2000. *An introduction to combustion : concepts and applications*, 2nd ed.. Boston: McGraw-Hill, xxiii, 676 p. p.

- Varde, K., A. Jones, A. Knutsen, D. Mertz et P. Yu. 2007. « Exhaust emissions and energy release rates from a controlled spark ignition engine using ethanol blends ». *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, vol. 221, n° 8, p. 933-941.
- Wallner, T., S. A. Miers et S. McConnell. 2008. « A comparison of ethanol and butanol as oxygenates using a direct-injection, spark-ignition (DISI) engine ». In *2008 Spring Technical Conference of the ASME Internal Combustion Engine Division, 27-30 April 2008*. (New York, NY, USA), p. 129-39. Coll. « Proceedings of the 2008 Spring Technical Conference of the ASME Internal Combustion Engine Division »: ASME.
- Wauquier, Jean-Pierre. 1994. *Le raffinage du pétrole. 1, 1*. Paris: Ed. Technip.
- Wauquier, Jean-Pierre. 1998. *Le raffinage du pétrole. 2, 2*. Paris: Éd. Technip.
- Yoon, S. S., D. H. Ahn et S. H. Chung. 2008. « Corrigendum to "Synergistic effect of mixing dimethyl ether with methane, ethane, propane, and ethylene fuels on polycyclic aromatic hydrocarbon and soot formation" [Combust. Flame 154 (2008) 368-377] (DOI:10.1016/j.combustflame.2008.04.019) ». *Combustion and Flame*, vol. 154, n° 4, p. 819-819.
- Young, Michael B. 1981. « Cyclic dispersion in the homogeneous-charge spark-ignition engine-a literature survey ». In *International Congress and Exposition, February 23, 1981 - February 27, 1981*. (Detroit, MI, United states). SAE Technical Papers. 810020.
- Zervas, E., X. Montagne et J. Lahaye. 2003. « Emissions of regulated pollutants from a spark ignition engine. Influence of fuel and air/fuel equivalence ratio ». *Environmental Science and Technology*, vol. 37, n° 14, p. 3232-3238.
- Zhang, H. R., E. G. Eddings, A. F. Sarofim et C. K. Westbrook. 2009. « Fuel dependence of benzene pathways ». vol. 32, n° 1, p. 377-85.
- Zhao, F., M. C. Lai et D. L. Harrington. 1999. « Automotive spark-ignited direct-injection gasoline engines ». *Progress in Energy and Combustion Science*, vol. 25, n° 5, p. 437-562.

