

UNIVERSITÉ DE SHERBROOKE  
Faculté de génie  
Département de génie mécanique

CONCEPTION D'UN MOTEUR À  
COMBUSTION INTERNE À PISTON  
EFFECTUANT LA COMBUSTION D'UN  
MONOERGOL LIQUIDE EN ANAÉROBIE

Thèse de doctorat  
Spécialité : génie mécanique

Gabriel VÉZINA

Sherbrooke (Québec) Canada

Mars 2019



# MEMBRES DU JURY

Martin BROUILLETTE

---

Directeur

Luc FRÉCHETTE

---

Évaluateur

Mathieu PICARD

---

Évaluateur

Patrice SEERS

---

Évaluateur



# RÉSUMÉ

Ce projet de doctorat vise à déterminer si l'on peut augmenter la densité de puissance d'un moteur à pistons en utilisant l'injection directe d'un monoergol liquide. L'utilisation d'un monoergol dans un moteur à combustion interne permet un fonctionnement sans admission d'air. Ceci élimine plusieurs problématiques et délais associés à l'apport d'air pour moteur à piston traditionnelle. Il devient donc possible d'accroître la densité de puissance d'un moteur.

Pour le projet, du nitrate isopropylique (IPN) a été sélectionné comme monoergol liquide. Ce monoergol a une énergie d'explosion élevée, est facilement abordable, non toxique et non corrosif. Cependant, l'IPN est difficile à allumer à pression atmosphérique, brûle lentement et à une balance négative en oxygène.

Dans une première phase du projet, les caractéristiques d'injection, d'allumage et de combustion ont été validées pour l'IPN en mode anaérobie, lorsque celui-ci est injecté dans ses propres produits de combustion. Pour ce faire, un premier banc de test de type chambre d'explosion à volume constant ( $\approx 36 \text{ cm}^3$ ) a été conçu. Pour ce banc de test, un système d'injection directe et un système d'allumage par bougies incandescentes ont été sélectionnés et caractérisés pour une utilisation avec de l'IPN. La première phase d'expérimentation a démontré la faisabilité d'utiliser l'IPN, comme monoergol liquide, pour cycloser des combustions en mode anaérobie.

La deuxième phase du projet a consisté à développer, instrumenter et caractériser un prototype de moteur. L'objectif était de caractériser un moteur thermique à piston utilisant l'injection directe de monoergol liquide. Le moteur prototype était muni d'un simple piston libre avec une cylindrée d'environ  $45 \text{ cm}^3$  et un alésage de 38 mm. Les systèmes d'injection et d'allumage ont été les mêmes que ceux sélectionnés pour la chambre d'explosion. Le cycle thermodynamique du moteur est de type Seiliger (*dual cycle*). L'apport en monoergol s'effectuait par multipulses d'injection. Quelques pulses d'injection lors de la compression, suivi de plusieurs pulses postcombustion pour maintenir une combustion à pression constante lors de la course de puissance du piston.

Les expérimentations du moteur prototype ont été réalisées à une fréquence d'opération de 2 Hz. Un travail mécanique net jusqu'à 200 J/cycle a été produit par le moteur prototype, ce qui correspond à une puissance de 400 W. Une pression moyenne effective (*IMEP*) de 4.4 MPa a été obtenue. Le rendement thermodynamique du moteur est d'environ 15%. La consommation spécifique est de 2.5 mg/J, ce qui correspond à un rendement de conversion de 49% basée sur l'énergie spécifique de l'IPN.

Les essais en laboratoire ont bien démontré que l'injection directe d'un monoergol liquide permet d'accroître la puissance d'un moteur. À l'aide de la post-injection de monoergol, il a été possible de modifier le profil  $P$ - $V$  du cycle moteur et ainsi, d'augmenter la pression moyenne effective (*IMEP*). Ceci permet d'accroître la densité de puissance du moteur en conservant la même pression maximum du cycle.

**Mots-clés :** moteur à combustion interne à piston, monoergol liquide, injection directe, décomposition thermique, densité de puissance, nitrate isopropylique



# REMERCIEMENTS

Ce projet de doctorat n'aurait pu être une réussite sans la collaboration et le soutien de plusieurs personnes. Je tiens tout d'abord à remercier le professeur Martin Brouillette pour m'avoir accueilli dans son laboratoire et accepté de me superviser dans cette grande aventure. Martin a su m'encadrer dans le développement de mes compétences en recherche scientifique. Je voudrais également remercier les membres de mon comité d'encadrement ainsi que les membres du jury : Luc Fréchette, Mathieu Picard, Stéphane Moreau et Patrice Seers. Chacun a contribué au projet via leurs commentaires, suggestions et assistance technique.

Je tiens à remercier chaleureusement mon épouse Véronique Nault et toute ma famille qui n'ont jamais cessé de m'appuyer et de m'encourager durant toutes mes études. Ils m'ont supporté moralement dans les moments difficiles et ont favorisé ma persévérance et mon épanouissement personnel.

Je souhaite également remercier les membres de Createk ([www.createk.co](http://www.createk.co)) qui ont collaboré à la réussite du projet. Je remercie particulièrement ceux et celles qui ont contribué au prototypage des bancs de test et qui ont fourni une assistance technique.

Enfin, je désire remercier les organismes subventionnaires FQRNT (Fonds de recherche du Québec – Nature et technologies) et CRSNG (Conseil de recherches en sciences naturelles et en génie du Canada) qui m'ont octroyé des bourses de recherche. Ce support financier a grandement contribué à pleinement me consacrer à mes activités de recherche.



# TABLE DES MATIÈRES

<b>1</b>	<b>INTRODUCTION</b>	<b>1</b>
1.1	Mise en contexte et problématique . . . . .	1
1.2	Moteur à piston à monoergol liquide . . . . .	2
1.3	Configuration de moteur pour le projet . . . . .	3
1.4	Question et objectifs de recherche . . . . .	5
1.5	Contribution scientifique . . . . .	6
1.6	Plan du document . . . . .	6
<b>2</b>	<b>ÉTAT DE L'ART : les monoergols liquides</b>	<b>9</b>
2.1	Les différents monoergols liquides . . . . .	9
2.2	Caractéristiques de combustion de l'IPN . . . . .	14
2.2.1	Réaction chimique de combustion de l'IPN . . . . .	15
2.2.2	Produits de combustion intermédiaires de l'IPN . . . . .	18
2.2.3	Vitesse de combustion . . . . .	19
2.2.4	Cinétique chimique de l'IPN . . . . .	20
2.2.5	Caractéristiques d'allumage . . . . .	23
2.2.6	Comparaison des performances des monoergols liquides . . . . .	25
2.3	Synthèse sur les monoergols liquides . . . . .	26
<b>3</b>	<b>ÉTAT DE L'ART : les moteurs à monoergol liquide</b>	<b>27</b>
3.1	Cycle thermodynamique <i>Dual-Miller</i> . . . . .	28
3.2	Modélisation du cycle thermodynamique <i>Dual-Miller</i> . . . . .	30
3.2.1	Paramètres additionnels du DMC pour le projet . . . . .	31
3.2.2	Indice polytropique vs efficacité isentropique . . . . .	32
3.3	Les projets de moteurs à piston à monoergol liquide . . . . .	33
3.3.1	Projet : <i>Hydrazine Monopropellant Reciprocating Engine</i> . . . . .	33
3.3.2	Projet : <i>Portable Underwater Thermal Power System</i> . . . . .	35
3.3.3	Projet : <i>Actionneur pneumatique alimenté par un monoergol</i> . . . . .	37
3.3.4	Projet : <i>Pompe hydraulique alimentée par un monoergol</i> . . . . .	39
3.3.5	Projet : <i>Torpedo Swash-Plate Piston Engine</i> . . . . .	41
3.4	Moteurs thermique à monoergol liquide sans piston . . . . .	42
3.5	Synthèse sur les moteurs thermiques à monoergol . . . . .	43
<b>4</b>	<b>PROTOTYPE DE CHAMBRE DE COMBUSTION</b>	<b>47</b>
4.1	Schémas du banc de test . . . . .	47
4.2	Système d'injection . . . . .	48
4.2.1	Contrôle de l'injecteur . . . . .	50
4.2.2	Modélisation de l'injecteur . . . . .	50
4.2.3	Validation de l'atomisation . . . . .	53
4.3	Système d'allumage . . . . .	55
4.4	Modélisation des réactions chimiques . . . . .	56

4.4.1	Performances simulées de combustion de l'IPN . . . . .	56
4.4.2	Énergie spécifique . . . . .	61
4.4.3	Chaleur d'explosion . . . . .	63
4.5	Schémas du banc de test . . . . .	65
4.6	Système de contrôle et d'acquisition de données . . . . .	67
4.6.1	Méthode d'analyse des résultats . . . . .	69
4.7	Résultats des tests de combustion . . . . .	70
4.8	Analyse globale des tests de combustion . . . . .	73
4.9	Conclusion des tests de combustion d'IPN . . . . .	74
<b>5</b>	<b>PROTOTYPE D'UN MOTEUR À PISTON</b>	<b>75</b>
5.1	Géométrie et composantes du moteur prototype . . . . .	76
5.2	Schémas du banc de test . . . . .	80
5.3	Banc de test en entier . . . . .	81
5.3.1	Charge moteur et frein hydraulique . . . . .	82
5.3.2	Système d'actionnement linéaire . . . . .	84
5.3.3	Système de lubrification de la cylindrée . . . . .	85
5.3.4	Capteurs et acquisition de données . . . . .	86
5.4	Routine de contrôle pour les expérimentations . . . . .	87
5.5	Résultats des tests de combustion . . . . .	87
5.5.1	Performances du moteur sans post-injection . . . . .	90
5.5.2	Expérimentation avec une injection durant la combustion . . . . .	92
5.5.3	Performance du moteur avec plusieurs post-injections . . . . .	93
5.5.4	Calcul du rendement thermodynamique du moteur . . . . .	97
5.5.5	Incertitude de mesure . . . . .	99
5.6	Synthèse des performances du moteur . . . . .	99
5.7	Analyse des performances avec le cycle <i>Dual-Miller</i> . . . . .	100
<b>6</b>	<b>CONCLUSION</b>	<b>107</b>
6.1	Sommaire des travaux réalisés . . . . .	107
6.2	Contributions originales . . . . .	109
6.2.1	Contributions principales . . . . .	109
6.2.2	Contributions secondaires . . . . .	112
6.3	Perspectives de travaux et recherches futures . . . . .	113
6.3.1	Amélioration des performances du moteur prototype . . . . .	114
6.3.2	Amélioration du banc de test . . . . .	116
6.3.3	Perspective de projets de recherches scientifiques . . . . .	118
<b>A</b>	<b>Résultats pour la chambre de combustion</b>	<b>121</b>
<b>B</b>	<b>Résultats pour le moteur prototype</b>	<b>133</b>
<b>C</b>	<b>Scripts CEA</b>	<b>143</b>
<b>D</b>	<b>Scripts Matlab</b>	<b>145</b>
D.1	Script pour les produits de combustion de l'IPN . . . . .	145

---

---

D.2 Script pour calculer l'efficacité de combustion . . . . .	150
D.3 Script pour l'analyse du cycle DMC . . . . .	153
<b>E Mises en plan</b>	<b>163</b>
<b>LISTE DES RÉFÉRENCES</b>	<b>169</b>

---



# LISTE DES FIGURES

1.1	Schémas de moteur à piston pour le projet . . . . .	3
2.1	Forme 3D de la molécule de l'IPN . . . . .	14
2.2	Produits de combustion de l'IPN mesurés dans un réacteur étanche pressurisé d'argon à 1.4 MPa, après un temps de résidence de 120 s pour différentes températures [31] . . . . .	17
2.3	Produits de décomposition de l'IPN dans un réacteur étanche pressurisé d'argon à 1.4 MPa pour une température de 1313 K en fonction du temps de résidence [31] . . . . .	18
2.4	Produits de réaction dans une flamme d'IPN à différentes hauteurs de la surface liquide [55] . . . . .	19
2.5	Vitesse de combustion de l'IPN (adaptation de [7]) . . . . .	20
2.6	Coefficient de vitesse de premier ordre de l'IPN (adaptation de [49]) . . . . .	22
2.7	Délai d'inflammation de l'IPN (adaptation de [15]) . . . . .	23
2.8	Profil de pression pour l'inflammation de l'IPN (adaptation de [6]) . . . . .	24
3.1	Schémas du moteur à piston pour le projet . . . . .	27
3.2	Cycle thermodynamique de Seiliger . . . . .	28
3.3	Schématisation des graphiques $P$ - $V$ et $T$ - $S$ pour le cycle thermodynamique <i>Dual-Miller</i> [26] . . . . .	29
3.4	Schématisation du graphique $P$ - $V$ du cycle DMC avec les paramètres adimensionnels $\epsilon$ , $\lambda$ , $r_C$ et $r_E$ . . . . .	32
3.5	Profils de pression de la chambre moteur, dans le plénum et le ressort pneumatique pour un cycle moteur (adaptation de [2]) . . . . .	34
3.6	Configuration d'un actionneur pneumatique couplé à un moteur thermique à monoergol liquide [62] . . . . .	37
3.7	Architecture d'un moteur à doubles pistons libres à monoergol entraînant une pompe hydraulique [56] . . . . .	40
3.8	Architecture d'un moteur à combustion externe pour propulser une torpille (adaptation de [21]) . . . . .	42
4.1	Schéma simplifié du banc de test de combustion . . . . .	47
4.2	Géométrie de la chambre de combustion . . . . .	48
4.3	Injecteur Bosch GDI HDEV 5.1 de modèle 62819 [16] . . . . .	49
4.4	Profil du courant électrique lors d'une commande d'injection . . . . .	49
4.5	Courant électrique de l'injecteur pour une commande d'injection de 5 ms avec une alimentation survoltée . . . . .	50
4.6	Débit massique de l'injecteur en fonction de la pression interne du moteur ; $C_d A = 0.100 \text{ mm}^2$ , $\rho_f = 1036 \text{ kg/m}^3$ et $P_f = 6895 \text{ kPa}$ . . . . .	51
4.7	Géométrie des jets de l'injecteur à 700 kPa avec de l'eau . . . . .	53
4.8	Géométrie des jets de l'injecteur à 7750 kPa avec de l'eau . . . . .	54
4.9	Bougie d'allumage Bosch 80010 . . . . .	55

4.10	Pression et température des produits de combustion de l'IPN en fonction du paramètre de chargement . . . . .	59
4.11	Quantité de produits de combustion en recirculation pour la réaction 4.10 en fonction des conditions initiales . . . . .	60
4.12	Principaux produits de combustion de l'IPN en fonction du paramètre de chargement et des conditions initiales de pression et de température . . . . .	61
4.13	Énergie spécifique de l'IPN en fonction du paramètre de chargement pour la réaction 4.10 . . . . .	62
4.14	Chaleur d'explosion de l'IPN en fonction du paramètre de chargement pour la réaction 4.10 . . . . .	65
4.15	Photo de la chambre de combustion . . . . .	66
4.16	Schéma fluide du banc de test . . . . .	66
4.17	Système d'actionnement de la valve à bille pour l'échappement . . . . .	67
4.18	Système de contrôle et d'acquisition de données . . . . .	68
4.19	Organigramme de calcul pour obtenir les caractéristiques des produits de combustion en considérant une efficacité de combustion théorique . . . . .	69
4.20	Profil de pression du test STF008_20170503 en fonction du temps . . . . .	71
4.21	Profil de pression du test STF008_20170503 en fonction du CAD . . . . .	71
5.1	Schémas du prototype de moteur à piston . . . . .	75
5.2	Géométrie du moteur thermique . . . . .	76
5.3	Piston du moteur et son joint d'étanchéité principale . . . . .	77
5.4	Piston Stihl MS180 avec l'assemblage de bielle et chape . . . . .	78
5.5	Photo du moteur thermique et de ses composantes principales . . . . .	78
5.6	Culasse vue de dessus . . . . .	79
5.7	Culasse vue de dessous . . . . .	79
5.8	Schema simplifié du banc de test à piston libre . . . . .	80
5.9	Photo de vue d'ensemble du banc de test avec le moteur thermique . . . . .	81
5.10	Vue de haut du banc de test avec le moteur thermique . . . . .	82
5.11	Vue rapprochée du circuit hydraulique . . . . .	83
5.12	Charge résistive du circuit hydraulique en fonction de la vitesse linéaire et le réglage du contrôleur de débit . . . . .	83
5.13	Système de lubrification par brume d'huile . . . . .	85
5.14	Courbe de pression en fonction du temps pour le test #024 . . . . .	90
5.15	Profil de pression et position du piston pour le test #024 . . . . .	91
5.16	Diagramme $P-V$ pour le test #024 . . . . .	92
5.17	Profil de pression et position du piston pour le test #023 . . . . .	92
5.18	Diagramme $P-V$ pour le test #023 . . . . .	93
5.19	Diagrammes $P-V$ pour les tests #017 à #022 . . . . .	94
5.20	Comparaison des diagrammes $P-V$ pour les tests #017 à #024 . . . . .	95
5.21	Performance du moteur en fonction de la quantité de monoergol injectée pour les tests avec post-injections (#017 à #024) . . . . .	96
5.22	Travail produit et rendement thermodynamique du moteur pour les tests avec post-injections (#017 à #023) . . . . .	99

---

---

5.23	Comparaison du cycle DMC avec l'ajustement des courbes $P$ - $V$ pour les tests #017 à #023 . . . . .	101
5.24	Comparaison des résultats expérimentaux avec le modèle théorique du cycle DMC pour le travail moteur en fonction de l'apport d'énergie . . . . .	103
5.25	Comparaison des expérimentations avec le cycle DMC pour la travail moteur versus le rendement thermodynamique . . . . .	104
5.26	Performances du cycle DMC lorsque le ratio volumétrique double ( $\epsilon = 9.25 \rightarrow 18.5$ ) et que le rapport total de pression double ( $\lambda = 53 \rightarrow 106$ ) . .	105

---



# LISTE DES TABLEAUX

2.1	Caractéristiques physiques du nitrate isopropylique [1][47][37] . . . . .	14
2.2	Produits de décomposition de l'IPN pondérés pour un réacteur étanche pressurisé d'argon à 1.4 MPa, après un temps de résidence de 120 s pour différentes températures [31] . . . . .	17
2.3	Relations du coefficient de vitesse de l'IPN pour différentes plages de température . . . . .	21
2.4	Coefficients de vitesse de réaction de l'IPN pour différentes températures .	22
2.5	Comparaison des performances de différents monoergols liquides . . . . .	25
3.1	Comparaison des différents moteurs à piston à monoergol liquide . . . . .	43
4.1	Caractéristiques de contrôle pour une commande d'injection [16] . . . . .	49
4.2	Caractéristiques d'injection avec de l'eau . . . . .	53
4.3	Caractéristiques d'injection calculées pour de l'IPN et de l'eau à une pression d'injection de 7750 kPa . . . . .	54
4.4	Propriétés des produits d'équilibre chimique de l'IPN pour différents paramètres de chargement pour la réaction 4.10 ( $P_1 = 100$ kPa, $T_1 = 298$ K) . .	57
4.5	Paramètres et résultats des tests de combustion . . . . .	73
5.1	Coefficient de débit pour l'ensemble du circuit hydraulique . . . . .	84
5.2	Paramètres et résultats des tests de combustion . . . . .	89
5.3	Caractéristiques des injections pour le calcul de la chaleur d'explosion moyenne et le rendement thermodynamique du moteur . . . . .	98
6.1	Comparaison des différents moteurs à piston à monoergol liquide . . . . .	110



# LISTE DES SYMBOLES

Symbole	Définition
$A$	aire
$A$	ampère, unité d'intensité du courant électrique
$A_p$	potentiel d'actionnement
$B$	alésage du piston
$BMEP$	pression moyenne effective au frein ( <i>Brake Mean Effective Pressure</i> )
$C_d$	coefficient de décharge de l'injecteur
$CN$	nombre de cavitation
$c_p$	chaleur spécifique à pression constante
$c_v$	chaleur spécifique à volume constant
$C_v$	coefficient de débit
$CV$	coefficient de variation
$d_{jet}$	diamètre des trous de l'injecteur
$DP$	densité de puissance massique
$e_s$	énergie spécifique
$E_a$	énergie d'activation
$Q_{ex}$	chaleur d'explosion
$f$	fréquence
$f_v$	énergie spécifique
$F$	force
$FMEP$	pression moyenne en friction ( <i>Friction Mean Effective Pressure</i> )
hp	<i>horsepower</i> , unité de puissance
$H$	enthalpie
Hz	hertz, unité de la fréquence
$IMEP$	pression moyenne effective indiquée ( <i>Indicated Mean Effective Pressure</i> )
J	joule, unité de travail
$k$	coefficient de vitesse
kg	kilogramme, unité de masse
K	kelvin, unité de température
L	litre, unité de volume
$m$	masse
m	mètre, unité de longueur
$Ma$	nombre de Mach
$MW$	masse molaire
$n$	indice polytropique
$N$	fréquence d'opération
$P$	pression du fluide
$P_v$	pression de vapeur saturante
$PCS$	pouvoir calorifique supérieur
$Q$	chaleur

... suite à la page suivante ...

---

<b>Symbole</b>	<b>Définition</b>
$Q$	débit volumique
$r$	ratio de compression
$R$	constante spécifique d'un gaz
$Re$	nombre de Reynolds
$r_C$	ratio de course à pression constante lors de la compression
$r_E$	ratio de course à pression constante lors de la détente
$r_M$	ratio de Miller
rpm	tour par minute, unité de vitesse angulaire
s	seconde, unité de temps
$S$	course du piston
$S$	entropie
$SFC$	consommation spécifique ( <i>Specific Fuel Consumption</i> )
$SG$	densité spécifique par rapport à l'eau
$t$	variable temporelle
$T$	température
$T_v$	température adiabatique de flamme
$U$	énergie interne
$v_{jet}$	vitesse du jet de l'injecteur
$V$	volume
V	volt, unité de tension électrique
$W$	travail mécanique
$\dot{W}$	puissance mécanique
W	watt, unité de puissance
$We$	nombre de Weber
$\alpha$	ratio de température du cycle DMC
$\beta$	ratio de pression du cycle DMC
$\gamma$	ratio des chaleurs spécifiques du gaz
$\epsilon$	ratio de volume du cycle DMC
$\eta$	rendement de conversion
$\eta_{comb}$	efficacité de combustion
$\eta_C$	efficacité isentropique de compression
$\eta_E$	efficacité isentropique de détente
$\lambda$	ratio de pression du cycle DMC
$\mu$	viscosité dynamique du fluide
$\nu$	viscosité cinématique du fluide
$\rho$	masse volumique du fluide
$\rho$	ratio de volume à pression constante pour le cycle DMC
$\Omega$	ohm, unité de résistance électrique

---

# LISTE DES ACRONYMES

Acronyme	Définition
ADN	dinitramide d'ammonium
AISI	<i>American Iron and Steel Institute</i>
DMC	<i>Dual-Miller Cycle</i> , cycle thermodynamique
EGR	recirculation des gaz d'échappement
FPHP	<i>Free Piston Hydraulic Pump</i>
FPGA	<i>Field-Programmable Gate Array</i>
GDI	<i>Gasoline Direct Injection</i>
HAN	nitrate d'hydroxylammonium
HPGP	<i>High Performance Green Propellants</i>
ICT	<i>Fraunhofer Institute for Chemical Technology</i>
IPN	nitrate isopropylique
JPL	<i>Jet Propulsion Laboratory</i>
LOCUS	Laboratoire d'ondes de choc de l'Université de Sherbrooke
LHV	<i>Lower Heating Value</i>
NASA	<i>National Aeronautics and Space Administration</i>
NIST	<i>National Institute of Standards and Technology</i>
NOFB	<i>Nitrous Oxide Fuel Blend</i>
NURDC	<i>Naval Undersea Research and Development Center</i>
N/A	non applicable
N/D	non disponible
PGDN	dinitrate de propylène glycol
PTFE	polytétrafluoroéthylène (Téflon dans le langage courant)
RCS	<i>Reaction Control System</i>
TRL	<i>Technology Readiness Level</i>
UdeS	Université de Sherbrooke
U. of C.	<i>University of California</i>



# CHAPITRE 1

## INTRODUCTION

### 1.1 Mise en contexte et problématique

Depuis l'invention et la démocratisation du moteur à combustion, la société a largement utilisé les moteurs thermiques comme machine pour produire de la puissance mécanique. L'utilisation d'un carburant avec des moteurs à combustion interne a facilité l'émergence de sources de puissance mobile pour des applications nécessitant de grandes puissances spécifiques et de hautes énergies spécifiques. Encore aujourd'hui, les moteurs à combustion interne constituent la principale source de puissance mécanique pour les applications mobiles telles que l'automobile, les avions, les bateaux et les trains. Bien que les systèmes électriques sont en forte croissance, leurs densités de puissance et leurs énergies spécifiques ne leur permettent pas de rivaliser avec les moteurs thermiques pour plusieurs applications.

L'utilisation de moteurs à combustion interne avec un carburant nécessite l'apport d'un élément oxydant pour permettre la combustion. Typiquement, l'air environnant comportant de l'oxygène est utilisé comme oxydant pour la combustion. Cependant, l'utilisation de l'air n'est pas possible pour les applications spatiales, sub-aquatiques et dans les environnements pauvres en oxygène, tel qu'en très haute altitude. Pour permettre l'utilisation d'un moteur thermique dans ces environnements, il est nécessaire de transporter son propre oxydant pour permettre la combustion. Par exemple, pour les moteurs de fusée, deux réservoirs sont utilisés, l'un pour le carburant et l'autre pour le comburant. Le carburant et le comburant sont alors les deux ergols. On parle alors d'un propergol ; lorsque plusieurs ergols stockés séparément sont utilisés combinés. Pour certaines applications particulières, dont l'aérospatiale, il est opportun d'utiliser un monoergol ; soit un réactif qui permet une réaction chimique exothermique de décomposition sans nécessité d'apport d'oxydant ou l'utilisation d'un second ergol. Ainsi, un monoergol dont la combustion a été initiée a la propriété d'être autosuffisant pour maintenir sa combustion.

L'utilisation d'un monoergol dans un moteur à combustion interne permettrait donc le fonctionnement d'un moteur à piston sans la phase d'admission d'air. Du coup, cela élimine les difficultés d'apport d'air dans le moteur, du mélange de l'air avec le carburant ainsi que les difficultés d'admission par des soupapes. Cela réduit aussi les temps requis pour l'admission, pour le mélange carburant-comburant et pour l'échappement, ce qui permet d'accroître la densité de puissance du moteur. De plus, l'utilisation d'un monoergol évite les

problématiques reliées au mélange carburant/comburant, le stockage séparé de différents ergols, et simplifie l'architecture des moteurs en limitant le nombre de composantes. Pour ce projet de doctorat, on s'intéresse à l'utilisation d'un monoergol liquide pour accroître la densité de puissance d'un moteur à combustion interne à piston.

## 1.2 Moteur à piston à monoergol liquide

Généralement, les monoergols sont utilisés dans des moteurs thermiques de type propulseurs. Les propulseurs sont des moteurs qui éjectent les produits de combustion à haute vitesse pour obtenir une force de poussée. Ceci est le cas largement répandu des moteurs-fusée, les propulseurs aérospatiaux, les missiles. D'autres moteurs thermiques, utilisent la combustion d'un monoergol pour alimenter un générateur de gaz : les gaz générés à haute pression peuvent être utilisés pour entraîner une turbine à gaz par exemple. Cette configuration est similaire à celle des turbopompes qui acheminent les ergols au moteur fusée [66] ou pour certains groupes auxiliaires de puissance d'urgence (EPU, *Emergency Power Unit*) pour des avions [5][72].

Dans le cadre de cette recherche, on s'intéresse à utiliser un monoergol liquide pour produire une puissance mécanique via une architecture de moteur à combustion interne à piston réciproque. Certains projets de recherche ont déjà utilisé des monoergols pour entraîner un moteur à piston. Ces différents projets sont synthétisés ci-dessous.

Dans les années 1970s, la NASA a développé un prototype de moteur à piston opéré avec de l'hydrazine ( $N_2H_4$ ) dont la décomposition catalytique s'effectuait en amont du moteur. L'objectif était d'accroître l'enveloppe de vol d'un avion pour augmenter l'altitude maximum d'exploitation où l'air est raréfié [2].

Également dans les années 1970s, le *Naval Undersea Research and Development Center* ont développé un moteur à piston à monoergol liquide pour actionner des outils à moteur portatif pour travaux sous-marins [60]. Ce moteur prototype utilisait un cycle diesel avec la formulation *Otto Fuel II* comme monoergol.

Dans les années 2000s, les travaux de Raade et al. [56][45] (Université de Californie à Berkeley) ont permis de développer un moteur à piston à monoergol liquide. L'objectif était l'entraînement d'un vérin hydraulique à double action pour des applications de robotique mobile. Le moteur prototype utilisait une architecture de piston libre avec deux chambres de combustion opposés. Le monoergol utilisé était du peroxyde d'hydrogène ( $H_2O_2$ ) en décomposition catalytique. L'évacuation des gaz du moteur s'effectue par un simple port d'échappement latéral en fin de course du piston.

---

Également dans les années 2000s et pour des applications de robotique, les travaux de Goldfarb et al. [62][10] (Université Vanderbilt à Nashville) ont permis de développer un actionneur pneumatique alimenté par un monoergol liquide. L'intérêt particulier de ce projet de recherche est l'utilisation d'une boucle de rétroaction pour le contrôle en force de l'actionneur selon sa position. Le prototype utilisait du peroxyde d'hydrogène avec une chambre catalytique directement connectée aux ports d'admission de l'actionneur pneumatique. L'apport de monoergol et la purge du vérin pneumatique étaient contrôlés par des valves directionnelles haute vitesse.

L'ensemble de ces projets de développement démontre la faisabilité d'utiliser un moteur à combustion interne à piston avec un monoergol liquide. Cependant, la majorité de ces projets ont utilisés une décomposition catalytique et non pas une décomposition thermique.

### 1.3 Configuration de moteur pour le projet

La configuration de moteur qui est développée au cours de ce projet est un moteur à combustion interne à piston. Le moteur utilise un simple piston cylindrique à mouvement réciproque et utilise un cycle moteur à deux temps. L'utilisation d'un monoergol liquide permet un fonctionnement du moteur sans admission d'air. Le monoergol est injecté par un système d'injection directe. L'architecture de moteur est très simple et ne nécessite pas de valve en tête moteur ainsi qu'aucune tubulure d'admission d'air. La figure 1.1 présente une schématisation du moteur à piston qui est développé pour ce projet de doctorat. Le cycle thermodynamique de fonctionnement de ce moteur est de type Seiliger (*Dual-Cycle*) à deux temps.

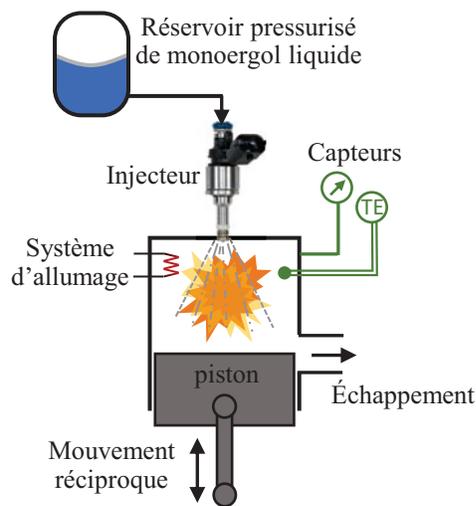


Figure 1.1 Schémas de moteur à piston pour le projet

Le fonctionnement de ce moteur requiert seulement les phases suivantes : compression des gaz (gaz résiduels du cycle précédent), injection de monoergol, combustion, expansion des gaz et échappement. Le moteur ne nécessite pas de phase d'admission d'air et d'échange de gaz, ce qui permet un fonctionnement simple d'un cycle moteur à deux-temps (une combustion par aller-retour du piston). L'utilisation d'un cycle moteur à deux temps permet d'augmenter significativement la densité de puissance du moteur comparativement à un fonctionnement à quatre temps [20]. De plus, pour les applications à haute densité de puissance, la puissance mécanique produite par le moteur thermique est directement reliée à l'apport de comburant au moteur. L'apport d'air au moteur devient alors un problème pour plusieurs moteurs thermiques traditionnels et on essaie de résoudre le problème en complexifiant le moteur avec l'ajout de système de suralimentation (turbocompresseur, compresseur mécanique ou l'injection d'un oxydant).

L'architecture du moteur sélectionnée utilise l'injection directe pour l'apport de monoergol. La technologie de l'injection directe fut largement développée par l'industrie automobile pour les moteurs diesels et plus récemment pour les moteurs à essence. Cette technologie permet un temps de réponse très rapide, une bonne atomisation du carburant et une grande précision sur l'apport de carburant. Les moteurs automobiles récents utilisent presque tous l'injection directe et il est devenu courant d'utiliser des approches de contrôle de combustion par multi-injection lors d'un même cycle moteur.

Un autre avantage de l'utilisation d'un monoergol liquide pour un moteur à piston est la possibilité de modifier le profil de pression lors de la combustion. Pour un moteur à essence à cycle Otto, la combustion est typiquement stœchiométrique et la combustion prend fin lorsqu'il ne reste plus d'oxygène. Pour un moteur diesel, la combustion est généralement pauvre (i.e., avec un excès d'air) et le profil de combustion à pression constante est ajustable, mais avec une limite définie par la quantité d'air disponible dans la cylindrée. Avec l'utilisation de l'injection directe de monoergol, la combustion peut-être aussi longue que souhaitée : il suffit d'ajuster le profil d'injection pour adapter le profil de combustion. Seul le projet de recherche de Goldfarb et al. [62] s'est intéressé au potentiel de contrôlabilité d'un moteur à piston en utilisant le profil d'injection d'un monoergol liquide. Cependant, le projet de recherche de Goldfarb et al., utilisait une décomposition catalytique et nécessitait des valves commandées pour l'échappement du moteur.

Dans le cadre de ce projet, il est préférable d'utiliser un monoergol qui soit sous phase liquide à conditions ambiantes de température et de pression. Ceci permet de simplifier grandement le système d'alimentation en carburant et le système de contrôle de combustion. Le monoergol liquide sélectionné pour ce projet est le nitrate isopropylique (IPN,

---

$C_3H_7NO_3$ ). Ce monoergol est facilement disponible, permet une décomposition thermique, est non cancérigène, considéré respectueux de l'environnement et suffisamment réactif pour obtenir de bonnes performances. Il est à spécifier qu'aucune démonstration technologique d'un moteur à piston à monoergol liquide (voir la section 1.2) n'a utilisé le nitrate isopropylique comme monoergol pour une opération anaérobie.

Plusieurs travaux de recherche ont permis de définir les performances de l'IPN comme monoergol. La chaleur de réaction pour la combustion de l'IPN a été mesurée lors de tests de pyrolyse et de décomposition thermique dans des réacteurs à écoulement continu [9][11][31]. Les paramètres de la cinétique de réaction de l'IPN ont été caractérisés expérimentalement pour plusieurs plages de température [49]. La vitesse de combustion du front de flamme à été mesurée pour de l'IPN initialement sous phase liquide [7]. Des modèles d'énergie d'inflammation ont été développés et validés pour de l'IPN liquide pulvérisé [15][6]. L'ensemble des connaissances scientifique concernant la combustion de l'IPN est suffisante pour permettre l'utilisation de ce monoergol pour ce projet.

## 1.4 Question et objectifs de recherche

La brève mise en contexte a démontré un intérêt pour l'utilisation de moteurs à combustion interne. Pour plusieurs applications mobiles à haute densité de puissance où les batteries sont peu performantes, l'utilisation d'un monoergol liquide comme source d'énergie est très prometteuse. Cependant, peu de projets de recherche ont été réalisés sur les architectures de moteur à combustion interne à piston utilisant un monoergol liquide. Bien que l'état des connaissances scientifiques permet d'entrevoir la faisabilité d'une telle architecture, la majorité des projets de recherches ont toutefois utilisé une décomposition catalytique plutôt qu'une décomposition thermique. De plus, aucune démonstration technologique de moteur à piston n'a été effectuée avec de l'IPN comme monoergol. Pour ce projet de recherche, on s'intéresse donc à répondre à la question scientifique suivante :

*Peut-on augmenter la densité de puissance d'un moteur à combustion interne à piston en mode anaérobie et ce, en utilisant l'injection directe d'un monoergol liquide ?*

Afin de répondre à cette question de recherche, quatre objectifs spécifiques ont été énoncés :

1. Sélectionner et valider un système d'injection et d'allumage pour la combustion du nitrate isopropylique en mode anaérobie.
  2. Valider les caractéristiques de combustion du nitrate isopropylique pour des combustions cyclées dans une chambre d'explosion.
  3. Développer un prototype de moteur à piston à injection directe de monoergol liquide.
  4. Évaluer l'effet de la séquence d'injection sur les performances du moteur prototype.
-

## 1.5 Contribution scientifique

Ce projet de recherche apporte plusieurs contributions significatives et originales à la communauté scientifique. Premièrement, la réalisation d'un prototype fonctionnel constitue une démonstration technologique de l'utilisation d'un moteur à piston à injection directe de monoergol liquide avec une décomposition thermique. Le prototype utilise du nitrate isopropylique, ce qui constitue une première pour ce monoergol dans les moteurs à piston en mode anaérobie. Deuxièmement, les expérimentations permettent de définir plusieurs paramètres fonctionnels pour une opération stable du moteur. L'architecture du moteur ainsi que le choix de plusieurs systèmes comme celui de l'injection directe et celui de l'allumage ont été validés expérimentalement pour ce monoergol. Ceci dresse des lignes directrices pour le développement de futurs moteurs à fonctionnement similaire. Troisièmement, une méthodologie est proposée pour calculer l'efficacité de combustion cyclée d'un monoergol lorsque celui-ci est injecté dans ses propres produits de combustion. Quatrièmement, ce projet démontre qu'il est possible d'utiliser un monoergol pour modifier le profil du cycle thermodynamique d'un moteur en fonction de la séquence d'injection. Ainsi, en conservant le même ratio volumétrique et la même pression maximale, on peut modifier le profil du cycle  $P-V$  (pression-volume) d'un moteur et ajuster sa puissance moteur uniquement en adaptant la séquence d'injection. Finalement, ce projet de recherche propose une méthode pour augmenter la densité de puissance d'un moteur à combustion interne à piston en utilisant l'injection directe de monoergol liquide. Cette méthode est validée lors du projet avec le fonctionnement du moteur en mode anaérobie avec le monoergol liquide comme source d'énergie. Cependant, cette même méthode peut également être intégrée avec un moteur à piston traditionnel standard via l'incorporation d'un nouveau système d'injection directe de monoergol. L'ensemble des contributions scientifiques présentées ci-dessus démontre la pertinence de ce projet.

## 1.6 Plan du document

Cette thèse est rédigée selon un format traditionnel. Vous pourrez y trouver un état de l'art pour bien situer le projet, un corps principal concernant les travaux de la thèse, une synthèse des réalisations et une conclusion.

L'état de l'art est divisé en deux chapitres. Le chapitre 2 concerne les monoergols liquides, les caractéristiques de combustion du monoergol sélectionné et la modélisation des réactions chimiques. Le chapitre 3 concerne les moteurs thermiques à piston à monoergol liquide, les différents projets et prototypes déjà réalisés et une comparaison entre ces moteurs. Ces deux chapitres sont complétées par une synthèse en lien au présent projet. L'état

---

de l'art permet de situer les travaux de recherche par rapport aux travaux déjà réalisés dans le même domaine. Ces deux chapitres permettent aussi de soulever les incertitudes et les éléments clés à réaliser pour une réussite du projet. De plus, l'état de l'art met en évidence la contribution originale du projet.

Le corps principal de la thèse est constitué de deux chapitres. Le premier chapitre du corps principal traite du développement d'une chambre de combustion à volume constant. Ce chapitre présente un banc de test, le système d'injection, le système d'allumage, les résultats des tests de combustion cyclées et une analyse des résultats. Ce chapitre démontre l'atteinte des deux premiers objectifs spécifiques de la thèse. Le second chapitre du corps principal traite du développement d'un prototype de moteur à piston. Ce chapitre présente : le prototype du moteur à piston, le banc de test, les résultats des tests de fonctionnement, l'effet du séquençage de l'injection directe sur les performances du prototype et une synthèse des expérimentations. Ce chapitre démontre l'atteinte des deux derniers objectifs spécifiques de la thèse.

La thèse est complétée par une conclusion qui synthétise l'ensemble des travaux réalisés. La conclusion est constituée d'un sommaire de la thèse, d'une présentation des contributions scientifique et des perspectives de recherches futures. La conclusion démontre la contribution originale de la thèse en justifiant la réalisation des objectifs spécifiques et en présentant une réponse à la question de recherche.

---



# CHAPITRE 2

## ÉTAT DE L'ART : les monoergols liquides

L'état de l'art pour ce projet de recherche est divisé en deux parties. La première partie concerne les connaissances théoriques associées à la combustion d'un monoergol liquide (chapitre 2). La deuxième partie concerne les projets de recherche ayant déjà exploité des moteurs à piston utilisant un monoergol liquide en régime anaérobie (chapitre 3). Cet état de l'art permettra de soulever les difficultés associées au projet tout en démontrant sa faisabilité et son originalité.

### 2.1 Les différents monoergols liquides

Cette section présente ce qu'est un monoergol, ses groupes de classification, ses types de décomposition chimique. Cette section sera complétée par une présentation de caractéristiques du monoergol sélectionné pour le projet.

Les monoergols sont des ergols de formation dont la réaction chimique de type exothermique peut être effectuée sans apport d'oxydant. Ainsi, un monoergol dont la combustion a été initiée à la propriété d'être autosuffisant pour maintenir sa combustion. Dans le cadre de ce projet, afin de simplifier le système d'alimentation en carburant et le système de contrôle de la combustion, il est préférable que le monoergol employé soit sous phase liquide à température ambiante et à basse pression. Les monoergols liquides sont majoritairement utilisés par l'industrie aérospatiale pour alimenter des moteurs-fusées pour le contrôle de véhicules spatiaux et de satellites. Ces moteurs-fusées à monoergol liquide sont utilisés pour produire une poussée qui varie du millinewton au méganewton pour des durées de la milliseconde jusqu'à une combustion continue [66]. Les technologies associées aux moteurs-fusées alimentés en monoergol liquide sont largement développées et font partie de l'état de l'art présenté par plusieurs ouvrages de référence [66] [59]. Ces technologies ont été largement validées avec les milliers de satellites et véhicules spatiaux dont la mission a été réussie. Le monoergol majoritairement utilisé est l'hydrazine ( $N_2H_4$ ), un hypergolique qui s'enflamme spontanément au contact de l'acide nitrique ( $HNO_3$ ) ou du peroxyde d'azote ( $N_2O_2$ ) [66]. L'hydrazine est typiquement utilisée pour sa haute impulsion spécifique et sa stabilité d'entreposage [66]. L'inconvénient de l'hydrazine est sa très haute toxicité et sa très haute réactivité (ergol hypergolique) rendant sa manipulation très dangereuse.

### Monergols ioniques à base de HAN et de ADN

Actuellement, il y a un engouement pour le développement et l'utilisation de monoergols hautes performances plus respectueux de l'environnement et plus sécuritaires afin de remplacer l'hydrazine pour les applications aérospatiales. Ces nouveaux monoergols sont couramment nommés *High Performance Green Propellants* (HPGP). Les monoergols les plus prometteurs pour remplacer l'hydrazine sont ceux à base de dinitramide d'ammonium (ADN) et ceux à base de nitrate d'hydroxylammonium (HAN) [68]. Ces deux types de monoergols sont des sels ioniques énergétiques qui sont solubles dans l'eau.

La famille des monoergols à base de nitrate d'hydroxylammonium (HAN,  $[\text{NH}_3\text{OH}]^+[\text{NO}_3]^-$ ) a été largement développée dans les années 1950 à 1990 pour l'artillerie à propergols liquides (*Liquid Propellant Gun*) sans que ces projets de recherche se poursuivent. Les projet de recherche pour ce type d'armement ont permis le développement de plusieurs connaissances scientifiques dont les propriétés de combustion de monoergol à base de HAN [36], leurs caractéristiques d'allumage [38] et la physique de combustion d'un monoergol liquide par jet pulvérisé [42][41][37]. Le monoergol liquide le plus étudié pour ce type d'armement fut le LP-1846. Cette formulation est un mélange de HAN avec du nitrate de triéthylammonium (TEAN,  $\text{C}_6\text{H}_{16}\text{N}_2\text{O}_6$ ) et de l'eau. Récemment, le laboratoire de recherche de l'armée de l'air américaine a développé de nouvelles formulations à base de HAN pour des applications de propergol propre à haut rendement pour l'industrie spatiale. Cette nouvelle formulation, le AF-M315E est un mélange de HAN, de méthanol ( $\text{CH}_4\text{O}$ ) et d'un oxydant. Le AF-M316E est en phase de démonstration via le projet GPIM (*Green Propellant Infusion Mission*) mené conjointement par la NASA, Aerojet Rocketdyne et Ball Aerospace [65].

La famille des monoergols à base de dinitramide d'ammonium (ADN,  $[\text{NH}_4]^+[\text{N}(\text{NO}_2)_2]^-$ ) a commencé à être développée dans les années 1970. En 1997, la *Swedish Space Corporation* (SSC) et l'agence suédoise de recherche pour la défense ont développé la formulation LMP-103S, un mélange aqueux contenant en pourcentage massique de 60-65 % de dinitramide d'ammonium, 15-20 % de méthanol ( $\text{CH}_4\text{O}$ ) et 3-6 % d'ammoniac ( $\text{NH}_3$ ). Les démonstrations en environnement opérationnel (TRL 7+) de la formulation LMP-103S se sont effectuées lors de la mission spatiale PRISMA (*PRototype Research Instruments and Space Mission technology Advancement*) [67]. La NASA a récemment effectué ses propres expérimentations pour valider les performances de propulseurs alimentés avec la formulation LMP-103S [46].

Les monoergols à base d'ADN et de HAN offrent des performances très intéressantes. Toutefois, au Canada, ces monoergols sont grandement réglementés. En effet, le nitrate d'ammonium et les composés de la même famille peuvent être utilisés à des fins criminelles. Ces substances ont été utilisées dans plusieurs attentats à la bombe artisanale, dont l'attentat d'Oklahoma City (19 avril 1995, 168 morts et 680 blessés), l'attentat de Bali (12 octobre 2002, 202 morts et 209 blessés) et l'attentat d'Argana à Marrakech (28 avril 2011, 17 morts et 20 blessés). Les réglementations envers ces produits rendent très difficile l'accessibilité aux monoergols à base d'ADN et de HAN pour des projets scientifiques.

### **Monoergols à base d'esters de nitrate**

Les monoergols à base d'esters de nitrate ( $R-ONO_2$ , où R est un groupe organique) sont largement utilisés dans les explosifs et les monoergols liquides. Cette famille de monoergol comprend entre autres le nitrate isopropylique (IPN,  $C_3H_7NO_3$ ), le dinitrate de propylène glycol (PGDN,  $C_3H_6N_2O_6$ ) et le trinitrate de glycérol (nitroglycérine,  $C_3H_5N_3O_9$ ). Souvent, les monoergols liquides à base d'esters de nitrate sont mélangés avec un agent désensibilisant et un agent stabilisant pour des raisons de sécurité et d'entreposage [6].

L'IPN est un monoergol faiblement sensible qui s'allume facilement. Ce monoergol a été utilisé comme carburant pour augmenter les performances de moteurs automobiles et de turbines à gaz. La compagnie Turbonique distribuait le produit Thermolene pour leurs moteurs, dont des turbines à gaz. Le Thermolene est uniquement le nom commercial d'un carburant composé de nitrate isopropylique. L'IPN a également été utilisé comme carburant de démarrage de turbine à gaz Rolls Royce [58] et comme additif pour accroître l'indice de cétane de carburant diesel [32][13][43].

La formulation Otto Fuel II est à base de dinitrate de propylène glycol (PGDN) comme élément principal ( $\approx 76\%$  du mélange) et incorpore également du dibutyl sebacate comme un additif désensibilisateur ( $\approx 22\%$  du mélange) [18]. Ce monoergol est principalement utilisé par les forces militaires marines pour propulser des torpilles et d'autres armements [18]. Sa densité énergétique est largement supérieure aux batteries électriques (torpille à propulsion électrique), ce qui permet d'augmenter le rayon d'action. Ce monoergol a commencé à être utilisé dans les années 1960 et est encore utilisé de nos jours. Les principales torpilles utilisant du Otto Fuel II sont les torpilles américaines Mark (Mark 46, 48 et 54), les torpilles Spearfish du Royaume-Uni et les torpilles chinoises Yu-6 [18].

### **Monoergols à base de composés organiques nitrés**

Une autre famille de monoergol fréquemment utilisé est celle des composés organiques nitrés (contenant au moins un groupe fonctionnel  $NO_2$ ). Cette famille comprenant entre

autres le nitrométhane ( $\text{CH}_3\text{NO}_2$ ), le nitropropane ( $\text{C}_3\text{H}_7\text{NO}_2$ ) et le nitrobenzène ( $\text{C}_6\text{H}_5\text{NO}_2$ )[14]. Ces carburants sont généralement utilisés pour accroître la performance des moteurs thermiques à admission atmosphérique et peuvent également être utilisés en tant que monoergols. La modélisation de la combustion de composés organiques nitrés est bien documentée et corrèle bien avec les expérimentations [40][17].

### **Monoergols par mélange à base de protoxyde d'azote**

Très récemment, de nouvelles recherches visent à développer de nouveaux monoergols HPGP (*High Performance Green Propellants*) par mélange à partir de protoxyde d'azote ( $\text{N}_2\text{O}$ ) comme oxydant. Ces monoergols sont popularisés sous le sigle NOFB (*Nitrous Oxide Fuel Blend propellants*). Ces monoergols sont des mélanges de protoxyde d'azote liquéfié sous pression comme oxydant avec un autre carburant de type hydrocarbure. La compagnie Firestar Technologies a développé et breveté le mélange NOFBX, qui est composé de protoxyde d'azote comme oxydant et d'éthane ( $\text{C}_2\text{H}_6$ ), d'éthylène ( $\text{C}_2\text{H}_4$ ) ou d'acétylène ( $\text{C}_2\text{H}_2$ ) comme carburant [50]. Ce monoergol aurait été utilisé dans un moteur à piston pour des applications de drone à haute altitude lors d'un contrat de recherche de la DARPA [33]. Malheureusement, la littérature scientifique entourant ce projet est confidentielle et non accessible pour plus d'informations. Il n'est pas spécifié la configuration du moteur et son mode d'opération (avec ou sans air).

### **Autres monoergols nécessitant une réaction catalytique**

Les monoergols précédemment présentés peuvent tous être décomposés par réaction catalytique ou par décomposition thermique. Cependant, certains monoergols comme le peroxyde d'hydrogène ( $\text{H}_2\text{O}_2$ ) et le protoxyde d'azote ( $\text{N}_2\text{O}$ ) requièrent la décomposition catalytique. Ces deux monoergols font également partie de la classification des *High Performance Green Propellants*. Ces monoergols sont régulièrement utilisés en tant que source d'énergie chimique pour des projets de recherche visant le développement de micropropulseurs pour des microsattellites [34]. Récemment, la miniaturisation des satellites a favorisé le développement de la décomposition catalytique. La miniaturisation profite des lois d'échelles qui permettent d'augmenter le ratio surface/volume à petite échelle au profit de la réaction catalytique. Le laboratoire de catalyse de l'Université de Poitiers a présenté un état de l'art sur l'utilisation de la décomposition catalytique pour les applications de propulsion. Cet état de l'art [34], comprend l'historique du développement, l'état actuel des connaissances ainsi que les défis à venir. Les projets de micropropulseurs à réaction catalytique de *High Performance Green Propellant* réalisés avec succès y sont présentés.

---

Un des inconvénients de la réaction catalytique est le préchauffage généralement requis du bain catalytique pour démarrer et maintenir une réaction chimique efficace. Le principal défi de la décomposition catalytique est associé au développement de ce bain catalytique stable et performant à température ambiante comme à haute température. Actuellement, le temps et l'énergie nécessaire pour démarrer la réaction catalytique favorisent les applications à fonctionnement prolongé. Pour le présent projet de moteur à piston à combustion interne, il est préférable d'utiliser la décomposition thermique pour réduire les délais d'allumage et ainsi avoir des combustions rapides.

### **Autres monoergols : cryogéniques, gaz liquéfié ou solide**

Les monoergols nécessitant des systèmes cryogéniques pour les maintenir stables ou les emmagasiner sous phase liquide telle que les mélanges de gaz naturel liquéfié et d'oxygène liquide représentent trop de complexité pour le stade actuel de projet et ne sont donc pas envisagés. Une dernière famille de monoergol est celle en phase solide qui est très utilisée pour les explosifs industriels et fut largement utilisée pour les moteurs-fusées. Considérant la complexité requise pour contrôler l'intensité et l'arrêt de la réaction chimique des monoergols solides, leur utilisation n'est pas envisagée pour ce projet de recherche.

### **Critères de sélection et choix du monoergol**

Les caractéristiques recherchées les plus importantes pour la sélection du monoergol pour le projet sont les suivantes :

- haute énergie spécifique ;
- haute chaleur d'explosion ;
- vitesse de combustion élevée ;
- état liquide à température et pression ambiantes ;
- facilement disponible et abordable ;
- littérature scientifique disponible ;
- allumage facile et rapide ;
- très faible toxicité ;
- combustion stable à faible pression.

Pour le projet, le monoergol sélectionné est le nitrate isopropylique (IPN) puisqu'il correspond bien aux critères de sélection souhaités. Les avantages de l'utilisation de l'IPN sont ses hautes performances de chaleur d'explosion et d'énergie spécifique. De plus, l'IPN est facilement abordable, non toxique et non corrosif, ce qui facilite grandement l'expérimentation. Cependant, l'IPN a comme inconvénients d'être difficile à allumer à la pression

---

atmosphérique et possède une faible vitesse de flamme à basse pression. De plus, l'IPN à une balance négative d'oxygène (-99.0%), ce qui produit une combustion incomplète.

## 2.2 Caractéristiques de combustion de l'IPN

Cette section présente les propriétés physiques de l'IPN et ses caractéristiques de combustion. Le nitrate isopropylique (IPN) est un monoergol liquide, qui est considéré comme un explosif faiblement sensible. La formule chimique de l'IPN est celle-ci  $(\text{CH}_3)_2\text{CHONO}_2$ , ou sous forme brute  $\text{C}_3\text{H}_7\text{NO}_3$ . L'IPN est très inflammable en présence d'air et produit une flamme invisible. Pour le projet, le fournisseur Sigma-Aldrich est sélectionné comme distributeur d'IPN à une concentration >98%. Le cout de ce monoergol à haute concentration pour des fins de recherche est d'environ 180 \$/litre. La figure 2.1 présente la géométrie d'une molécule d'IPN et le tableau 2.1 présente les principales caractéristiques physiques et chimiques de l'IPN.

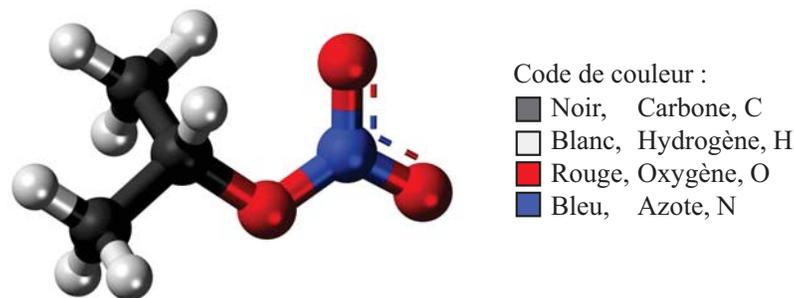


Figure 2.1 Forme 3D de la molécule de l'IPN

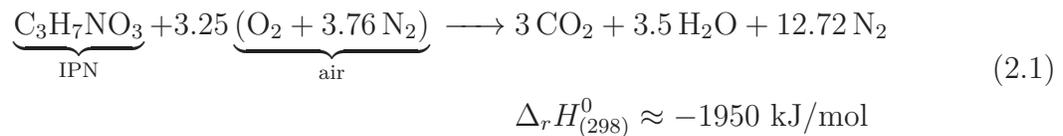
Tableau 2.1 Caractéristiques physiques du nitrate isopropylique [1][47][37]

Formule chimique	$\text{C}_3\text{H}_7\text{NO}_3$
Masse moléculaire	105.09 g/mol
Apparence physique	liquide incolore
Densité	1.036 g/cm <sup>3</sup>
Point de fusion	-82.5°C
Point d'ébullition	101.5°C
Viscosité à 20°C	0.66 mPa.s
Tension de surface à 20°C	0.027 N/m
Pression de vapeur saturante à 20°C	5065 Pa
Point éclair	22.2°C
Point d'auto-inflammation	190°C (vapeur/air)
Chaleur massique à 20°C	1147 J/kg/K
Enthalpie de formation ( $\Delta H_{f(298)}^0$ )	-229.7 kJ/mol

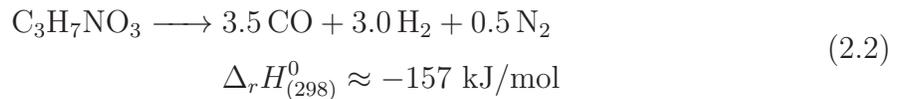
### 2.2.1 Réaction chimique de combustion de l'IPN

La combustion de l'IPN a déjà été étudiée pour obtenir les produits de combustion pour différentes conditions et par diverses méthodes : par flamme exposée [55], par réacteur à écoulement continu [29][49], par pyrolyse à basse température [30] et par pyrolyse à haute température [31]. Ces travaux ont permis d'obtenir les produits de combustion, les enthalpies de réaction ainsi que les constantes de vitesse de décomposition de l'IPN.

La réaction simplifiée de l'IPN pour une combustion complète en présence d'air est la suivante :



Lorsque l'IPN est utilisé en tant que monoergol, la réaction chimique simplifiée pour une combustion sans air est définie par l'équation 2.2 [9]. Cette réaction stœchiométrique est basée sur un modèle d'explosif de type CHNO dont la séquence de priorisation est [CO, H<sub>2</sub>O, CO<sub>2</sub>,...] [9].

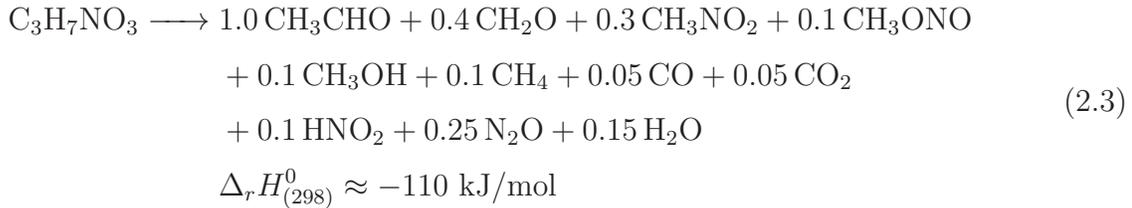


La chaleur d'explosion correspondante pour la réaction 2.2 est de 1664 J/g (détail du calcul à la section 4.4.3). Cette réaction d'explosion de l'IPN est très idéalisée et l'expérimentation de la décomposition thermique d'IPN est quelque peu différente. Dans la littérature [11][12], des expérimentations de combustion de l'IPN ont été réalisées dans une chambre à compression rapide par piston. Ces tests ont été réalisés avec différents mélanges de gaz non réactif composé de CO<sub>2</sub>, N<sub>2</sub> et Ar. Le volume initial était de 339 cm<sup>3</sup> et le volume final de 31.4 cm<sup>3</sup>, pour un ratio volumétrique de compression de 10.8:1. Avant compression des gaz, la pression absolue était de 45 kPa et la température de 294 K, ce qui représente 6.8 × 10<sup>-3</sup> mole d'un gaz idéal. La compression progresse rapidement (<25 ms) afin d'augmenter la pression et la température du gaz, ce qui favorise une réaction de pyrolyse rapide (≈50 ms). Ces tests ont entre autres permis de démontrer expérimentalement que la réaction de pyrolyse de l'IPN varie selon la température et selon l'environnement, même si celui-ci est inerte.

Ces expérimentations étaient réalisées avec une proportion molaire du mélange initial de 1% d'IPN pour 99% de gaz non réactifs. Ce mélange représente un paramètre de chargement d'IPN de 0.00023 g/cm<sup>3</sup> en fin de course du piston. Pour ce faible paramètre de

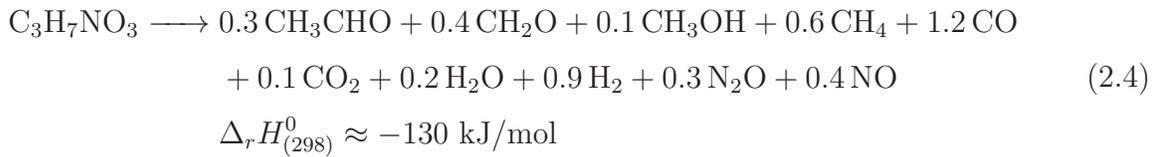
chargement, l'augmentation de pression et de température associées à la réaction chimique était très limitée.

La pyrolyse d'IPN à basse température (<800 K) dans un environnement d'azote est définie par la réaction 2.3 [11].



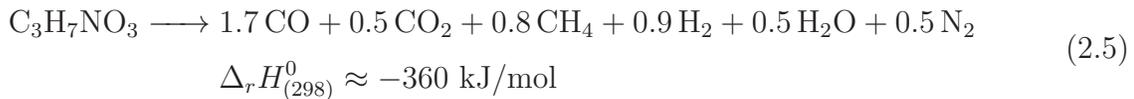
Le pouvoir calorifique supérieur (*PCS*) pour la réaction 2.3 correspond à 1050 J/g.

La même étude permet d'établir que la pyrolyse d'IPN à haute température (>1000 K) dans un environnement d'argon est définie par la réaction 2.4 [11].



Le pouvoir calorifique supérieur pour la réaction 2.4 correspond à 1240 J/g.

D'autres expérimentations de décomposition thermique d'IPN dans un réacteur à écoulement continu ont permis d'obtenir la réaction 2.5. Pour ce réacteur, les produits de combustion avaient une température 1420 K et une pression de 8.5 MPa [31]. L'IPN était injecté dans un réacteur par un jet atomisé, et le temps de résidence était de moins de 50 ms avant que les produits de combustion soient éjectés par la tuyère du réacteur.



Le pouvoir calorifique supérieur pour la réaction 2.5 correspond à 3430 J/g, ce qui est beaucoup plus élevé que dans les autres scénarios obtenus expérimentalement.

Les expérimentations de Griffiths et al. [31] ont également permis de valider les produits de combustion par la pyrolyse dans une chambre étanche pressurisée d'argon à 1.4 MPa après un temps de résidence de 120 s. La figure 2.2 présente les résultats expérimentaux tel que mesurées de la composition des produits de combustion en fonction de la température [31].

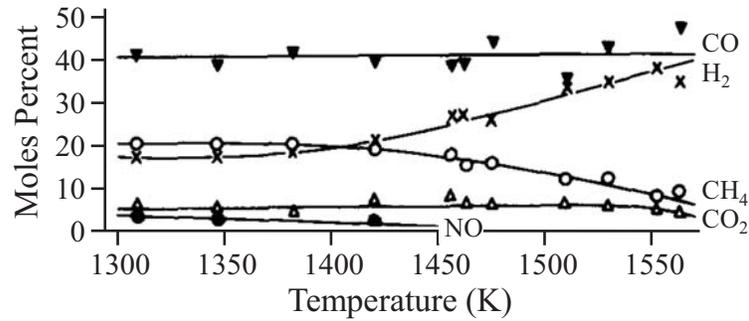


Figure 2.2 Produits de combustion de l'IPN mesurés dans un réacteur étanche pressurisé d'argon à 1.4 MPa, après un temps de résidence de 120 s pour différentes températures [31]

Le tableau 2.2 présente les mêmes résultats, mais corrigés par un bilan de matières pour tenir compte de la proportion d'eau dans les produits de combustion.

Tableau 2.2 Produits de décomposition de l'IPN pondérés pour un réacteur étanche pressurisé d'argon à 1.4 MPa, après un temps de résidence de 120 s pour différentes températures [31]

$T$ {K}	Composition (mol %)							$\Delta_r H_{(298)}^0$ {kJ/mol}
	N <sub>2</sub>	CO	CH <sub>4</sub>	H <sub>2</sub>	CO <sub>2</sub>	NO	H <sub>2</sub> O	
1313	9.0	33.0	16.9	14.3	5.0	1.0	17.2	-374
1385	8.0	33.1	16.2	14.6	3.2	7.4	19.2	-305
1478	9.4	37.0	12.6	21.0	4.7	0.1	15.1	-350
1533	8.5	39.6	10.7	31.5	5.1	0.1	5.5	-252
1567	8.0	43.5	7.8	31.5	3.6	0.1	5.5	-235

Il a été observé qu'à partir d'une température de 1400 K, les concentrations de CH<sub>4</sub> et de H<sub>2</sub>O diminuent alors que la concentration de H<sub>2</sub> augmente. Ceci est dû au fait que la combustion n'est pas encore complétée, et ce même après 120 s. Pour le même temps de résidence, plus la température est élevée et plus la réaction s'approche d'une réaction complète. On remarque également que plus la réaction est complète, plus l'enthalpie absolue de réaction diminue. Cet effet de décomposition incomplète est particulièrement visible sur la figure 2.3. Cette figure présente l'effet du temps de pyrolyse sur les produits de décomposition de l'IPN pour le même réacteur étanche.

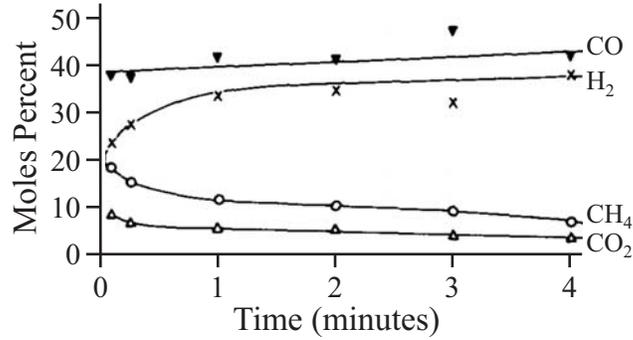
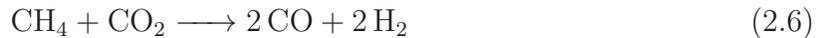


Figure 2.3 Produits de décomposition de l'IPN dans un réacteur étanche pressurisé d'argon à 1.4 MPa pour une température de 1313 K en fonction du temps de résidence [31]

L'augmentation de concentration de H<sub>2</sub> et de CO est possiblement due au reformage à sec et à la vapeur du méthane selon les réactions 2.6 et 2.7 [61].



On remarque que le résultat final de la combustion de l'IPN est hautement influencé par la température de combustion et l'environnement de combustion. Les résultats expérimentaux de pyrolyse et de combustion en réacteur ont démontré le même phénomène. L'analyse de ces différents travaux démontre que la combustion de l'IPN est complexe et les résultats obtenus diffèrent selon la méthode utilisée. Les propriétés et produits de combustion de l'IPN diffèrent selon l'environnement et les températures de réaction.

## 2.2.2 Produits de combustion intermédiaires de l'IPN

Les réactions chimiques précédemment présentées sont très simplifiées et ne comportent aucune information sur les réactions intermédiaires. À la suite de l'allumage de l'IPN, une série de décomposition se succède jusqu'à l'obtention des produits de combustion finaux. Les travaux de Powling et al. [55] ont permis de déterminer expérimentalement la composition des produits de combustion intermédiaires à différentes distances d'un front de flamme d'IPN via des méthodes spectroscopiques. Les principaux produits intermédiaires de combustion qui ont été mesurés sont ceux-ci : NO, CH<sub>3</sub>CHO, CO, CH<sub>3</sub>NO<sub>2</sub>, CH<sub>3</sub>OH, CH<sub>4</sub>, H<sub>2</sub>CO, H<sub>2</sub>O, H<sub>2</sub>, CO<sub>2</sub>, N<sub>2</sub>, ainsi que des petites quantités de (CH<sub>3</sub>)<sub>2</sub>CO et de CH<sub>3</sub>ONO.

La figure 2.4 présente les produits de combustion intermédiaires dans une flamme d'IPN à différentes distances de la surface liquide. L'expérimentation consistant à échantillonner

à l'aide d'une sonde des produits de réaction à différentes hauteurs dans la flamme. De l'azote était injecté au pourtour de la base de la flamme.

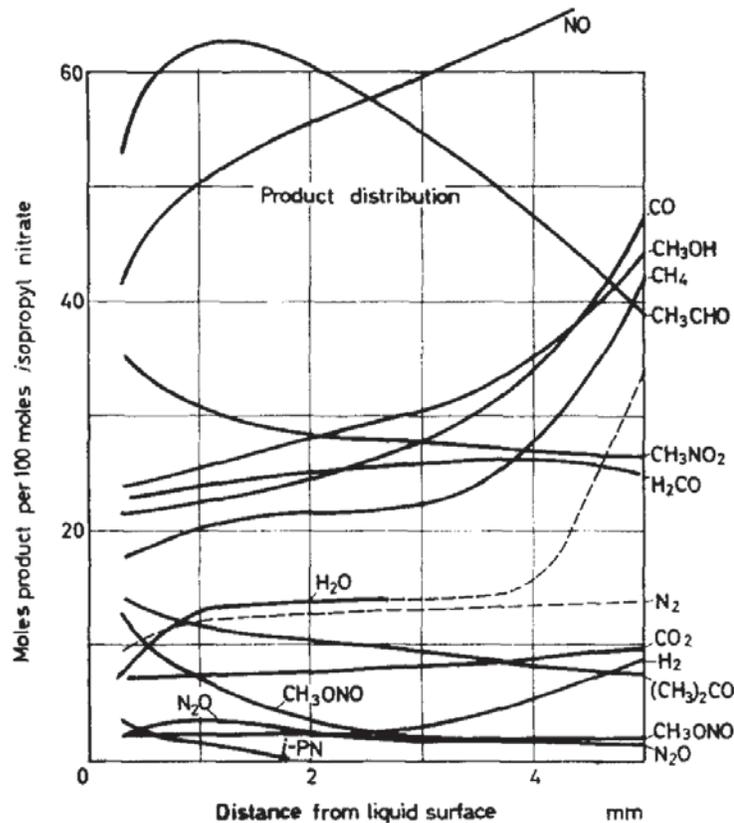


Figure 2.4 Produits de réaction dans une flamme d'IPN à différentes hauteurs de la surface liquide [55]

À une distance de 5 mm de la base de la flamme, la combustion n'est pas complétée et plusieurs composés réagissent encore. On remarque que les produits de combustion intermédiaires sont nettement plus nombreux que ceux considérés comme finaux (voir la section précédente).

### 2.2.3 Vitesse de combustion

La vitesse de flamme est la vitesse de propagation du front de flamme dans une réaction de combustion. La vitesse de flamme permet de définir le taux auquel l'énergie chimique du carburant est convertie en énergie dégagée pour le cycle thermodynamique. La vitesse du front de flamme pour l'IPN liquide est de l'ordre de 0.2 mm/s pour une pression de 1.0 MPa et de l'ordre de 1.8 mm/s pour une pression de 5 MPa. Pour cette plage de pression, la vitesse de front de flamme varie selon la relation  $r_b = 0.159P^{1.54}$  où  $P$  est la pression en MPa et  $r_b$  est la vitesse de flamme en mm/s [7]. La figure 2.5 présente la vitesse de combustion en fonction de la pression pour l'IPN.

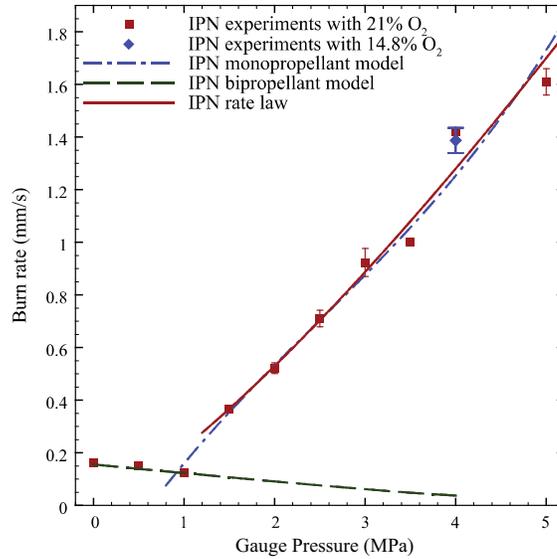
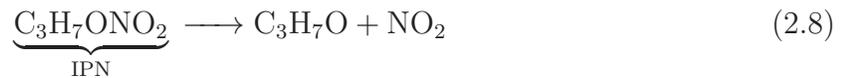


Figure 2.5 Vitesse de combustion de l'IPN (adaptation de [7])

Pour augmenter le débit instantané de combustion, il est judicieux d'utiliser un injecteur qui atomise le carburant pour produire des microgouttelettes, ce qui augmente le ratio surface/volume. Ainsi, pour une vitesse de flamme fixe, le taux de combustion est augmenté. À titre indicatif, pour une combustion effectuée à 3.3 MPa, la vitesse de combustion de l'IPN liquide est de 1.0 mm/s. Pour des microgouttelettes atomisées d'IPN de 20  $\mu\text{m}$  de diamètre, le temps requis pour une combustion complète est de l'ordre de 10 ms. Ce temps de combustion est suffisamment court pour permettre le fonctionnement d'un moteur à piston à basse fréquence d'opération ( $<10$  Hz). Bien que le temps de combustion de l'IPN soit suffisamment court, il faut tout de même valider ses caractéristiques d'allumage.

## 2.2.4 Cinétique chimique de l'IPN

Le processus de décomposition de l'IPN est principalement initié par la réaction 2.8 [15]. Il y a alors production de dioxyde d'azote ( $\text{NO}_2$ ) et de radicaux d'isopropyl ( $\text{C}_3\text{H}_7\text{O}$ ).



Il a été observé expérimentalement que le taux de décomposition de l'IPN suit une cinétique de premier ordre selon l'équation 2.9, où  $[\text{IPN}]$  est la concentration d'IPN et  $k_1$  est le coefficient de vitesse de réaction [49].

$$\frac{d[\text{IPN}]}{dt} = -k_1 [\text{IPN}] \quad (2.9)$$

Le coefficient de vitesse de réaction varie en fonction de la température ( $T$ ) selon la loi d'Arrhenius :

$$k = Ae^{-E_a/(RT)} \quad (2.10)$$

où  $A$  est le facteur pré-exponentiel,  $E_a$  est l'énergie d'activation et  $R$  est la constante universelle des gaz parfaits. Pour une réaction cinétique de premier ordre, on peut calculer le temps de demi-réaction ( $t_{1/2}$ ) avec l'équation 2.11 [54].

$$t_{1/2} = \frac{\ln(2)}{k} \approx \frac{0.693}{k} \quad (2.11)$$

Très peu de recherches ont été effectuées pour déterminer le coefficient de vitesse de réaction de premier ordre de l'IPN. Oxley et al. [52] se sont concentrés sur la décomposition de l'IPN sous phase liquide pour une plage de température de 433 à 493 K. Les travaux de Borisov et al. [15], ont été effectués pour une plage de température 500 à 730 K. Les travaux de Zaslanko et al. [73] concernaient plutôt la décompensation de l'IPN sous phase gazeuse pour une plage de température de 700 K à 1200 K avec un tube à choc. Finalement, les travaux de Morin et al. [49] portaient sur la décomposition dans un réacteur à écoulement continu pour une plage de température 473 à 658 K. Les travaux de Morin et al. ont également permis de déterminer les coefficients de vitesse de réaction pour un modèle de deuxième ordre.

Les coefficients de vitesse obtenus par les différents travaux de recherche sur la cinétique de l'IPN sont recensés dans le tableau 2.3.

Tableau 2.3 Relations du coefficient de vitesse de l'IPN pour différentes plages de température

Température {K}	$k$ {s <sup>-1</sup> }	Auteurs	Références
433-493	$1.06 \times 10^{17} \exp(-31370/T)$	Oxley et al.	[52]
473-658	$1.05 \times 10^{16} \exp(-19850/T)$	Morin et al.	[49]
500-730	$1.40 \times 10^{16} \exp(-20630/T)$	Borisov et al.	[15]
700-1200	$4.00 \times 10^{13} \exp(-16465/T)$	Zaslanko et al.	[73]

La figure 2.6 présente les coefficients obtenus du lors des travaux de Morin et al. [49] et une comparaison avec les autres coefficients recensés dans la littérature, donc ceux du tableau 2.3.

Le tableau 2.4 présente une évaluation quantitative du coefficient de vitesse de l'IPN ainsi que le temps de demi-réaction pour différentes températures.

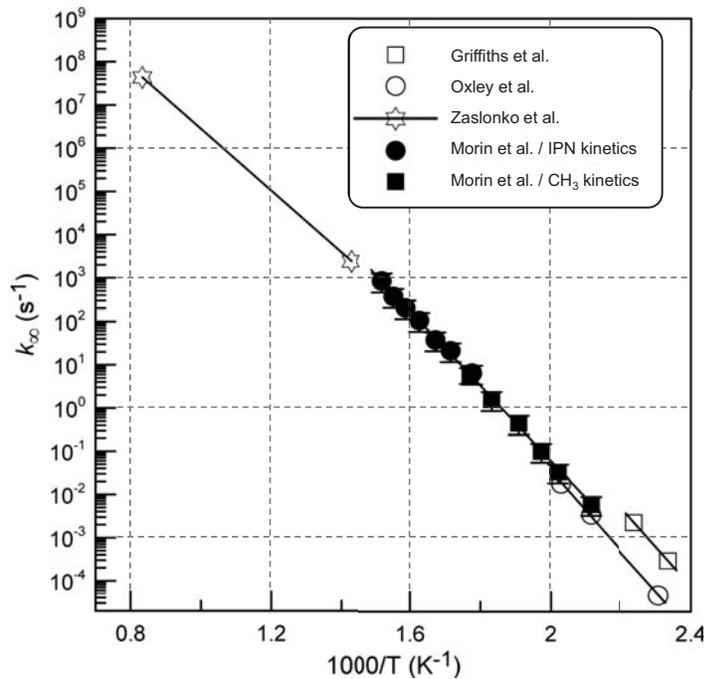


Figure 2.6 Coefficient de vitesse de premier ordre de l'IPN (adaptation de [49])

Tableau 2.4 Coefficients de vitesse de réaction de l'IPN pour différentes températures

Température {K}	$k$ {s <sup>-1</sup> }	$t_{1/2}$
500	0.06 [49]	11.5 s
600	45 [49]	15.4 ms
700	$5.1 \times 10^3$ [49]	0.136 ms
800	$46 \times 10^3$ [73]	15 $\mu$ s
900	$450 \times 10^3$ [73]	1.5 $\mu$ s
1000	$2.8 \times 10^6$ [73]	0.25 $\mu$ s

On remarque que pour une température de 500 K, la valeur de  $k$  est de seulement  $0.06 \text{ s}^{-1}$ , ce qui est très lent. Cependant, le coefficient de vitesse augmente très rapidement avec la température. À une température de 700 K, la valeur de  $k$  est de  $5.1 \times 10^3$ , ce qui représente une durée de réaction inférieure à la milliseconde. Les coefficients de vitesse de réaction de l'IPN permettent d'établir que le taux de réaction est suffisamment rapide pour une combustion dans le moteur, tant que la température interne du moteur est supérieure à 700 K.

Cependant, il est à rappeler que ces coefficients de vitesse de réaction sont obtenus pour la décomposition thermique de l'IPN lorsque celui-ci est déjà en phase vapeur. Pour le moteur prototype, l'IPN sera injecté et atomisé sous phase liquide. Il faut donc considérer un délai d'allumage supplémentaire associé à la vaporisation de l'IPN. Considérant les nombreuses incertitudes à propos de l'atomisation, de l'évaporation, de l'efficacité du

système d'allumage et des transferts thermiques du moteur, une phase de validation des caractéristiques d'allumage est requise pour le projet.

### 2.2.5 Caractéristiques d'allumage

L'énergie d'inflammation correspond à l'énergie qui doit être ajoutée au carburant pour que celui-ci démarre la réaction de décomposition. Les expérimentations de Borisov et al. ont permis de déterminer l'énergie d'inflammation de l'IPN pour différentes conditions [15]. Le délai d'inflammation pour la décomposition thermique de l'IPN est donné par l'équation 2.12 [15].

$$\tau = \frac{c_v M R T^2}{Q E_a [\text{IPN}] A e^{-E_a/(RT)}} \quad (2.12)$$

où,  $c_v$  est la chaleur spécifique du mélange,  $M$  {mol/cm<sup>3</sup>} est la concentration de molécule d'IPN dans le mélange,  $E_a$  {kJ/mol} est l'énergie d'activation de la réaction initiale (équation 2.8),  $Q$  {kJ/mol} est le pouvoir calorifique molaire de l'IPN,  $A$  est la constante du facteur exponentiel de la réaction initiale,  $T$  est la température du mélange,  $[\text{IPN}]$  est la concentration molaire d'IPN et  $R$  est la constante universelle des gaz. Les expérimentations ont permis d'évaluer le pouvoir calorifique molaire de l'IPN comme étant de 435 kJ/mol. Pour l'équation 2.12, les travaux de Borisov et al. proposent le coefficient de vitesse associé à la relation 2.13.

$$k = A e^{-E_a/(RT)} = 1.40 \times 10^{16} e^{-20630/T} \left\{ \text{s}^{-1} \right\} \quad (2.13)$$

La figure 2.7 présente les délais d'inflammation de l'IPN en fonction de la température pour différentes conditions de test.

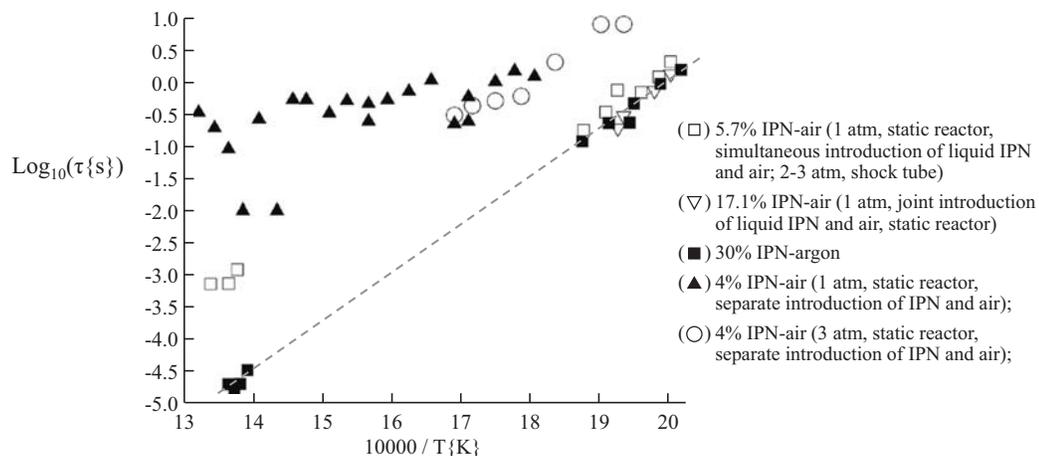


Figure 2.7 Délai d'inflammation de l'IPN (adaptation de [15])

On remarque que les délais d'inflammation diminuent rapidement lorsque la température augmente. Pour un environnement sans air avec seulement de l'argon, le délai d'inflammation obtenu expérimentalement est de l'ordre de la seconde pour une température de 500 K. Ce délai d'inflammation diminue pour être inférieur à la milliseconde lorsque la température est supérieure à 700 K. Ces valeurs de délai d'inflammation sont compatibles avec les notions présentées à la section précédente sur la cinétique de réaction de l'IPN.

Récemment, un autre projet de recherche réalisé par Ambekar et al. [6] a expérimenté la combustion d'IPN injecté dans une chambre de combustion à volume constant. Le système d'injection utilisait une buse industrielle. Une quantité d'environ 0.2 g d'IPN était injectée dans la chambre de combustion d'un volume de 380 cm<sup>3</sup> (diamètre de 67 mm et hauteur de 105 mm). Le paramètre de chargement était de seulement  $0.53 \times 10^{-3}$  g/cm<sup>3</sup>, soit environ 20 fois moins que celui souhaité pour le présent projet de doctorat. L'environnement initial dans la chambre de combustion était de l'air à 50°C à une pression variant de 100 à 500 kPa. Le système d'allumage utilisait deux bougies d'allumage incandescentes similaires à celles utilisées pour un moteur diesel automobile. Les délais d'inflammation mesurés expérimentalement pour cette configuration étaient de l'ordre de 50 ms et la combustion subséquente durait environ 100 ms. La figure 2.8 présente le profil temporel de pression pour l'inflammation et la combustion d'IPN injecté dans la chambre de combustion.

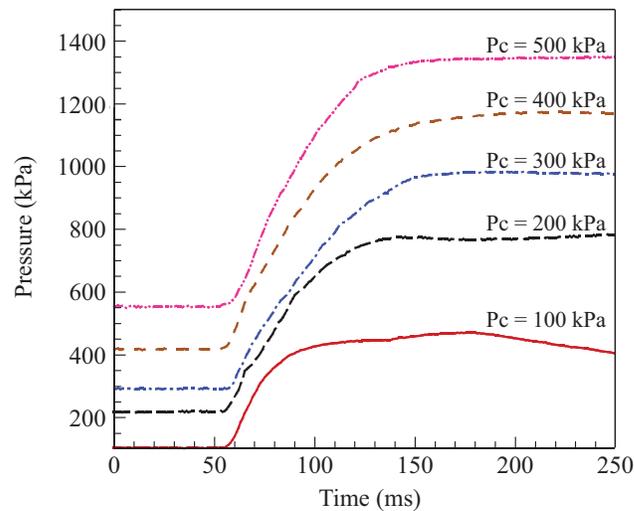


Figure 2.8 Profil de pression pour l'inflammation de l'IPN (adaptation de [6])

La combustion d'IPN dans la chambre de combustion a permis un gain de pression variant de 400 à 800 kPa. Pour une combustion complète idéale de 0.2 g d'IPN, la pression maximum aurait dû être d'environ 3 MPa pour une pression initiale de 500 kPa. Ceci signifie que l'efficacité expérimentale de combustion s'est avérée nettement plus basse qu'espérée. Les expérimentations de Ambekar démontrent tout de même la fonctionnalité d'un sys-

tème d'injection d'IPN avec un système d'allumage par bougie incandescente pour une combustion interne. Une configuration de système similaire est utilisée pour le projet de doctorat. Cependant, le paramètre de chargement sera plus élevé pour une opération de combustion cyclée dans un environnement sans oxygène et à plus haute pression. Pour la réussite du projet de doctorat, il est nécessaire de valider le délai d'inflammation, la durée et l'efficacité de combustion pour la configuration souhaitée du système d'injection et d'allumage.

### 2.2.6 Comparaison des performances des monoergols liquides

Certains moteurs à piston ont déjà utilisé des monoergols liquides en mode anaérobie. Ces différents moteurs seront présentés et comparés à la section 3.3. Les monoergols qui ont été utilisés pour ces moteurs sont le peroxyde d'hydrogène ( $\text{H}_2\text{O}_2$ , concentrations de 70% et de 90%), la formulation Otto Fuel II et l'hydrazine ( $\text{N}_2\text{H}_4$ ). Il est pertinent de comparer la performance de ces monoergols avec celui sélectionné pour le projet, soit le nitrate isopropylique ( $\text{C}_3\text{H}_7\text{NO}_3$ ). La comparaison de ces monoergols est effectuée en utilisant les propriétés thermodynamiques des produits de combustion pour un équilibre chimique  $UV$  (énergie interne constante et volume constant). Le tableau 2.5 présente la comparaison des performances de ces monoergols liquides.

Tableau 2.5 Comparaison des performances de différents monoergols liquides

Monoergols			IPN ( $\text{C}_3\text{H}_7\text{NO}_3$ )	Peroxyde d'hydrogène (70% $\text{H}_2\text{O}_2$ )	Peroxyde d'hydrogène (90% $\text{H}_2\text{O}_2$ )	Otto Fuel II	Hydrazine ( $\text{N}_2\text{H}_4$ )
Densité (à 20°C)	$\rho$	g/cm <sup>3</sup>	1.04	1.31	1.40	1.23	1.00
Balance d'oxygène			-99%	≈0%	≈0%	-60%	-62%
Masse molaire	$MW$	g/mol	105.1	26.9	31.2	186.5	32.1
Enthalpie de formation	$\Delta H_{f(298)}$	kJ/mol	-229.7	-231.2	-204.4	-381.6	+50.63
Résultats de l'équilibre chimique $UV$ (chargement de 0.010 g/cm <sup>3</sup> , $T_1 = 298$ K)							
Pression	$P$	MPa	7.30	2.76	4.86	8.07	9.22
Température	$T$	K	1441	699	1291	1675	1191
Masse molaire	$MW$	g/mol	16.4	21.0	22.1	17.3	10.7
Constante des gaz	$R$	J/kg/K	507	395	376	482	774
Indice adiabatique	$\gamma$	-	1.21	1.29	1.24	1.29	1.35
<b>Énergie spécifique</b>	$f_v$	<b>J/g</b>	<b>731</b>	<b>276</b>	<b>486</b>	<b>807</b>	<b>922</b>
<b>Chaleur d'explosion</b>	$Q_{ex}$	<b>J/g</b>	<b>1836</b>	<b>2034</b>	<b>2615</b>	<b>2034</b>	<b>1835</b>

Le paramètre de chargement utilisé pour la réaction  $UV$  est de 0.010 g/cm<sup>3</sup>, soit approximativement ce qui est utilisé pour le moteur prototype du projet (voir la section 4.4.1). La section 4.4 présentera plus en détail les outils de modélisation d'équilibre chimique ainsi que la méthode de calcul pour obtenir l'énergie spécifique ( $f_v$ ) et la chaleur d'ex-

plosion ( $Q_{ex}$ ) des monoergols. Les calculs d'équilibre chimique ont été effectués avec le logiciel *NASA Chemical Equilibrium with Applications* (CEA) [28] et les scripts utilisés sont présentés à l'annexe C.

Pour le tableau 2.5, on remarque que tous ces monoergols, excepté le peroxyde d'hydrogène ( $H_2O_2$ ), ont des performances similaires en termes d'énergie spécifique ( $f_v \approx 700\text{--}900$  J/g) et de chaleur d'explosion ( $Q_{ex} \approx 1800\text{--}2000$  J/g). Le peroxyde d'hydrogène a des performances nettement inférieures aux autres monoergols en termes de pression de combustion, ce qui engendre une plus faible énergie spécifique ( $f_v \approx 250\text{--}500$  J/g). En comparaison avec ces autres monoergols, le nitrate isopropylique a des performances amplement suffisantes pour être utilisées pour un moteur à piston en mode anaérobie.

## 2.3 Synthèse sur les monoergols liquides

La première partie de l'état de l'art a permis de présenter différents monoergols liquides. Pour le projet, les critères de sélection à privilégier pour le monoergol sont : la disponibilité, la haute énergie spécifique, une haute vitesse de combustion, un allumage facile et rapide, la très faible toxicité et un état liquide à température et pression normales. Le nitrate isopropylique a été sélectionné puisqu'il répond bien à ces critères de sélection. Les caractéristiques de combustion de l'IPN ont été étudiées par plusieurs équipes de recherche. La composition des produits de combustions, l'énergie d'allumage, la vitesse de flamme et le taux de réaction ont été suffisamment caractérisés pour ce monoergol.

Bien que l'IPN soit relativement bien connu sur l'aspect scientifique, aucun projet de moteur à piston utilisant ce monoergol en mode anaérobie n'a été réalisé. L'ensemble des connaissances scientifiques permettent d'anticiper le bon fonctionnement d'un moteur à piston utilisant ce monoergol sans trop d'incertitudes technologiques. Sur l'aspect technique, les plus grandes incertitudes sont l'implantation et le bon fonctionnement d'un système d'injection et d'allumage pour ce monoergol dans un moteur thermique. La première phase de développement du projet consiste donc à valider le bon fonctionnement d'un système d'injection et d'allumage, ainsi que de valider les caractéristiques de combustion. Ces validations sont nécessaires pour le développement subséquent d'un moteur prototype à piston.

# CHAPITRE 3

## ÉTAT DE L'ART : les moteurs à monoergol liquide

La deuxième partie de l'état de l'art concerne les moteurs thermiques à monoergol liquide et permet de situer le projet par rapport à cette technologie. L'architecture proposée pour un prototype est celle d'un moteur à combustion interne à piston libre. La figure 3.1 schématise le moteur à piston développé pour ce projet de doctorat.

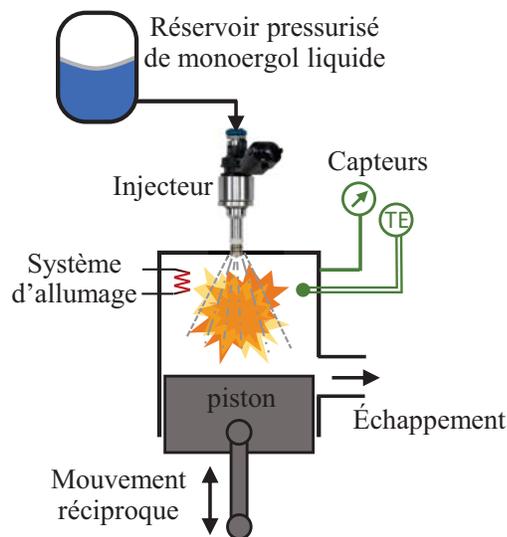


Figure 3.1 Schémas du moteur à piston pour le projet

Le moteur prototype a les caractéristiques suivantes : moteur à simple piston libre avec injection directe de monoergol liquide pour une décomposition thermique interne segmentée. Le moteur utilise un cycle à deux temps avec échappement par un port parallèle. Tel que mentionné à la section 2.1, le monoergol utilisé est du nitrate isopropylique. L'alésage est de 38 mm, la course de 45 mm et la cylindrée de 50 cm<sup>3</sup>. La puissance visée est de 400 W à une fréquence de 2 Hz, ce qui correspond à une pression moyenne effective de 40 bar. Les caractéristiques et détails du moteur prototype sont présentés dans les chapitres suivants de cette thèse.

Quelques projets de recherches ont déjà démontré le fonctionnement de moteurs à combustion interne à piston libre [48][70]. Généralement, l'architecture à piston libre est employée pour des applications à mouvements linéaires ou qui nécessitent une intégration spatiale favorisant les composantes effilées. La particularité du moteur thermique à piston de ce

projet est son utilisation avec du monoergol liquide en mode anaérobie. L'utilisation d'un monoergol permet le fonctionnement d'un moteur à piston sans la phase d'admission d'air. Du coup, cela élimine donc les difficultés d'apport d'air dans le moteur, du mélange de l'air avec le carburant ainsi que les difficultés d'admission par des soupapes [56].

Le fonctionnement d'un moteur à combustion interne de monoergol nécessite seulement les phases d'injection de carburant, de combustion, d'expansion des gaz et d'échappement, ce qui peut être effectué avec un cycle moteur à deux temps (une combustion par aller-retour du piston). L'utilisation d'un cycle moteur à deux temps permet d'augmenter significativement la densité de puissance du moteur comparativement à un cycle à quatre temps [20]. Pour ce projet, le cycle thermodynamique utilisé est de type Seiliger (également nommé *Dual-Cycle*). La figure 3.2 présente une schématisation de ce cycle thermodynamique. Une description détaillée de ce cycle et une modélisation numérique sont effectuées à la section 3.1.

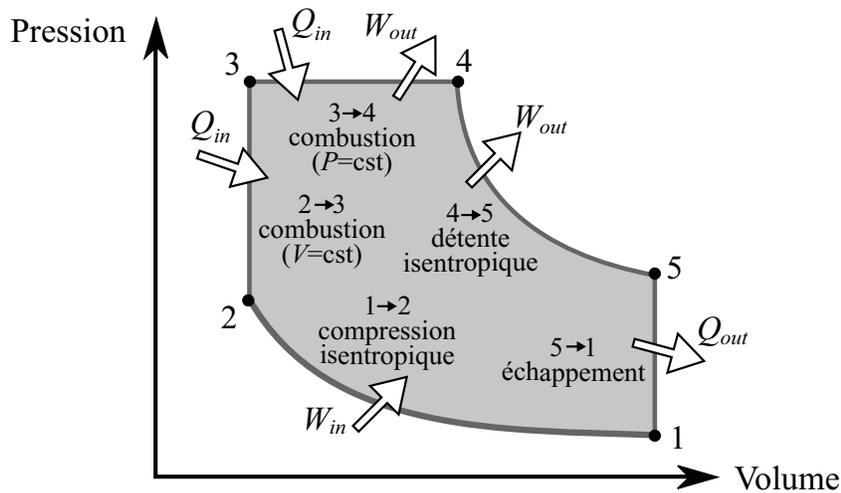


Figure 3.2 Cycle thermodynamique de Seiliger

### 3.1 Cycle thermodynamique *Dual-Miller*

L'utilisation d'un moteur à piston avec injection directe de monoergol liquide offre la possibilité de modifier le cycle  $P$ - $V$  du moteur, même en absence d'oxygène. Pour évaluer les performances théoriques atteignables par le moteur, il est possible de modéliser le cycle thermodynamique pour calculer le travail net produit et le rendement thermodynamique.

Pour ce projet de recherche, la modélisation du cycle thermodynamique s'effectue à partir du cycle *Dual-Miller* (DMC). Le cycle DMC est une combinaison du cycle Seiliger et du cycle Miller. Ce cycle permet de représenter la majorité des cycles de base des moteurs

à piston, tel que les cycles Otto, Diesel, Miller, Atkinson et Seiliger. La figure 3.3 présente les diagrammes  $P$ - $V$  (pression/volume) et  $T$ - $S$  (température/entropie) pour le cycle thermodynamique *Dual-Miller* idéal (en pointillé) et réel (lignes continues).

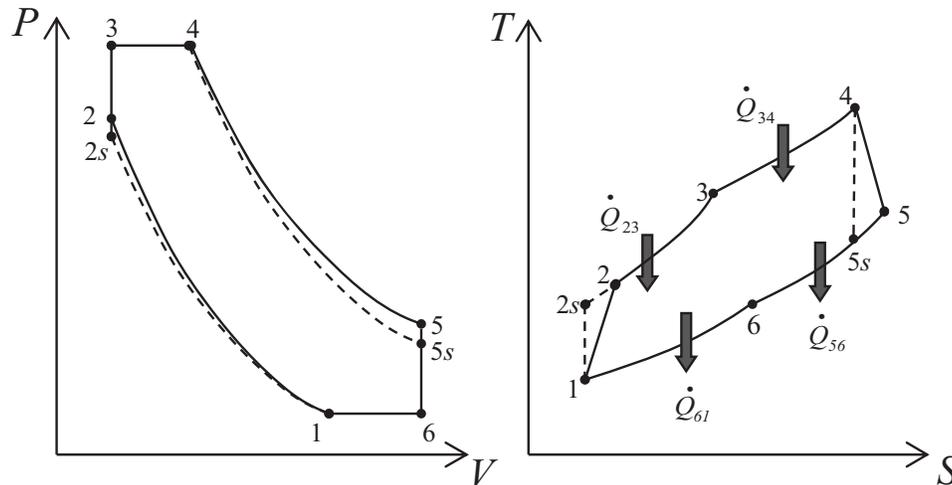


Figure 3.3 Schématisation des graphiques  $P$ - $V$  et  $T$ - $S$  pour le cycle thermodynamique *Dual-Miller* [26]

Le cycle thermodynamique DMC comprend les étapes suivantes :

- (6  $\Rightarrow$  1) Changement de volume à pression constante,  $Q_{61}$
- (1  $\Rightarrow$  2) Compression volumétrique,  $W_{in}$
- (2  $\Rightarrow$  3) Combustion à volume constant,  $Q_{23}$
- (3  $\Rightarrow$  4) Combustion à pression constante,  $Q_{34}$
- (4  $\Rightarrow$  5) Détente volumétrique,  $W_{out}$
- (5  $\Rightarrow$  6) Échappement à volume constant,  $Q_{56}$

Afin d'augmenter la densité de puissance d'un moteur, il est avantageux de maintenir la combustion durant le mouvement du piston (3  $\Rightarrow$  4) et de limiter la détente des produits de combustion (4  $\Rightarrow$  5). Ceci permet d'augmenter le travail net du moteur, ce qui augmente la densité de puissance du moteur au détriment de l'efficacité thermodynamique du cycle. Pour un moteur deux-temps, les produits de la combustion sont partiellement emprisonnés dans le cylindre et subissent une compression (6  $\Rightarrow$  1  $\Rightarrow$  2). La recirculation des produits de combustion (EGR, *Exhaust gas recirculation*) permet d'augmenter la pression et la température dans la chambre de combustion avant l'allumage de la prochaine combustion. Cette approche de EGR a le potentiel de faciliter l'allumage du monoergol.

## 3.2 Modélisation du cycle thermodynamique *Dual-Miller*

Pour analyser les performances du cycle DMC, on utilise le modèle théorique de ce cycle développé par Gonca et al. [26]. Les paramètres adimensionnels utilisés pour caractériser le cycle sont les suivants : le ratio de compression ( $r$ ), le ratio de Miller ( $r_M$ ), le ratio de pression ( $\beta$ ), le ratio de volume à pression constante ( $\rho$ ), le ratio de volume du cycle ( $\epsilon$ ), le ratio de pression du cycle ( $\lambda$ ) et le ratio de température du cycle ( $\alpha$ ). Ces paramètres adimensionnels sont définis ci-dessous :

$$r \equiv V_1/V_2 \quad (3.1)$$

$$r_M \equiv V_6/V_1 = T_6/T_1 \quad (3.2)$$

$$\beta \equiv P_3/P_2 = T_3/T_2 \quad (3.3)$$

$$\rho \equiv V_4/V_3 = T_4/T_3 \quad (3.4)$$

$$\epsilon \equiv V_{max}/V_{min} = V_6/V_2 \quad (3.5)$$

$$\lambda \equiv P_{max}/P_{min} = P_3/P_1 \quad (3.6)$$

$$\alpha \equiv T_{max}/T_{min} = T_4/T_1 \quad (3.7)$$

Pour définir complètement le cycle DMC, il suffit de sélectionner quatre de ces paramètres adimensionnels et les autres seront alors implicitement définis. L'apport de chaleur ( $Q_{in}$ ) et l'extraction de chaleur ( $Q_{out}$ ) du cycle sont calculés avec les deux équations suivantes :

$$Q_{in} = Q_{23} + Q_{34} = mc_v(T_3 - T_2) + mc_p(T_4 - T_3) \quad (3.8)$$

$$Q_{out} = Q_{56} + Q_{61} = mc_v(T_5 - T_6) + mc_p(T_6 - T_1) \quad (3.9)$$

où  $m$  est la masse du gaz,  $c_p$  et  $c_v$  sont respectivement les chaleurs spécifiques du gaz à pression constante et à volume constant. Le ratio de ces chaleurs spécifiques est défini comme l'indice adiabatique;  $\gamma = c_p/c_v$ . Le travail mécanique net ( $W$ ) du cycle et le rendement thermodynamique ( $\eta$ ) sont calculés avec les deux équations suivantes :

$$W = Q_{in} - Q_{out} \quad (3.10)$$

$$\eta = W/Q_{in} \quad (3.11)$$

Les travaux de Gonca et al. ont permis de définir une expression adimensionnelle pour le travail net du cycle ( $\overline{W}$ ) et une expression pour le rendement thermodynamique [26]. Les

paramètres adimensionnels utilisés sont alors  $\beta$ ,  $\rho$ ,  $r$  et  $r_M$ .

$$\begin{aligned} \overline{W} \equiv \frac{W}{mc_v T_1} = & (\beta - 1) \left( 1 + \frac{r^{\gamma-1} - 1}{\eta_C} \right) + \gamma\beta(\rho - 1) \left( 1 + \frac{r^{\gamma-1} - 1}{\eta_C} \right) \\ & - \rho\beta \left( 1 + \frac{r^{\gamma-1} - 1}{\eta_C} \right) \left( 1 - \eta_E \left( 1 - \left( \frac{\rho}{r r_M} \right)^{\gamma-1} \right) \right) \\ & + r_M + \gamma - r_M \gamma \end{aligned} \quad (3.12)$$

$$\eta = \frac{\overline{W}}{(\beta - 1) \left( 1 + \frac{r^{\gamma-1} - 1}{\eta_C} \right) + \gamma\beta(\rho - 1) \left( 1 + \frac{r^{\gamma-1} - 1}{\eta_C} \right)} \quad (3.13)$$

Pour ces deux équations, les paramètres  $\eta_C$  et  $\eta_E$  sont les efficacités isentropiques de compression et de détente :

$$\eta_C \equiv \frac{T_{2s} - T_1}{T_2 - T_1} \quad (3.14)$$

$$\eta_E \equiv \frac{T_4 - T_5}{T_4 - T_{5s}} \quad (3.15)$$

Ce modèle théorique du cycle DMC est utilisé dans cette thèse pour analyser les performances expérimentales du moteur prototype ainsi que pour prédire les performances associées à un changement des caractéristiques du moteur.

### 3.2.1 Paramètres additionnels du DMC pour le projet

Pour les travaux de recherche effectués lors de ce doctorat, de nouvelles variables adimensionnelles sont utilisées pour la caractérisation du cycle DMC. Ces nouvelles variables sont uniquement un changement de variable pour faciliter l'analyse. Le travail net adimensionnel ( $\overline{W}$ ) du cycle est alors redéfini par l'équation 3.16.

$$\overline{\overline{W}} \equiv \frac{W}{P_1 V_6} = \frac{\overline{W} mc_v T_1}{P_1 V_6} \quad (3.16)$$

On définit également deux autres paramètres adimensionnels ; les ratios de course à pression constante lors de la compression ( $r_C$ ) et de la détente ( $r_E$ ).

$$r_C \equiv \frac{V_6 - V_1}{V_6 - V_2} = \frac{\epsilon - r}{\epsilon - 1} \quad (3.17)$$

$$r_E \equiv \frac{V_4 - V_3}{V_5 - V_3} = \frac{\rho - 1}{\epsilon - 1} \quad (3.18)$$

Les ratios  $r_C$  et  $r_E$  ont des valeurs variant de 0 à 1. Ces ratios correspondent aux fractions effectuées à pression constante lors du processus  $6 \Rightarrow 1 \Rightarrow 2$  et lors du processus

$3 \Rightarrow 4 \Rightarrow 5$ . Pour cette thèse, les quatre paramètres adimensionnels sélectionnés pour définir le cycle DMC sont les suivantes ;  $\epsilon$ ,  $\lambda$ ,  $r_C$  et  $r_E$ . La figure 3.4 présente une schématisation du graphique  $P$ - $V$  définis par ces quatre paramètres adimensionnels.

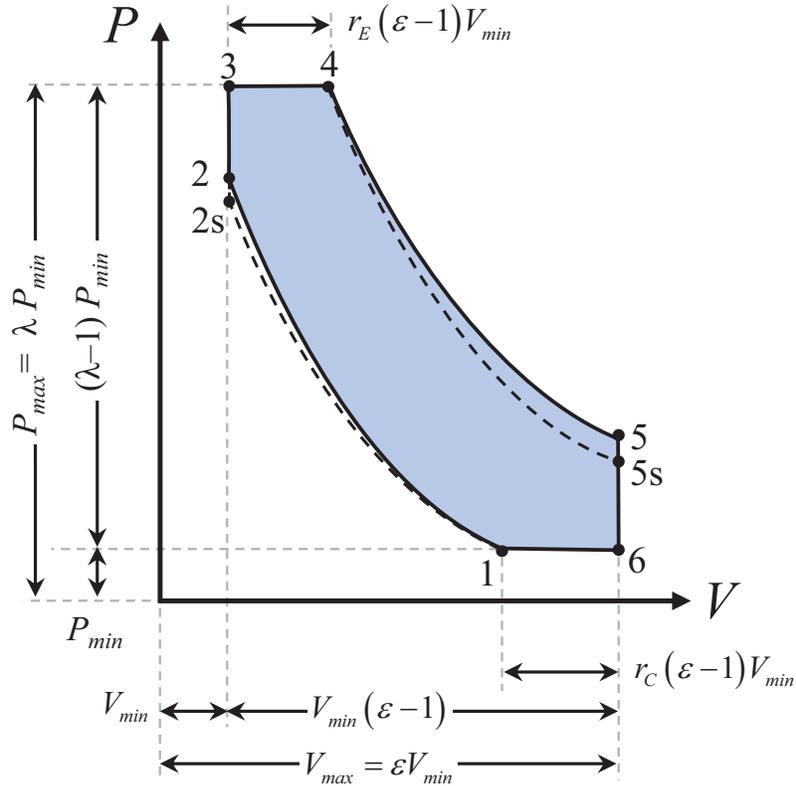


Figure 3.4 Schématisation du graphique  $P$ - $V$  du cycle DMC avec les paramètres adimensionnels  $\epsilon$ ,  $\lambda$ ,  $r_C$  et  $r_E$

Le travail net maximum ( $W_{max}$ ) qui peut être produit par le cycle DMC correspond au cas où  $r_C = 1$  et  $r_E = 1$  (cycle  $P$ - $V$  de forme rectangulaire) et se calcule avec l'équation 3.19.

$$\overline{\overline{W}}_{max} \equiv \frac{W_{max}}{P_1 V_6} = (\lambda - 1) \left( \frac{\epsilon - 1}{\epsilon} \right) \quad (3.19)$$

### 3.2.2 Indice polytropique vs efficacité isentropique

La compression ( $1 \Rightarrow 2$ ) et la détente ( $4 \Rightarrow 5$ ) peuvent être représentées par un processus polytropique, selon l'équation 3.20, où  $n$  est l'indice polytropique.

$$PV^n = \text{constant} \quad (3.20)$$

Pour la compression, l'indice polytropique ( $n_{12}$ ) se calcule avec l'équation 3.21, où  $r = \epsilon - r_C(\epsilon - 1)$ .

$$n_{12} = \frac{\ln\left(\frac{r^{\gamma-1}}{\eta_C} + 1\right)}{\ln(r)} + 1 \quad (3.21)$$

Pour la détente, l'indice polytropique ( $n_{45}$ ) se calcule avec l'équation 3.22, où  $\rho = 1 + r_E(\epsilon - 1)$ .

$$n_{45} = \frac{\ln\left(1 - \eta_E - \eta_E\left(\frac{\rho}{\epsilon}\right)^{\gamma-1}\right)}{\ln\left(\frac{\rho}{\epsilon}\right)} + 1 \quad (3.22)$$

Les équations 3.21 et 3.22 permettent de calculer les indices polytropiques à partir des efficacités isentropiques et vice-versa.

### 3.3 Les projets de moteurs à piston à monoergol liquide

Cette section présente les différents projets de développement et d'expérimentation de moteurs thermiques à monoergol liquide. Cette section permet de comparer ces différents projets ainsi que de démontrer la faisabilité technique du développement d'un moteur prototype.

#### 3.3.1 Projet : *Hydrazine Monopropellant Reciprocating Engine*

À la fin des années 1970, la NASA a développé un moteur à piston opéré avec de l'hydrazine. L'objectif était d'accroître l'enveloppe de vol d'un avion pour augmenter l'altitude maximale d'opération où l'air est raréfié [2][3]. Cette démonstration technique constitue une des premières preuves de concept d'un moteur à piston à monoergol liquide sans admission d'air.

Le moteur prototype utilisait un générateur de gaz par décomposition catalytique d'hydrazine en amont du moteur à piston. Les produits de combustion étaient temporairement emmagasinés dans un plénum d'un volume d'environ 49 cm<sup>3</sup> (3 po<sup>3</sup>). Lorsque le piston est un point mort haut (volume d'environ 1 po<sup>3</sup>), les soupapes d'admission (un total de 6) en tête du moteur s'ouvrent pour permettre de décharger le plénum et pressuriser la chambre du moteur. Les gaz à haute pression sont ensuite détendus durant la course de puissance du piston. Au point mort bas du piston, les gaz sont purgés par des ports latéraux d'échappement. Un volant d'inertie permet le retour du piston et la compression des gaz résiduels pour recommencer le cycle. Une pompe de carburant à piston plongeur permettait d'alimenter le générateur de gaz en monoergol liquide avec une pression de

1000 psi. La pression de la ligne de carburant était contrôlée avec une valve de retour. La stratégie de fonctionnement du système de carburant était relativement simple, cependant, le système réel a été largement complexifié par l'ajout de composantes de sécurité, de fonctionnalité, de maintenance et de purge.

Une des principales innovations de ce moteur est l'ouverture des soupapes à ouverture contrôlée par contact direct entre le piston et les soupapes elles-mêmes. Lorsque le piston passe près du point mort haut, la tête du piston pousse les soupapes vers le haut permettant ainsi le transfert de gaz du plénum à la chambre moteur. Lorsque le piston redescend, un ressort pneumatique permet la fermeture des soupapes. Ce système était entièrement passif ce qui permettait une grande simplicité comparativement à un système traditionnel de soupapes actionnées par des cames. Pour plus de détails sur le fonctionnement, il est possible de consulter le brevet de ce système [4].

Avant l'ouverture des soupapes, la pression dans le plénum était d'environ 850 psi et diminuait jusqu'à 600 psi lors de la fermeture des soupapes. Le cycle moteur utilisait une pression maximum de 600 psi, correspondant à la pression équilibrée entre le plénum et la chambre du moteur. La figure 3.5 présente les profils de pression dans la cylindrée, le plénum et le ressort pneumatique pour un cycle complet. Cette figure permet également de situer les périodes de transfert de gaz et d'échappement.

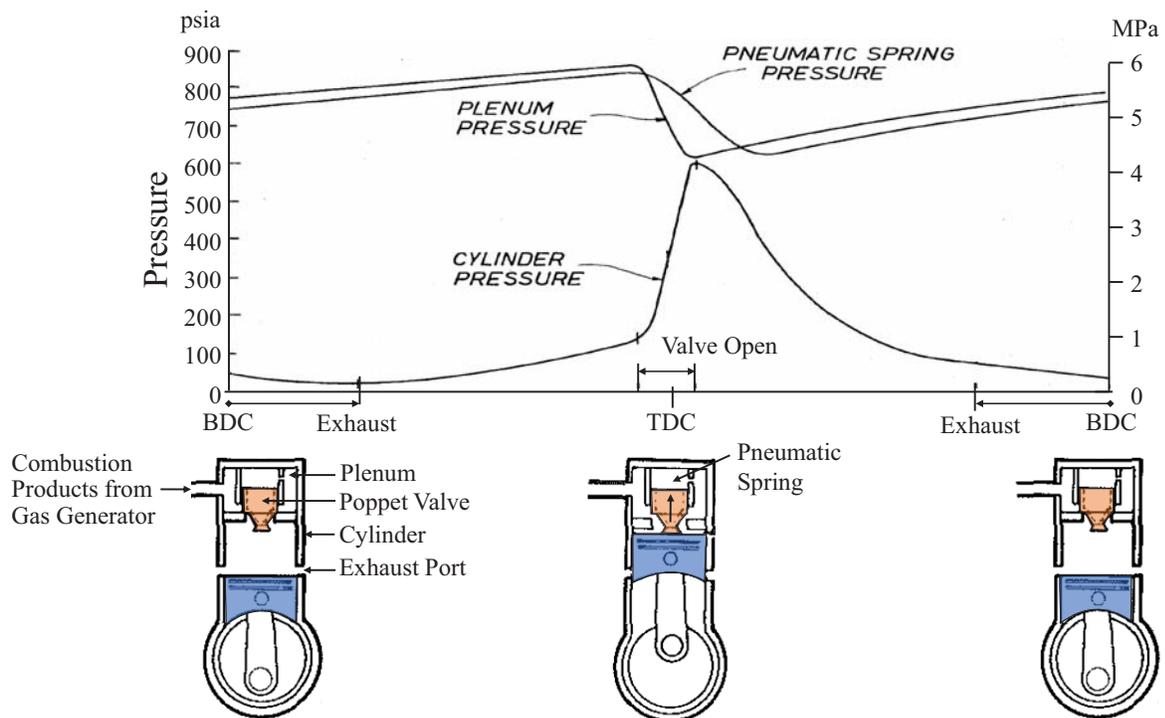


Figure 3.5 Profils de pression de la chambre moteur, dans le plénum et le ressort pneumatique pour un cycle moteur (adaptation de [2])

Le moteur développé par la NASA avait les spécifications suivantes :

- moteur à simple piston
- cycle 2-temps à échappement par port latéral
- alésage d'environ 63 mm ( $\approx 2.5$  po) et course d'environ 42 mm ( $\approx 1.65$  po)
- volume balayé de 131 cm<sup>3</sup> (8 po<sup>3</sup>)
- ratio d'expansion de 5.5:1
- puissance de conception de 11.2 kW (15 hp) à 6000 rpm
- pression moyenne effective de 8.5 bar

Une des problématiques associées à cette architecture de moteur est que la décomposition catalytique du monoergol s'effectue à l'extérieur de la cylindrée. Il faut alors utiliser plusieurs grandes soupapes pour le transfert rapide des gaz du plénum vers la chambre moteur. L'utilisation d'un système d'injection directe de monoergol liquide avec une combustion interne aurait possiblement simplifié le fonctionnement de ce moteur.

Par contre, l'utilisation d'une chambre catalytique à l'extérieur de la cylindrée a pour avantage de limiter les problèmes d'allumage puisque la réaction catalytique est en continu. De plus, comme la réaction catalytique s'effectue en continu pour toute la durée du cycle, la grosseur de la chambre catalytique peut être réduite. Le plénum est alors utilisé comme volume temporaire pour le transfert des gaz. Les soupapes pour le transfert des gaz sont ouvertes environ 10% de la durée du cycle.

Des tests en vol jusqu'à 6.1 km (20000 pi) d'altitude ont permis de valider le fonctionnement du moteur sans admission d'air. Lors des expérimentations, des problématiques de lubrification de la cylindrée ont été rencontrées. Il était difficile d'assurer une lubrification adéquate pour l'ensemble de la plage de régime moteur sans trop perdre d'huile par l'échappement. Ces problématiques de lubrification et de perte d'huile sont typiques pour les moteurs deux-temps.

### 3.3.2 **Projet : *Portable Underwater Thermal Power System***

Au début des années 1970, le *Naval Undersea Research and Development Center* (NURDC) a développé un moteur à piston à monoergol liquide pour applications subaquatique [60]. L'objectif du projet était de développer un moteur thermique capable de produire une puissance de 1 hp pour une durée de 4 heures, afin d'alimenter des outils portatifs pour les travaux sous l'eau. Ce moteur prototype utilisait un cycle à deux temps avec injection directe d'un monoergol de type Otto Fuel II avec auto-ignition par compression.

---

Le moteur prototype développé avait les spécifications suivantes :

- moteur à simple piston
- cycle à deux temps à injection directe
- échappement par port latéral
- alésage de 25.4 mm (1.0 po) et course de 34.8 mm (1.37 po)
- cylindrée de 16.4 cm<sup>3</sup> (1.0 po<sup>3</sup>)
- ratio de compression de 20:1
- puissance de conception de 750 W à 4000 rpm

Une pompe à piston actionnée par une came était utilisée pour alimenter les injecteurs en monoergol. Le différentiel de pression pour l'injection était de 0.7 MPa à 7 MPa. Peu d'informations supplémentaires sont disponibles dans la littérature à propos des caractéristiques des durées et de profil de pression lors de l'injection. Le réservoir de carburant était localisé très près de la tête moteur et la dissipation thermique du moteur réchauffait le monoergol avant son injection. Ceci peut contribuer à augmenter l'efficacité de combustion puisque l'énergie requise pour l'allumage est alors réduite ainsi que le délai d'allumage. Cette même stratégie de préchauffage pourrait être utilisée pour ce projet de doctorat.

Pour une opération stable du moteur au démarrage, la cylindrée était préchauffée à plus de 250°C avant les expérimentations. Des éléments chauffants étaient fixés sur le pourtour du bloc moteur. Une astuce similaire a été retenue pour le présent projet de doctorat. Le prototype est préchauffé ( $\approx 120^\circ\text{C}$ ) lors des expérimentations. L'utilisation d'un banc de test réchauffé réduit les fluctuations des performances associées au régime transitoire d'un moteur initialement froid.

Les expérimentations ont permis d'atteindre des puissances maximales supérieures à 750 W pour des tests de moins d'une seconde. Pour des tests prolongés ( $> 5$  s), les puissances maximum obtenues ont varié de 75 W à 300 W. Les tests de fonctionnement ont été de très courtes durées puisque les systèmes de refroidissement du moteur n'étaient pas suffisant pour éviter la surchauffe des composantes. Il s'est avéré impossible de mesurer en opération précisément la consommation spécifique de carburant du moteur. L'instrumentation n'était pas suffisamment précise pour mesurer en continu le débits de carburant et les tests étaient trop courts ( $< 10$  s) pour mesurer une variation de monoergol dans le réservoir. L'injecteur était probablement mal caractérisé et sélectionné puisque des lacunes d'atomisation ont été rencontrées lors des expérimentations.

Une des problématiques associées à l'utilisation sous-marine d'un moteur à combustion interne est la contre-pression à l'échappement. À une profondeur de 60 mètres, la pression hydrostatique est alors d'environ 6 bar. Ceci crée de grandes pertes en pompage et

---

réduit largement la plage d'opération possible du cycle thermodynamique. Pour le présent projet de doctorat, cette considération de conception n'est pas applicable puisque les expérimentations seront réalisées en environnement standard. Cependant, pour une conception de produits ciblée pour les milieux sous-marins, il est important de considérer la contre-pression à l'échappement.

### 3.3.3 Projet : *Actionneur pneumatique alimenté par un monoergol*

Des travaux réalisés par M. Goldfarb et al. [10][25][62] (Université Vanderbilt, Tennessee) ont permis le développement d'un actionneur pneumatique alimenté par monoergol liquide pour des applications de robotique (*Liquid Monopropellant Powered Actuator*). Le prototype d'actionneur utilisait deux chambres catalytiques, chacune directement connectée aux ports d'admission d'un vérin pneumatique à double action. Le monoergol utilisé était du peroxyde d'hydrogène à 70% de concentration. L'apport en monoergol était assuré par un réservoir pressurisé et des valves solénoïdes tout ou rien à actionnement très rapide (durée d'ouverture de l'ordre de la milliseconde). La purge des gaz du vérin pneumatique était contrôlée par une valve solénoïde directionnel (3 voies, 2 positions). La figure 3.6 présente ce système d'actionneur utilisant un monoergol liquide.

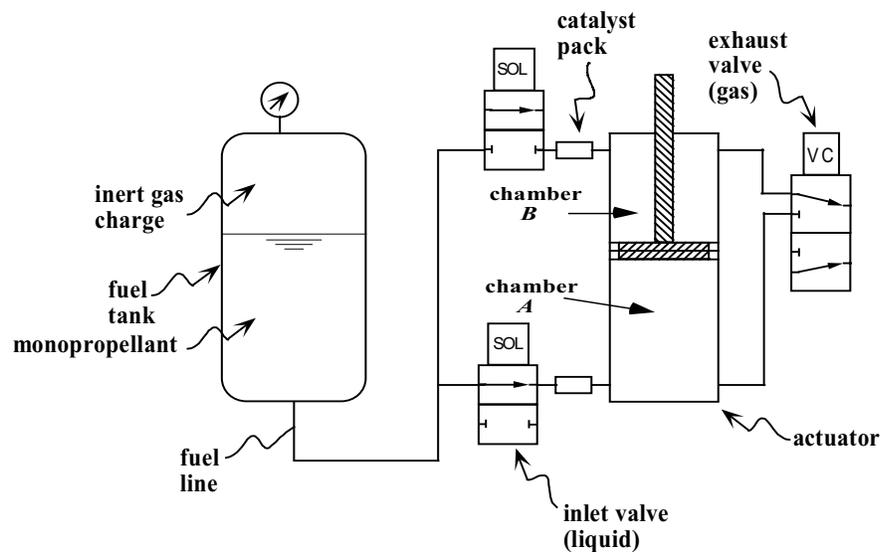


Figure 3.6 Configuration d'un actionneur pneumatique couplé à un moteur thermique à monoergol liquide [62]

Le montage expérimental était principalement constitué des composantes commerciales, ce qui a largement simplifié le prototypage. Cependant, ces composantes ont restreint les performances atteignables par ce moteur. Ces composantes, particulièrement les vérins pneumatiques, ont restreint la pression d'opération, la température maximum et engen-

draient de grandes dissipations thermiques. Le monoergol utilisé lors des expérimentations était du peroxyde d'hydrogène avec une concentration limitée à 70% afin de restreindre la température de combustion. La concentration du peroxyde d'hydrogène aurait pu être supérieure si les composantes mécaniques avaient supporté de plus hautes températures. Le piston à double action avait un diamètre de 27 mm avec une course de 100 mm. Le réservoir de monoergol était pressurisé à 2068 kPa (300 psig), ce qui est relativement bas et ce qui limite la pression maximale dans l'actionneur pneumatique. L'actionneur prototype développé avait les spécifications suivantes :

- piston libre à double action
- alésage de 27.0 mm et course de 100 mm
- cylindré de 57 cm<sup>3</sup>
- échappement par une valve solénoïde directionnel
- force maximum de l'actionneur de 980 N (220 lbf) (pression limitée à 250 psig)
- cycle contrôlable en force en temps réel
- puissance moyenne rectifiée d'environ 50 W à 1 Hz

Les expérimentations de l'actionneur consistaient à reproduire avec un bras robotique articulé le mouvement de flexion du biceps pour lever une charge. Dans cette configuration, le poids propre de la charge contribuait au retour du piston en position basse. Un des avantages principaux de cette configuration d'actionneur était la contrôlabilité du système. Des valves pneumatiques haute vitesse opérées en mode tout ou rien permettaient un contrôle en boucle fermée de l'actionneur pneumatique basée sur une commande de force ou de position. Les commandes d'injection de monoergol et de purge permettaient un contrôle fin du bras robotisé pour bien suivre la commande. Ainsi, pour ce prototype, le profil  $P$ - $V$  (pression-volume) du cycle de l'actionneur était pleinement contrôlé, et utilisait une méthode prédictive de la commande. Cette méthode prédictive permet entre autres de compenser aux délais temporels associés à la décomposition catalytique du monoergol. L'actionneur pneumatique a été opéré à une fréquence de 1 Hz avec une pression moyenne effective d'environ 780 kPa sur le cycle complet. La contrôlabilité du système s'est avérée excellente avec une réponse dynamique rapide en respectant la consigne de position, pour une charge motrice variant dans le temps. La puissance instantanée maximale atteinte par l'actionneur a été de 335 W pour une charge moteur bien ajustée. La masse totale de l'actionneur était de 1.2 kg, et la densité de puissance massique maximum de 279 W/kg. La force maximum que pouvait produire l'actionneur était de 980 N et correspondait à la limite physique du vérin pneumatique standard sélectionné.

L'énergie spécifique du système était de 1.73 MJ/kg et considérait un réservoir de 10 L (masse de 2 kg) rempli de peroxyde d'hydrogène (concentration de 70%) dont le pouvoir

---

calorifique est de 2 MJ/kg et la densité de 1.3 kg/L. Pour les analyses, l'efficacité de conversion du système était de 10%. Cette efficacité du système est légèrement supérieure à l'efficacité de 6.6% obtenue lors de l'expérimentation avec un prototype. Des analyses comparatives de performances du système (densité de puissance et énergie spécifique) ont démontré que leur moteur thermique à monoergol liquide offrait des performances nettement supérieures aux systèmes électriques composés de servomoteur avec batteries pour des applications de robotique mobile. Pour l'analyse et les comparaisons des performances des systèmes, les travaux de Goldfard et al. utilisaient le potentiel d'actionnement ( $A_p$ ) comme indicateur de performance. Le potentiel d'actionnement ( $A_p$ ), est défini par l'équation 3.23, où  $e_s$  est l'énergie spécifique de la source d'énergie,  $\eta$  est l'efficacité de conversion énergétique du système et  $DP$  est la densité de puissance maximum du système d'actionnement. Le potentiel d'actionnement du système développé par Goldfard et al. était de 49 kJ·kW/kg<sup>2</sup> [25].

$$A_p = e_s \eta DP \quad (3.23)$$

Le système électrique de comparaison était constitué de piles rechargeables (nickel-zinc), d'un moteur électrique (*servodisc*) à courant continu à aimants permanents et d'un démultiplicateur harmonique. L'énergie spécifique des piles était de 180 kJ/kg et la densité de puissance massique du système était de 48 W/kg. Le potentiel d'actionnement du système électrique comparé était de 4.8 kJ·kW/kg<sup>2</sup>. Cette étude comparative mériterait d'être mise à jour pour considérer les récents développement technologies des systèmes d'actionnement électriques pour de la robotique mobile.

Bien que le système d'actionneur pneumatique développé par Goldfard et al. semblait performant, ce projet de développement n'a pas été poursuivi. Les performances de ce système pourraient être grandement améliorées en augmentant la concentration du peroxyde d'hydrogène, en développant une meilleure configuration du système ou en améliorant la gestion thermique [62].

### 3.3.4 Projet : *Pompe hydraulique alimentée par un monoergol*

Des travaux réalisés par Justin W. Raade et al. [56] (Université de Californie à Berkeley) ont démontré le fonctionnement d'un moteur à pistons libres doubles action à monoergol liquide entraînant une pompe hydraulique (*monopropellant powered free piston hydraulic pump* FPHP). Le monoergol utilisé lors des expérimentations était du peroxyde d'hydrogène à 90% de concentration et subissait une décomposition catalytique. Le réservoir de monoergol était pressurisé avec de l'azote. Le contrôle du débit de monoergol était assuré

---

par des valves solénoïdes tout ou rien. Les pistons des moteurs thermiques avaient un diamètre de 47 mm et la course était d'environ 100 mm. Le vérin hydraulique à double action avait un diamètre de 18.4 mm pour un ratio de contraction d'aire de piston de 11:1. La figure 3.7 présente l'architecture développée pour ce moteur.

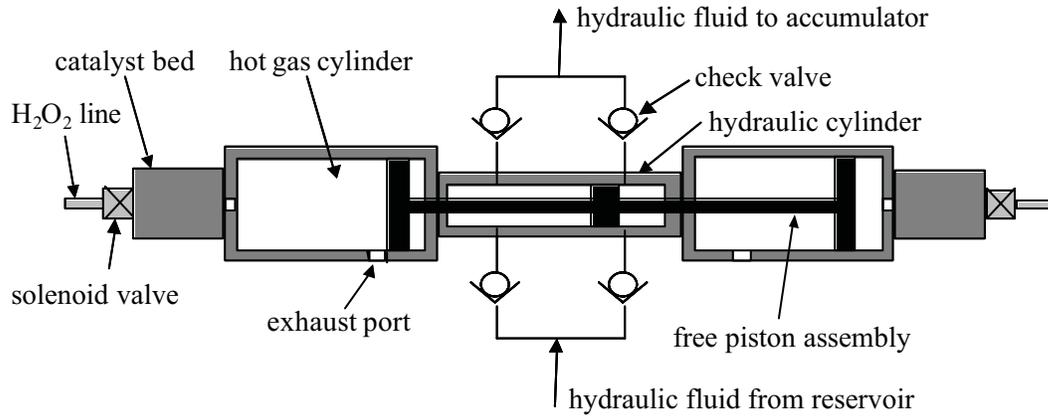


Figure 3.7 Architecture d'un moteur à doubles pistons libres à monoergol entrainant une pompe hydraulique [56]

Les expérimentations du prototype ont permis de démontrer un fonctionnement stable à une puissance effective de 50 W en pompant à une pression de 6.5 MPa de l'huile d'un circuit hydraulique avec un débit moyen de 0.48 L/min. L'efficacité thermodynamique du système a été calculée à seulement 1.2%. Le prototype développé avait plusieurs problèmes. La faible vitesse du piston libre provoquait des fuites de gaz chaudes importantes par les segments de piston. Ceci engendrait une réduction significative du travail mécanique utile. Plusieurs composantes industrielles standards ont été utilisées et il s'est avéré que la chambre catalytique était très peu adaptée pour ce moteur pour un fonctionnement optimal. La chambre catalytique était trop longue avec des débits trop faibles, ce qui réduit grandement l'efficacité de la réaction catalytique et augmente le volume mort en fin de course. Ce volume mort réduit grandement le ratio de détente des gaz chauds, ce qui diminue le travail mécanique disponible et augmente les pertes associées à la purge des gaz d'échappement à haute enthalpie. Finalement, les valves solénoïdes de contrôle d'injection du monoergol étaient trop distancées de la chambre catalytique, ce qui contribue à augmenter le volume mort et détériore le contrôle de l'écoulement dans la chambre catalytique.

Ce projet de développement a tout de même démontré le fonctionnement d'un moteur à piston libre opéré avec un monoergol liquide et utilisant un échappement par port parallèle. Ces caractéristiques sont très similaires au prototype qui est développé lors du

présent projet de doctorat. De plus, l'utilisation d'une charge résistive utilisant un vérin hydraulique s'est avérée très simple et pleinement fonctionnelle. Un concept similaire est utilisé pour le banc d'expérimentation. Finalement, une attention particulière doit être accordée aux fuites du segment de piston qui sont très pénalisantes pour un petit moteur opéré à basse fréquence.

### 3.3.5 Projet : *Torpedo Swash-Plate Piston Engine*

Certaines torpilles, dont les Mark 46, 48 et 54 de la marine américaine, utilisent un moteur à piston alimenté en monoergol liquide pour entraîner l'hélice de propulsion [18]. Le moteur à piston de ces torpilles est à combustion *externe* avec un système de valve rotative qui permet l'échange des gaz. Les multiples pistons (environ 7) sont disposés selon une architecture cylindrique axiale avec un mouvement réciproque assuré par un plateau cyclique. Cette configuration de moteur à piston à plateau cyclique est appropriée pour une torpille due à la géométrie cylindrique et allongée de cette dernière. Une pompe est utilisée pour acheminer le monoergol du réservoir jusqu'à la chambre de combustion. Cette chambre de combustion permet une décomposition thermique continue du monoergol pour alimenter en gaz les différents cylindres du moteur. Le monoergol utilisé est du Otto Fuel II. Puisque la combustion est en continu, un seul allumage est requis lors du démarrage, ensuite, la combustion est contrôlée par l'apport en monoergol liquide. Le volume de la chambre de combustion agit également en tant que plénum pour maintenir une pression de combustion relativement stable lors des ouvertures et des fermetures de la valve rotative. Une seconde pompe alimente en eau le circuit de refroidissement du moteur. Certains moteurs de ces torpilles utilisent également l'injection d'eau dans la chambre de combustion. Il n'est cependant pas spécifié si cette injection d'eau est pour augmenter le volume des gaz produits par le moteur ou pour abaisser la température de combustion. Dû à la nature militaire des torpilles, peu d'information spécifique est disponible concernant les détails de conception de ces moteurs. La figure 3.8 présente une schématisation des moteurs à piston des torpilles avec une valve rotative centrale.

Cette architecture de moteur pour les torpilles est entrée en service dans les années 1960 et est encore utilisée aujourd'hui. Les torpilles ont des missions d'utilisation particulière puisqu'ils sont à usage unique (auto-destruction) avec une durée de vie d'utilisation très courte (quelques minutes). Les torpilles représentent actuellement l'application ayant eu le meilleur succès pour l'utilisation d'un moteur à piston alimenté en monoergol liquide. Cette architecture de moteur à combustion *externe* est pleinement fonctionnelle et très performante pour les missions visées. Pour le présent projet, on s'intéresse à développer

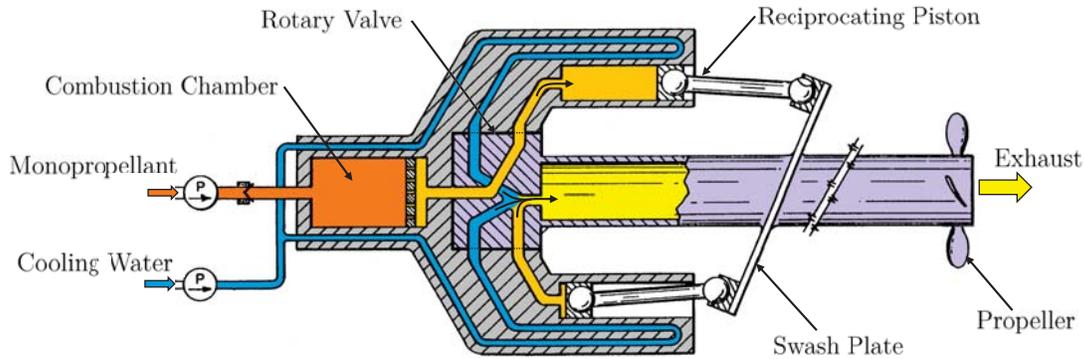


Figure 3.8 Architecture d'un moteur à combustion externe pour propulser une torpille (adaptation de [21])

un moteur à combustion *interne* et ce même s'il y a des défis supplémentaires pour le système d'allumage.

### 3.4 Moteurs thermique à monoergol liquide sans piston

Ce projet de doctorat vise le développement d'un moteur à combustion interne à piston utilisant un monoergol liquide. D'autres architectures de moteur thermique à monoergol sans piston ont été développées. Bien que ces moteurs soient moins pertinents pour ce projet, il est bon de rappeler leur existence pour bien présenter le cadre de référence du projet. Pour la majorité des moteurs thermiques à monoergol liquide sans piston, la combustion du monoergol est utilisée pour alimenter un générateur de gaz. On utilise alors les gaz chauds à haute pression pour diverses applications. L'application la plus répandue est celle des propulseurs spatiaux où l'on utilise une tuyère pour accélérer les gaz de combustion afin de produire une poussée par réaction. Cette architecture est utilisée sur la majorité des satellites pour les propulseurs du *Reaction Control System* (RCS) [19]. Les générateurs de gaz à monoergol liquide peuvent également être utilisés pour entraîner une turbine à gaz. C'est d'ailleurs le cas pour certaines torpilles dont la Mark 13 [18] et pour certains groupes auxiliaires d'alimentation de secours (EPU, *Emergency Power Unit*) dont ceux des avions militaires américains F-16 et U-2 ainsi que pour la navette spatiale américaine [5].

### 3.5 Synthèse sur les moteurs thermiques à monoergol

La deuxième partie de l'état de l'art à permis de présenter les différents projets de moteurs thermiques à monoergol liquide. Tous ces moteurs fonctionnent selon un cycle deux-temps et leurs fonctionnements ont tous été validés par des expérimentations en mode anaérobie. Le tableau 3.1 présente une comparaison des ces moteurs à piston à monoergol liquide ainsi que celui visée par ce projet de doctorat.

Tableau 3.1 Comparaison des différents moteurs à piston à monoergol liquide

Projets	<i>Portable Underwater Thermal Power System</i>	<i>Hydrazine Monopropellant Reciprocating Engine</i>	<i>Liquid Monopropellant Powered Actuator</i>	<i>Free Piston Hydraulic Pump (FPHP)</i>	<i>Torpedo Swash-Plate Piston Engine</i>	Ce présent projet de doctorat
Développeur	NURDC	NASA	Vanderbilt University	U. of C. Berkeley	US Navy	U. de S. Createk
Années	1970s	1970s	2000s	2000s	1960-présent	2010s
Applications	aquatique, outil portatif	aéronautique; haute altitude	robotique mobile	robotique mobile	armement navale	non défini
Monoergol	Otto Fuel II	Hydrazine	H <sub>2</sub> O <sub>2</sub> (70%)	H <sub>2</sub> O <sub>2</sub> (90%)	Otto Fuel II	IPN
Type de décomposition	thermique interne segmentée	catalytique externe continue	catalytique interne segmentée	catalytique interne segmentée	thermique externe continue	thermique interne segmentée
Configuration	simple piston, cycle 2-temps	simple piston, cycle 2-temps	piston libre doubles actions	piston libre doubles actions	multiple pistons, plateau cyclique	simple piston, cycle 2-temps
Échappement	port latéral	port latéral	valve solénoïde	port latéral	valve rotative	port latéral
Alésage (mm)	25	63	27	47	N/D	38
Course (mm)	35	42	100	100	N/D	45
Cylindrée (cm <sup>3</sup> )	16	131	57	170	N/D	50
Puissance (W)	300	11200	340	50	N/D	400
Fréquence (Hz)	70	100	0.25 - 3.0	≈0.15	N/D	2.0
<i>MEP</i> (bar)	<i>BMEP</i> ≈2.8	<i>BMEP</i> ≈8.5	<i>BMEP</i> ≈10	<i>BMEP</i> ≈10	N/D	<i>IMEP</i> ≈ 20 - 40

Le dimensionnement du moteur prototype et sa fréquence d'opération correspond à la même plage de valeurs que plusieurs des autres moteurs déjà réalisés. Plusieurs projets ont démontré le fonctionnement d'un échappement par port latéral ainsi que l'injection directe de monoergol. Plusieurs des caractéristiques du moteur prototype de ce projet de doctorat ont déjà été validées séparément par les autres moteurs présentés. Ainsi, en se basant sur les connaissances présentées dans l'état de l'art, on peut estimer réaliste le fonctionnement de ce nouveau prototype.

Bien que les moteurs présentés ont tous fonctionné, ils ont tous leurs propres problématiques et leurs limitations. Une des problématiques majeures des moteurs à piston à combustion *externe* de monoergol est le très grand volume de gaz qui doit être acheminé à la cylindrée du moteur. Le projet de la NASA (*Hydrazine Monopropellant Reciprocating Engine*) utilisait une configuration à 6 grosses soupapes en tête moteur alors que les mo-

teurs de torpille utilisent des valves rotatives. Le grand volume de gaz à déplacer limite la performance des moteurs. Entre autres parce qu'il est nécessaire de générer une haute pression en amont pour transférer le gaz.

Pour les moteurs à piston à combustion *interne* de monoergol utilisant la décomposition catalytique, la problématique majeure est l'utilisation d'un bain catalytique avec écoulement intermittent. Ce bain catalytique doit être à la fois performant (décomposition rapide et complète du monoergol) tout en étant petit (réduire le volume mort) et s'adapter aux écoulements intermittents et variables (fonctionnement intermittent avec le régime moteur variable). De plus, le bain catalytique nécessite un préchauffage pour fonctionner dans sa plage d'efficacité. Le bain catalytique est une composante critique pour ce type d'architecture de moteur et il est difficile de bien respecter les critères de conception. Le bain catalytique vient alors limiter les performances des moteurs à combustion internes de monoergols.

Pour répondre aux précédentes problématiques des moteurs à piston utilisant un monoergol, la solution clé envisagée est l'utilisation d'une décomposition thermique interne du monoergol. Pour ce faire, on utilise l'injection directe du monoergol. De tous les moteurs présentés, seulement le projet du NURDC a démontré le fonctionnement d'un moteur à piston avec décomposition thermique interne d'un monoergol. Cependant, le projet du NURDC a rencontré plusieurs problèmes associés au contrôle de l'injection directe ce qui a grandement limité les performances du moteur prototype. Pour régler cette problématique, lors de ce projet de doctorat, on utilisera un contrôle d'injecteur avec des injections multipulses et des post-injections.

Pour ce présent projet de doctorat, on s'intéresse entre autres à l'utilisation d'un monoergol pour accroître la densité de puissance d'un moteur en augmentant la pression moyenne effective indiquée (*IMEP*). L'utilisation d'un contrôle d'injection avec multipulses et des post-injections permet d'ajuster le profil d'injection, ce qui permet de contrôler le profil  $P$ - $V$  du moteur. Ainsi, on peut augmenter la pression moyenne effective du cycle tout en respectant les limitations physiques du moteur (e.g. conserver la même pression maximum du cycle).

Concernant la contrôlabilité du moteur, seulement le projet de recherche de Goldfarb et al. (Université Vanderbilt) a déjà utilisé un contrôle de débit d'un monoergol liquide pour adapter un profil  $P$ - $V$  d'un moteur thermique. Dans ce cas, c'était pour un contrôle avec rétroaction sur le profil de force de l'actionneur. Cependant, leur moteur utilisait

---

une réaction catalytique et le contrôle s'effectuait en partie avec des valves de purge électromécaniques.

Le moteur prototype de ce projet de doctorat se distingue de ceux des autres projets par ; l'utilisation de la décomposition thermique interne d'un monoergol, par l'utilisation de nitrate isopropylique et par la modulation de la densité de puissance du moteur via le contrôle du cycle  $P$ - $V$ . Ceci permet d'atteindre une pression moyenne effective ( $IMEP$ ) supérieure à 40 bar, alors que la pression moyenne effective au frein ( $BMEP$ ) des autres moteurs présentés était inférieure ou égale à 10 bar<sup>1</sup>.

---

1. Le  $BMEP$  représente généralement plus de 90% de l' $IMEP$ . La différence entre le  $BMEP$  et l' $IMEP$  sont les pertes en friction du moteur, qui sont habituellement inférieures à 10% de l' $IMEP$  [22].

---



# CHAPITRE 4

## PROTOTYPE DE CHAMBRE DE COMBUSTION

La première partie du projet consiste à caractériser la combustion du monoergol nitrate isopropylique (IPN). De plus, il faut sélectionner les composantes pour un prototype de moteur à piston et valider leur fonctionnement. Les principales composantes à valider sont le système d'injection, son contrôle et le système d'allumage. Un premier banc de test a été conçu pour expérimenter la combustion cyclée d'IPN en mode anaérobie. L'intérêt est de valider les caractéristiques d'injection, d'allumage et de combustion de ce monoergol lorsque celui-ci subit des combustions cyclées à volume constant. Les connaissances acquises lors de ces expérimentations permettent d'orienter le processus de conception pour un prototype de moteur à pistons.

### 4.1 Schémas du banc de test

Le premier banc de test développé est une chambre de combustion à volume fixe. Ce banc de tests est inspiré de ceux utilisés lors du développement de l'artillerie à monoergol liquide (voir la référence [37]). La figure 4.1 présente le schéma du banc du test de combustion.

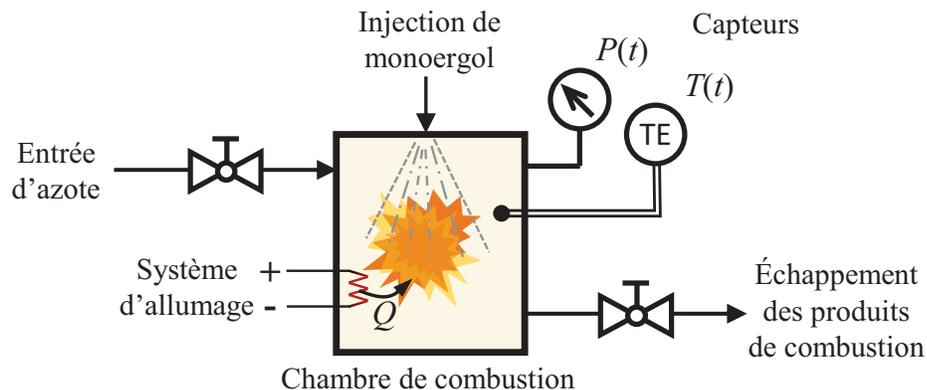


Figure 4.1 Schéma simplifié du banc de test de combustion

Le principe de fonctionnement est le suivant :

1. Pressurisation de la chambre de combustion avec un gaz neutre (azote).
2. Injection de monoergol dans la chambre de combustion.
3. Combustion du monoergol à volume constant jusqu'à une combustion complète.
4. Purge des produits de combustion, jusqu'à la pression initiale souhaitée.
5. Répéter les étapes 2 à 4 pour le nombre de cycles souhaité.

Pour les expérimentations de combustion, la chambre de combustion est de forme cylindrique verticale avec un diamètre interne de 30.0 mm, une hauteur de 50.8 mm, pour un volume interne d'environ 36 cm<sup>3</sup>. Ce volume est représentatif des cylindrées des petits moteurs, ce qui permet de réutiliser des composants standards afin de réduire les coûts de développement et d'accélérer le prototypage. De plus, ce petit volume amoindrit les dangers des expérimentations en limitant la quantité de monoergol à manipuler lors des tests. L'injection de monoergol s'effectue par le haut de la chambre de combustion avec un injecteur solénoïde typiquement utilisé pour les moteurs à essence à injection directe. Le système d'injection, ses caractéristiques, sa modélisation et son contrôle sont présentés à la section 4.2. Un système d'allumage par bougie incandescente est positionné sur le plan milieu de la chambre de combustion. Les caractéristiques du système d'allumage sont présentées à la section 4.3. Un port d'admission d'azote permet de pressuriser la chambre de combustion avant les tests. Un port d'échappement permet de dépressuriser la chambre de combustion ainsi que de purger les produits de combustion. Le banc de test est instrumenté d'un capteur de pression positionné à la demie-hauteur de la chambre de combustion avec un port perpendiculaire au banc de test.

La figure 4.2 présente une coupe du modèle 3D du banc de test pour visualiser les dimensions clés ainsi que la géométrie des jets d'injection et la position de la bougie d'allumage.

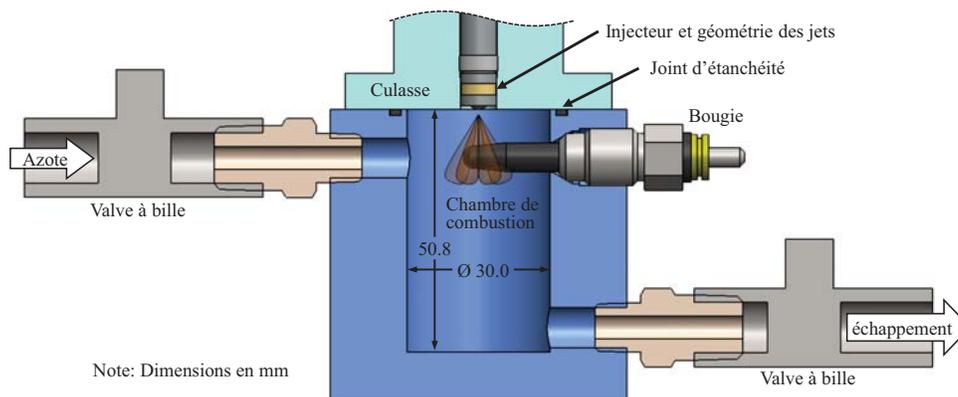


Figure 4.2 Géométrie de la chambre de combustion

## 4.2 Système d'injection

L'utilisation d'un système d'injection directe permet un apport rapide et précis en monoergol dans la chambre de combustion. Pour simplifier le développement et la caractérisation du système d'injection, un injecteur solénoïde Bosch GDI HDEV 5.1 de modèle 62819 a été sélectionné. Cet injecteur est couramment utilisé par l'industrie automobile pour les moteurs à essence à injection directe. Il peut être opéré jusqu'à une pression d'injection de 150 bar et son débit massique de référence est de 13.7 g/s (avec de l'essence à 100 bar).

Cet injecteur est muni de six trous d'environ  $200\ \mu\text{m}$ . L'angle de pulvérisation unitaire de chaque jet d'injection est de  $8$  à  $20^\circ$ . L'angle de pulvérisation générale pour l'ensemble des jets est de  $110^\circ$  [16]. La figure 4.3 présente la géométrie de cet injecteur.



Figure 4.3 Injecteur Bosch GDI HDEV 5.1 de modèle 62819 [16]

Le contrôle de cet injecteur s'effectue avec une commande électrique de type crête et maintien (*peak and hold*). L'activation du solénoïde de l'injecteur est initiée par une forte impulsion de courant (*peak*). Pour accélérer le chargement du solénoïde et pour une ouverture rapidement l'injecteur, on utilise une tension survoltée jusqu'à l'atteinte du courant de crête. Ensuite, on limite le courant de l'injecteur pour la phase de l'ouverture (*Pick-Up*). Par la suite, on abaisse et maintient le courant pour conserver l'injecteur ouvert (*hold*) pour toute la durée d'injection. Pour la fermeture rapide de l'injecteur, on utilise une commande de tension survoltée inversée (*Back-Boost*), ce qui permet un meilleur contrôle de l'apport de carburant. Les caractéristiques pour la commande d'injection avec cet injecteur sont présentées dans le tableau 4.1.

Tableau 4.1 Caractéristiques de contrôle pour une commande d'injection [16]

Phase de la commande d'injection	Tension	Courant	Durée
Survoltage de crête ( <i>Peak</i> )	65-90 V	8.5-12 A	355-440 $\mu\text{s}$
Ouverture de l'injecteur ( <i>Pick-up</i> )	12 V	4.8-7.1 A	145-160 $\mu\text{s}$
Maintien ( <i>Hold</i> )	12 V	2.5-3.1 A	0.1-10 ms

La figure 4.4 présente le profil typique du courant électrique de l'injecteur pour une commande d'injection.

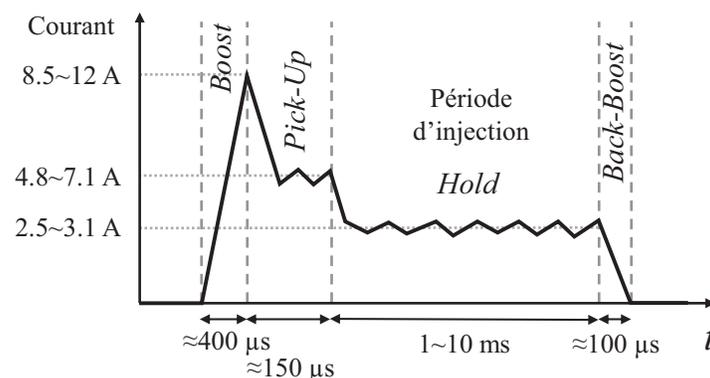


Figure 4.4 Profil du courant électrique lors d'une commande d'injection

### 4.2.1 Contrôle de l'injecteur

Le contrôle de l'injecteur est effectué avec un kit du module de commande d'injecteur direct de National Instruments NI 9751. Ce module possède une alimentation interne survoltée pouvant atteindre 190 V avec une capacité de 40 A crête et de 15 A soutenu. Le kit du module de commande d'injecteur direct NI 9751 est accompagné d'une panoplie de fonctions LabVIEW pour un contrôle en temps réel sur FPGA pour des commandes d'injecteur multi-impulsions synchronisées au moteur. Pour les expérimentations, le module de contrôle est alimenté avec une source de tension DC 12 V (TDK-Lambda DPP120-12-1).

La figure 4.5 présente le profil du courant électrique de l'injecteur pour une commande d'injection de 5 ms en utilisant une alimentation survoltée de 75 V. Dès que la limitation de courant de 9 A est atteinte, on limite le courant à 4.8 A pour la phase de l'ouverture (*Pick-Up*). Ensuite, on bascule en phase de maintien pour la durée restante de l'injection.

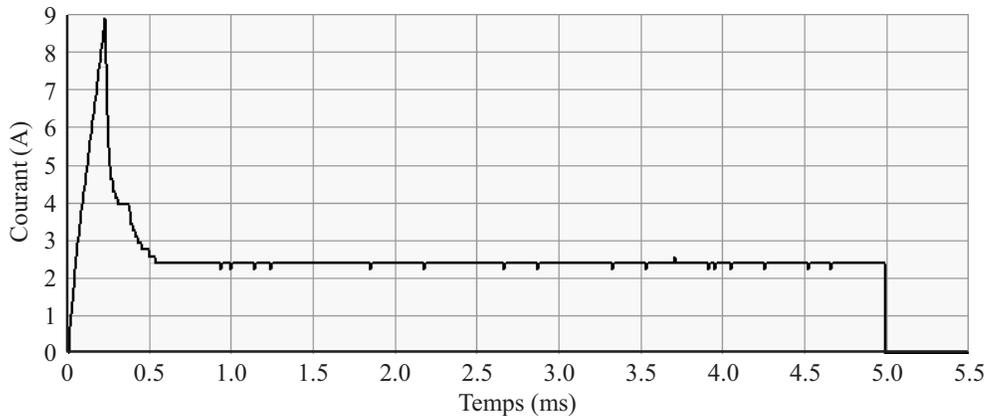


Figure 4.5 Courant électrique de l'injecteur pour une commande d'injection de 5 ms avec une alimentation survoltée

### 4.2.2 Modélisation de l'injecteur

La modélisation de l'injecteur permet d'obtenir un modèle simple des caractéristiques d'injection. Ainsi, on peut calculer la quantité de monoergol injecté à chaque pulse et valider l'atomisation. Le modèle simplifié de l'injecteur considère un débit en régime établi. Le débit massique de l'injecteur ( $\dot{m}_f$ ) en régime permanent est calculé avec l'équation 4.1 ;

$$\dot{m}_f \approx \frac{m_f}{\Delta t} \approx C_d A \sqrt{2\rho_f(P_f - P_a)} \quad (4.1)$$

où  $C_d$  est le coefficient de décharge,  $A$  est l'aire géométrique de l'ensemble des canaux d'injection,  $\rho_f$  est la masse volumique de fluide à injecter,  $P_f$  est la pression d'injection et  $P_a$  est la pression des gaz dans la chambre de combustion [22]. L'aire géométrique ( $A$ ) de

l'ensemble des canaux d'injection est approximativement de  $0.188 \text{ mm}^2$ , soit l'équivalent de 6 trous circulaires d'un diamètre ( $d_{jet}$ ) de  $0.20 \text{ mm}$  ( $0.0079 \text{ po}$ ).

Le montage expérimental ne permet pas de mesurer le débit massique en continu durant l'injection. Une évaluation du débit moyen est effectuée en mesurant la masse de fluide injecté ( $m_f$ ) associé à une durée d'injection prédéterminée. Pour la calibration de l'injecteur, la durée totale d'injection ( $\Delta t$ ) correspondant à 100 injections périodiques d'une durée de 10 ms. Lors de la caractérisation de l'injecteur, on détermine le produit  $C_d A$  comme une variable à part entière sans spécifier une aire de référence. Ce coefficient  $C_d A$  est calibré avant et après une série de tests de combustion pour vérifier si l'injecteur s'est encrassé lors des expérimentations. La mesure du coefficient  $C_d A$  est alors évaluée avec l'équation 4.2.

$$C_d A = \frac{1}{\sqrt{2\rho_f(P_f - P_a)}} \frac{m_f}{\Delta t} \quad (4.2)$$

La caractérisation de l'injecteur est effectuée avec une pression d'injection de  $7.2 \text{ MPa}$  ( $1045 \text{ psia}$ ) et en utilisant de l'eau à température ambiante. Pour l'injecteur sélectionné, le coefficient  $C_d A$  obtenu par caractérisation en laboratoire est d'environ de  $0.100 \text{ mm}^2$ . Cette valeur est la moyenne de 5 mesures, dont chacune des mesures était à moins de 5% d'écart total.

La figure 4.6 présente le débit de l'injecteur calculé (équation 4.1) pour de l'IPN en fonction de la pression interne du moteur ( $P_a$ ) lorsque la pression d'injection ( $P_f$ ) est de  $6895 \text{ kPa}$  ( $1000 \text{ psia}$ ). À basse pression interne du moteur, le débit d'injection est d'environ  $12 \text{ g/s}$ , mais il est diminué de moitié lorsque la pression interne du moteur est de  $5000 \text{ kPa}$ .

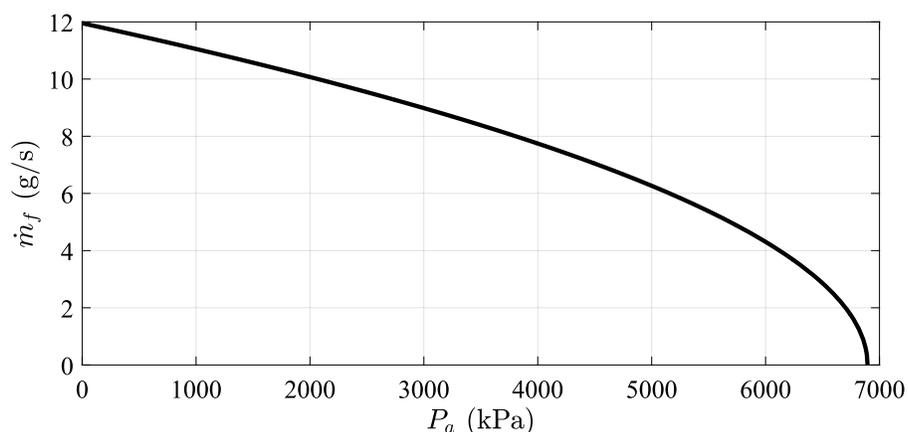


Figure 4.6 Débit massique de l'injecteur en fonction de la pression interne du moteur ;  $C_d A = 0.100 \text{ mm}^2$ ,  $\rho_f = 1036 \text{ kg/m}^3$  et  $P_f = 6895 \text{ kPa}$

À partir du débit massique de l'injecteur, on peut calculer la vitesse du jet de l'injecteur ( $v_{jet}$ ) et le nombre de Reynolds ( $Re_{jet}$ ) avec les équations 4.3 et 4.4, où  $\mu_f$  est la viscosité

dynamique du liquide et  $A$  est l'aire géométrique de l'ensemble des canaux d'injection.

$$v_{jet} = \frac{\dot{m}_f}{\rho_f A} \quad (4.3)$$

$$Re_{jet} = \frac{\rho_f v_{jet} d_{jet}}{\mu_f} \quad (4.4)$$

Pour évaluer la possibilité de cavitation dans l'injecteur, on utilise le nombre de cavitation ( $CN$ ) tel que défini par l'équation 4.5 [51]. Le nombre de cavitation met en relation la pression de vapeur saturante ( $P_v$ ) du fluide injecté avec la pression en amont ( $P_f$ ) et en aval ( $P_a$ ) de l'injecteur. La pression de vapeur saturante de l'eau à 20°C est de 2.3 kPa [54] et celle de l'IPN est de 5.1 kPa [1].

$$CN = \frac{P_f - P_a}{P_a - P_v} \quad (4.5)$$

Le nombre de cavitation peut être utilisé pour identifier la valeur à laquelle la cavitation se produit. Cette valeur dépend entre autres de la géométrie et de la taille de l'orifice de l'injecteur, des discontinuités du trajet de l'écoulement, ainsi que de la géométrie en amont et en aval. On peut s'attendre à ce qu'il se produise de la cavitation pour des valeurs de  $CN$  dans la plage de 0.5 à 5 [64].

Pour l'analyse du critère d'atomisation, on utilise le nombre de Weber ; un nombre adimensionnel qui représente le ratio entre les forces d'inertie et les forces de tension de surface. Pour un jet de liquide dans un milieu gazeux, le nombre de Weber ( $We_{jet}$ ) est défini par l'équation 4.6 ;

$$We_{jet} = \frac{\rho_g v_{jet}^2 d_{jet}}{\sigma_f} \quad (4.6)$$

où  $\rho_g$  est la densité du gaz dans laquelle le liquide est injecté et  $\sigma_f$  est la tension de surface du liquide. Selon le modèle d'atomisation USB (*Unified Spray Breakup*)[8], pour de faibles nombres de Weber (<12), aucune atomisation ne se produit et les gouttelettes subissent uniquement des déformations. Pour de plus grands nombres de Weber, différents modes d'atomisation sont identifiable :

$$We_{jet} < 12 \rightarrow \text{Droplet deformation} \quad (4.7)$$

$$12 < We_{jet} < 20 \rightarrow \text{Bag breakup} \quad (4.8)$$

$$20 < We_{jet} < 80 \rightarrow \text{Multimode breakup} \quad (4.9)$$

### 4.2.3 Validation de l'atomisation

La caractérisation de l'injecteur permet de valider son bon fonctionnement et de valider les modèles utilisés. La caractérisation a été effectuée avec une pression d'injection variant de 500 kPa jusqu'à 10 MPa et en utilisant de l'eau à température ambiante. Le tableau 4.2 présente les caractéristiques d'injection pour de l'eau à basse et à haute pression d'injection. Pour cette caractérisation, l'injection s'effectuait à l'air ambiant et le coefficient  $C_d A$  était de 0.100 mm<sup>2</sup>.

Tableau 4.2 Caractéristiques d'injection avec de l'eau

$\Delta P$ (kPa)	700	7750
$\dot{m}_f$ (g/s)	3.7	12.4
$v_{jet}$ (m/s)	19.9	66.1
$Re_{jet}$	4000	13200
$We_{jet}$	1.30	14.4
$CN$	7.1	78.3

Pour cette caractérisation, les valeurs calculées du nombre de cavitation sont supérieures à 5, ce qui permet d'éviter la cavitation dans l'injecteur [64].

L'analyse de vidéos haute vitesse a permis d'évaluer approximativement la vitesse des jets à la sortie de l'injecteur. On peut également évaluer qualitativement le niveau d'atomisation des jets. La figure 4.7 présente la géométrie des jets de l'injecteur à différents moments pour une commande d'injection de 2 ms et ce, lorsque la pression d'injection est de 700 kPa.

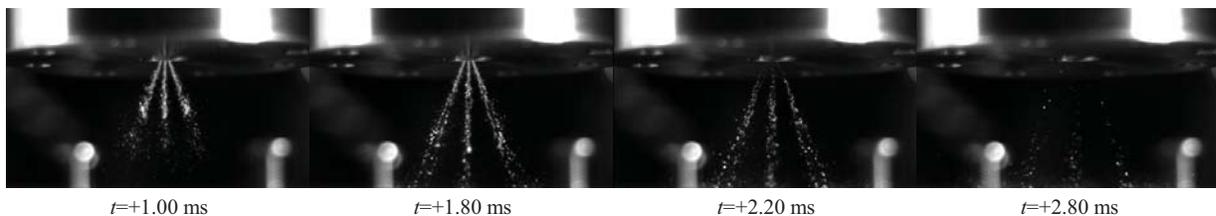


Figure 4.7 Géométrie des jets de l'injecteur à 700 kPa avec de l'eau

Ces images sont obtenues avec une fréquence d'acquisition de 50 kHz et un obturateur à 200 kHz. Pour cette injection, le nombre de Weber est de seulement de 1.3 et il n'y a pas d'atomisation du jet (i.e. seules de grosses gouttelettes sont formées). Sur cet angle de vue, il semble y avoir seulement 3 jets alors que l'injecteur est composé de 6 trous. C'est que le plan de vue fait superposer les 3 jets arrière avec les 3 jets devant.

La figure 4.8 présente la géométrie des jets de l'injecteur à différents moments pour une commande d'injection de 2 ms lorsque la pression d'injection est de 7750 kPa.

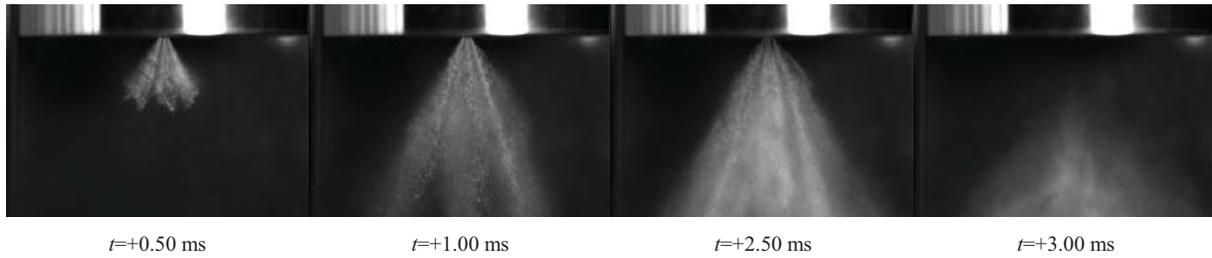


Figure 4.8 Géométrie des jets de l'injecteur à 7750 kPa avec de l'eau

Ces images sont obtenues avec une fréquence d'acquisition de 60 kHz et un obturateur à 800 kHz. Pour cette injection, le nombre de Weber est de 14.4 et il y a atomisation du jet (i.e. formation d'un nuage de petites gouttelettes).

La caractérisation expérimentale de l'injecteur a permis de valider le modèle analytique pour le débit de l'injecteur. Ce modèle analytique peut maintenant être utilisé pour prédire l'apport de masse de carburant pour différentes commandes d'injection. Cette caractérisation a été effectuée avec de l'eau, cependant, pour les expérimentations, le fluide injecté est de l'IPN. Pour de l'IPN à 20°C, la densité est de 1036 kg/m<sup>3</sup>, la viscosité est de 0.65 mPa.s, la tension de surface est de 29.3 mN/m et la pression de vapeur saturante est de 5.1 kPa. Le tableau 4.3 présente les caractéristiques d'injection calculées pour de l'IPN et de l'eau lorsque la pression d'injection est de 7750 kPa et que la sortie de l'injecteur est à l'air ambiant.

Tableau 4.3 Caractéristiques d'injection calculées pour de l'IPN et de l'eau à une pression d'injection de 7750 kPa

		Eau	IPN
Densité	$\rho_f$ (kg/m <sup>3</sup> )	998	1036
Viscosité	$\mu_f$ (mPa.s)	1.00	0.65
Tension de surface	$\sigma_f$ (mN/m)	72.8	29.3
Pression de vapeur saturante	$P_v$ (kPa)	2.3	5.1
Débit massique	$\dot{m}_f$ (g/s)	12.4	12.7
Vitesse de jet	$v_{jet}$ (m/s)	66.1	64.9
Nombre de Reynolds du jet	$Re_{jet}$	13200	20700
Nombre de Weber du jet	$We_{jet}$	14.4	34.5
Nombre de cavitation	$CN$	78.3	80.5

Comparativement à l'eau, le débit massique de l'injecteur change très peu pour l'IPN, car les densités sont similaires. Cependant, la faible tension de surface de l'IPN permet d'augmenter le nombre de Weber et ainsi d'assurer une meilleure atomisation. Les valeurs

calculées du nombre de cavitation pour l'eau et l'IPN sont largement supérieures à 5, ce qui permet d'éviter la cavitation [64] et ainsi conserver la même valeur du coefficient  $C_d A$  de l'injecteur pour ces deux fluides.

### 4.3 Système d'allumage

Le système d'allumage du monoergol utilise une bougie d'allumage incandescente Bosch 80010 pour moteur automobile diesel. L'élément incandescent de la bougie a un diamètre de 6 mm pour une longueur de 21 mm. La figure 4.9 présente la géométrie de cette bougie.



Figure 4.9 Bougie d'allumage Bosch 80010

Cette bougie de technologie Bosch Duraterm permet une température à la surface de 1000 à 1100°C en utilisation continue (>30 s). La bougie a une résistance électrique à froid d'environ 0.6  $\Omega$ . Lorsqu'une tension de 12 V est appliquée à la bougie, celle-ci s'échauffe et la résistance électrique augmente jusqu'à 1.5  $\Omega$ . En utilisation continue, le courant de la bougie est de 8 A et la puissance thermique dissipée est de 100 W. La puissance de la bougie peut sembler élevée, mais seulement une fraction de cette puissance est transmise au volume interne de la chambre de combustion (i.e. pour chauffer les gaz internes, pour évaporer le monoergol injecté et pour l'inflammation). La majorité de la puissance de la bougie est directement dissipée par conduction thermique dans le banc de test puis dissipée à l'environnement ambiant. C'est d'ailleurs ainsi que la bougie est utilisée pour préchauffer le banc de test.

Sur une vision à moyen terme du développement de ce type de moteur, il est envisagé d'utiliser l'auto-ignition par compression pour les prochains prototypes. L'auto-ignition par compression pour un moteur à piston utilisant l'injection directe d'un monoergol a déjà été démontrée par le projet du NURDC (voir section 3.3.2) [60]. Il est envisageable d'utiliser cette technologie pour les phases de développement futur du moteur. Cependant, il a été décidé d'incorporer une bougie d'allumage pour simplifier le développement du prototype et réduire les incertitudes technologiques pour cette phase de recherche. Pour ce projet de doctorat, la puissance électrique de la bougie n'est pas considérée dans le cycle thermodynamique du moteur ainsi que dans le bilan d'énergie. Des travaux supplémentaires seront nécessaires pour évaluer les flux d'énergie de la bougie vers le banc de test et vers le volume de combustion. De plus, il faudra évaluer le flux d'énergie entre le banc de test et le volume de combustion, ainsi qu'avec l'environnement extérieur.

## 4.4 Modélisation des réactions chimiques

Cette section présente les outils de modélisation des réactions chimiques qui sont utilisés afin de déterminer les performances du moteur thermique et l'énergie libérée par la combustion du monoergol. La modélisation de l'équilibre chimique et thermodynamique de la combustion peut facilement s'effectuer avec les logiciels suivants ; CEA (Chemical Equilibrium with Application) [28], STANJAN [57] ou Cantera [27]. Ces logiciels permettent de calculer l'enthalpie de réaction associée à la décomposition thermique d'un carburant pour différentes contraintes de calcul (ex. : enthalpie ou énergie interne constante et pression ou volume constant). Le processus de calcul implique la minimisation de l'énergie libre de Gibbs afin de déterminer l'état d'équilibre des produits de la réaction chimique.

Dans le cadre de ce projet, le logiciel Cantera est utilisé pour calculer l'équilibre chimique associé à la combustion et ainsi évaluer les propriétés thermodynamiques des produits de la combustion. Les tables thermodynamiques principalement utilisées sont celles de la base de données thermodynamique du *Gas Research Institute GRI-Mech Version 3.0* [63] et celles de la NASA (*Nasa Lewis/Glenn Thermodynamic Database*) [44]. Ces tables thermodynamiques sont formatées avec un ajustement de courbe à 7 ou 9 coefficients. Les valeurs des enthalpies standard de formation des carburants sont celles de la base de données du NIST (*National Institute of Standards and Technology*) [39], celles de la base de données thermochimique du *Fraunhofer Institute for Chemical Technology (ICT)* [47] et finalement, celles de la base de données *Thermodynamics Properties of Public Military Propellants* [24].

Pour le projet, l'équilibre chimique s'effectue en considérant une cinquantaine d'espèces chimiques qui sont les suivantes :

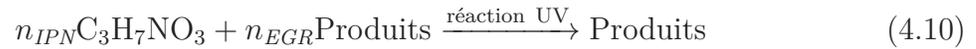
Ar	H	H <sub>2</sub>	O	O <sub>2</sub>	OH	H <sub>2</sub> O	H <sub>2</sub> O(l)
HO <sub>2</sub>	H <sub>2</sub> O <sub>2</sub>	C	CH	CH <sub>2</sub>	CH <sub>2</sub> (s)	CH <sub>3</sub>	CH <sub>4</sub>
CO	CO <sub>2</sub>	HCO	CH <sub>2</sub> O	CH <sub>2</sub> OH	CH <sub>2</sub> CHO	CH <sub>2</sub> CO	CH <sub>3</sub> O
CH <sub>3</sub> OH	C <sub>2</sub> H	C <sub>2</sub> H <sub>2</sub>	C <sub>2</sub> H <sub>3</sub>	C <sub>2</sub> H <sub>4</sub>	C <sub>2</sub> H <sub>5</sub>	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	C <sub>3</sub> H <sub>7</sub>
C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	CH <sub>3</sub> CHO	CN	N	NCO	NH	NH <sub>2</sub>	NH <sub>3</sub>
NNH	NO	NO <sub>2</sub>	N <sub>2</sub>	N <sub>2</sub> O	HCN	H <sub>2</sub> CN	HCCO
HCCOH	HCNN	HCNO	HNO	HNCO	HNO <sub>3</sub>	HOCN	C <sub>3</sub> H <sub>7</sub> NO <sub>3</sub> (l)
CH <sub>3</sub> OH(l)	CH <sub>3</sub> NO <sub>2</sub> (l)						

### 4.4.1 Performances simulées de combustion de l'IPN

Pour les calculs d'équilibre chimique de la combustion d'un monoergol liquide, il faut définir un paramètre de chargement du carburant, soit le ratio entre la masse de carburant et le volume pour la réaction. Pour le projet, le paramètre de chargement du carburant

est de l'ordre de  $0.010 \text{ g/cm}^3$ , ce qui facilite l'expérimentation en limitant la pression des produits de combustion ( $<20 \text{ MPa}$ ).

Les simulations de combustion pour ce projet s'effectuent avec le logiciel Cantera et simulent une réaction à volume constant et à énergie interne constante. De plus, puisque l'IPN est injecté directement dans ses propres produits de combustion, il faut incorporer ceux-ci comme appartenant partiellement aux réactifs. La réaction 4.10 est simulée avec Cantera pour obtenir les produits de combustion. Le paramètre  $n_{IPN}$  correspond au nombre de moles d'IPN présent pour la réaction. Par défaut, on normalise la réaction pour 1 mole de monoergol ( $n_{IPN} = 1$ ). Le paramètre  $n_{EGR}$  (*Exhaust Gas Recirculation*) correspond à la quantité de produits de combustion qui est réutilisé en tant que réactif. Pour les simulations préliminaires, les réactifs sont considérés initialement à une pression de  $100 \text{ kPa}$  et à une température de  $298 \text{ K}$ .



Puisque les produits de combustion de l'IPN varient avec le paramètre de chargement, il faut itérer la réaction 4.10 jusqu'à obtenir une convergence des résultats. Seulement quelques itérations (3 à 8 selon le paramètre de chargement) sont requises pour atteindre cette convergence. Pour automatiser ce processus itératif, le logiciel MATLAB est couplé avec Cantera. Le tableau 4.4 présente les propriétés des produits d'équilibre chimique de l'IPN pour un paramètre de chargement variant de  $0.001$  à  $0.100 \text{ g/cm}^3$ . Le script MATLAB développé pour calculer l'ensemble des valeurs de ce tableau est présenté à l'annexe D.

Tableau 4.4 Propriétés des produits d'équilibre chimique de l'IPN pour différents paramètres de chargement pour la réaction 4.10 ( $P_1 = 100 \text{ kPa}$ ,  $T_1 = 298 \text{ K}$ )

Paramètre de chargement		$\text{g/cm}^3$	0.001	0.010	0.100
Recirculation des gaz	$n_{EGR}$	mol/mol	4.2	0.42	0.038
Pression	$P$	MPa	0.92	7.53	79.1
Température	$T$	K	1131	1413	1679
Masse molaire	$MW$	g/mol	17.3	16.7	17.8
Constante des gaz	$R$	J/kg/K	482	499	468
Indice adiabatique	$\gamma$	-	1.29	1.29	1.25
Énergie spécifique	$f_v$	J/g	545	706	786
Chaleur d'explosion	$Q_{ex}$	J/g	2088	1831	2220
<b>Produits de combustion</b>	CO	%mol	38.3	40.4	39.3
	H <sub>2</sub>	%mol	38.6	40.8	34.0
	CH <sub>4</sub>	%mol	7.5	5.4	9.1
	N <sub>2</sub>	%mol	8.2	7.9	8.4
	H <sub>2</sub> O	%mol	4.0	3.7	6.7
	CO <sub>2</sub>	%mol	3.5	1.7	2.3

On remarque que la pression de combustion à volume constant est relativement proportionnelle au paramètre de chargement (sur une échelle log-log). La température de combustion est moins influencée par le paramètre de chargement et varie sur une plage de 1100 K à 1700 K. La température de combustion de l'IPN est relativement basse pour un explosif liquide. Ceci est dû au manque important d'oxygène de l'IPN (-99%) pour une oxydation complète des réactifs. Les produits de combustion de l'IPN sont relativement constants et peuvent être approximés comme ceux-ci : 39% CO, 39% H<sub>2</sub>, 7% CH<sub>4</sub>, 8% N<sub>2</sub>, 4% H<sub>2</sub>O et 3% CO<sub>2</sub>.

Pour déterminer le paramètre  $n_{EGR}$ , on remplit par des produits de combustion l'équivalent du volume de la chambre de combustion qui n'est pas déjà occupé initialement par le volume d'IPN liquide (correspondant au paramètre de chargement). Aux conditions initiales de pression et de température ( $P_1 = 100$  kPa,  $T_1 = 298$  K), le volume molaire d'un gaz parfait est de 24.8 L/mol. À faible paramètre de chargement (0.001 g/cm<sup>3</sup>), il y a une quantité importante de produits de combustion en recirculation ( $n_{EGR} = 4.2$  mol). Ces gaz en recirculation participent peu ou pas à la réaction, mais agissent comme inertie thermique. La capacité thermique de ces gaz affecte à la baisse la température finale de la réaction. Lorsque le paramètre de chargement augmente à 0.1 g/cm<sup>3</sup>, les produits de combustion en recirculation deviennent négligeables ( $n_{EGR} = 0.038$  mol/mol) et ceux-ci n'affectent plus les résultats. Il est à noter que la quantité relative de produits de combustion en recirculation est inversement proportionnelle au paramètre de chargement (La quantité massique de gaz en recirculation reste relativement constante, alors que la quantité d'IPN injectée augmente avec le paramètre de chargement).

Les précédentes simulations de combustion de l'IPN ont été basées sur un modèle théorique avec plusieurs hypothèses, dont celles-ci : réaction instantanée et complète, aucun transfert thermique, les produits de combustion sont des gaz parfaits. Ces simulations considèrent que tout le monoergol se décompose uniformément et entièrement (pour la quantité d'oxydant disponible). Aucun produit intermédiaire de décomposition n'est présent puisque ces simulations ne considèrent pas la cinétique chimique. En pratique, la combustion d'un carburant dans un moteur à piston provoque une combustion incomplète et des hydrocarbures non brûlés sont présents dans les gaz d'échappement. Ceci est particulièrement le cas pour la portion de carburant présente sur les parois internes du moteur où les transferts thermiques sont importants. Ces simulations de réaction supposent la conservation de l'énergie interne. Ainsi, les transferts thermiques ne sont pas considérés. Le fait d'incorporer les transferts thermiques limiterait la température et la pression de combustion, ce qui affecterait également la composition des produits de combustion. Malgré ces nom-

---

breuses hypothèses, on peut tout de même considérer cette analyse comme suffisamment représentative pour permettre d'évaluer les propriétés des produits de combustion.

Pour le projet, les combustions cyclées du monoergol (à chaque cycle moteur) s'effectuent dans les produits de combustion résiduels du cycle précédent, dont la pression et la température initiale peuvent varier et être élevées. Pour ce fonctionnement de moteur, il faut considérer l'effet de la pression et de la température initiale sur les produits de combustion, et ce, en fonction du paramètre de chargement. Des simulations avec Cantera ont été effectuées pour calculer les produits de combustion en opération cyclé lorsque la température initiale était de 800 K et la pression initiale de 1000 kPa et 5000 kPa. Ces conditions initiales sont représentatives du fonctionnement du moteur prototype. La figure 4.10 présente la pression et la température de combustion de l'IPN en fonction du paramètre de chargement pour ces nouvelles simulations.

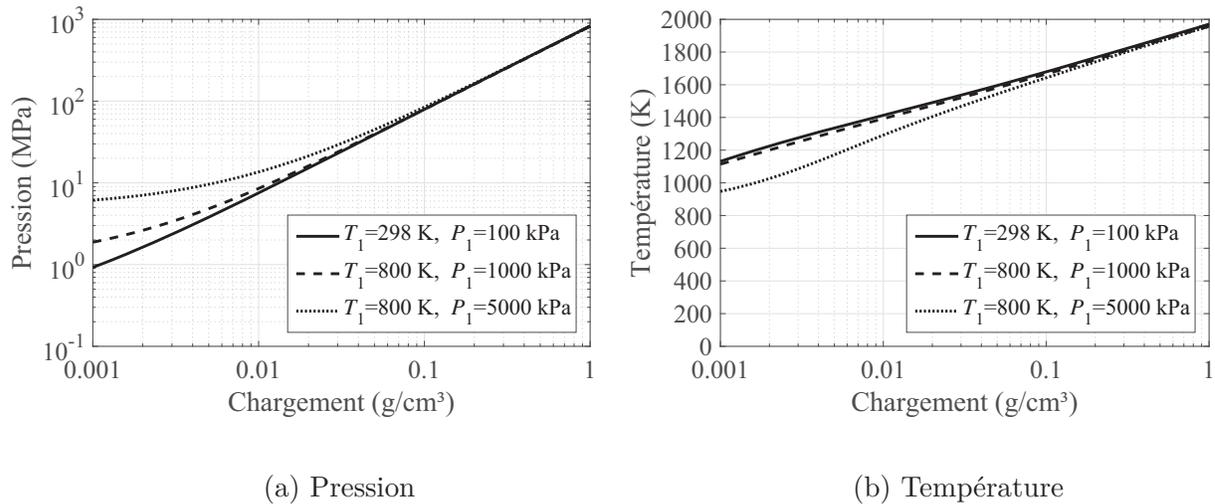


Figure 4.10 Pression et température des produits de combustion de l'IPN en fonction du paramètre de chargement

On remarque que pour un même paramètre de chargement, plus la pression initiale est élevée, plus la pression de combustion est élevée. Ceci est particulièrement le cas à faible paramètre de chargement ( $<0.01 \text{ g/cm}^3$ ). Pour ce qui est de la température, celle-ci varie très peu en fonction des autres conditions initiales, excepté du paramètre de chargement. On remarque même qu'à faible paramètre de chargement, la température de combustion est plus faible lorsque la pression initiale est plus élevée. Ceci résulte de l'utilisation de la même température initiale de 800 K pour les simulations à 1000 kPa et 5000 kPa. À plus haute pression, il y a plus de produits de combustion en recirculation ( $n_{EGR}$ ). Ceux-ci agissent alors comme masse thermique, ce qui limite l'élévation en température. La

figure 4.11 présente la quantité molaire de produits de combustion en recirculation pour la réaction 4.10 et ce, en fonction du paramètre de chargement et des conditions initiales.

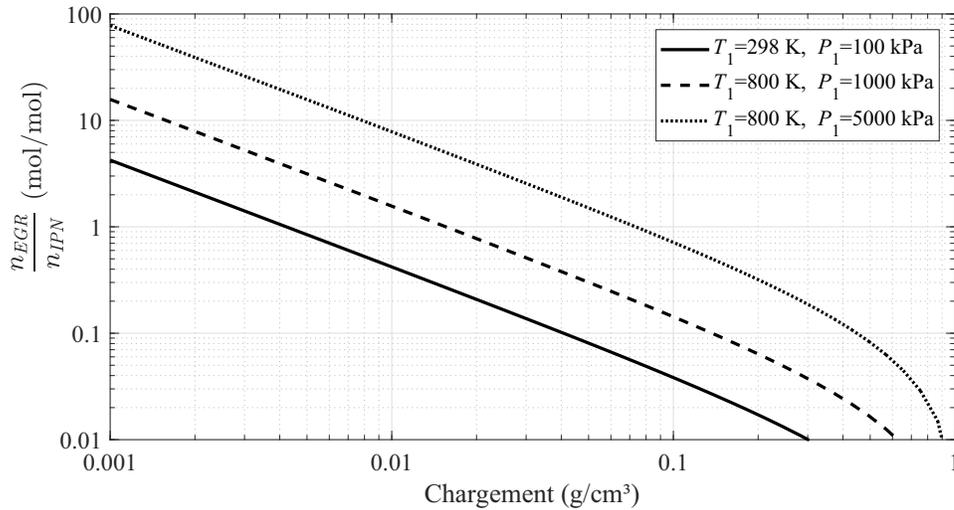


Figure 4.11 Quantité de produits de combustion en recirculation pour la réaction 4.10 en fonction des conditions initiales

Pour ces simulations, les produits de combustion en recirculation modifient l'énergie interne initiale de chaque cycle (avant injection et combustion de monoergol). Le paramètre de chargement spécifie la quantité de monoergol ajoutée au cycle (i.e. combien d'énergie est ajouté au cycle). Ainsi, pour les trois situations analysées, pour un même paramètre de chargement, l'ajout d'énergie interne à chaque cycle est le même, bien que l'énergie interne initiale soit différente. Cette méthode de calcul permet d'analyser l'influence des conditions initiales pour les combustions cyclées avec la même quantité de monoergol utilisée. La recirculation des produits de combustion n'influence pas la quantité d'énergie ajoutée au cycle, mais décale le cycle en entier (i.e. en terme d'énergie interne initiale et finale).

La figure 4.12 présente la composition des produits de combustion de l'IPN pour différentes conditions initiales de simulations.

Pour éviter de surcharger le graphique, seul les courbes associées aux composés principaux  $\text{CO}$ ,  $\text{H}_2$ ,  $\text{CH}_4$  et  $\text{CO}_2$  sont affichées. La modification des conditions initiales affecte principalement la proportion molaire de ces quatre composés chimiques. Les proportions molaires de  $\text{N}_2$  et de  $\text{H}_2\text{O}$  varient relativement peu et restent inférieures à 10%.

On remarque que pour une pression initiale de 100 kPa ou de 1000 kPa, la composition molaire des produits de combustion est similaire, et ce malgré la différence de température initiale. Cependant, les simulations à une pression initiale à 5000 kPa produisent de grandes variations de la composition des produits de combustion. À faible paramètre de chargement

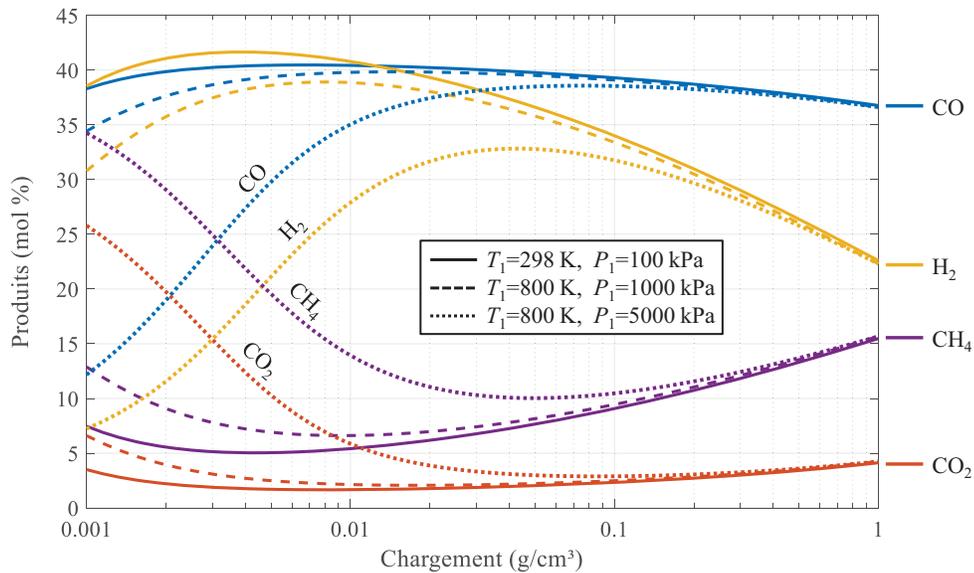


Figure 4.12 Principaux produits de combustion de l'IPN en fonction du paramètre de chargement et des conditions initiales de pression et de température

(<0.01 g/cm<sup>3</sup>), lorsque le chargement augmente, les quantités de CO et H<sub>2</sub> augmentent alors que celles de CH<sub>4</sub> et CO<sub>2</sub> diminuent. Ce phénomène est similaire aux observations de Griffiths et al. pour les expérimentations de combustion d'IPN dans un réacteur à écoulement continu (voir section 2.2.1). La présence accrue de CH<sub>4</sub> dans les produits de combustions n'est pas associée avec une réaction incomplète. Les simulations effectuées avec Cantera considèrent toutes une combustion complète. La présence accrue de CH<sub>4</sub> est le résultat d'une situation particulière de combustion dont la pression et la température de combustion favorisent davantage certaines espèces chimiques plus que d'autres.

Les simulations de combustion d'IPN permettent d'anticiper les caractéristiques des produits de combustion pour les expérimentations, et ce pour différents paramètres initiaux. Avec la composition des produits de combustion, il devient possible de calculer l'énergie spécifique et la chaleur d'explosion de l'IPN. Les calculs de ces deux valeurs sont présentés dans les prochaines sous-sections.

#### 4.4.2 Énergie spécifique

L'énergie spécifique, également nommée force du propulsif ou *impetus*, représente le maximum de travail par unité de masse que peuvent produire les produits de combustion d'un carburant. L'énergie spécifique ( $f_v$ ) est définie par l'équation 4.11 où  $R$  est la constante des gaz des produits de combustion et  $T_v$  est la température adiabatique de flamme pour une combustion à volume constant [71]. Pour le projet, l'énergie spécifique est utilisée comme

métrique pour évaluer la performance du moteur à produire un travail mécanique.

$$f_v = RT_v \quad \{\text{J/g}\} \quad (4.11)$$

De façon expérimentale, l'énergie spécifique est obtenue à partir de la pression et de la densité des produits de combustion en considérant un gaz idéal. Puisque la température et la composition des produits de combustion changent avec le paramètre de chargement, l'énergie spécifique d'un monoergol change également.

Pour des combustions cyclées avec recirculation des produits de combustion, une correction doit être apportée. En effet, les produits de combustion en recirculation ont eux-mêmes une énergie spécifique qui n'est pas négligeable et qui doit être soustraite. L'énergie spécifique de l'IPN pour ce projet est alors calculée avec l'équation 4.12.

$$f_v = \frac{(m_{EGR} + m_{IPN}) [RT_2] - m_{EGR} [RT_1]}{m_{IPN}} \quad \{\text{J/g}\} \quad (4.12)$$

Dans l'équation 4.12,  $m_{EGR}$  est la masse des produits de combustion en recirculation,  $m_{IPN}$  est la masse d'IPN ajoutée à chaque cycle, et les indices 1 et 2 correspondent aux conditions avant et après combustion. La figure 4.13 présente l'énergie spécifique de l'IPN (équation 4.12) calculée numériquement en fonction du paramètre de chargement.

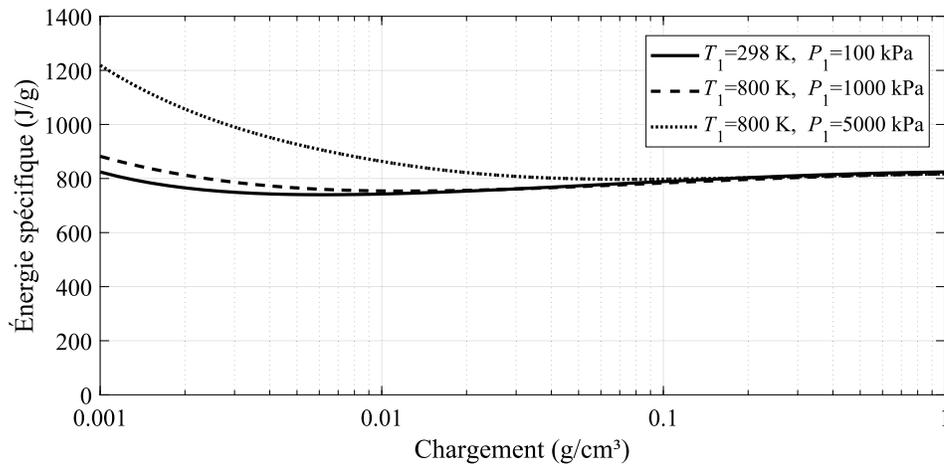


Figure 4.13 Énergie spécifique de l'IPN en fonction du paramètre de chargement pour la réaction 4.10

L'énergie spécifique de l'IPN associé à la réaction 4.10 reste relativement constante et au alentour de 800 J/g. Une légère fluctuation à la hausse est observée pour la situation que la pression initiale est très élevée ( $P_1 = 5000$  kPa) et que le paramètre de chargement est faible ( $<0.01$  g/cm<sup>3</sup>).

L'énergie spécifique représente le travail maximum que peuvent produire les produits de combustion lorsque la pression finale de détente est nulle, soit le vide. Ainsi, l'énergie spécifique est particulièrement utile comme métrique de performance pour les propulseurs dont la pression de sortie est le vide. Pour un moteur à combustion interne dont l'échappement est à pression atmosphérique, le taux d'expansion est limité. Ainsi, la température finale après détente est beaucoup plus élevée que si l'on détendait complètement les produits de combustion.

Selon les simulations effectuées au *Fraunhofer Institute for Chemical Technology*, l'énergie spécifique de l'IPN est de 822 J/g [37]. Pour le projet, on utilise cette valeur comme référence pour l'analyse préliminaire des résultats sur une base commune.

### 4.4.3 Chaleur d'explosion

La chaleur d'explosion ( $Q_{ex}$ ) est définie comme étant la valeur absolue de l'énergie totale libérée lors de la combustion en volume constant d'un produit dans une atmosphère inerte [23]. La chaleur d'explosion est utilisée pour évaluer la capacité maximale d'un monoergol à convertir de l'énergie chimique en chaleur. La littérature utilise généralement la chaleur d'explosion pour comparer la performance des monoergols liquides. Le terme «chaleur d'explosion» est associé à une décomposition thermique à volume constant dans une atmosphère inerte, et n'est pas systématiquement associé à une réaction d'explosion.

Pour ce projet de doctorat, la décomposition thermique du monoergol est associée à une réaction de combustion en mode anaérobie et n'est pas forcément une explosion. Pour conserver les termes généralement utilisés dans la littérature à propos de la combustion des monoergols, le terme «chaleur d'explosion» est employé dans cette thèse, et ceci évite la confusion avec le terme «chaleur de combustion» (lequel sous-entend une réaction dans un environnement réactif). Pour le projet, la chaleur d'explosion théorique du monoergol est utilisée pour calculer le rendement thermodynamique du moteur en connaissant l'apport de chaleur ajouté au cycle thermodynamique.

La méthode exacte pour évaluer la chaleur d'explosion est celle de l'équation 4.13 et correspond à la variation de l'énergie interne entre les produits et les réactifs. Pour calculer la chaleur d'explosion, on utilise l'énergie interne standard de réaction ( $\Delta_r U_{(298)}^0$ ). Il est commun d'exprimer la chaleur d'explosion en joule par gramme {J/g}.

$$Q_{ex} = \left| \Delta_r U_{(298)}^0 \right| = \left| \sum U_{f(\text{produits}, 298)}^0 - \sum U_{f(\text{réactifs}, 298)}^0 \right| \quad (4.13)$$

Très souvent, la chaleur d'explosion est confondue avec le pouvoir calorifique supérieur ( $PCS$ ), qui celui-ci se calcule avec l'enthalpie standard de réaction ( $\Delta_r H_{(298)}^0$ ) selon l'équation 4.14.

$$PCS = \left| \Delta_r H_{(298)}^0 \right| = \left| \sum H_{f(\text{produits}, 298)}^0 - \sum H_{f(\text{réactifs}, 298)}^0 \right| \quad (4.14)$$

La confusion entre la chaleur d'explosion et le pouvoir calorifique est entre autres due à l'appellation *Heat of explosion* symbolisée souvent par  $H_{ex}$ , ce qui peut être confondu avec l'enthalpie. Cette confusion est également due au fait qu'il est possible d'approximer la chaleur d'explosion avec le pouvoir calorifique supérieur selon l'équation 4.15. Cette approximation sous-estime généralement la chaleur d'explosion et génère une légère erreur typiquement inférieure à 10%.

$$Q_{ex} = \left| \Delta_r U_{(298)}^0 \right| \approx \left| \Delta_r H_{(298)}^0 \right| \quad (4.15)$$

La chaleur d'explosion est fréquemment utilisée, car elle est relativement facile à mesurer en laboratoire. De façon expérimentale, on mesure la chaleur dégagée avec une bombe calorimétrique. Cependant, la chaleur d'explosion d'un monoergol est un paramètre variable et dépend fortement des conditions expérimentales (paramètre de chargement, ratio d'expansion, géométrie de la bombe calorimétrique ...) [53]. La chaleur d'explosion peut être calculée en considérant l'eau en phase vapeur ou en phase en phase condensée. Dans cette thèse, la chaleur d'explosion utilisée est celle associée avec de l'eau en phase condensée.

Plusieurs méthodes approximatives existent pour évaluer la chaleur d'explosion et les valeurs calculées diffèrent largement d'une référence à l'autre, puisque celles-ci n'utilisent pas la même méthodologie, le même paramètre de chargement et les mêmes espèces chimiques pour le calcul. Normalement, la chaleur d'explosion est calculée et mesurée pour une réaction initialement dans des gaz inertes (généralement de l'argon ou de l'azote) à condition standard. Les calculs de chaleur d'explosion présentés dans cette thèse sont quelque peu différents des évaluations standards issues de la littérature scientifique. Pour chaque simulation, la composition molaire des gaz initiaux varie continuellement avec le paramètre de chargement. Ces simulations s'éloignent quelque peu des méthodes standardisées (conditions initiales constantes), cependant, ces simulations représentent mieux le fonctionnement particulier du moteur pour ce projet.

Tel qu'il a été présenté à la figure 4.12, la composition des produits de combustion de l'IPN varie non seulement en fonction du paramètre de chargement, mais également en fonction des conditions initiales (pression et température). Ainsi, la chaleur d'explosion varie pour ces mêmes paramètres. La figure 4.14 présente la chaleur d'explosion (i.e. équation 4.13) de l'IPN en fonction du paramètre de chargement. Trois situations sont représentées ; la pre-

mière en ligne continue ( $P_1 = 100$  kPa,  $T_1 = 298$  K), la deuxième en tireté ( $P_1 = 1000$  kPa,  $T_1 = 800$  K) et la troisième en ligne pointillée ( $P_1 = 5000$  kPa,  $T_1 = 800$  K).

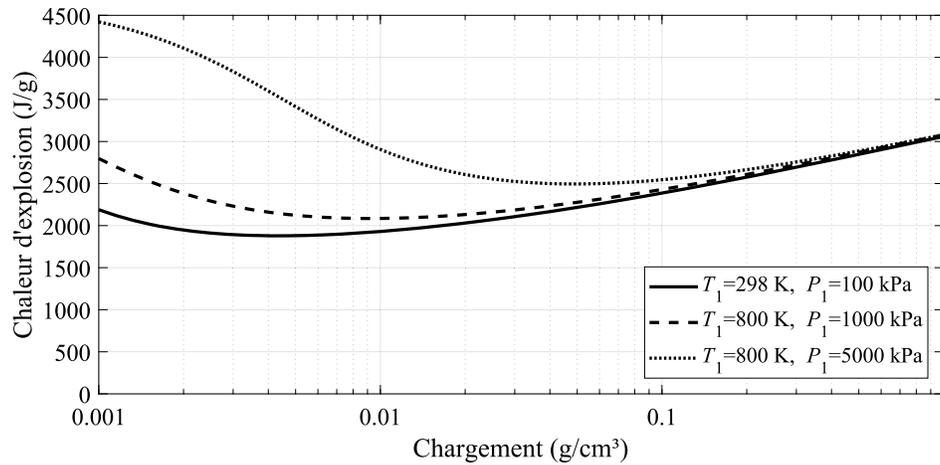


Figure 4.14 Chaleur d'explosion de l'IPN en fonction du paramètre de chargement pour la réaction 4.10

Pour les deux premières simulations, la chaleur d'explosion varie peu et vaut approximativement 2000 J/g pour un paramètre de chargement inférieur à 0.1 g/cm<sup>3</sup>. Pour la troisième simulation (la courbe en pointillé), la chaleur d'explosion est nettement supérieure à faible paramètre de chargement. Ceci résulte du fait que les produits de combustion sont fortement composés de méthane (voir figure 4.12), ce qui affecte grandement l'énergie interne, donc la chaleur de réaction. L'équilibre thermodynamique pour une réaction à basse température tend à surestimer la quantité de méthane dans les produits de combustion [23]. Certains suggèrent même de simuler l'équilibre chimique sans considérer le méthane pour l'estimation de la chaleur d'explosion [23].

Selon les simulations effectuées au *Fraunhofer Institute for Chemical Technology*, la chaleur d'explosion (eau en phase liquide) de l'IPN est de 3126 J/g [47]. Pour le projet, on utilise cette valeur comme référence pour l'analyse préliminaire des résultats. L'utilisation d'une valeur constante de chaleur d'explosion facilite la comparaison des résultats sur une base commune.

## 4.5 Schémas du banc de test

La figure 4.15 présente une photo de la chambre de combustion et ses composantes. Les détails géométriques du banc de test et les mises en plan sont présentés à l'annexe E.

Pour ce banc de test, le monoergol liquide est initialement dans un réservoir de carburant pressurisé par de l'azote. La pression d'injection est de 8 à 10 MPa (1200-1500 psi). Le

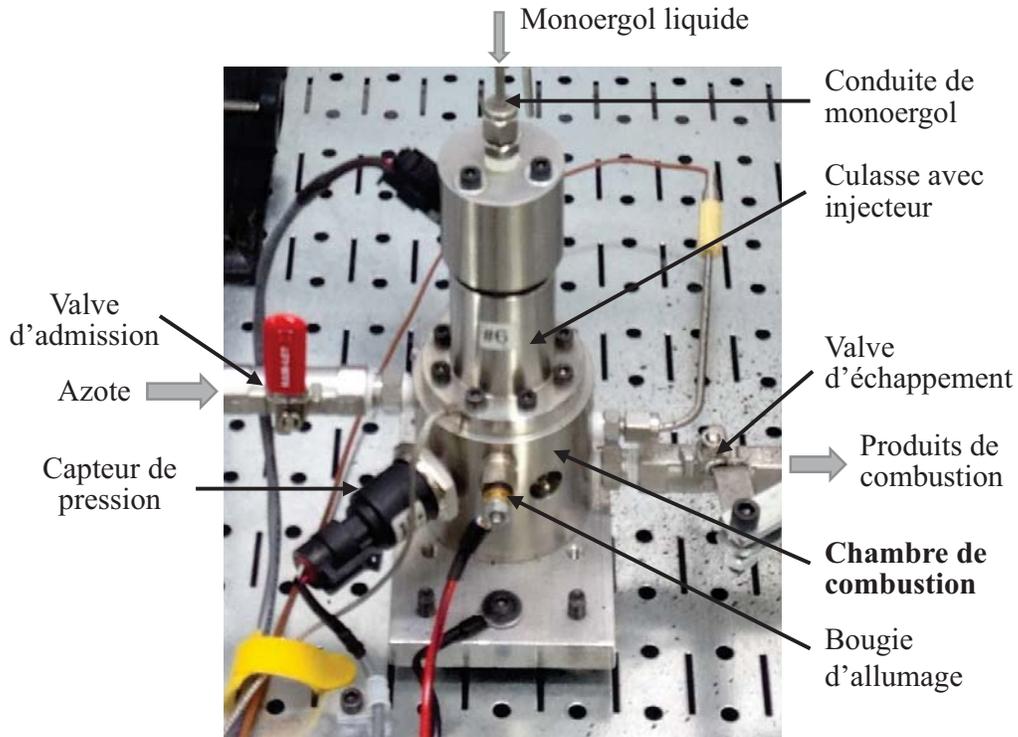


Figure 4.15 Photo de la chambre de combustion

système de mise sous pression du réservoir de monoergol est séparé du système d'admission d'azote du banc de test. Le schéma fluïdique du banc de test est présenté à la figure 4.16.

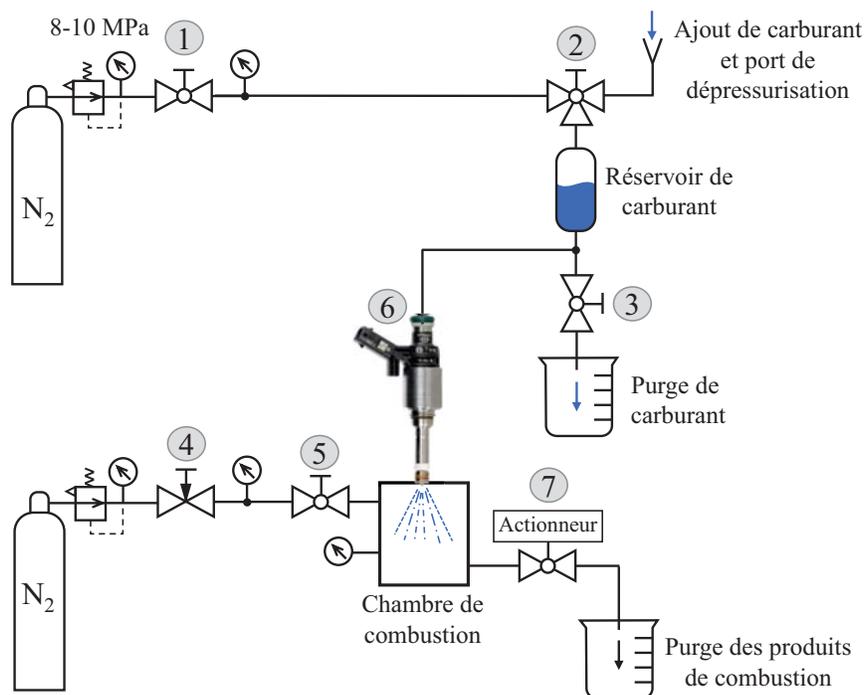


Figure 4.16 Schéma fluïdique du banc de test

Après chaque test de combustion, les produits de combustion sont purgés par la circulation d'azote dans le banc de test. La valve à bille #5 est actionnée manuellement lorsque désiré et le débit d'azote est contrôlé par la valve à aiguille #4. La valve à bille #7 est utilisée pour l'échappement des produits de combustion. Les valves #5 et #7 sont des valves à bille Ham-Let de série H-710, ont un orifice de 5 mm et résistent jusqu'à des pressions de 13.5 MPa (2000 psi). L'élément scellant de ces valves est en PTFE et résiste à une température soutenue de 200°C. L'actionnement de la valve à bille #7 est assuré par un système électropneumatique. Un vérin pneumatique à double action est connecté à la poignée de la valve d'échappement pour contrôler son ouverture et sa fermeture. Le vérin pneumatique est contrôlé par une valve directionnelle solénoïde à 5 voies et 2 positions. Ce circuit pneumatique est opéré à une pression de 780 kPa (100 psi). La figure 4.17 présente le système d'actionnement de la valve à bille #7 pour l'échappement du banc de test.

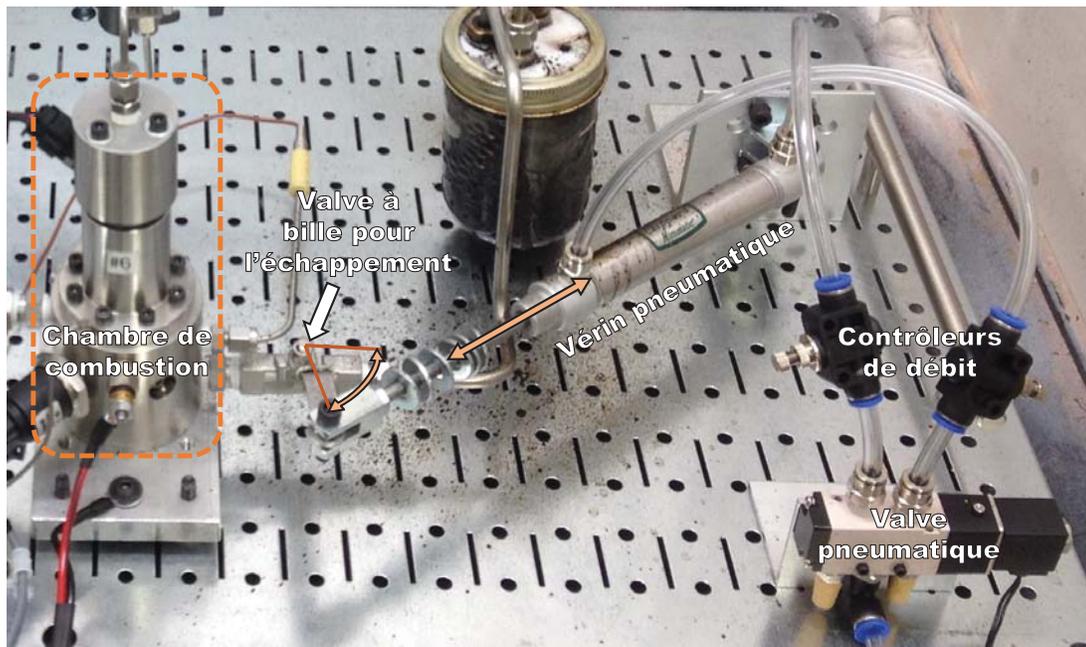


Figure 4.17 Système d'actionnement de la valve à bille pour l'échappement

## 4.6 Système de contrôle et d'acquisition de données

Le système de contrôle temps réel et d'acquisition de données est basé sur la plateforme National Instrument cRIO-9035. Le contrôleur temps réel est constitué d'un processeur Intel Atom double coeur 1.33 GHz, d'un stockage non volatile de 4 Go et d'une mémoire vive DDR3 de 1 Go. La plateforme cRIO-9035 comporte également une carte interne FPGA Xilinx Kintex-7 7K70T pour un contrôle haute vitesse. Les capteurs utilisés sont à sortie analogique en tension. Les signaux de tension sont acquis avec le module NI 9205,

qui celui-ci comporte 32 voies d'entrées analogiques (16 voies en mode différentielles), avec une précision de 16 bits, et un débit global multiplexé de 250 kéch./s.

La figure 4.18 présente le système de contrôle temps réel et le système d'acquisition de données utilisé pour les tests.

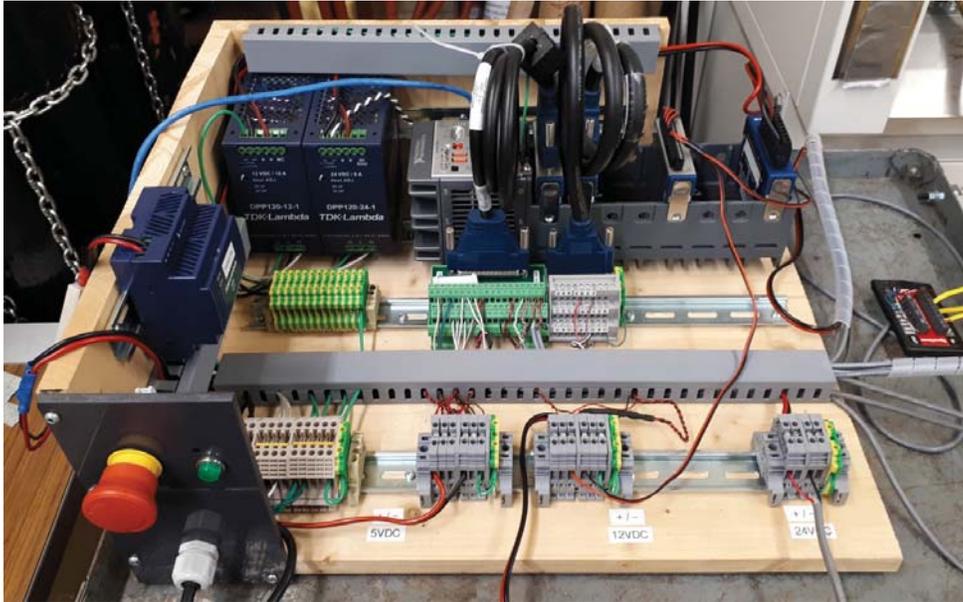


Figure 4.18 Système de contrôle et d'acquisition de données

Lors des expérimentations, tous les évènements cycliques sont séquencés par rapport à la position angulaire d'un phaseur simulé numériquement sur LabVIEW. Ce phaseur représente l'angle de vilebrequin d'un moteur simulé, soit le CAD (*Crank Angle Degrees*). La position angulaire de référence  $0^\circ$  correspond au TDC (*Top Dead Center*) du moteur simulé. Le contrôle cyclique utilise une position angulaire allant de  $0^\circ$  à  $360^\circ$ , ce qui correspond à un moteur deux-temps (une combustion par tour). On simplifie et on standardise en utilisant l'acronyme  $^\circ\text{ATDC}$  pour mentionner *Degrees After Top Dead Center*. Pour chaque test, les commandes d'injection sont toutes débutées à  $0^\circ$ . Le séquençage de la valve d'échappement est différent selon les tests, avec une commande d'ouverture séquençée vers  $180^\circ\text{ATDC}$  et pour une durée maintenue ouverte variant entre  $60^\circ$  et  $150^\circ$ . Les fréquences de combustion expérimentées ont été de 1, 2 et 3 Hz. Les délais d'allumage, la durée d'injection, le temps d'échappement des produits de combustion et les délais des valves ne permettaient pas d'obtenir une combustion stable et complète à plus haute fréquence.

Pour une première série de tests, l'apport de monoergol s'effectuait avec des commandes d'injection d'une durée fixe de 10 ms. Ces injections étaient répétées de 3 à 5 fois par cycle de combustion. Ainsi, la durée totale d'injection par cycle variait de 30 à 50 ms. Pour

une deuxième série de tests, l'apport de monoergol s'effectuait avec une simple commande d'injection, mais à durée variable de 30 à 50 ms. Pour ces expérimentations, la pression d'injection était de 8.5 à 8.9 MPa.

Lors d'un même test de cyclage de combustion, la pression dans la chambre de combustion peut varier d'un cycle à l'autre, ce qui peut modifier continuellement l'apport de carburant par cycle bien que la commande d'injection reste constante.

#### 4.6.1 Méthode d'analyse des résultats

Pour calculer l'efficacité de combustion et les caractéristiques des produits de combustion, on utilise un algorithme numérique d'équilibre chimique avec le logiciel Cantera. On établit premièrement les propriétés de simulation, soit la pression initiale, l'apport de masse de carburant par cycle ( $m_f$ ) et l'efficacité de combustion ( $\eta_{comb}$ ). La figure 4.19 présente l'organigramme de programmation utilisé avec Cantera pour calculer les propriétés thermodynamiques des produits de combustion associées à une efficacité de combustion.

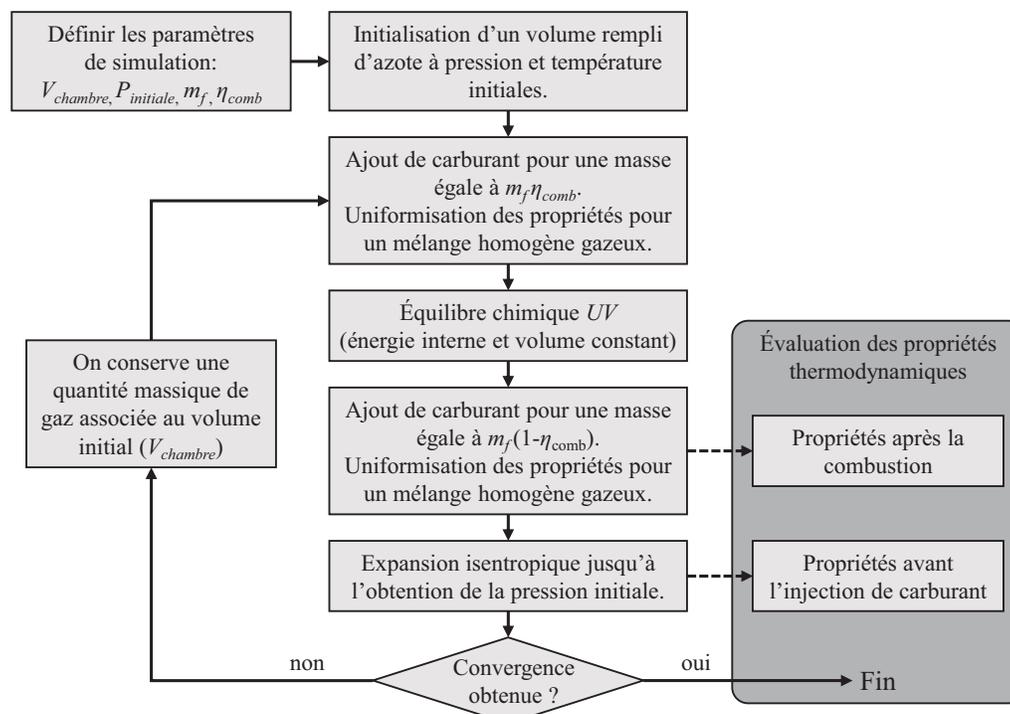


Figure 4.19 Organigramme de calcul pour obtenir les caractéristiques des produits de combustion en considérant une efficacité de combustion théorique

Pour le banc de test, le volume de la chambre de combustion ( $V_{chambre}$ ) est de  $40 \text{ cm}^3$ . Pour l'initialisation, on suppose une température initiale de 300 K avec un volume rempli d'azote. En utilisant l'organigramme de programmation présenté, on peut calculer la pression de combustion en fonction de la pression initiale, de l'efficacité de combustion

et du paramètre de chargement. On compare ensuite les données expérimentales avec les calculs théoriques pour évaluer l'efficacité de combustion. Les calculs d'équilibre chimique effectués avec Cantera considèrent une énergie interne constante, ce qui signifie que les transferts thermiques sont négligés pour les simulations. Lors des expérimentations, les combustions sont lentes et il y a du transfert thermique par les parois du banc de test, on peut donc supposer que l'efficacité réelle de combustion est plus élevée que celle calculée. L'approche de calcul est donc conservatrice.

## 4.7 Résultats des tests de combustion

Pour chaque test de combustion, deux graphiques sont principalement analysés. Le premier graphique est le profil de pression en fonction du temps. Ce graphique permet premièrement de valider la fréquence d'opération des cycles de combustion. On peut aussi s'en servir pour observer l'établissement d'un régime établi des cycles en comparant les courbes de pression associées à des combustions successives. Ce graphique facilite la détection d'anomalies survenues durant le test (e.g. un manque de carburant, une fuite, une combustion de monoergol non-brulé du cycle précédent). Le deuxième graphique analysé est le profil de pression en fonction de la position angulaire du phaseur numérique simulé. Ce graphique permet premièrement de valider la consigne d'injection en vérifiant le séquençage, le nombre et les durées d'injections. Ce graphique permet également de valider le séquençage et la durée de l'échappement, ainsi que d'évaluer les délais du système d'actionnement de la valve d'échappement. De plus, ce graphique permet de visualiser le délai d'allumage, les pressions de combustion, le taux de combustion et de noter si la combustion est complète lorsque l'échappement se produit.

Sur les graphiques des tests, les commandes d'injections sont identifiables par des portions de courbes en rouge. Les commandes d'actionnement de la valve d'échappement sont identifiables par des portions de courbes vertes. La figure 4.20 présente un exemple du premier type de graphique (pression en fonction du temps) avec les données expérimentales du test STF008\_20170503.

Pour ce test, on remarque que la fréquence était de 1 Hz et qu'il y eut 15 combustions successives. Pour le premier cycle, la pression initiale était d'environ 100 kPa, alors que la pression à la fin de l'échappement était d'environ 950 kPa. Cette dernière pression devient alors la pression initiale pour le cycle suivant. Ce phénomène se répète jusqu'à ce que le système s'équilibre. Le régime établi s'est produit après environ 5 cycles. En régime établi, la pression maximale de combustion est d'environ 8.6 MPa alors que la pression lors de l'injection est d'environ 1.6 MPa.

---

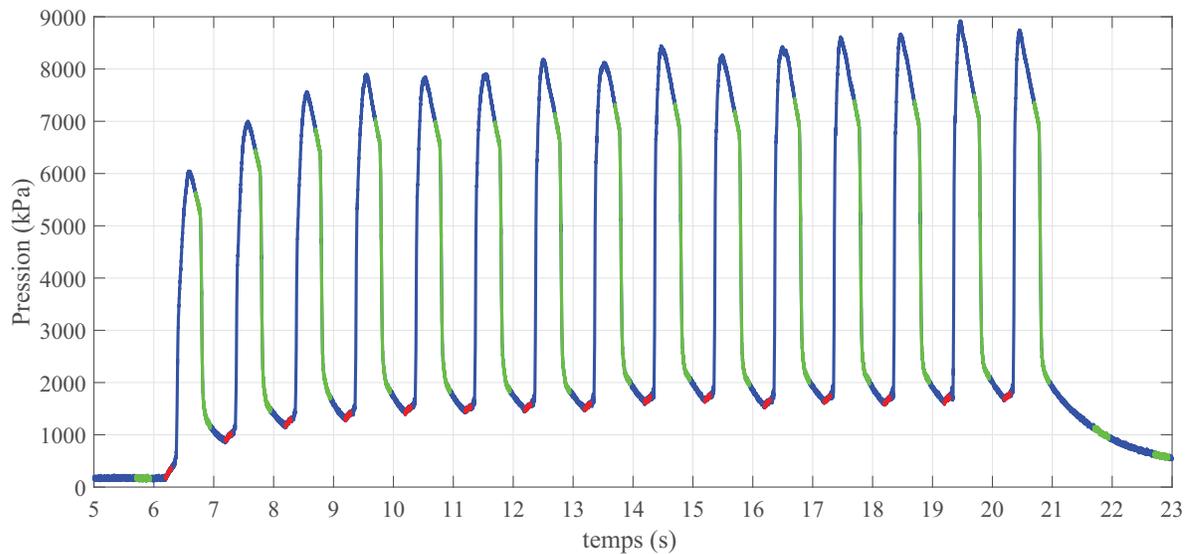


Figure 4.20 Profil de pression du test STF008\_20170503 en fonction du temps

La figure 4.21 présente la courbe de la pression de ce même test, mais cette fois-ci en fonction de la position angulaire CAD. La première combustion correspond à la courbe la plus basse, où la pression initiale était d'environ 100 kPa. La fin d'une courbe (CAD=360°) d'un cycle correspond au début de la courbe (CAD=0°) du cycle suivant. Ensuite, les courbes se décalent légèrement vers le haut jusqu'à l'atteinte d'un régime établi. C'est alors que les courbes se superposent.

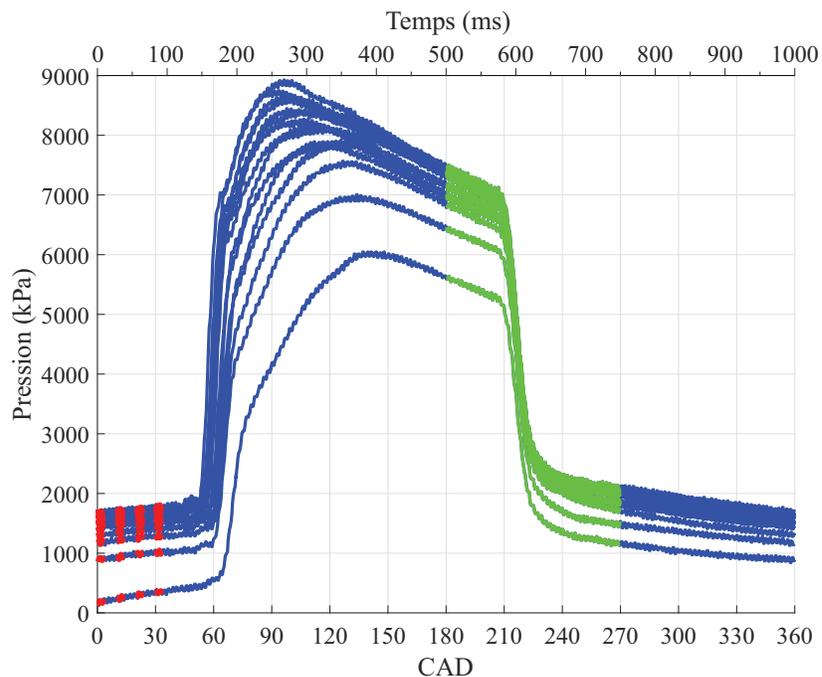


Figure 4.21 Profil de pression du test STF008\_20170503 en fonction du CAD

Pour ce test, on remarque que la commande d'injection était de  $4 \times 10$  ms, soit à  $0^\circ$ ,  $10^\circ$ ,  $20^\circ$  et  $30^\circ$ . Les phases de combustions sont visibles sur le graphique par l'augmentation rapide de la pression qui débute vers  $55^\circ$ . Le délai d'allumage est alors de 150 ms par rapport au début de l'injection. La réaction de combustion est jugée complète par l'atteinte d'un maximum de pression (vers  $100^\circ$ ) suivi d'une baisse de pression. La commande d'échappement était de  $180^\circ$  à  $270^\circ$ , soit d'une durée de 250 ms. L'échappement est identifiable par la chute rapide de pression ( $210^\circ \rightarrow 230^\circ$ ). Le délai d'ouverture de la valve d'échappement est de  $30^\circ$ , soit 80 ms. La pente montante de pression entre  $0^\circ$  et  $50^\circ$  correspond à la pression de vapeur associée à l'évaporation partielle du monoergol injecté. Les pentes de pression descendantes comprises entre  $120^\circ$  et  $200^\circ$ , puis entre  $270^\circ$  et  $360^\circ$ , correspondent à la perte de pression associée à la dissipation thermique du banc de test et aux légères fuites.

Pour ce test, la durée totale d'injection est de 40 ms, ce qui permet l'injection de 470 mg de monoergol par cycle. Ainsi pour ce test, le paramètre de chargement est de  $11.8 \text{ mg/cm}^3$ . À partir du paramètre de chargement, ainsi que des pressions avant et après combustion, on peut calculer l'efficacité de combustion en utilisant un logiciel d'équilibre chimique, tel que Cantera [27]. Pour ce faire, on impose une pression initiale et un paramètre de chargement, puis l'on recherche l'efficacité de combustion qui permet d'obtenir la pression maximum de combustion. La méthodologie utilisée pour calculer l'efficacité de combustion avec Cantera est décrite à la section 4.6.1. Pour le test STF008\_20170503, la simulation a été effectuée pour une pression initiale est de 1.6 MPa et un paramètre de chargement de  $11.8 \text{ mg/cm}^3$ . L'efficacité de combustion doit alors être de 82% pour atteindre une pression de combustion de 8.6 MPa.

Le sommaire de cette simulation associée au test STF008 est le suivant ;

- Paramètres imposés : pression initiale de 1.6 MPa et paramètre de chargement de  $11.8 \text{ mg/cm}^3$ .
- Pour obtenir une pression finale de 8.6 MPa, l'efficacité de combustion est de 82% .
- La température de combustion est de  $960^\circ\text{C}$ . Après une détente isentropique jusqu'à la pression initiale, la température des gaz est de  $600^\circ\text{C}$ .
- La composition molaire des produits de combustion est celle-ci : 39.0% CO, 38.2% H<sub>2</sub>, 7.8% N<sub>2</sub>, 6.3% CH<sub>4</sub>, 4.3% H<sub>2</sub>O, 2.4% C<sub>3</sub>H<sub>7</sub>NO<sub>3</sub> (IPN) et 2.0% CO<sub>2</sub>.
- Les produits de combustion ont une masse molaire de 19.1 g/mol, pour une constante spécifique du gaz de 436 J/kg/K et un indice adiabatique de 1.24.

## 4.8 Analyse globale des tests de combustion

Pour chaque test, les graphiques de pression ont été tracés et ils sont présentés à l'annexe A. Le tableau 4.5 résume les paramètres des différents tests et les principaux résultats obtenus. Dans ce tableau, les différents tests sont classés en ordre croissant d'efficacité de combustion obtenue.

Tableau 4.5 Paramètres et résultats des tests de combustion

# test	freq (Hz)	type inj.	durée inj. (ms)	Chargement (mg/cm <sup>3</sup> )	$P_{inj}$ (MPa)	$P_{comb}$ (MPa)	$\eta_{comb}$
STF005_...	1	4x10 ms	40	12.4	0.9	5.8	60%
STF007_...	1	3x10 ms	30	9.3	1.0	5.0	62%
STF006_...	1	5x10 ms	50	14.8	1.6	9.6	77%
STF020_...	2	1x40 ms	40	11.3	2.6	9.2	77%
STF021_...	2	1x50 ms	50	13.4	3.1	11.2	80%
STF008_...	1	4x10 ms	40	11.8	1.6	8.6	82%
STF022_...	2	1x45 ms	45	11.4	3.7	11.0	82%
STF023_...	3	1x40 ms	40	9.5	4.4	10.7	82%
STF025_...	2	1x50 ms	50	13.3	3.1	12.0	88%
STF009_...	1	5x10 ms	50	14.4	2.0	11.8	91%

Parmi les expérimentations réalisées, 8 tests de combustions ont obtenu une efficacité de combustion supérieure à 75%. Une bonne efficacité de combustion signifie que les paramètres utilisés correspondent à une combinaison fonctionnelle pour le type de carburant, le principe d'allumage, la stratégie d'injection et le séquençage de l'échappement. Un élément qui est essentiel pour une bonne efficacité de combustion est de s'assurer que la combustion est complète avant que l'échappement se produise. Une combustion est jugée incomplète lorsque la pression était encore en augmentation lors du début de la chute de pression provoquée par l'échappement.

Les éléments clés à retenir de ces tests sont les suivants :

- Une fréquence d'opération de 1 Hz à 3 Hz permet d'obtenir des combustions efficaces ( $\eta_{comb}$ ) si les autres paramètres sont sélectionnés en conséquence.
- Les tests ayant obtenu des efficacités de combustions supérieures à 75% ont tous atteint des pressions de combustion supérieures à 8.5 MPa.
- Une pression avant injection trop basse (<1.0 MPa) n'a pas permis d'obtenir des combustions efficaces, car les délais d'allumage étaient alors trop longs pour les fréquences expérimentées.
- Pour une fréquence de 1 Hz ou 2 Hz, il faut un paramètre de chargement de carburant supérieur à 11 mg/cm<sup>3</sup> pour obtenir des combustions efficaces.

- Pour une fréquence de 3 Hz, on peut obtenir une bonne efficacité de combustion ( $\eta_{comb} = 82\%$ ) avec un paramètre de chargement de carburant inférieur à  $10 \text{ mg/cm}^3$ . Cependant, la pression initiale (4.4 MPa) était plus élevée que pour les autres tests.
- Lorsque la pression initiale est plus élevée, le délai d'allumage diminue et la pression maximum est atteinte plus rapidement. Voir la figure 4.21 pour un exemple.
- Le paramètre de chargement peut être diminué tout en maintenant une bonne efficacité de combustion si la pression avant l'injection est augmentée (Ex. : STF023).

## 4.9 Conclusion des tests de combustion d'IPN

Lors de la première phase du projet, un banc de test pour combustion à volume constant a été conçu et fabriqué. De plus, un système d'injection directe a été sélectionné, caractérisé et validé. Un système d'allumage a également été sélectionné et validé. Les expérimentations avec ce banc de test ont permis de valider les caractéristiques de combustion du monoergol nitrate isopropylique pour des combustions cyclées. Ainsi, la première phase du projet de doctorat a permis l'atteinte des deux premiers objectifs spécifiques de projet, soit :

1. Sélectionner et valider un système d'injection et d'allumage pour la combustion du nitrate isopropylique en mode anaérobie.
2. Valider les caractéristiques de combustion du nitrate isopropylique pour des combustions cyclées dans une chambre d'explosion.

La première phase d'expérimentation est maintenant complétée avec succès et plusieurs points ont été validés. Il a été démontré faisable d'utiliser un monoergol liquide de type IPN pour cycler des combustions en absence d'oxygène. Le système d'allumage par bougie incandescente s'est avéré suffisamment performant pour continuer à utiliser ce système pour le reste du projet. Le système d'injection, son contrôle et son séquençage ont été validés. Des paramètres d'opération ont été sélectionnés pour un fonctionnement stable de 1 Hz à 3 Hz.

Les connaissances découlant de la première phase d'expérimentations permettent d'orienter le processus de conception pour un prototype de moteur à piston. On peut maintenant passer à la phase de conception et d'expérimentation d'un prototype de moteur à combustion interne à piston libre en ayant une série de paramètres fonctionnelle pour la suite du projet.

# CHAPITRE 5

## PROTOTYPE D'UN MOTEUR À PISTON

La première série d'expérimentation a été réalisée avec une chambre de combustion à volume constant et aucun travail mécanique n'était extrait. Les produits de combustions étaient simplement détendus à l'échappement. Cette phase d'expérimentation a permis de déterminer une série de paramètres fonctionnels pour un nouveau prototype de moteur à combustion interne à piston. La deuxième phase d'expérimentation du projet consiste à utiliser le même monoergol liquide, mais cette fois-ci dans un moteur à combustion interne effectuant un cycle thermodynamique complet incluant ; la compression, l'injection, la combustion, la détente et l'échappement. La figure 5.1 présente un schéma du prototype de moteur à piston qui a été développé pour ce projet. Les systèmes d'injection et d'allumage sont les mêmes qui ont été utilisés pour la première série d'expérimentation.

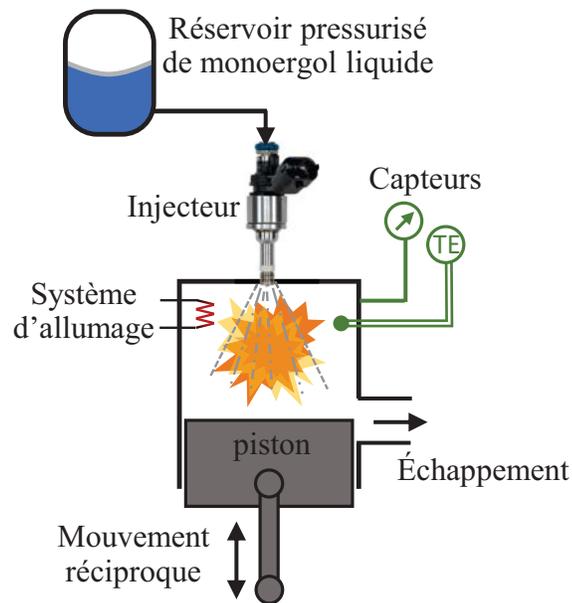


Figure 5.1 Schémas du prototype de moteur à piston

L'objectif du développement de ce moteur prototype est de démontrer le fonctionnement d'un moteur à piston à injection directe de monoergol liquide. Ce prototype permet également de valider différentes stratégies d'injection en modifiant le séquençage. Ainsi, on peut évaluer l'effet de la séquence d'injection sur les performances du moteur prototype.

## 5.1 Géométrie et composantes du moteur prototype

Le moteur thermique pour le banc de test est conçu et inspiré par ingénierie inverse du micromoteur 2-temps NGH GT35 (moteur pour petits véhicules radiocommandés). Le bloc moteur en aluminium est réutilisé pour ses ailettes de refroidissement, pour ses points d'ancrage et pour son port d'échappement. La figure 5.2 présente une coupe du modèle 3D du moteur prototype. Sur cette vue de coupe, on peut visualiser les dimensions clés, la géométrie des jets d'injection et la position des bougies d'allumage.

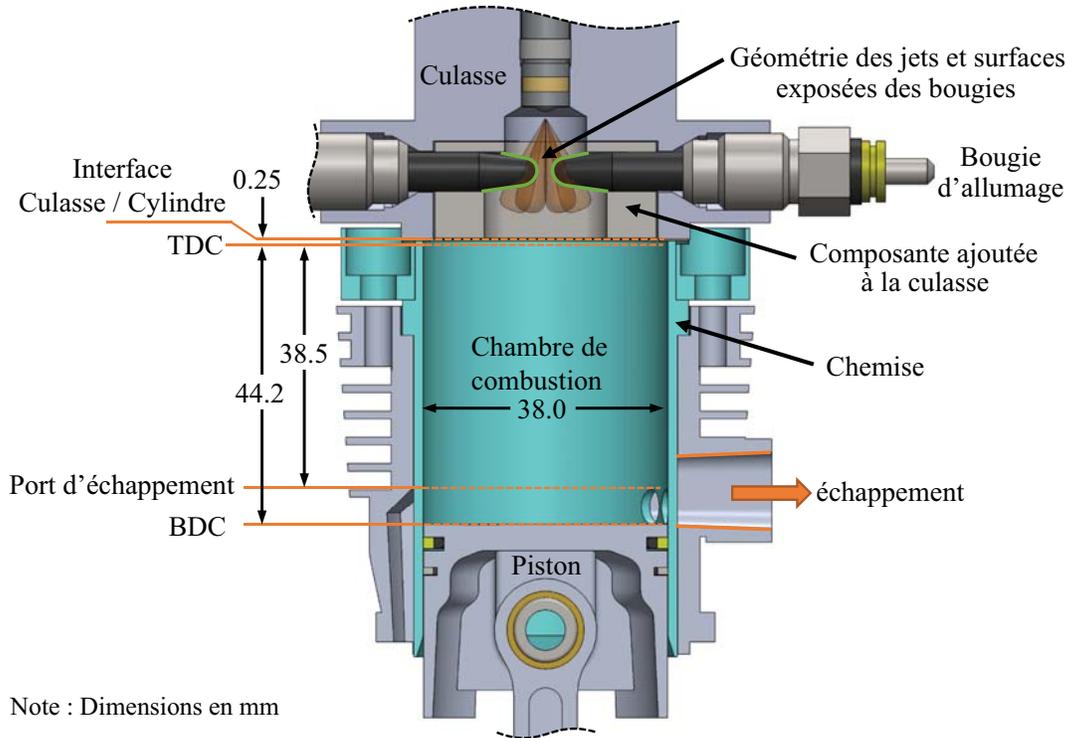


Figure 5.2 Géométrie du moteur thermique

L'alésage ( $B$ ) du moteur prototype est de 38.0 mm et la position du début du port d'échappement ( $S_{\text{échappement}}$ ) est à 38.5 mm du point mort haut (TDC, *Top Dead Center*). Le volume balayé piégé ( $V_d$ ) est alors de 43.7 cm<sup>3</sup>.

$$V_d = \frac{\pi B^2}{4} S_{\text{échappement}} \quad (5.1)$$

Lorsque le piston est au point mort bas (BDC, *Bottom Dead Center*), le port d'échappement du moteur thermique est complètement ouvert et la course totale ( $S$ ) du piston est de 44.2 mm. Lorsque le piston est au point mort haut, une distance de 0.25 mm sépare le piston du joint d'étanchéité de la culasse. Le volume mort au TDC ( $V_{TDC}$ ) est d'environ 5.5 cm<sup>3</sup> avec la composante ajoutée à la culasse (voir figure 5.2). L'espace mort en TDC correspond au volume nécessaire pour le dégagement des bougies ainsi que l'ensemble des

petites cavités internes (capteur de pression, valve d'admission d'azote, valve de purge manuelle).

Le ratio de compression volumétrique statique ( $RC$ ) du moteur est défini par l'équation 5.2 et vaut 8.6. Le ratio de pression isentropique ( $RP$ ) est défini par l'équation 5.3 et vaut 16.4 lorsque  $\gamma = 1.3$  et vaut 20.3 lorsque  $\gamma = 1.4$ .

$$RC = \frac{V_d + V_{TDC}}{V_{TDC}} \quad (5.2)$$

$$RP = RC^\gamma \quad (5.3)$$

Le piston utilisé pour le moteur prototype est celui d'un moteur Stihl MS180. Ce piston a été sélectionné pour sa configuration à deux segments et sa géométrie. Le diamètre est de 38.0 mm, ce qui permet d'utiliser des joints d'étanchéité industriels standard pour vérin. Deux segments de piston sont utilisés dont un qui est standard du moteur Stihl MS180. Le deuxième segment est un joint de piston de vérin hydraulique en matière composite fibre de verre et PTFE précontraint par un joint torique (modèle T-Lon SPI-0150-0). Ce joint d'étanchéité permet de résister à une température de 260°C avec une vitesse linéaire de 3.6 m/s. Ce type de joint était requis pour limiter les fuites trop importantes rencontrées avec des segments de piston standard en métal. Les segments en métal sont fonctionnels pour des moteurs opérés à haute fréquence ( $>20$  Hz), mais ne sont pas assez étanches pour des moteurs opérés à basse fréquence ( $<5$  Hz). La figure 5.3 présente une photo du piston et son joint d'étanchéité principal.



Figure 5.3 Piston du moteur et son joint d'étanchéité principale

La bielle du piston a été récupérée du moteur NGH GT35. Cependant, les roulements à aiguilles de la bielle ont été remplacés par des paliers sur coussinets poreux imprégnés d'huile. Cette substitution était requise puisque les forces exercées sur la bielle étaient trop élevées et les aiguilles des roulements endommageaient l'axe de piston. La bielle du piston compense pour le désalignement possible entre le bloc moteur et le frein moteur

dynamométrique de type vérin hydraulique (le banc de test est explicité à la section 5.2). La bielle est connectée au vérin hydraulique via une chape et un vérin à vis (*jack screw*). Cette configuration permet d'ajuster la position du piston au point mort haut. La figure 5.4 présente une photo du piston Stihl MS180 avec l'assemblage de bielle et chape.



Figure 5.4 Piston Stihl MS180 avec l'assemblage de bielle et chape

La chemise du moteur prototype est conçue pour être fonctionnelle avec le bloc cylindre et le piston sélectionné tout en permettant d'ajuster la course du piston et la localisation du port d'échappement. La figure 5.5 présente les composantes du bloc moteur incluant une chemise en deux pièces.

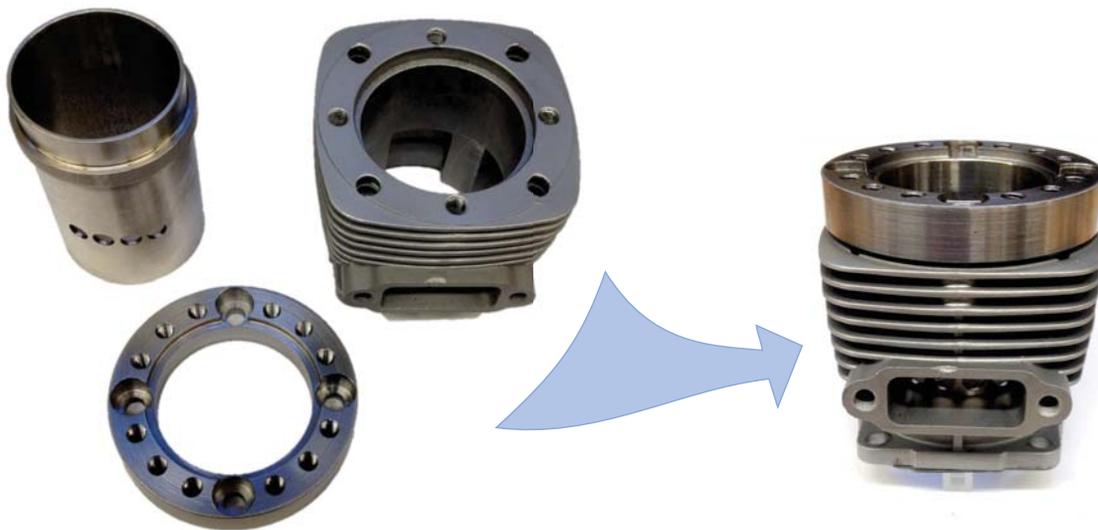


Figure 5.5 Photo du moteur thermique et de ses composantes principales

La culasse est conçue pour permettre d'installer un injecteur Bosch GDI HDEV 5.1, deux bougies d'allumage Bosch 80010, ainsi qu'un capteur de pression et des ports de connexion pour les fonctionnalités du banc de test. Cette composante est en acier inoxydable AISI 304. Deux valves à billes sont connectées à la culasse du moteur. Une valve

permet l'admission d'azote à partir d'un accumulateur haute pression. L'autre valve permet la purge manuelle des gaz vers l'extérieur du moteur. Les valves utilisées sont des Kantleak de série 360 et sont actionnées manuellement. Les figures 5.6 et 5.7 présentent la géométrie de la culasse moteur et ses fonctionnalités.

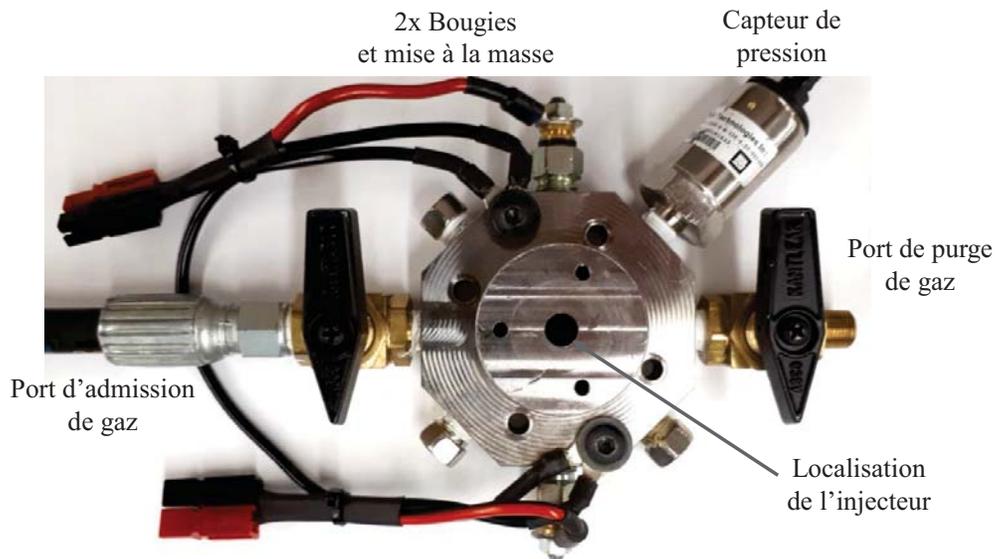


Figure 5.6 Culasse vue de dessus

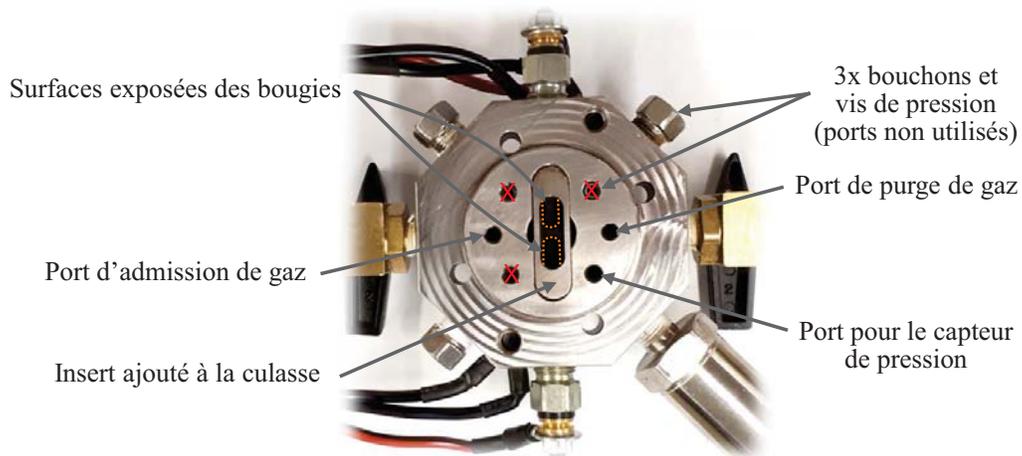


Figure 5.7 Culasse vue de dessous

Les mises en plan des composantes de la chemise du bloc moteur ainsi que celle de la culasse moteur sont présentées à l'annexe E.

## 5.2 Schémas du banc de test

Le moteur prototype est opéré en utilisant un système d'actionnement linéaire pour produire un mouvement réciproque du piston. Un frein dynamométrique est utilisé pour produire une charge résistive au moteur. La figure 5.8 présente une schématisation du banc de test utilisé pour la caractérisation du moteur prototype.

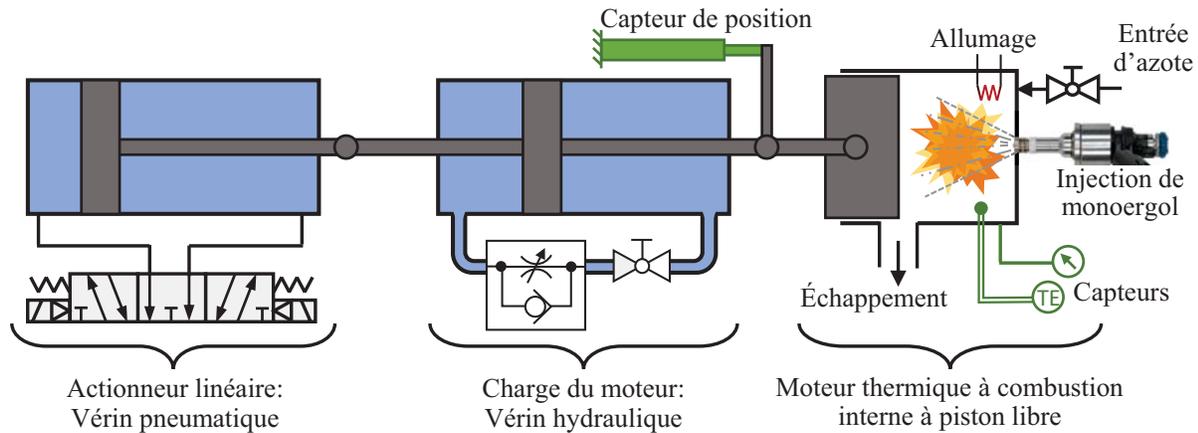


Figure 5.8 Schéma simplifié du banc de test à piston libre

Un actionneur linéaire de type vérin pneumatique à double action permet d'entraîner le piston libre en mouvement d'aller-retour. Le déplacement du piston libre (vers la droite) permet la compression des gaz du moteur thermique. Après la phase de compression, il y a injection de monoergol, puis combustion, ce qui fait augmenter la pression dans le moteur thermique. La pression produite par les produits de combustion pousse alors le piston libre en direction opposée (vers la gauche). Lorsque le port d'échappement s'ouvre, les produits de combustion sont purgés à l'extérieur du moteur. On peut alors recommencer le cycle thermodynamique ; le vérin pneumatique est réactivé pour la phase de compression, ce qui compresse les produits de combustion restant dans le moteur thermique.

La charge freinant le moteur est similaire à un dynamomètre hydraulique. On utilise un vérin hydraulique à double action connecté au piston libre du moteur. Le mouvement du piston force le déplacement de l'huile du vérin hydraulique à travers un contrôleur de débit, qui produit une perte de pression proportionnelle à la vitesse de déplacement. Il en résulte une force opposée au mouvement du piston libre et le freine. Le contrôleur de débit permet l'ajustement de la charge du moteur lors de la phase de détente. Le contrôleur de débit du circuit hydraulique est muni d'un clapet antiretour qui permet le retour d'huile à faible restriction pour la phase de compression du moteur thermique.

### 5.3 Banc de test en entier

L'ensemble du banc de test a été dimensionné pour pouvoir s'installer dans une hotte de laboratoire ventilée d'une grandeur de 36 po par 24 po. La figure 5.9 présente une photo du banc de test en entier tel qu'installé dans la hotte.

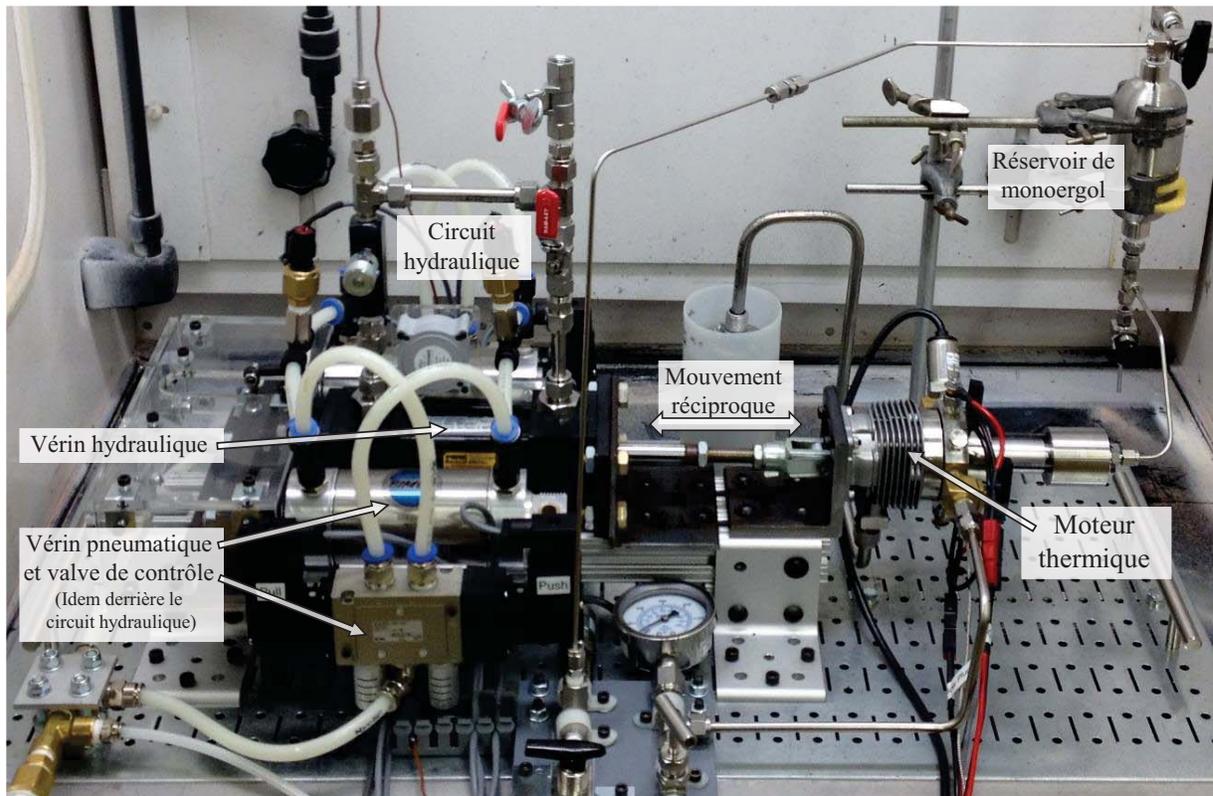


Figure 5.9 Photo de vue d'ensemble du banc de test avec le moteur thermique

La partie droite du banc de test correspond au montage du moteur prototype. La partie gauche correspond à la charge du moteur (circuit hydraulique) et au système d'actionneur linéaire (vérins pneumatiques). Pour permettre une meilleure intégration spatiale dans l'espace de la hotte, le système actionneur linéaire est composé de deux vérins pneumatiques installés en parallèle au vérin hydraulique. Une poutre de jonction permet de relier les actionneurs pneumatiques au vérin hydraulique.

La figure 5.10 présente une vue de haut du banc de test pour mieux comprendre la disposition des composantes.

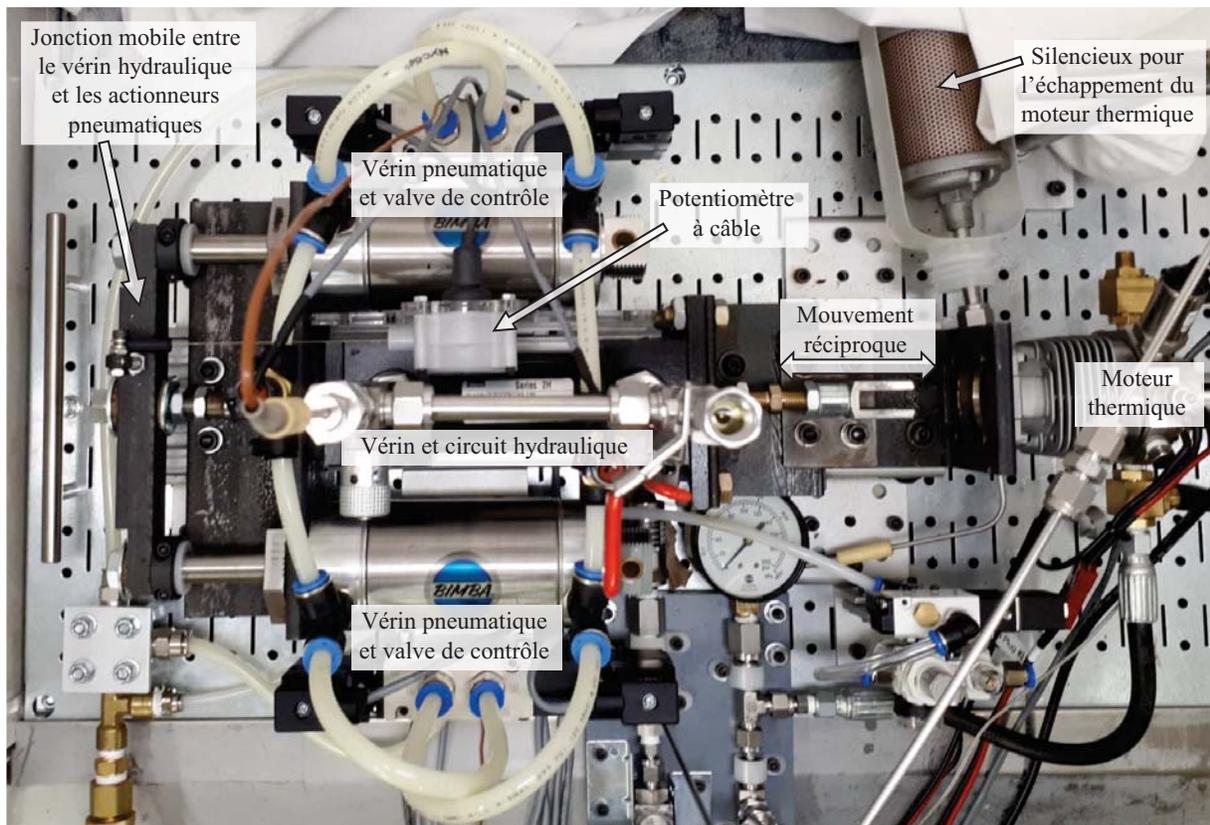


Figure 5.10 Vue de haut du banc de test avec le moteur thermique

### 5.3.1 Charge moteur et frein hydraulique

La charge moteur est constitué d'un vérin hydraulique (Parker, série 2H) dont l'alésage est de 38.1 mm (1.5 po) et la course de 50.8 mm (2.0 po). La pression maximum admissible est de 10.3 MPa (1500 psi), ce qui correspond à une force maximum de 19.5 kN à la tige du vérin. Le contrôleur de débit hydraulique sélectionné est de type valve à aiguille de modèle FC1H-0250N (Delaware Manufacturing Industries Corporation). Le contrôleur de débit est muni d'un clapet antiretour pour faciliter l'écoulement en direction opposée. Le circuit hydraulique est entièrement composé de tubes de 9.5 mm (3/8 po) pour un diamètre interne de 7.75 mm. L'huile hydraulique utilisée est de grade ISO VG 32 et la température d'utilisation est d'environ 30°C. La température de l'huile est mesurée avec un thermocouple de type K installé au milieu d'une conduite hydraulique. La figure 5.11 présente une photo de vue rapprochée du circuit hydraulique pour mieux comprendre son fonctionnement.

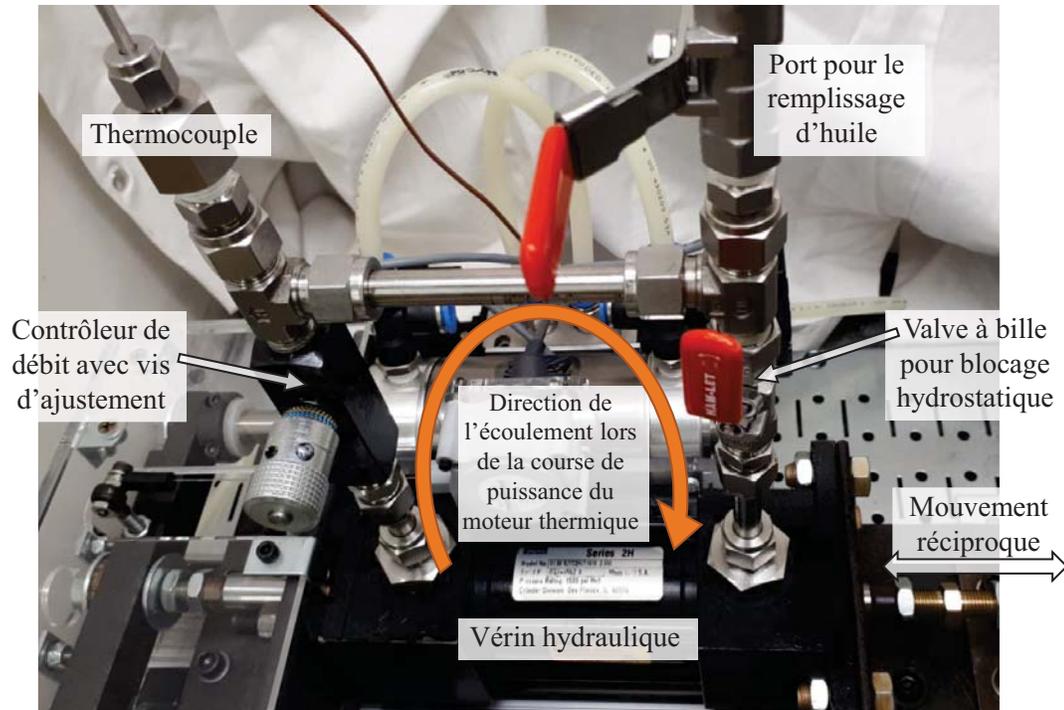


Figure 5.11 Vue rapprochée du circuit hydraulique

Le contrôleur de débit s'ajuste avec une vis de réglage à pas fin sur une plage de 5 tours. Lors des expérimentations, l'ajustement de la vis de contrôle a varié de 3.25 à 4.0 tours. La figure 5.12 présente la calibration expérimentale de la charge résistive du circuit hydraulique en fonction de la vitesse linéaire de la tige du vérin.

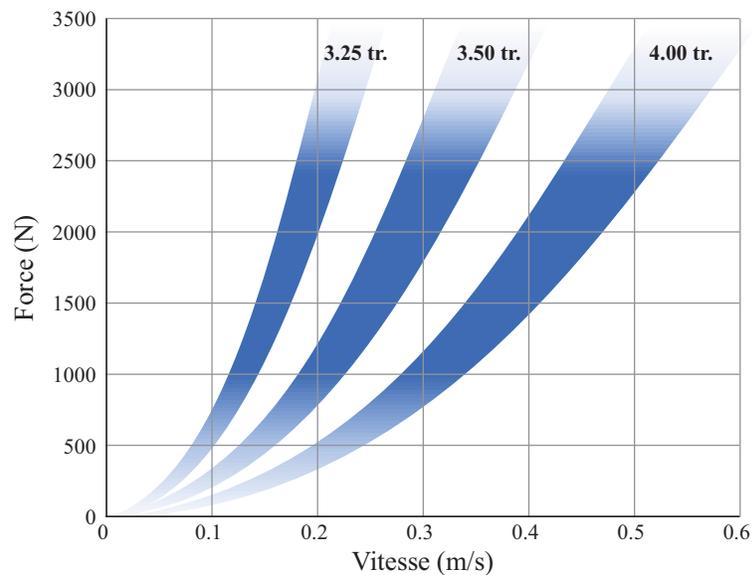


Figure 5.12 Charge résistive du circuit hydraulique en fonction de la vitesse linéaire et le réglage du contrôleur de débit

Le contrôleur de débit est ajustable jusqu'à une valeur de coefficient de débit ( $C_v$ ) de 0.433. Le coefficient de débit est défini par l'équation 5.4, où  $Q$  est le débit en gal US/min,  $SG$  est la densité spécifique du liquide et  $\Delta P$  est différence de pression en psi [69].

$$C_v = Q \sqrt{\frac{SG}{\Delta P}} \quad (5.4)$$

À partir de la calibration de la charge résistive du circuit hydraulique (figure 5.12), on peut calculer le coefficient de débit pour l'ensemble du circuit. L'huile utilisée à une densité spécifique de 0.86. Les valeurs des coefficients de débit du circuit qui ont été calculées à partir de la calibration sont présentées au tableau 5.1 en fonction de l'ajustement du contrôleur de débit.

Tableau 5.1 Coefficient de débit pour l'ensemble du circuit hydraulique

Réglage de vis	$C_v$
3.25 tours	0.14
3.50 tours	0.22
4.00 tours	0.34

### 5.3.2 Système d'actionnement linéaire

Le système d'actionnement linéaire qui entraîne le moteur est constitué de deux vérins pneumatiques Bimba 502-DXP. Ces vérins ont un alésage de 63.5 mm (2.5 po) et une course de 50.8 mm (2.0 po). Lorsque le circuit pneumatique fonctionne avec une pression de 100 psig, les actionneurs pneumatiques peuvent fournir une force combinée jusqu'à 4.4 kN en poussée et jusqu'à 4.1 kN en traction. Les vérins pneumatiques sont contrôlés simultanément par deux valves directionnelles SMC VFS3420. Ces valves sont à double solénoïdes, ont 5 voies et 3 positions, dont la position centrale est en mode échappement. Le temps de réponse de ces valves est inférieur à 40 ms. Des capteurs de pression permettent la mesure des pressions à chacun des ports des vérins pneumatiques. Ainsi on peut calculer la force appliquée par les actionneurs pneumatiques et mieux contrôler la commande d'opération (compenser les délais d'actionnement et de purge). Les précédentes figures 5.9 et 5.10 présentent bien la disposition des composantes du système d'actionnement linéaire.

### 5.3.3 Système de lubrification de la cylindrée

Pour un moteur à combustion interne à piston, une lubrification constante de la cylindrée et du piston est essentielle. Cette lubrification réduit la friction, les fuites du piston et l'usure prématurée des composantes. Comme le moteur prototype n'a pas de bloc moteur à la base du cylindre, il n'est pas possible de lubrifier par barbotage. Afin d'assurer une lubrification minimale et constante, un système de lubrification par jets pulvérisés a plutôt été installé à la base du cylindre moteur. Une lubrification adéquate favorise des conditions similaires d'expérimentation pour chaque test de combustion.

Le système de lubrification incorporé au banc de test utilise la pulvérisation d'une brume d'huile à l'intérieur de la chemise du moteur. Les buses de pulvérisation sont de marque et modèle BETE WL 1/4 et produisent un cône de pulvérisation de 60°. Un système de régulateur contrôle séparément de débit d'air et le débit d'huile qui sont acheminés aux deux buses de pulvérisation. L'activation du système de lubrification est commandée avec une valve solénoïde. La lubrification s'effectue avec de l'huile à moteur SAE 20W50 de type minérale. La figure 5.13 présente le système de lubrification tel qu'incorporé au banc de test.

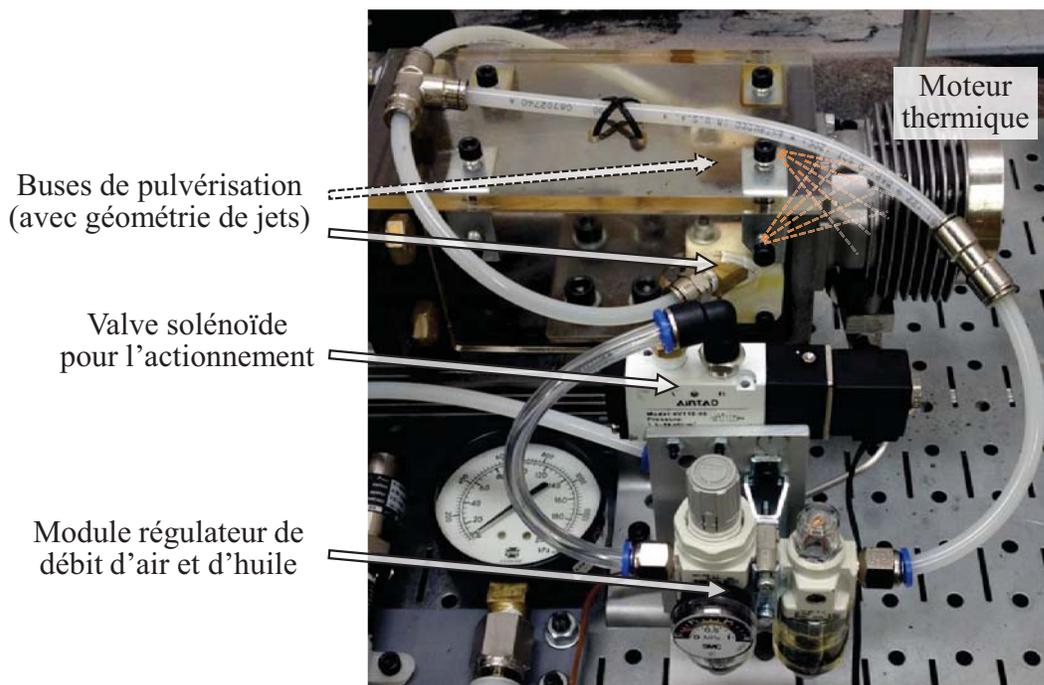


Figure 5.13 Système de lubrification par brume d'huile

### 5.3.4 Capteurs et acquisition de données

Le moteur prototype utilise un piston libre dont la position est mesurée en tout temps par un capteur de position de type potentiomètre à câble. Ce capteur est un SP2-4 de Celesco. Il possède une plage linéaire de 120 mm, à une exactitude de 1 % et supporte des accélérations jusqu'à  $150 \text{ m/s}^2$ . Le câble du capteur de position est relié à la jonction mobile entre les vérins pneumatiques. Voir la figure 5.10 pour la localisation de ce capteur sur le banc de test. La calibration des distances de références est effectuée avec un micromètre de profondeur ; la position du piston aux fins de course est mesurée par rapport à la chemise.

La pression dans la chambre de combustion est mesurée avec un transducteur SSI Technologies P51-1000. Ce capteur mesure la pression jusqu'à 1000 psi (6.89 MPa) avec une précision de  $\pm 1\%$  et un temps de réponse inférieur à 1 ms. Le port pour la mesure de pression dans le moteur consiste en un trou coudé dans la culasse (voir la figure 5.7). Les pressions dans les actionneurs pneumatiques sont mesurées avec des transducteurs Honeywell PX3 de 250 psi (1.72 MPa) avec une précision de  $\pm 1\%$  et un temps de réponse inférieur à 2 ms. Les forces supportées par les composantes sont calculées à partir des mesures de pression et des diamètres des pistons (vérins pneumatiques et moteur thermique).

La pression d'injection est mesurée avec un transducteur TE Connectivity M5200 de 3000 psi (20.68 MPa) ; une précision de  $\pm 0.25\%$  et un temps de réponse inférieur à 2 ms. Il est à noter que lors des expérimentations, la pression d'injection reste constante puisque le réservoir de monoergol est pressurisé par un accumulateur d'azote. La commande d'injection est contrôlée par l'électronique interne du module de contrôle National Instruments NI-9751. Une contre validation de la mesure du courant de l'injecteur est mesurée avec un shunt de mesure de modèle Riedon RSA-20-100 ( $0.005\Omega \pm 0.25\%$ ).

Les thermocouples utilisés sont tous de type K. Un module d'amplification et de compensation par jonction froide (Reveltronics EGT-K) conditionne les signaux avant l'enregistrement.

Tous les capteurs utilisés ont une sortie en tension qui est enregistrée par un module National Instruments NI-9205. Le système de contrôle et d'acquisition de données est le même que celui qui a été présenté à la section 4.6 (voir cette section pour les autres détails techniques du système d'acquisition de données). Pour tous les tests, l'acquisition de données est effectuée avec une fréquence d'échantillonnage de 1000 Hz. Les données expérimentales sont ensuite lissées avec un filtre médian d'ordre 3. Un filtre médian consiste à appliquer une fenêtre glissante à une séquence de données et de remplacer la valeur centrale de la fenêtre par la valeur médiane de tous les points de la fenêtre.

---

## 5.4 Routine de contrôle pour les expérimentations

Afin de standardiser les expérimentations et permettre la caractérisation du moteur sur plusieurs cycles, une routine d'exécution est utilisée. Pour chaque test, la routine d'exécution suivante est effectuée :

1. Activer les bougies d'allumage et préchauffer le banc de test jusqu'à 120°C.
2. Purge du moteur par la circulation d'azote pour environ 5 s.
3. Admission d'air à 1 atm dans le moteur pour la première combustion.
4. Cyclage du moteur à vide (sans injection) pour 6 cycles.
5. Séquence d'injection de démarrage (10 à 15 ms d'injection) pour 1 cycle.
6. Séquence d'injection (25 à 50 ms d'injection) pour 6 cycles.
7. Cyclage du moteur à vide (sans injection) pour 4 à 6 cycles.
8. Purge du moteur par la circulation d'azote pour environ 5 s.

Avant chaque test, de l'azote circule dans le moteur pour purger les gaz résiduels des essais précédents. La première combustion est effectuée avec de l'air pour faciliter l'allumage initial de démarrage dont les gaz sont plus froids. Pour l'admission d'air, le moteur est actionné pour quelques aller-retour avec la valve manuelle de purge ouverte. La première séquence d'injection est réduite en quantité de monoergol pour éviter une combustion trop intense due à la présence d'air dans le moteur. Pour la première combustion, le ratio d'équivalence carburant-air ( $\phi$ ) est de l'ordre de 20:1. Les combustions subséquentes s'effectuent en mode anaérobie. Dans cette routine, les étapes 4 à 7 sont exécutées par une séquence automatisée via le logiciel LabVIEW ; les autres étapes sont exécutées manuellement.

## 5.5 Résultats des tests de combustion

Dans la configuration actuelle du banc de test, aucun autre mécanisme que le piston libre n'accumule l'énergie cinétique du système (ex. : un volant d'inertie). La problématique d'une telle configuration est qu'il faut simultanément ajuster la commande des actionneurs pneumatiques avec celle de l'injection et la charge moteur. Chaque modification change le comportement dynamique du système. Pour obtenir une combustion à volume constant, il faut que l'actionneur pneumatique maintienne le piston en position fixe au point mort haut jusqu'à l'allumage. Il est à noter que l'actionneur pneumatique qui est utilisé lors de la compression agit momentanément comme une charge moteur supplémentaire le temps que le vérin se purge de son gaz en fin de commande d'actionnement. Si la charge moteur est trop faible ou que la commande de l'actionneur pour la compression est trop courte, il y a un retour du piston provoqué par l'augmentation de pression au début de la combustion. Il y a alors détente et la pression diminue ce qui empêche une combustion efficace et

complète. Par contre si la charge moteur est trop élevée ou que la commande de l'actionneur pneumatique pour la compression est trop longue, la pression des produits de combustion n'est pas suffisamment élevée pour ramener le piston jusqu'au port d'échappement et le moteur thermique est alors non fonctionnel.

Plusieurs séries d'expérimentation ont été réalisées durant l'année 2017. Ces tests ont permis de relever certaines lacunes du banc de test et des améliorations ont été apportées afin de le rendre robuste et pleinement fonctionnel. Ces expérimentations ont également permis de sélectionner les paramètres pour un fonctionnement stable du moteur ; le séquençage d'injection (nombre d'injection, calage et durée), le contrôle du système d'actionnement et l'intensité de la charge moteur. Les multiples étapes d'amélioration du banc de test, ainsi que les résultats des tests intermédiaires ne sont pas présentés dans cette thèse. Seules les expérimentations avec la configuration finale du banc de test sont présentées. Ces dernières expérimentations ont été réalisées durant l'hiver 2018. La fréquence d'opération pour tous ces tests de combustion a été de 2 Hz. L'objectif était de déterminer les paramètres pour une opération stable du moteur, et ce, tout en permettant de bonnes performances et un contrôle de la puissance produite pour une même fréquence d'opération.

Les indicateurs de performance utilisés pour comparer les différents tests sont le travail mécanique net par cycle ( $W_{moteur}$ ), la pression moyenne effective ( $IMEP$ , *Indicated Mean Effective Pressure*) et le rendement thermodynamique ( $\eta_{moteur}$ ) basé sur la chaleur d'explosion. Le travail mécanique net de chaque cycle est calculé avec l'équation 5.5.

$$W_{moteur} = \oint P dV \quad (5.5)$$

La pression moyenne effective est définie par l'équation 5.6. Le  $IMEP$  correspondant au rapport entre le travail produit par le moteur durant un cycle et le volume balayé piégé du moteur ( $V_d \approx 45 \text{ cm}^3$ ).

$$IMEP = \frac{W_{moteur}}{V_d} \quad (5.6)$$

Le rendement moteur ( $\eta_{moteur}$ ) est défini par l'équation 5.7 et est basé sur la chaleur d'explosion du monoergol ( $Q_{ex}$ ) où  $m_{inj}$  est la masse injectée d'IPN.

$$\eta_{moteur} = \frac{W_{moteur}}{Q_{in}} = \frac{W_{moteur}}{m_{inj}Q_{ex}} \quad (5.7)$$

La chaleur d'explosion du monoergol représente la capacité à convertir de l'énergie chimique en énergie thermique. Comme il a été présenté à la section 4.4.3, la chaleur d'explosion de l'IPN est variable en fonction du paramètre de chargement. Pour les analyses préliminaires, on considère que la chaleur d'explosion de l'IPN est constante ( $Q_{ex, cst}$ ) et

vaut 3126 J/g [47]. L'utilisation d'une valeur constante de chaleur d'explosion facilite la comparaison des résultats sur une base commune. Pour des analyses plus approfondies (à la section 5.5.4) on utilise une méthode intégrale pour calculer la chaleur d'explosion moyennée sur l'ensemble des injections.

Comme indicatif d'un régime quasi-établi des cycles de combustion du moteur, on utilise le coefficient de variation de l'*IMEP* ( $CV_{IMEP}$ ). Le coefficient de variation  $CV$  est défini par l'équation 5.8 et correspond au rapport entre l'écart-type ( $\sigma$ ) et la moyenne ( $\mu$ ) [35].

$$CV = (\sigma/\mu) \times 100\% \quad (5.8)$$

Le tableau 5.2 présente les paramètres ainsi que les résultats des expérimentations finales avec le moteur prototype.

Tableau 5.2 Paramètres et résultats des tests de combustion

# Test	Durée pulse inj. (ms)	Calage pulse inj. (°ATDC)	Durée inj. (ms)	$m_{inj}$ (total) (g/cycle)	$P_{combustion}$ (kPa)	$W_{moteur}$ (J/cycle)	<i>IMEP</i> (kPa)	$CV_{IMEP}$	$\eta_{moteur}$ (p/r $Q_{ex,cst}$ )
#024	10,10,5	-40,-30,-20	25	0.296	4300	93	2070	3.3%	10%
#023	10,10,5,5	-40,-30,-20,0	30	0.333	5520	132	2930	1.3%	13%
#022	10,10,5,5, ... 3	-40,-30,-20,0, ... 5	33	0.352	5670	148	3290	1.7%	13%
#017	10,10,5,5, ... 3,5	-40,-30,-20,0, ... 5,10	38	0.393	5480	157	3490	1.5%	13%
#018	10,10,5,5, ... 3,5,5	-40,-30,-20,0, ... 5,10,15	43	0.424	5360	172	3820	0.7%	13%
#019	10,10,5,5, ... 3,5,5,5	-40,-30,-20,0, ... 5,10,15,20	48	0.451	5490	188	4180	0.8%	13%
#020	10,10,5,5, ... 3,5,5,5,5	-40,-30,-20,0, ... 5,10,15,20,25	53	0.483	5570	196	4360	0.6%	13%
#021	10,10,5,5, ... 3,5,5,5,5,5	-40,-30,-20,0, ... 5,10,15,20,25,30	58	0.514	5610	200	4440	1.1%	12%

Dans le tableau 5.2, la colonne «Durée pulse inj.» définit la durée de chaque pulse d'injection de la séquence d'injection, alors que la colonne «Calage pulse inj.» définit le moment du commencement de ces pulses. La charge moteur pour tous ces tests correspond à un coefficient de débit ( $C_v$ ) de 0.34 pour l'ensemble du circuit hydraulique (voir la section 5.3.1). Pour tous ces tests le coefficient  $C_d A$  de l'injecteur était de 0.100 mm<sup>2</sup> et la pression d'injection était de 7.16 MPa (1040 psia). La commande pneumatique pour la phase de compression s'effectuait de -90° jusqu'à -40° ATDC, alors que la commande pour la phase de détente était de 150° jusqu'à 200° ATDC. Pour tous ces tests, la fréquence d'opération était de 2 Hz. Le travail mécanique varie de 93 à 200 J/cycle. En utilisant une valeur de chaleur d'explosion constante, le rendement du moteur pour l'ensemble de ces tests était d'environ 13%. Le coefficient de variation de l'*IMEP* a été inférieur à 2% pour

tous ces tests ; excepté pour le test #024. Cette petite valeur du coefficient de variation démontre la similitude des cycles de combustion à chaque test.

Des essais ont premièrement été effectués avec l'injection de monoergol uniquement durant la compression. Ensuite, des essais ont été réalisés avec des post-injections pour augmenter la performance du moteur. Les résultats de ces essais sont présentés dans les sous-sections suivantes.

### 5.5.1 Performances du moteur sans post-injection

Le premier test de référence est celui numéroté #024 ; les autres tests sont ensuite comparés à celui-ci. Pour le test #024, la commande totale d'injection était de 25 ms (10+10+5 ms à  $-40^\circ$ ,  $-30^\circ$  et  $-20^\circ$  ATDC). Pour ce test l'ensemble du monoergol était injecté lors de la compression pour obtenir un cycle Otto de base avec une combustion à volume constant. La figure 5.14 présente le profil de pression de combustion en fonction du temps pour le test de combustion #024. Pour ce graphique et les subséquents, les commandes d'injection sont identifiables par les portions de courbe rouges (■). Les périodes de commande qui activent les vérins pneumatiques pour la poussée et la traction sont identifiables par des portions de courbes qui sont respectivement vertes (■) et turquoise (■).

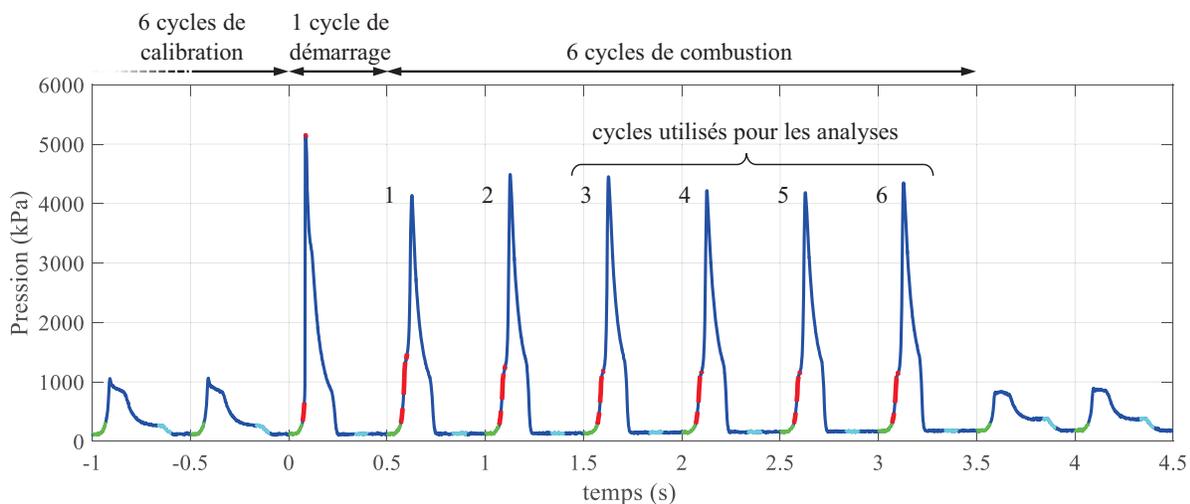


Figure 5.14 Courbe de pression en fonction du temps pour le test #024

Pour ce test comme pour tous les autres, il y eut les cycles de calibration suivi d'un cycle de démarrage, puis 6 cycles de combustion. Pour les calculs de performances et l'analyse des résultats de chaque test, on utilise uniquement les 4 derniers cycles de combustion. Ceci permet de s'assurer qu'aucun résidu d'air n'est présent dans le moteur et que le fonctionnement du moteur est en régime quasi-établi. La figure 5.15 présente le profil de pression et la position linéaire en fonction du CAD (*Crank Angle Degree*) pour ce test.

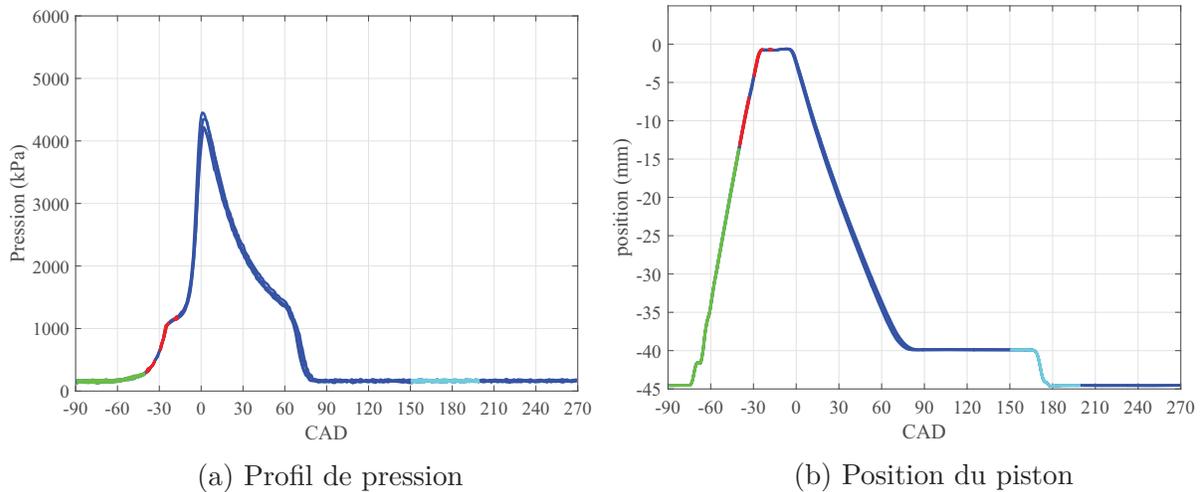
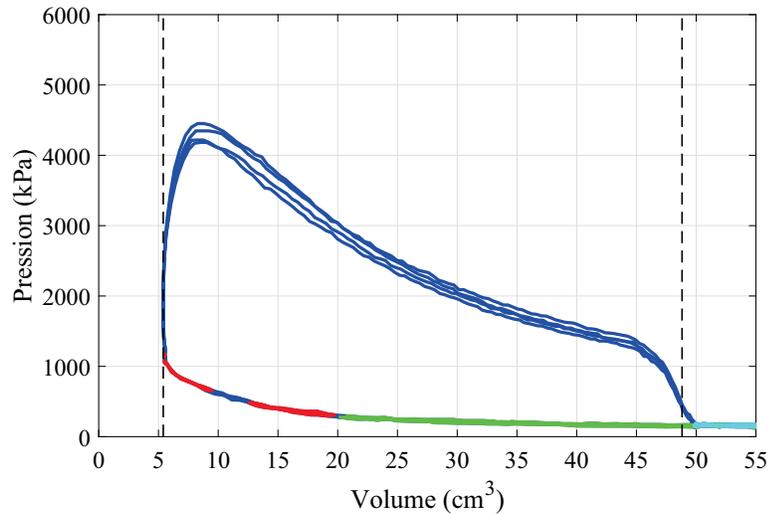


Figure 5.15 Profil de pression et position du piston pour le test #024

La pression de combustion a atteint un maximum d'environ 4300 kPa à un CAD de  $0^\circ$ . La compression a eu lieu de  $-75^\circ$  à  $-25^\circ$  et le piston reste au point mort haut jusqu'à  $-5^\circ$ . Le plateau de pression observable de  $-25^\circ$  à  $-15^\circ$  correspond au délai d'allumage alors que le piston est au point mort haut. La pression des produits de combustion était suffisante pour ramener le piston jusqu'au port d'échappement (position à -40 mm) pour une purge complète des gaz. Lorsque l'actionneur pneumatique est commandé en traction (courbe en turquoise de  $150^\circ$  à  $200^\circ$ ), il y a un déplacement supplémentaire du piston jusqu'à une butée de fin de course. Cette commande pneumatique est requise pour le retour du piston lors des cycles de calibration, et aurait pu être suspendue pour les cycles avec combustion (le piston revient déjà jusqu'au port d'échappement). Ce déplacement supplémentaire du piston n'affecte par le reste du cycle puisque le port d'échappement est déjà ouvert. Pour le test #024, on constate que les commandes de contrôle du moteur sont adéquates par rapport à la charge et aux autres paramètres du banc de test.

La figure 5.16 présente le profil de  $P-V$  pour ce test. Le point mort haut et le port d'échappement sont représentés par les lignes verticales tiretées.

La courbe du cycle  $P-V$  du test #024 est semblable à celle d'un cycle thermodynamique Otto standard dont la combustion s'effectue à volume constant. Pour ce test, le travail mécanique net ( $W_{moteur}$ ) a été de 93 J/cycle, ce qui correspond à une puissance moteur de 186 W et une pression moyenne effective ( $IMEP$ ) de 2070 kPa (300 psi). La masse injectée ( $m_{inj}$ ) d'IPN à chaque cycle était de 0.295 g pour produire un travail mécanique de 93 J, ce qui correspond à un rendement thermodynamique ( $\eta_{moteur}$ ) de 10% basé sur la chaleur d'explosion (voir l'équation 5.7). Ce rendement thermodynamique est faible, mais inclut les transferts thermiques, les fuites, l'enthalpie résiduelle à l'échappement, le carburant

Figure 5.16 Diagramme  $P$ - $V$  pour le test #024

non brûlé et il est basé sur une valeur de chaleur d'explosion théorique d'une combustion idéale.

### 5.5.2 Expérimentation avec une injection durant la combustion

Le test #023 est une réplique du test #024 auquel, à la suite de l'allumage, une commande d'injection supplémentaire de 5 ms a été effectuée à  $0^\circ$ , soit durant la combustion. La figure 5.17 présente le profil de pression et la position linéaire en fonction du CAD pour le test #023. Sur les graphiques de la figure 5.17, les courbes du test #024 sont également affichées pour bien montrer l'effet de cette injection supplémentaire durant la combustion.

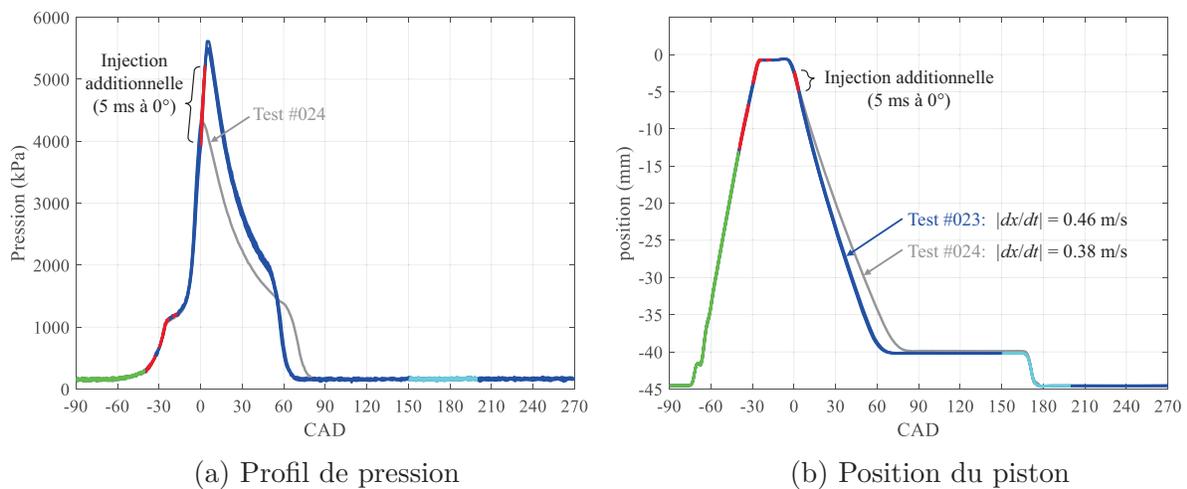


Figure 5.17 Profil de pression et position du piston pour le test #023

À la figure 5.17a, on ne distingue pas de délai d'allumage associé à cette injection supplémentaire. La pression maximale de combustion a été supérieure que lors du test #024

et a atteint 5500 kPa. À la figure 5.17b, on remarque que la vitesse de retour du piston est supérieure pour le test #023 (0.46 m/s versus 0.38 m/s), ce qui signifie que la charge effective du circuit hydraulique était supérieure (voir section 5.3.1). Cette charge moteur supplémentaire n'a pas empêché le piston d'atteindre le port d'échappement.

La figure 5.18 présente le graphique  $P$ - $V$  du test #023.

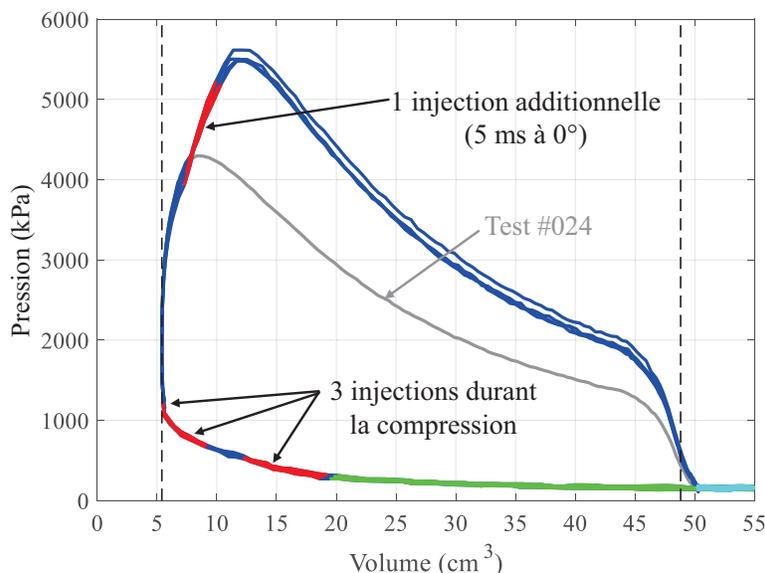


Figure 5.18 Diagramme  $P$ - $V$  pour le test #023

On observe que l'injection supplémentaire s'effectue durant la phase de retour du piston et la pression continue d'augmenter bien que le volume interne augmente. Pour le test #023, le travail mécanique net par cycle a été de 132 J, ce qui correspond à une puissance moteur d'environ 264 W et une pression moyenne effective ( $IMEP$ ) de 2930 kPa (425 psi). La masse injectée d'IPN était de 0.333 g/cycle, ce qui donne à un rendement thermodynamique de 13% basé sur le chaleur d'explosion.

Pour le test #023, la quantité de monoergol supplémentaire injectée était de 13% par rapport au test #024, pourtant le travail produit est supérieur de 42%. Cette différence est possiblement due à une pression et une température de combustion supérieure, ce qui rend la combustion plus complète. Ce test démontre l'utilité de l'injection directe d'un monoergol durant la combustion pour augmenter la pression de combustion et le travail produit.

### 5.5.3 Performance du moteur avec plusieurs post-injections

Lors du test #023, la pression a atteint 5500 kPa, ce qui est près de la valeur maximale que peut supporter les composantes mécaniques du moteur prototype. À cette pression

interne, la force axiale supportée par la culasse et la bielle est de 6125 N. Pour améliorer davantage les performances du moteur, on s'intéresse à l'effet de post-injections supplémentaires de monoergol durant la combustion, lors de la phase de retour du piston. Ces injections supplémentaires de monoergol permettent de maintenir la pression élevée plus longtemps pour accroître la pression moyenne effective. L'utilisation d'un monoergol permet une combustion en absence d'oxygène ; ainsi il est possible d'effectuer une combustion au moment désiré dans le cycle moteur. L'injection postcombustion peut être utilisée pour modifier et contrôler le profil  $P$ - $V$ . Ainsi, on peut augmenter les performances du moteur sans augmenter la pression maximale du cycle et ainsi respecter les limites structurales du moteur.

La figure 5.19 présente les diagrammes  $P$ - $V$  des tests de combustions #017 à #022. Ces tests de combustions utilisent exactement les mêmes paramètres d'expérimentation que le test #023, à l'exception que pour chaque test, une injection supplémentaire est effectuée lors de la phase de retour du piston. La durée et le calage de ces injections supplémentaires sont présentés au tableau 5.2. Les autres graphiques de ces tests sont présentés à l'annexe B.

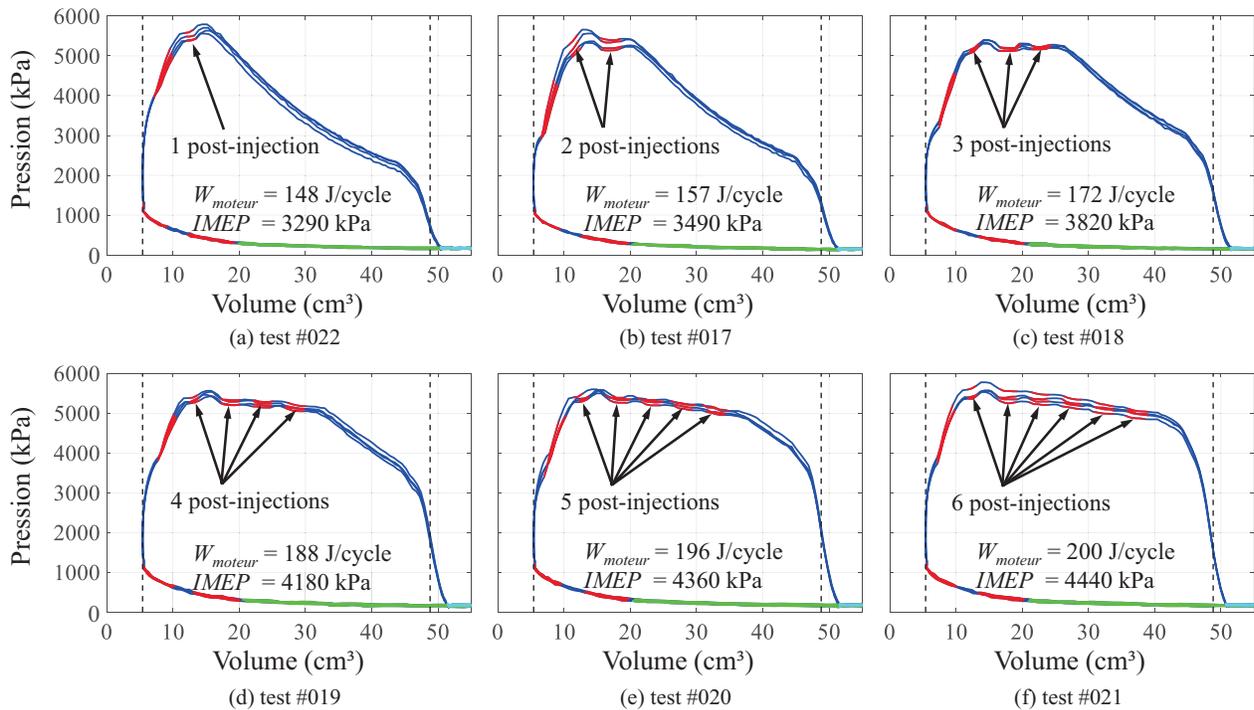


Figure 5.19 Diagrammes  $P$ - $V$  pour les tests #017 à #022

On remarque que l'ajout de plusieurs post-injections permet de modifier le cycle  $P$ - $V$  pour obtenir une combustion à pression constante en mode anaérobie. Ceci permet d'augmenter

le travail net sans pour autant augmenter la pression maximum de combustion. Le rendement thermodynamique basé sur la chaleur d'explosion de tous ces tests est similaire, soit de 13%. On avait initialement supposé que le fait d'augmenter la plage de combustion à pression constante aurait diminué le rendement thermodynamique (voir va section 3.1). Cependant, cette situation n'a pas été rencontrée expérimentalement. La principale raison est qu'une combustion soutenue permet une combustion plus complète des injections précédentes, ce qui contrebalance pour la réduction de la pression lors de la détente des gaz.

La figure 5.20 présente une superposition des différents cycles  $P-V$  des tests #017 à #024 pour bien montrer l'effet de chaque post-injection.

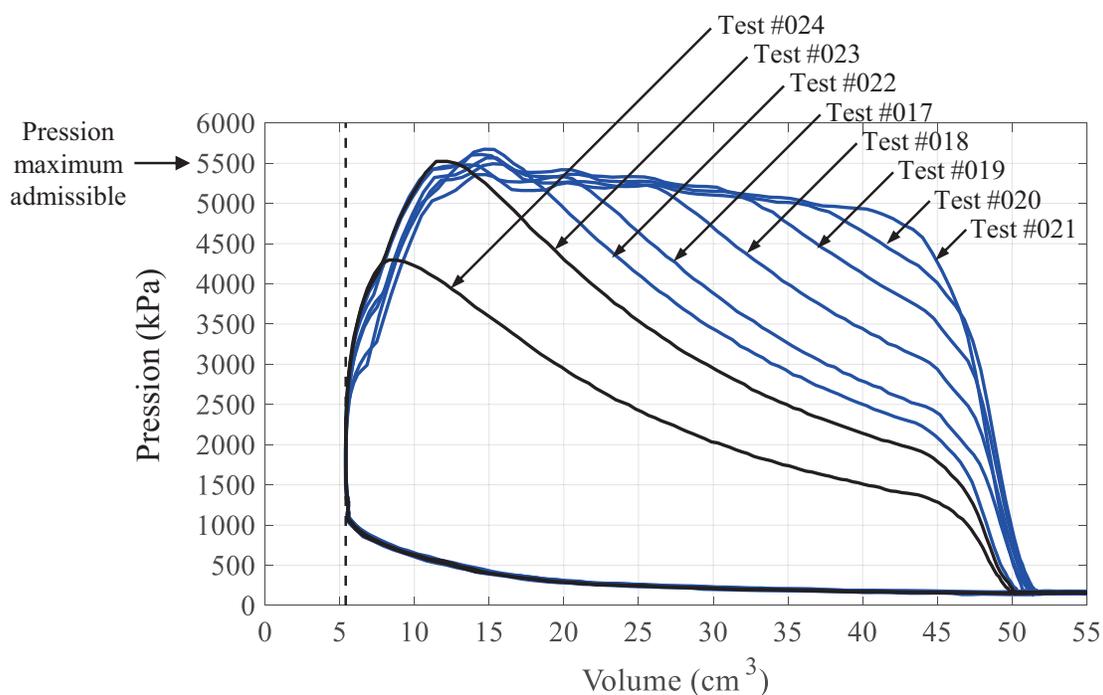


Figure 5.20 Comparaison des diagrammes  $P-V$  pour les tests #017 à #024

On remarque que chaque courbe se superpose jusqu'au moment où une post-injection supplémentaire est effectuée. Chaque post-injection supplémentaire permet d'allonger le plateau à pression relativement constante. Ce plateau subit une légère baisse de pression d'environ 500 kPa sur l'ensemble du plateau. Le profil du plateau est adaptable avec la séquence d'injection. Pour ces expérimentations, le contrôle d'injection était en boucle ouverte. Pour la démonstration technologique du fonctionnement du moteur prototype, le plateau de combustion est suffisamment plat pour démontrer l'effet de la post-injection de monoergol sur les gains de performances en mode anaérobie.

La figure 5.21 présente le travail mécanique produit par cycle en fonction de la quantité de monoergol injectée.

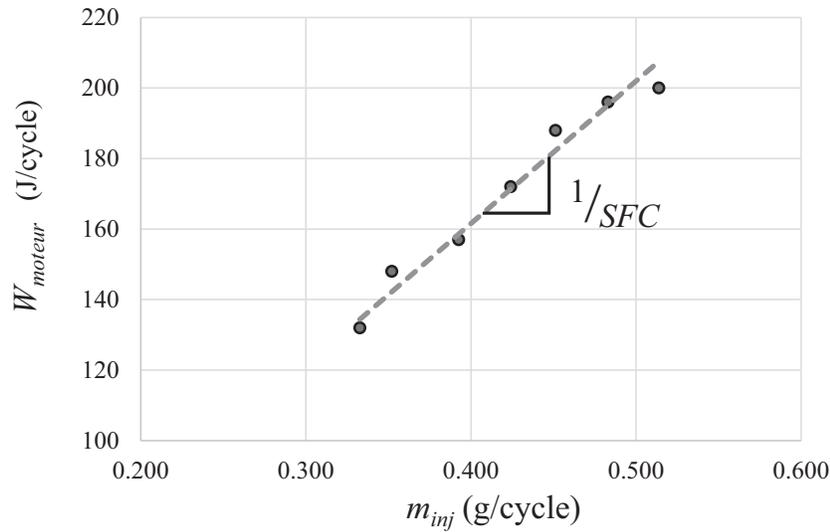


Figure 5.21 Performance du moteur en fonction de la quantité de monoergol injectée pour les tests avec post-injections (#017 à #024)

On remarque qu'il y a une corrélation directe et proportionnelle entre la quantité injectée de monoergol et le travail mécanique produit. Sur la figure 5.21, la pente de la droite est de 404 J/g et représente le travail spécifique, soit l'inverse de la consommation spécifique. La consommation spécifique ( $SFC$ ) correspond donc à 1 g d'IPN pour produire 404 J de travail mécanique. La consommation spécifique est régulièrement utilisée pour comparer le rendement énergétique d'un moteur et est généralement exprimée en g/kWh.

$$SFC = \frac{\text{quantité de carburant consommée}}{\text{travail mécanique produit par le moteur}} \quad (5.9)$$

Si on compare le travail spécifique du moteur avec l'énergie spécifique de l'IPN ( $f_v=822$  J/g, voir la section 4.4.2) on obtient que la ratio vaut 49%.

$$\frac{1/SFC}{f_v} = \frac{404 \text{ \{J/g\}}}{822 \text{ \{J/g\}}} = 49.1\%$$

Ce ratio représente la fraction entre le travail mécanique obtenu par la détente des produits de combustion et le travail maximum théorique qui peut être obtenu par une détente complète de ce même gaz selon un processus isotherme. Ainsi, il ne faut pas confondre ce ratio avec le rendement thermodynamique du moteur.

### 5.5.4 Calcul du rendement thermodynamique du moteur

Le rendement thermodynamique du moteur qui était calculé dans le tableau 5.2 considérait que la chaleur d'explosion était constante et valait 3126 J/g [47]. Ainsi, le rendement moteur dépend directement de la valeur de référence sélectionnée pour la chaleur d'explosion ( $\eta_{moteur} = W_{moteur}/(m_{inj}Q_{ex})$ ). Comme il a été spécifié à la section 4.4.3, la chaleur d'explosion de l'IPN dépend fortement des conditions initiales avant la combustion (voir la figure 4.14). La quantité de chaleur dégagée par chaque milligramme d'IPN injecté dépend de quand celui-ci a été injecté et brûlé dans le cycle moteur. Par exemple, pour le test #21, le travail mécanique par cycle est de 200 J alors que la quantité d'IPN injecté par cycle est de 514 mg. Le rendement thermodynamique moteur est alors le suivant :

$$\begin{aligned} \text{si } Q_{ex} = 2000 \text{ J/g} &\longrightarrow \eta_{moteur} = 19.4\% \\ \text{si } Q_{ex} = 2500 \text{ J/g} &\longrightarrow \eta_{moteur} = 15.6\% \\ \text{si } Q_{ex} = 3000 \text{ J/g} &\longrightarrow \eta_{moteur} = 13.0\% \\ \text{si } Q_{ex} = 3500 \text{ J/g} &\longrightarrow \eta_{moteur} = 11.1\% \\ \text{si } Q_{ex} = 4000 \text{ J/g} &\longrightarrow \eta_{moteur} = 9.7\% \end{aligned}$$

Il est donc approprié d'utiliser une méthode intégrale pour calculer le dégagement d'énergie moyenné sur l'ensemble des injections. Par exemple, pour le test #021, il y a 295 mg d'IPN injecté durant la compression et cette quantité est brûlé à volume constant alors que le piston est au point mort haut. Il y a ensuite 219 mg d'IPN qui est injecté lors de plusieurs pulses en postcombustion durant la phase de retour du piston. Basée sur les analyses numériques qui ont été présentées à la section 4.4.3, on considère des valeurs de chaleur d'explosion différentes pour l'IPN selon quand il est injecté et brûlé.

Pour la quantité d'IPN injectée durant la phase de compression, on considère un paramètre de chargement de 0.060 g/cm<sup>3</sup>, avec une combustion à volume constant ( $V \approx 5 \text{ cm}^3$ ), dont la pression initiale est faible ( $P=1000 \text{ kPa}$ ). En utilisant la figure 4.14 (page 65), on obtient une chaleur d'explosion d'environ 2000 J/g pour les 295 mg d'IPN injecté lors de la compression.

Pour la quantité d'IPN injectée en postcombustion, chaque post-injection de 5 ms ajoute en moyenne 32 mg d'IPN, alors que le volume interne du moteur varie de 10 cm<sup>3</sup> à 40 cm<sup>3</sup>. Pour les postcombustions, on considère un paramètre de chargement moyen de 0.001 g/cm<sup>3</sup> avec une pression initiale avant combustion d'environ 5000 kPa et une température approximée à 800 K. En utilisant la figure 4.14 (page 65), on obtient une chaleur d'explosion d'environ 4000 J/g pour les 219 mg d'IPN injecté lors de la postcombustion.

La chaleur d'explosion moyennée pour le test #021 est alors de 2852 J/g :

$$\frac{0.295 \text{ g} \times 2000 \text{ J/g} + 0.219 \text{ g} \times 4000 \text{ J/g}}{0.295 \text{ g} + 0.219 \text{ g}} \approx 2852 \text{ J/g}$$

En utilisant cette valeur de chaleur d'explosion moyennée, le rendement thermodynamique du moteur est alors de 14% pour le test #21. Le tableau 5.3 présente les caractéristiques d'injection de chaque test pour le calcul de la chaleur d'explosion moyennée et le rendement thermodynamique du moteur. Pour chaque test, les trois premières injections sont effectuées durant la compression ( $\approx 0.295 \text{ g}$ ) alors que les injections subséquentes sont considérées en postcombustion.

Tableau 5.3 Caractéristiques des injections pour le calcul de la chaleur d'explosion moyennée et le rendement thermodynamique du moteur

# Test	Durée pulse inj. (ms)	Durée inj. (ms)	$m_{inj}$ (compression) (g/cycle)	$m_{inj}$ (post-comb.) (g/cycle)	$m_{inj}$ (total) (g/cycle)	$Q_{ex,moy}$ (J/g)	$Q_{in}$ (J/cycle)	$W_{moteur}$ (J/cycle)	$\eta_{moteur}$ ( $Q_{ex,moy}$ )
#024	10,10,5	25	0.296	0.000	0.296	2000	591	93	16%
#023	10,10,5, 5	30	0.295	0.038	0.333	2228	741	132	18%
#022	10,10,5, 5,3	33	0.294	0.058	0.352	2327	819	148	18%
#017	10,10,5, 5,3,5	38	0.296	0.097	0.393	2494	979	157	16%
#018	10,10,5, 5,3,5,5	43	0.295	0.129	0.424	2608	1106	172	16%
#019	10,10,5, 5,3,5,5,5	48	0.295	0.156	0.451	2693	1215	188	15%
#020	10,10,5, 5,3,5,5,5,5	53	0.294	0.189	0.483	2782	1344	196	15%
#021	10,10,5, 5,3,5,5,5,5,5	58	0.295	0.219	0.514	2852	1466	200	14%

durant la compression
durant la post-comb.
durant la compression  
 $Q_{ex} = 2000 \text{ J/g}$ 
durant la post-comb.  
 $Q_{ex} = 4000 \text{ J/g}$ 
 $Q_{in} = m_{inj} \cdot Q_{ex,moy}$

En utilisant une chaleur d'explosion moyennée, le rendement thermodynamique du moteur prototype varie alors de 14% à 18%. La figure 5.22 présente la relation entre le rendement thermodynamique du moteur et le travail mécanique produit ( $W_{moteur}$ ) en considérant une chaleur d'explosion moyennée.

En utilisant plusieurs post-injections, on augmente le travail produit par le moteur, cependant le rendement thermodynamique diminue. Pour la plage d'expérimentation réalisée avec le moteur prototype, cette tendance semble linéaire. Le gain relatif de puissance possible est plus important que la perte relative de rendement thermodynamique; un gain de puissance de 43% ( $W_{moteur} : 140 \rightarrow 200 \text{ J/cycle}$ ) est associé à une perte de rendement relative de 22% ( $\eta_{moteur} : 18 \rightarrow 14 \%$ ). Cependant, comme il a été montré à la figure 5.21, la consommation spécifique du moteur reste constante.

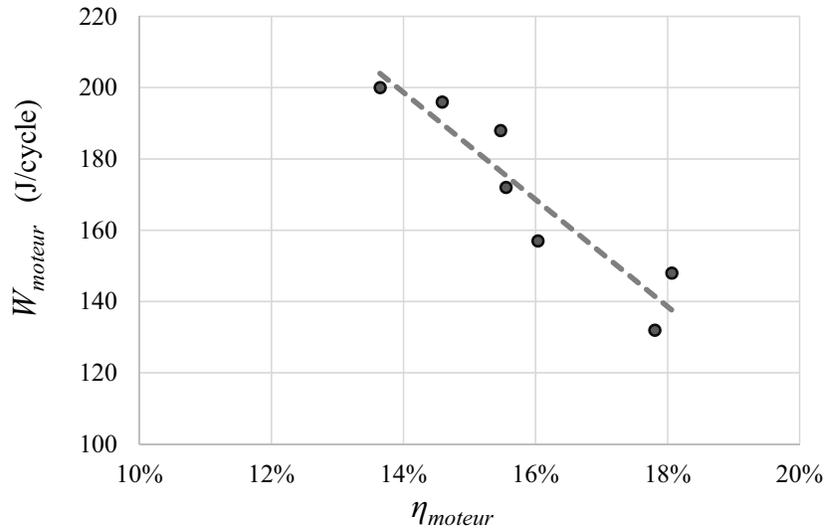


Figure 5.22 Travail produit et rendement thermodynamique du moteur pour les tests avec post-injections (#017 à #023)

### 5.5.5 Incertitude de mesure

Pour les figures présentant les performances du moteur, aucune barre incertitude n'a été incorporé pour éviter de surcharger les figures. De plus, les incertitudes de mesure sont relativement faibles par rapport aux mesures physiques obtenues. La précision du capteur de pression utilisé est inférieure à 69 kPa (1% de 1000 psi). Cette incertitude de mesure représente au maximum de 3.3% de l'*IMEP* minimum obtenu (2070 kPa lors du test #024) et de 1.6% de l'*IMEP* maximum obtenu (4440 kPa lors du test #021). La précision du capteur de position est de 1.2 mm (i.e. 1% de 120 mm). Cette incertitude de mesure représente une erreur de 2.7% de la course totale du piston ( $S = 44.2$  mm). Les mesures prises lors de la calibration de l'injecteur pour obtenir le coefficient  $C_d A$  (section 4.2.2) de l'injecteur étaient toutes égales à moins de 2% d'écart. Le débit de l'injecteur et la quantité totale de monoergol injectés peuvent donc également varier sur ce même écart de 2%.

## 5.6 Synthèse des performances du moteur

Les éléments clés à retenir à propos des caractéristiques et des performances du moteur prototype sont les suivants :

- l'injection du monoergol liquide se fait directement dans la chambre de combustion ;
- le monoergol utilisé est du nitrate isopropylique (IPN) ;
- le fonctionnement du moteur a été validé en mode anaérobie ;
- l'utilisation de post-injections de monoergol permet le contrôle du profil  $P$ - $V$  du cycle, ce qui permet, entre autre, d'obtenir une combustion à pression constante ;

- la cylindrée du moteur prototype est de  $50 \text{ cm}^3$  et l'alésage est de  $38 \text{ mm}$  ;
- toutes les expérimentations ont été effectuées à une fréquence d'opération de  $2 \text{ Hz}$  ;
- un travail mécanique net jusqu'à  $200 \text{ J/cycle}$  a été produit par le moteur prototype, ce qui correspond à une puissance de  $400 \text{ W}$  ;
- une pression moyenne effective (*IMEP*) de  $4.4 \text{ MPa}$  a été obtenue ;
- le rendement thermodynamique du moteur est de  $15\%$  (basé sur la chaleur d'explosion moyennée) ;
- la consommation spécifique du moteur est de  $1 \text{ g d'IPN}$  pour produire  $404 \text{ J}$  de travail mécanique, ce qui représente un rendement de conversion de  $49\%$  (basé sur l'énergie spécifique de l'IPN) ;
- à la même fréquence d'opération ( $2 \text{ Hz}$ ), il est possible de moduler la puissance du moteur en variant la pression moyenne effective de  $2.1 \text{ MPa}$  à  $4.4 \text{ MPa}$ .

Les résultats obtenus par l'expérimentation et l'analyse des performances de ce moteur prototype démontrent clairement l'atteinte des deux derniers objectifs (3 et 4) spécifiques de projet de doctorat, soit :

3. Développer un prototype de moteur à piston à injection directe de monoergol liquide.
4. Évaluer l'effet de la séquence l'injection sur les performances du moteur prototype.

## 5.7 Analyse des performances avec le cycle *Dual-Miller*

Les expérimentations ont permis d'obtenir les graphiques du cycle  $P$ - $V$  du moteur pour différentes commandes d'injection. Cette section présente une comparaison entre les résultats expérimentaux et le modèle théorique du cycle *Dual-Miller* (DMC). Ceci permet premièrement d'ajuster les paramètres du modèle théorique afin qu'il respecte bien les expérimentations. Ensuite, le modèle théorique est utilisé pour prédire les performances d'un moteur pour différents paramètres. Ainsi, on peut calculer le gain de puissance possible du moteur ainsi que son effet sur le rendement thermodynamique.

Une modélisation théorique du cycle *Dual-Miller* a été présentée dans l'état de l'art à la section 3.2. Pour le moteur prototype avec port d'échappement latéral, le ratio de Miller vaut  $1.0$  ( $r_M = V_6/V_1$ ) et le ratio  $r_C$  vaut  $0.0$  (voir section 3.2). On est alors dans un cas particulier du cycle DMC, nommé cycle Seiliger, ou encore *Dual Cycle*. Pour cette analyse numérique, le ratio de volume du cycle ( $\epsilon = V_{max}/V_{min}$ ) est de  $9.25$  et le ratio de pression du cycle ( $\lambda = P_{max}/P_{min}$ ) est de  $53$ . Ces ratios sont représentatifs de ceux du moteur prototype. Les propriétés du gaz utilisées pour cette analyse sont celles équivalentes aux produits de combustion de l'IPN à un paramètre de chargement de  $0.010 \text{ g/cm}^3$ , soit  $\gamma = 1.30$  et  $R = 500 \text{ J/(kg K)}$  (voir la section 4.4).

Le principal paramètre qui varie pour chaque test est le ratio  $r_E$  (ratio de course à pression constante lors de la détente). Le ratio  $r_E$  est déterminé pour chaque test avec un ajustement des courbes selon le modèle théorique. La figure 5.23 présente une comparaison entre les données expérimentales des tests #017 à #023 avec les profils  $P$ - $V$  du modèle théorique après ajustement.

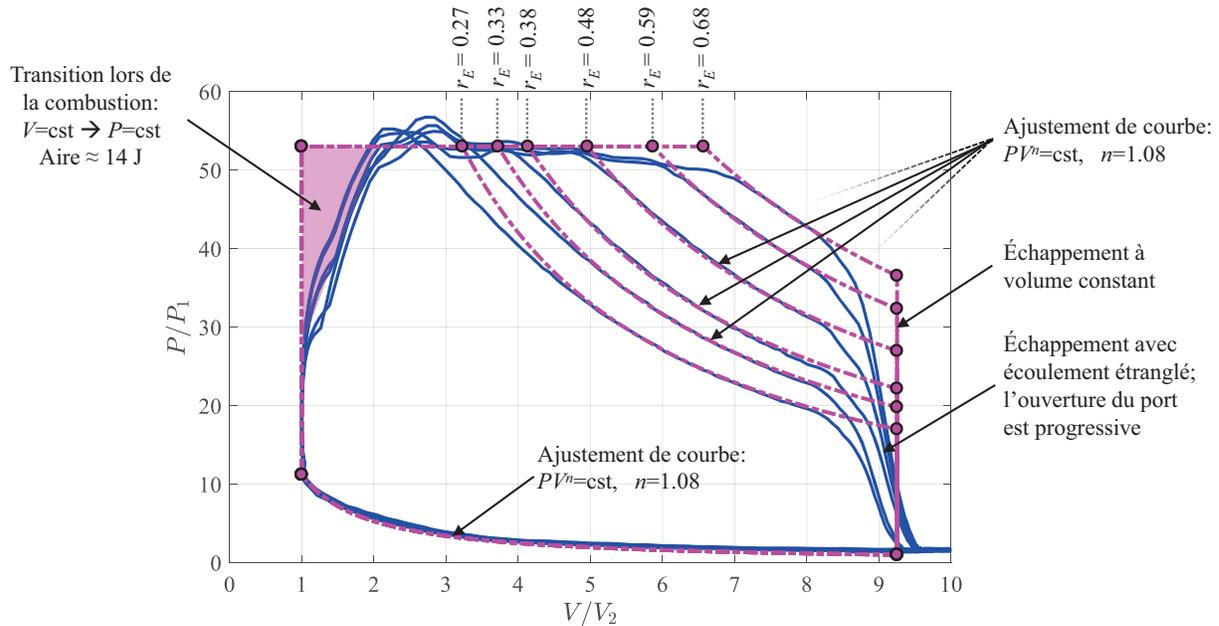


Figure 5.23 Comparaison du cycle DMC avec l'ajustement des courbes  $P$ - $V$  pour les tests #017 à #023

### Analyse les courbes $P$ - $V$ lors de la compression et de la détente

On remarque que les courbes expérimentales pression/volume lors de la compression et de la détente respectent des transformations polytropiques ( $PV^n = \text{constant}$ ). Les indices polytropiques ( $n$ ) obtenus pour la compression et la détente sont d'environ 1.08, alors que l'indice adiabatique ( $\gamma$ ) des produits de combustion de l'IPN est de 1.3. Un indice polytropique inférieur à l'indice adiabatique signifie qu'il y a de la dissipation thermique lors de la compression et qu'il y a de l'ajout de chaleur lors de la détente. La compression et la détente s'approchent d'un processus isotherme où l'indice polytropique serait alors égal à 1.

Lors de la compression, les gaz comprimés deviennent plus chauds, mais la chaleur est absorbée par le monoergol liquide froid qui est injecté dans la cylindrée. Lors de la compression, il y a environ 300 mg d'IPN injecté, ce qui représente plus de 20 fois la masse

des produits de combustion en recirculation (12.8 mg)<sup>1</sup>. Ceci expliquerait pourquoi lors de la compression, l'indice polytropique est inférieur à l'indice adiabatique.

Lors de la détente, l'indice polytropique est également inférieur à l'indice adiabatique. L'hypothèse pour expliquer ce phénomène est qu'il y a un apport de chaleur qui peut résulter de la combustion retardataire de monoergol encore imbrulé. Cette hypothèse est très rudimentaire et des études futures plus approfondies seraient nécessaires pour évaluer le taux de relâchement de chaleur instantané et la dissipation thermique.

### Analyse de la transition lors de la combustion

À la figure 5.23, on remarque que la transition entre la combustion à volume constant ( $V/V_2 = 1$ ) et la combustion à pression constante ( $P/P_1 = 53$ ) s'effectue progressivement avec des arrondis. Le modèle théorique du cycle DMC suppose une transition franche. Cette différence entre le modèle théorique et les courbes expérimentales est illustrée par le triangle ajouté au graphique. L'aire de ce triangle équivaut à un travail mécanique d'environ 14 J/cycle. La courbe expérimentale  $P-V$  du moteur résulte de la dynamique du piston libre qui n'est pas restreint au point mort haut. Lorsque la pression de combustion devient suffisamment élevée, l'équilibre de force provoque le retour du piston et le volume augmente. Ainsi, le piston commence sa course de retour, avant d'obtenir la pression maximum de combustion. Un moteur avec vilebrequin restreindrait la position du piston au point mort haut lors de la combustion à volume constant.

### Analyse de la transition lors de l'échappement

Lors de l'échappement ( $V/V_2 \approx 9$ ), les courbes expérimentales de pression ont des profils qui ne corrént pas parfaitement au modèle théorique (échappement à volume constant). Ceci s'explique par l'ouverture progressive du port d'échappement lors de la course du piston. De plus, la purge des gaz est majoritairement étranglée<sup>2</sup> au port d'échappement et le débit maximum varie durant l'ouverture du port.

Pour compenser l'ouverture progressive du port d'échappement, le ratio de volume du cycle théorique ( $\epsilon = V_{max}/V_{min}$ ) a été fixé à 9.25 pour correspondre avec les courbes expérimentales.

---

1. Pour ce calcul, on considère que les produits de combustion en recirculation ont une température de 800 K et une pression de 100 kPa.

2. Pour un écoulement isentropique d'un gaz parfait dont l'indice adiabatique ( $\gamma$ ) vaut 1.3, l'écoulement est étranglé lorsque le rapport de pression est supérieur à 1.83 [22]. Pour un échappement à l'atmosphère, on peut considérer l'écoulement étranglé lorsque la pression interne du moteur est de 186 kPa.

---

### Analyse des performances théoriques avec les expérimentations

Dans le cas où  $\epsilon = 9.25$  et  $\lambda = 53$ , le travail net maximum du cycle ( $W_{max}$ ) vaut  $46.4P_1V_6$  (voir équation 3.19). En laboratoire, le travail net maximum produit par le moteur (lors du test #021) a été de  $40P_1V_6$ , ce qui représente 85% du maximum théorique.

La figure 5.24 compare les résultats expérimentaux avec le modèle théorique pour le travail moteur en fonction de l'apport d'énergie. Pour les valeurs expérimentales, l'apport d'énergie ( $Q_{in}$ ) est basé sur la chaleur d'explosion moyennée (voir le tableau 5.3).

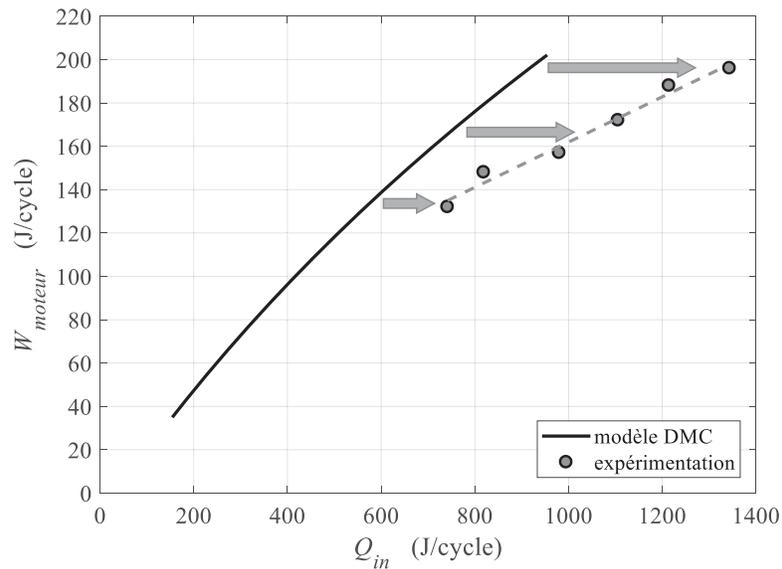


Figure 5.24 Comparaison des résultats expérimentaux avec le modèle théorique du cycle DMC pour le travail moteur en fonction de l'apport d'énergie

On remarque qu'on a besoin d'un plus grand apport d'énergie pour produire en laboratoire le même travail moteur, par rapport à ce qui avait été prédit par le modèle théorique. Cet écart augmente lorsque le travail moteur augmente.

La figure 5.25 présente les mêmes données que la figure précédente, mais cette fois-ci par rapport au rendement thermodynamique ( $\eta_{moteur} = W_{moteur}/Q_{in}$ ).

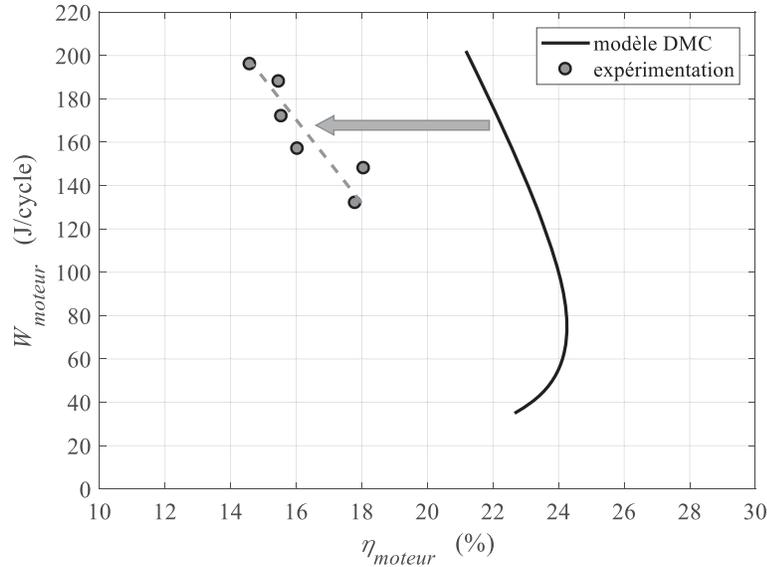


Figure 5.25 Comparaison des expérimentations avec le cycle DMC pour la travail moteur versus le rendement thermodynamique

Le rendement thermodynamique obtenu lors des tests est inférieur d'environ 6% à celui prédit par le modèle théorique. Cette différence est très probablement due aux pertes de chaleur que le modèle théorique ne considère pas. À la figure 5.25, on remarque également qu'il y a une baisse de rendement thermodynamique lorsque l'on augmente le travail moteur ( $W_{moteur} > 100$  J/cycle). Ce phénomène est observable autant pour le modèle théorique du cycle DMC que lors des expérimentations. Cette baisse de rendement thermodynamique est attribuable à l'augmentation des pertes d'enthalpies par l'échappement. Pour augmenter le travail mécanique du moteur, la combustion à pression constante est maintenue plus longtemps. Plus cette combustion à pression constante est longue, plus la pression interne du moteur lors du début de l'échappement est élevée (voir la figure 5.23). Ainsi, les gaz d'échappement ont une plus haute enthalpie, et le rendement thermodynamique du moteur est diminué.

### Analyse des performances projetées du moteur

Bien que les performances du moteur prototype soient légèrement différentes de celles prédites par le modèle théorique, les tendances générales du modèle concordent suffisamment. Pour améliorer le modèle théorique, il faudrait principalement valider les propriétés thermodynamiques ( $R$  et  $\gamma$ ) des produits de combustion obtenu avec le moteur prototype. Pour le moment, les propriétés thermodynamiques sont issues de simulations numériques d'équi-

libre chimique (voir la section 4.4). Ceci peut biaiser quelque peu le modèle théorique. On peut tout de même utiliser ce modèle pour prédire les tendances de performance.

La figure 5.26 présente les variations de performance d'un moteur fictif pour lequel on doublerait le ratio de compression volumétrique ( $\epsilon = 9.25 \rightarrow 18.5$ ) et le ratio total de pression ( $\lambda = 53 \rightarrow 106$ ). Pour cette analyse, on considère que la compression et l'expansion respectent encore des évolutions polytropiques avec un indice polytropique de  $n = 1.08$ . Cette analyse est effectuée en variant le ratio  $r_E$  de 0.05 à 1.0. On considère également que le cycle est de type Seiliger ( $r_C = 0$ ). Les équations de la section 3.2 ont été utilisées pour calculer le travail net du cycle ainsi que le rendement thermodynamique. Le script Matlab utilisé pour ces calculs est présenté à l'annexe D.

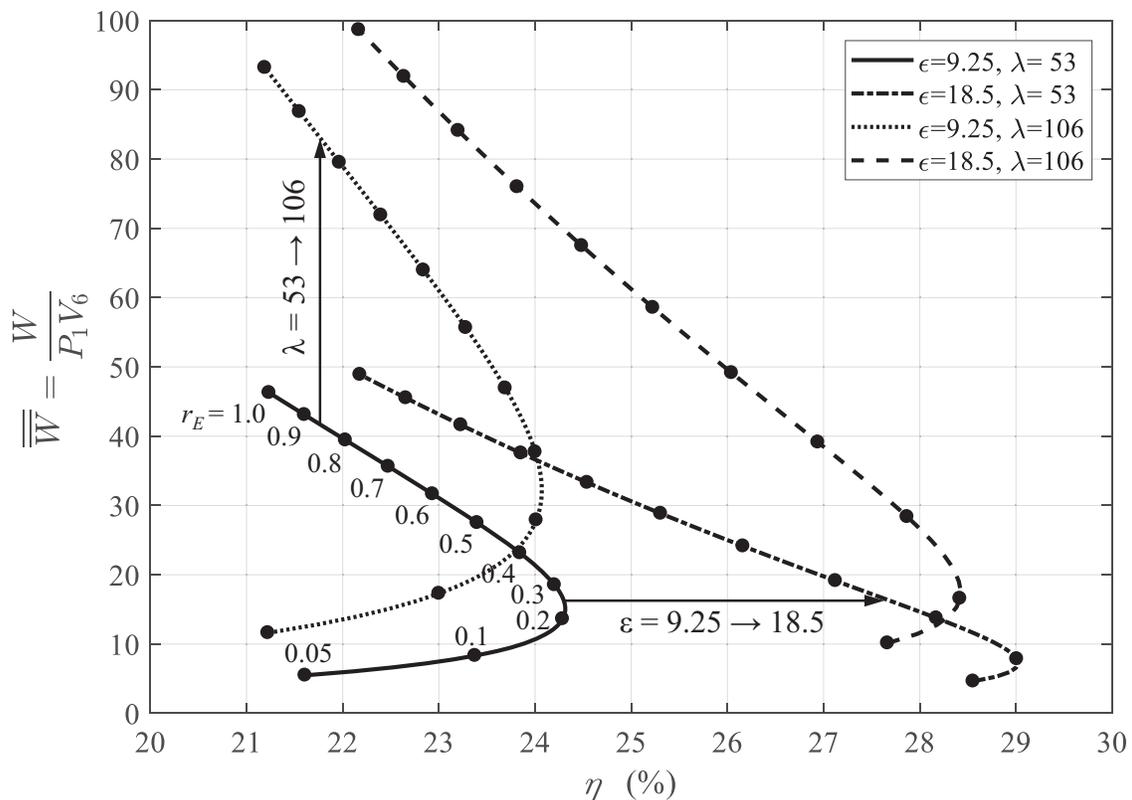


Figure 5.26 Performances du cycle DMC lorsque le ratio volumétrique double ( $\epsilon = 9.25 \rightarrow 18.5$ ) et que le rapport total de pression double ( $\lambda = 53 \rightarrow 106$ )

La courbe en trait continu ( $\epsilon = 9.25$  et  $\lambda = 53$ ) correspond au modèle théorique qui a déjà été présenté à la figure 5.25. Cette courbe est l'élément de référence pour l'analyse des variations de performances. Les marqueurs ronds représentent les localisations sur ces courbes où le ratio  $r_E$  est un multiple de 0.1 (excepté pour  $r_E = 0.05$ ).

Pour toutes les courbes obtenues, l'efficacité maximale se situe à faible ratio  $r_E$  (i.e. entre 0.1 et 0.25). Pour les courbes dont  $\epsilon = 9.25$ , le maximum d'efficacité ( $\approx 24$  %) se produit à un ratio  $r_E$  de 0.1. Pour les courbes dont  $\epsilon = 18.5$ , le maximum d'efficacité ( $\approx 28.5$  %) se produit à un ratio  $r_E$  de 0.25. On remarque que doubler le rapport volumétrique permet d'augmenter le rendement thermodynamique d'environ 1 à 5% en conservant sensiblement le même travail produit ; les courbes se décalent vers la droite. On remarque que doubler le rapport total de pression permet de doubler le travail produit, et ce, en conservant sensiblement le même rendement thermodynamique ; les courbes se décalent vers le haut. Pour augmenter la densité de puissance, il y a un gain significatif à augmenter la pression maximale du cycle.

Le modèle théorique du cycle DMC qui a été présenté nécessite encore quelques améliorations pour définir ses limites de fiabilités. Par exemple, il faudrait valider le modèle lorsque les paramètres  $\epsilon$  et  $\lambda$  varient. Ce modèle, une fois amélioré, pourra entre autres dimensionner un nouveau moteur pour une application spécifique et prédire ses performances. On pourra alors comparer la technologie d'un moteur à piston utilisant l'injection directe de monoergol avec les autres technologies existantes.

---

# CHAPITRE 6

## CONCLUSION

L'utilisation d'un monoergol dans un moteur à combustion interne permet un fonctionnement sans admission d'air, ce qui élimine plusieurs problèmes : apport d'air dans le moteur, mélange de l'air avec le carburant, difficultés d'admission du mélange par les soupapes. Ainsi, l'utilisation d'un monoergol réduit les temps requis pour l'admission et le mélange carburant-comburant. Il devient donc envisageable d'accroître la densité de puissance d'un moteur. Dans cette optique, ce projet de doctorat vise à déterminer si effectivement l'utilisation de l'injection directe de monoergol liquide permet d'augmenter la densité de puissance d'un moteur à combustion interne à piston.

Les travaux réalisés lors de ce projet ont entre autres permis de développer et de caractériser un moteur prototype utilisant l'injection directe de monoergol liquide. Cette conclusion présente un sommaire des travaux réalisés, des principaux résultats obtenus, ainsi que des contributions scientifiques découlant du projet. Finalement, une perspective des travaux futurs est élaborée à propos des améliorations possibles du projet et des notions scientifiques qui méritent d'être approfondis.

### 6.1 Sommaire des travaux réalisés

Lors de la première phase du projet, un banc de test de combustion à volume constant a été conçu et fabriqué. L'objectif était de valider les caractéristiques de combustion du nitrate isopropylique pour des combustions cyclées dans une chambre de combustion. Le volume de la chambre de combustion était de  $36 \text{ cm}^3$ . Un système d'injection directe provenant du secteur de l'automobile a été sélectionné (injection Bosch GDI HDEV 5.1) et caractérisé pour injecter le monoergol. Un système d'allumage par bougie incandescente (Bosch Duraterm 80010) a également été sélectionné et validé. Des essais en laboratoire ont permis de caractériser la combustion cyclée d'IPN, lorsque celui-ci est injecté dans ses produits de combustion. La caractérisation a été effectuée pour des fréquences de 1 à 3 Hz avec un paramètre de chargement de 10 à  $15 \text{ mg/cm}^3$ . Pour ces expérimentations, l'apport total d'IPN était injecté dans la chambre à combustion avant l'allumage, donc sans post-injection. Les pressions maximales de combustion ont été de 12 MPa. Les mesures expérimentales de pression ont été utilisées pour calculer l'efficacité de combustion via une approche d'équilibre chimique implantée avec le logiciel de simulation Cantera. En négligeant les transferts thermiques (approche de calcul conservatrice), les efficacités de

combustion calculées ont être supérieures à 75%. Pour ce calcul d'efficacité, on considère qu'une fraction de la quantité de monoergol injectée a subi une combustion complète, et le reste de la quantité de monoergol n'a subi aucune réaction chimique.

La première phase d'expérimentation a démontré la faisabilité d'utiliser l'IPN, comme monoergol liquide, pour cycler des combustions en mode anaérobie. Le système d'allumage par bougie incandescente s'est avéré suffisamment performant pour continuer à utiliser ce système pour le reste du projet. Le contrôle et le séquençage du système d'injection ont été validés. Des paramètres d'opération ont été sélectionnés pour un fonctionnement stable de 1 à 3 Hz.

Les connaissances découlant de la première phase d'expérimentations ont permis d'orienter le processus de conception pour un prototype de moteur avec piston. La deuxième phase du projet a consisté à développer, instrumenter et caractériser ce prototype. L'objectif principal était de caractériser un moteur thermique à piston utilisant l'injection directe de monoergol liquide. Le moteur prototype développé était équipé d'un seul piston avec une cylindrée d'environ 45 cm<sup>3</sup> et un alésage de 38 mm. Les systèmes d'injection et d'allumage étaient les mêmes que ceux utilisés pour la chambre de combustion. Le moteur prototype utilisait un piston libre et des actionneurs pneumatiques qui assuraient la phase de compression. La charge du moteur était constituée d'un frein hydraulique.

Les expérimentations du moteur prototype ont été réalisées à une fréquence d'opération de 2 Hz avec un paramètre de chargement de l'ordre de 10 mg/cm<sup>3</sup> (basés sur le volume de la cylindrée). L'apport en monoergol s'effectuait par multipulses d'injection. Quelques pulses d'injection étaient effectués lors de la compression pour obtenir une combustion à volume constant au point mort haut. Ensuite, quelques post-injections de monoergol permettaient de maintenir la combustion à pression constante lors de la course de puissance du piston. Un travail mécanique jusqu'à 200 J/cycle a été produit par le moteur prototype, ce qui correspond à une puissance de 400 W. Une pression moyenne effective indiquée (*IMEP*) de 4.4 MPa a été obtenue. Le rendement thermodynamique du moteur (basée sur la chaleur d'explosion) est d'environ 15%. La consommation spécifique du moteur est de 1 g d'IPN pour produire 400 J de travail mécanique. Cette consommation spécifique représente un rendement de conversion de 49% par rapport à l'énergie spécifique de l'IPN.

Les expérimentations ont démontré que l'injection directe d'un monoergol liquide permet d'accroître la puissance d'un moteur. En fait, l'utilisation de post-injection de monoergol permet de moduler le profil  $P$ - $V$  du cycle moteur et ainsi, augmenter la pression moyenne effective indiquée (*IMEP*). Ceci permet d'accroître la densité de puissance du moteur en conservant la même pression maximum du cycle.

---

Les performances expérimentales du moteur prototype ont ensuite été comparées à un modèle théorique qui simule le cycle thermodynamique. Les paramètres du modèle théorique ont été ajustés avec les données expérimentales. Le modèle permet entre autres d'approxi-mer le gain de densité de puissance du moteur associé à prolonger la durée de combustion à pression constante (i.e. variation du paramètre  $r_E$  du modèle). Il a été calculé que pro-longer la combustion à pression constante permet de doubler la puissance du moteur en diminuant le rendement thermodynamique d'environ 3%. Le modèle théorique a égale-ment été utilisé pour prédire les performances d'un moteur hypothétique pour lequel les rapports de pression et de volume du cycle seraient doublés. Il a été calculé que doubler le rapport volumétrique ( $\epsilon$ ) du cycle permet d'augmenter le rendement thermodynamique d'environ 1 à 5% en conservant sensiblement le même travail net adimensionnel ( $\overline{W}$ ) du cycle. Cependant, le fait de doubler le rapport total de pression ( $\lambda$ ) du cycle permet de doubler le travail net adimensionnel du cycle, et ce, en conservant sensiblement le même rendement thermodynamique. Pour augmenter la densité de puissance un moteur, il y a un gain significatif à prolonger la durée de combustion à pression constante et d'augmenter la pression maximale du cycle.

## 6.2 Contributions originales

Ce projet de recherche apporte plusieurs contributions significatives et originales à la com-munauté scientifique. L'ensemble des contributions technologiques et scientifiques présen-tées dans cette section démontre la pertinence de ce projet. Pour bien contextualiser les performances atteintes par le moteur prototype et justifier les contributions scientifiques, le tableau 6.1 présente une comparaison entre les différents moteurs à piston à monoergol liquide.

### 6.2.1 Contributions principales

Les essais réalisés constituent une démonstration technologique de la fonctionnalité d'un moteur à piston à injection directe de monoergol liquide avec décomposition thermique interne. Très peu de moteurs à piston ont été expérimentés en utilisant uniquement du monoergol liquide en mode anaérobie. Les connaissances sur cette technologie de moteur sont très peu documentées et les expérimentations réalisées avec le moteur prototype apportent une contribution originale. De plus, on peut noter que le moteur prototype se distingue des autres moteurs par ses caractéristiques singulières. Ces caractéristiques sont principalement ; l'utilisation de nitrate isopropylique comme monoergol, l'utilisation d'une décomposition *thermique interne* et un contrôle de puissance par l'injection directe et des post-injections.

---

Tableau 6.1 Comparaison des différents moteurs à piston à monoergol liquide

Projets	Ce présent projet de doctorat	<i>Portable Underwater Thermal Power System</i>	<i>Hydrazine Monopropellant Reciprocating Engine</i>	<i>Liquid Monopropellant Powered Actuator</i>	<i>Free Piston Hydraulic Pump (FPHP)</i>	<i>Torpedo Wash-Plate Piston Engine</i>
Développeur	U. de S. Createk	NURDC	NASA	Vanderbilt University	U. of C. Berkeley	US Navy
Années	2010s	1970s	1970s	2000s	2000s	1960-présent
Applications	non défini	aquatique, outil portatif	aéronautique; haute altitude	robotique mobile	robotique mobile	armement navale
Monoergol	<b>IPN</b>	Otto Fuel II	Hydrazine	H <sub>2</sub> O <sub>2</sub> (70%)	H <sub>2</sub> O <sub>2</sub> (90%)	Otto Fuel II
Type de décomposition	<b>thermique interne segmentée</b>	thermique interne segmentée	catalytique externe continue	catalytique interne segmentée	catalytique interne segmentée	thermique externe continue
Configuration	simple piston, cycle 2-temps	simple piston, cycle 2-temps	simple piston, cycle 2-temps	piston libre doubles actions	piston libre doubles actions	multiple pistons, plateau cyclique
Échappement	port latéral	port latéral	port latéral	valve solénoïde	port latéral	valve rotative
Alésage (mm)	38	25	63	27	47	N/D
Course (mm)	45	35	42	100	100	N/D
Cylindrée (cm <sup>3</sup> )	50	16	131	57	170	N/D
Puissance (W)	400	300	11200	340	50	N/D
Fréquence (Hz)	2.0	70	100	0.25 - 3.0	≈0.15	N/D
<i>MEP</i> (bar)	<b><i>IMEP</i> ≈ 44</b>	<i>BMEP</i> ≈ 2.8	<i>BMEP</i> ≈ 8.5	<i>BMEP</i> ≈ 10	<i>BMEP</i> ≈ 10	N/D

### Utilisation de nitrate isopropylique comme monoergol

Pour les expérimentations, du nitrate isopropylique (IPN) a été utilisé, ce qui constitue une première pour ce monoergol dans les moteurs à piston en mode anaérobie. Tous les auteurs moteurs à monoergol liquide (tableau 6.1) ont utilisé soit du peroxyde d'hydrogène (H<sub>2</sub>O<sub>2</sub>), de l'hydrazine, ou la formulation Otto Fuel II. L'IPN est un monoergol faiblement toxique et fait partie des *High Performance Green Propellants*. De plus, l'IPN permet une décomposition thermique contrairement au peroxyde d'hydrogène qui nécessite une réaction catalytique.

### Utilisation d'une décomposition thermique interne

Le fonctionnement du moteur prototype est particulier, car il utilise l'injection directe et une décomposition *thermique interne*. Ces caractéristiques sont très peu communes pour les moteurs à piston utilisant un monoergol. La majorité des moteurs du tableau 6.1 utilisent une décomposition *catalytique* du monoergol. Ceci découle entre autres du type de monoergol utilisé (hydrazine et peroxyde d'hydrogène). Les moteurs à piston des torpilles utilisent une décomposition thermique, mais elle est *externe* à la cylindrée. Il faut alors un système complexe de valve pour acheminer les produits de combustion dans la cylindrée. Seulement le moteur développé par le NURDC a utilisé une décomposition *thermique interne* du monoergol. Cependant, la démonstration expérimentale de ce moteur a rencontré plusieurs problématiques du contrôle de l'injection directe du monoergol. Cette

problématique a grandement limité les performances du moteur et a engendré des résultats peu concluants. La démonstration du fonctionnement du moteur prototype de ce projet de doctorat avec une décomposition *thermique interne* du monoergol constitue ainsi une contribution originale.

### **Contrôle de puissance par l'injection directe de monoergol et les post-injections**

Le bon fonctionnement de la décomposition thermique interne du moteur résulte d'un bon contrôle d'injection directe par multi-injections. L'injection directe permet un contrôle précis de l'apport de monoergol. La quantité de monoergol injectée durant la phase de compression est utilisée pour une combustion à volume constant au point mort haut. Ensuite, un contrôle par post-injections permet de maintenir une combustion à pression constante durant la course de puissance (*power stroke*) du piston. L'utilisation de ces post-injections permet de varier le profil  $P-V$  du moteur, ce qui module l'amplitude et le profil de pression du moteur. Ainsi, on peut conditionner le profil de sortie de puissance du moteur (e.g. force, couple, vitesse, puissance) pour une application spécifique. Un meilleur accouplement entre un moteur et sa charge permet de simplifier les systèmes de transmission de puissance. Par exemple, dans le cas d'une boîte de vitesses, moins de ratios de réduction seraient requis pour adapter le couple de sortie.

Dans le cas de ce projet de doctorat, l'utilisation des post-injections a permis de moduler de puissance du moteur à un même régime d'opération. Ce projet a démontré qu'il est possible d'utiliser l'injection directe de monoergol liquide pour modifier le profil du cycle thermodynamique d'un moteur. Ainsi, en conservant le même ratio volumétrique et la même pression maximale, on peut modifier le profil du cycle  $P-V$  d'un moteur et ajuster sa puissance simplement en adaptant la séquence d'injection. Une approche de contrôle par multi-injections a été expérimentée et s'est avérée pleinement fonctionnelle. Le moteur prototype développé a notamment atteint de très bonnes performances en termes de pression moyenne effective indiquée (*IMEP*). Le moteur prototype développé a atteint un *IMEP* supérieur à 44 bar, et ce, avec très peu d'optimisation. Tous les moteurs du tableau 6.1 ont atteint une pression moyenne effective au frein (*BMEP*) inférieure ou égale à 10 bar<sup>1</sup>. À titre indicatif, les meilleurs moteurs automobiles à aspiration naturelle atteignent une pression moyenne effective au frein de l'ordre de 10 à 15 bar. En utilisant des systèmes de suralimentation (ex : turbocompresseur, surcompresseur), les moteurs automobiles peuvent atteindre des *BMEP* de l'ordre de 30 bar.

---

1. Le *BMEP* représente généralement plus de 90% de l'*IMEP*. La différence entre le *BMEP* et l'*IMEP* sont les pertes en friction du moteur, qui sont habituellement inférieures à 10% de l'*IMEP* [22].

---

L'atteinte d'une très haute pression moyenne effective indiquée par le moteur prototype démontre l'intérêt de l'injection directe d'un monoergol liquide pour les moteurs à combustion interne afin d'augmenter la densité de puissance. L'injection directe de monoergol est également applicable pour des moteurs à piston traditionnels. Dans ce cas, il suffit d'incorporer un système d'injection directe de monoergol au moteur existant. L'injection directe pourrait alors être utilisée à souhait pour augmenter momentanément la densité de puissance.

### 6.2.2 Contributions secondaires

Parmi les autres contributions découlant du projet, on peut mentionner la validation des composantes du moteur prototype, l'utilisation d'un modèle théorique pour la prédiction des performances et le développement d'une méthode de calcul de l'efficacité de combustion.

#### Validation des composantes du moteur prototype

Le développement du moteur prototype a nécessité plusieurs modifications avant d'atteindre un fonctionnement stable. Un système d'injection directe ainsi qu'un système d'allumage par bougies incandescentes ont été expérimentés et validés. Ces systèmes ont démontré des performances limitées, mais suffisantes pour un fonctionnement stable du moteur. Ces systèmes pourraient être réutilisés dans d'autres projets utilisant la combustion cyclée d'IPN en mode anaérobie. Les connaissances techniques issues de ce projet réduisent les incertitudes technologiques et permettent d'accélérer le développement de nouveaux moteurs utilisant l'IPN comme monoergol. Les expérimentations ont permis de définir plusieurs paramètres fonctionnels pour une opération stable du moteur. Ces paramètres servent d'assise pour la poursuite du développement d'un moteur à monoergol plus performant. De plus, maintenant que le banc de test moteur est rendu pleinement fonctionnel, celui-ci peut faciliter la poursuite des recherches scientifiques et le développement de cette technologie. D'autres aspects de recherche pourront être explorés en utilisant ce banc de tests.

#### Modèle théorique pour la prédiction des performances

Le modèle théorique du cycle DMC qui a été corrélé aux expérimentations permet de prédire les performances approximatives d'un moteur prototype avec différents paramètres. Ainsi, il est possible de calculer l'effet du ratio de pression ( $\lambda = P_{max}/P_{min}$ ) et du ratio de volume du cycle ( $\epsilon = V_{max}/V_{min}$ ) sur le rendement thermodynamique et le travail mécanique du cycle. Plus particulièrement, le modèle théorique permet d'évaluer la variation des performances du moteur en fonction de la durée de la combustion à pression

---

constante. Ceci permet d'anticiper l'effet des post-injections sur la performance du moteur ; soit évaluer le gain de densité de puissance du moteur au détriment du rendement thermodynamique. Ce modèle théorique est un outil simple et puissant qui pourra être utilisé entre autres pour analyser, dimensionner et optimiser les paramètres d'un moteur en vue d'une application ciblée. De plus, ce modèle permettra d'accélérer le développement et l'analyse de nouveaux moteurs. Quelques validations et améliorations du modèle théorique sont toutefois encore requises afin d'accroître sa plage d'utilisation et d'avoir une meilleure anticipation des performances du moteur. Les améliorations souhaitées sont entre autres d'incorporer : le taux de combustion instantané, les transferts thermiques, les fuites et la friction. Tous ces effets sont directement reliés à la dynamique du moteur (variable de temps) et son dimensionnement (variable de longueur). Les effets dimensionnels et temporels ne sont actuellement pas incorporés au modèle.

#### **Méthode de calcul de l'efficacité de combustion**

Lors de l'analyse des résultats des tests de combustion avec la chambre de combustion (section 4.6.1), une méthodologie a été proposée pour calculer l'efficacité des combustions cyclées d'un monoergol lorsque celui-ci est injecté dans ses propres produits de combustion. Cette méthodologie utilise un modèle théorique d'équilibre chimique avec des mesures expérimentales de pression. Ce modèle fournit une approximation de l'efficacité de combustion et permet de calculer les propriétés théoriques des produits de combustion. Le modèle développé a permis la caractérisation (i.e. prédictions numériques) des produits de combustion et de leurs propriétés pour la combustion de l'IPN à de nouvelles conditions (e.g. combustions cyclées en mode anaérobie avec recirculation des produits de combustion). Ce modèle théorique permet également de minimiser l'instrumentation requise pour l'analyse de la combustion d'un moteur à monoergol. La méthodologie employée a été très utile pour l'analyse des résultats expérimentaux lors de ce projet. Cette même méthodologie pourra être utilisée pour déterminer les caractéristiques de combustion cyclées avec différents types de monoergols plus performants.

### **6.3 Perspectives de travaux et recherches futures**

Bien que les objectifs de recherche ont été atteints, la technologie développée lors de ce projet requiert encore du perfectionnement. D'abord, les améliorations possibles concernant le moteur prototype et le banc de test seront présentées. Ensuite, on poursuivra avec les notions scientifiques qui méritent d'être approfondies. Finalement, des exemples de perspective d'application de la technologie seront proposés.

---

### 6.3.1 Amélioration des performances du moteur prototype

Afin d'augmenter les performances du moteur prototype, plusieurs approches sont possibles. Celles jugées les plus pertinentes et appropriées sont les suivantes :

- augmenter la fréquence d'opération du moteur ;
- augmenter le ratio de compression du moteur ;
- augmenter la pression maximale permissible par le moteur ;
- utiliser un injecteur plus performant ;
- utiliser un monoergol plus performant.

Ces idées d'améliorations sont explicitées individuellement ci-dessous.

#### Augmenter la fréquence d'opération du moteur

Dans le cadre de ce projet, la fréquence d'opération du moteur prototype a été limitée à 2 Hz. Cette fréquence était limitée par plusieurs systèmes dont : les actionneurs pneumatiques du banc de test, le délai d'allumage du monoergol et le débit maximum d'injection. Bien que le moteur prototype génère une forte pression moyenne effective, la puissance du moteur ( $\dot{W}_{moteur}$ ) est également fonction de la cylindrée du moteur ( $V_d$ ) et de la fréquence d'opération ( $N$ ).

$$\dot{W}_{moteur} = BMEP \cdot V_d \cdot N \quad (6.1)$$

Pour que le moteur produise une haute densité de puissance, il faut augmenter la fréquence d'opération. Pour augmenter cette fréquence, des modifications au moteur prototype s'imposent. Par exemple, on pourrait utiliser une architecture de moteur avec arbre rotatif et vilebrequin, utiliser l'auto-ignition par compression pour réduire les délais d'allumage ou remplacer l'IPN par un autre type de monoergol qui serait plus réactif et plus puissant. Finalement, il serait requis d'utiliser un système d'injection qui produirait un plus grand débit massique. Avec ces modifications, on peut espérer d'augmenter la fréquence d'opération à plus de 20 Hz.

#### Augmenter le ratio de compression du moteur

Plusieurs contraintes ont influencé la conception de la culasse du moteur ; système d'allumage, capteurs, valves manuelles, simplicité pour le prototypage, etc. Les compromis effectués lors de la conception de la culasse ont engendré un grand volume mort en fin de course ( $\approx 5.5 \text{ cm}^3$ ). Ce volume mort limite le ratio de compression du moteur. En augmentant le ratio de compression, on peut légèrement augmenter l'efficacité thermodynamique du moteur. Le réel avantage d'augmenter le ratio de compression est de pouvoir utiliser l'auto-ignition par compression. Ceci réduirait les délais d'allumage et augmenterait possi-

blement l'efficacité de combustion. Un ratio de compression de 20:1 est envisageable pour un prochain moteur prototype. Augmenter le ratio de compression du moteur permettrait également de valider les prédictions de performance du modèle théorique du cycle DMC.

#### **Augmenter la pression maximale permmissible par le moteur**

Les composantes mécaniques utilisées pour le moteur et le banc de test limitent la pression maximale du moteur à environ 6 MPa. Afin d'améliorer les performances du moteur, il est souhaitable d'augmenter la pression maximale que peut supporter le moteur. Une pression permmissible plus élevée est requise à la fois pour permettre l'auto-ignition du monoergol par compression et pour augmenter la pression moyenne effective du moteur. Une pression permmissible de l'ordre de 12 MPa est envisageable pour un prochain moteur prototype. On pourrait alors espérer augmenter la pression moyenne effective à plus de 80 bar. Augmenter la pression admissible du moteur permettrait également de valider les prédictions de performance du modèle théorique du cycle thermodynamique.

#### **Utiliser un injecteur plus performant**

Le système d'injection utilisé lors des expérimentations était issu d'un moteur automobile GDI (*Gasoline Direct Injection*). Les injecteurs des moteurs GDI sont conçus pour être utilisés avec des pressions beaucoup plus basses que celles utilisées pour les injecteurs de moteurs diesel. Pour les moteurs GDI, la pression maximale d'injection est d'environ 150 bar, alors que pour les moteurs diesel, la pression maximale d'injection est supérieure à 2000 bar. L'utilisation d'un injecteur de moteur GDI a facilité et accéléré le développement du prototype en évitant d'incorporer des systèmes complexes (ex. : pompe à carburant à très haute pression et circuit de retour de carburant). Cependant, les injecteurs de moteur diesel sont nettement plus performants (pression d'injection supérieure, meilleure atomisation, plus grand débit massique). Un prochain prototype avec un injecteur de moteur diesel permettrait d'augmenter la pression maximum du moteur, tout en permettant des post-injections à haute pression. Le débit massique de l'injecteur serait également augmenté. L'utilisation d'un injecteur de moteur diesel nécessiterait une pompe à carburant à très haute pression, et un circuit de retour de carburant. Ces modifications complexifieraient le moteur prototype. Les expérimentations seraient aussi plus dangereuses à cause de l'utilisation d'un monoergol liquide à haute pression.

#### **Utiliser un monoergol plus performant**

Les essais ont uniquement été réalisés avec du nitrate isopropylique comme monoergol liquide. Ce monoergol est facilement disponible et relativement performant. Cependant, ce monoergol a un déficit en oxygène, ce qui produit une combustion incomplète. Pour

---

améliorer les performances du moteur, il est suggéré d'utiliser un autre monoergol qui serait plus performant. Des monoergols ioniques à base de HAN et d'ADN ou encore des monoergols à base de protoxyde d'azote pourraient être utilisés.

Peu importe le monoergol sélectionné pour un prototype futur, des travaux de recherche sur les caractéristiques de la combustion du monoergol choisi seront requis. Ces travaux doivent entre autres caractériser les produits de combustion, la chaleur d'explosion et l'énergie spécifique du monoergol pour des combustions cyclées. Ces travaux de développement technologique doivent être effectués avec la configuration système du moteur prototype pour assurer une meilleure applicabilité des résultats.

### 6.3.2 Amélioration du banc de test

Lors des expérimentations, le banc de test développé s'est avéré essentiel pour la caractérisation du moteur prototype. Cependant, certaines limitations du banc de test ont restreint la caractérisation des performances du moteur. Voici une liste des caractéristiques à améliorer pour les prochaines séries d'expérimentations ;

- utiliser un arbre rotatif avec vilebrequin ;
- mesurer la puissance au frein ;
- caractériser les produits de combustion.

#### Banc de test avec arbre rotatif et vilebrequin

Le moteur prototype développé était à piston libre. Un actionneur linéaire était utilisé pour le retour du piston lors de la compression. Le choix de cette architecture a simplifié le développement du banc de test, mais a grandement complexifié l'ajustement des paramètres moteurs pour un fonctionnement stable. La dynamique d'un piston libre complexifie l'ajustement simultané de la séquence d'injection avec les commandes d'actionnement et la charge moteur. De plus, l'utilisation d'actionneurs pneumatiques a limité la plage de fréquence d'opération possible. Il serait souhaitable de développer un banc de test avec vilebrequin et frein moteur rotatif. Cette architecture est très répandue et il est simple de l'implémenter avec des systèmes commerciaux existants. Ceci permettrait d'augmenter significativement la fréquence d'opération du moteur.

#### Mesure de la puissance au frein

Les moteurs à combustion interne sont généralement caractérisés avec un dynamomètre qui mesure la puissance directement au frein. On calcule alors la pression moyenne effective au frein, qui incorpore les pertes par friction (*FMEP*) du moteur.

$$BMEP = IMEP - FMEP \quad (6.2)$$

On compare généralement la performance des moteurs avec leurs valeurs de *BMEP*. Pour les expérimentations réalisées, le calcul de la pression moyenne effective était effectué à partir de la pression interne du moteur. Cette méthode ne fournit aucune information sur les pertes de performances reliées à la friction du moteur. Pour obtenir le *BMEP* avec un banc de test à piston libre, il faudrait incorporer un capteur de force entre le moteur et le dynamomètre.

### **Caractérisation des produits de combustion**

Pour le projet, des simulations de combustion par équilibre chimique ont été utilisées pour approximer les caractéristiques des produits de combustion. Cette approche a permis de réduire le cout de développement et d'accélérer le prototypage de banc de test. Cependant, cette approche engendre plusieurs incertitudes et limite la compréhension de la combustion dans le moteur.

Les monoergols liquides sont souvent expérimentés en laboratoires dans un environnement très contrôlé afin de caractériser un paramètre spécifique, et ce, en évitant les interactions multiphysiques. On caractérise alors par exemple, les produits de combustions, la chaleur d'explosion, l'énergie spécifique, le taux de réaction ou l'énergie d'allumage. Ces caractérisations sont généralement effectuées pour des configurations telles qu'une chambre de combustion à volume constant ou un réacteur à écoulement continue. Cependant, dans un moteur à combustion interne à piston, il y a beaucoup d'interactions multiphysiques qui complexifient la mise en application des notions scientifiques vers des applications technologiques. Il est donc approprié d'adapter le banc de test pour caractériser la combustion du monoergol spécifiquement pour un moteur à piston.

Pour une caractérisation adéquate des produits de combustion, il faudrait premièrement incorporer un thermocouple pour mesurer la température des gaz d'échappement. Ensuite, il faudrait échantillonner les gaz d'échappement, puis effectuer des analyses de spectroscopie. On connaîtrait ainsi la composition des produits de combustion. À partir des analyses de spectroscopie et des mesures de température, on peut déterminer l'ensemble des autres propriétés thermodynamiques des gaz d'échappement. On peut alors déterminer la chaleur d'explosion et l'énergie spécifique qui sont associées à la combustion du monoergol dans le moteur prototype. Une meilleure caractérisation des produits de combustion permettrait également de déterminer avec précision l'efficacité de combustion du monoergol ainsi que le rendement thermodynamique du moteur. Ceci permettrait également de mieux comparer les performances de différents monoergols lorsqu'ils sont utilisés avec un moteur à piston.

---

### 6.3.3 Perspective de projets de recherches scientifiques

Cette section présente deux nouvelles perspectives de projet de recherche. Le premier projet consiste à démontrer le potentiel de modulation de la puissance d'un moteur en utilisant l'injection directe de monoergol. Le deuxième projet propose une démonstration technologique d'un nouveau moteur prototype pour une application spécifique.

#### Démonstration de la réponse dynamique en modulation de puissance

Le potentiel d'utiliser l'injection directe de monoergol pour augmenter la densité de puissance d'un moteur à piston a été démontré dans le présent projet de doctorat. Les essais ont été effectués avec une fréquence d'opération constante et avec une charge moteur fixe. Le contrôle de l'*IMEP* du moteur s'effectuait directement en variant l'apport de monoergol ajouté en post-injections. Cette méthode de contrôle permet de moduler très rapidement la puissance d'un moteur en changeant la commande d'injection à chaque cycle. Pour un moteur à piston traditionnel, il y a un délai pour varier la puissance qui est directement relié au temps requis pour l'apport supplémentaire d'air au moteur. Puisque le moteur prototype ne nécessite aucun apport d'air, la variation de puissance jusqu'à une pleine charge peut être aussi rapide qu'un seul cycle. La démonstration technologique de la modulation de puissance n'a pas été expérimentée lors de ce projet, elle reste donc à être effectuée lors des travaux futurs. Il serait préférable que cette démonstration de modulation de puissance soit réalisée directement pour une application spécifique.

#### Développement d'un moteur prototype pour une application spécifique

Le présent projet a démontré la fonctionnalité d'un moteur à piston utilisant l'injection de monoergol liquide en mode anaérobie. Cette démonstration technologique a été effectuée sans cibler une application spécifique autre que l'aspect scientifique. Pour une prochaine démonstration technologique ayant plus d'impact, il serait approprié d'adapter le prototype pour une application spécifique. Ainsi, on pourrait mieux comparer les performances d'un tel concept de moteur prototype avec les solutions existantes.

Un projet de démonstration technologique pourrait par exemple consister à modifier un moteur automobile existant pour accroître sa densité de puissance. On pourrait incorporer au moteur un système d'injection directe de monoergol liquide. Un moteur automobile à gazoline dont l'injection actuelle de carburant s'effectue par les tubulures d'admission pourrait être utilisé. Sur ce prototype, on adapterait la culasse pour y incorporer un injecteur diesel et effectuer des post-injections de monoergol liquide. Un tel système pourrait augmenter la densité de puissance du moteur et réduire les délais de modulation de puissance. Le système d'injection directe pourrait être utilisé momentanément lorsque requis

---

pour effectuer des accélérations à haute puissance. Selon l'application spécifique ciblée, des analyses thermiques et structurelles seraient possiblement nécessaires pour valider l'intégrité du moteur pour des durées d'utilisation soutenues (quelques minutes) de l'injection directe de monoergol.

---



# ANNEXE A

## Résultats pour la chambre de combustion

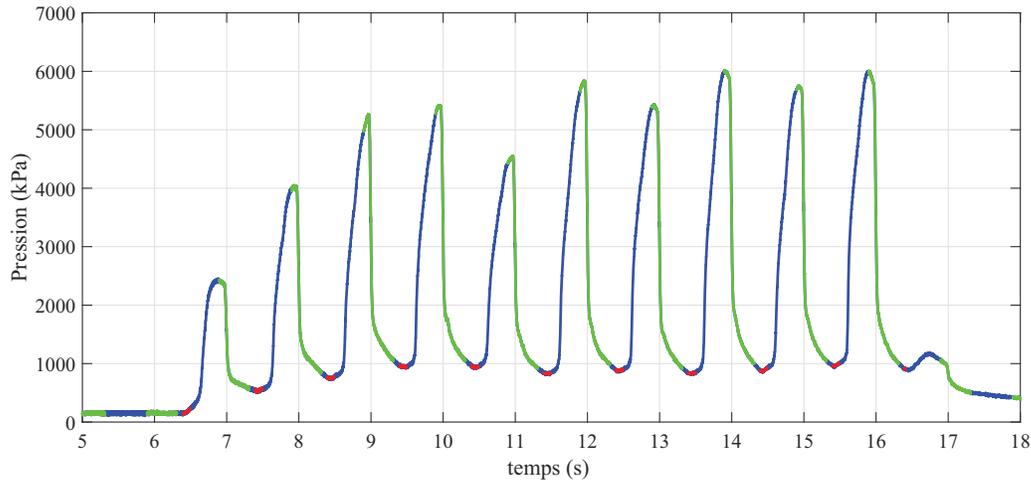
Cette annexe présente les résultats des tests de combustion. Pour chaque test, les graphiques de pression ont été tracés en fonction du temps et de la position angulaire. Le tableau A.1 (duplicata de l'information du tableau 4.5 de la page 73) résume les paramètres des différents tests et les principaux résultats obtenus.

Tableau A.1 Paramètres et résultats des tests de combustion

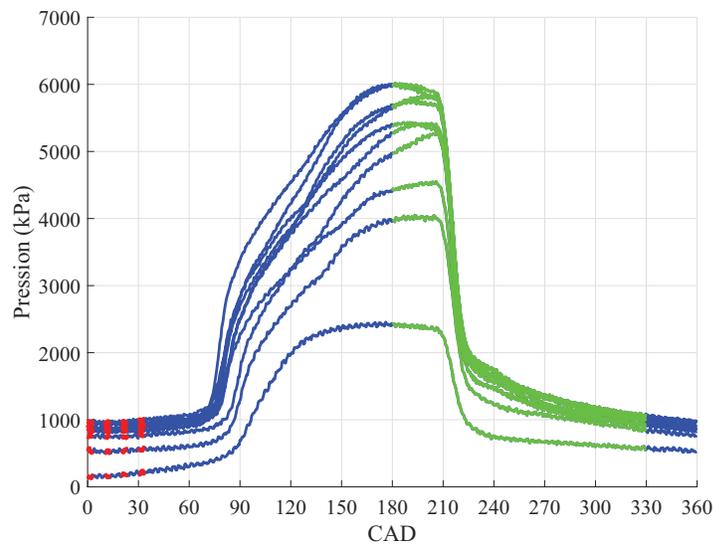
# test	freq (Hz)	type inj.	durée inj. (ms)	Chargement (mg/cm <sup>3</sup> )	$P_{\text{injection}}$ (MPa)	$P_{\text{combustion}}$ (MPa)	$\eta_{\text{combustion}}$
STF005_...	1	4x10 ms	40	12.4	0.9	5.8	60%
STF006_...	1	5x10 ms	50	14.8	1.6	9.6	77%
STF007_...	1	3x10 ms	30	9.3	1.0	5.0	62%
STF008_...	1	4x10 ms	40	11.8	1.6	8.6	82%
STF009_...	1	5x10 ms	50	14.4	2.0	11.8	91%
STF020_...	2	1x40 ms	40	11.3	2.6	9.2	77%
STF021_...	2	1x50 ms	50	13.4	3.1	11.2	80%
STF022_...	2	1x45 ms	45	11.4	3.7	11.0	82%
STF023_...	3	1x40 ms	40	9.5	4.4	10.7	82%
STF025_...	2	1x50 ms	50	13.3	3.1	12.0	88%

Pour tous ces tests, l'acquisition de données s'est effectuée avec une fréquence d'échantillonnage de 1000 Hz pour obtenir une résolution temporelle de 1 ms. Les données expérimentales sont ensuite lissées avec un filtre médian d'ordre 3 à 5.

## Test STF005



Courbe de pression du test STF005 en fonction du temps

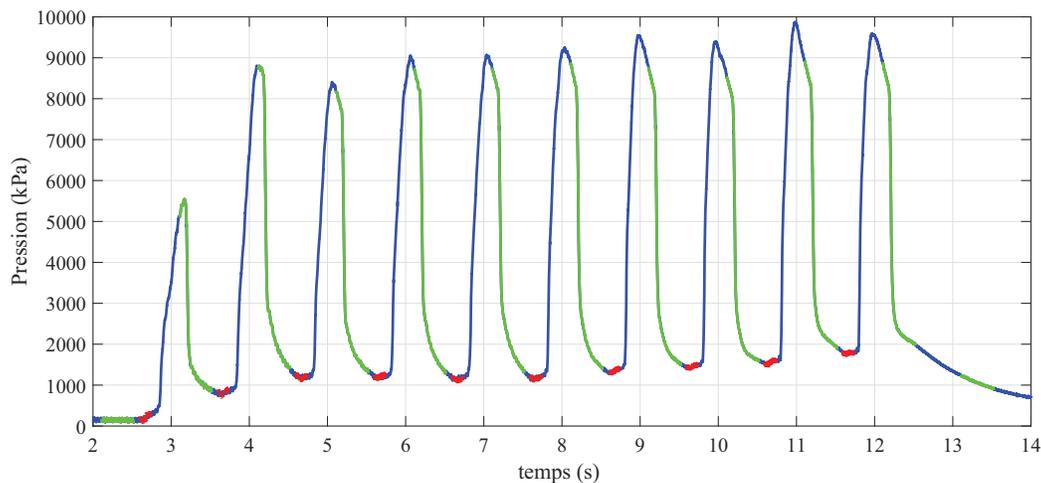


Courbe de pression du test STF005 en fonction du CAD

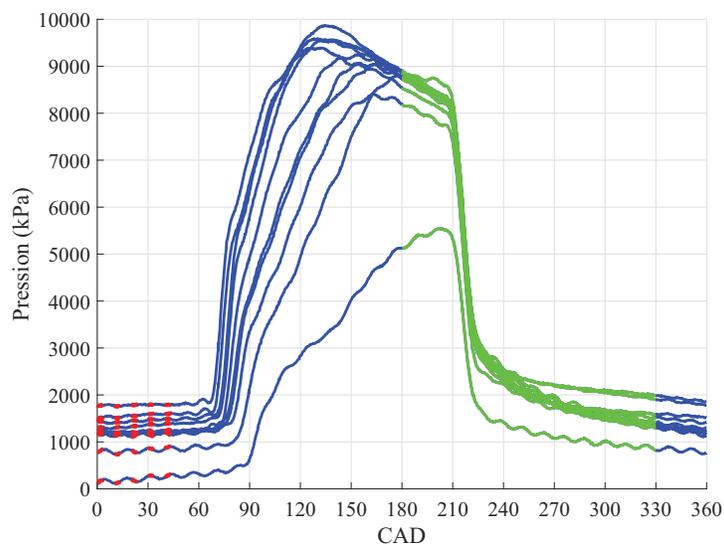
Notes pour ce test :

- fréquence d'opération de 1.0 Hz
- commande d'injection de  $4 \times 10$  ms, pour un paramètre de chargement de  $12.4 \text{ mg/cm}^3$  ;
- pression lors de l'injection de 0.9 MPa et une pression de combustion de 5.8 MPa ;
- commande d'échappement de  $180^\circ$  à  $330^\circ$ , pour une durée de 417 ms ;
- efficacité de combustion de 60% (combustion limite complète).

## Test STF006



Courbe de pression du test STF006 en fonction du temps

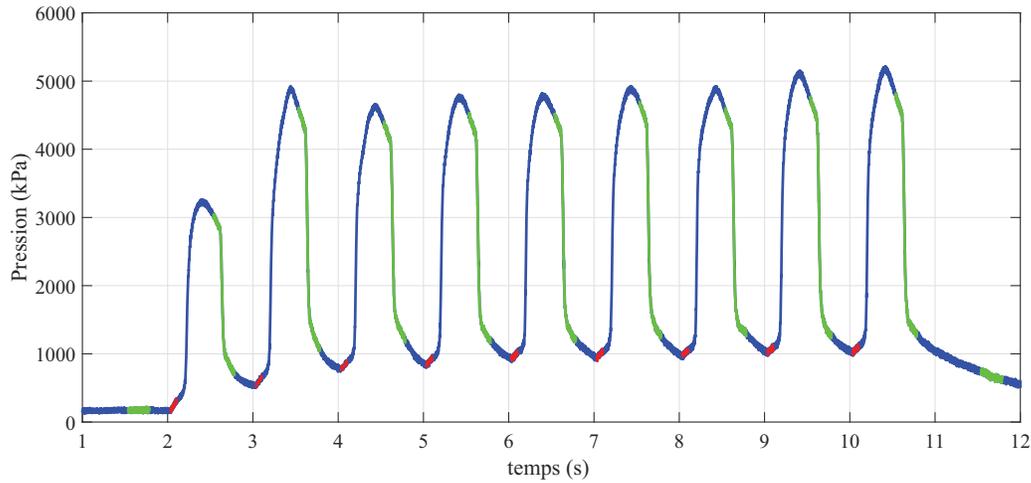


Courbe de pression du test STF006 en fonction du CAD

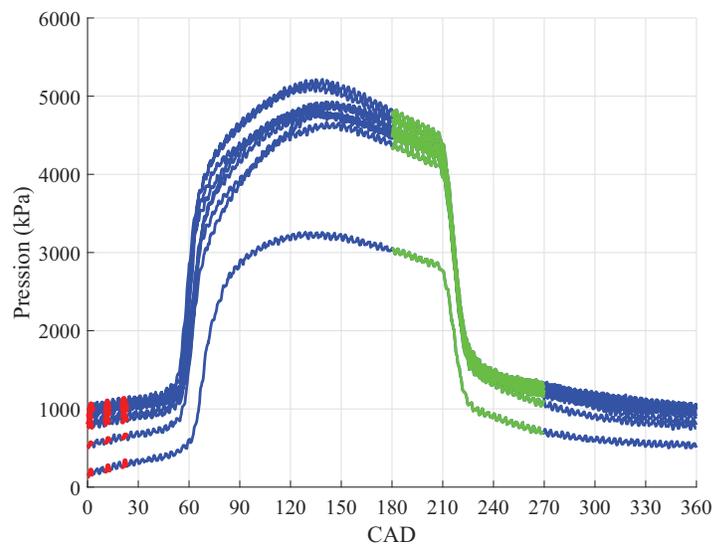
Notes pour ce test :

- fréquence d'opération de 1.0 Hz
- commande d'injection de  $5 \times 10$  ms, pour un paramètre de chargement de  $14.8 \text{ mg/cm}^3$  ;
- pression lors de l'injection de 1.6 MPa et une pression de combustion de 9.6 MPa ;
- commande d'échappement de  $180^\circ$  à  $330^\circ$ , pour une durée de 417 ms ;
- efficacité de combustion de 77% (combustion complète).

## Test STF007



Courbe de pression du test STF007 en fonction du temps

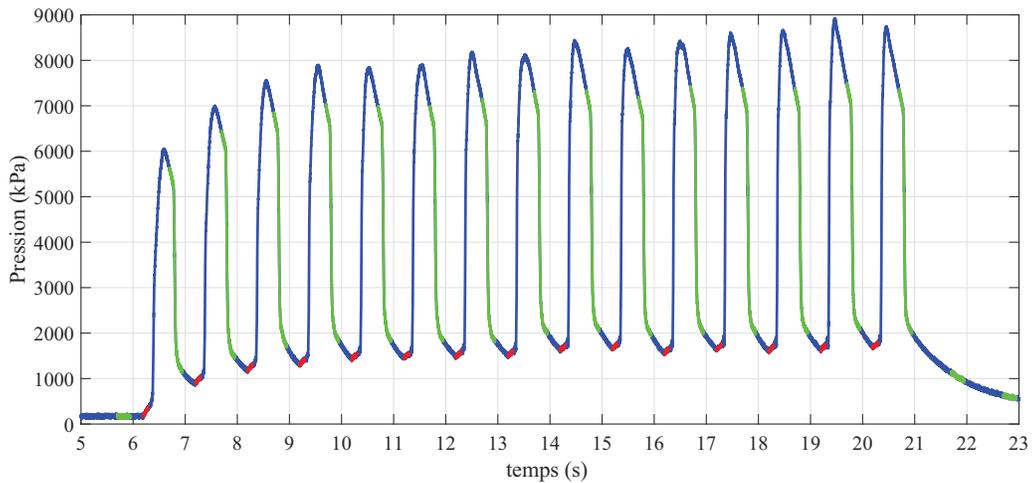


Courbe de pression du test STF007 en fonction du CAD

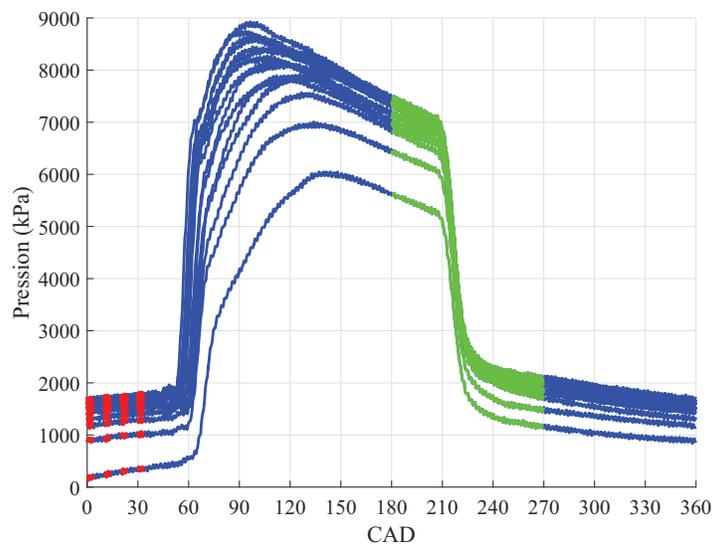
Notes pour ce test :

- fréquence d'opération de 1.0 Hz
- commande d'injection de  $3 \times 10$  ms, pour un paramètre de chargement de  $9.3 \text{ mg/cm}^3$  ;
- pression lors de l'injection de 1.0 MPa et une pression de combustion de 5.0 MPa ;
- commande d'échappement de  $180^\circ$  à  $270^\circ$ , pour une durée de 250 ms ;
- efficacité de combustion de 62% (combustion complète).

## Test STF008



Courbe de pression du test STF008 en fonction du temps

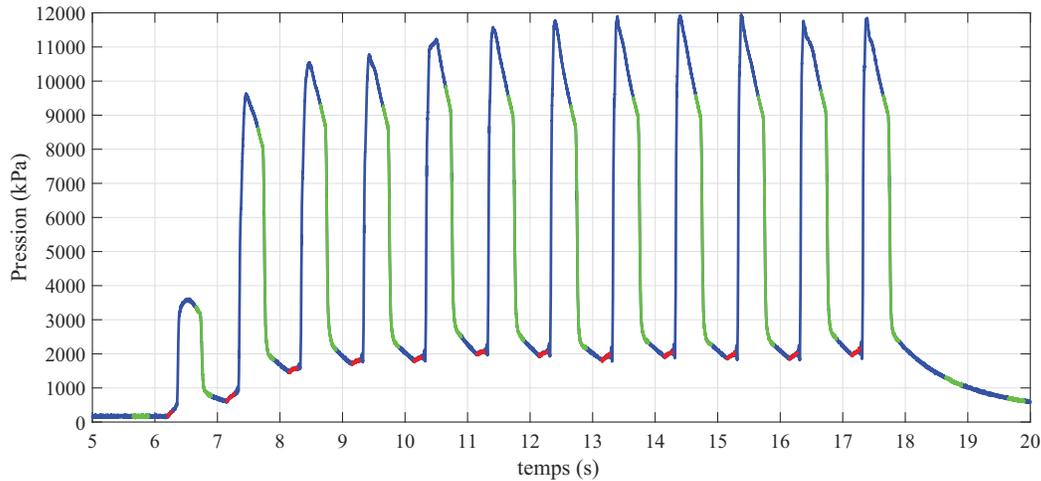


Courbe de pression du test STF008 en fonction du CAD

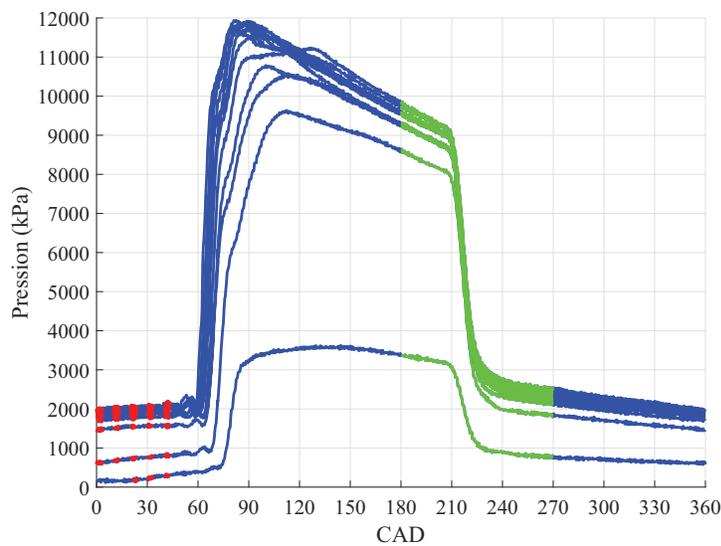
Notes pour ce test :

- fréquence d'opération de 1.0 Hz ;
- commande d'injection de  $4 \times 10$  ms, pour un paramètre de chargement de  $11.8 \text{ mg/cm}^3$  ;
- pression lors de l'injection de 1.6 MPa et une pression de combustion de 8.6 MPa ;
- commande d'échappement de  $180^\circ$  à  $270^\circ$ , pour une durée de 250 ms ;
- efficacité de combustion de 82% (combustion complète).

## Test STF009



Courbe de pression du test STF009 en fonction du temps

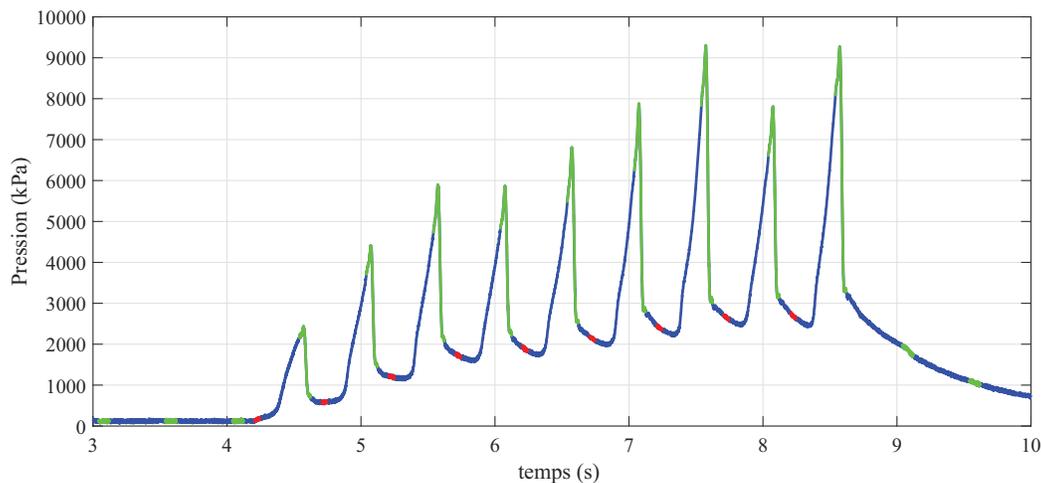


Courbe de pression du test STF009 en fonction du CAD

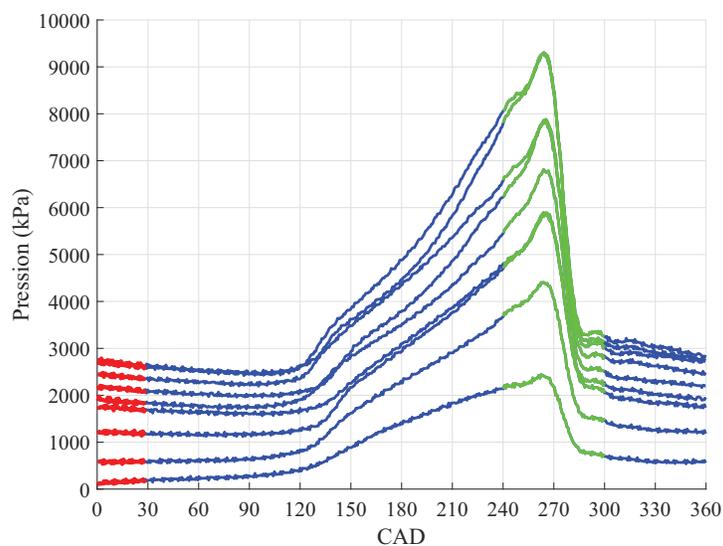
Notes pour ce test :

- fréquence d'opération de 1.0 Hz ;
- commande d'injection de  $5 \times 10$  ms, pour un paramètre de chargement de  $14.4 \text{ mg/cm}^3$  ;
- pression lors de l'injection de 2.0 MPa et une pression de combustion de 11.8 MPa ;
- commande d'échappement de  $180^\circ$  à  $270^\circ$ , pour une durée de 250 ms ;
- efficacité de combustion de 91% (combustion complète).

## Test STF020



Courbe de pression du test STF020 en fonction du temps

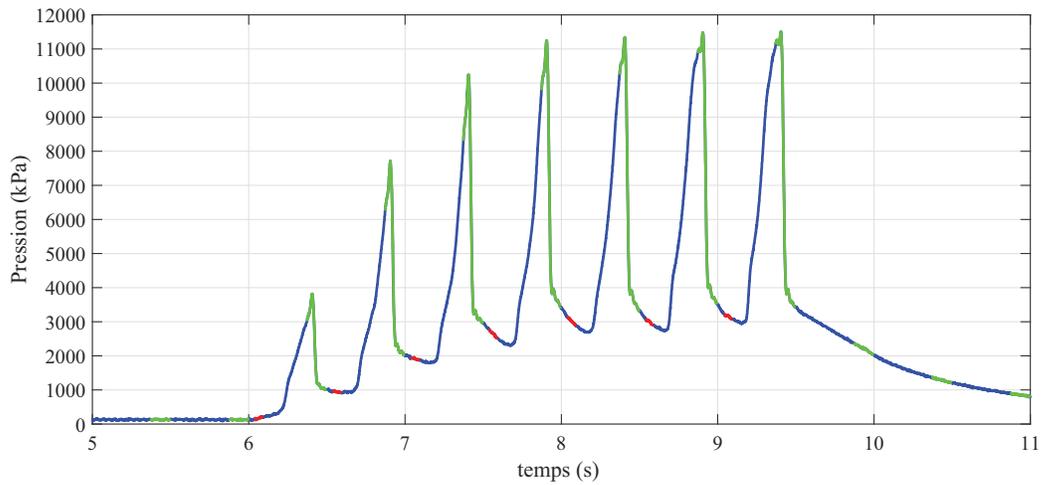


Courbe de pression du test STF020 en fonction du CAD

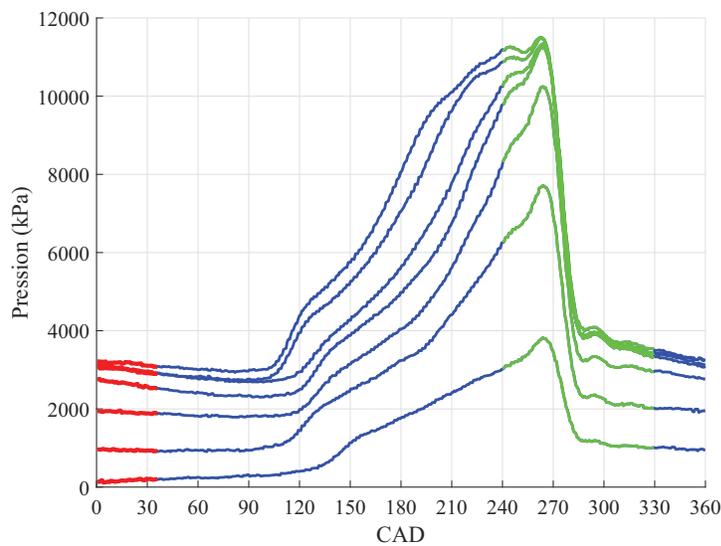
Notes pour ce test :

- fréquence d'opération de 2.0 Hz ;
- commande d'injection de  $1 \times 40$  ms, pour un paramètre de chargement de  $11.3 \text{ mg/cm}^3$  ;
- pression lors de l'injection de 2.6 MPa et une pression de combustion de 9.1 MPa ;
- commande d'échappement de  $240^\circ$  à  $300^\circ$ , pour une durée de 83 ms ;
- efficacité de combustion de 77% (combustion incomplète).

## Test STF021



Courbe de pression du test STF021 en fonction du temps

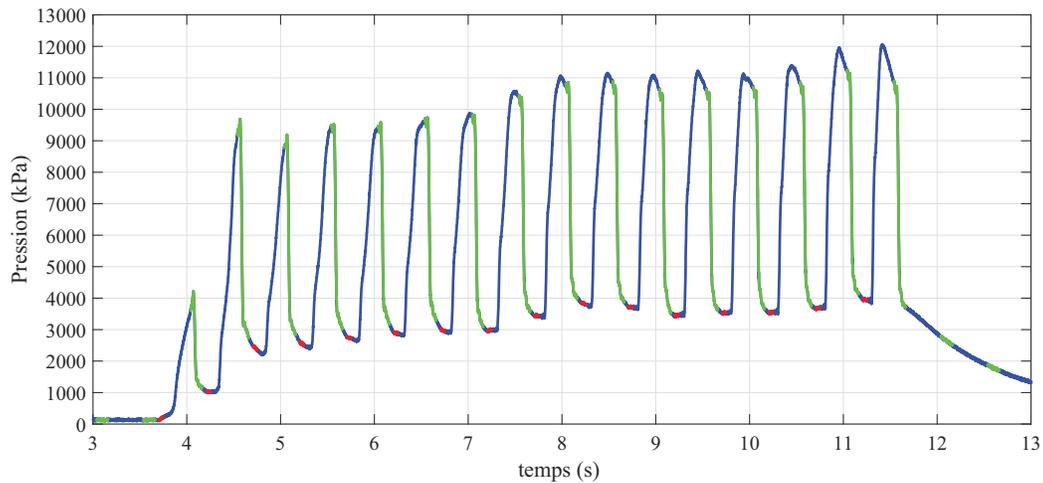


Courbe de pression du test STF021 en fonction du CAD

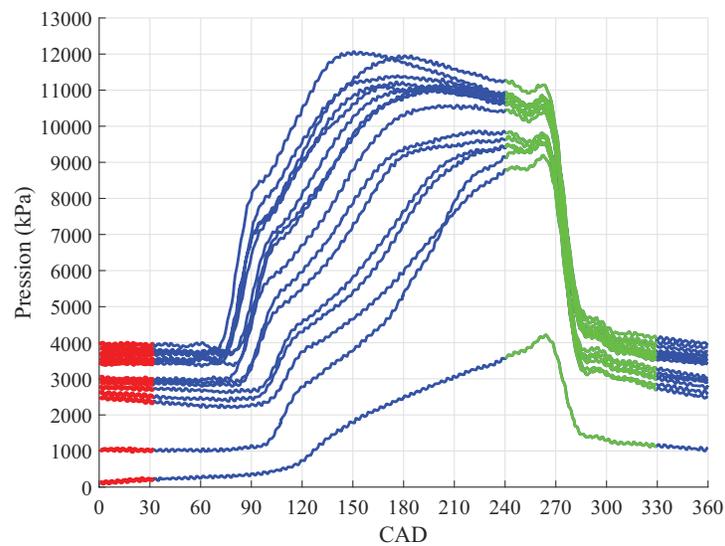
Notes pour ce test :

- fréquence d'opération de 2.0 Hz ;
- commande d'injection de  $1 \times 50$  ms, pour un paramètre de chargement de  $13.4 \text{ mg/cm}^3$  ;
- pression lors de l'injection de 3.1 MPa et une pression de combustion de 11.2 MPa ;
- commande d'échappement de  $240^\circ$  à  $330^\circ$ , pour une durée de 125 ms ;
- efficacité de combustion de 80% (combustion limite complète).

## Test STF022



Courbe de pression du test STF022 en fonction du temps

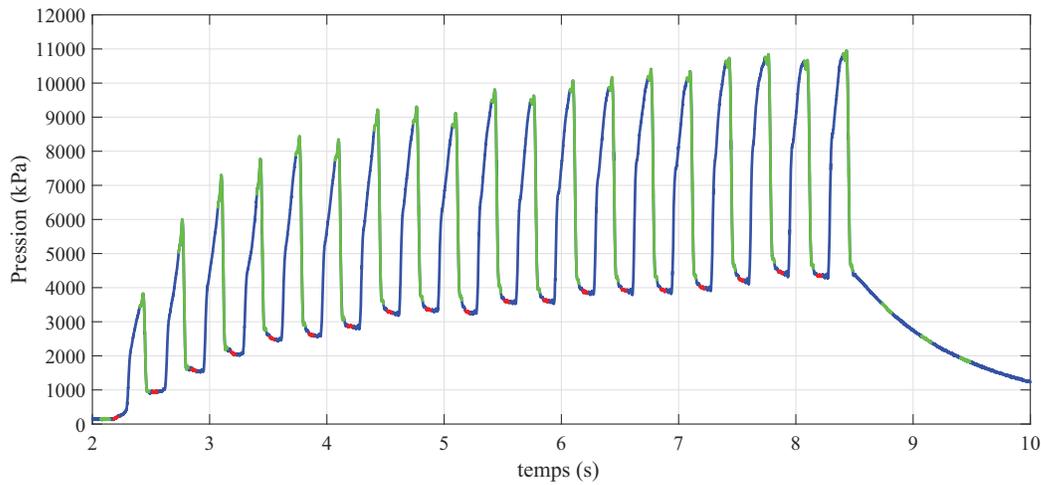


Courbe de pression du test STF022 en fonction du CAD

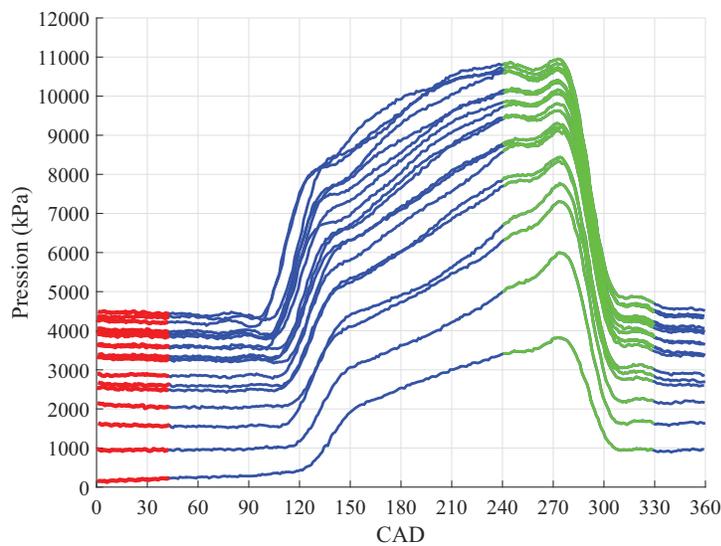
Notes pour ce test :

- fréquence d'opération de 2.0 Hz ;
- commande d'injection de  $1 \times 45$  ms, pour un paramètre de chargement de  $11.4 \text{ mg/cm}^3$  ;
- pression lors de l'injection de 3.7 MPa et une pression de combustion de 11.0 MPa ;
- commande d'échappement de  $240^\circ$  à  $330^\circ$ , pour une durée de 125 ms ;
- efficacité de combustion de 82% (combustion complète).

## Test STF023



Courbe de pression du test STF023 en fonction du temps

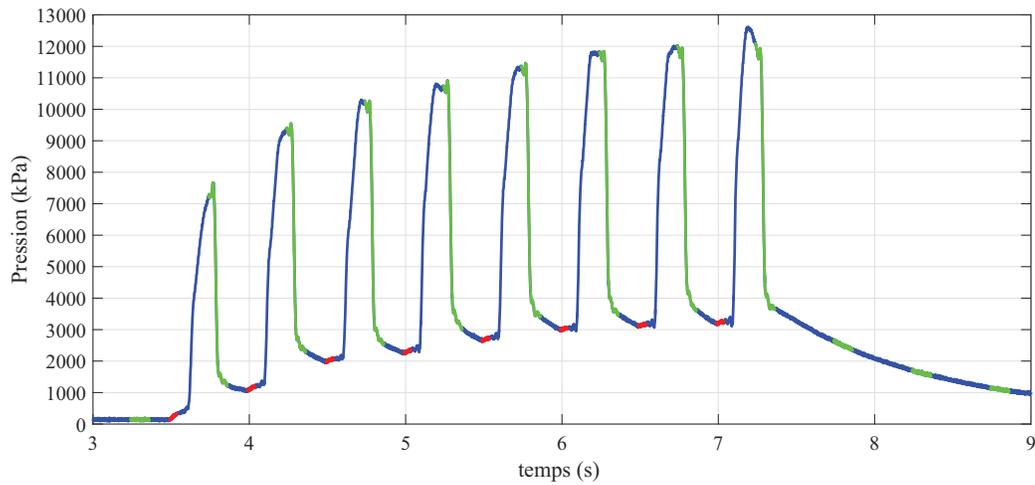


Courbe de pression du test STF023 en fonction du CAD

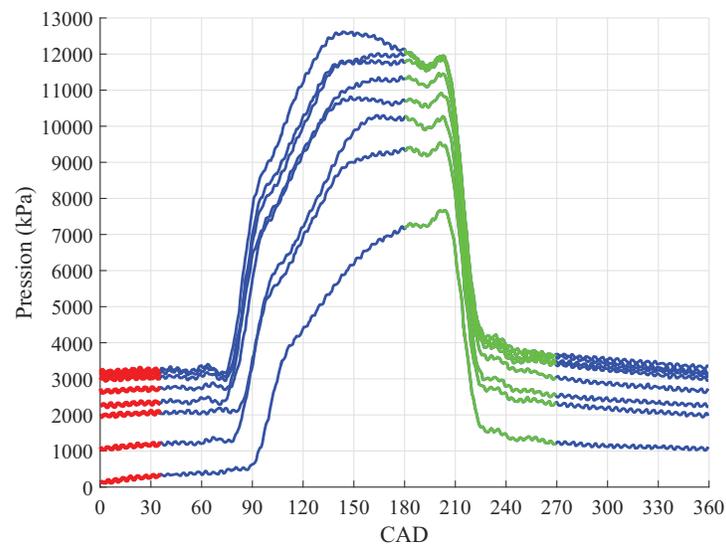
Notes pour ce test :

- fréquence d'opération de 3.0 Hz ;
- commande d'injection de  $1 \times 40$  ms, pour un paramètre de chargement de  $9.5 \text{ mg/cm}^3$  ;
- pression lors de l'injection de 4.4 MPa et une pression de combustion de 10.7 MPa ;
- commande d'échappement de  $240^\circ$  à  $330^\circ$ , pour une durée de 83 ms ;
- efficacité de combustion de 82% (combustion limite complète).

## Test STF025



Courbe de pression du test STF025 en fonction du temps



Courbe de pression du test STF025 en fonction du CAD

Notes pour ce test :

- fréquence d'opération de 2.0 Hz ;
- commande d'injection de  $1 \times 50$  ms, pour un paramètre de chargement de  $13.3 \text{ mg/cm}^3$  ;
- pression lors de l'injection de 3.1 MPa et une pression de combustion de 12.0 MPa ;
- commande d'échappement de  $180^\circ$  à  $270^\circ$ , pour une durée de 125 ms ;
- efficacité de combustion de 88% (combustion complète).



# ANNEXE B

## Résultats pour le moteur prototype

Cette annexe présente les résultats des tests de combustion pour le prototype de moteur à piston. Le tableau B.1 résume les paramètres des différents tests et les principaux résultats obtenus.

Tableau B.1 Paramètres et résultats des tests de combustion

# Test	Durée pulse inj. (ms)	Calage pulse inj. (°ATDC)	Durée inj. (ms)	$m_{inj}$ (total) (g/cycle)	$P_{combustion}$ (kPa)	$W_{moteur}$ (J/cycle)	IMEP (kPa)	$CV_{IMEP}$	$\eta_{moteur}$ (p/r $Q_{ex,cst}$ )
#024	10,10,5	-40,-30,-20	25	0.296	4300	93	2070	3.3%	10%
#023	10,10,5,5	-40,-30,-20,0	30	0.333	5520	132	2930	1.3%	13%
#022	10,10,5,5, ... 3	-40,-30,-20,0, ... 5	33	0.352	5670	148	3290	1.7%	13%
#017	10,10,5,5, ... 3,5	-40,-30,-20,0, ... 5,10	38	0.393	5480	157	3490	1.5%	13%
#018	10,10,5,5, ... 3,5,5	-40,-30,-20,0, ... 5,10,15	43	0.424	5360	172	3820	0.7%	13%
#019	10,10,5,5, ... 3,5,5,5	-40,-30,-20,0, ... 5,10,15,20	48	0.451	5490	188	4180	0.8%	13%
#020	10,10,5,5, ... 3,5,5,5,5	-40,-30,-20,0, ... 5,10,15,20,25	53	0.483	5570	196	4360	0.6%	13%
#021	10,10,5,5, ... 3,5,5,5,5,5	-40,-30,-20,0, ... 5,10,15,20,25,30	58	0.514	5610	200	4440	1.1%	12%

La colonne «Durée pulse inj.» définit la durée de chaque pulse de la séquence d'injection alors que la colonne «Calage pulse inj.» définit le début de ces pulses.

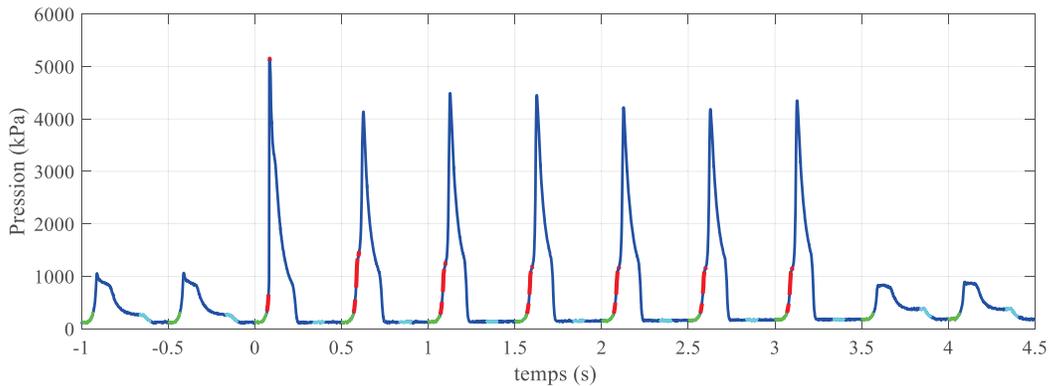
Pour tous ces tests, la fréquence d'opération était de 2.0 Hz. La commande pneumatique pour la compression était de 270° jusqu'à 320° ATDC. La commande pneumatique pour le retour du piston était de 150° jusqu'à 200° ATDC.

Pour chaque test, les graphiques de pression ont été tracés en fonction du temps et du CAD. Les graphiques de la position linéaire versus le CAD sont également présentés. Le graphique de Watt combine sur un même graphique la pression en fonction du volume pour tracer le schéma  $P-V$  du cycle moteur. Le dernier graphique présenté pour chaque test est le travail produit à chaque cycle. Les courbes expérimentales qui sont tracées sur les différents graphiques correspondent aux quatre derniers cycles de combustion.

La fréquence d'échantillonnage utilisée est de 1000 Hz pour tous les tests. Les données expérimentales sont ensuite lissées avec un filtre médian d'ordre 3.

Les différents tests sont présentés dans l'ordre du tableau B.1.

## DataTest #024



Séquence d'injection:

1 cycle :  $-40^\circ, -30^\circ$   
 6 cycles:  $-40^\circ, -30^\circ, -20^\circ$   
 $m_{inj}/\text{cycle} = 0.2950 \text{ g}$

Bimba Push:  $270^\circ \rightarrow 320^\circ$

Bimba Pull:  $150^\circ \rightarrow 200^\circ$

$P_{\text{combustion}} = 4300 \text{ kPa}$

$W_{\text{moteur}} = 93 \text{ J/cycle}$

Charge moteur: 4.0 tr

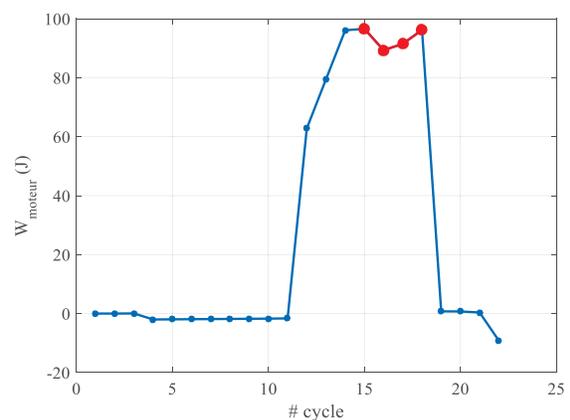
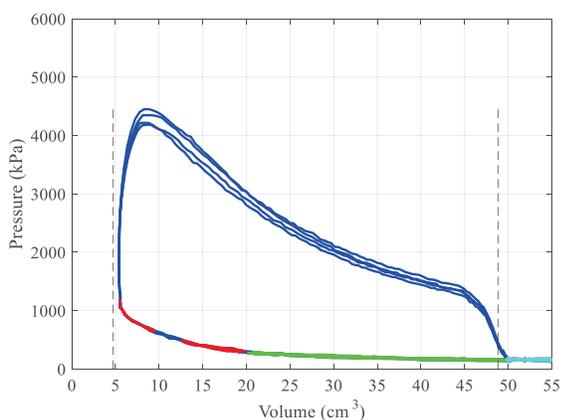
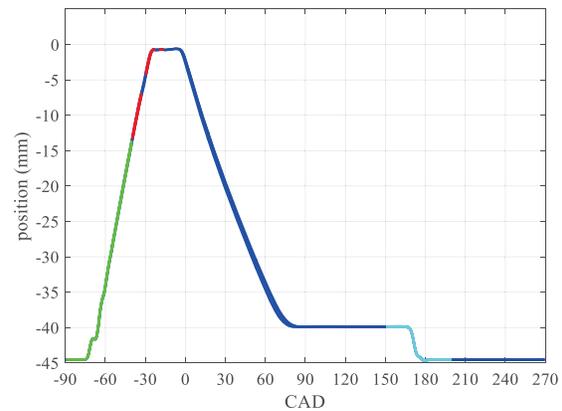
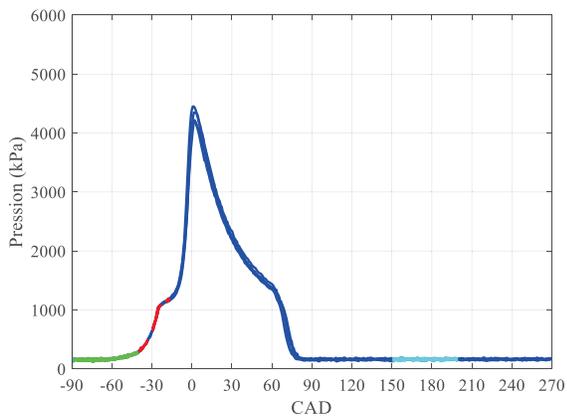
Calibration pré-test:  $P_{\text{max}} = 1040 \text{ kPa}$  à  $-25.2^\circ$

(10,4) ms

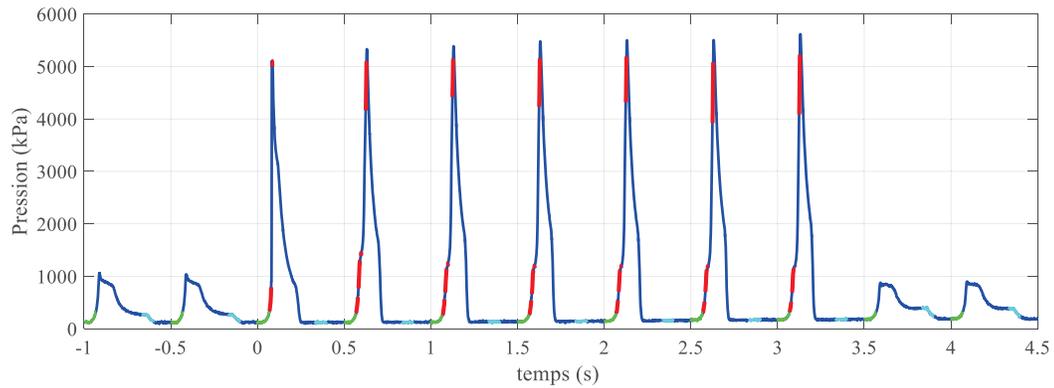
(10,10,5) ms

Notes:

- Retour complet du piston



# DataTest #023



Séquence d'injection:

1 cycle :  $-40^\circ, -30^\circ,$

6 cycles:  $-40^\circ, -30^\circ, -20^\circ, 0^\circ$

$m_{inj}/cycle = 0.3323 \text{ g}$

Bimba Push:  $270^\circ \rightarrow 320^\circ$

Bimba Pull:  $150^\circ \rightarrow 200^\circ$

$P_{combustion} = 5520 \text{ kPa}$

$W_{moteur} = 132 \text{ J/cycle}$

Charge moteur: 4.0 tr

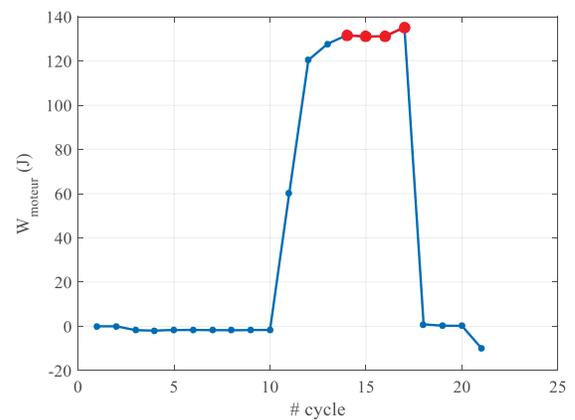
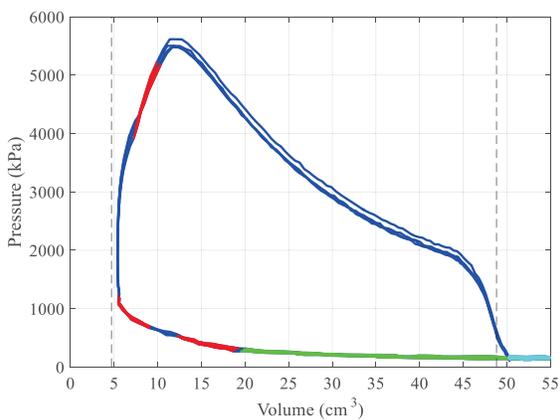
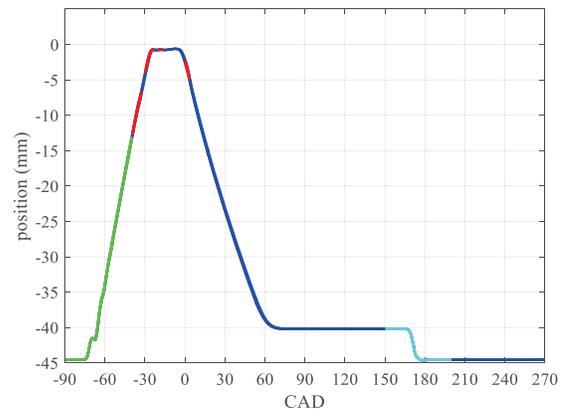
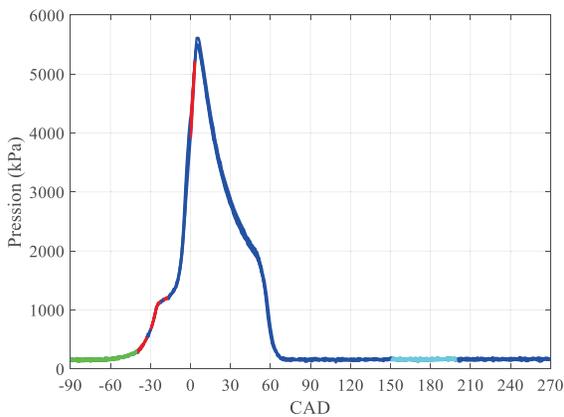
Calibration pré-test:  $P_{max} = 1040 \text{ kPa}$  à  $-25.6^\circ$

(10,4) ms

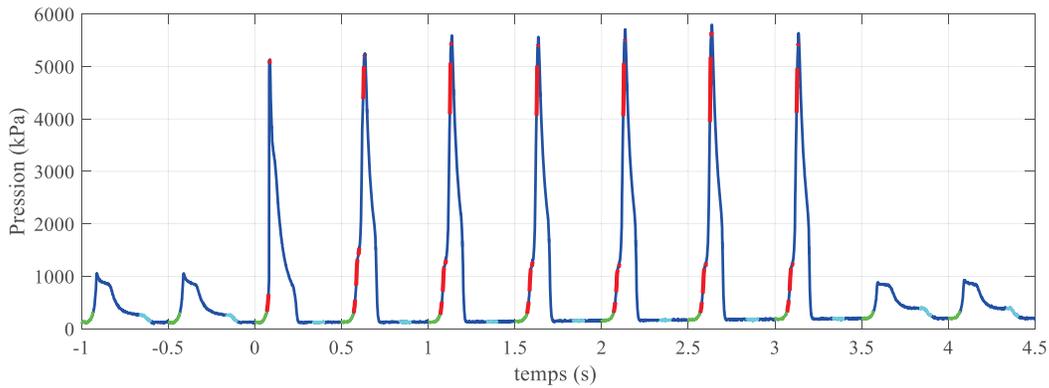
(10,10,5,5) ms

Notes:

- Retour complet du piston



## DataTest #022



Séquence d'injection:

1 cycle :  $-40^\circ, -30^\circ,$

6 cycles:  $-40^\circ, -30^\circ, -20^\circ, 0^\circ, 5^\circ$

$m_{inj}/cycle = 0.3519$  g

Bimba Push:  $270^\circ \rightarrow 320^\circ$

Bimba Pull:  $150^\circ \rightarrow 200^\circ$

$P_{combustion} = 5670$  kPa

$W_{moteur} = 148$  J/cycle

Charge moteur: 4.0 tr

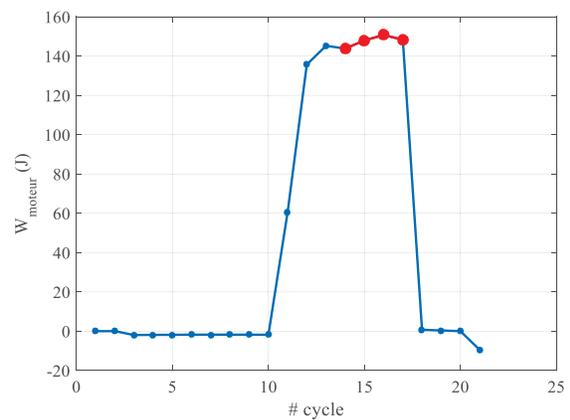
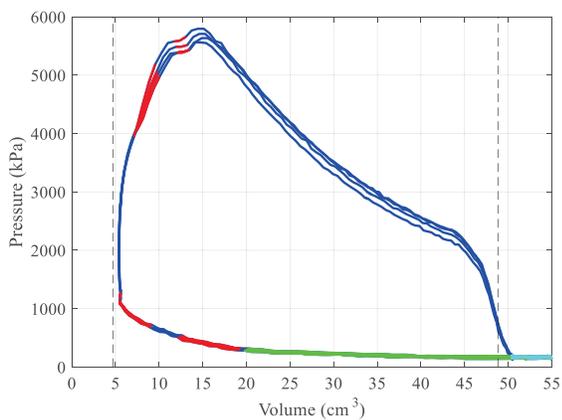
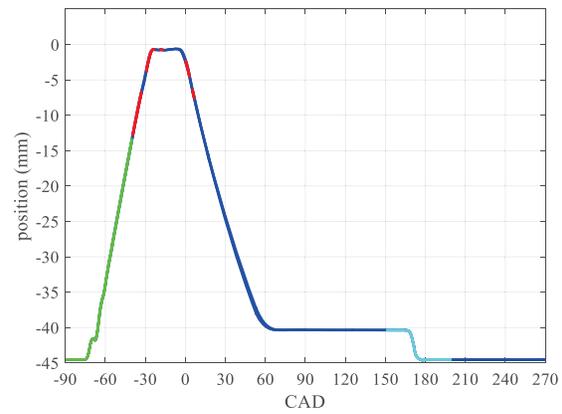
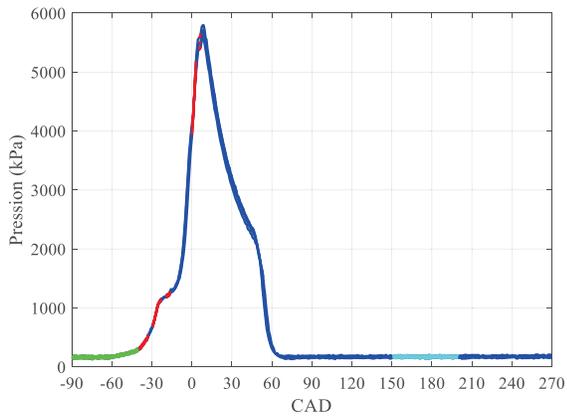
Calibration pré-test:  $P_{max} = 1050$  kPa à  $-25.7^\circ$

(10,4) ms

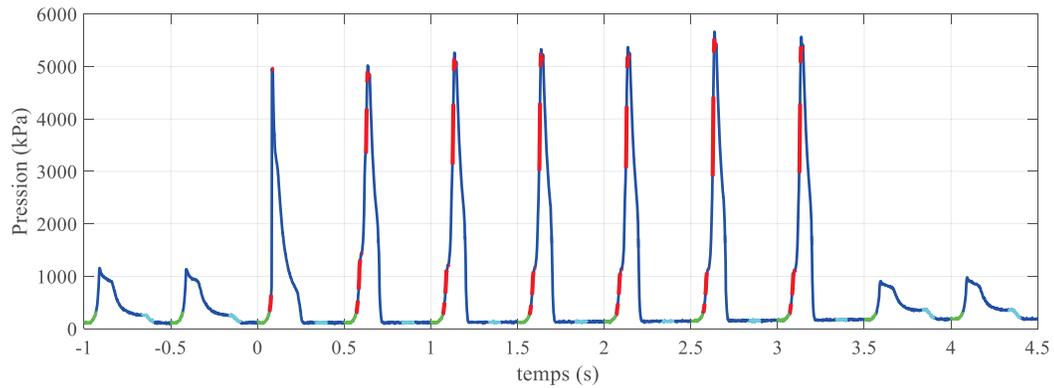
(10,10,5,5,3) ms

Notes:

- Retour complet du piston



# DataTest #017



Séquence d'injection:

1 cycle :  $-40^\circ, -30^\circ,$

6 cycles:  $-40^\circ, -30^\circ, -20^\circ, 0^\circ, 5^\circ, 10^\circ$

$m_{inj}/cycle = 0.3935 \text{ g}$

Bimba Push:  $270^\circ \rightarrow 320^\circ$

Bimba Pull:  $150^\circ \rightarrow 200^\circ$

$P_{combustion} = 5480 \text{ kPa}$

$W_{moteur} = 157 \text{ J/cycle}$

Charge moteur: 4.0 tr

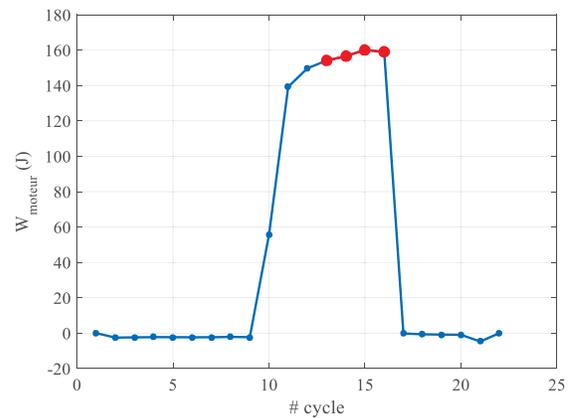
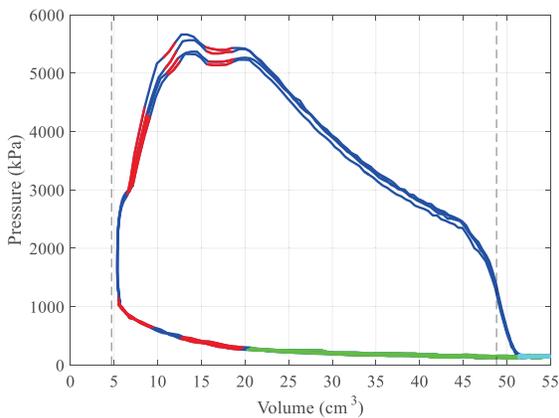
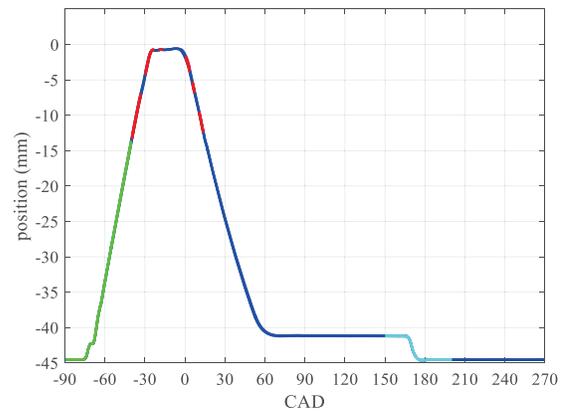
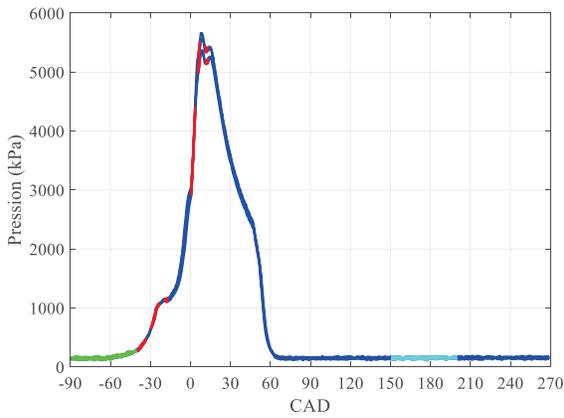
Calibration pré-test:  $P_{max} = 1140 \text{ kPa}$  à  $-26.0^\circ$

(10,4) ms

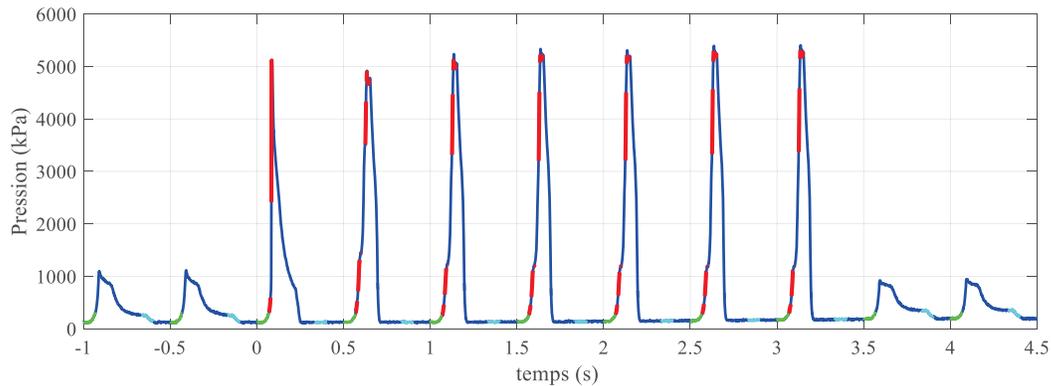
(10,10,5,5,3,5) ms

Notes:

- Retour complet du piston



## DataTest #018



Séquence d'injection:

1 cycle :  $-40^\circ, -30^\circ,$

6 cycles:  $-40^\circ, -30^\circ, -20^\circ, 0^\circ, 5^\circ, 10^\circ, 15^\circ$

$m_{inj}/cycle = 0.4265 \text{ g}$

Bimba Push:  $270^\circ \rightarrow 320^\circ$

Bimba Pull:  $150^\circ \rightarrow 200^\circ$

$P_{combustion} = 5360 \text{ kPa}$

$W_{moteur} = 172 \text{ J/cycle}$

Charge moteur: 4.0 tr

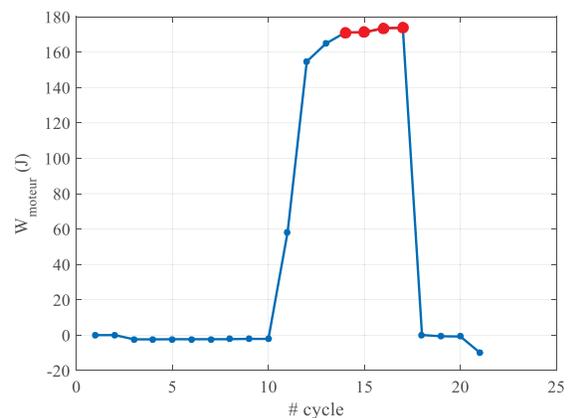
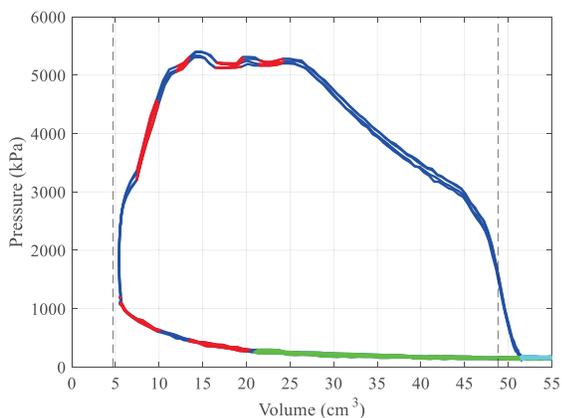
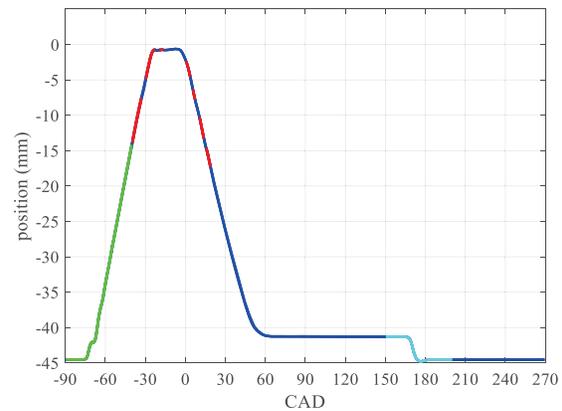
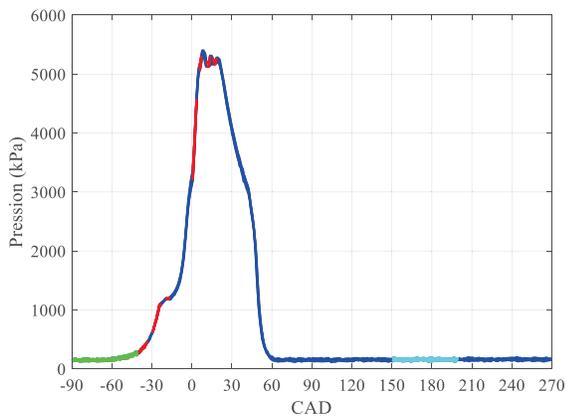
Calibration pré-test:  $P_{max} = 1100 \text{ kPa}$  à  $-25.3^\circ$

(10,4) ms

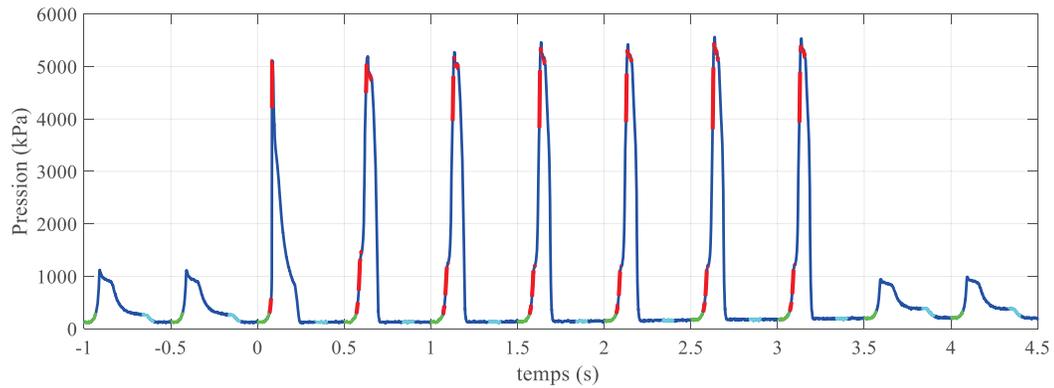
(10,10,5,5,3,5,5) ms

Notes:

- Retour complet du piston



# DataTest #019



Séquence d'injection:

1 cycle :  $-40^\circ$ ,  $-30^\circ$ ,

6 cycles:  $-40^\circ$ ,  $-30^\circ$ ,  $-20^\circ$ ,  $0^\circ$ ,  $5^\circ$ ,  $10^\circ$ ,  $15^\circ$ ,  $20^\circ$

$m_{inj}/cycle = 0.4538$  g

Bimba Push:  $270^\circ \rightarrow 320^\circ$

Bimba Pull:  $150^\circ \rightarrow 200^\circ$

$P_{combustion} = 5490$  kPa

$W_{moteur} = 188$  J/cycle

Charge moteur: 4.0 tr

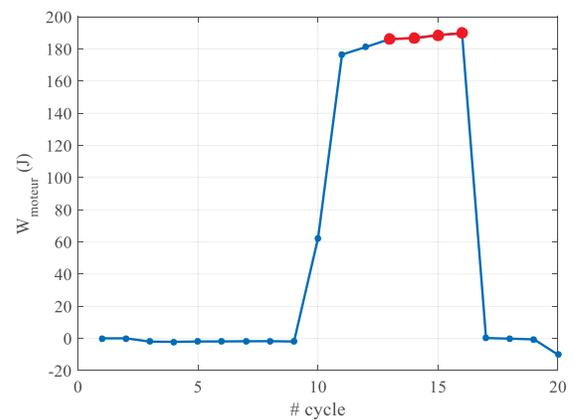
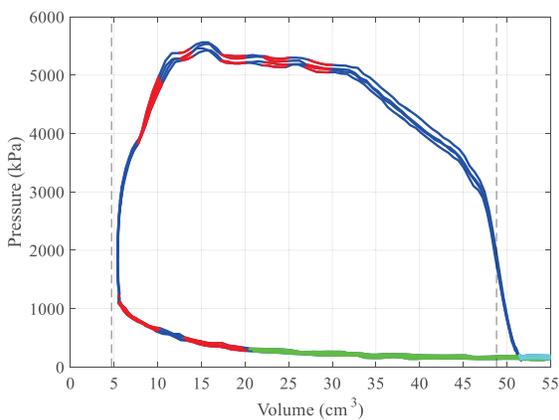
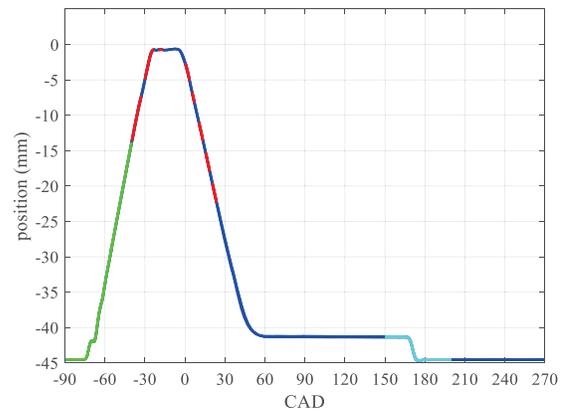
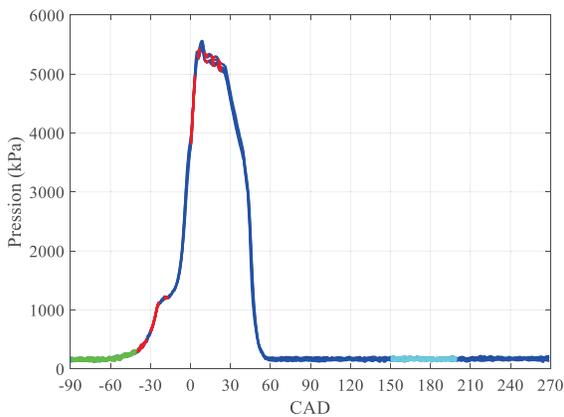
Calibration pré-test:  $P_{max} = 1110$  kPa à  $-24.8^\circ$

(10,4) ms

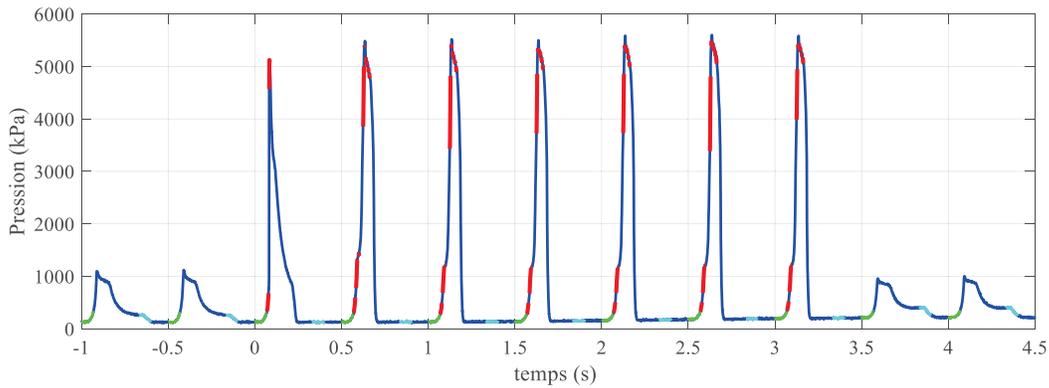
(10,10,5,5,3,5,5,5) ms

Notes:

- Retour complet du piston



## DataTest #020



Séquence d'injection:

1 cycle :  $-40^\circ, -30^\circ,$

6 cycles:  $-40^\circ, -30^\circ, -20^\circ, 0^\circ, 5^\circ, 10^\circ, 15^\circ, 20^\circ, 25^\circ$

$m_{inj}/cycle = 0.4856 \text{ g}$

Bimba Push:  $270^\circ \rightarrow 320^\circ$

Bimba Pull:  $150^\circ \rightarrow 200^\circ$

$P_{combustion} = 5570 \text{ kPa}$

$W_{moteur} = 196 \text{ J/cycle}$

Charge moteur: 4.0 tr

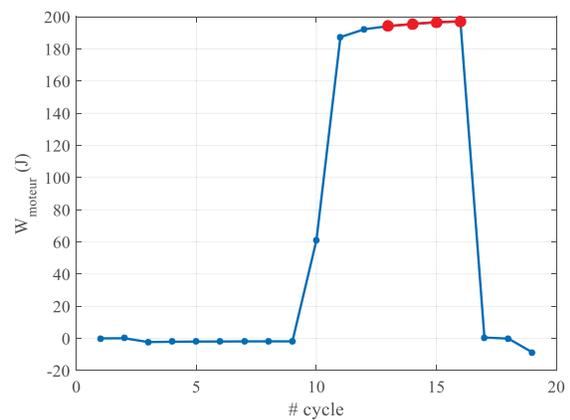
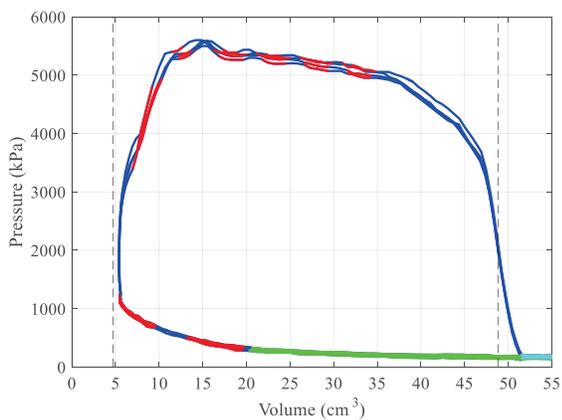
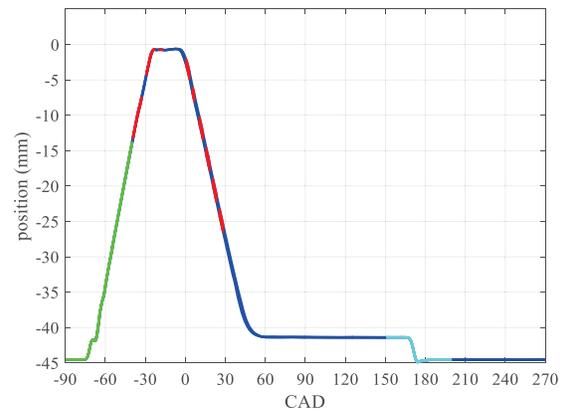
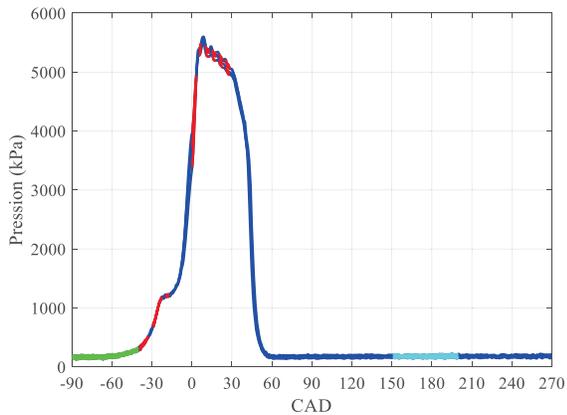
Calibration pré-test:  $P_{max} = 1110 \text{ kPa}$  à  $-24.9^\circ$

(10,4) ms

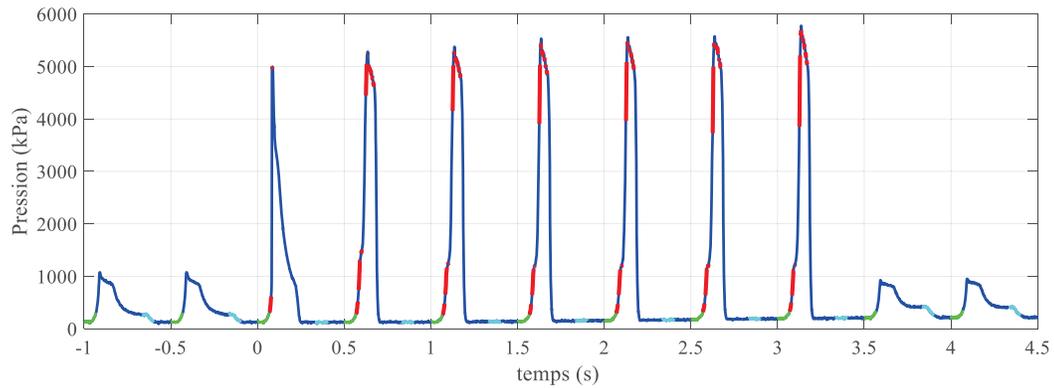
(10,10,5,5,3,5,5,5,5) ms

Notes:

- Retour complet du piston



# DataTest #021



Séquence d'injection:

1 cycle :  $-40^\circ, -30^\circ,$

6 cycles:  $-40^\circ, -30^\circ, -20^\circ, 0^\circ, 5^\circ, 10^\circ, 15^\circ, 20^\circ, 25^\circ, 30^\circ$

$m_{inj}/cycle = 0.5184 \text{ g}$

Bimba Push:  $270^\circ \rightarrow 320^\circ$

Bimba Pull:  $150^\circ \rightarrow 200^\circ$

$P_{combustion} = 5610 \text{ kPa}$

$W_{moteur} = 200 \text{ J/cycle}$

Charge moteur: 4.0 tr

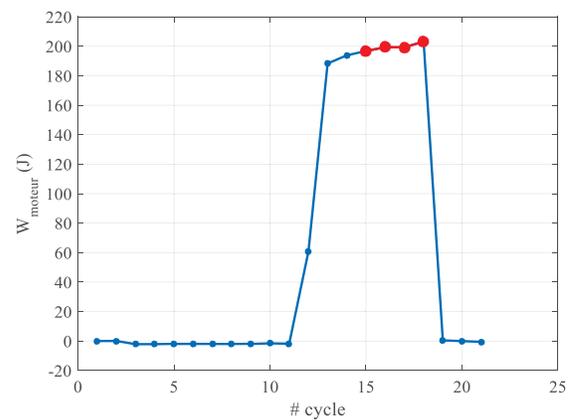
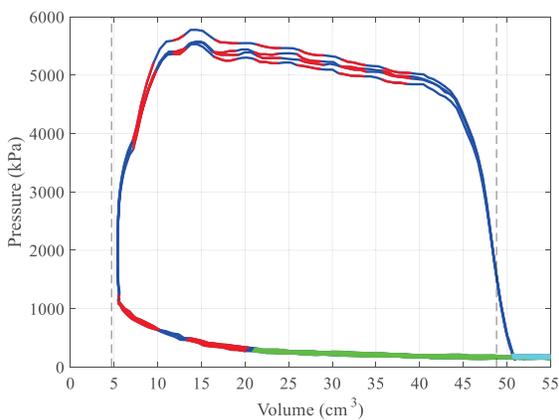
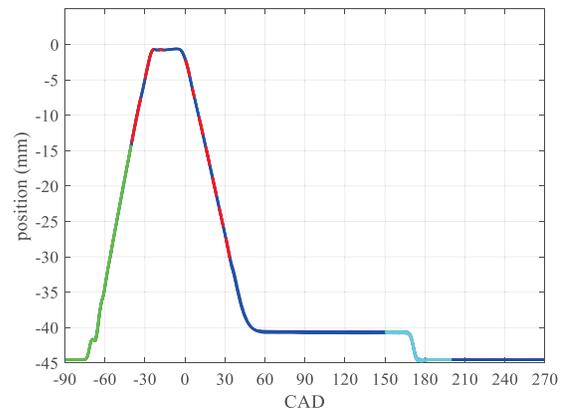
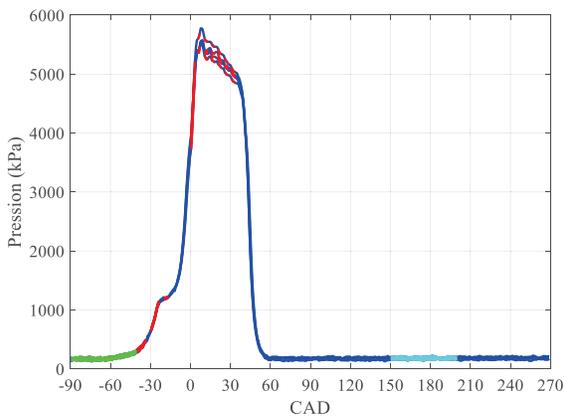
Calibration pré-test:  $P_{max} = 1070 \text{ kPa}$  à  $-26.2^\circ$

(10,4) ms

(10,10,5,5,3,5,5,5,5) ms

Notes:

- Retour complet du piston





# ANNEXE C

## Scripts CEA

Les scripts présentés dans cette annexe sont les fichiers d'entrées (\*.inp) utilisés avec le logiciel *NASA Chemical Equilibrium with Applications* (CEA). Ces fichiers d'entrées sont utilisés pour calculer les propriétés théoriques des produits de combustion qui ont été présentés dans le tableau 2.5 (section 2.3).

### Monoergol : Nitrate isopropylique $C_3H_7NO_3$

```
1 prob
2 uv rho,g/cc=0.010 t,k=3800
3 react
4   name=IPN wt=100 t,k=298 h,kj/mol=-229.7 C 3 H 7 N 1 O 3
5 end
```

### Monoergol : Peroxyde d'hydrogène, 70% $H_2O_2$

```
1 prob
2 uv rho,g/cc=0.010 t,k=3800
3 react
4   name=H2O2(L) wt=70 t,k=298
5   name=H2O(L)  wt=30 t,k=298
6 end
```

### Monoergol : Peroxyde d'hydrogène, 90% $H_2O_2$

```
1 prob
2 uv rho,g/cc=0.010 t,k=3800
3 react
4   name=H2O2(L) wt=90 t,k=298
5   name=H2O(L)  wt=10 t,k=298
6 end
```

### Monoergol : Otto Fuel II

```
1 prob
2 uv rho,g/cc=0.010 t,k=3800
3 react
4   name=PGDN wt=76 t,k=298 h,kcal/mol= -66.360 C 3 H 6 O 6 N 2
5   name=DBS  wt=22.5 t,k=298 h,kcal/mol=-274.000 C 18 H 34 O 4
6   name=NPDA wt=1.5 t,k=298 h,kcal/mol= 154.000 C 12 H 10 O 2 N 2
7 end
```

### Monoergol : Hydrazine, $N_2H_4$

```
1 prob
2 uv rho,g/cc=0.01 t,k=3800
3 react
4   name=N2H4(L) wt=100 t,k=298
5 end
```



# ANNEXE D

## Scripts Matlab

### D.1 Script pour les produits de combustion de l'IPN

Le script suivant est celui utilisé pour calculer les propriétés de combustion de l'IPN.

```
1 clear all; close all; clc; format compact;
2
3 % gas = IdealGasMix('grimech30_HEX.cti')
4 % gas = IdealGasMix('grimech30_HEX_6.cti')
5 % gas = IdealGasMix('grimech30_HEX_10.cti')
6 % gas = IdealGasMix('grimech30_HEX_20.cti');
7 % gas = IdealGasMix('grimech30_HEX_20_no_H2O_L.cti')
8 gas = IdealGasMix('grimech30_HEX_all.cti')
9
10 nsp = nSpecies(gas); NAMES = speciesNames(gas)';
11 for ii=1:nsp
12     eval(['ind.',char(NAMES(ii)), '=speciesIndex(gas,','',char(NAMES(ii)), '');']);
13 end
14
15 WF1=zeros(nsp,1); WF1(ind.C3H7NO3_L) = 1.00;
16 fuel_rho = 1040; %kg/m3
17 fuel_MM = 105.09; %g/mol
18 fuel_Hf298_mol=-229700*1000; %J/kmol
19 fuel_Hf298_mass=(fuel_Hf298_mol)/(fuel_MM); %J/kg
20
21 %% Loading parameter for Closed Bomb
22 condition_initial=1;
23 switch condition_initial
24     case 1
25         disp('conditions initiales #1')
26         T1= 298.15; %K
27         P1= 100000; %Pa
28         legend_text='{ \itT}_1=298 K, { \itP}_1=100 kPa';
29         line_type='-b';
30     case 2
31         disp('conditions initiales #2')
32         T1= 800; %K
33         P1= 1000000; %Pa
34         legend_text='{ \itT}_1=800 K, { \itP}_1=1000 kPa';
35         line_type='--b';
36     case 3
37         disp('conditions initiales #3')
38         T1= 800; %K
39         P1= 5000000; %Pa
40         legend_text='{ \itT}_1=800 K, { \itP}_1=5000 kPa';
41         line_type=':b';
42     otherwise
43         disp('conditions initiales STD')
44         T1= 298.15; %K
45         P1= 100000; %Pa
46         legend_text='{ \itT}_1=298 K, { \itP}_1=100 kPa'
47 end
48
49 % V_loading_mass=[logspace(-4,0)]'; %g/cc
50 V_loading_mass=[logspace(-3,0)]'; %g/cc
51
52 Bomb_V= 50/100^3; %m3
```

```

53 V_fuel_mass=V_loading_mass*Bomb_V*1000;           %kg
54 V_fuel_V=V_fuel_mass / fuel_rho;                 %m³
55 V_products_V=Bomb_V-V_fuel_V;                   %m³
56
57 ProcessGXUV=[]; %définir des structures vides
58 ProcessG1UV=[]; ProcessG2UV=[]; ProcessG3UV=[]; ProcessG4UV=[]; ProcessG5UV=[]; %définir ...
    des structures vides
59
60 %n_loop=1
61 n_loop=10; %Nombre d'itérations. NOTE: 10 itérations sont amplement suffisant
62 %pour obtenir une convergence des résultats. Utiliser 1 itération pour
63 %obtenir produits du IPN sans aucun autre réactif.
64 for i=1:length(V_loading_mass)
65
66     fuel_mass=V_fuel_mass(i);           %kg
67     fuel_V=V_fuel_V(i);                 %m³
68     products_V=V_products_V(i);        %m³
69
70     for loop_i=1:n_loop
71         if loop_i==1
72             WFi=WF1;
73             products_mass=0;             %kg
74         else
75             products_mass=G3UV.rho*products_V; %kg
76             WFi=products_mass*G3UV.WF + fuel_mass*WF1;
77         end
78         rhoi = (fuel_mass+products_mass)/Bomb_V; %kg/m³
79
80         %Les réactions sont définis avant la combustion
81         set(gas, 'Temperature', T1, 'Density', rhoi, 'MassFractions', WFi);
82         G1UV=generateG(gas, []);
83         ProcessG1UV=generateGi(gas, ProcessG1UV, i);
84
85         %Combustion à volume constant et énergie interne constante
86         gas=equilibrate(gas, 'UV');
87         G2UV=generateG(gas, []);
88         ProcessG2UV=generateGi(gas, ProcessG2UV, i);
89
90         %Détente isentropique (S=cst) des produits de combustion jusqu'à P1
91         set(gas, 'S', G2UV.S_mass, 'Pressure', P1);
92         GXUV=generateG(gas, []);
93         ProcessGXUV=generateGi(gas, ProcessGXUV, i);
94
95         %Les produits de combustion sont amenés à P1 et T1
96         %Les propriétés G3UV sont utilisées comme EGR
97         set(gas, 'Temperature', T1, 'Pressure', P1);
98         G3UV=generateG(gas, []);
99         ProcessG3UV=generateGi(gas, ProcessG3UV, i);
100
101         %Les produits de combustion sont amenés à P=100kPa et T=298K
102         %Les propriétés G4UV sont utilisées pour le calcul du HEX
103         set(gas, 'Temperature', 298, 'Pressure', 100000);
104         G4UV=generateG(gas, []);
105         ProcessG4UV=generateGi(gas, ProcessG4UV, i);
106
107         %Les produits de combustion sont amenés à P=100kPa et T=298K
108         %L'eau se condense: 'H2O' --> 'H2O_L298'
109         %Les propriétés G5UV sont utilisées pour le calcul du HEX corrigé
110         G5UV.MF=G4UV.MF;
111         G5UV.MF(ind.H2O_L298)=G5UV.MF(ind.H2O_L298)+G5UV.MF(ind.H2O);
112         G5UV.MF(ind.H2O)=0;
113         set(gas, 'Temperature', 298, 'Pressure', 100000, 'X', G5UV.MF);
114         G5UV=generateG(gas, []);
115         ProcessG5UV=generateGi(gas, ProcessG5UV, i);
116     end
117
118     V_EGR_mass(i,1)=products_mass;           %kg
119     n_EGR(i,1) =products_mass/(G3UV.MM/1000); %mol

```

```

120     n_fuel(i,1)=fuel_mass/(fuel_MM/1000);           %mol
121     n_EGR_IPN(i,1)= n_EGR(i,1) / n_fuel(i,1) ;      %mol/mol
122
123     m_IPN_EGR(i,1)=fuel_mass/(fuel_mass+products_mass); %kg/kg
124     ratio_m_fuel(i,1)=fuel_mass/(fuel_mass + G3UV.rho*products_V);
125
126     HEX_U298_mol=abs(G5UV.U_mol*fuel_MM/G5UV.MM - fuel_Hf298_mol)/1000/1000; %kJ/mol
127     HEX_U298_mass=HEX_U298_mol/(fuel_MM/1000);      %kJ/kg=J/g
128
129     HEX_H298_mol=abs(G5UV.H_mol*fuel_MM/G5UV.MM - fuel_Hf298_mol )/1000/1000; %kJ/mol
130     HEX_H298_mass=HEX_H298_mol/(fuel_MM/1000);     %kJ/kg=J/g
131
132     V_m_ERG(i,1)=products_mass;
133     V_m_fuel(i,1)=fuel_mass;
134
135     V_Impectus_UV(i,1) = G2UV.T*G2UV.R/1000;       %J/g
136     V_Impectus_UV_corrige(i,1) = ((products_mass+fuel_mass)*G2UV.T*G2UV.R - products_mass*...
        G2UV.R*T1)/fuel_mass /1000; %J/g
137
138     V_HEX_U298_mol(i,1) = HEX_U298_mol;            %kJ/mol
139     V_HEX_U298_mass(i,1)= HEX_U298_mass;           %kJ/kg=J/g
140     V_HEX_H298_mol(i,1) = HEX_H298_mol;           %kJ/mol
141     V_HEX_H298_mass(i,1)= HEX_H298_mass;           %J/g
142
143     V_CalculHex(i,1)= Calcul_HEX(G5UV.MF(...
144         [ind.CO2; ind.CO; ind.CH4; ind.H2; ind.N2; ind.C; ind.H2O_L298; ind.H2O; ...
            ind.CH3NO2_L]));
145 end
146
147 figure(10)
148 plot(V_loading_mass,V_Impectus_UV,line_type,'DisplayName',legend_text,'LineWidth',2); hold...
        on; grid on
149 lgd=legend('-DynamicLegend');
150 set(lgd,'location','northeast');
151 set(gca,'XScale','log'); ylim([0 1400])
152 ylabel('Énergie spécifique (J/g)')
153 xlabel('Chargement (g/cm³)')
154 set(gca,'FontName','Times New Roman','FontSize',15);
155 set(gca,'XTick',[0.0001 0.001 0.01 0.1 1]);
156 set(gca,'XTickLabel',{'0.0001','0.001','0.01','0.1','1'})
157 set(gca,'YTick',0:200:1400);
158 set(gcf, 'Position', [50, 600, 900, 400])
159 plot(V_loading_mass,V_Impectus_UV_corrige,':g','DisplayName',legend_text,'LineWidth',2);
160
161 figure(20)
162 plot(V_loading_mass,V_HEX_U298_mass ,line_type,'DisplayName',legend_text,'LineWidth',2);...
        hold on; grid on
163 lgd=legend('-DynamicLegend'); set(lgd,'location','southeast');
164 set(gca,'XScale','log'); ylim([0 3500])
165 xlabel('Chargement (g/cm³)'); ylabel('Chaleur d''explosion (J/g)')
166 set(gca,'FontName','Times New Roman','FontSize',15);
167 set(gca,'XTick',[0.0001 0.001 0.01 0.1 1]);
168 set(gca,'XTickLabel',{'0.0001','0.001','0.01','0.1','1'})
169 set(gcf, 'Position', [1000, 600, 900, 400])
170
171 figure(30)
172 plot(V_loading_mass,ProcessG2UV.P/1e6,line_type,'DisplayName',legend_text,'LineWidth',2); ...
        hold on; grid on
173 lgd=legend('-DynamicLegend'); set(lgd,'location','southeast');
174 set(gca,'XScale','log','YScale','log')
175 xlabel('Chargement (g/cm³)'); ylabel('Pression (MPa)')
176 set(gca,'FontName','Times New Roman','FontSize',18);
177 set(gca,'XTick',[0.0001 0.001 0.01 0.1 1]);
178 set(gca,'XTickLabel',{'0.0001','0.001','0.01','0.1','1'})
179 set(gcf, 'Position', [50, 100, 600, 400])
180
181 figure(40)

```

```

182 plot(V_loading_mass,ProcessG2UV.T,line_type,'DisplayName',legend_text,'LineWidth',2); hold...
    on; grid on
183 lgd=legend('-DynamicLegend'); set(lgd,'location','southeast');
184 set(gca,'XScale','log'); ylim([0 2000])
185 xlabel('Chargement (g/cm³)'); ylabel('Température (K)')
186 set(gca,'FontName','Times New Roman','FontSize',18);
187 set(gca,'XTick',[0.0001 0.001 0.01 0.1 1]);
188 set(gca,'XTickLabel',{'0.0001','0.001','0.01','0.1','1'})
189 set(gca,'YTick',0:200:2000);
190 set(gcf,'Position',[700, 100, 600, 400])
191
192 figure(50)
193 plot(V_loading_mass,V_HEX_U298_mol,'-b','LineWidth',2); hold on; grid on
194 plot(V_loading_mass,V_HEX_H298_mol,'--b','LineWidth',2);
195 set(gca,'XScale','log'); ylim([0 350])
196 xlabel('Chargement (g/cm³)'); ylabel('dH & dU (J/mol)')
197 lgd=legend('\Delta_rU^0_{(298)}','\Delta_rH^0_{(298)}'); set(lgd,'location','southeast');
198
199 %Définir les ordres des couleurs pour les graphiques
200 ColorOrder=[...
201     0      0.4470    0.7410; 0.8500    0.3250    0.0980;...
202     0.9290    0.6940    0.1250; 0.4940    0.1840    0.5560;...
203     0.4660    0.6740    0.1880; 0.3010    0.7450    0.9330;...
204     0.6350    0.0780    0.1840];
205
206 % Process=ProcessG1UV;   %avant combustion
207 Process=ProcessG2UV;   %apres combustion UV
208 % Process=ProcessG4UV;   %apres combustion UV puis revenu à P1 et T1
209 figure(60)
210 plot(V_loading_mass,Process.MF(ind.CO ,:),'color',ColorOrder(1,:),'DisplayName','CO ','...
    LineWidth',2); hold on
211 plot(V_loading_mass,Process.MF(ind.CO2 ,:),'color',ColorOrder(2,:),'DisplayName','CO_2','...
    LineWidth',2)
212 plot(V_loading_mass,Process.MF(ind.H2 ,:),'color',ColorOrder(3,:),'DisplayName','H_2 ','...
    LineWidth',2)
213 plot(V_loading_mass,Process.MF(ind.CH4 ,:),'color',ColorOrder(4,:),'DisplayName','CH_4','...
    LineWidth',2)
214 plot(V_loading_mass,Process.MF(ind.N2 ,:),'color',ColorOrder(5,:),'DisplayName','N_2 ','...
    LineWidth',2)
215 plot(V_loading_mass,Process.MF(ind.H2O ,:),'color',ColorOrder(6,:),'DisplayName','H_2O','...
    LineWidth',2)
216 %legend('-DynamicLegend');
217 grid on
218 set(gca,'XScale','log')
219 xlabel('Chargement (g/cm³)'); ylabel('Produits (mol %)')
220 set(gca,'FontName','Times New Roman','FontSize',15);
221 set(gca,'XTick',[0.0001 0.001 0.01 0.1 1]);
222 set(gca,'XTickLabel',{'0.0001','0.001','0.01','0.1','1'})
223 set(gcf,'Position',[50, 100, 1000, 500])
224 set(gca,'YTick',[0:0.05:0.50]);
225 set(gca,'YTickLabel',{'0','5','10','15','20','25','30','35','40','45','50'})
226
227 %Est ce que les 6 espèces représente bien les produits de combustion?
228 ind3sum=[ind.CO,ind.CO2,ind.H2,ind.CH4,ind.N2,ind.H2O];
229 sum_6_Species=sum(Process.MF(ind3sum,:));
230 % min(sum_6_Species)>0.99; %OK, hypothèse validé.
231
232 figure(80)
233 plot(V_loading_mass,n_EGR_IPN,line_type,'DisplayName',legend_text,'LineWidth',2); hold on;...
    grid on
234 lgd=legend('-DynamicLegend'); set(lgd,'location','southeast');
235 set(gca,'XScale','log')
236 ylabel('$$\frac{n_{\{\rm EGR\}}}{n_{\{\rm IPN\}}}$$ (mol/mol) ','Interpreter','latex')
237 xlabel('Chargement (g/cm³)')
238 set(gca,'FontName','Times New Roman','FontSize',15);
239 set(gca,'XTick',[0.0001 0.001 0.01 0.1 1]);
240 set(gca,'XTickLabel',{'0.0001','0.001','0.01','0.1','1'})
241 set(gcf,'Position',[50, 600, 900, 350])

```

```

242
243 figure(100)
244 plot(V_loading_mass,V_Impectus_UV_corrige./V_HEX_U298_mass ,line_type,'DisplayName',...
      legend_text,'LineWidth',2); hold on; grid on
245 lgd=legend('-DynamicLegend'); set(lgd,'location','southeast');
246 set(gca,'XScale','log'); ylim([0 0.5])
247 xlabel('Chargement (g/cm³)'); ylabel('ratio des énergies')
248 set(gca,'FontName','Times New Roman','FontSize',15);
249 set(gca,'YTick',[0:0.05:0.5]);
250 set(gca,'XTick',[0.0001 0.001 0.01 0.1 1]);
251 set(gca,'XTickLabel',{'0.0001','0.001','0.01','0.1','1'})
252 %set(gcf,'Position',[1000, 600, 900, 400])
253
254 figure(200)
255 plot(V_loading_mass,ProcessG2UV.R,line_type,'DisplayName',legend_text,'LineWidth',2); hold...
      on; grid on
256 lgd=legend('-DynamicLegend'); set(lgd,'location','southeast');
257 set(gca,'XScale','log'); ylim([0 600])
258 xlabel('Chargement (g/cm³)'); ylabel('R gaz')
259 set(gca,'FontName','Times New Roman','FontSize',18);
260 set(gca,'XTick',[0.0001 0.001 0.01 0.1 1]);
261 set(gca,'XTickLabel',{'0.0001','0.001','0.01','0.1','1'})
262 set(gca,'YTick',0:100:600);
263 set(gcf,'Position',[700, 100, 600, 400])

```

### D.1.1 generateGi.m

La fonction matlab generateGi.m permet de calculer les différentes propriétés thermodynamiques des gaz selon l'hypothèse d'un gaz parfait en réutilisant des fonctions de base de Cantera.

```

1 function GG=generateGi(gas,GG,i)
2 % function GG=generateGi(gas,G,i)
3 % exemple: G2=generateGi(gas,G2,5);
4
5 GG.T(1,i)      = temperature(gas);      % K           %temperature
6 GG.P(1,i)      = pressure(gas);         % Pa          %pressure
7 GG.rho(1,i)    = density(gas);          % kg/m³       %density
8 GG.cp(1,i)     = cp_mass(gas);          % J/(kg.K)    %mass-basis specific heats (cp)
9 GG.cv(1,i)     = cv_mass(gas);          % J/(kg.K)    %mass-basis specific heats (cv)
10 GG.gamma(1,i) = GG.cp(i) ./ GG.cv(i);  % N/A        %ratio of specific heats
11 GG.R(1,i)     = GG.cp(i) - GG.cv(i);    % J/(kg.K)    %gas constant
12 GG.H_mass(1,i) = enthalpy_mass(gas);    % J/kg        %mass specific enthalpy
13 GG.H_mol(1,i) = enthalpy_mole(gas);     % J/kmol      %mole specific enthalpy
14 GG.S_mass(1,i) = entropy_mass(gas);     % J/(kg.K)    %mass specific entropy
15 GG.S_mol(1,i) = entropy_mole(gas);      % J/(kmol.K)  %mole specific entropy
16 GG.U_mass(1,i) = intEnergy_mass(gas);   % J/kg        %mass specific internal energy
17 GG.U_mol(1,i) = intEnergy_mole(gas);    % J/kmol      %mole specific internal energy
18 GG.MM(1,i)    = meanMolecularWeight(gas); % kg/kmol     %mean molecular weight
19 GG.MF(:,i)    = moleFractions(gas);     % N/A         %mole fractions of all species
20 GG.WF(:,i)    = massFractions(gas);     % N/A         %mass fractions of all species

```

## D.2 Script pour calculer l'efficacité de combustion

### D.2.1 Calculate\_IPN\_eta\_combustion.m

Le script suivant est utilisé pour calculer l'efficacité de combustion pour les expérimentations avec une chambre de combustion à volume constant. Voir la section 4.6.1 pour l'organigramme de calcul utilisé.

```

1 %Sélectionner un numéro de test STFXXX:
2 test_number_STF=008; %STF008
3
4 % STFXXX loading P1 P2 eta_comb
5 % (mg/cm³) (MPa) (MPa) (%)
6 test_data=[...
7 005 12.425 0.9 5.8;... % 60.2%
8 006 14.800 1.6 9.6;... % 76.6%
9 007 9.275 1.0 5.0;... % 62.6%
10 008 11.775 1.6 8.6;... % 82.1%
11 009 14.375 2.0 11.8;... % 91.1%
12 020 11.275 2.6 9.2;... % 77.3%
13 021 13.425 3.1 11.2;... % 79.4%
14 022 11.425 3.7 11.0;... % 81.8%
15 023 9.450 4.4 10.7;... % 83.0%
16 025 13.325 3.1 12.0]; % 87.5%
17
18 test_line_i = find(test_data(:,1)==test_number_STF);
19 loading_mass=test_data(test_line_i,2)/1000 %g/cm³
20 P1=test_data(test_line_i,3)*1e6 %Pa
21 P2=test_data(test_line_i,4)*1e6 %Pa
22
23 M_eta_comb=[0.1:0.05:1.0];
24 for iii=1:length(M_eta_comb)
25 eta_comb=M_eta_comb(iii)
26 [GT1,GT2,GT3,GT4,~,~,~,~]= function_IPN_eta_combustion_v4 (loading_mass,P1,eta_comb,0);
27 P_ini(iii,1)=P1; %Pa
28 P_max(iii,1)=GT3.P; %Pa
29 T_ini(iii,1)=GT4.T-273.15; %°C
30 T_max(iii,1)=GT3.T-275.15; %°C
31 end
32
33 eta_comb=interp1(P_max,M_eta_comb,P2)
34 [GT1,GT2,GT3,GT4,~,~,~,~]= function_IPN_eta_combustion_v4 (loading_mass,P1,eta_comb,1);

```

### D.2.2 function\_IPN\_eta\_combustion\_v4.m

La fonction matlab `function_IPN_eta_combustion_v4.m` permet de calculer les caractéristiques de combustion à volume fixe.

```

1 function [GT1,GT2,GT3,GT4,GT1_i,GT2_i,GT3_i,GT4_i] = function_IPN_eta_combustion_v4(...
    loading_mass,P1,eta_combustion,display)
2 % clear all; close all; clc; format compact;
3 % INPUTS:
4 % loading_mass (g/cm³): Paramètre de chargement d'IPN
5 % P1 (Pa): Pression avant injection d'IPN
6 % eta_combustion (de 0.1 à 1.0): Efficacité de combustion
7 % display: 0 ou 1 : pour l'affichage des résultats
8 % OUTPUTS:
9 % GT1: mélange avant combustion en considérant mfb
10 % GT2: mélange après combustion en considérant mfb
11 % GT3: mélange après combustion en considérant mfb et mfub
12 % GT4: mélange après détente isentropique jusqu'à P1
13
14 addpath([cd,'\Cantera'],'-end')
15 % gas = IdealGasMix('Cantera\grimech30_HEX.cti');
16 % gas = IdealGasMix('Cantera\grimech30_HEX_6.cti');
17 % gas = IdealGasMix('Cantera\grimech30_HEX_10.cti');
18 % gas = IdealGasMix('Cantera\grimech30_HEX_20.cti');
19 % gas = IdealGasMix('Cantera\grimech30_HEX_20_no_H2O_L.cti');
20 gas = IdealGasMix('Cantera\grimech30_HEX_all.cti');
21
22 nsp = nSpecies(gas); NAMES = speciesNames(gas)';
23 for ii=1:nsp
24     eval(['ind.',char(NAMES(ii)),'=speciesIndex(gas,','',char(NAMES(ii)),'');']);
25 end
26
27 WF_C3H7NO3_l=zeros(nsp,1); WF_C3H7NO3_l(ind.C3H7NO3_L )=1;
28 WF_C3H7NO3_g=zeros(nsp,1); WF_C3H7NO3_g(ind.C3H7NO3 )=1;
29
30 fuel_rho = 1040; %kg/m³
31 fuel_MM = 105.09; %g/mol
32 fuel_Hf298_mol=-229700*1000; %J/kmol
33 fuel_Hf298_mass=(fuel_Hf298_mol)/(fuel_MM); %J/kg
34
35 %% Expérimentation avec cyclage de combustion
36 Bomb_V= 50/100^3; %m³
37 mf = (loading_mass/1000*100^3)*Bomb_V; %kg Mass_Fuel
38 mfb = mf*eta_combustion; %kg Mass_Fuel_Burn
39 mfub = mf*(1-eta_combustion); %kg Mass_Fuel_UnBurn
40 U_fuel = mf *fuel_Hf298_mass; %J
41 U_fuel_b = mfb *fuel_Hf298_mass; %J
42 U_fuel_ub = mfub*fuel_Hf298_mass; %J
43 fuel_V=mf/fuel_rho; %m³
44
45 %pour l'initiation
46 T1 = 273.15; %K
47 gaz_WF = zeros(nsp,1);
48 gaz_rho = 0;
49 gaz_U_mass = 0;
50 gaz_mass = gaz_rho*Bomb_V;
51
52 GT1=[]; GT2=[]; GT3=[]; GT4=[]; %définir des structures vides
53 GT1_i=[]; GT2_i=[]; GT3_i=[]; GT4_i=[];
54
55 for i=1:10
56     %% G1: mélange avant combustion en considérant mfb
57     if i==1
58         mg = gaz_mass; %kg Mass_Gaz
59         U_gas = mg*gaz_U_mass; %J
60         GT1.m=mfb+mg;

```

```

61     GT1.WF=gaz_WF*mg + WF_C3H7NO3_l*mf;
62     GT1.U_mass=(U_gas + U_fuel_b)/GT1.m;
63     else
64         mg= GT4.rho*Bomb_V;
65         U_gas = mg*GT4.U_mass;      %J
66         GT1.m=mf+mg;
67         GT1.WF=GT4.WF*mg + WF_C3H7NO3_l*mf;
68         GT1.U_mass=(U_gas + U_fuel_b)/GT1.m;
69     end
70     GT1.rho= GT1.m/Bomb_V; %kg/m3
71     set(gas,'U',GT1.U_mass,'Density',GT1.rho,'MassFractions', GT1.WF);
72     GT1 =generateGi(gas,GT1 ,1);
73     GT1_i=generateGi(gas,GT1_i,i);
74
75     %% G2: mélange après combustion en considérant mf
76     gas=equilibrate(gas,'UV');
77     GT2.m=GT1.m;
78     GT2 =generateGi(gas,GT2 ,1);
79     GT2_i=generateGi(gas,GT2_i,i);
80
81     %% G3: mélange après combustion en considérant mf et mfub
82     GT3.m=mf+mfub+mg;
83     GT3.WF=GT2.WF*(mf+mg)+WF_C3H7NO3_g*mfub;
84     GT3.rho=(mf+mfub+mg)/Bomb_V; %kg/m3
85     GT3.U_mass=(GT2.U_mass*GT2.m+U_fuel_ub)/(mf+mfub+mg);
86
87     set(gas,'U',GT3.U_mass,'Density',GT3.rho,'MassFractions', GT3.WF);
88     GT3 =generateGi(gas,GT3 ,1);
89     GT3_i=generateGi(gas,GT3_i,i);
90
91     %% G4: mélange après détente isentropique jusqu'à P1
92     set(gas,'S',GT3.S_mass,'P',P1,'MassFractions', GT3.WF);
93     GT4 =generateGi(gas,GT4 ,1);
94     GT4_i=generateGi(gas,GT4_i,i);
95 end
96
97 if display==1
98     disp(' ')
99     disp(['eta combustion = ',num2str(eta_combustion*100),'%'])
100    disp(['P1 = ',num2str(P1/1000),' kPa'])
101    disp(['T1 = ',num2str(round(GT4.T-273.15)),' °C'])
102    disp(['P2 = ',num2str(round(GT3.P/1000)),' kPa'])
103    disp(['T1 = ',num2str(round(GT3.T-273.15)),' °C'])
104    disp('Mass fraction Combustion Products ')
105    eval_WF(GT4.WF,NAMES) %composition
106 end

```

## D.3 Script pour l'analyse du cycle DMC

### D.3.1 compare\_SXXX\_with\_DMC.m

Le script suivant est utilisé pour calculer le performance du cycle thermodynamique DMC. Ce script est également utilisé pour comparer les résultats expérimentaux par rapport du cycle DMC.

```

1 clear all; close all; clc; format compact;
2
3 %load data test form #017 to %024
4 load S017; load S018; load S019; load S020; load S021; load S022; load S023; load S024;
5
6 V_TDC = 5.4;           %cm³
7 V_exhaust = 48.8;     %cm³
8 P1_kPa = 100;        %kPa
9
10 figure(1000)
11 plot(S022.M_V_3a6./V_TDC,S022.M_P_3a6./P1_kPa,'-b','LineWidth',2); hold on
12 plot(S017.M_V_3a6./V_TDC,S017.M_P_3a6./P1_kPa,'-b','LineWidth',2)
13 plot(S018.M_V_3a6./V_TDC,S018.M_P_3a6./P1_kPa,'-b','LineWidth',2)
14 plot(S019.M_V_3a6./V_TDC,S019.M_P_3a6./P1_kPa,'-b','LineWidth',2)
15 plot(S020.M_V_3a6./V_TDC,S020.M_P_3a6./P1_kPa,'-b','LineWidth',2)
16 % plot(S021.M_V_3a6./V_TDC,S021.M_P_3a6./P1_kPa,'-b','LineWidth',2)
17 plot(S023.M_V_3a6./V_TDC,S023.M_P_3a6./P1_kPa,'-b','LineWidth',2)
18 % plot(S024.M_V_3a6./V_TDC,S024.M_P_3a6./P1_kPa,'-k','LineWidth',2)
19 set(gca,'FontName','Times New Roman','FontSize',15);
20 set(gcf,'Position',[300, 300, 800, 500])
21
22
23
24 %% Section de l'ajout des courbes du cycle DMC
25 epsilon=9.25; %Vmax/Vmin
26 lambda=53; %Pmax/Pmin
27 R=500; %J/kg/K
28 ratioC=0.0;
29 V_ratioE=[0.27 0.33 0.38 0.48 0.59 0.675];
30
31 % y=1.08; eta_C=1.0; eta_E=1.0;
32 y=1.30; eta_C=4.5; eta_E=0.3;
33
34 for i=1:length(V_ratioE)
35     clear DMC
36     [DMC]=plot_cycle_DMC(epsilon,lambda,y,R,ratioC,V_ratioE(i),eta_C,eta_E);
37     close(1001); close(1002);
38
39     DMC_VXX=[DMC.V12, DMC.V23, DMC.V34, DMC.V45, DMC.V56, DMC.V61];
40     DMC_PXX=[DMC.P12, DMC.P23, DMC.P34, DMC.P45, DMC.P56, DMC.P61];
41     DMC_VX=[ DMC.V1, DMC.V2, DMC.V3, DMC.V4, DMC.V5, DMC.V6];
42     DMC_PX=[ DMC.P1, DMC.P2, DMC.P3, DMC.P4, DMC.P5, DMC.P6];
43
44     figure(1000)
45     plot(DMC_VXX./DMC.V2,DMC_PXX./DMC.P6,'-.m','LineWidth',2.5);hold on
46     plot(DMC_VX./DMC.V2,DMC_PX./DMC.P6,...
47         'Marker','o','color','k','MarkerFaceColor','m','MarkerSize',7,'LineWidth',1.5,'...
48         LineStyle','none');
49
50 end
51
52 xlim([0 inf]); ylim([0 inf]); grid on
53 set(gca,'FontName','Times New Roman','FontSize',15);
54 xlabel('$$V/V_2$$', 'Interpreter', 'Latex');
55 ylabel('$$P/P_1$$', 'Interpreter', 'Latex');
56
57 chH = get(gca,'Children'); chH=flipud(chH);

```

```

56 set(gca,'Children',[...
57     chH( 8);chH(10);chH(12);chH(14);chH(16);chH(18);...
58     chH( 7);chH( 9);chH(11);chH(13);chH(15);chH(17);...
59     chH( 1);chH( 2);chH( 3);chH( 4);chH( 5);chH( 6)])
60 xlim([0 10]); ylim([0 60])
61
62
63
64 %% Section pour les graphique du DMC
65 % résultats expérimentaux dans l'ordre suivant:
66 %tests_numero=[ 024; 023; 022; 017; 018; 019; 020; 021];
67 test_eta=[ 0.1574; 0.1780; 0.1806; 0.1604; 0.1555; 0.1547; 0.1459; 0.1364]; %N/A
68 test_W= [ 93; 132; 148; 157; 172; 188; 196; 200]; %J/cycle
69 test_Eex_moy= [ 2000; 2228; 2327; 2494; 2608; 2693; 2782; 2852]; %j/g
70 test_m_inj= [ 0.296; 0.333; 0.352; 0.393; 0.424; 0.451; 0.483; 0.514]; %g/cycle
71
72 % on concerne maintenant uniquement les tests: 2 à 7 pour les comparaisons avec le cycle ...
    DMC
73 test_eta=test_eta(2:7);
74 test_W=test_W(2:7);
75 test_Eex_moy=test_Eex_moy(2:7);
76 test_m_inj=test_m_inj(2:7);
77
78 test_Qin=test_m_inj.*test_Eex_moy;
79
80 for i=1:length(V_ratioE)
81     [cycledata]=plot_cycle_DMC(epsilon,lambda,y,R, ratioC,V_ratioE(i),eta_C,eta_E);
82     eval(['DMC_',num2str(i),'=cycledata;'])
83 end
84
85 DMC_V_IMEP_P1=[DMC_1.IMEP_P1 DMC_2.IMEP_P1 DMC_3.IMEP_P1 DMC_4.IMEP_P1 DMC_5.IMEP_P1 ...
    DMC_6.IMEP_P1];
86 DMC_V_eta=[DMC_1.eta DMC_2.eta DMC_3.eta DMC_4.eta DMC_5.eta DMC_6.eta];
87
88 DMC_V_Wout_P6V6=[DMC_1.Wout_P6V6 DMC_2.Wout_P6V6 DMC_3.Wout_P6V6 DMC_4.Wout_P6V6 ...
    DMC_5.Wout_P6V6 DMC_6.Wout_P6V6];
89 DMC_V_W=DMC_V_Wout_P6V6*((V_exhaust-V_TDC)/100^3)*100000;
90
91 DMC_V_Qin_P6V6=[DMC_1.Qin_P6V6 DMC_2.Qin_P6V6 DMC_3.Qin_P6V6 DMC_4.Qin_P6V6 DMC_5.Qin_P6V6 ...
    DMC_6.Qin_P6V6];
92 DMC_V_Qin=DMC_V_Qin_P6V6*((V_exhaust-V_TDC)/100^3)*100000;
93
94
95 M_ratioE=[0.1:0.01:1]';
96 for i=1:length(M_ratioE)
97     [M_W_barre(i,1),M_eta(i,1),~,~,~,~,~,M_W_barrebarre(i,1)]=DMC_eval_V2(epsilon,lambda,y,...
    ratioC,M_ratioE(i),eta_C,eta_E);
98 end
99
100 M_W=M_W_barrebarre*100000*((V_exhaust-V_TDC)/100^3);
101 M_Qin=M_W./M_eta;
102
103 figure(20)
104 plot(M_eta*100,M_W,'-k','LineWidth',2);hold on
105 plot(test_eta*100,test_W,'Marker','o','color','k','MarkerFaceColor','w','MarkerFaceColor'...
    ,[0.5 0.5 0.5],...
106     'MarkerSize',7,'LineWidth',1.5,'LineStyle','none')
107 polyfit1_P = polyfit(test_W,test_eta,1); polyfit1_y = polyfit1_P(1)*test_W+polyfit1_P(2);
108 plot(polyfit1_y*100,test_W,'--m','DisplayName','Fit','LineWidth',2,'LineStyle','--','Color'...
    ,[0.5 0.5 0.5]);
109 xlim([10 30]);ylim([0 220]); grid on
110 set(gca,'FontName','Times New Roman','FontSize',15);
111 xlabel('\it{\eta})_{moteur} (%)')
112 ylabel('\it{W})_{moteur} (J/cycle)')
113 legend('modèle DMC','expérimentation','Location','northeast')
114 set(gca,'YTick',[0:20:220]); set(gca,'XTick',[10:2:30])
115 set(gcf,'Position',[100, 100, 700, 500])
116

```

```
117
118 figure(30)
119 plot(M_Qin, M_W, '-k', 'LineWidth', 2); hold on
120 plot(test_Qin, test_W, 'Marker', 'o', 'color', 'k', 'MarkerFaceColor', 'w', 'MarkerFaceColor', [0...
    .5 0.5 0.5], ...
121     'MarkerSize', 7, 'LineWidth', 1.5, 'LineStyle', 'none');
122 polyfit2_P = polyfit(test_Qin, test_W, 1); polyfit2_y = polyfit2_P(1)*test_Qin + polyfit2_P(2)...
    ;
123 plot(test_Qin, polyfit2_y, '--m', 'DisplayName', 'Fit', 'LineWidth', 2, 'LineStyle', '--', 'Color'...
    , [0.5 0.5 0.5]);
124 ylim([0 220]); grid on
125 set(gca, 'FontName', 'Times New Roman', 'FontSize', 15);
126 xlabel('\it{Q}_{in} (J/cycle)')
127 ylabel('\it{W}_{moteur} (J/cycle)')
128 legend('modèle DMC', 'expérimentation', 'Location', 'southeast')
129 set(gca, 'YTick', [0:20:220]);
130 set(gcf, 'Position', [1000, 100, 700, 500])
```

### D.3.2 plot\_cycle\_DMC.m

La fonction matlab plot\_cycle\_DMC.m est utilisé pour tracer les courbes P-V du cycle DMC.

```

1 function [cycledata]=plot_cycle_DMC(epsilon,lambda,y,R,ratioC,ratioE,eta_C,eta_E)
2 % clear all; clc; close all; format compact;
3 % exemple:
4 % epsilon=10; lambda=50; y=1.4; R=287
5 % ratioC=0.2; ratioE=0.2; eta_C=0.8; eta_E=0.8
6 % [cycledata]=plot_cycle_DMC(epsilon,lambda,y,R,ratioC,ratioE,eta_C,eta_E);
7 % [cycledata]=plot_cycle_DMC(10,50,1.4,287,0.2,0.2,0.8,0.8);
8
9 %% Conditions initiales
10 cp=R*(y/(y-1)); %J/kg/K
11 cv=cp/y; %J/kg/K
12 V6=1; %m³
13 P1=101325; %Pa
14 T1=300; %K
15
16 rho=ratioE*epsilon-ratioE+1;
17 r=epsilon+ratioC-ratioC*epsilon;
18 beta=lambda/r* eta_C/(eta_C+(r^(y-1)-1));
19 rM=epsilon/r;
20 V6_V2=epsilon;
21
22 Pmin=P1;
23 Pmax=lambda*Pmin;
24 npt=1000;
25
26 %% Cycle Dual Miller Cycle (DMC)
27 % process 1-->2 (isentropic compression)
28 % process 2-->3 (constant volume heat addition)
29 % process 3-->4 (constant pressure heat addition)
30 % process 4-->5 (isentropic expansion)
31 % process 5-->6 (constant volume heat rejection)
32 % process 6-->1 (constant pressure heat rejection)
33
34 V1_V2=V6_V2 + ratioC - V6_V2*ratioC;
35 V6_V1= V6_V2 / V1_V2;
36 V4_V3=V6_V2*ratioE - ratioE + 1;
37
38 %% calcul du point 1 et process 6-->1 (constant pressure heat rejection)
39 V1=V6/V6_V1; %m³
40 S1=0; %J/K
41 m=P1*V1/(R*T1); %kg
42 P6=P1;
43 T6=P6*V6/(m*R); %K
44
45 n61=0;
46 V61=linspace(V6,V1,npt);
47 P61=P1*(V1./V61).^n61;
48 T61=P61.*V61/(m*R);
49
50 n61=0;
51 W61=(P6*V6-P1*V1)/(n61-1);
52 Q61=m*cp*(T1-T6);
53 Q_out61=m*cp*(T6-T1);
54 Q_out61_P6V6=Q_out61/(P1*V6);
55
56
57 S6 =m*( (cv*log(P6 /P1) + cp*log(V6 /V1))) + S1;
58 S61=m*( (cv*log(P61/P1) + cp*log(V61/V1))) + S1;
59
60 %% calcul du point 2 et process 1-->2 (isentropic compression)
61 V2=V1/V1_V2; %m³

```

```

62 T2=T1*(eta_C+(V1_V2^(y-1)-1))/eta_C;      %K
63 P2=(m*R*T2)/V2;      %Pa
64
65 T2s=T1*V1_V2^(y-1);      %K
66 P2s=P1*V1_V2^y;      %Pa
67
68 W12s=(P1*V1-P2s*V2)/(y-1);      %J
69
70 if V1==V2
71     n12=0;
72 else
73     n12=log(P2/P1) / log(V1/V2);
74 end
75
76 W12poly=W12s/eta_C*(y-1)/(n12-1);
77 Q12poly=W12poly*(y-n12)/(y-1);
78 W12real=W12s/eta_C;
79 W12_validation=W12poly-Q12poly;
80
81
82 V12=linspace(V1,V2,npt);
83 P12=P1*(V1./V12).^n12;
84 T12=P12.*(m*R);      %K
85
86 S2 =m*(cv*log(P2 /P1) + cp*log(V2 /V1)) +S1;
87 S12=m*(cv*log(P12/P1) + cp*log(V12/V1)) +S1;
88 Q12=Q12poly;
89 W12=W12poly;
90
91 %% calcul du point 3 et process 2-->3 (constant volume heat addition)
92 % Pressure ratio : Beta = P3/P2 = T3/T2      (nommée ici P3_P2)
93 % P3_P2=2.0
94 V3=V2;
95 P3_P2=Pmax/P2;
96 P3=P3_P2 *P2;
97 T3=P3*V3/(m*R);      %K      note: T3/T2=P3/P2
98
99 n23=inf;
100 W23=(P3*V3-P2*V2)/(n23-1);
101 Q23=m*cv*(T3-T2);
102 Q_in23=m*cv*(T3-T2);
103 Q_in23_P6V6=Q_in23/(P1*V6);
104
105 P23=linspace(P2,P3,npt);      %Pa
106 V23=linspace(V2,V3,npt);      %m³
107 T23=P23.*V23/(m*R);      %K
108
109 S3 =m*(cv*log(P3 /P2) + cp*log(V3 /V2)) +S2;
110 S23=m*(cv*log(P23/P2) + cp*log(V23/V2)) +S2;
111
112 %% calcul du point 4 et process 3-->4 (constant pressure heat addition)
113 P4=P3;
114 V4=V4_V3 *V3;
115 T4=P4*V4/(m*R);      %K
116
117 n34=0;
118 W34=(P3*V3-P4*V4)/(n34-1);
119 Q34=m*cp*(T4-T3);
120 Q_in34=m*cp*(T4-T3);
121 Q_in34_P6V6=Q_in34/(P1*V6);
122
123
124 P34=linspace(P3,P4,npt);      %Pa
125 V34=linspace(V3,V4,npt);      %m³
126 T34=P34.*V34/(m*R);      %K4
127
128 S4 =m*(cv*log(P4 /P3) + cp*log(V4 /V3)) +S3;
129 S34=m*(cv*log(P34/P3) + cp*log(V34/V3)) +S3;

```

```

130
131 %% calcul du point 5 et process 4-->5 (isentropic expansion)
132 V5=V6;
133 V5_V4=V5/V4;
134
135 T5=T4* (1-eta_E*(1- 1/(V5_V4^(y-1)))); %K
136 P5=(m*R*T5)/V5; %Pa
137
138 % P5=P4* (1-eta_E*(1- 1/(V5_V4^(y-1)))*(V4/V5); %Pa
139
140 T5s=T4/V5_V4^(y-1); %K
141 P5s=P4/V5_V4^(y); %Pa
142 W45s=(P4*V4-P5s*V5)/(y-1); %J
143
144
145 if V4==V5
146     n45=0;
147 else
148     n45=log(P5/P4) / log(V4/V5);
149 %     n45=log((1-eta_E*(1- 1/(V5_V4^(y-1)))*(V4/V5)) / log(V4/V5)
150 end
151
152 W45poly=W45s*eta_E*(y-1)/(n45-1);
153 Q45poly=W45poly*(y-n45)/(y-1);
154 W45real=W45s*eta_E;
155 W45_validation=W45poly-Q45poly;
156
157
158 V45=linspace(V4,V5,npt);
159 P45=P4*(V4./V45).^n45;
160 T45=P45.*(m*R); %K
161
162 S5 =m*(cv*log(P5 /P4) + cp*log(V5 /V4)) +S4;
163 S45=m*(cv*log(P45/P4) + cp*log(V45/V4)) +S4;
164 Q45=Q45poly;
165 W45=W45poly;
166 %% calcul du point 6 et process 5-->6 (constant volume heat rejection)
167
168 P5_P6=P5/P6;
169
170 P56=linspace(P5,P6,npt); %Pa
171 V56=linspace(V5,V6,npt); %m³
172 T56=P56.*V56/(m*R); %K
173
174
175 n56=inf;
176 W56=(P5*V5-P6*V6)/(n56-1);
177
178 Q56=m*cv*(T6-T5);
179 Q_out56=m*cv*(T5-T6);
180 Q_out56_P6V6=Q_out56/(P1*V6);
181
182 S6 =m*(cv*log(P6 /P5) + cp*log(V6 /V5)) +S5;
183 S56=m*(cv*log(P56/P5) + cp*log(V56/V5)) +S5;
184
185
186 Name_for_Display=['r_C=',num2str(ratioC),' r_E= ',num2str(ratioE)];
187 figure(1001)
188 plot([V12,V23,V34,V45,V56,V61]./V2,[P12,P23,P34,P45,P56,P61]./P6,'-b',...
189 'LineWidth',3,'DisplayName',Name_for_Display);hold on
190 plot([V1, V2, V3, V4, V5, V6 ]./V2,[P1, P2, P3, P4, P5, P6 ]./P6,...
191 'Marker','o','color','k','MarkerFaceColor','k','MarkerSize',8,'LineStyle','none','...
192     DisplayName',Name_for_Display);
193 xlabel('V / V_2'); ylabel('P / P_6'); title('graph PV')
194 xlim([0 inf]); ylim([0 inf]); grid on
195 set(gca,'FontName','Times New Roman','FontSize',15);
196 figure(1002)

```

```

197 plot([(S12,S23,S34,S45,S56,S61]-S1)./(m*cv),[T12,T23,T34,T45,T56,T61]./T1,'-b',...
198 'LineWidth',3,'DisplayName',Name_for_Display);hold on
199 plot([(S1 ,S2, S3, S4, S5 ,S6 ]-S1)./(m*cv),[T1, T2, T3, T4, T5, T6 ]./T1,...
200 'Marker','o','color','k','MarkerFaceColor','k','MarkerSize',8,'LineStyle','none','...
    DisplayName',Name_for_Display);
201 xlabel('(s-s_1) / c_v'); ylabel('T / T_1'); title('graph TS')
202 xlim([0 inf]); ylim([0 inf]); grid on
203 set(gca,'FontName','Times New Roman','FontSize',15);
204
205
206 Q12numeric=trapz(S12, T12); %J
207 Q23numeric=trapz(S23, T23); %J    m*cv*(T3-T2)
208 Q34numeric=trapz(S34, T34); %J    m*cp*(T4-T3)
209 Q45numeric=trapz(S45, T45); %J
210 Q56numeric=trapz(S56, T56); %J    m*cv*(T5-T6)
211 Q61numeric=trapz(S61, T61); %J    m*cp*(T6-T1)
212
213
214 W12numeric=trapz(V12, P12); %J
215 W23numeric=trapz(V23, P23); %J
216 W34numeric=trapz(V34, P34); %J
217 W45numeric=trapz(V45, P45); %J
218 W56numeric=trapz(V56, P56); %J
219 W61numeric=trapz(V61, P61); %J
220
221
222 Qin_numeric=Q23numeric+Q34numeric;
223 Qout_numeric=abs(Q56numeric+Q61numeric);
224 Wout_numeric=W12numeric+W23numeric+W34numeric+W45numeric+W56numeric+W61numeric+...
225     -Q12numeric-Q45numeric;
226 Wout_numeric_validation=Wout_numeric-Qout_numeric;
227
228 Qin = Q23+Q34;
229 Qout = abs(Q56)+abs(Q61);
230 Wout = Qin-Qout;
231 Wout_validation = W12real+W23+W34+W45real+W56+W61;
232 eta = Wout/Qin;
233
234 Qin_P6V6 = Qin/P6/V6;
235 Qout_P6V6 = Qout/P6/V6;
236 Wout_P6V6 = Wout/P6/V6;
237
238 Vd = V6-V2;
239 IMEP_P1 = Wout/Vd/P1;
240
241 nameOfStruct2Update='cycledata';
242 cycledata = v2struct(lambda,epsilon,y,R,cp,cv,ratioC,ratioE,eta_C,eta_E);
243 cycledata = v2struct(Qin,Qout,Wout,eta,Qin_P6V6,Qout_P6V6,Wout_P6V6,IMEP_P1,...
    nameOfStruct2Update);
244 cycledata = v2struct(Q12,Q23,Q34,Q45,Q56,Q61,nameOfStruct2Update);
245 cycledata = v2struct(W12,W23,W34,W45,W56,W61,nameOfStruct2Update);
246 cycledata = v2struct(P12,P23,P34,P45,P56,P61,nameOfStruct2Update);
247 cycledata = v2struct(V12,V23,V34,V45,V56,V61,nameOfStruct2Update);
248 cycledata = v2struct(T12,T23,T34,T45,T56,T61,nameOfStruct2Update);
249 cycledata = v2struct(S12,S23,S34,S45,S56,S61,nameOfStruct2Update);
250 cycledata = v2struct(P1 ,P2 ,P3 ,P4 ,P5 ,P6 ,nameOfStruct2Update);
251 cycledata = v2struct(V1 ,V2 ,V3 ,V4 ,V5 ,V6 ,nameOfStruct2Update);
252 cycledata = v2struct(T1 ,T2 ,T3 ,T4 ,T5 ,T6 ,nameOfStruct2Update);
253 cycledata = v2struct(S1 ,S2 ,S3 ,S4 ,S5 ,S6 ,nameOfStruct2Update);
254 cycledata = v2struct(n12,n45,Vd,nameOfStruct2Update);

```

### D.3.3 DMC\_eval\_V2.m

La fonction matlab DMC\_eval\_V2.m est utilisé calculer les caractéristiques de performance du cycle DMC.

```
1 function [W_barre,eta,rho,r,beta,rM,alpha,W_barrebarre]=DMC_eval_V2(epsilon,lambda,y,...
    ratioC,ratioE,eta_C,eta_E)
2
3 rho = ratioE*epsilon-ratioE+1;
4 r = epsilon+ratioC-ratioC*epsilon;
5 beta = lambda/r* eta_C/(eta_C+(r^(y-1)-1));
6 rM = epsilon/r;
7 alpha = rho*lambda/r;
8
9 % (Gonca2016 eq23)
10 Bracket = 1+(r^(y-1)-1)/eta_C;
11 W_barre = (beta-1)*Bracket +y*(rho-1)*beta*Bracket + rM-y*(rM-1)...
12     -rho*beta*Bracket*(1-eta_E*(1-(rho/r/rM)^(y-1)));
13
14 W_barrebarre = W_barre/(y-1)*(epsilon-ratioC*(epsilon-1))/epsilon;
15 eta = W_barre/ ((beta-1)*Bracket + y*(rho-1)*beta*Bracket);
```

### D.3.4 plot\_cycle\_DMC\_estime\_future.m

Le Script matlab plot\_cycle\_DMC\_estime\_future.m est utilisé calculer des prédictions de performances d'un moteur utilisant le cycle DMC et ce en faisant varier les valeurs de  $\epsilon$  et de  $\lambda$ .

```

1 clear all; close all; clc;
2
3 epsilon=9.25 %Vmax/Vmin
4 lambda=53 %Pmax/Pmin
5
6 R=500; %J/kg/K
7 ratioC=0.0;
8 V_ratioE=[0.05:0.01:1.0];
9
10 y=1.3;
11 eta_C=4.5;
12 eta_E=0.3;
13
14 n=1.08
15
16
17 C1.epsilon=1*epsilon;
18 C2.epsilon=2*epsilon;
19 C3.epsilon=1*epsilon;
20 C4.epsilon=2*epsilon;
21
22 C1.lambda=1*lambda;
23 C2.lambda=1*lambda;
24 C3.lambda=2*lambda;
25 C4.lambda=2*lambda;
26
27
28 C1.r=ratioC+C1.epsilon-C1.epsilon*ratioC;
29 C2.r=ratioC+C2.epsilon-C2.epsilon*ratioC;
30 C3.r=ratioC+C3.epsilon-C3.epsilon*ratioC;
31 C4.r=ratioC+C4.epsilon-C4.epsilon*ratioC;
32
33
34 C1.eta_C= (C1.r^(y-1)-1) / (C1.r^(n-1)-1);
35 C2.eta_C= (C2.r^(y-1)-1) / (C2.r^(n-1)-1);
36 C3.eta_C= (C3.r^(y-1)-1) / (C3.r^(n-1)-1);
37 C4.eta_C= (C4.r^(y-1)-1) / (C4.r^(n-1)-1);
38
39
40 C1.rho=V_ratioE*C1.epsilon - V_ratioE +1;
41 C2.rho=V_ratioE*C2.epsilon - V_ratioE +1;
42 C3.rho=V_ratioE*C3.epsilon - V_ratioE +1;
43 C4.rho=V_ratioE*C4.epsilon - V_ratioE +1;
44
45
46 C1.V4_V5=C1.rho./ C1.epsilon;
47 C2.V4_V5=C2.rho./ C2.epsilon;
48 C3.V4_V5=C3.rho./ C3.epsilon;
49 C4.V4_V5=C4.rho./ C4.epsilon;
50
51
52 C1.eta_E= (1-exp((n-1)*log(C1.V4_V5))) ./ (1-C1.V4_V5.^(y-1));
53 C2.eta_E= (1-exp((n-1)*log(C2.V4_V5))) ./ (1-C2.V4_V5.^(y-1));
54 C3.eta_E= (1-exp((n-1)*log(C3.V4_V5))) ./ (1-C3.V4_V5.^(y-1));
55 C4.eta_E= (1-exp((n-1)*log(C4.V4_V5))) ./ (1-C4.V4_V5.^(y-1));
56
57
58
59 marker_ratioE=[0.1:0.1:1.0];

```

---

```

60 [idx,loc] = ismember(marker_ratioE,V_ratioE);
61 marker_ind = loc(idx);
62
63
64 for i=1:length(V_ratioE)
65
66 %     ratioE=V_ratioE(i)
67     [C1.W_barre(:,i),C1.eta(:,i),C1.rho_valid(:,i),C1.r_valid(:,i),C1.beta(:,i),C1.rM(:,i) ...
        ,C1.alpha(:,i),C1.W_barrebarre(:,i)]=DMC_eval_V2(C1.epsilon ,C1.lambda ,y,ratioC,...
        V_ratioE(i),C1.eta_C,C1.eta_E(i));
68     [C2.W_barre(:,i),C2.eta(:,i),C2.rho_valid(:,i),C2.r_valid(:,i),C2.beta(:,i),C2.rM(:,i) ...
        ,C2.alpha(:,i),C2.W_barrebarre(:,i)]=DMC_eval_V2(C2.epsilon ,C2.lambda ,y,ratioC,...
        V_ratioE(i),C2.eta_C,C2.eta_E(i));
69     [C3.W_barre(:,i),C3.eta(:,i),C3.rho_valid(:,i),C3.r_valid(:,i),C3.beta(:,i),C3.rM(:,i) ...
        ,C3.alpha(:,i),C3.W_barrebarre(:,i)]=DMC_eval_V2(C3.epsilon ,C3.lambda ,y,ratioC,...
        V_ratioE(i),C3.eta_C,C3.eta_E(i));
70     [C4.W_barre(:,i),C4.eta(:,i),C4.rho_valid(:,i),C4.r_valid(:,i),C4.beta(:,i),C4.rM(:,i) ...
        ,C4.alpha(:,i),C4.W_barrebarre(:,i)]=DMC_eval_V2(C4.epsilon ,C4.lambda ,y,ratioC,...
        V_ratioE(i),C4.eta_C,C4.eta_E(i));
71 end
72
73
74 figure(2000)
75 plot(C1.eta*100,C1.W_barrebarre,'-k' , 'LineWidth',2 , 'DisplayName', '\epsilon=9.25, \dots
        lambda= 53');hold on
76 plot(C2.eta*100,C2.W_barrebarre,'-k' , 'LineWidth',2 , 'DisplayName', '\epsilon=18.5, \dots
        lambda= 53');
77 plot(C3.eta*100,C3.W_barrebarre,':k' , 'LineWidth',2, 'DisplayName', '\epsilon=9.25, \lambda\dots
        =106');
78 plot(C4.eta*100,C4.W_barrebarre,'--k' , 'LineWidth',2 , 'DisplayName', '\epsilon=18.5, \dots
        lambda=106');
79
80
81 % plot(C4.eta(marker_ind)*100,C4.W_barrebarre(marker_ind),'-k' , 'LineWidth',2, '...
        HandleVisibility','off')
82 % plot(C4.eta(marker_ind)*100,C4.W_barrebarre(marker_ind),'-k' , 'LineWidth',2, '...
        HandleVisibility','off')
83
84 legend show
85 % f=get(gca,'Children')
86 % legend([f(2),f(5)], 'second graph', 'sixth graph')
87
88 xlim([20 30]); grid on
89 set(gca, 'FontName', 'Times New Roman', 'FontSize', 15);
90 xlabel('\it{\eta} (%)')
91 ylabel('\$\overline{\overline{W}}=\frac{W}{P_1 V_6}\$', 'Interpreter', 'Latex');
92 set(gca, 'YTick', [0:10:100]); set(gca, 'XTick', [20:1:30])
93 set(gcf, 'Position', [100, 100, 700, 500])

```

# ANNEXE E

## Mises en plan

Cette annexe comprend les mises en plan du projets.

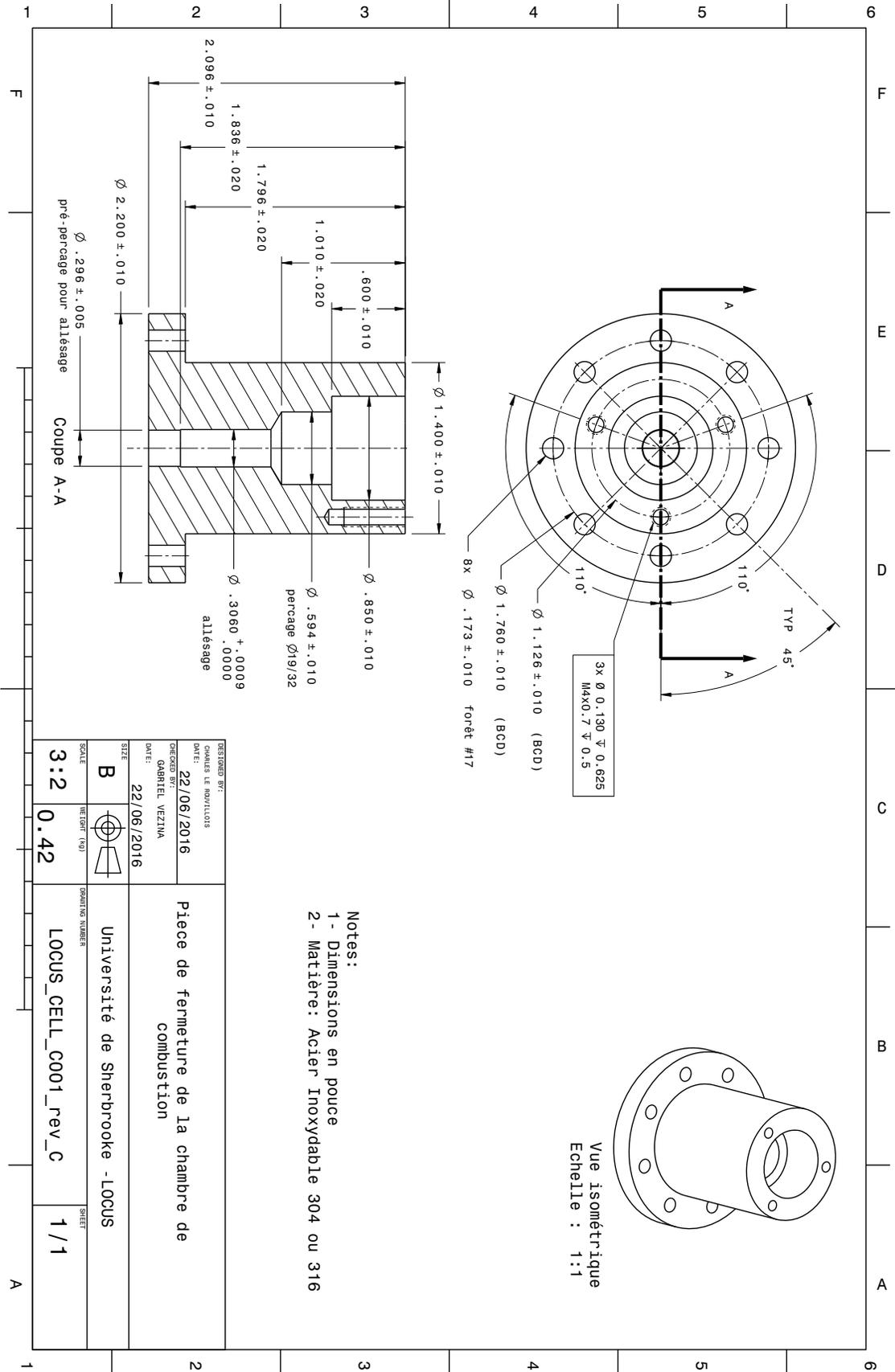
Pour le prototype de chambre de combustion présenté au chapitre 4, les mises en plan sont les suivantes :

- Chambre d’explosion à la page 164.
- Couvercle de la chambre d’explosion à la page 165 ;

Pour le prototype du moteur à piston présenté au chapitre 5, les mises en plan sont les suivantes :

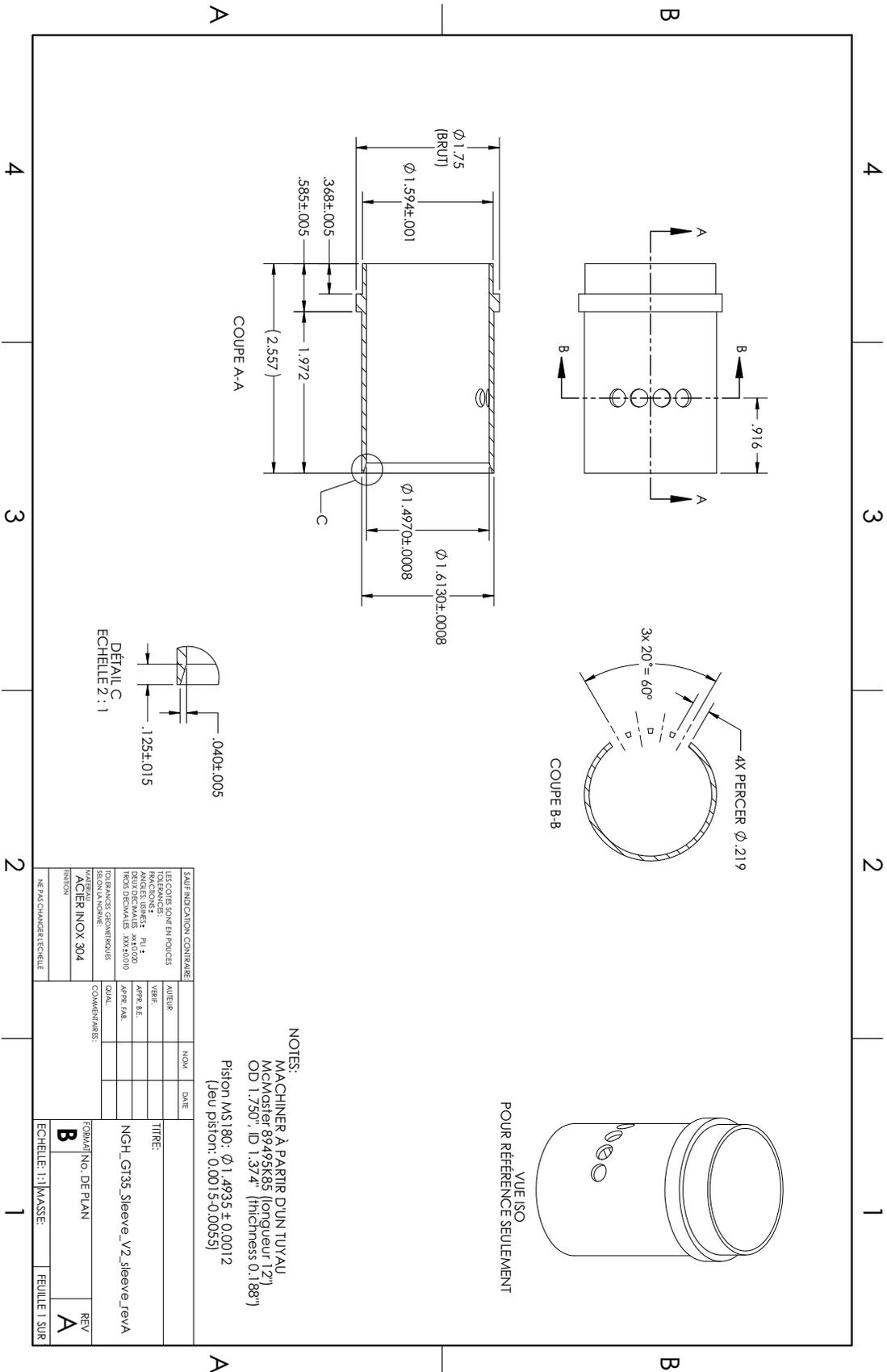
- Chemise du bloc moteur à la page 166 ;
- Culasse moteur à la page 167 ;
- Insert pour réduire le volume mort TDC à la page 168.





Notes:  
 1- Dimensions en pouce  
 2- Matière: Acier Inoxydable 304 ou 316

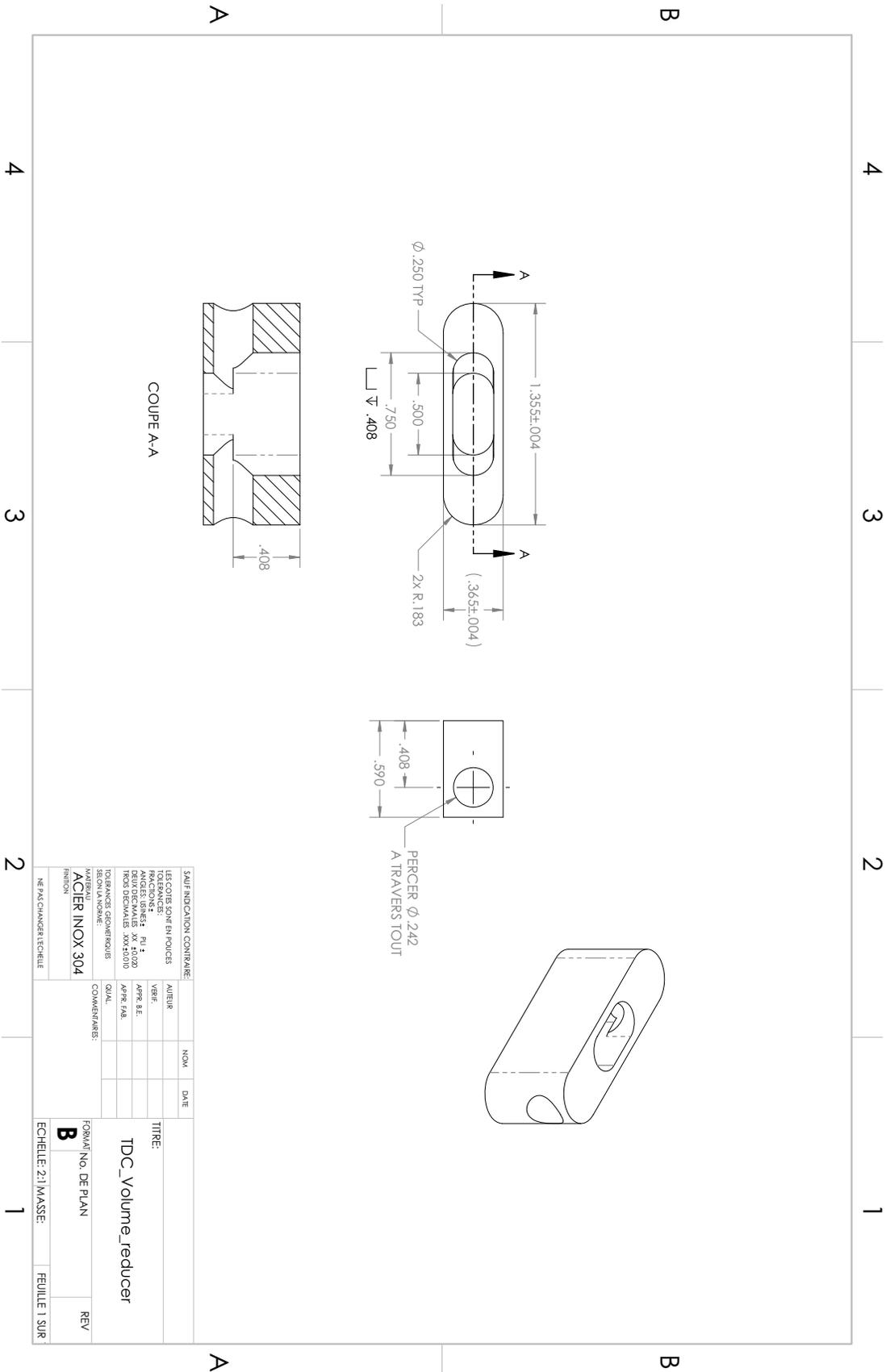
DESIGNED BY: GABRIEL VEZINA	DATE: 22/06/2016	PIECE DE FERMETURE DE LA CHAMBRE DE COMBUSTION
CHECKED BY: GABRIEL VEZINA	DATE: 22/06/2016	
SIZE: B	SCALE: 3:2	UNIVERSITÉ DE SHERBROOKE - LOCUS
WEIGHT (KG): 0.42	DRAWING NUMBER: LOCUS_CELL_C001_rev_C	SHEET: 1/1



NOTES:  
 MACHINER À PARTIR D'UN TUYAU  
 McGaster 89495K85 (longueur 1.21)  
 OD 1.750", ID 1.374" (thickness 0.188")  
 Piston MS180:  $\phi 1.4935 \pm 0.0012$   
 (Jeu Piston: 0.0015-0.0055)

SAUF INDICATION CONTRAIRE		NOM		DATE	
LES COTES SONT EN POUCES		AUTEUR			
TOLERANCES:		VERIF.			
MACHINERIE: Pl 1		APRÈS B.E.			
DEVI. DECIMALES: MAX 0.000		APRÈS P.A.B.			
MOS DECIMALES: MAX 0.010		QUAL.			
TOLERANCES GEOMETRIQUES:		COMMENTAIRES:			
SECTION LA NORME:		MATERIAU: ACIER INOX 304		FORMA/NO. DE PLAN	
FINITION:		REVISIONS:		REV	
NE PAS CHANGER ECHELLE		ECHALETTE: 1:1		FEUILLE 1 SUR	





# LISTE DES RÉFÉRENCES

- [1] Abbott, A. (1980). The Monopropellant Isopropyl Nitrate - Its Characteristics and Used, and Possible Future Applications. *AIAA/SAE/ASME 16th Joint Propulsion Conference*, p. 8.
- [2] Akkerman, J. (1978). Hydrazine Monopropellant Reciprocating Engine Development. *ASME Journal of Engineering for Industry*, volume 101, numéro 4, p. 456–462.
- [3] Akkerman, J. W. (1978). *Hot-Gas Engine With Piston-Actuated Valve* (SAE Technical Paper 780763). SAE Technical Paper, Warrendale, PA, 7 p.
- [4] Akkerman, J. W. (1981). *Reciprocating Engines*. Brevet américain no US 4,283,995, 18 aout 1981, US. Patent and Trademark Office.
- [5] Allen, D. V., Stancliffe, A. et White, O. W. (1983). Emergency Power for the F-16 Aircraft. Dans *Gas Turbine Conference & Exhibit*. American Society of Mechanical Engineers, New York, N.Y., p. 83–GT–189.
- [6] Ambekar, A., Bhangale, R., Dukale, A., Chowdhury, A., Challa, S. et Radhakrishna, D. (2013). Spray Combustion of Isopropyl Nitrate and Dibutyl Sebacate Blends. Dans *9th Asia-Pacific Conference on Combustion, ASPACC 2013, May 19, 2013 - May 22, 2013*. Proceedings of the 9th Asia-Pacific Conference on Combustion, ASPACC 2013. Korean Society of Combustion, p. 4.
- [7] Ambekar, A., Sreedhara, S. et Chowdhury, A. (2015). Burn Rate Characterization of Iso-Propyl Nitrate : A Neglected Monopropellant. *Combustion and Flame*, volume 162, numéro 3, p. 836–45.
- [8] Ashgriz, N. (2016). *Handbook of Atomization and Sprays : Theory and Applications*. Springer Science & Business Media, 922 p.
- [9] Bailey, A. et Murray, S. G. (2001). *Explosives, Propellants and Pyrotechnics (Brassey's World Military Technology)*, 2<sup>e</sup> édition. Numéro Brassey's World Military Technology dans Royal Military College of Science, Potomac Books Inc, London, UK, 187 p.
- [10] Barth, E. J., Gogola, M. A. et Goldfarb, M. (2003). Modeling and Control of a Monopropellant-Based Pneumatic Actuation System. Dans *2003 IEEE International Conference on Robotics and Automation, September 14, 2003 - September 19, 2003*. Proceedings - IEEE International Conference on Robotics and Automation, volume 1. Institute of Electrical and Electronics Engineers Inc., p. 628–633.
- [11] Beeley, P., Griffiths, J. F. et Gray, P. (1980). Rapid Compression Studies on Spontaneous Ignition of Isopropyl Nitrate Part I : Nonexplosive Decomposition, Explosive Oxidation and Conditions for Safe Handling. *Combustion and Flame*, volume 39, numéro 3, p. 255–268.

- 
- [12] Beeley, P., Griffiths, J. F. et Gray, P. (1980). Rapid Compression Studies on Spontaneous Ignition of Isopropyl Nitrate Part II : Rapid Sampling, Intermediate Stages and Reaction Mechanisms. *Combustion and Flame*, volume 39, numéro 3, p. 269–281.
- [13] Begak, O. Y. et Syroezhko, A. M. (2003). Improving the Cetane Number of Diesel Fuels. *Russian Journal of Applied Chemistry*, volume 76, numéro 8, p. 1351–1353.
- [14] Billlinton, P., Heatley, R. et Storm, J. (2015). Racing Fuel. [www.turbofast.com.au/racefuel.html](http://www.turbofast.com.au/racefuel.html) (page consultée le 17 septembre 2015).
- [15] Borisov, A. A., Troshin, K. Y. et Mikhalkin, V. N. (2016). Ignition and Combustion of Isopropyl Nitrate. *Russian Journal of Physical Chemistry B*, volume 10, numéro 5, p. 780–784.
- [16] Bosch Motorsport (2009). Equipment for High Performance Vehicles, (Catalog).
- [17] Boyer, J. E. (2005). *Combustion Characteristics and Flame Structure of Nitromethane Liquid Monopropellant*. Thèse de doctorat, The Pennsylvania State University, State College, PA, 225 p.
- [18] Branfill-Cook, R. (2014). *Torpedo : The Complete History of the World's Most Revolutionary Naval Weapon*. Seaforth Publishing, Barnsley, Angleterre, 253 p.
- [19] Brown, C. (1995). *Spacecraft Propulsion*. American Institute of Aeronautics and Astronautics, Washington, DC, 224 p.
- [20] Dunn-Rankin, D., Leal, E. M. et Walther, D. C. (2005). Personal Power Systems. *Progress in Energy and Combustion Science*, volume 31, numéro 5–6, p. 422–465.
- [21] Duva, A. W. (1994). *Torpedo with External Combustion Engine Having an Expansion Chamber*. Brevet américain no US 5,291,731, 8 mars 1994, US. Patent and Trademark Office.
- [22] Ferguson, C. R. et Kirkpatrick, A. T. (2015). *Internal Combustion Engines : Applied Thermosciences*, 3<sup>e</sup> édition. Wiley, Chichester, West Sussex, United Kingdom, 474 p.
- [23] Fifer, R. A. et Morris, J. B. (1994). Approximate Techniques for the Calculation of Heats of Explosion Using Thermochemical Computer Codes. *Thermochimica Acta*, volume 237, numéro 2, p. 375–389.
- [24] Freedman, E. (1988). Thermodynamic Properties of Military Gun Propellants. Dans *Gun Propulsion Technology*, Progress in Astronautics and Aeronautics, volume 109. American Institute of Aeronautics and Astronautics Inc., Washington, D.C., p. 103–132.
- [25] Goldfarb, M., Barth, E. J., Gogola, M. A. et Wehrmeyer, J. A. (2003). Design and Energetic Characterization of a Liquid-Propellant-Powered Actuator for Self-Powered Robots. *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, volume 8, numéro 2, p. 254–262.
-

- [26] Gonca, G. (2016). Comparative Performance Analyses of Irreversible OMCE (Otto Miller cycle engine)-DiMCE (Diesel miller cycle engine)-DMCE (Dual Miller cycle engine). *Energy*, volume 109, numéro Supplement C, p. 152–159.
- [27] Goodwin, D. G., Moffat, H. K. et Speth, R. L. (2015). Cantera : An Object-oriented Software Toolkit for Chemical Kinetics, Thermodynamics, and Transport Processes.
- [28] Gordon, S. et McBride, B. J. (1994). *Computer Program for Calculation of Complex Chemical Equilibrium Compositions and Applications. Part 1 : Analysis* (Rapport technique NASA RP-1311). NASA, Washington, D.C., NASA, Lewis Research Center, Cleveland, 61 p.
- [29] Griffiths, J., Gilligan, M. et Gray, P. (1973). Decomposition of Isopropyl Nitrate at High Temperatures and Pressures Under Static And Flowing Conditions. *Combust Inst Eur Symp, Pap, Engl, Sep 16-21 1973, September 16, 1973 - September 21, 1973*, p. 117–122.
- [30] Griffiths, J., Gilligan, M. et Gray, P. (1975). Pyrolysis of Isopropyl Nitrate - I - Decomposition at Low Temperatures and Pressures. *Combustion and Flame*, volume 24, numéro 1, p. 11–19.
- [31] Griffiths, J. F., Gilligan, M. F. et Gray, P. (1976). Pyrolysis of Isopropyl Nitrate - II. Decomposition at High Temperatures and Pressures. *Combustion and Flame*, volume 26, p. 385–393.
- [32] Inomata, T., Griffiths, J. F. et Pappin, A. J. (1991). The Role of Additives as Sensitizers for the Spontaneous Ignition of Hydrocarbons. *Symposium (International) on Combustion*, volume 23, numéro 1, p. 1759–1766.
- [33] Joiner, S. (2011). The Mojave Launch Lab. *Air & Space Magazine*, , numéro mai.
- [34] Kappenstein, C., Batonneau, Y., Brahmi, R. et Pirault-Roy, L. (2010). Propulsion and Catalysis - Historical Survey, Up-To-Date Overview, and Current Challenge. *International Journal of Energetic Materials and Chemical Propulsion*, volume 9, numéro 5, p. 413–36.
- [35] Khuri, A. I. (2003). *Advanced Calculus with Applications in Statistics*, 2<sup>e</sup> édition. Wiley, Hoboken, NJ.
- [36] Klein, N. (1988). Liquid Propellants for Use in Guns. Dans *Gun Propulsion Technology*, Progress in Astronautics and Aeronautics, volume 109. American Institute of Aeronautics and Astronautics Inc., Washington, D.C., p. 473–497.
- [37] Klingenberg, G., Knapton, J., Morrison, W. et Wren, G. (1998). *Liquid Propellant Gun Technology*. Numéro 175 dans Progress in Astronautics and Aeronautics, AIAA, Reston, Virginia, 461 p.
- [38] Klingenberg, G., Rockstroh, H., Knapton, J. D., Despirito, J. et Frieske, H.-J. (1990). Investigation of Liquid Gun Propellants : Electrical ignition of LGP 1846. *Propellants, Explosives, Pyrotechnics*, volume 15, numéro 3, p. 103–114.
-

- [39] Kroenlein, K., Muzny, C. D., Kazakov, A. F., Diky, V., Chirico, R. D., Magee, J. W., Abdulagatov, I. et Frenkel, M. (2012). NIST/TRC Web Thermo Tables (WTT), NIST Standard Reference Subscription Database 3 - Professional.
- [40] Labbe, N. J. (2013). *Determining Detailed Reaction Kinetics for Nitrogen- and Oxygen-Containing Fuels*. Thèse de doctorat, University of Massachusetts, Amherst, MA, 813 p.
- [41] Lee, T.-W. et Faeth, G. (1992). Structure and mixing properties of combusting monopropellant sprays. *Journal of Propulsion and Power*, volume 8, numéro 2, p. 271–279.
- [42] Lee, T.-W., Gore, J. P., Faeth, G. M. et Birk, A. (1988). Analysis of Combusting High-Pressure Monopropellant Sprays. *Combustion Science and Technology*, volume 57, numéro 4-6, p. 95–112.
- [43] Manzhelii, E. A., Sergeev, S. M., Petrukhin, N. V. et Sharapa, O. V. (2016). Combustion Promoters for Hydrocarbon Fuels. *Chemistry and Technology of Fuels and Oils*, volume 51, numéro 6, p. 565–571.
- [44] McBride, B. J., Zehe, M. J. et Gordon, S. (2002). *NASA Glenn Coefficients for Calculating Thermodynamic Properties of Individual Species* (Rapport technique NASA/TP-2002-211556). National Aeronautics and Space Administration, Glenn Research Center, Cleveland, Ohio, 291 p.
- [45] McGee, T. G., Raade, J. W. et Kazerooni, H. (2004). Monopropellant-Driven Free Piston Hydraulic Pump for Mobile Robotic Systems. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, volume 126, numéro 1, p. 75–81.
- [46] McMahan, T. (2015). New Green Propellants Complete Milestones. [www.nasa.gov/centers/marshall/news/news/releases/2015/new-green-propellants-complete-milestones.html](http://www.nasa.gov/centers/marshall/news/news/releases/2015/new-green-propellants-complete-milestones.html) (page consultée le 15 septembre 2015).
- [47] Meyer, R., Kohler, J. et Homburg, A. (2007). *Explosives*, 6<sup>e</sup> édition. Wiley, 430 p.
- [48] Mikalsen, R. et Roskilly, A. P. (2007). A Review of Free-Piston Engine History and Applications. *Applied Thermal Engineering*, volume 27, numéro 14–15, p. 2339–2352.
- [49] Morin, J. et Bedjanian, Y. (2016). Thermal Decomposition of Isopropyl Nitrate : Kinetics and Products. *The Journal of Physical Chemistry A*, volume 120, numéro 41, p. 8038–8043.
- [50] Mungas, G., Fisher, D. J., Mungas, C. et Carryer, B. (2009). *Nitrous Oxide Fuel Blend Monopropellants*. Demande de brevet américain en instance no US 2009/0133788 A1, 29 mai 2009, US. Patent and Trademark Office.
- [51] Nouri, J. M., Mitroglou, N., Yan, Y. et Arcoumanis, D. (2007). Internal Flow and Cavitation in a Multi-Hole Injector for Gasoline Direct-Injection Engines. *SAE Technical Papers*, p. 2007–01.
-

- [52] Oxley, J. C., Smith, J. L., Rogers, E., Ye, W., Aradi, A. A. et Henly, T. J. (2000). Fuel Combustion Additives : A Study of Their Thermal Stabilities and Decomposition Pathways. *Energy & Fuels*, volume 14, numéro 6, p. 1252–1264.
- [53] Pepekin, V. I. et Gubin, S. A. (2007). Heat of Explosion of Commercial and Brisant High Explosives. *Combustion, Explosion, and Shock Waves*, volume 43, numéro 2, p. 212–218.
- [54] Petrucci, R. H., Herring, F. G., Madura, J. D. et Bissonnette, C. (2011). *General Chemistry : Principles and Modern Applications*, 10<sup>e</sup> édition. Pearson, Toronto.
- [55] Powling, J. et Smith, W. (1957). Flame Decomposition of Propyl Nitrates. *Combustion and Flame*, volume 1, numéro 3, p. 308–320.
- [56] Raade, J. W., McGee, T. G. et Kazerooni, H. (2003). Design, Construction, and Experimental Evaluation of a Monopropellant Powered Free Piston Hydraulic Pump. Dans *2003 ASME International Mechanical Engineering Congress*, volume 72. American Society of Mechanical Engineers (ASME), p. 651–658.
- [57] Reynolds, W. C. (Januaru 1986). *The Element Potential Method for Chemical Equilibrium Analysis : Implementation in the Interactive Program STANJAN* (Rapport technique). Departement of Mechanical Engineering, Stanford University, Stanford, 48 p.
- [58] Rolls-Royce (1996). Starting and Ignition. Dans *The Jet Engine*, rolls-royce plc édition. 5th edition, Derby, England, p. 121–132.
- [59] Schmidt, E. W. (2001). *Hydrazine and Its Derivatives : Preparation, Properties, Applications*, 2<sup>e</sup> édition. Wiley, New York, 2232 p.
- [60] Schultheis, S. K. (1972). *Portable Underwater Thermal Power System* (Rapport technique AD0738444). Naval Undersea Research and Development Center, San Diego, Ca, 16 p.
- [61] Shao, H., Kugler, E. et Dadyburjor, D. (2004). Catalysts for Hydrogen Production from Methane. *ACS Division of Fuel Chemistry, Preprints*, volume 49, p. 702–705.
- [62] Shields, B. et Goldfarb, M. (2005). Design and Energetic Characterization of a Solenoid Injected Liquid Monopropellant Powered Actuator for Self-Powered Robots. Dans *Proceedings of the 2005 IEEE International Conference on Robotics and Automation*. IEEE, p. 241–246.
- [63] Smith, G. P., Golden, D. M., Frenklach, M., Moriarty, N. W., Eiteneer, B., Goldenberg, M., Bowman, C. T., Hanson, R. K., Song, S., Gardiner Jr., W. C., Lissianski, V. V. et Qin, Z. (1999). GRI-Mech 3.0. [www.me.berkeley.edu/gri\\_mech/](http://www.me.berkeley.edu/gri_mech/).
- [64] Soteriou, C., Andrews, R. et Smith, M. (1995). Direct Injection Diesel Sprays and the Effect of Cavitation and Hydraulic Flip on Atomization. Dans *SAE International Congress and Exposition*. SAE Technical Papers.
-

- 
- [65] Spores, R. A., Masse, R., Kimbrel, S. et McLean, C. (2014). GPIM AF-M315E Propulsion System. Dans *50th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference and Exhibit*. p. 12.
- [66] Sutton, G. P. et Biblarz, O. (2010). *Rocket Propulsion Elements*, 8<sup>e</sup> édition. Wiley, Hoboken, N.J, 784 p.
- [67] Swedish Space Corporation (2015). ECAPS capabilities. [www.sscspace.com/about-the-ssc-group/ssc-companies/ecaps/capabilities-3](http://www.sscspace.com/about-the-ssc-group/ssc-companies/ecaps/capabilities-3) (page consultée le 15 septembre 2015).
- [68] Tanaka, N., Matsuo, T., Furukawa, K., Nishida, M., Suemori, S. et Yasutake, A. (2011). The “Greening” of Spacecraft Reaction Control Systems. *Mitsubishi Heavy Industries Technical Review*, volume 48, numéro 4, p. 44–50.
- [69] White, F. M. (2006). *Fluid Mechanics*, 6<sup>e</sup> édition. Mcgraw-Hill College, New York.
- [70] Woo, Y. et Lee, Y. (2014). Free Piston Engine Generator : Technology Review and an Experimental Evaluation with Hydrogen Fuel. *International Journal of Automotive Technology*, volume 15, numéro 2, p. 229–35.
- [71] Xu, F.-m. (2013). On The Definition of Propellant Force. *Defence Technology*, volume 9, numéro 2, p. 127–130.
- [72] Yang, G., Park, D., Kim, C. T. et Kwon, S. (2010). Hydrogen Peroxide-Based Gas Generator Design and Performance Testing as an Aircraft Emergency Power Unit. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, volume 132, numéro 11, p. 114504–114504–6.
- [73] Zaslanko, I. S., Smirnov, V. N. et Tereza, A. M. (1993). High-Temperature Decomposition of Methyl, Ethyl, and Isopropyl Nitrates in Shock-Waves. *Kinetics and catalysis*, volume 34, numéro 4, p. 531 – 538.
-